

第
31
篇

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

传动总论

主 编 朱孝录

编 写 朱孝录

审 稿 张兰英



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第 1 章 机械传动分类、特点和类型选择

1 传动的功能与分类

在漫长的历史长河中，人类创造了各种各样的工具，最后发明了机器。机器能够使用自然界的能源为人类服务，从而使人类的能力发生根本性的变化。机器的种类很多，其用途和性能也差别很大，但从组成上看大致有三种结构，如图 31.1-1 所示。其基本组成部分是动力机、工作机（也称工作机构、执行机、执行机构等，以下统称工作机）和传动装置。

当动力机的转速和结构能满足工作机的要求时，则可将工作机直接装在动力机上（图 31.1-1a）。这是一种结构上最简单的机器，例如电风扇、砂轮机 etc。

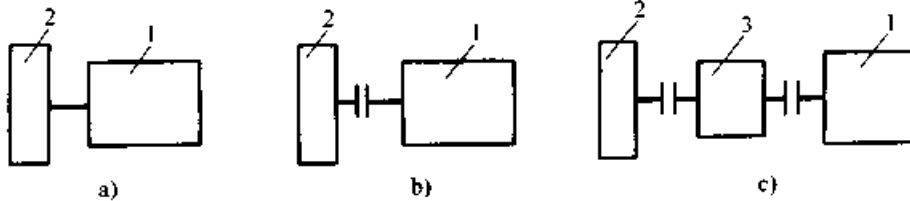


图 31.1-1 机器组成的三种结构

1—动力机 2—工作机 3—传动装置

3) 将一个动力机的机械能传送到数个工作机上，或将数个动力机的机械能传送到一个工作机上；

4) 其他的特殊作用，如有利于机器的控制、装配、安装、维护和安全等而设置传动装置。

以上提到的动力机有一次动力机和二次动力机之分：一次动力机能把自然界的能源转变为机械能，如柴油机、汽轮机、水轮机等；二次动力

当动力机的转速虽然能满足工作机的要求，但结构上不便于将工作机直接装在动力机轴上（如重量太大、结构过于复杂、装拆运输不方便等原因），则将工作机与动力机分开，中间用联轴器或别的方式联接（图 31.1-1b）。

当动力机的转速不能满足工作机的要求时，则两者之间必须加一传动装置，用来协调两者的转速（图 31.1-1c）。除了协调转速外，实际上传动装置还有许多别的功能，例如：

1) 改变动力机输出的转矩，以满足工作机的要求；

2) 把动力机输出的运动形式转变为工作机所需的运动形式，如将旋转运动改变为直线运动，或反之；

机能把一次动力机驱动的变能机（如发电机等）所产生的各种形态的能转变为机械能，如电动机、液压马达、气动马达等。

在实际机器中有多种类型传动，通常可按工作原理分为机械传动、流体传动、电力传动和磁力传动四大类，如表 31.1-1 所列。在本篇中主要论述机械传动，流体传动见本大典第 5 卷。

机械传动装置主要由传动元件（齿轮、带、

表 31.1-1 传动的分类

传动类型	说明	
机械传动	利用机械的方式，在主动轴和从动轴间传递运动和动力，或同时实现某些其他作用的装置，如摩擦传动、啮合传动等	
流体传动	气压传动	以压缩空气为动力源来驱动和控制各种机械设备以实现生产过程机械化和自动化的一种传动方式
	液压传动	用液体压力能来转换或传递机械能的传动方式

传动类型		说 明
流体传动	液力传动	以液体为工作介质, 在两个或两个以上的叶轮组成的工作腔内, 通过液体动量矩的变化来传递能量的传动
	液体黏性传动	与多片摩擦离合器相似, 利用改变摩擦片间的油膜厚度与压力, 以改变油膜的剪切力, 作无级变速的传动
电气传动	直流电气传动	以直流电动机作为动力机来带动工作机, 并按给定的规律运动的传动方式
	交流电气传动	以交流电动机作为动力机来带动工作机, 并按给定的规律运动的传动方式
磁力传动		利用磁力作用来传递运动和机械能的传动方式

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

链等)、轴、轴承和机体等组成。此外, 联轴器、离合器、制动器等部件在完成机械能的传递、停止和控制等方面起到了重要的作用, 因此本篇将联轴器、离合器和制动器也作为机械传动装置的一部分加以论述和介绍。

虽然机器的基本组成部分是动力机、工作机和传动装置, 但是根据机器的工作需要, 可能还有控制系统和润滑、照明等辅助系统。不过本篇

不涉及这方面的内容。

2 机械传动的分类

机械传动的种类很多, 可以从不同角度来分类: 表 31.1-2 所列是按工作原理的分类; 表 31.1-3 所列是按传动比变化情况的分类; 表 31.1-4 所列是按能量的流动路线的分类。

表 31.1-2 机械传动按工作原理分类

传动类型		说 明
摩擦传动	摩擦轮传动	圆柱形, 槽形、圆锥形、圆柱圆盘形
	挠性摩擦传动	带传动: V带(普通带、窄形带、大楔角带、特殊用途带), 平带, 多楔带, 圆带绳传动
	摩擦式无级变速传动	定轴的(无中间体的、有中间体的) 动轴的 有挠性元件的
啮合传动	圆柱齿轮传动	啮合形式: 内、外啮合、齿条 齿形曲线: 渐开线, 单、双圆弧, 摆线 齿向曲线: 直齿, 螺旋(斜)齿, 曲线齿
	圆锥齿轮传动	啮合形式: 外、内啮合, 平顶及平面齿轮 齿形曲线: 渐开线, 单、双圆弧 齿向曲线: 直齿, 斜齿, 弧线齿及曲线齿
	动轴轮系	渐开线齿轮行星传动(单自由度、多自由度) 少齿差行星传动 谐波齿轮传动(三角形齿、渐开线齿) 内齿行星齿轮传动(三环减速器)
	非圆齿轮传动	可实现主、从动轴间传动比按周期性变化的函数关系

续表 31.1-2

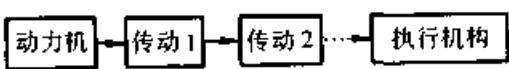
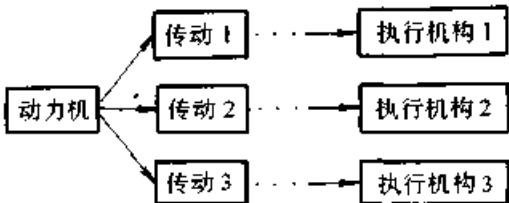
传动类型		说明
啮合传动	圆柱蜗杆传动	普通圆柱蜗杆：阿基米德 (ZA)、法向直廓 (ZN)、渐开线 (ZI)、锥面包络 (ZK) 圆弧圆柱蜗杆 (ZC)
	环面蜗杆传动	直廓环面 平面包络环面：一次包络、二次包络 锥面包络环面
	锥蜗杆	
	挠性啮合传动	链传动：套筒滚子链，套筒链，弯板链，齿形链，销链 带传动：同步带
	螺旋传动	摩擦形式：滑动，滚动，静压 头数：单头，多头

注：也可将连杆机构、凸轮机构等列入机械传动一类中。

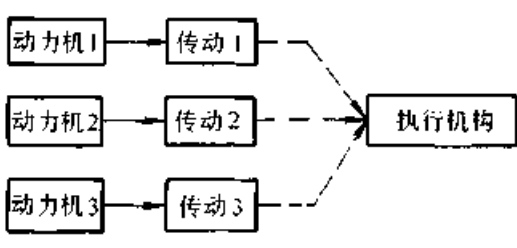
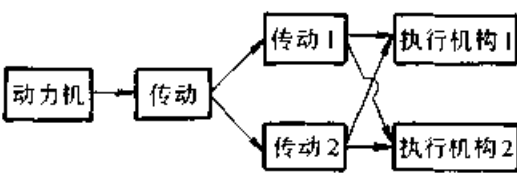
表 31.1-3 机械传动按传动比变化情况分类^[1]

传动分类	说明	传动举例	
定传动比传动	输入与输出转速相对应，适用于工作机工况固定，或其工况与动力机工况对应变化的场合	带、链、摩擦轮传动，齿轮、蜗杆传动	
变传动比传动	有级变速	一个输入转速对应于若干个输出转速，且按某种数列排列，适用于动力机工况固定而工作机有若干种工况的场合，或用来扩大动力机的调速范围	齿轮变速箱、塔轮传动
	无级变速	一个输入转速对应于某一范围内无限多个输出转速，适用于工作机工况极多或最佳工况不明确的情况	各种机械无级变速器
	按周期性规律变化	输出角速度是输入角速度的周期性函数，用来实现函数传动及改善某些机构的动力特性	非圆齿轮、凸轮、连杆机构、组合机构

表 31.1-4 机械传动按能量的流动路线分类^[1]

传动类型	简图	说明	传动举例
单流传动		有单级、多级之分；全部能量均流过每一个传动元件，一般为单自由度传动	侧轴式减速器、边缘单流传动的水泥磨机传动
多流传动		用于多执行机构的机器，传动效率与能量分配有关	汽车起重机起重作业部分的传动、农业机械作业部分的传动、多轴钻

续表 31.1-4

传动类型	简 图	说 明	传 动 举 例
多 流 传		用于低速、重载、大功率、执行机构少而执行构件惯性大的机器；传动效率与能量分配有关	多电机多流中心或边缘传动的水泥磨机传动、提升机、转炉倾动机构
混 流		是分流与汇流传动的复合传动	同轴式减速器、齿轮加工机床工件与刀具的传动系统、车辆的行走与转向部分的传动

3 摩擦轮传动、带传动和链传动的特点和性能

摩擦轮传动、带传动和链传动的特点（优缺点）

点和应用举例见表 31.1-5。这几种传动的传动装置目前尚无标准化的产品系列，因此在设计机器时，都是在选定传动类型后再进行传动装置的具体设计，以满足机器传动的要求。

表 31.1-5 摩擦轮传动、带传动和链传动的特点、性能和应用

类别	特 点	功率 P/ kW	速度 v/ m·s ⁻¹	效率 η	单级传 动比 i	寿命/h	应用举例
摩擦 轮 传 动	结构简单，运转平稳，噪声小，可用作无级变速传动，有过载保护作用。接触作用力大，有滑动，磨损较快	一般 <20 最大 200	一般 ≤25 最高 50	0.85~0.92	一般 ≤7 有卸载 装置 ≤15	取决于接触强度和抗磨损能力	摩擦压力机、机械无级变速器和某些仪器等
带 传 动	结构简单，轴间距范围大，运转平稳，噪声小，能缓和冲击，有过载保护作用（同步带除外），安装、维护要求不高，成本低。外廓尺寸大，摩擦型带有滑动，易摩擦起电，作用在轴上的力大，带的寿命短	平带 ≤3 500 V带 ≤4 000 同步带 ≤400	平带 ≤120 V带 ≤40 同步带 ≤100	平带 0.94~0.98 V带 0.90~0.94 同步带 0.96~0.98	平带 ≤5 V带 ≤8 同步带 ≤8	一般 V带 3 500~5 000 优质 V带可 达 20 000	金属切削机床、输送机、通风机、纺织和办公机械等
链 传 动	结构简单，轴间距范围大，传动比恒定，能在恶劣环境下工作，工作可靠，作用在轴上的力小。瞬时速度不均匀，不如带传动平稳，链磨损伸长后易产生振动、掉链	一般 ≤200 最大 4 000	一般 ≤20 最大 40	0.92~0.98	一般 ≤8 最大 10	5 000~ 15 000	农业机械、石油、矿山、运输、起重和纺织等机械

4 齿轮传动的特点和性能

齿轮传动的种类很多（表 31.1-2），常用

齿轮传动的特点、性能和应用举例见表 31.1-6。

表 31.1-6 常用齿轮传动的特点、性能和应用

类别	主要特点	功率 P/kW	速度 $v/m \cdot s^{-1}$	效率 η	单级传动比	应用举例	
圆柱齿轮	渐开线齿轮	功率和速度范围大, 通用性强, 工作可靠, 效率高, 对中心距误差的敏感性小, 易于制造和精确加工, 可进行变位切削和修形	<25 000 最大 50 000	一般 <150 最大 300	与制造精度有关, 一般 0.96~0.99	一般 <8 最大 10	应用极为广泛, 几乎遍及工业各部门
	单圆弧齿轮	接触强度高, 磨损小, 无根切现象, 只能制成斜齿轮, 轮齿弯曲强度相对较差	低速 <5 000	一般 <100	与制造精度有关, 一般 0.97~0.99	一般 <8	用于起重机、轧钢机、矿山机械以及通用减速器; 高速用于鼓风机、汽轮机、空压机等
	双圆弧齿轮	具有单圆弧齿轮的基本优点, 弯曲强度有所改进, 可用一把滚刀加工一对齿轮, 传动平稳	高速可达 6 000	最高 140	最高 0.994	最大 10	
	销齿传动	可制成外啮合、内啮合和齿条啮合, 结构简单, 加工容易, 造价低, 维修方便	大多用于小功率	0.05~0.5	有润滑 0.93~0.95 无润滑 0.9~0.93	一般 5~30	用于起重机回转机构、球磨机传动机构、加热炉台车拖曳机构等
锥齿轮传动	直齿锥齿轮	比曲线齿锥齿轮的轴向力小, 制造也容易	已达 373	<5	0.97~0.995	<8	汽车、拖拉机和其他轴线相交的中低速传动
	斜齿锥齿轮	比直齿锥齿轮总重合度大, 提高平稳性	比直齿锥齿轮稍大	比直齿锥齿轮高	0.97~0.995	<8	
	曲线齿锥齿轮	比直齿锥齿轮传动平稳, 噪声小, 承载能力大; 支承部分要考虑较大的轴向力和方向	已达 746	>5 磨齿可达 50	0.97~0.995	<8	汽车、拖拉机驱动桥、通用圆锥圆柱齿轮减速器
准双曲面齿轮传动	比曲线齿锥齿轮传动更平稳; 利用偏置距增大小轮直径, 因而可增加小轮刚性, 实现两端支承; 沿齿长方向有滑动, 传动效率比直齿锥齿轮低	已达 1 000	<30	0.9~0.98	<10	广泛用于越野车、小客车和卡车, 以提高或降低车辆重心; 经特殊设计和加工, 可代替蜗杆传动	
蜗杆传动	普通圆柱蜗杆(包括 ZA 型、ZI 型、ZN 型蜗杆)	传动比大, 运转平稳, 噪声小, 结构紧凑, 可实现自锁	<200	一般 <15	一般 0.7~0.9	一般 8~80	多用于中小载荷间歇运转的情况, 如轧钢机压下装置, 慢动提升机等
	圆弧圆柱蜗杆(ZC 蜗杆)	主平面共轭齿面为凹凸齿啮合, 接触线形状有利于形成油膜, 传动效率和承载能力均高于普通圆柱蜗杆传动	<200	一般 <15	比普通圆柱蜗杆高	8~80	可代替普通圆柱蜗杆传动

续表 31.1-6

类别	主要特点	功率 P/kW	速度 $v/m \cdot s^{-1}$	效率 η	单级传动比	应用举例	
蜗杆传动(包括平面包络、锥面包络、渐开面包络和直廓环面蜗杆)	接触线和相对速度夹角接近于 90° , 有利于形成油膜; 接触齿数多, 当量曲率半径大, 其承载能力比普通圆柱蜗杆传动可以大 2~3 倍, 但制造工艺要复杂一些	$<4\ 500$	一般 <15	比普通圆柱蜗杆高	5~100	轧机压下装置、各种提升机、转炉倾动装置、冷挤压机等	
普通渐开线行星传动	体积小, 重量轻, 承载能力大, 效率高, 工作平稳、可靠, 但结构比较复杂, 制造成本较高	NGW 型 一般 $<6\ 500$ 个别可达 10^5	高低速 均可	与渐开圆柱齿轮大致相同	NGW 型 3~12	NGW 型主要用于冶金、矿山、起重运输等低速重载机械设备; 也用于压缩机、制氧机、船舶等高速大功率传动	
少齿差传动	渐开线少齿差	结构简单, 齿轮加工容易, 价格较低, 但转臂轴承受径向力较大。能承受过载冲击的能力较强, 寿命较长	一般 ≤ 55 最大达 100	一般高速 轴转速小于 $1\ 800\ r/min$	一般 0.8~0.9	10~100	起重、运输、轻工、化工、食品、农机、机床等机械
	摆线少齿差	多齿啮合, 承载能力高, 运转平稳, 故障少, 寿命长, 结构紧凑, 但制造成本较高。主要零部件加工精度要求高, 齿形检测困难, 大直径摆线轮加工困难	一般 <100 最大达 220		0.9~0.98	11~87	冶金、石油、化工、轻工、食品、纺织、工程、起重、运输等机械
	圆弧少齿差	其结构型式与摆线少齿差传动基本相同, 其特点在于: 行星轮的齿廓曲线改为凹圆弧, 它与针齿的曲率半径相差很小, 从而提高了接触强度	<30			11~71	矿山运输、轻工、纺织、印染机械
	活齿少齿差	固定齿圈上的齿形制成圆弧或其他曲线, 行星轮上的各轮齿改用单个的活动构件(如滚珠), 当主动偏心盘驱动时, 它们将在输出盘上的径向槽孔中活动, 形成输出轴运转	<18		0.86~0.87	20~80	矿山、冶金机械

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 31.1-6

类别	主要特点	功率 P/ kW	速度 v/ m·s ⁻¹	效率 η	单级传 动比	应用举例
谐波齿轮 传动	传动比大、范围宽、元件少、体积小、重量轻；同时啮合的齿数多，故承载能力高；运动精度高、运转平稳、噪声低；传动效率也较高；柔轮的制造工艺较复杂	已达 370 一般 < 50		0.7~0.9	< 500	航空、航天飞行器，原子能、雷达系统，汽车、坦克、机床、医疗器械，光学机械精密传动，高压、高真空密封传动，工业机器人和无线电跟踪系统等
内齿行星齿轮 传动（三环 减速器）	可双轴或单轴输入；多对内齿行星齿轮啮合，承载能力大，轴承寿命长；能得到大传动比；轴向尺寸小，径向尺寸大；三片内齿行星轮误差可相互补偿，整机精度高；还不能用于高速传动	已达 2 000		0.94~0.96	11~99	冶金、起重运输机械，替代普通圆柱齿轮减速器

5 机械无级变速器的特点和性能

$\frac{n_{2max}}{n_{2min}}$, n_{2max} 和 n_{2min} —— 无级变速器输入轴转速

机械无级变速器的传动原理、特点、性能和应用举例见表 31.1-7。表中：变速比 $R_b =$

n_1 恒定时输出轴可达到的最高转速和最低转速。

表 31.1-7 机械无级变速传动的特点和应用^[1]

型式	定轴式				行星式	脉动式	制动耗能 (滑差)式
	无中间体的		有中间体的				
	改变主动 轮工作直径	改变从动 轮工作直径	同时改变 主从动轮工 作直径	改变中间 滚动体工作 直径			
传动原理	大多借摩擦力传动，用改变传动构件间的长度（工作直径）比例进行变速 传动能力受加压机构和滚动体的强度及润滑油性能的限制				基本原理和定轴式相同，并利用行星传动原理	用棘轮或单向超越离合器将可调幅的中间摆动件变为单向的脉动输出 传动能力受超越离合器的限制	借改变制动力进行耗能来实现变速

续表 31.1-7

型 式	定 轴 式				行星式	脉动式	制动耗能 (滑差) 式
	无中间体的		有中间体的				
	改变主动 轮工作直径	改变从动 轮工作直径	同时改变 主从动轮工 作直径	改变中间 滚动体工作 直径			
特 点	结构简单, 可制成系列化的独立部件, 适应性强, 维护方便; 滑动率 $\epsilon < 3\% \sim 5\%$, 在实现恒功率变速方面比电力、流体无级调速好 除少数可在停车时变速外, 均需在运行时变速对材料、热处理、加工精度、润滑油的要求高适于中、小功率传动				在零转速附近, 机械特性差, 滑动率 $\epsilon < 7\% \sim 10\%$, 可扩大传递功率和变速范围	输出为不等速的旋转运动, 变速稳定 适于中、低 速小功率传动	结构简单, 效率低, 寿命短, 变速不稳定
运 动 特 性	变速比 R_b	3~5	<3	<16 (25)	<17 (20)	<40	>6
	升、降速	升、降				降	
	反转	可以	可以	不可以	不可以	可以	不可以
动 力 参 数	功率 P/kW	<40	多盘式达 300	<40	<40	<75	<10
	传动效率 η	0.50	~0.85	0.75~0.95	0.80~0.93	0.60~0.80	0.20~0.85
	机械特性	见本卷第 38 篇表 38.1-1					$\gamma \approx$ 常数
应用举例	食品、化纤、纺织、橡胶、制烟等机械, 机床、搅拌机、运算机构		机床主传动、进给机构, 电源及振动试验台, 航空、汽车工业	机床, 纺织、化工、印染、钟表等机械, 工程机械, 电工机械	机床进给系统、主传动系统, 变速电机, 化工、塑料机械, 试验设备	食品机械, 无线电装配线, 热加工运输线	旧式纺织机械, 现已少用

6 机械传动装置类型的选用

机械传动装置的选用(首先是传动类型的选用)是比较复杂的工作, 它需要考虑从动力机到工作机多方面的因素, 经细致分析对比后才能作出合理的选择。通常, 以下几方面是选择机械传动装置类型的基本依据:

- 1) 工作机的工况和性能参数;
- 2) 动力机的性能及与动力机的匹配对传动装置机械特性上的要求;
- 3) 综合分析不同类型传动装置的初始费用、运转费用和维修费用, 使所选的传动装置具有良好的经济性;
- 4) 能符合运转安全和环境保护(减振、降噪等)方面的要求;

5) 使用和控制方便、可靠。

在现代的机器设计中, 为了优化机器的设计方案, 传动方案的确定都是同动力机的选择、工作机构的选定通盘考虑的。也就是考虑动力机、传动装置与工作机的匹配问题(详见本篇第 2 章)。传动装置的选用, 通常并没有一成不变的程序可行, 而要根据不同机器的具体条件和复杂程度, 经多方案的分析比较才能选定。以下几方面是在选定传动装置类型时要具体分析考虑的:

1) 机械特性 传动装置的机械特性(一般是指转矩—转速曲线)要与动力机和工作机的机械特性相匹配, 使机器能在最佳状态下运转。详见本篇第 2 章。

2) 功率范围 各种机械传动都有各自最合理的功率范围, 例如摩擦轮传动不适于传递大功

率，而圆柱齿轮传动的功率可达数万 kW。因此要在最合理的功率范围内来选择传动装置的类型。

3) 速度 受运转时发热、振动、噪声或制造精度等条件的限制，各种传动装置的极限速度（转速）虽然在不断提高，但考虑经济性后，其合理的速度范围还是存在的。例如，V带传动受带与带轮间产生的气垫、带体发热和离心力的限制，其最高带速为 25~30 m/s；如果带速过低，带的根数将增加过多，这也是不可取的。几种链传动和带传动的有效功率 P 与最大功率 P_{\max} 之比值与速度 v 的关系表示在图 31.1-2 中。这几种传动装置运转时，其传动件链或带的离心力随圆周速度 v 的增加而增大，从而限制了可传递的有效载荷。再例如，受制造精度和尺寸的限制，圆锥齿轮的允许圆周速度要比圆柱齿轮的小得多（表 31.1-6）。

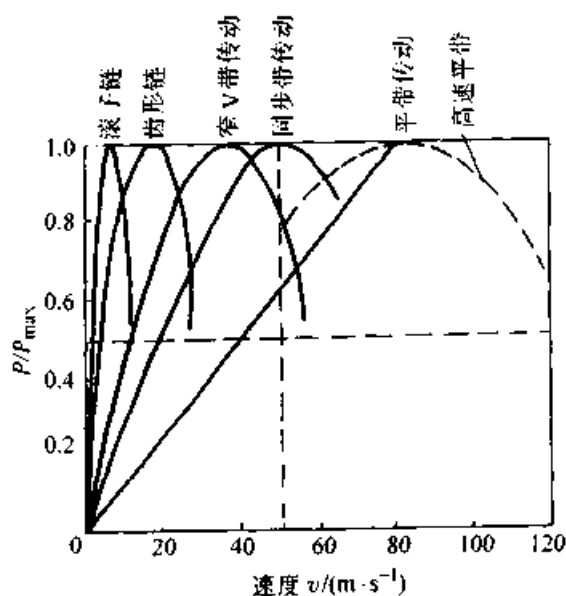


图 31.1-2 链、带传动装置的有效功率与最大功率之比值

4) 传动比范围 各种机械传动单级传动比的合理范围差别很大，这是由于传动装置的结构条件有很大不同引起的。例如，圆柱齿轮传动，通常其传动比 $i \leq 10$ ，而单级谐波齿轮传动的传动比 i 可达 500。因此，按合理的传动比范围来选用传动装置类型是重要的。

5) 传动效率 对于小功率的传动，其传动效率的高低一般不太引人注意；但对于大功率的传动，其传动效率对能源的消耗和运转费用的影响就举足轻重了。因此在这种情况下，就应该优先考虑选用传动效率高的传动类型。

6) 寿命 机械传动装置的寿命主要表现在疲劳寿命和磨损寿命两方面，在设计机械传动装置时，一般都作了详细的考虑和计算。但是，由于各种传动装置受本身的结构条件和制造水平的限制，其寿命仍有较大差别。例如，一般的滑动螺旋传动就比滚动螺旋磨损快、寿命短；低速的蜗杆传动，由于不能形成较好的油膜，所以传动件磨损快、寿命短。

7) 外廓尺寸 在相同的传动功率和速度下，采用不同种类的传动装置，其外廓尺寸可以相差很大。图 31.1-3 表示出传动功率 $P = 50$ kW，高速轴转速 $n = 1000$ r/min，传动比 $i = 5$ 的不同种类传动的外廓尺寸比较。由图可见，如果受安装空间的限制，要求结构紧凑时，就不宜采用带传动和链传动。相反，如果由于布置上的原因，要求主从动轴之间的距离较大时，就应该采用带传动或链传动，而不宜采用齿轮传动。

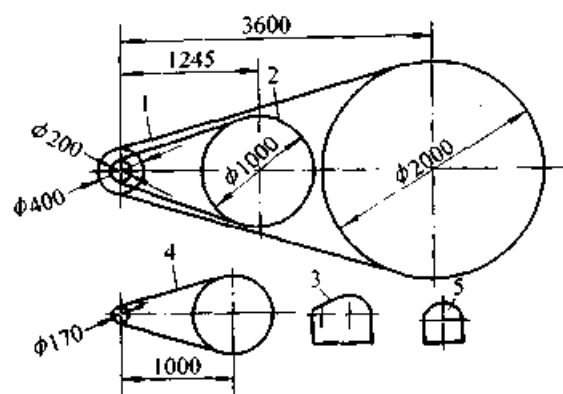


图 31.1-3 几种传动类型外廓尺寸比较
1—带传动 2—V带传动 3—齿轮传动
4—链传动 5—行星齿轮传动

8) 重量 很多机器对自重有限制，例如飞机等航空器、机动车辆、安装在海上钻探平台上用的机器等。在这种情况下，传动装置的重量（常用功率重量比 G/P ，kg/kW 来表示）在选择传动类型时就要重点考虑了。各类传动的 G/P 差别很大，即使是同类传动，各型式传动的 G/P 值也不同，例如机械无级变速传动装置的功率重量比 G/P 如图 31.1-4 所示。很显然，图中作为比较的齿轮传动的 G/P 最小。进一步考虑：行星齿轮传动和谐波齿轮传动要比定轴齿轮传动的 G/P 小得多。因此，在许多对重量有特殊要求的场合，这些 G/P 小的传动类型就是常用的。

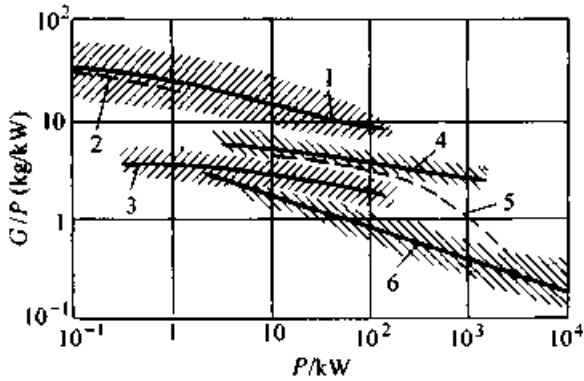


图 31.1-4 无级变速传动装置的功率重量比
 1—全金属摩擦轮传动、链传动装置 2—连杆式传动装置
 3—V带传动装置 4—液压传动装置
 5—液力传动装置 6—齿轮传动装置

9) 变速要求 通常可以采用机械有级变速或无级变速传动装置来满足机器的变速要求。有级变速常采用圆柱齿轮传动，或采用带、链的塔轮机构来实现。后者由于操纵不方便、尺寸大，目前已很少用。机械无级变速最常用的是摩擦式无级变速器，它有结构紧凑、传动平稳、噪声小等优点，但传递的功率不能太大，寿命也较短。

目前，机械无级变速器与变速电动机组合成的变速电机在工业生产中得到广泛的应用。

10) 价格 传动装置的初始费用主要决定于价格，这是在选用传动装置类型时必须考虑的经济因素。例如，在生产水平与给定的传动类型制造要求相适应的条件下，齿轮传动和蜗杆传动的价格较高，带传动约为齿轮传动价格的 60%~70%，而摩擦轮传动的价格较低。同为齿轮传动，采用硬齿面的传动装置要比软齿面的价格高得多。

在实际的传动装置选用过程中，以上各方面都同时得到满足是不容易的，因为有些要求可能相互矛盾、相互制约。例如，要求传动效率高的传动装置，其制造精度就要高，其价格必然较高；要求外廓尺寸紧凑的传动装置，一般都用好材料制造，其价格必然较高。因此，在选择传动装置类型时，要根据机器的工况、技术要求，考虑技术经济的合理性，对可能适用的多种传动类型，从以上各方面进行细致的分析对比，必要时还要进行优化计算处理，以期选择最适用的机械传动装置类型。

第2章 动力机、传动装置与工作机的匹配和配置

1 匹配的基本要求

组成机器的各种动力机和工作机都有各自的机械特性，这些特性通常可用不同的特性曲线表示出来。机械传动装置作为动力机和工作机之间的中间环节，由于本身所具有的传动特性将会改变或影响机器的工作性能。因此，动力机、传动装置和工作机的匹配就是指三者机械特性上的

协调，使机器在工作过程中达到下列要求：

1) 动力机和工作机的工作点接近各自的最佳工况；

2) 动力机和工作机的工作点稳定；

3) 动力机和传动装置符合工作机在起动、制动、调速、反向和空载等方面的要求。

在分析动力机、传动装置与工作机匹配时常用到的一些特性术语如表 31.2-1 所列。

表 31.2-1 常用特性术语

名称	意义	说明
机械特性	转矩 T (或功率 P) 与相应转速 n 之间的关系	动力机和传动装置各用其输出特性表示机械特性；工作机用其载荷特性表示机械特性
共同工作特性	动力机-传动装置的输出转矩 T_2 与转速 n_2 之间的关系	参见以下两项
透穿性	传动装置的输入转矩 T_1 随其输出转矩 T_2 的变化而变化的性质	此种传动装置与动力机的共同工作特性同它们各自的输出特性均有关
非透穿性	传动装置的输出转矩 T_2 无论如何变化，其输入转矩 T_1 皆保持不变的性质	此种传动装置与动力机的共同工作特性，即传动装置的输出特性
输出刚度 $k = -\frac{dT_2}{dn_2}$	动力机或动力机-传动装置的输出转速 n_2 随输出转矩 T_2 变化而变化的程度	k 值愈大，表征输出特性愈硬。 $k=0$ 时，表示恒转矩 ($T_2=C$)，其输出特性最软； $k=\infty$ 时，表示恒转速 ($n_2=C$)，其输出特性最硬； k 为变值时，表示恒功率 ($T_2 n_2=C$)，输出刚度可变，但恒为正值
自动适应性	当输出刚度 k 为正值时，其输出转矩 T_2 将随输出转速 n_2 的下降而增大，或其 n_2 随着 T_2 的减小而上升，直到在新的稳定工况下运转的这种性质	具有恒功率输出特性的传动装置，在许多工况下，有最佳的自动适应性。 k 为负值的传动装置没有自动适应性

2 动力机的机械特性

为机器提供动力的动力机有一次动力机和二次动力机之分。一次动力机 (原动机) 是把自然界的能源转变为机械能的机器，如汽油机、柴油机、汽轮机等。二次动力机是用一次动力机驱动发电机等变能机产生的各种形态的能，转变为机械能的机器，如电动机、液压马达等。从广义上来说，二次动力机位于原动机与工作机之间，因

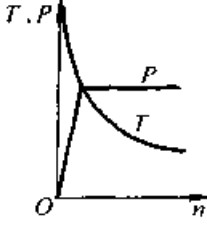
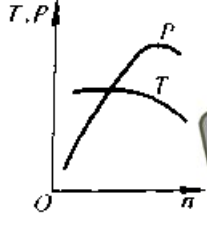
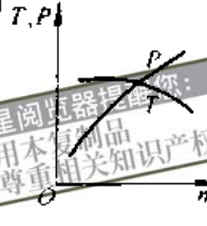
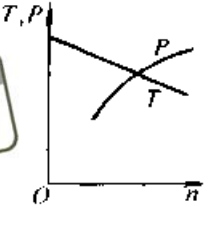
此也可以将二次动力机看作传动环节，例如电气传动、液压传动等。

机械特性一般都用转矩 T (或功率 P) 与转速 n 的关系曲线，即 $T=f(n)$ 或 $P=f(n)$ 曲线表示。一次动力机的机械特性、特点和应用见表 31.2-2。

二次动力机的性能比较见表 31.2-3。

各类电动机的机械特性、特点和应用见表 31.2-4。

表 31.2-2 一次动力机的机械特性、特点和应用^[1]

类别	工业汽轮机		汽油机		柴油机	燃气轮机
机械特性						
功率范围/ kW	小型 100~1 000	大型 10 000~50 000	四冲程 1.0~260	二冲程 0.6~110	3.5~38 000	35~25 000
功率/重量	较大		大		较大	最大
热效率 ^①	冷凝, ≈15%	冷凝, ≈25%	约 25%		约 36%	约 35%~40%
油耗/ kg·(kW·h) ⁻¹			0.279~0.3	可达 4	0.21~0.27	可高达 8
特点	起动转矩大, 转速高, 变速范围较大, 运转平稳, 寿命长, 设备复杂, 制造技术要求高, 初始成本高 中型汽轮机的效率在大型和小型之间		结构紧凑, 重量轻, 便于移动, 转速高 (四冲程达 5 000 r/min, 二冲程可达 8 000 r/min), 能很快起动达到满载运转 燃料价高、易燃, 废气会造成大气污染		工作可靠, 寿命长, 维护简便, 运转费用低, 燃料较安全 初始成本较高, 废气会造成大气污染	结构紧凑, 重量轻, 起动快而转矩大, 运转平稳, 用水少, 可用廉价燃油, 维护简便 设备较复杂, 制造技术要求高, 初始成本高, 燃料消耗较大, 小尺寸燃气轮机尤甚
应用	适用于大功率高速驱动, 如压缩机、泵和风机		多用于汽车		应用很广, 如各种车辆、船舶、农业机械、挖掘机、压缩机	用于大功率高速驱动, 如机车、飞机、原油输送、发电

① 汽轮机的效率包括锅炉效率在内。

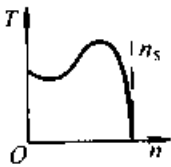

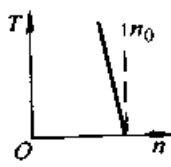
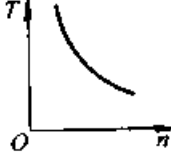
表 31.2-3 二次动力机性能的比较^[1]

类别	电动机	气马达 (气缸)	液压马达 (液压缸)
尺寸	较大	较小	最小
功率/重量	较大	比电动机大	最大
输出刚度	硬	软	较硬
调速方法和性能	直流电动机可通过改变电枢的电阻、电压或改变磁通进行调速 交流电动机通常是不调速的; 需要时可通过变频、变极或变转差率进行调速	用气阀控制, 简单、迅速, 但不精确	通过阀控或泵控改变流量、调速范围大
反转性能	通常是单向回转的; 需要时, 可采用反向开关或特殊电路反向, 简单	通过方向控制阀反向供气, 简单迅速	通过方向控制阀反向供油或使变量装置超过中心位置, 简单

续表 31.2-3

类别	电动机	气马达(气缸)	液压马达(液压缸)
运行温度的控制	在正常环境温度下使用,电机采用风冷,温升应低于允许值	排气时空气膨胀而自冷	对油箱进行风冷或水冷
高温使用性能	受绝缘的限制;采用耐热的绝缘材料和特殊设计,可提高使用温度	取决于结构材料的允许使用温度	受油液最高使用温度的限制,采用高温油可提高使用温度
防燃爆性能	需采用防爆电机	介质不会燃爆,可用于易燃易爆的环境	用于易燃环境时,必须使用抗燃性油液
恶劣环境适应性	需采用防护式或封闭式电机	适用于多尘、潮湿和不良的环境	需用密封结构
故障反应	运转故障或严重过载,可能烧坏电机,需考虑过载保护装置	过载不会引起部件损坏	过载不会引起部件损坏
噪声	噪声小	噪声较大,排气口安装消声器可降噪	噪声较大
初始成本	低	较高	高
运转费用	最低	最高	高
维护要求	较少	少	较多
功率范围	0.3~10 000 kW,范围极广	受气马达尺寸的限制,通常在22 kW以下,与马达类型有关 特别适用于0.75 kW以下的高速传动	受油压(一般最大为35 MPa)和马达尺寸的限制 小功率(0.75 kW以下)效率低,成本高

表 31.2-4 各类电动机主要性能的比较^[1]

电动机类别	交流电动机		直流电动机	
	异步	同步	并励	串励
机械特性				
功率范围/kW	0.3~5 000	200~10 000	0.3~5 500	1.37~650
转速范围/(r/min)	500~3 000	150~3 000	250~3 000	370~2 400
平均起动转矩	$(0.45 \sim 0.5)(T_s + T_c)$	$T_s > T_c$ 时, $0.5(T_s + T_c)$ $T_s \leq T_c$ 时, $(1.0 \sim 1.1) T_s$	由控制形式决定	

续表 31.2-4

电动机类别	交流电动机		直流电动机		
	异步	同步	并励	串励	
过载能力	1.65~2.8	≥ 1.65 , 强励时 3~3.5	1.5~2.5	1.5~2.5	
效率	0.90~0.95				
特点	笼型	绕线型	恒转速, 功率因数可调节; 需励磁的直流电源, 价格贵 可采用变频电源进行无级调速	调速性能好, 能适应各种载荷特性; 价格较贵, 维护复杂, 并需要直流电源	起动转矩大, 自适应性好, 过载能力强; 价格贵, 维护复杂, 需有直流电源
	结构简单, 工作可靠, 维护容易, 价格低廉; 满载时效率和功率因数高; 但起动和调速性能差, 轻载时, 功率因数低 变极数可以多级变速; 有变频电源时, 可以无级调速	起动转矩大, 起动时功率因数高; 在转子回路中增减外电阻可改变其滑差率, 可在最大转矩时调速; 但调速范围小, 维护较麻烦, 价格稍贵			
应用	通常用于载荷平稳、不调速、长期工作的机器, 如水泵、金属切削机床、起重运输机、矿山机械	载荷周期变化、起制动次数较多、小范围调速的机器, 如轧钢机主传动、提升机	通常用于不调速的低速、重载和大功率机器, 特别是需要功率因数补偿的场合, 如水泥磨机, 鼓风机	用于要求调速范围大、交流电动机调速不能满足要求时, 如重型机床	需要起动转矩大、恒功率调速的机器, 如电力机车、电车、起重机

注: T_s —起动转矩; T_c —临界转矩; T_r —引入转矩;
 n_s —同步转速; n_0 —空载转速。

近 20 多年来, 利用变频器对交流电动机进行调速控制的交流拖动系统, 有了很大发展。由于变频器可以看作是一个频率可调的交流电源, 因此对于现有的作恒转速运转的异步电动机来说, 只需在电网电源和现有的电动机之间接入变频器和相应设备, 就可以实现调速控制, 而无需对电动机和系统本身进行大的改造。

在进行调速控制时, 可以通过控制变频器的输出频率使电动机工作在转差较小的范围。电动机的调速范围较宽, 可以达到提高运转效率的目的。一般, 通用型变频器的调速范围可以达到 1:10 以上; 而高性能的矢量控制变频器的调速范围可达到 1:1 000。

变频调速异步电动机的机械特性如图 31.2-1 所示。它保持了异步电动机机械特性硬的特点, 并具有高精度调速的性能。

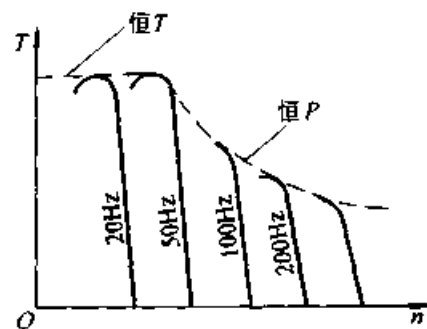


图 31.2-1 异步电动机变频调速机械特性

变频调速交流拖动系统有许多优点, 如: 节能、容易实现对现有电动机的调速控制, 可以实现大范围内的高效连续调速控制, 容易实现电动机的正反转切换, 可以进行高频度的起停运转, 可实现电气制动, 可以对电动机进行高速驱动, 电源功率因素大, 所需电源容量小等等。目前, 这种拖动系统的应用几乎遍及工业生产的所有领

域,如流体机械、金属切削机床、电梯、输送机械、食品加工机械,并且在空调、洗衣机、电冰箱等家电产品中也得到了广泛的应用。

3 工作机的工况

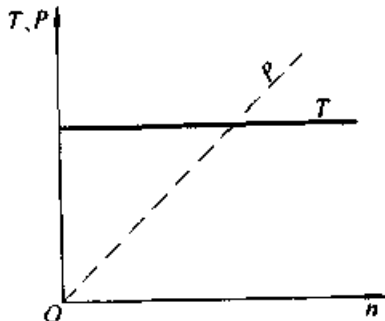
工作机的种类很多,其工况差别很大,例如起重机与鼓风机工况就很不相同,前者起动工作制,载荷变化大,而后者载荷相对稳定(当转速一定时),连续工作制。代表工作机工况最重要的特性是载荷(包括功率 P 、转矩 T 和力 F)与速度(包括转速 n 和线速度 v)之间的关系—— $n-T$ 特性。这也是讨论动力机、传动装置与工作机匹配的基本依据。此外,工作机的起动、加速、稳定运行、减速和制动等也是工作机工况的一部分,这对工作机的控制设计十分重要。

3.1 $n-T$ ($n-P$) 特性

工作机的转速—转矩(转速—功率)特性,对于不同的机器差别很大,但归纳起来主要有四种:恒转矩载荷、恒功率载荷,平方降转矩载荷和恒转速载荷。

(1) 恒转矩载荷

对于传送带、搅拌机、挤压成形机等以摩擦力为主的载荷和起重机、提升机等重力载荷,无论速度如何变化,其稳定状态下的载荷转矩大体上是一个定值。这就是恒转矩载荷,其机械特性如图 31.2-2 所示。由于电动机的功率 $P \propto Tn$,因此恒转矩特性的载荷消耗的能量与转速 n 成正比。



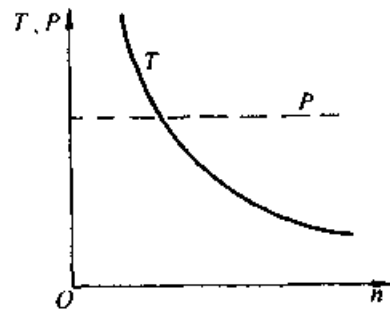
$$T = \text{常数}$$

图 31.2-2 恒转矩载荷的 $n-T$ 特性

(2) 恒功率载荷

机床的端面切削、纺织工业和轧钢设备中的卷取机构、塑料胶片生产机械的中央传动部分

等,其工作功率为定值,与转速无关。这就是恒功率载荷,其机械特性如图 31.2-3 所示。例如,卷纸机要求以一定的速度和等张力卷取纸张。在卷取初期由于纸卷直径较小,所以为了保持纸张恒速运动,纸卷必须以较高的转速旋转,而转矩却较小,但随着纸卷直径的逐渐增大,纸卷的转速也随之降低,而转矩则必须相应增大:从而表现出恒功率的机械特性。

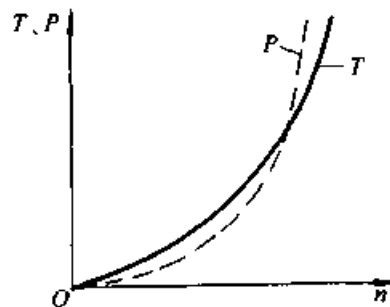


$$P = Tn = \text{常数}$$

图 31.2-3 恒功率载荷的 $n-T$ 特性

(3) 平方降转矩载荷

风扇、通风机、离心式水泵和船舶螺旋桨等流体机械,在低速时由于流体的流速低,所以载荷(阻力矩)较小。当转速增高时,载荷也迅速增大,其转矩以转速的平方比例增加。这就是平方降转矩载荷,其机械特性如图 31.2-4 所示。具有这种机械特性的机器,其动力机消耗的功率正比于转速的三次方,在图 31.2-4 中画出了功率曲线。



$$T \propto n^2$$

图 31.2-4 平方降转矩载荷 $n-T$ 特性

(4) 恒转速载荷

对于交流发电机一类的机器,尽管载荷发生变化,但其转速基本保持不变,这就是恒转速载荷特性,如图 31.2-5 所示。

此外,某些机器(如曲柄压力机、活塞式空气压缩机、轧钢厂的翻钢机、摆动升降台等)的载荷转矩 T 与转角 φ 或行程 S 之间存在一定的

函数关系，即 $T = f(\varphi)$ 或 $T = f(S)$ 。这种载荷特性常出现在带有连杆机构的工作机械中。

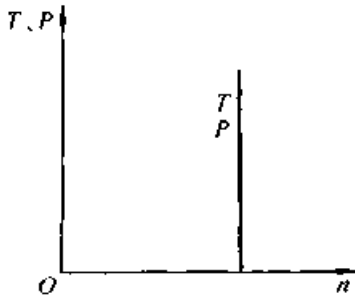


图 31.2.5 恒转速载荷 $n-T$ 特性

以上几种工作机的机械特性是比较典型的。但必须注意，不少工作机是在复合工况下工作的，其载荷应是几种工况的载荷之和，如汽车的功率是车轮的滚动阻力、传动系统的摩擦阻力、高速运行时的风阻、爬坡阻力和加速时的惯性力等几部分载荷的总和。对于更复杂的机器，如铲

土运输机，除了类似于汽车的阻力外，还有铲掘工作阻力等，使得机器的载荷特性更为复杂。

3.2 工作制度

在不同工作条件下运转的工作机，其所受的工作载荷状况是很不相同的；有的启动后就连续工作，有的是间歇工作；有的载荷稳定，有的载荷不稳定。这些差别都反映了工作机的工作制度的不同。工作机的工作制度（工作规律）常采用载荷—时间特性曲线，即 $T = f(t)$ 和 $P = f(t)$ 曲线来表示；有时也用力矩—主轴转角，即 $T = f(\varphi)$ 曲线表示。这些特性曲线通常都是根据工艺需要或生产实践确定的。例如，不同轧钢机在生产过程中轧制力矩 T 随时间 t 变化的几种典型载荷图如图 31.2-6 所示。图中 a、b、c、d 四种工作制度显然有很大的差别。

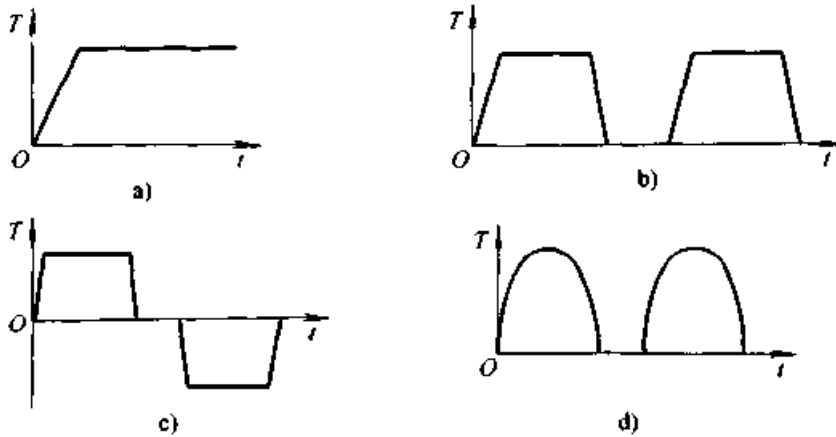


图 31.2.6 轧钢机的几种工作制度

4 速度匹配的几种方案

在实际的机器中，工作机、动力机的速度可以是恒定的，也可以是可调的，这要根据工作需

要来确定。在机器中的传动装置可以是定传动比的，或有级变速或无级变速的，甚至有不需要专门传动装置的情况。因此，工作机、动力机和传动装置的速度匹配就有多种方案，如表 31.2-5 所列。

表 31.2-5 速度匹配的几种方案

动力机输出速度	工作机要求速度	所需传动装置类型	说 明
恒定	恒定	无传动装置	当动力机的速度与工作机的速度基本相同时，可无专设的传动装置，如图 31.1-1a 所示，例如吹风机、砂轮机
		定传动比	其传动装置起增速或减速作用，例如起重机、绞车等
	可调	有级变速	用机械有级变速器来改变动力机输出的速度，以满足工作机有级变速的要求，如车床、钻床等
		无级变速	用机械无级变速器来改变动力机输出的速度，以满足工作机无级变速的要求，如生产线中工艺参数的调整设备

续表 31.2-5

动力机 输出速度	工作机 要求速度	所需传动 装置类型	说 明
可调	可调	无传动装置	当动力机的调速范围基本满足工作机调速要求时, 可无专设的传动装置, 如某些直流调速的轧钢机等
		定传动比	其传动装置起增速或减速作用, 或用来改变转矩
		有级变速	用机械有级变速器来改变动力机输出的速度和转矩, 满足工作机的工况要求, 如汽车、拖拉机等
		无级变速	用机械无级变速器来扩大工作机的调速范围, 一般用于动力机速度为有级可调的情况, 如采用变频调速电动机的场合

5 定传动比传动的匹配

由表 31.2-5 可见, 定传动比传动装置用于两种场合: 其一是动力机和工作机的速度都为恒定; 其二是动力机和工作机的速度都为可调。在这两种场合下, 传动装置都起增速或减速 (或改变转矩) 的作用。

5.1 动力机、工作机速度恒定的定传动比传动的匹配

在实际的机器中, 这种情况最为常见, 例如绞车、起重机和带式运输机等。在这些机器中, 传动装置如果用来减速, 增大输出转矩 (传动具有穿透性), 这就是一般的减速器; 如果用来增速, 传动装置就是增速器。其转速、转矩和功率的关系如下:

$$n_2 = n_1 / i_{12}$$

$$T_2 = \eta i_{12} T_1$$

$$P_2 = \eta P_1$$

式中 n_1 、 n_2 ——分别为动力机和工作机的转速;

T_1 、 T_2 ——分别为动力机和工作机的转矩;

i_{12} ——传动装置的传动比, $i_{12} = n_1 / n_2$, $i_{12} > 1$ 是减速, $i_{12} < 1$ 是增速;

η ——传动效率。

对于动力机、工作机速度都恒定的机器来说, 其定传动比的传动装置的匹配是简单的, 只要满足工作机在转速和转矩方面的要求就基本上可以了。在这种情况下, 如何选择一最合理的传

动类型往往显得更为重要。

在定传动比的机械传动装置中, 齿轮传动的传动效率最高, 但要有制造精度、安装精度和润滑条件的保证。行星齿轮传动的传动效率与结构形式关系很大, 在相同的传动比条件下有多种方案可供选择。V 带和链传动的效率较低, 但由于结构简单, 工作可靠, 因此在中小功率的传动中应用较多。

如果传动比要求大, 一般可采用多级定传动比传动, 但是其传动效率将有所降低。谐波齿轮传动和少齿差行星齿轮传动具有传动比范围大、结构紧凑、重量轻和传动效率高的优点, 但制造和装配等较复杂, 并且一般只能用于中小功率的传动。

蜗杆传动单级传动比较大, 但传动效率较低, 一般多用于交错轴、间歇运转的场合。对于两轴相交的传动, 大多采用锥齿轮传动或圆锥摩擦轮传动, 但后者只能传递较小的功率。

表 31.1-5 和表 31.1-6 所列的定传比传动的特点和性能参数, 可供选择传动类型时的参考。

5.2 动力机、工作机速度可调的定传动比传动的匹配

用于动力机和工作机速度均可调的机器中的传动装置, 其作用主要是减速或增速 (改变转矩大小, 传动具有穿透性), 因此动力机和传动装置的共同工作特性曲线与动力机的机械特性曲线相似, 其转速 n 和转矩 T 可利用传动装置的传动比 i 和传动效率 η 互相换算。

5.2.1 动力机和工作机的工作点^[1]

在设计传动系统时, 工作机 (执行机构) 要求

的最佳工况(转速 n_2^* 和转矩 T_2^*)是给定值,并可计算出所需的功率 P_2 。由此选定动力机的类型及其具体规格,查得其额定功率 P_n (应不小于 P_2^*/η)、额定转速 n_n 和额定转矩 T_n 。

如果 n_n 和 n_2^* 的差别在允许范围内,则动力机与执行机构可以直接联接;否则便需采用传动装置,其传动比 $i \approx n_n/n_2^*$ 。

为了求出动力机和执行机构的工作点,需要知道动力机的机械特性和执行机构的载荷特性。图 31.2-7 中的曲线 2 为载荷特性曲线(假定是恒转矩型,例如起重机),曲线 1 为动力机的机械特性曲线(假定是装有极限调速器的柴油机),曲线 3 是根据动力机的机械特性曲线和传动装置的参数绘出的动力机与传动装置共同工作特性曲线。图中点 $A(n_2^*, T_2^*)$ 是执行机构的最佳工作点,点 $N(n_n, T_n)$ 是动力机的额定工作点。在曲线 3 上,相当于动力机额定工作点 N 的是点 $N'(n'_n = n_n/i, T'_n = i\eta T_n)$ 。曲线 3 和曲线 2 的交点 B 是在这种匹配条件下执行机构的实际工作点,其实际转速将为 n_2 , 转矩为 T_2 。将点 B 换算到曲线 1 上的点 C , 便是动力机的实际工作点($n_1 = in_2, T_1 = T_2/i\eta$)。

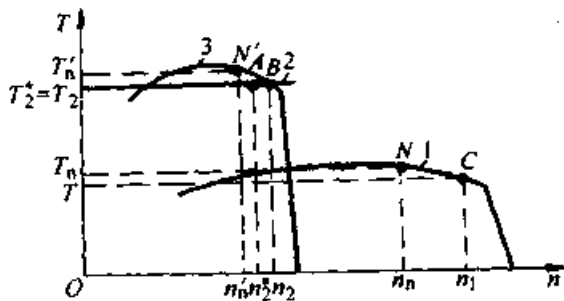


图 31.2-7 动力机和工作机的工作点
如果点 B 和点 A , 点 C 和点 N 都相距不远,

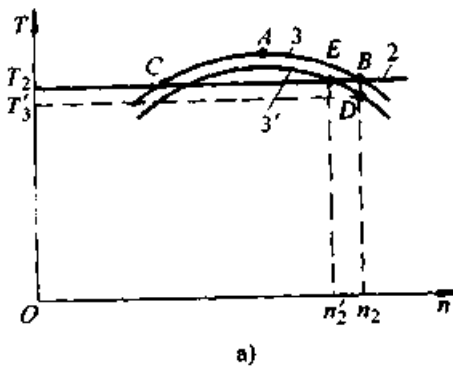


图 31.2-8 工作点的稳定性

传动系统的匹配是良好的。否则需要修改传动参数,或调节动力机的机械特性,甚至另选动力机,以求实际工作点处于较佳的工况。

柴油机的额定工作点可以作为设计的初步计算点,但并不一定是最佳工况点,例如最低油耗点或最高效率点可能更好。

实际上动力机和执行机构的工况不是固定不变的,例如柴油机的特性可能由于各种原因而起一定的变化,起重机每次提升的质量(重量)不一定相同,因此动力机和执行机构的实际工作点是在一个区域内移动的。

5.2.2 工作点的稳定性⁽¹⁾

动力机和执行机构工作点的稳定性,是指动力机或执行机构受到微小干扰时,能在原工作点的邻近建立新的工作点,而不产生过大的偏移。

工作点的稳定性与工作点附近的共同工作特性曲线 $T_3 = f_3(n)$ 和载荷特性曲线 $T_2 = f_2(n)$ 的形状有关。稳定条件为 $\frac{dT_3}{dn} < \frac{dT_2}{dn}$, 其中 $\frac{dT_3}{dn}$ 和 $\frac{dT_2}{dn}$ 是两条特性曲线在工作点处的斜率。

采用具有透穿性的机械传动装置时,如果执行机构的工作点是稳定的,则动力机相应的工作点也是稳定的。

在图 31.2-8 中,曲线 3 是柴油机和传动装置的共同工作特性曲线,曲线 2 是恒转矩型执行机构的载荷特性曲线, $\frac{dT_2}{dn} = 0$ 。在这种情况下,只有共同工作特性曲线的斜率 $\frac{dT_3}{dn} < 0$, 即其输出刚度 k 为正值时,工作点才是稳定的;或者说,在最大转矩点 A 右侧的工作点(例如 B)是稳定的,而左侧的(例如 C)则是不稳定的。

设在图 31.2-8a 中, 原来的工作点为 B 。如果动力机受到某些干扰, 使共同工作特性曲线 3 降低成为曲线 3'; 转速 n_2 不变时, 其输出转矩下降 ($T'_3 < T_2$), 带不动执行机构, 于是转速降低。随着转速降低, 输出转矩增大, 直到重新平衡在与点 B 相距不远的新工作点 E 为止。如果原来的工作点为 C , 则在共同工作特性曲线由 3 变为 3' 时, 输出转矩下降, 带不动执行机构, 转速降低, 使输出转矩更加下降。转速将继续降低, 直到停止转动。故工作点 B 是稳定的, 点 C 是不稳定的。

在图 31.2-8b 中, 共同工作特性曲线 3 与图 a 相同, 但载荷特性曲线 2 和 2' 是抛物线型的。这时工作点无论是在最大转矩点 A 左侧的点 C 或右侧的点 B 将都是稳定的。

6 有级变速传动的匹配

有级变速传动可用于动力机转速恒定, 工作机转速要求可调的场合, 也可用于动力机和工作机的速度均可调 (改变转矩) 的场合 (表 31.2-5)。

6.1 动力机转速恒定的有级变速传动的匹配

具有这种有级变速传动的典型机器是普通金属切削机床, 如车床、钻床等。其动力机一般采用三相异步电动机, 额定转速恒定, 而设置专门的有级变速装置来改变工作机构主轴的转速, 以

满足切削工艺的要求。

一般情况下, 根据工艺或工况的要求, 工作机构的最高转速 n_{\max} 和最低转速 n_{\min} 是可以确定的, 这时有级变速的变速范围

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$$

在已知最高和最低转速后, 中间各级的转速通常接近于等比级数或等差级数排列。例如机床的主轴转速按等比级数排列, 共 z 级, 各级转速由低到高依次为 $n_1, n_2, n_3, \dots, n_{z-1}, n_z$, 则

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2} = \frac{n_4}{n_3} = \dots = \frac{n_z}{n_{z-1}} = \varphi$$

式中 φ ——公比。

$$\text{很显然} \quad n_z = n_1 \varphi^{z-1}$$

$$\text{即} \quad n_{\max} = n_{\min} \varphi^{z-1}$$

$$\varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[z-1]{R}$$

由上式可见, 参数 φ 、 z 和 R 是确定有级变速传动的三个基本参数, 只要确定其中两个就可以用上式算出另一个参数。

对于不同的机器, 所选的公比 φ 值可能不同, 我国机床专业标准规定了七个标准公比 (表 31.2-6), 其他机械也常采用这个标准。有些机械, 如机床、汽车、拖拉机等, 由于变速级数较多, 且各级使用率相差较大, 这时各级转速往往采用两个以上公比来排列。对常用的转速采用较小的公比, 不常用的转速采用较大的公比。

表 31.2-6 标准公比

公比 φ	1.06	1.12	1.26	1.41	1.58	1.78	2
$\sqrt[2]{10}$	$\sqrt[40]{10}$	$\sqrt[20]{10}$	$\sqrt[10]{10}$	$\sqrt[20]{3}{10}$	$\sqrt[5]{10}$	$\sqrt[4]{10}$	$\sqrt[20]{6}{10}$
$\sqrt[2]{2}$	$\sqrt[12]{2}$	$\sqrt[6]{2}$	$\sqrt[3]{2}$	$\sqrt{2}$	$\sqrt[3]{2}$	$\sqrt[6]{2}$	2
$A_{\max} = 1 - \frac{1}{\varphi}$	5.6%	11%	21%	29%	37%	44%	50%

从表 31.2-6 中可以看出: 除了 $\varphi = 1.58$ 和 $\varphi = 1.78$ 两个公比外, 其余五个公比都有 $\sqrt[E_1]{2}$ (E_1 为整数) 的特性。它表明了采用这些公比的主轴转速中, 任意一级转速 n 与相隔 E_1 级的另一级主轴转速成 2 倍的关系, 即 $n(\sqrt[E_1]{2})^{E_1} = 2n$ 。这可使双速或多速电动机 (电动机转速公比

$\varphi = 2$) 配合这个特性方便地参与变速, 使主轴得到等比级数排列的转速。

另外, 从表 31.2-6 中还可看出: 除了 $\varphi = 1.41$ 和 $\varphi = 2$ 以外, 其余五个公比都可写成 $\sqrt[E_2]{10}$ (E_2 为整数)。因此, 任一级转速 n 与相隔 E_2 级的另一级主轴转速成 10 倍的关系, 即

$n(\sqrt[10]{10})^{E_2} = 10n$ 。这个特性使主轴转速有可能标准化，而且使标准十分简单。这对于机床类机器是很重要的。

在表 31.2-6 中，还给出了采用各种公比时速度相对损失的最大值 A_{max} 。公比 φ 越小，相邻两级转速靠得越近，因此相对速度损失也就越小 (A_{max} 小)。

有级变速传动的公比 φ 确定后，各档的传动比分别为

$$\begin{aligned} u_1 &= u_{min} \\ u_2 &= u_1 \varphi \\ u_3 &= u_1 \varphi^2 \\ &\dots \\ u_z &= u_1 \varphi^{z-1} = u_{max} \end{aligned}$$

式中 u_{min} 、 u_{max} ——有级变速传动装置所需的最大与最小传动比。

由以上算式计算得到的各级传动比是理想值，必要时还可以根据传动装置的具体情况，作适当调整。

机械有级变速传动装置一般都具有穿透性，因此当各级传动比确定后，就可以在动力机的机械特性曲线的基础上绘出动力机和有级变速传动装置的共同工作特性曲线族。图 31.2-9 表示笼型电动机与四档的变速传动装置的共同工作特性曲线族，其中 A、B、C、D 是各档中相当于电动机额定工作点。这些点按恒功率分布，适用于要求恒功率工况的机器。

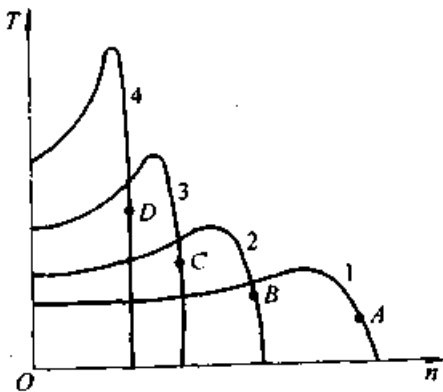


图 31.2-9 笼型电动机与有级变速传动装置的共同工作特性

6.2 动力机转速可调的有级变速传动的匹配

很多采用汽油机、柴油机作为动力机的机

器，如汽车、拖拉机和工程机械等，都配有机械有级变速器，因此就有动力机转速可调的有级变速传动的匹配问题。这种机器的动力机与有级变速传动装置结合时得出的共同工作特性是一组调速区，如图 31.2-10 所示。这些调速区接近恒功率分布，并应有一定的重叠量，以满足连续调速的要求。

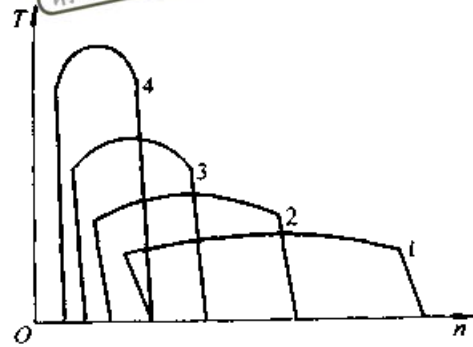


图 31.2-10 柴油机与有级变速传动结合的共同工作特性

现以某汽车为例来具体说明有级变速传动的力矩匹配和转速匹配。

某汽车选定了柴油机作为发动机，其特性曲线见图 31.2-11。首先考虑到发动机的转速为汽车主动车轮所希望的转速的 3~4 倍，而后者可按车速和主动车轮直径算出。因此转速可通过一变速器得到改变，以便在给定的发动机转速下达到所希望的速度。为了使汽车还能在有坡度的道路上行驶，必须使发动机的转矩与按汽车运转曲线图得出的转矩相匹配。为此，希望在所有情况下，都尽可能地使发动机在全功率工况下工作。由于发动机全功率仅能用于规定的转速，所以转矩必须通过传动装置来加以调整，该传动装置使转速降低而转矩增大。如果暂且忽略传动效率的影响，则传动比必须按双曲线规律变化，以便在每种工况下都能利用全功率。在可供选择的传动中，只有能无级调速的液力传动完全符合这个条件，而齿轮有级变速仅能实现双曲线上的几个点。从经济观点考虑，对小型的汽车，人们常选用齿轮传动，并按等比级数规定速度级。现将某汽车 5 级变速的综合特性曲线绘成图 31.2-12。图中 F_t 是主动车轮的驱动力，也就是柴油机驱动转矩的反映。 G 是汽车在载货时的重量。图中 5 种工况 (5 档速度) I、II……V 曲线上的点是柴油机全功率工作点，各点的连线 (虚线所

示) 近似于双曲线。图中还画出五种坡度 ($S = 5\% \sim 25\%$) 下, 汽车能达到的速度和在各种工况下能加速汽车的力。

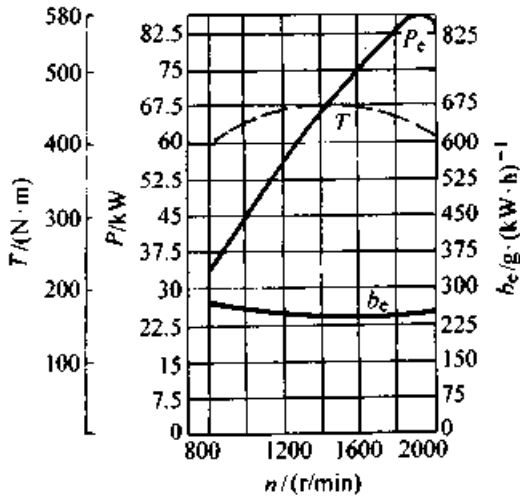


图 31.2-11 柴油机的特性曲线

P_c —柴油机的有效功率 T —转矩 b_c —单位油耗量

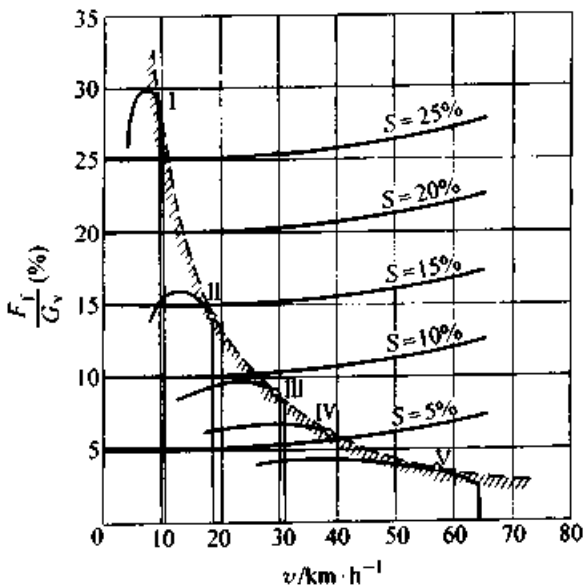


图 31.2-12 汽车的综合特性曲线

F_r —主动车轮的驱动力 G_v —汽车在载货时的重量 S —坡度 v —车速
I ~ V—第 1~第 5 种工况

7 机械无级变速传动的匹配

机械无级变速传动可用来连续改变工作机的速度, 可用于动力机速度恒定, 也可用于动力机速度可调的机器中 (表 31.2-5)。

7.1 动力机速度恒定的机械无级变速传动的匹配

在一般情况下, 采用机械无级变速传动的机

器, 其动力机的速度是恒定的。由于机械无级变速器具有穿透性, 因此可以根据动力机的机械特性给出各种传动比下的共同工作特性曲线。例如, 笼型电动机与机械无级变速器的共同工作特性曲线如图 31.2-13 所示。图中 1 和 5 是最小和最大传动比条件下的极限特性曲线。

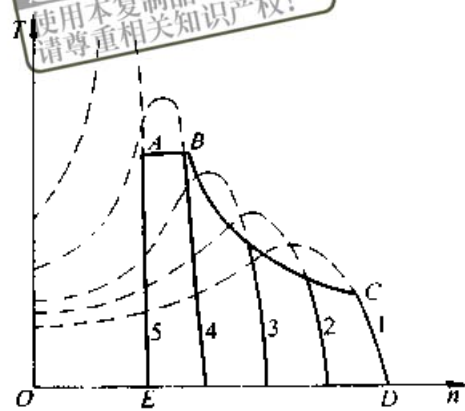


图 31.2-13 笼型电动机与机械无级变速器的共同工作特性

通常, 机械无级变速器由结构条件确定的承载能力限制了变速器的容许输出特性。例如图 31.2-13 的曲线 ABC, 其中 AB 是恒转矩特性段, 而 BC 是恒功率特性段。因此共同工作特性的有效调速区是 ABCDE 所包围的区域。

目前, 将机械无级变速器和笼型电动机组合成一体变速电机得到了广泛的应用。

7.2 动力机速度可调的机械无级变速传动的匹配

在动力机速度可调的机器中, 使用机械无级变速传动装置可有两种情况:

其一是无级变速传动与改变极数的双速或多速三相异步电动机联用。例如动力机选用 YD100L-6/4/2 变极多速三相异步电动机, 其同步转速为 1 000、1 500 和 3 000 r/min。这三级转速公比 $\varphi' = 2$, 转速间隔太大, 不能满足生产工作要求时, 可采用无级变速传动装置予以细化。在这种情况下, 多速电动机每个速度级与机械无级变速器的共同工作特性曲线图与图 31.2-13 相类似, 有几个速度级就有几个特性曲线图。

其二是无级变速传动与可调速的动力机联用。例如, 在本章第 6 节中曾提到: 为了汽车能在每种工况下都能利用全功率, 则传动装置的传动比必须按双曲线规律变化, 这只有无级调速的

液力传动（或其他合适的机械无级变速传动）才能符合这个条件。因此，在汽车上应用无级变速器来提高汽车的性能，是汽车传动技术的发展方向之一。

8 差动轮系变速传动速度的匹配

在重型起重机主卷筒传动装置、转炉倾动机构和某些轧钢机中，常采用差动轮系变速机构变速。典型的差动轮系变速传动机构简图如图 31.2-14 所示。此变速传动用于小型冷轧机的主传动上。齿轮 1、2、3、4 组成一个定轴轮系；齿轮 a、b、c、d 和转臂 X 组成 WW 型差动轮系。差动轮系的太阳轮 a 由主电动机 D_1 驱动；定轴轮系的齿轮 1 由辅助电动机 D_2 驱动。齿轮 b 轴为输出轴。

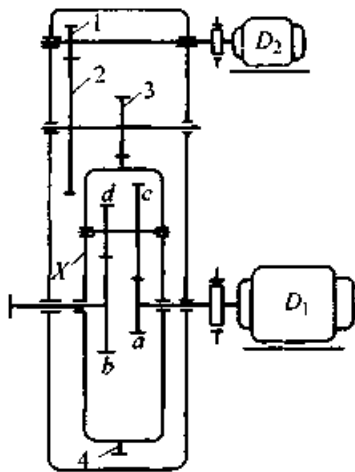


图 31.2-14 WW 型差动轮系变速机构

如果电动机 D_1 和 D_2 均为定转速，但可正反转，则其转速可有四种组合：

- a) 主电动机 D_1 正转，辅助电动机 D_2 制动；
- b) 主电动机制动，辅助电动机 D_2 正转；
- c) 主电动机 D_1 和辅助电动机 D_2 同向转动；

d) 主电动机 D_1 和辅助电动机 D_2 反向转动。这样就可使输出轴得到四种不同转速。

例如设：各齿轮齿数 $z_1 = 22, z_2 = 77, z_3 = 34, z_4 = 166, z_a = 26, z_b = 43, z_c = 43, z_d = 26$ 。主电动机 D_1 和辅助电动机 D_2 的转速分别为 950 r/min 和 1 000 r/min，则输出轴可得到与主动件转向相同的四种转速：37.12、310.23、347.35、384.47 r/min。

当辅助电动机 D_2 采用变极双速电动机时，则输出轴可以得到 8 种转速。这些均属于有级变速。

如果辅助电动机 D_2 采用直流电动机调速时，则输出轴可得到几个范围的无级调速。

由此可见，差动轮系变速传动可有多个调速方案，来满足工作机的特殊转速要求。

9 机械传动在机器中的配置

机械传动在机器中的配置有两方面含意：其一是指机械传动装置在机器中所处的位置。不同的位置安排对机器的外形尺寸、装配和维修等都有很大影响。其二是指不同类型的传动在整个传动链中位置先后的安排。这种位置安排不但会影响各种传动是否处于最佳工况，而且可能影响整个传动系统的性能。

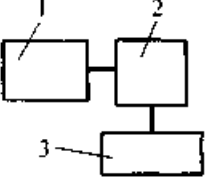
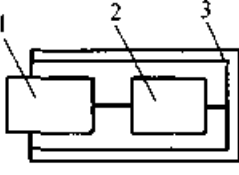
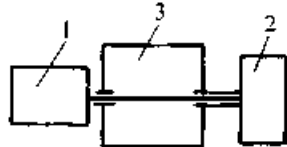
9.1 机械传动装置在机器中的位置

在由动力机、机械传动装置和工作机三个基本部分组成的机器中，机械传动装置所处的位置可有各种安排，表 31.2-7 所列是几个典型的例子。表中的配置简图仅表示出动力机 1、传动装置 2 和工作机 3 之间的位置关系，其他的有关零部件如联轴器、离合器、制动器、飞轮和机架等均可按具体情况来配置，在简图中未作表示。

表 31.2-7 机械传动装置在机器中的位置

位置简图	说 明
	传动装置配置在动力机和工作机之间，是一种直串式的配置，其轴线方向的尺寸较大，如空气压缩机、轧钢机等
	动力机和工作机配置在传动装置的一侧，是一种并列式的配置，能缩小机器轴线方向的尺寸，结构紧凑，如起重机的起升机构、绞车等

续表 31.2-7

位置简图	说 明
	<p>动力机和工作机成直角配置，一般采用锥齿轮或蜗杆传动装置。这种配置往往能使机器的结构紧凑，如带式输送机、汽车后桥等</p>
	<p>动力机和传动装置（或者其中之一）配置在工作机的内腔中，是一种内藏式配置，结构非常紧凑，用于有特殊要求的场合，如工程机械的轮边减速装置（行星减速器配置在车轮内）、减速器卷筒等</p>
	<p>工作机配置在动力机和传动装置之间，应用于有某些特殊要求（如要求两侧重量平衡）的场合，如起重用电动葫芦等</p>

注：1—动力机；2—传动装置；3—工作机。

9.2 不同类型机械传动在传动链中的位置

由于不同类型机械传动有不同的性能特点，因此在机器的传动链中，如果有数种不同类型机械传动时，它们在传动链中位置顺序的安排将会影响机器的外廓尺寸、传动效率和传动精度等。

在安排不同类型机械传动的顺序位置时，通常可考虑以下诸点：

1) 带传动的承载能力一般较小，传递相同转矩时结构尺寸较其他传动（如齿轮传动、链传动等）大，但传动平稳，能缓冲减振，因此宜布置在高速级。因为在传递相同功率时，转速高则转矩小。

2) 链传动由于链轮有多边形效应，瞬时转速不均匀，有冲击，不适于高速传动，因此宜布置在低速级。

3) 蜗杆传动可以实现较大的传动比，尺寸紧凑，传动平稳，但传动效率较低，并且与蜗杆啮合的滑动速度有关。滑动速度大，易形成油膜，润滑状况较好，效率较高。因此，当蜗杆传动与齿轮传动串联使用时，其顺序位置的安排应考虑以下具体情况来确定：当采用锡青铜为蜗轮材料的蜗杆传动时，由于允许齿面有较高的相对滑动速度，可将蜗杆传动布置在高速级，以利于形成润滑油膜，使承载能力和传动效率都得以提

高；但是，对于采用铝铁青铜或铸铁作为蜗轮材料的蜗杆传动，应布置在低速级，使啮合的相对滑动速度降低，以防止齿面产生胶合或严重磨损，同时还可使传动尺寸减小。

4) 圆锥齿轮加工较困难，特别是大直径、大模数的圆锥齿轮尤甚，因此应将圆锥齿轮传动尽量安排在高速级，并限制其传动比，使圆锥齿轮的直径和模数不过大。

5) 斜齿轮传动的平稳性较直齿轮传动好，允许的圆周速度也高，因此常将斜齿轮传动安排在高速级。

6) 由于机械无级变速传动一般都是摩擦传动，其传递的转矩常受结构条件的限制，因此，如果它与啮合传动串联使用时，常将无级变速传动安排在高速级。

7) 机械有级变速传动与定传动比的啮合传动串联使用时，为了变速时换挡方便，一般都把机械有级变速传动安排在高速级。

8) 一般把改变运动形式的传动，如齿轮齿条传动、螺旋传动等安排在传动链的低速端，与执行机构靠近。这样安排可以使传动链简单，并且可以减小传动系统的惯性冲击。

不同传动在传动链中的顺序位置安排对传动精度的影响可用以下例子来说明。

图 31.2-15 所示为两种齿轮、蜗杆减速传动布置方案。图 31.2-15a 将齿轮传动布置在蜗杆

传动之前；而图 31.2-15b 正好相反，蜗杆传动在前，齿轮传动在后。

设齿轮传动比 $i_g = z_2/z_1 = 3$ ，其传动误差为

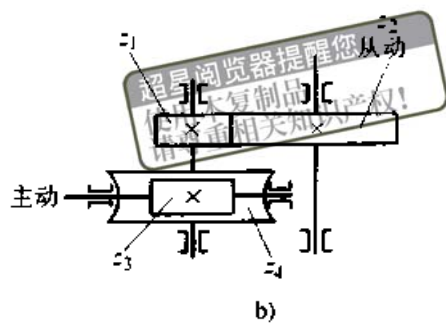
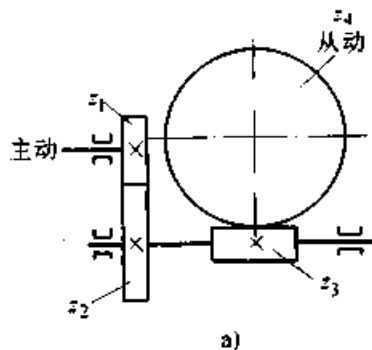


图 31.2-15 两种减速传动布置方案

a) 齿轮-蜗杆传动 b) 蜗杆-齿轮传动

$$\theta_a = \frac{\Delta\theta_g}{i_w} + \Delta\theta_w = \frac{\Delta\theta_g}{30} + \Delta\theta_w$$

蜗杆-齿轮传动 (图 31.2-15b)

$$\theta_b = \frac{\Delta\theta_w}{i_g} + \Delta\theta_g = \frac{\Delta\theta_w}{3} + \Delta\theta_g$$

如果 $\Delta\theta_g \approx \Delta\theta_w$ ，则 $\theta_a < \theta_b$ ，可见齿轮传动布置在高速级的传动精度较高。因此，对于传递运动为主的减速传动链，应选用齿轮-蜗杆减速的传动方案较合理。

对于以传递动力为主的减速传动链，如果采用铝铁青铜或铸铁制造的蜗轮，选用齿轮-蜗轮减速的传动方案也是合理的；但对于采用锡青铜制造的蜗轮，则应选用蜗杆-齿轮减速传动方案比较合理。这一点前面已经提到。

对于以传递运动为主的传动链，为了尽可能减小传动误差，以下几点是值得注意的：

- 1) 传动链中传动件越多，传动误差的来源也就越多。
- 2) 传动件的误差对末端件的影响与该件至末端件的传动比有关，传动为减速，误差缩小；传动为增速，误差放大。

$\Delta\theta_g$ ；蜗杆传动比 $i_w = z_4/z_3 = 30$ ，其传动误差为 $\Delta\theta_w$ 。两种布置方案的传动总误差 θ 如下：齿轮-蜗杆传动 (图 31.2-15a)

3) 在传动链中，后面传动副的传动比对其前面各传动件的误差起传递作用，因此应把最靠近末端的传动副的传动比分配得尽量大（速比尽量小）。最后驱动末端件的传动副是各传动件的误差传至末端必经之路，因此减速越大对传动精度越有利。例如 Y3150E 型滚齿机的部分传动链如图 31.2-16 所示。从图中可以看出，传动链中齿轮 a、b、c、d 的传动误差（转角误差）都将经过末端蜗杆传动传递给工作台。由于蜗杆传动的传动比 $i = 72$ （速比为 $1/72$ ），因此可大大缩小传动误差。在 Y54A 型插齿机中，驱动工作台的最末一级蜗杆传动的传动比 $i = 240$ （速比为 $1/240$ ），因而可以更大地缩小机床的传动误差。

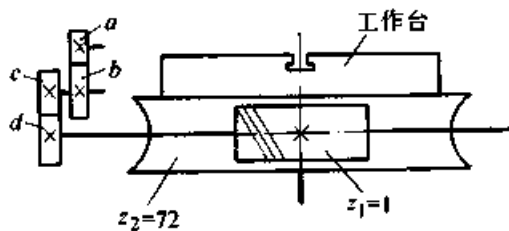


图 31.2-16 Y3150E 型滚齿机部分传动链机构简图

第3章 机械传动装置运行状态的变换与变形、位置误差的补偿

1 机械传动装置运行状态的变换

机械传动装置的运行状态有：起动、反转、变速、停止、制动以及过载保护等。这些运行状态均服从于工作机的工作要求。

1.1 起动

机械传动装置的起动过程，通常与动力机的种类和工作机的工况有关。如果动力机是电动机，它允许在负载下起动，因此即使机械传动装置直接带上工作机（用联轴器等连接）的载荷，也可以起动。但是由于电动机的起动电流比额定电流大得多，因此在大功率、起动频繁的情况下，电动机的起动次数受电动机发热的限制。为了减小电动机的起动电流，可以在动力机与机械传动装置之间设置允许有滑差的摩擦离合器或离心离合器等。如果动力机是内燃机，由于内燃机不能在负载下起动，因此在动力机与机械传动装置之间必须配置离合器或液力耦合器，以实现空载起动。起动后再带载荷运转。为了减小离合器的尺寸，通常都将离合器安置在转速较高、转矩较小的轴上。

1.2 反转

许多机器都有反向运转的要求，如车床、汽车、起重机等。这些机器实现反转的方法有两种：其一是使动力机反转，例如电动机就可以方便地实现反转。但是，由于反转必然有停止和重新起动的过程，因此正转与反转的操作次数必然受电动机发热的限制。其二是在机械传动装置中设置反转机构，使动力机不反转的情况下也能实现工作机的反转。例如，内燃机不能反向运转，因此采用反转机构是实现工作机反向运转的唯一方法。图 31.3-1 是机械传动装置中的一种齿轮-摩擦离合器换向机构。轴 I 为主动轴，轴 II 为从动轴。齿轮 1 和 3 空套在轴 I 上，它们与轴 I 的结合要靠双向摩擦离合器 6 来操纵。齿轮 2 和 4

固定在轴 II 上。当摩擦离合器向左接合时，齿轮 1 与轴 I 结合，齿轮 3 空转，运动由齿轮 1 传给齿轮 2，实现轴 II 正转。当摩擦离合器向右接合时，齿轮 3 与轴 I 结合，齿轮 1 空转，运动由齿轮 3 经中间齿轮 5 传给齿轮 4，实现轴 II 反转。当摩擦离合器处于中间位置时，则轴 II 停止转动。因此，此机构也有起动、停止的作用。

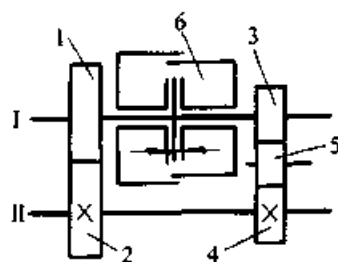


图 31.3-1 齿轮-摩擦离合器换向机构

1.3 变速

有多种方案可实现机器的变速要求，例如采用可变速的电动机，在传动链中采用无级变速器或有级变速器等（详见表 31.2-5）。在传动链中采用机械有级变速器是最常用的变速方法。例如金属切削机床、汽车、拖拉机等都普遍采用这种机构简单、工作可靠的方法。

实现有级变速的常用机构有以下几种：

(1) 交换齿轮变速机构

在机械传动装置中的交换齿轮变速机构如图 31.3-2 所示。传动齿轮 1、2、3、4、5 和 6 分别安装在轴 I（输入轴）、II、III 和 IV（输出轴）上。其中齿轮 3 和 4 是交换齿轮，更换这两个齿轮，改变齿轮的齿数（中心距不变），轴 IV 就能得到不同输出转速。这种变速机构简单可靠，不需要变速操纵机构，轴向尺寸小，结构紧凑。但是也有缺点：更换齿轮费时费力；交换齿轮悬臂安装，刚度和润滑条件均较差。因此，比较适用于不需要经常变速的机器中。

(2) 滑移齿轮变速机构

图 31.3-3 所示是一个采用滑移齿轮变速机构的六级变速箱机构简图。输入轴 I 上有一个三

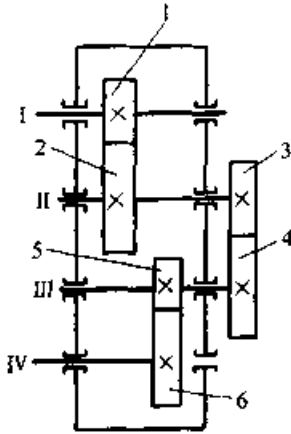


图 31.3-2 交换齿轮变速机构

联滑移齿轮，滑移齿轮的三个啮合位置（齿轮 1、4，2、6，3、7 啮合）由拨叉 10 操纵。齿轮 4、5、6、7 均固定在中间轴 II 上。拨叉 11 操纵输出轴 III 上的双联滑移齿轮的两个啮合位置（齿轮 5、8、9、7 啮合）。这样，只要操纵拨叉 10 和 11，就能使输出轴 III 得到六种不同的转速，从而满足有级变速的要求。

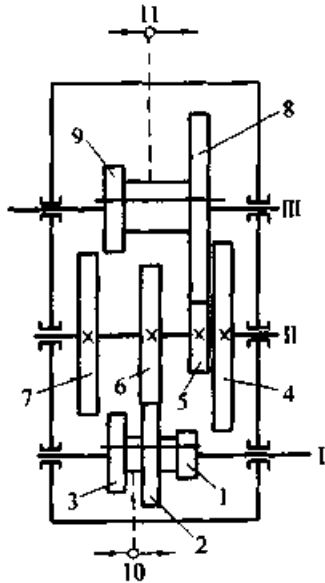


图 31.3-3 采用滑移齿轮的六级变速箱

滑移齿轮变速机构能传递较大的功率，变速方便可靠，串联几个变速组便可实现多档变速，并且没有空档齿轮，空载功率损失小。但是这种变速机构不能在运转中变速；如果要用于运转中变速（如汽车变速箱），必须在传动链中设置离合器，先切断力流，再进行变速操作。此外，为便于滑移齿轮换挡时啮合，通常都采用直齿轮，因而传动的平稳性较差。

(3) 背轮变速机构

背轮变速机构在金属切削机床中应用较多。图 31.3-4 是背轮变速机构简图。机构由三根轴（I、II、III）、四个齿轮（ z_1 、 z_2 、 z_3 、 z_4 ）和一个离合器 M 组成。轴 I 与轴 III 同轴线，运动由轴 I 输入，可经离合器 M 直接传给输出轴 III，这时传动比 $i=1$ ；也可以脱开离合器 M（如图所示位置），运动经两对齿轮 z_1 、 z_2 和 z_3 、 z_4 减速后传给输出轴 III，这时传动比 $i = z_2 z_4 / z_1 z_3$ 。由此可见，背轮变速机构的变速范围要比滑移齿轮变速机构的极限变速范围大得多。用背轮变速机构来扩大传动系统的变速范围十分有效。

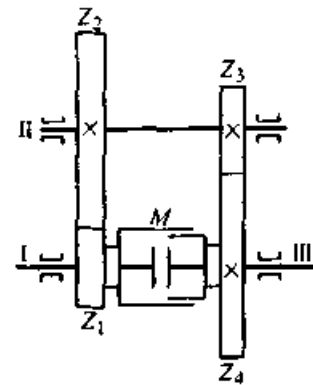


图 31.3-4 背轮变速机构

(4) 离合器变速机构

一种四级变速的离合器变速机构如图 31.3-5 所示。输入轴 I 上空套三个齿轮，其齿数分别为 25、48、34（后两个为双联齿轮）。轴上用两个电磁离合器 M_1 和 M_2 来控制齿轮与轴的结合或脱开。输出轴 II 上也空套三个齿轮，其齿数分别为 75、52、66（前两个为双联齿轮），并分别与轴 I 上的三个齿轮相啮合。这三个齿轮与轴 II 的

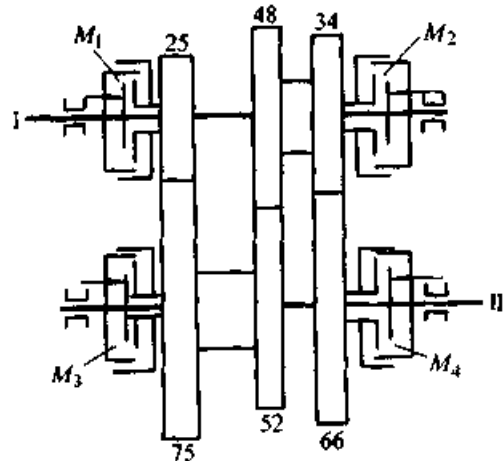


图 31.3-5 采用离合器的变速机构

结合或脱开，由轴Ⅱ上的两个电磁离合器控制。这样，只要控制四个离合器的接合和脱开就可以有四种传动路线、四种传动比（见表 31.3-1），使输出轴得到四种转速。由表 31.3-1 可见，传动比 $i = 5.376$ 的传动路线是一条折返线。

表 31.3-1 离合器变速机构的传动比

接合的离合器	脱开的离合器	变速机构传动比
M_2 和 M_3	M_1 和 M_4	$i_1 = 52/48 = 1.083$
M_2 和 M_4	M_1 和 M_3	$i_2 = 66/34 = 1.941$
M_1 和 M_3	M_2 和 M_4	$i_3 = 75/25 = 3.000$
M_1 和 M_4	M_2 和 M_3	$i_4 = \frac{75}{25} \times \frac{48}{52} \times \frac{66}{34} = 5.376$

由于离合器变速机构的齿轮不作滑移，因此可采用斜齿轮，使传动比较平稳。但是，各对齿轮始终处于啮合状态，磨损较大，也降低了传动效率。离合器变速机构操作方便，常用于自动或半自动的机器中。

(5) 啮合器变速机构

许多机器，如汽车、叉车、挖掘机等，均需要在行走过程中变速，并且要求运转平稳，能传递大转矩。这种场合，在变速箱中采用啮合器变速机构，就能在一定程度上满足工作的要求。

图 31.3-6 所示是变速机构中的一种普通啮合器，此啮合器由啮合套 2 与齿环 1 组成。常啮合斜齿轮空套在轴上，其端部加工出一个齿环，它可与啮合套 2 的内齿圈相啮合，啮合套通过中间套筒与轴的花键连接。只要改变啮合套 2 的位置就能改变传动路线，达到变速的目的。

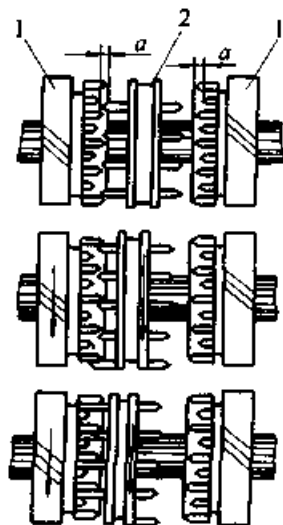


图 31.3-6 具有间隔短齿的啮合器结构

由于变速时啮合套的转速与齿环的转速不同，因此啮合套的整圈轮齿不易嵌入齿环的齿槽中。为了改善这种情况，可将两侧齿环的齿都间隔地缩短一个长度 a ，这样就便于将齿插入齿槽中。当啮合套与齿轮的转速一致后，便可将整个齿长推入齿槽。

这种普通啮合器的结构简单，但轴向尺寸大，变速过程中有顶齿现象，变速不轻便，噪声也大。为了克服这些缺点，在中小型汽车和变速较频繁的机器中，常采用经改进的同步啮合器变速。同步啮合器能在变速过程中先使将要进入啮合的一对齿轮的圆周速度相等，然后使齿轮进入啮合，即先同步后变速。从而避免变速时齿轮的冲击，使变速过程趋于平稳。

(6) 液力机械变速机构

在汽车的自动和半自动的变速器中，常采用由液力变矩器和行星机械变速器组成的液力机械变速机构。图 31.3-7 所示是三档液力自动变速器

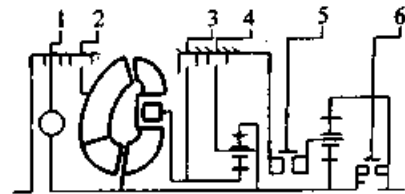


图 31.3-7 三档自动变速器

- 1—锁止离合器 2—泵轮离合器 3—导轮制动器
- 4—导轮反转制动器 5—倒档接合器
- 6—前进档接合器

的机构简图。机构中的行星变速器的主要部件有：互相连接的两个行星排；产生三个前进档和一个倒档所必需的离合器和制动器；为了换档平顺和利用发动机制动的超越离合器和制动器；为实现前进和倒档用的接合器等。只要控制这些离合器、制动器和接合器，就能得到一个空档、一个倒档和三个前进档，如表 31.3-2 所列。这种

表 31.3-2 三档自动变速器档位控制

档位	图 31.3-7 中的件号					
	1	2	3	4	5	6
空档						
1 档		○		○		○
2 档		○	○			○
3 档	○	○				○
倒档		○	○		○	

注：表中的○号代表接合控制。

行星机械变速器的档位变换可由反映发动机载荷和车速的信号系统和执行元件来控制,因而可很方便地实现自动或半自动变速。

1.4 制动

当动力机停止工作后,传动装置和工作机由于摩擦阻力的作用,将会自动停止下来,一般不需要制动,例如鼓风机、轧钢机、空压机等都没有专门的制动装置。但是在以下情况,传动链中需要配置制动装置——制动器:

- 1) 停车前机器的转速高,惯性大,使自动停车的时间过长;
- 2) 工作机需要频繁换向,换向前要先制动;
- 3) 工作要求某轴暂时停转,并制动(如图31.2-9所示的差动调速装置);
- 4) 要求工作机构准确地停在某个位置上(如电梯);
- 5) 在发生事故时,应具有紧急制动功能。

机器中常用的机械制动器都是靠摩擦副起作用的,制动时利用摩擦力使转动件停止运转。这时被制动件的动能通过摩擦转变为热而散失。

制动器的种类很多,性能各异,详见本卷第40篇。

除了机械制动器外,在有些机器中还采用动力机制动,如对电动机采用反接制动,对柴油机采用排气制动等。

1.5 过载保护

机器工作时的载荷,虽然在设计时作过计算或估计,但实际运转时往往会有一些意想不到的情况,如偶然冲击、误操作等,使实际载荷剧增,很可能损坏传动装置或其他零部件。为了防止机器的过载损坏,在传动链中设置安全保护装置就很有必要了。

安全保护装置的作用就是在载荷过大时,能自动切断力流或限制载荷值。如果传动链中已有摩擦副的传动件(如带传动、摩擦轮传动、摩擦离合器、离心离合器等),则此摩擦副就可起过载保护作用(过载打滑)。否则就应设置过载安全保护装置。

常用的过载安全保护装置是安全联轴器和安全离合器。这类装置可分传动元件会损坏的和不会损坏的两种。前者如销钉安全联轴器(过载时

销钉断裂)等;后者如摩擦式安全离合器(过载时摩擦面打滑)等。详见本卷第40篇。

1.6 运行状态过渡过程的动态品质

机器的传动系统在起动、变速、反转、停止、制动,以及载荷发生剧变时,其运行状态的改变都有一个过渡过程,最后才能稳定下来。这种系统的动态特性通常用动态品质来衡量。图31.3-8所示是机器的转速由 n_1 跃变到 n_2 时的过渡过程曲线。图中的 σ 是超调量,过渡过程的时间为 t ,在 t 时间内转速高低的振荡次数为 μ 。这些项目就是转速过渡过程动态品质的具体指标。 t 、 σ 和 μ 愈小,则传动系统的动态特性愈好。同样,传动系统中载荷的突变也有类似的过渡过程和动态特性。

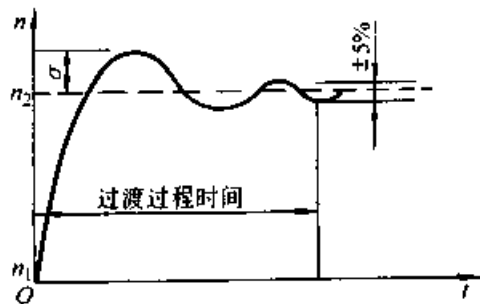
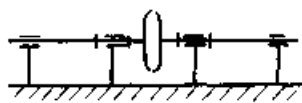
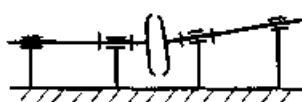
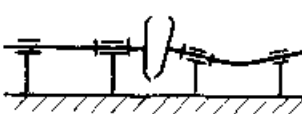
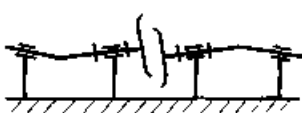
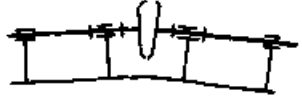
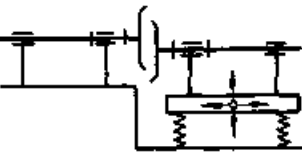


图 31.3-8 转速过渡过程曲线

2 机械传动装置变形和位置误差的补偿

如果动力机、传动装置和工作机的制造误差、安装误差和受力变形过大,并且得不到补偿,就可能影响机器的性能,缩短零部件的寿命,甚至造成事故。表 31.3-3 从原理上说明可能出现的变形情况及其补偿措施。例如汽车发动机和变速器一体经橡胶软垫置于汽车前方的固定位置上,而驱动轴则由弹簧悬置于汽车后下方。汽车在行驶过程中,变速器和驱动轴的相对位置不断改变,要求传动轴能在所连二轴夹角不断变化的情况下可靠地传递动力,并能补偿由于相对运动和安装误差而产生的传动轴长度的变化。能满足这一使用要求的是采用空间可移联轴器——由传动轴管、万向联轴器和伸缩花键等组成的汽车万向传动轴。这种万向传动轴还可应用于类似的场合,如前轮转向驱动轴、独立悬架驱动轴等处。

表 31.3-3 轴的变形、位置误差及其补偿

误差和变形	示意图	简要说明及补偿措施
无误差		无误差，无变形，仅理论上存在
正斜		由安装误差引起一轴歪斜 宜选择一种允许有装配误差但并不因此而产生有害轴向力或横向力的传动元件进行联接
一轴变形		相联两轴中一轴受力发生变形 必须判断它所受的力是静力（即连续作用的力或重力），还是周期力（即非连续作用的生产阻力或惯性力），以便确定是否要安装自位滑动轴承或调心轴承
两轴变形		相联两轴都受力发生变形 同上必须判断它所受的力是静力或周期力，以便确定是否安装自位滑动轴承或调心轴承
基础偏斜		基础或机架在力的作用下可能发生不同的变形 根据所选传动零件的类型把变形和装配误差限制在一定范围内，或者通过有关零件的选择，使之不影响正常运转
基础振动		两台机器被安装在两个基础上，其中一台被安置在弹簧上以便隔振 必须算出振幅大小，并弄清振动是在一个平面内起作用还是沿各方向都起作用。在这种情况下往往要装入可移（空间可移或横向可移）式联轴器

再如曲柄压力机，在工作过程中，曲柄轴由于受到很大的作用力而产生较大的弹性变形，但这时动力机的变形却不大。如果将曲柄轴与动力机直接相连接显然是不可取的，因此一般都在动力机轴与曲柄轴之间采用带传动（大带轮往往就是飞轮），带的弹性变形补偿了轴的变形和安装

误差。

机器部件（包括传动装置）之间轴的误差和变形，通常都可选择适当的联轴器来补偿。但是不同的补偿联轴器在运转时可能产生附加的周期力或静力，这一点是要事先估计到的。详见本卷第 40 篇。

参 考 文 献

- 1 《机械工程手册》编委会编. 机械工程手册（第二版，第 6 卷），北京：机械工业出版社，1997
- 2 《齿轮手册》编委会编. 齿轮手册：上册. 北京：机械工业出版社，1990
- 3 徐灏主编. 机械设计手册：第 2 卷. 北京：机械工业出版社，1998
- 4 [德] S. 费罗尼斯. 设计学——传动零件. 王汝霖等译. 北京：高等教育出版社，1988
- 5 朱龙根、黄雨华主编. 机械系统设计. 北京：机械工业出版社，1992
- 6 孙振军主编. 金属切削机床构造与设计：上册. 北京：国防工业出版社，1984

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第

32

篇

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

圆柱齿轮传动极其装置

主 编 朱孝录 王培榭

编 写 朱孝录 王培榭 王 铁 王新林
罗 翔 宋新萍 李钊刚 徐鸿钧
路梦春 江声华 杨文虎 何爱民
杨 静 陈逸华 周茂清 高福根
萧永明 欧阳葆 武宝林 蒋玉滨

审 稿 易秉钺 朱孝录 阎建武 刘李梅
李晓峰 陈亚文 郭予康



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第 1 章 渐开线圆柱齿轮传动及其装置

1 齿轮基本参数和几何尺寸

1.1 基本齿廓和模数系列

1.1.1 基本齿廓

我国现行的基本齿廓（表 32.1-1）等效采用了 ISO53: 1974《通用及重型机械用圆柱齿轮——基本齿条》标准。

表 32.1-1 渐开线圆柱齿轮基本齿廓（摘自 GB/T 1356—1988）

基本齿廓图	齿廓参数名称	代号	数值
	齿顶高	h_a	m
	工作高度	h'	$2m$
	顶隙	c	$0.25m$
	全齿高	h	$2.25m$
	齿距	p	πm
	齿根圆角半径	ρ_f	$\approx 0.38m$

注：1. 表中的基本齿廓是指基本齿条的法向齿廓； m 是（法向）模数。

2. 表中的基本齿廓适用于 $m \geq 1 \text{ mm}$ ，齿形角 $\alpha = 20^\circ$ 的渐开线圆柱齿轮。

由于齿轮使用场合差别很大，因此表 32.1-1 中的某些参数可作适当变动，以这种非标准齿廓的齿轮来满足某些特殊要求。例如：

1) 可以改变齿形角 α ，可取小齿形角 (14.5° 、 15°) 或大齿形角 (27° 、 28° 、 30°)。齿形角小，根切最少齿数多，重合度大，但轮齿的弯曲强度和接触强度均差；齿形角大，轮齿的弯曲强度和接触强度会有所提高，但轴承所受的载荷增大。目前， 20° 齿形角是大多数国家采用的标准齿形角。

2) 可以适当增大齿根圆角半径 ρ_f ；也可以将齿槽底部做成全圆弧，以减小齿根的应力集中，提高轮齿的弯曲强度。这种齿槽底部全圆弧的齿形，在渗碳淬火齿轮中经常采用。

3) 可以采用长齿（如取 $h_a^* = 1.2$ ）或短齿（如取 $h_a^* = 0.8$ ）。长齿能增加齿轮传动的重合度，减小轮齿的刚度，对减小齿轮传动的噪声比较有利；短齿能减小齿顶的滑动速度，提高轮齿抗胶合的能力，但通常是弊多利少。

4) 可以采用齿形修正（如齿顶修缘），以减少齿轮的动载荷。

1.1.2 ISO 53: 1998《通用机械和重型机械用圆柱齿轮——标准基本齿条齿廓》

1998 年，国际标准化组织（ISO）公布了 ISO 53 新版本，用来废止和替代 ISO 53: 1974 版本。目前（2000 年），国内正在讨论等同采用 ISO 53: 1998 版本的可行性。以下是 ISO 53: 1998 版本的基本内容。

(1) 术语、定义和代号

1) 标准基本齿条齿廓 标准基本齿条齿廓是指基本齿条轮齿齿廓的法向截面。基本齿条相当于齿数 $z = \infty$ ，直径 $d = \infty$ 的外齿轮（见图 32.1-1）。标准基本齿条齿廓的轮齿介于齿顶处的齿顶线和与之平行的齿根线之间。齿廓直线部分和齿根线之间的圆角是半径为 ρ_f 的圆弧。

2) 相啮标准齿条齿廓 相啮标准齿条齿廓是指以基准线 $P-P$ 为基准，对称于标准基本齿条齿廓，且相对于标准基本齿条齿廓的半个齿距的齿条齿廓（图 32.1-1）。

其他的术语和定义与 GB/T 3374 标准给出的相同。

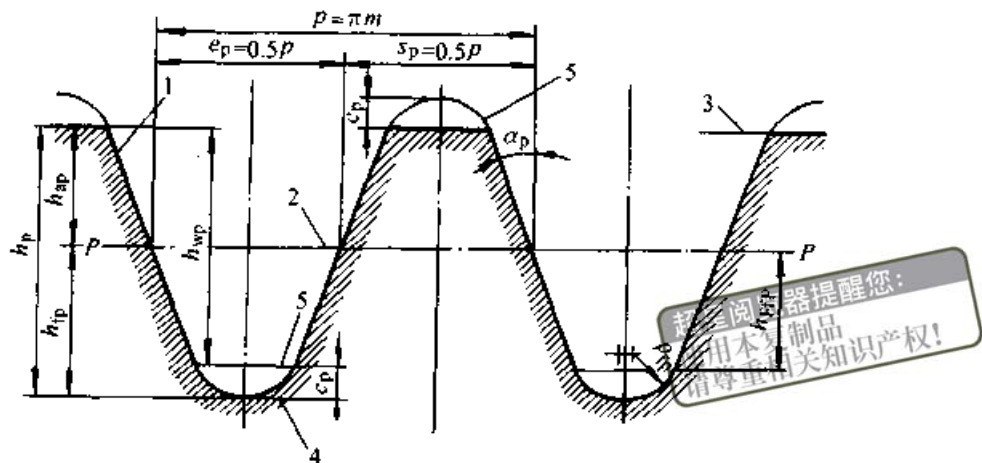


图 32.1-1 标准基本齿条齿廓和相啮标准基本齿条齿廓

1—标准基本齿条齿廓 2—基准线 3—齿顶线 4—齿根线 5—相啮标准基本齿条齿廓

图 32.1-1 中各代号的意义和单位如下：

- c_p ——标准基本齿条轮齿与相啮标准基本齿条轮齿之间的顶隙 (mm)；
- e_p ——标准基本齿条轮齿齿槽宽 (mm)；
- h_{ap} ——标准基本齿条轮齿齿顶高 (mm)；
- h_{dp} ——标准基本齿条轮齿齿根高 (mm)；
- h_{Fdp} ——标准基本齿条轮齿齿根直线部分的高度 (mm)；
- h_p ——标准基本齿条的齿高 (mm)；
- h_{wp} ——标准基本齿条和相啮标准基本齿条轮齿的公共高度 (mm)；
- m ——模数 (mm)；
- s_p ——标准基本齿条轮齿的齿厚 (mm)；
- α_p ——压力角 (°)；
- ρ_{fp} ——基本齿条的齿根圆角半径 (mm)。

(2) 标准基本齿条齿廓

1) 标准基本齿条齿廓的特性见图 32.1-1 和表 32.1-2。

表 32.1-2 标准基本齿条的参数值

项 目	标准基本齿条值
α_p	20°
h_{ap}	1m
c_p	0.25m
h_{dp}	1.25m
ρ_{fp}	0.38m

2) 模数为 m 的标准基本齿条齿廓的齿距为 $p = \pi m$ 。

3) 在 h_{ap} 加 h_{Fdp} 高度上，标准基本齿廓的齿侧面为直线。

4) $P-P$ 线上的齿厚等于齿槽宽，即齿距

的一半， $s_p = e_p = p/2 = \pi m/2$ 。

5) 标准基本齿条齿廓的齿侧面与基准线的垂线之间的夹角为压力角 α_p 。

6) 齿顶线和齿根线分别平行于基准线 $P-P$ ，且距 $P-P$ 线之间距离分别为 h_{ap} 和 h_{dp} 。

7) 标准基本齿条齿廓和相啮标准齿条齿廓的有效齿高等于 $2h_{ap}$ 。

8) 标准基本齿条齿廓的参数用 $P-P$ 线作基准。

9) 标准基本齿条的齿根圆角半径 ρ_{fp} 由标准顶隙 c_p 确定。

对于 $\alpha_p = 20^\circ$ ， $c_p \leq 0.295m$ ， $h_{Fdp} = 1m$ 的基本齿条，其最大齿根圆角半径

$$\rho_{fpmax} = \frac{c_p}{1 - \sin \alpha_p}$$

对于 $\alpha_p = 20^\circ$ ， $0.295m < c_p \leq 0.396m$ 的基本齿条，其最大齿根圆角半径

$$\rho_{fpmax} = \frac{\pi m/4 - h_{dp} \tan \alpha_p}{\tan[(90^\circ - \alpha_p)/2]}$$

ρ_{fpmax} 的中心在齿条齿槽的中心线上。实际齿根圆角会随一些影响因素的不同而变化，如制造方法、齿廓修形和齿数等。

10) 标准基本齿条齿廓的参数 c_p 、 h_{ap} 、 h_{dp} 和 h_{wp} 也可以表示为模数 m 的倍数。此倍数即 $m = 1 \text{ mm}$ 时的值，可加一个星号表明，例如 $h_{dp} = h_{dp}^* m$ 。

(3) 不同使用场合下推荐的基本齿条

这部分内容是 ISO53:1998 标准的附录 A (提示的附录)。

1) 基本齿条型式的应用

根据不同的使用要求可以使用替代的基本齿条齿廓(表 32.1-3):

表 32.1-3 基本齿条齿廓

符号	基本齿条齿廓类型			
	A	B	C	D
α_p	20°	20°	20°	20°
h_{ap}	1m	1m	1m	1m
c_p	0.25m	0.25m	0.25m	0.4m
h_{fp}	1.25m	1.25m	1.25m	1.4m
ρ_{fp}	0.38m	0.3m	0.25m	0.39m

A 型标准基本齿条齿廓推荐用于传递大转矩的齿轮。

B 型和 C 型基本齿条齿廓推荐用于通常的使用场合。用一些标准滚刀加工时,可以用 C 型。

D 型基本齿条齿廓的齿根圆角为单圆弧齿根圆角。当保持最大齿根圆角半径时,增大的齿根高($h_{fp}=1.4m$, 齿根圆角半径 $\rho_{fp}=0.39m$)使得精加工刀具能在没有干涉的情况下工作。这种齿廓推荐用于高精度、传递大转矩的齿轮,因此,齿廓精加工采用磨齿或剃齿。在精加工时,要小心避免齿根圆角处产生凹痕,凹痕会导致应力集中。

2) 具有挖根的基本齿条齿廓

具有挖根的基本齿条齿廓如图 32.1-2 所示。

这种齿廓具有所选择的挖根量 u_{fp} 和挖根角 α_{fp} 。 u_{fp} 和 α_{fp} 的具体数值取决于一些影响因素,如加工方法等。

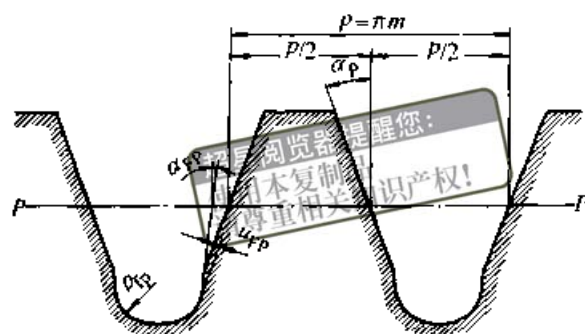


图 32.1-2 具有挖根量的基本齿条齿廓

1.1.3 渐开线圆柱齿轮的模数系列

渐开线圆柱齿轮的模数系列见表 32.1-4。

在国外或在某些场合,还可见到径节制的齿轮;径节 $P = z/d$,它与模数的关系为 $m = 25.4/P$ 。

1.2 渐开线圆柱齿轮的几何尺寸计算

1.2.1 标准齿轮传动几何尺寸计算

1) 外啮合标准圆柱齿轮传动几何尺寸计算式见表 32.1-5。

2) 标准齿轮齿条传动几何尺寸计算式列于表 32.1-6。

3) 内啮合标准圆柱齿轮传动几何尺寸计算式见表 32.1-7。

表 32.1-4 渐开线圆柱齿轮模数 (摘自 GB/T 1357—1987)

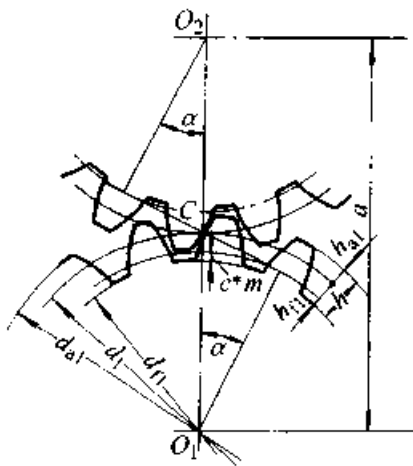
(mm)

第一系列	0.1	0.12	0.15	0.2	0.25	0.3		0.4	0.5	0.6		0.8	
第二系列							0.35				0.7		0.9
第一系列	1	1.25	1.5		2		2.5		3				
第二系列				1.75	2.25		2.75		(3.25)	3.5		(3.75)	
第一系列	4		5		6		8		10				12
第二系列		4.5	5.5		(6.5)	7		9		(11)			
第一系列		16	20		25		32		40				50
第二系列	14		18		22		28		36		45		

注: 1. 对于斜齿圆柱齿轮是指法向模数 m_n 。

2. 优先选用第一系列, 括号内的数值尽可能不用。

表 32.1-5 外啮合标准圆柱齿轮传动几何尺寸计算式

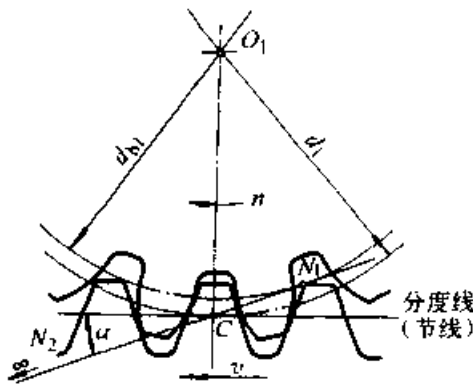


齿形角 $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$
 齿顶高系数 $h_a^* = h_{an}^* = 1$
 顶隙系数:
 当 $m \geq 1 \text{ mm}$ 时
 $c^* = c_n^* = 0.25$
 当 $m < 1 \text{ mm}$ 时
 $c^* = c_n^* = 0.35$

请读者提醒您：
 使用时复制请注明版权！
 请尊重知识产权！

参数名称	代号	直齿轮	斜齿轮
模数	m	由强度计算或结构设计确定，并按表 32.1-4 取标准值	法向模数 m_n 取标准值，确定方法同直齿轮。 端面模数 $m_t = m_n / \cos\beta$
齿数	z	设计时选定 z	设计时选定 z 当量齿数 $z_v \approx z / \cos^3\beta$
分度圆压力角	α	等于齿形角， $\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ$ $\alpha_t = \arctan \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$
分度圆柱螺旋角	β	$\beta = 0^\circ$	设计时按有利的条件确定 β 值
基圆柱螺旋角	β_b	$\beta_b = 0^\circ$	$\cos\beta_b = \cos\beta \cos d_n / \cos\alpha_t$
分度圆直径	d	$d = zm$	$d = zm_t$
基圆直径	d_b	$d_b = d \cos\alpha$	$d_b = d \cos\alpha_t$
齿距	p	$p = \pi m$	$p_n = \pi m_n$, $p_t = \pi m_t$
基圆齿距	p_b	$p_b = p \cos\alpha$	$p_{bn} = p_t \cos\alpha_t$
齿顶高	h_a	$h_a = h_a^* m$	$h_a = h_{an}^* m_n$
齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^*) m$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^*) m_n$
齿高	h	$h = h_a + h_f$	$h = h_a + h_f$
齿顶圆直径	d_a	$d_a = d + 2h_a$	$d_a = d + 2h_a$
齿根圆直径	d_f	$d_f = d - 2h_f$	$d_f = d - 2h_f$
齿顶圆压力角	α_a	$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}$	$\alpha_{at} = \arccos \frac{d_b}{d_a}$
中心距	a	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$

表 32.1-6 标准齿轮齿条传动几何计算式



齿轮分度圆直径与齿条运动速度的关系:

$$d_1 = \frac{60000v}{\pi n}$$

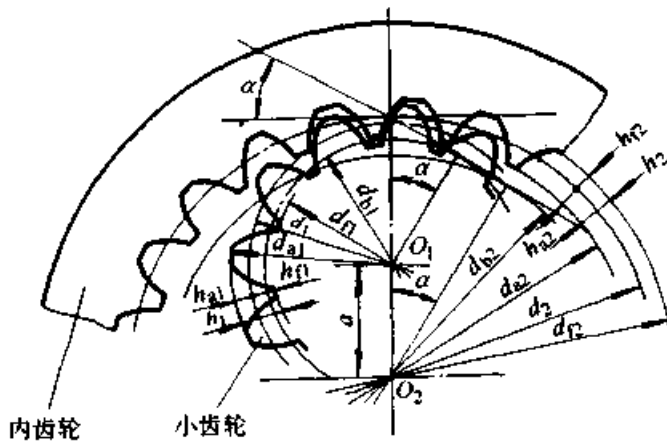
式中

齿条速度 (m/s);
 v —— 齿条速度 (m/s);
 n —— 齿轮转速 (r/min)

参数名称	代号	直 齿	斜 齿
分度圆直径	d	$d_1 = mz_1$	$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta$
齿顶高	h_a	$h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m$	$h_{a1} = h_{a2} = h_{an}^* m_n$
齿根高	h_f	$h_{f1} = h_{f2} = (h_a^* + c^*) m$	$h_{f1} = h_{f2} = (h_{an}^* + c_n^*) m_n$
齿高	h	$h_1 = h_2 = h_{a1} + h_{f1}$	$h_1 = h_2 = h_{a1} + h_{f1}$
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$
齿根圆直径	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$
齿距	p	$p = \pi m$	$p_n = \pi m_n; p_t = \pi m_t$
基圆直径	d_b	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_t$
齿顶圆压力角	α_a	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$
齿轮中心到齿条中线距离	H	$H = \frac{d_1}{2}$	$H = \frac{d_1}{2}$

注: 必要时, 也可采用变位的齿轮齿条传动。

表 32.1-7 内啮合标准圆柱齿轮传动几何尺寸计算式



$$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$$

$$h_a^* = h_{an}^* = 1$$

$$c^* = c_n^* = 0.25$$

$$h_{af}^* = h_{anf}^* \cos\beta$$

参数名称	代号	直齿内齿轮	斜齿内齿轮
模数	m	m 按强度计算或结构设计确定, 并按表 32.1.4 取标准值	m_n 确定方法同直齿轮, 并取标准值 $m_t = m_n / \cos\beta$
齿数	z	$z \geq \frac{2h_a^*}{1 - \cos\alpha}$	$z \geq \frac{2h_a^*}{1 - \cos\alpha_t}$
分度圆柱螺旋角	β	$\beta = 0^\circ$	设计时按有利的条件确定 β 值
分度圆压力角	α	等于齿形角, $\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ$ $\alpha_t = \arctan \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$
分度圆直径	d_2	$d_2 = z_2 m$	$d_2 = z_2 m_t$
基圆直径	d_{b2}	$d_{b2} = d_2 \cos\alpha$	$d_{b2} = d_2 \cos\alpha_t$
齿高	h_2	$h_2 = \frac{1}{2}(d_{f2} - d_{a2})$	$h_2 = \frac{1}{2}(d_{f2} - d_{a2})$
齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 - 2h_a^* m + \Delta d_s$ $h_a^* = 1$, 按上式计算 d_{a2} 时, $z_1 \geq 22$, 为避免过渡曲线干涉应将齿顶圆增大, 其增大量为 $\Delta d_s = \frac{15.1 m}{z_2}$	$d_{a2} = d_2 - 2h_{an}^* m_n + \Delta d_s$ $\Delta d_s = \frac{15.1 m_n \cos^3\beta}{z_2}$
齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 + 2(h_{af}^* + c^*) m$	$d_{f2} = d_2 + 2(h_{anf}^* + c_n^*) m_n$
中心距	a	$a = \frac{1}{2}(d_2 - d_1) = \frac{1}{2}(z_2 - z_1) m$	$a = \frac{1}{2}(d_2 - d_1) = \frac{1}{2}(z_2 - z_1) \frac{m_n}{\cos\beta}$
齿数比	u	$u = z_2 / z_1$	$u = z_2 / z_1$

注: 同内齿轮相啮合的小齿轮的几何尺寸, 按表 32.1.5 计算。

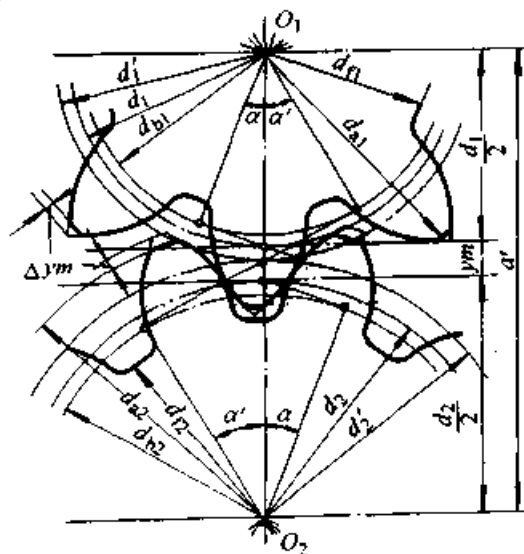
1.2.2 变位齿轮传动几何尺寸计算

2) 内啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算

1) 外啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算 见表 32.1-9。

式见表 32.1-8。

表 32.1-8 外啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算式



续表 32.1-8

参数名称	代号	直齿轮	斜齿轮
已知: $z_1, z_2, m(m_n), \beta, a'$, 滚齿加工。求: $x_{\Sigma}(x_{n\Sigma})$ 和 $\Delta y(\Delta y_n)$			
非变位中心距	a	$a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$	$a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2)$
中心距变动系数	$y(y_n)$	$y = \frac{a' - a}{m}$	$y_n = \frac{a' - a}{m_n}$
分度圆压力角	$\alpha(\alpha_1)$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ, \alpha_1 = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$
啮合角	$\alpha'(a')$	$\alpha' = \arccos \left(\frac{a}{a'} \cos \alpha \right)$	$\alpha'_1 = \arccos \left(\frac{a}{a'} \cos \alpha_1 \right)$
总变位系数	$x_{\Sigma}(x_{n\Sigma})$	$x_{\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha} (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha)$ $\operatorname{inv} \alpha'$ 和 $\operatorname{inv} \alpha$ 可查表 32.1-17, x_{Σ} 可按图 32.1-4~图 32.1-7 分配, 使 $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$	$x_{n\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_n} (\operatorname{inv} \alpha'_1 - \operatorname{inv} \alpha_n)$ $\operatorname{inv} \alpha'_1$ 和 $\operatorname{inv} \alpha_n$ 可查表 32.1-17, $x_{n\Sigma}$ 可按图 32.1-4~图 32.1-7 分配, 使 $x_{n\Sigma} = x_{n1} + x_{n2}$
齿高变动系数	$\Delta y(\Delta y_n)$	$\Delta y = x_{\Sigma} - y$	$\Delta y_n = x_{n\Sigma} - y_n$
已知: $z_1, z_2, m(m_n), x_{\Sigma}(x_{n\Sigma}), \beta$, 滚齿加工。求: a' 和 $\Delta y(\Delta y_n)$			
分度圆压力角	$\alpha(\alpha_1)$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ, \alpha_1 = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$
啮合角	$\alpha'(a')$	$\operatorname{inv} \alpha' = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \tan \alpha + \operatorname{inv} \alpha$	$\operatorname{inv} \alpha'_1 = \frac{2(x_{n1} + x_{n2})}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_n$
中心距变动系数	$y(y_n)$	$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$	$y_n = \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha'_1} - 1 \right)$
中心距	a'	$a' = a + ym$	$a' = a + y_n m_n$
齿高变动系数	$\Delta y(\Delta y_n)$	$\Delta y = x_{\Sigma} - y$	$\Delta y_n = x_{n\Sigma} - y_n$
主要几何尺寸计算式			
模数	$m(m_n)$	由强度计算或结构设计确定, 并取标准值	
齿数比	u	$u = z_2/z_1$	
分度圆直径	d	$d_1 = z_1 m, d_2 = z_2 m$	$d_1 = z_1 m_n / \cos \beta, d_2 = z_2 m_n / \cos \beta$
节圆直径	d'	$d'_1 = 2a'/(u+1), d'_2 = u d'_1$	
齿顶高	h_s	$h_s = (h_s^* + x - \Delta y) m$	$h_s = (h_{s0}^* + x_n - \Delta y_n) m_n$
齿根高	h_f	$h_f = (h_s^* + c^* - x) m$	$h_f = (h_{f0}^* + c_n^* - x_n) m_n$
齿顶圆直径	d_s	$d_s = d + 2(h_s^* + x - \Delta y) m$	$d_s = d + 2(h_{s0}^* + x_n - \Delta y_n) m_n$
齿根圆直径	d_f	$d_f = d - 2(h_s^* + c^* - x) m$	$d_f = d - 2(h_{f0}^* + c_n^* - x_n) m_n$

注: 1. 对于 $x < 1.5$ 的插齿齿轮, 使用本表计算, 可满足一般要求。对于 $x \geq 1.5$ 的插齿齿轮, 如要精确计算齿高尺寸参数可参阅文献 [3]。

2. 表内算式中的 x, x_n 应带本身的正负号代入, 而 $\Delta y, \Delta y_n$ 永为正号。

3. 对于高变位圆柱齿轮, 算式中的 $y, y_n, \Delta y, \Delta y_n$ 均为零。

表 32.1-9 内啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算式

参数和尺寸名称	代号	直齿轮	斜齿轮
已知: $z_1, z_2, m(m_n), \beta, a'$, 小齿轮滚刀加工、内齿轮插齿刀参数 (z_{02}, x_{02} 和 h_{a02}^*), 求: $x_\Sigma(x_{n\Sigma}), \Delta y(\Delta y_n)$			
未变位中心距	a	$a = \frac{1}{2} m(z_2 - z_1)$	$a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_2 - z_1)$
中心距变动系数	$y(y_n)$	$y = \frac{a' - a}{m}$	$y_n = \frac{a' - a}{m_n}$
分度圆压力角	$\alpha(\alpha_n)$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ, \alpha' = \arctan \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$
啮合角	$\alpha'(a')$	$\alpha' = \arccos \left(\frac{a}{a'} \cos \alpha \right)$	$\alpha'_n = \arccos \left(\frac{a}{a'} \cos \alpha_n \right)$
总变位系数	$x_\Sigma(x_{n\Sigma})$	$x_\Sigma = \frac{z_2 - z_1}{2 \tan \alpha} (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha)$	$x_{n\Sigma} = \frac{z_2 - z_1}{2 \tan \alpha_n} (\operatorname{inv} \alpha'_n - \operatorname{inv} \alpha_n)$
分配变位系数	x_1, x_2 (x_{n1}, x_{n2})	按有利的条件, 分配总变位系数 $x_\Sigma = x_2 - x_1$ $x_{n\Sigma} = x_{n2} - x_{n1}$	
插内齿时的啮合角 (新插齿刀, $x_n > 0$)	α'_0 (α'_{0n})	$\operatorname{inv} \alpha'_0 = \frac{2(z_2 - x_0)}{z_2 - z_0} \tan \alpha + \operatorname{inv} \alpha$	$\operatorname{inv} \alpha'_{0n} = \frac{2(x_{n2} - x_{n0})}{z_2 - z_0} \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_n$
插内齿时的中心距	a'_{02}	$a'_{02} = \frac{m}{2} (z_2 - z_0) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_0}$	$a_{02} = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_2 - z_0) \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha'_{0n}}$
齿高变动系数	$\Delta y(\Delta y_n)$	$\Delta y = x_\Sigma - y$	$\Delta y_n = x_{n\Sigma} - y_n$
已知: $z_1, z_2, m(m_n), \beta, x_\Sigma(x_{n\Sigma})$; 求: a' 和 $\Delta y(\Delta y_n)$			
啮合角	$\alpha'(a')$	$\operatorname{inv} \alpha' = \frac{2(z_2 - x_1)}{z_2 - z_1} \tan \alpha + \operatorname{inv} \alpha$	$\operatorname{inv} \alpha'_n = \frac{2(x_{n2} - x_{n1})}{z_2 - z_1} \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_n$
中心距变动系数	$y(y_n)$	$y = \frac{z_2 - z_1}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$	$y_n = \frac{z_2 - z_1}{2 \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha'_n} - 1 \right)$
中心距	a'	$a' = a + ym$	$a' = a + y_n m_n$
齿高变动系数	$\Delta y(\Delta y_n)$	$\Delta y = x_\Sigma - y$	$\Delta y_n = x_{n\Sigma} - y_n$
主要几何尺寸计算式			
模数	$m(m_n)$	由强度计算或结构设计确定, 并取标准值	
分度圆直径	d	$d_1 = z_1 m, d_2 = z_2 m$	$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta}, d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta}$
齿根圆直径	d_{f1}	小齿轮用滚刀加工时 $d_{f1} = d_1 - 2(h_{a1}^* + c' - x_1)m$ $d_{f1} = d_1 - 2(h_{a1}^* + c' - x_n)m_n$ 小齿轮用插齿刀加工时 $d_{f1} = 2a'_{01} - d_{a0}$ $d_{f1} = 2a'_{01} - d_{a0}$ a'_{01} 是插小齿轮时的中心距, d_{a0} 查表 32.1-16	
	d_{f2}	近似值可按式计算 $d_{f2} \approx d_2 + 2(h_{a2}^* + c' + x_2)m$ $d_{f2} \approx d_2 + 2(h_{a2}^* + c'_n + x_{n2})m_n$ 当内齿轮用插齿刀加工时 $d_{f2} = 2a'_{02} + d_{a0}$ d_{a0} 查表 32.1-16; 对于旧插齿刀, 可量得 d_{a0}	

续表 32.1-9

参数和尺寸名称		代号	直齿轮	斜齿轮
主要几何尺寸计算式				
齿顶圆直径	d_a		$d_{a1} = d_{f2} - 2a' - 2c' m$ $d_{a2} = d_{f2} + 2a' + 2c' m$	$d_{a1} = d_{f2} - 2a' - 2c'_n m_n$ $d_{a2} = d_{f1} + 2a' + 2c'_n m_n$
全齿高	h		$h_1 = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{f1}), h_2 = \frac{1}{2}(d_{f2} - d_{a2})$	$h_1 = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{f1}), h_2 = \frac{1}{2}(d_{f2} - d_{a2})$
齿顶高	h_a		$h_{a1} = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_1), h_{a2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{a2})$	$h_{a1} = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_1), h_{a2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{a2})$
校核计算				
齿顶压力角	小齿轮	α_{a1}	$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_1 \cos \alpha}{d_{a1}}$	$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_1 \cos \alpha_1}{d_{a1}}$
	内齿轮	α_{a2}	$\cos \alpha_{a2} = \frac{d_2 \cos \alpha}{d_{a2}}$	$\cos \alpha_{a2} = \frac{d_2 \cos \alpha_1}{d_{a2}}$
	插齿刀	α_{a0}	$\cos \alpha_{a0} = \frac{m z_0 \cos \alpha}{d_{a0}}$	$\cos \alpha_{a0} = \frac{m_1 z_0 \cos \alpha_1}{d_{a0}}$
d_{a0}, z_0 查表 32.1-16; 对旧插齿刀, 可量得 d_{a0}				
端面重合度	ϵ_α		$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') - z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha'_1) - z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha'_1)]$
纵向重合度	ϵ_β		$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = \frac{b}{\pi m_n} \sin \beta$
总重合度	ϵ_γ		$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$
校核小齿轮齿顶厚度	s_{a1}		$s_{a1} = \left(\frac{\pi + 4x_1 \tan \alpha}{2z_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{a1} \right) d_{a1}$ 对于正火调质齿轮要求 $s_{a1} > 0.25 m$ 对于淬火钢齿轮要求 $s_{a1} > 0.4 m$	$s_{a1} = \left(\frac{\pi + 4x_{n1} \tan \alpha_n}{2z_1} + \text{inv} \alpha_1 - \text{inv} \alpha_{a1} \right) d_{a1}$

注: 关于内啮合齿轮传动的干涉校核和加工内齿轮时的展成顶切、径向切入顶切校核, 可参阅文献 [1]。

1.3 渐开线圆柱齿轮的测量尺寸计算

渐开线圆柱齿轮的测量尺寸主要有公法线长度、分度圆弦齿厚和量柱(球)测量距。这些尺寸用来控制切齿时的切深, 以保证达到图纸上规定的齿厚和齿轮传动侧隙。

1.3.1 公法线长度

齿轮的公法线长度 W 和跨测齿数(齿槽数) k 的计算式列于表 32.1-10。

1.3.2 分度圆弦齿厚和固定弦齿厚

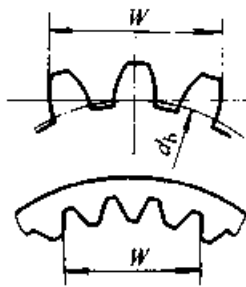
圆柱齿轮的分度圆弦齿厚的计算式列于表 32.1-11。

轮齿的固定弦齿厚 s_c 的计算比较简单, 测量方法与分度圆弦齿厚相似, 测量精度不高、适用于大型齿轮的测量, 详见 [3]。

1.3.3 量柱(球)测量距

圆柱齿轮的量柱(球)测量距的计算式列于表 32.1-12。

表 32.1-10 公法线长度和跨测齿数计算式 (内、外齿轮)



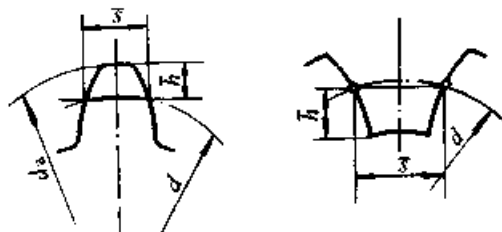
测量公法线长度时, 不以齿顶圆为基准, 对齿顶圆的制造精度可以降低, 测量方便, 应用广泛。但对齿宽 $b < W_n \sin \beta$ 的斜齿轮 (W_n 是法向公法线长度) 和受量具尺寸限制的大型齿轮不适用

超星浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重知识产权!

项目及代号		直齿轮	斜齿轮
标准 齿轮	跨测齿数或 内齿轮齿槽数 k	$k = \frac{\alpha}{180^\circ} z + 0.5$ 4 舍 5 入取整数	$k = \frac{\alpha_n}{180^\circ} z' + 0.5$ 式中 $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$ k 值 4 舍 5 入取整数
	公法线长度 W (W_n)	$W = W' m$ $W' = \cos \alpha [\pi(k - 0.5) + z \text{inv} \alpha]$	$W_n = W' m$ $W' = \cos \alpha_n [\pi(k - 0.5) + z' \text{inv} \alpha_n]$ $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$
变位 齿轮	跨测齿数或 内齿轮齿槽数 k	$k = \frac{z}{\pi} \left[\frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\left(1 + \frac{2x}{z}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \frac{2x}{z} \tan \alpha - \text{inv} \alpha \right] + 0.5$	$k = \frac{z'}{\pi} \left[\frac{1}{\cos \alpha_n} \sqrt{\left(1 + \frac{2x_n}{z'}\right)^2 - \cos^2 \alpha_n} - \frac{2x_n}{z'} \tan \alpha_n - \text{inv} \alpha_n \right] + 0.5$ 式中 $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$ k 值 4 舍 5 入取整数
	公法线长度 W (W_n)	$W = (W' + \Delta W') m$ 式中 $W' = \cos \alpha [\pi(k - 0.5) + z \text{inv} \alpha]$ $\Delta W' = 2x \sin \alpha$	$W_n = (W' + \Delta W') m_n$ 式中 $W' = \cos \alpha_n [\pi(k - 0.5) + z' \text{inv} \alpha_n]$ $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$ $\Delta W' = 2x_n \sin \alpha_n$

注: 渐开线圆柱齿轮的跨测齿数 (齿槽数) k 和公法线长度 W (W_n) 也可采用查表、查图法确定^[3]。

表 32.1-11 分度圆弦齿厚 (内、外齿轮)



测量时以齿顶圆为基准, 对齿顶圆的尺寸精度要求高。齿数较少时测量方便。常用于大型齿轮和精度要求不高的小型齿轮测量。当 $x > 0.5$ 时, 不便于测量分度圆弦齿厚; 当 $h_a < 0$ 时, 无法测知分度圆弦齿厚

项目名称、代号		直齿轮	斜齿轮
标准 齿轮	分度圆 弦齿高 \bar{h} (\bar{h}_n)	外齿轮 $\bar{h} = h_a + \frac{mz}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{2z}\right)$	$\bar{h}_{n2} = h_a + \frac{m_n z_v}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{2z_v}\right)$
		内齿轮 式中 $\bar{h}_2 = h_{a2} - \frac{m z_2}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{2z_2}\right) + \Delta \bar{h}_2$ 式中 $\Delta \bar{h}_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \alpha_{a2}$	式中 $\bar{h}_{n2} = h_{a2} + \frac{m_n z_{v2}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{2z_{v2}}\right) + \Delta \bar{h}_2$ 式中 $\Delta \bar{h}_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha_1 + \text{inv} \alpha_{a2}$

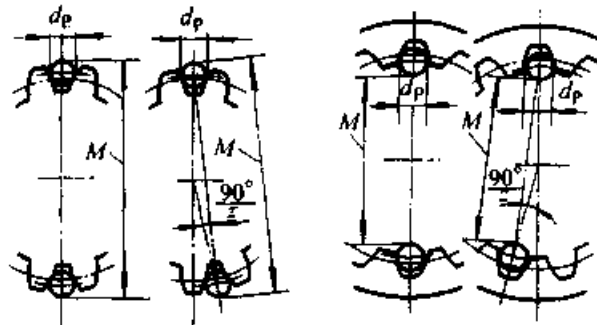
续表 32.1-11

项目名称、代号		直齿轮	斜齿轮
标准 齿轮	分度圆弦齿厚 \bar{s}	$\bar{s} = mz \sin \frac{\pi}{2z}$	$\bar{s}_n = m_n z_v \sin \frac{\pi}{2z_v}$
变位 齿轮	分度圆 弦齿高 \bar{h} (\bar{h}_n)	外齿轮 $\bar{h} = h_a + \frac{mz}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z} \right) \right]$	$\bar{h}_n = h_a + \frac{m_n z_v}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2z_v} + \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z_v} \right) \right]$
		内齿轮 $\bar{h}_2 = h_{a2} - \frac{mz_2}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2z_2} - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2} \right) \right] + \Delta \bar{h}_2$ 式中 $\Delta \bar{h}_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2} + \text{inv} \alpha_{a2}$	$\bar{h}_{n2} = h_{a2} - \frac{m_n z_{v2}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2z_{v2}} - \frac{2x_{n2} \tan \alpha_n}{z_{v2}} \right) \right] + \Delta \bar{h}_2$ 式中 $\Delta \bar{h}_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha_n - \frac{2x_{n2} \tan \alpha_n}{z_2} + \text{inv} \alpha_{n2}$
	分度圆弦齿厚 $\bar{s}(\bar{s}_n)$	$\bar{s} = mz \sin \left(\frac{\pi}{2z} \pm \frac{2x \tan \alpha}{z} \right)$	$\bar{s}_n = m_n z_v \sin \left(\frac{\pi}{2z_v} \pm \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z_v} \right)$

注：1. 计算式中有“±”号处，“+”号用于外齿轮，“-”号用于内齿轮。

2. 式中 z_v 是斜齿轮的当量齿数， $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ 。
3. 分度圆弦齿厚也可采用查表法确定^[3]。

表 32.1-12 量柱（球）测量距（内、外齿轮）



测量时不以齿顶圆为基准，对齿顶圆精度要求不高，对大型齿轮测量不方便，多用于内齿轮的齿厚测量

项目名称		直齿轮	斜齿轮
标准 齿轮	量柱（球） 直径 d_p	外齿轮 按 z 查图 32.1-3	内齿轮 按 z_v 查图 32.1-3
	量柱（球）中心 所在圆的压力角 α_M	$\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha \pm \frac{d_p}{mz \cos \alpha} \mp \frac{\pi}{2z}$	$\text{inv} \alpha_{M1} = \text{inv} \alpha_n \pm \frac{d_p}{m_n z_v \cos \alpha_n} \mp \frac{\pi}{2z}$
	量柱（球） 测量距 M	偶数齿 $M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \pm d_p$	$M = \frac{m_n z_v \cos \alpha_n}{\cos \alpha_{M1}} \pm d_p$
		奇数齿 $M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$	$M = \frac{m_n z_v \cos \alpha_n}{\cos \alpha_{M1}} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$

项目名称		直齿轮	斜齿轮
变位 齿轮	量柱(球)	外齿轮	按 z 和 x 查图 32.1-3
	直径 d_p	内齿轮	$d_p = 1.65 m_n$
	量柱(球)中心 所在圆的压力角 α_M	$\text{inv}\alpha_M = \text{inv}\alpha \pm \frac{d_p}{mz \cos\alpha} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan\alpha}{z}$	$\text{inv}\alpha_{M1} = \text{inv}\alpha_n \pm \frac{d_p}{m_n z \cos\alpha_n} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x_n \tan\alpha_n}{z}$
	量柱(球) 测量距 M	偶数齿	$M = \frac{mz \cos\alpha}{\cos\alpha_M} \pm d_p$
	奇数齿	$M = \frac{mz \cos\alpha}{\cos\alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$	$M = \frac{m_n z \cos\alpha_n}{\cos\alpha_{M1}} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$

注：1. 有“+”或“-”号处，上面符号用于外齿轮，下面符号用于内齿轮。

2. 将上表确定的 d_p 值圆整成圆柱(或球)的标准值，以便采用标准的圆柱(或球)来测量。

3. 直齿轮可以使用圆柱或球来测量，斜齿轮只能使用球来测量。

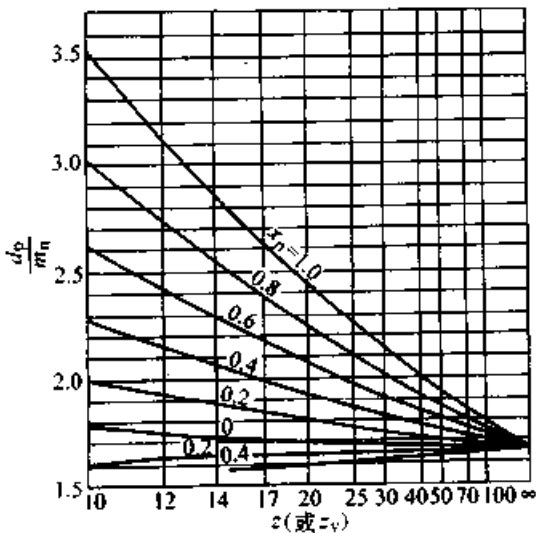


图 32.1-3 测量外齿轮用的圆柱(球)直径 d_p/m_n ($\alpha = \alpha_n = 20^\circ$)

1.4 渐开线圆柱齿轮传动和齿轮齿条传动的重合度

渐开线圆柱齿轮传动和齿轮齿条传动的重合度计算式列于表 32.1-13。

1.5 变位齿轮的应用和变位系数的选择

1.5.1 变位齿轮的功用与限制条件

变位齿轮有各种功用，但同时也有许多限制条件(表 32.1-14)，在齿轮传动设计时，值得注意。

1.5.2 变位齿轮的种类、特点与主要应用

表 32.1-15 简要地列出了变位齿轮的种类、特点与主要应用场合。

表 32.1-13 重合度计算式

项目名称		直 齿	斜 齿
圆柱 齿轮 传动	端面重合度 ϵ_α	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha) \pm z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha)]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_n) \pm z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha_n)]$
	纵向重合度 ϵ_β	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin\beta / \pi m_n$
	总重合度 ϵ_γ	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$

续表 32.1-13

项目名称		直 齿	斜 齿
齿轮 齿条 传动	端面重合度 ϵ_a	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} \left[z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha) + \frac{4(h_{a1}' - x_1)}{\sin 2\alpha} \right]$	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} \left[z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_t) + \frac{4(h_{a1}' - x_{a1})\cos\beta}{\sin 2\alpha_t} \right]$
	纵向重合度 ϵ_β	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin\beta / \pi m_n$
	总重合度 ϵ_γ	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta$

注：表内算式中，符号“±”，上面用于外啮合，下面用于内啮合。

表 32.1-14 变位齿轮的功用与限制条件

功 用	限 制 条 件	
	外啮合	内啮合
1. 在齿数 $z < z_{\min}$ 时，适当变位可以避免齿轮根切 2. 用来提高齿面接触强度和齿根弯曲强度 3. 用来提高齿面的抗胶合能力和耐磨性 4. 配凑所需要的中心距 5. 用来修复被磨损的旧齿轮	1. 保证齿轮加工时不根切 2. 保证齿轮加工时不顶切 3. 保证必要的齿顶厚度 4. 保证必要的重合度 5. 保证啮合传动时不产生过渡曲线干涉	1. 保证加工时不产生展成顶切 2. 保证加工时不产生径向切入顶切 3. 保证不产生过渡曲线的干涉 4. 保证不产生重叠干涉

表 32.1-15 变位齿轮的种类、特点和主要应用

项目名称	非变位(标准)齿轮传动 $x_1 = x_2 = 0$	变位齿轮传动		
		高变位(零传动) $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$	角变位 $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$	
			正传动 $x_\Sigma > 0$	负传动 $x_\Sigma < 0$
分度圆直径		$d = mz$		
基圆直径		$d_b = mz \cos\alpha$		
齿距		$p = \pi m$		
啮合角	$\alpha' = \alpha = \alpha_n$	$\alpha' > \alpha$	$\alpha' < \alpha$	
节圆直径	$d' = d$	$d' > d$	$d' < d$	
中心距	$a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$	$a' > a$	$a' < a$	
分度圆齿厚	$s = \frac{1}{2} \pi m$	$x > 0, s > \frac{\pi}{2} m; x < 0, s < \frac{\pi}{2} m$		
顶圆齿厚	s_a 正常	$x > 0, s_a$ 减小; $x < 0, s_a$ 增大		
齿高	标准 h	标准 h	保证标准径向间隙时略减	
重合度	ϵ 正常	略减小	减小	增大
传动效率	η 正常	提高	提高	降低
齿数限制	z_1 (和 z_2) $\geq z_{\min}$	$z_\Sigma \geq 2z_{\min}$	z_Σ 可小于 $2z_{\min}$	$z_\Sigma > 2z_{\min}$
主要应用	无特别要求的一般齿轮传动，应用广泛	取 $x_1 > 0$ ，避免根切，提高齿根弯曲强度；提高齿面抗胶合和耐磨损的能力	提高齿面接触强度；取 $x > 0$ ，可提高齿根弯曲强度，避免根切；提高抗胶合、耐磨损能力；凑配中心距	修复被磨损的旧齿轮；配凑中心距；增大重合度

表 32.1-17 渐开线函数 $\text{inv}\alpha_k = \tan\alpha_k - \alpha_k$

α_k		0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
10	0.00	17 941	18 397	18 860	19 332	19 812	20 299	20 795	21 299	21 810	22 330	22 859	23 396
11	0.00	23 941	24 495	25 057	25 628	26 208	26 797	27 394	28 001	28 616	29 241	29 875	30 518
12	0.00	31 171	31 832	32 504	33 185	33 875	34 575	35 285	36 005	36 735	37 474	38 224	38 984
13	0.00	39 754	40 534	41 325	42 126	42 938	43 760	44 593	45 437	46 291	47 157	48 033	48 921
14	0.00	49 819	50 729	51 650	52 582	53 526	54 482	55 448	56 427	57 417	58 420	59 434	60 460
15	0.00	61 498	62 548	63 611	64 686	65 773	66 873	67 985	69 110	70 248	71 398	72 561	73 738
16	0.0	07 493	07 613	07 735	07 857	07 982	08 107	08 234	08 362	08 492	08 623	08 756	08 889
17	0.0	09 025	09 161	09 299	09 439	09 580	09 722	09 866	10 012	10 158	10 307	10 456	10 608
18	0.0	10 760	10 915	11 071	11 228	11 387	11 547	11 709	11 873	12 038	12 205	12 373	12 543
19	0.0	12 715	12 888	13 063	13 240	13 418	13 598	13 779	13 963	14 148	14 334	14 523	14 713
20	0.0	14 904	15 098	15 293	15 490	15 689	15 890	16 092	16 296	16 502	16 710	16 920	17 132
21	0.0	17 345	17 560	17 777	17 996	18 217	18 440	18 665	18 891	19 120	19 350	19 583	19 817
22	0.0	20 054	20 292	20 533	20 775	21 019	21 266	21 514	21 765	22 018	22 272	22 529	22 788
23	0.0	23 049	23 312	23 577	23 845	24 114	24 386	24 660	24 936	25 214	25 495	25 778	26 062
24	0.0	26 350	26 639	26 931	27 225	27 521	27 820	28 121	28 424	28 729	29 037	29 348	29 660
25	0.0	29 975	30 293	30 613	30 935	31 260	31 587	31 917	32 249	32 583	32 920	33 260	33 602
26	0.0	33 947	34 294	34 644	34 997	35 352	35 709	36 069	36 432	36 798	37 166	37 537	37 910
27	0.0	38 287	38 666	39 047	39 432	39 819	40 209	40 602	40 997	41 395	41 797	42 201	42 607
28	0.0	43 017	43 430	43 845	44 264	44 685	45 110	45 537	45 967	46 400	46 837	47 276	47 718
29	0.0	48 164	48 612	49 064	49 518	49 976	50 437	50 901	51 368	51 838	52 312	52 788	53 268
30	0.0	53 751	54 238	54 728	55 221	55 717	56 217	56 720	57 226	57 736	58 249	58 765	59 285
31	0.0	59 809	60 336	60 866	61 400	61 937	62 478	63 022	63 570	64 122	64 677	65 236	65 799
32	0.0	66 364	66 934	67 507	68 084	68 665	69 250	69 838	70 430	71 026	71 626	72 230	72 838
33	0.0	73 449	74 064	74 684	75 307	75 934	76 565	77 200	77 839	78 483	79 130	79 781	80 437
34	0.0	81 097	81 760	82 428	83 100	83 777	84 457	85 142	85 832	86 525	87 223	87 925	88 631
35	0.0	89 342	90 058	90 777	91 502	92 230	92 963	93 701	94 443	95 190	95 942	96 698	97 459
36	0.	09 822	09 899	09 977	10 055	10 133	10 212	10 292	10 371	10 452	10 533	10 614	10 696
37	0.	10 778	10 861	10 944	11 028	11 113	11 197	11 283	11 369	11 455	11 542	11 630	11 718
38	0.	11 806	11 895	11 985	12 075	12 165	12 257	12 348	12 441	12 534	12 627	12 721	12 815
39	0.	12 911	13 006	13 102	13 199	13 297	13 395	13 493	13 592	13 692	13 792	13 893	13 995
40	0.	14 097	14 200	14 303	14 407	14 511	14 616	14 722	14 829	14 936	15 043	15 152	15 261
41	0.	15 370	15 480	15 591	15 703	15 815	15 928	16 041	16 156	16 270	16 386	16 502	16 619
42	0.	16 737	16 855	16 974	17 093	17 214	17 336	17 457	17 579	17 702	17 826	17 951	18 076
43	0.	18 202	18 329	18 457	18 585	18 714	18 844	18 975	19 106	19 238	19 371	19 505	19 639
44	0.	19 774	19 910	20 047	20 185	20 323	20 463	20 603	20 743	20 885	21 028	21 171	21 315
45	0.	21 460	21 606	21 753	21 900	22 049	22 198	22 348	22 499	22 651	22 804	22 958	23 112
46	0.	23 268	23 424	23 582	23 740	23 899	24 059	24 220	24 382	24 545	24 709	24 874	25 040
47	0.	25 206	25 374	25 543	25 713	25 883	26 055	26 228	26 401	26 576	26 752	26 929	27 107
48	0.	27 285	27 465	27 646	27 828	28 012	28 196	28 381	28 567	28 755	28 943	29 133	29 324

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权
续表 32.1-17

α_k'		0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
49	0.	29 516	29 709	29 903	30 098	30 295	30 492	30 691	30 891	31 092	31 295	31 498	31 703
50	0.	31 909	32 116	32 324	32 534	32 745	32 957	33 171	33 385	33 601	33 818	34 037	34 257
51	0.	34 478	34 700	34 924	35 149	35 376	35 604	35 833	36 063	36 295	36 529	36 763	36 999
52	0.	37 237	37 476	37 716	37 958	38 202	38 446	38 693	38 941	39 190	39 441	39 693	39 947
53	0.	40 202	40 459	40 717	40 977	41 239	41 502	41 767	42 034	42 302	42 571	42 843	43 116
54	0.	43 390	43 667	43 945	44 225	44 506	44 789	45 074	45 361	45 650	45 940	46 232	46 526
55	0.	46 822	47 119	47 419	47 720	48 023	48 328	48 635	48 944	49 255	49 568	49 882	50 199
56	0.	50 518	50 838	51 161	51 486	51 813	52 141	52 472	52 805	53 141	53 478	53 817	54 159
57	0.	54 503	54 849	55 197	55 547	55 900	56 255	56 612	56 972	57 333	57 698	58 064	58 433
58	0.	58 804	59 178	59 554	59 933	60 314	60 697	61 083	61 472	61 863	62 257	62 653	63 052
59	0.	63 454	63 858	64 265	64 674	65 086	65 501	65 919	66 340	66 763	67 189	67 618	68 050

注：1. $\text{inv}27^\circ15' = 0.039\ 432$ 。

$$\text{inv}27^\circ17' = 0.039\ 432 + \frac{2}{5} \times 0.000\ 387 = 0.039\ 432 + 0.000\ 155 = 0.039\ 587。$$

2. $\text{inv}\alpha = 0.006\ 046\ 0$ ，由表求得 $\alpha = 14^\circ55'$ 。

1.5.3 变位系数的选择

选择变位系数时，首先要考虑到齿轮传动的使用场合和齿轮的材料及热处理等情况，使变位后的齿轮性能达到某些预期的要求，如提高承载能力，避免根切，配凑中心距等（见表 32.1-15）。由于齿轮的变位影响齿轮的轮齿尺寸，因此齿轮变位系数的选择受到一定条件的限制（见表 32.1-14）。目前，变位系数的选择有多种方法，但在国内常用的是两种方法，即封闭图法^[2]和德国 DIN 3992 线图法。后者作为一种标准公布，因此应用广泛。

DIN 3992（1964）中推荐了适用于齿数大于 10 的外齿轮变位，这是一种在原则上满足以下条件时可自由选择变位系数的变位制：

- 1) 直齿轮的重合度 $\epsilon \geq 1.1 \sim 1.2$ 。斜齿轮的端面重合度可以小于此值，但不推荐采用。
- 2) 顶隙不小于某个界限值，如 $0.2m_n$ 。
- 3) 齿顶厚不小于某个界限值，如 $0.4m_n$ 。
- 4) 齿根不得产生过渡曲线干涉。

DIN 3992 给出了基于以上条件的变位齿轮决定变位系数的线图（图 32.1-4、图 32.1-5 和图 32.1-6）。利用这些线图选择大小齿轮的变位系数的步骤如下：

首先根据大小齿轮齿数和 z_Σ （斜齿轮为 $z_{v\Sigma}$ ），

以及对齿轮传动的某些设计要求，利用图 32.1-4 查出相应的变位系数和 x_Σ （斜齿轮为 $x_{v\Sigma}$ ）。例如：当要求齿轮传动综合性能较好时，可在 $P_3 \sim P_6$ 区域选用 x_Σ ；当要求齿根及齿面承载能力较高时，可在 $P_6 \sim P_9$ 区域内选用 x_Σ ；而 P_9 以上的特殊应用区，具有大啮合角 α' 、小重合度 ϵ_a 的特点；而 P_1 下面的特殊应用区正好同上面的相反，具有小啮合角 α' 、大重合度 ϵ_a 的特点。

如果齿轮传动对啮合角和中心距有要求时，需要根据其要求（如要求中心距是某一完整数等），精确计算图 32.1-4 所确定的变位系数和 x_Σ 。

然后，再利用图 32.1-5（减速齿轮传动用）或图 32.1-6（增速齿轮传动用），将变位系数和 x_Σ 分配给大齿轮和小齿轮。图中横坐标齿数 $z = (z_1 + z_2)/2$ ，纵坐标 $x = (x_1 + x_2)/2$ ，从图中找出相应的 (x, z) 点。过此点作出以附近的线为基准的直线，在此线上找出对应于 z_1 、 z_2 的 x_1 和 x_2 。对于斜齿轮可用当量齿数 $(z_v = z/\cos^3\beta)$ 代替 z 来查找以上三个图的线图。

当大齿轮齿数多于 150 时，按 $z_2 = 150$ 计算，并以 $(z_1 + 150)$ 求 $(x_1 + x_2)$ ； x_1 和 x_2 的分配方法同上。

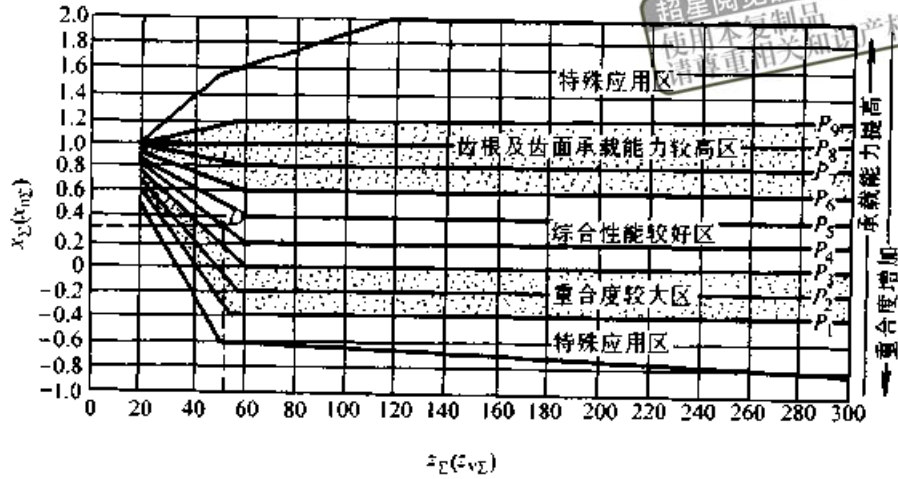


图 32.1.4 选择变位系数和 x_z

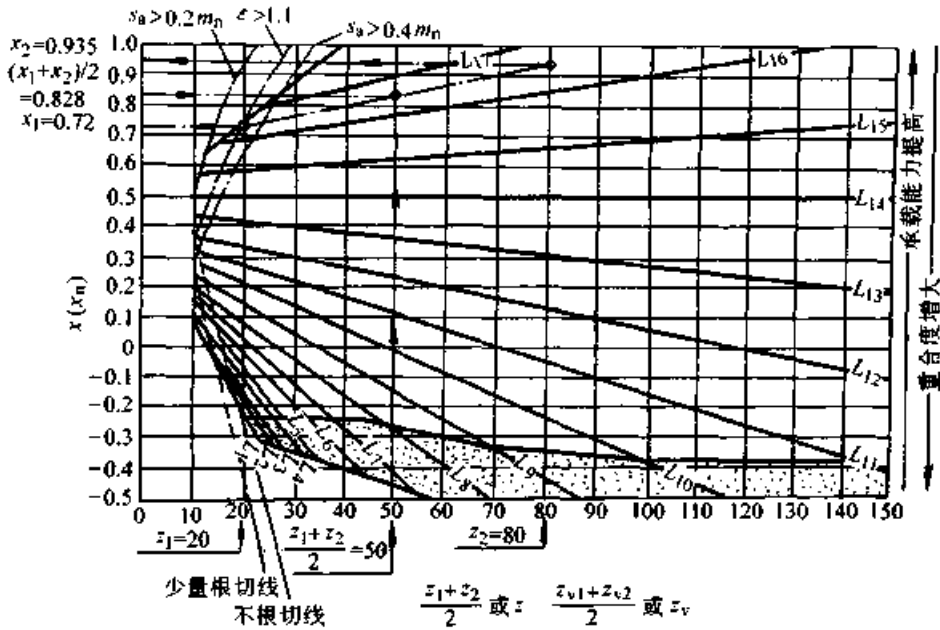


图 32.1.5 减速传动时变位系数和的分配

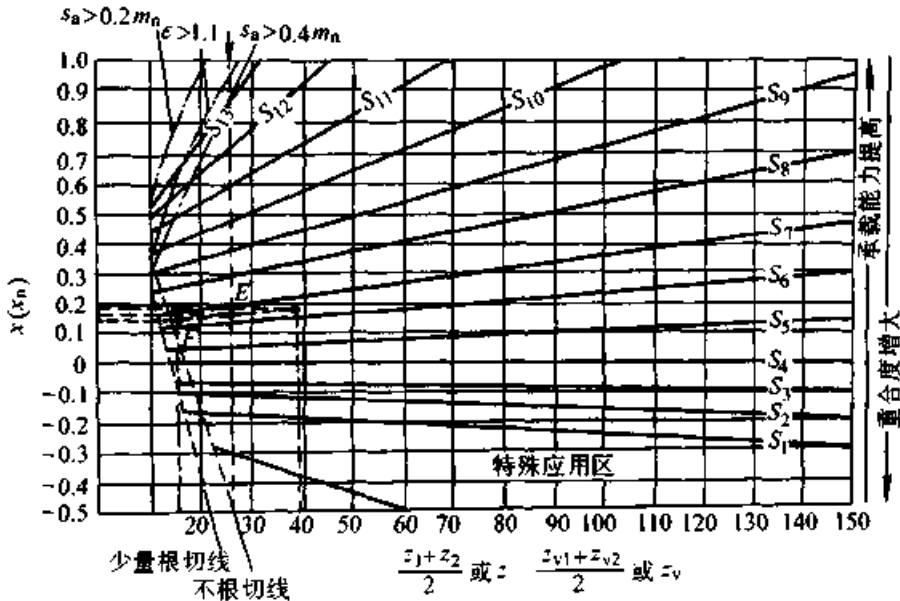


图 32.1.6 增速传动时变位系数和的分配

例 32.1-1^[5] 已知外啮合直齿圆柱齿轮减速传动, $z_1 = 20$, $z_2 = 80$, $m = 10$ mm, 希望提高承载能力, 试选择其变位系数。

解: 按 $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 20 + 80 = 100$, 从图 32.1-4 P_9 线的上方特殊应用区域, 初选 $x_\Sigma = 1.6$ 。按表 32.1-8 可计算出变位后的齿轮中心距 $a' = 514.5$ mm。

取定 $a' = 515$ mm, 按表 32.1-8 中的公式可计算出总变位系数 $x_\Sigma = 1.655$ 。

在图 32.1-5 中找出 $(z_1 + z_2)/2 = 50$ 和 $(x_1 + x_2)/2 = 0.828$ 决定的点。由此点按 L 射线的方向引一辅助射线, 在此射线上按 $z_1 = 20$ 、 $z_2 = 80$ 选定 $x_1 = 0.72$ 、 $x_2 = 0.935$ 。

确定 x_1 和 x_2 后, 可按表 32.1-8 计算式算得啮合角 $\alpha' = 24^\circ 10' 18''$ 。此齿轮传动的齿面接触强度和齿根弯曲强度均有所提高, 而且两齿轮的滑动率接近相等。

例 32.1-2^[3] 已知外啮合斜齿圆柱齿轮增速传动, $z_1 = 14$, $z_2 = 37$, $m_n = 5$ mm, $\beta = 12^\circ$, 要求小齿轮不产生根切, 且具有良好的综合性能, 试选择其变位系数。

解: 用式 $z_v = z/\cos^3\beta$ 算出斜齿轮的当量齿数 $z_{v1} = 15$, $z_{v2} = 39.5$ 。因要求齿轮的综合性能较好, 因此选用图 32.1-4 中的 P_4 , 按 $z_{v\Sigma} = z_{v1} + z_{v2} = 15 + 39.5 = 54.5$, 求出 $x_{n\Sigma} = 0.3$ (图中 D 点)。然后按表 32.1-8 算得中心距 $a = 131.79$ mm, 圆整为 $a = 132$ mm, 则按表 32.1-8 可算得 $x_{n\Sigma} = 0.345$ 。过 D 点向下引垂线, 在图 32.1-6 找出 $(x_{n1} + x_{n2})/2 = 0.173$ 的点 E 。过 E 点引与 S_6 和 S_7 相应的辅助射线, 由 $z_{v2} = 39.5$, 得出 $x_{n2} = 0.19$, 则 $x_{n1} = x_{n\Sigma} - x_{n2} = 0.345 - 0.19 = 0.155$ 。由于 z_{v1} 和 x_{n1} 确定的点 F 位于不根切线的右侧, 因此不会产生根切, 可以满足要求。

图 32.1-7 是按提高抗胶合和耐磨性能分配变位系数的线图^[3]。此图中按两齿轮齿根的最大滑动率大致相等的条件作出的。按此条件分配变位系数时, 可以使齿轮传动具有较好的抗胶合能力和耐磨损性能。在应用时, 可按图 32.1-4 选择总变位系数 x_Σ , 然后按图 32.1-7 分配 x_Σ (图中 u 是齿数比 z_2/z_1)。由此图分配的变位系数可以满足选择变位系数的限制条件, 不必进行校核; 只有当 $z_1 + z_2 < 50$, x_Σ 选在图 32.1-4 的

上边界附近时, ϵ_s 才略少于 1.2。

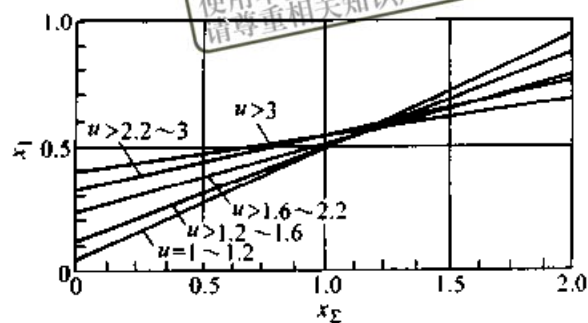


图 32.1-7 按提高抗胶合和耐磨损性能分配变位系数线图

2 齿轮的材料

由于齿轮在运转过程中, 轮齿受交变弯曲应力和接触应力的作用, 有时还承受过载和冲击, 因此对齿轮的性能提出了比较高 (有时甚至是苛刻) 的要求。材料的使用性能是选择齿轮材料的主要依据。常规的力学性能 (σ_b 、 σ_s 、 δ_5 、 ψ 、 A_k 等)、抗疲劳性能和硬度等必须满足齿轮工作条件和性能要求。例如, 要承受过载和冲击的齿轮, 就必须选用冲击韧性好的材料, 并给以适当的热处理保证。其次, 材料要具有良好工艺性能, 例如要有良好的锻造性能、切削性能和某种齿轮所需的淬透性能。最后, 经济性也是选择材料要考虑的重要因素。但要注意, 材料价格低, 使用寿命不长, 并不是最经济的。齿轮材料的经济性要在保证齿轮技术性能的前提下, 力争最低的产品周期成本 (即齿轮制造成本与在规定的寿命周期内维修、更换零件, 停机损失等附加成本之和) 中体现出来。这也是为什么国外齿轮产品常采用高品质材料 (价昂) 的原因。

齿轮的应用范围很广, 功能各异, 因此对于某种应用领域的齿轮, 要从所要求的功能 (如传递运动为主、传递动力为主、降低噪声为主等)、件数来确定材料的种类和齿轮的制造方法 (表 32.1-18)。

齿轮常用材料及其力学性能列于表 32.1-19。

为了使齿根部位的硬度与组织达到技术要求, 调质齿轮用钢必须具有所需要的淬透性, 以保证齿轮经调质后从齿顶到齿根得到回火索氏体, 使齿轮材料具有良好的力学性能。

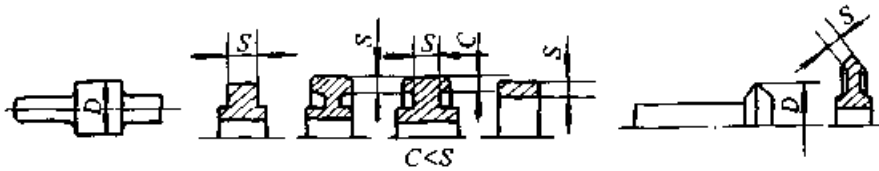
表 32.1-18 根据应用领域、功能要求和件数确定齿轮材料种类和制造方法^[7]

组别	功能要求条件	应用范围 (示例)	制造方法	材料热处理
1	传递运动	小型设备	大量生产 压铸	锌, 黄铜, 铝合金, 热塑性塑料
	材料费用低	办公用机械	挤压, 冷拔, 压制	易切削钢, Al-Zn-Cu 塑性合金
	加工费用低 (低噪声) 件数非常多	玩具	冲压, 烧结	结构钢, 烧结金属
2	传递运动 载荷小 低噪声 件数: 中等数量	仪器, 量具, 计数器, 控制与导向设备	成批生产 滚铣, 插齿	结构钢, 易切削钢, 钢塑性合金, 铝塑性合 金, 层压材料, 热塑性 塑料
	附加条件		大量生产	
	材料费用低 加工费用低 件数多	家用器械, 办公用机 械, 音响设备	烧结 挤压, 冷拔, 压制 压铸	见第1组 见第1组 见第1组
3	有时受重载	小型机床 (钻床, 拧 螺栓机等)	成批生产 滚铣, 插齿	直接硬化的渗碳钢
	小功率, 结构尺寸小 费用低 件数多	小型输送机		用于表面硬化的非合 金钢 (必要时用合金钢)
4	传递运动 单件, 件数少	农业器械, 小型运输 设备	滚铣, 成型铣	库存材料: 结构钢, 优质钢
5	精确地传递运动	大型控制设备, 雷达 旋转齿圈	单件生产 滚铣, 插齿	调质合金钢 (渗氮或 碳氮共渗)
	磨损小 件数少		研磨或磨削	非合金或合金调质钢, 旋转硬化 (火焰硬化或 感应硬化)
6	承载能力高, 结构尺 寸小	小轿车齿轮箱	大量生产 滚铣, 插齿	细晶粒合金渗碳钢 (直接硬化)
	费用低 件数非常多 齿轮直径 ≤ 150 mm		剃齿 (或轧制)	低合金调质钢 (碳氮 共渗)
	件数多 齿轮直径 ≤ 400 mm 其他同上	载重汽车齿轮箱, 农 用拖拉机齿轮箱	成批生产 滚铣, 插齿等 剃齿 (必要时在硬化 后磨削)	合金渗碳钢 (简单硬 化, 直接硬化)

超星浏览器提醒您：
使用本复制品 续表 32.1-18
请尊重知识产权

组别	功能要求条件	应用范围 (示例)	制造方法	材料热处理
7	承载能力最高, 结构尺寸小 轻型结构 可靠性高 应力小, 耐热性好, 其他同上	飞机齿轮传动, 火箭 齿轮传动	小批量生产 滚铣, 插齿等 (在硬 化后) 磨削 滚铣, 插齿等	合金渗碳钢 (简单硬 化或二次硬化) 钛合金 (渗氮)
8	可靠性高, 圆周速度 大	透平齿轮传动, 船用 齿轮传动	单件生产或小批量生产 滚铣, (在渗氮前) 剃 齿或 (在渗碳硬化后) 磨削	合金调质钢 无铝渗氮钢 合金渗碳钢
9	直径大, 载荷大, 转速低 单件	水泥磨旋转齿圈, 大 型挖土机, 起重机, 转 炉	单件生产 滚铣, 成型铣	合金铸钢, 合金调质 钢 (轧制, 锻压) 必要时逐齿硬化 (火 焰硬化或感应硬化)

表 32.1-19 齿轮常用材料及其力学性能



材料牌号	热处理种类	截面尺寸		力学性能		硬 度	
		直径 D/mm	壁厚 S/mm	σ_b/MPa	σ_s/MPa	HBS	HRC
调 质 钢							
45	正 火	≤ 100	≤ 50	588	294	169~217	40~50
		101~300	51~150	569	284	162~217	
		301~500	151~250	549	275	162~217	
		501~800	251~400	530	265	156~217	
	调 质 ^①	≤ 100	≤ 50	647	373	229~286	
		101~300	51~150	628	343	217~255	
		301~500	151~250	608	314	197~255	
表面淬火							
35SiMn	调 质	≤ 100	≤ 50	785	510	229~286	45~55
		101~300	51~150	735	441	217~269	
		301~400	151~200	686	392	217~255	
		401~500	201~250	637	373	196~255	
	表面淬火						

超星浏览器提醒您：
使用本复制品，请尊重相关知识版权！

续表 32.1-19

材料牌号	热处理种类	截面尺寸		力学性能		硬 度	
		直径 D/mm	壁厚 S/mm	σ_b/MPa	σ_s/MPa	HBS	HRC
调 质 钢							
42SiMn	调 质	≤ 100	≤ 50	785	510	229~286	
		101~200	51~100	735	461	217~269	
		201~300	101~150	686	441	217~255	
		301~500	151~250	637	373	196~255	
	表面 淬火						45~55
50SiMn	调 质	≤ 100	≤ 50	834	539	229~286	
		101~200	51~100	735	490	217~269	
		201~300	101~150	686	441	207~255	
	表面 淬火						45~50
40Cr	调 质	≤ 100	≤ 50	735	539	241~286	
		>100~300	>50~150	686	490	241~286	
		>300~500	>150~250	637	441	229~269	
		>500~800	>250~400	588	343	217~255	
	表面 淬火						48~55
35CrMo	调 质	≤ 100	≤ 50	735	539	207~269	
		>100~300	>50~150	686	490	207~269	
		>300~500	>150~250	637	441	207~269	
		>500~800	>250~400	588	392	207~269	
	表面 淬火						40~45
42CrMo	调 质	40~100	20~50	883~1 020	>686	—	
		100~250	50~125	735~883	>539	—	
		250~300	125~150	637	490	207~269	
		300~500	150~250	588	441	207~269	
37SiMn2MoV	调 质	≤ 200	≤ 100	863	686	269~302	
		201~400	101~200	814	637	241~286	
		401~600	201~300	765	588	241~269	
	表面 淬火						50~55
40CrMnMo	调 质	150	75	≥ 778	≥ 758	288	
		300	150	≥ 811	≥ 655	255	
		400	200	≥ 786	≥ 532	249	
		500	250	≥ 748	≥ 484	213	
40CrNi	调 质	100~300	50~150	≥ 785	≥ 569	225	
		300~500	150~250	≥ 735	≥ 549	255	
		500~700	250~350	≥ 686	≥ 530	255	

超星浏览器提醒您：
使用本复制品 请尊重相关知识版权
续表 32.1-19

材料牌号	热处理种类	截面尺寸		力学性能		硬 度	
		直径 D/mm	壁厚 S/mm	σ_b/MPa	σ_s/MPa	HBS	HRC
调 质 钢							
38SiMnMo	调 质	≤ 100	≤ 50	735	588	229~286	
		101~300	51~150	686	539	217~269	
		301~500	151~250	637	490	196~241	
		501~800	251~400	588	392	187~241	
	表面淬火						45~55
42CrMo4V	调 质		16~40	1 000~1 200	750	255~286	
			41~100	900~1 100	650		
			101~160	800~950	550		
			161~250	750~900	500		
			251~500	690~810	460		
	表面淬火						48~56
渗 碳 钢							
20Cr	渗碳、淬火、回火	≤ 60		637	392		56~62
20CrMnTi	渗碳、淬火、回火	15		1 079	834		56~62
20CrMnMo	渗碳、淬火、回火	15		1 177	883		56~62
38CrMoAlA	调 质	30		981	834	229	渗氮 > 850HV
17CrNiMo6	渗碳、淬火、回火		≤ 11	1 180~1 420	835		54~62
			> 11~30	1 080~1 320	785		
			> 30~63	980~1 270	685		
12Cr2Ni4	渗碳、淬火、低温回火	15	7.5	$\geq 1 079$	≥ 834		≥ 60
	渗碳、高温回火、淬火、低温回火	30	15	$\geq 1 177$	$\geq 1 128$		≥ 60
20Cr2Ni4	渗碳、淬火、低温回火	25	12.5	$\geq 1 177$	$\geq 1 079$		≥ 60
		30	15	$\geq 1 177$	$\geq 1 079$		≥ 60
20CrNi3	渗碳、淬火、低温回火	30	15	≥ 932	≥ 735		≥ 58
铸钢、合金铸钢							
ZG 310-570	正 火			570	310	163~197	
ZG 340-640	正 火			640	340	179~207	

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权

续表 32.1-19

材料牌号	热处理种类	截面尺寸		力学性能		硬 度	
		直径 D/mm	壁厚 S/mm	σ_b/MPa	σ_s/MPa	HBS	HRC
铸钢、合金铸钢							
ZG 40Mn2	正火、回火 调 质			588 834	302 686	≥ 197 269~302	
ZG 35SiMn	正火、回火 调 质			569 637	343 412	163~217 197~248	
ZG 42SiMn	正火、回火 调 质			588 637	373 441	163~217 197~248	
ZG 50SiMn	正火、回火			686	441	217~255	
ZG 40Cr	正火、回火 调 质			628 686	343 471	≤ 212 228~321	
ZG 35CrMo	正火、回火 调 质			588 686	392 539	179~241 179~241	
ZG 35CrMnSi	正火、回火 调 质			686 785	343 588	163~217 197~269	
灰铸铁、球墨铸铁							
HT250			>4.0~10 >10~20 >20~30 >30~50	270 240 220 200		175~263 164~247 157~236 150~225	
HT300			>10~20 >20~30 >30~50	200 250 230		182~273 169~255 160~241	
HT350			>10~20 >20~30 >30~50	340 290 260		197~298 182~273 171~257	
QT500-7				500	320	170~230	
QT600-3				600	370	190~270	
QT700-2				700	420	225~305	
QT800-2				800	480	245~335	
QT1200-1	等温淬火			1 200	840		≥ 38

① 由于调质的珠光体使加工时齿面粗糙度增大，极易产生点蚀，因此 45 钢只能正火（使具有黑—白组织）使用。

对于某一具体钢种, 在固定的奥氏体化温度和一定的淬火烈度时, 齿坯的尺寸对淬硬层深度有很大的影响。根据钢种的淬透性曲线可以估计不同直径圆柱或不同厚度板坯淬火后沿截面的硬度分布和淬硬层的深浅, 所以齿轮的尺寸因素与淬硬层深度有着定量的密切关系。

齿轮材料的选择必须经济合理, 材料的强韧

性与淬透性要恰到好处, 要选择足够而不是过剩淬透性的钢种。齿坯经调质处理后, 不仅齿面的组织和硬度要达到技术要求, 而且齿根部位的组织与硬度更要达到要求, 这样才能满足齿轮的承载能力与使用寿命的要求。因此, 必须按齿轮的尺寸与强度要求合理选择齿轮用钢, 表 32.1-20 是调质、中硬调质齿轮的推荐钢号。

表 32.1-20 调质、中硬调质齿轮用钢号 (推荐)

截面尺寸/ mm	齿轮设计要求的齿面硬度 (HBS) 和 σ_b					
	180~210HBS	210~237HBS	237~263HBS	263~294HBS	294~326HBS	
	600~700 MPa	700~800 MPa	800~900 MPa	900~1 000 MPa	1 000~1 100 MPa	
圆柱 齿轮 直径	< 60	35SiMn 40Cr	35SiMn* 40Cr、35CrMo	40Cr 35CrMo	40Cr*、35CrMo* 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo
	> 60~120	40Cr*、35CrMo 40CrMnMo	40Cr*、35CrMo 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo
	> 120~180	35CrMo*、40Cr* 40CrMnMo	35CrMo* 40CrMnMo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	37SiMn2MoV
	> 180~250	35CrMo* 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV
	> 250~300	35CrMo* 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV
盘形 齿轮 齿 宽	< 20	35SiMn 40Cr	35SiMn* 40Cr	35SiMn*、40Cr 35CrMo	40Cr* 35CrMo	40Cr*、35CrMo* 40CrMnMo
	> 20~70	35SiMn*、40Cr* 35CrMo	40Cr*、35CrMo* 40CrMnMo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo
	> 70~120	40Cr* 35CrMo	35CrMo* 40CrMnMo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV
	> 120~170	35CrMo* 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV
	> 170~200	35CrMo* 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV

注: 1. 表中 * 号表示水淬。

2. 本表摘自《重载调质表面淬火齿轮和中硬齿面齿轮用钢系列研究》课题的研究报告 (郑州机械研究所、北京科技大学)。

大模数 ($m > 20$ mm) 齿轮由于钢材的淬透性很难满足要求, 整体调质起不到调质的作用, 因此必须开槽调质, 以保证材料的力学性能达到技术要求。

我国调质与调质表淬齿轮用钢主要以 Cr、Mn、Si 为基础元素来保证钢的强度与淬透性, 重要的齿轮加 Ni 以提高韧性及低温韧性, Mo、V、Ti 为添加元素以细化晶粒, 降低回火脆性。

根据淬透性和力学性能的差别, 可将调质钢分为三个档次:

低档钢: 如 45、40Cr、35SiMn、42SiMn、45Mn2、40CrV 等。

中档钢: 如 35CrMo、40CrMnMo、42CrMo、40CrNi、38SiMnMo、42MnMoV 等。

高档钢: 如 34CrNi3Mo、40CrNi2Mo、30CrMn2MoB、37SiMn2MoV、50SiMnMoV 等。

从钢材价格来看, Ni、Cr 元素含量高的材料比较昂贵; Si、Mn 钢相对便宜一些; 其他合金元素量低的钢材最便宜。如果将上述低档钢的相对价格定为 1, 则三个档次钢材的价格比约为:

低档钢: 中档钢: 高档钢 = 1: 1.4: 2

Ni、Cr 元素含量高的钢材, 如 34CrNi3Mo、40CrNi 等再将相对价格乘以 1.5。

我国的渗碳齿轮用钢, 大致上可分为两个档次:

中低档: 如 20Cr、20CrMnTi、20CrMnMo、20CrMo、25MnTiB 等, 主要用于汽车变速箱、分动箱、驱动桥、机床变速箱, 起重、运输、矿山和通用机械的齿轮传动中。

高档: 基本上是 CrNi (+ Mo) 系钢材, 如 12Cr2Ni4、20Cr2Ni4、20CrNi3、20CrNi2Mo、20Cr2Mn2Mo、15CrNi3Mo、17CrNiMo6 等, 主要用于汽轮发电机、工业汽轮机、燃气轮机、高速鼓风机、透平压缩机等的高速齿轮, 以及重要的轧机齿轮、采煤机齿轮和坦克齿轮等。

齿轮材料的档次影响渗碳淬火齿轮的承载能力, 此外还有许多因素对承载能力影响很大。

1) 表层含碳量 非合金钢的最佳值 $w(C) = 0.9\% \sim 1.1\%$; 对于 Mn 合金钢、Cr 合金钢与 Mo 合金钢, $w(C) = 0.7\% \sim 0.9\%$; 对于 Ni 合金钢, $w(C) = 0.6\% \sim 0.7\%$ (在含碳量高时, 会增强形成残余奥氏体的趋向, 并有增加碳化

物、表层氧化与降低齿根强度的趋向)。

2) 表面硬度和硬化曲线 渗碳淬火齿轮的齿面硬度通常都取 58~62HRC, 过高的齿面硬度会增加齿面的脆性, 对齿面强度并不有利。正常的硬化曲线如图 32.1-8 中曲线 1、2 所示; 而曲线 3 是对齿轮强度很不利的硬化曲线。

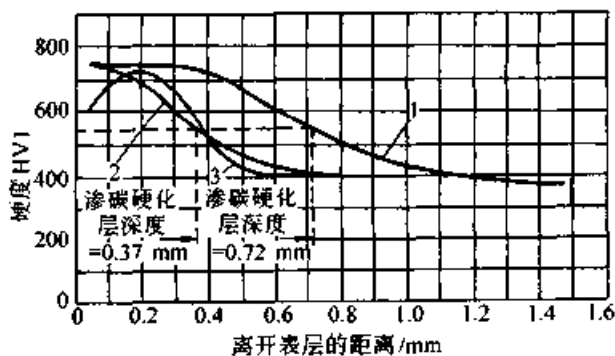


图 32.1-8 典型的硬化曲线

3) 渗碳硬化层的深度 它对齿轮齿面承载能力影响很大。渗层深, 可以提高承载能力, 但渗碳时间加长, 费用增加, 因此渗层深度既要满足强度要求, 又要具有经济性; 选用时, 图 32.1-9 的推荐值可供参考。

4) 心部硬度 渗碳淬火齿轮轮齿心部硬度不足, 将影响齿轮的静强度和弯曲疲劳强度。表 32.1-21 所列的国内外心部硬度推荐值可供选用时参考。

5) 表层脱碳 渗碳淬火齿轮的渗碳层 0.01~0.2 mm 处如果有脱碳现象, 将大大降低表面的硬度和残余压应力, 使轮齿的弯曲承载能力降低 40% 左右。

6) 表层晶界氧化 和表层脱碳一样, 表层晶界氧化也将使渗碳淬火齿轮的弯曲疲劳强度降低很多。

此外, 残余奥氏体量、晶粒的尺寸等均会影响渗碳淬火齿轮的承载能力。因此, 对于渗碳淬火齿轮除了合理选用材料外, 还要严格控制热处理工艺, 使齿轮的内在质量达到最佳状态。

铸铁齿轮与钢齿轮相比, 具有成本低、切削性能好、耐磨性强、噪声低等优点, 但也有承载能力低、对冲击敏感等缺点。

灰铸铁强度低、塑性差, 目前已很少用于制造齿轮。球墨铸铁具有较高的强度和一定的韧性和塑性, 其齿面承载能力可与高强度调质钢相比, 但其齿根承载能力要小一些。球墨铸铁的耐

磨性、耐腐蚀性与抗胶合能力随石墨含量的增加而提高，其齿面承载能力随珠光体含量的增加而提高。表面粗糙度对形成点蚀的影响要比钢小。在切齿后进引等温淬火的球铁 (QT1200-1) 齿轮 (贝氏体球铁齿轮)，可以获得较高齿面强度。

铸钢主要用来制造大尺寸的齿轮，铸钢齿轮在费用上要比锻钢齿轮经济。铸造齿轮由于可能存在铸造应力、内部缺陷、气孔和不均匀性，因

此它的强度 (极限应力) 值比锻钢齿轮低。至于缺口敏感性，铸钢则位于锻钢和灰铸铁之间。铸造齿轮的另一个缺点是一旦在加工中发现有不可弥补的铸造缺陷时，就会有延期交货的可能，因此要选择经验丰富的铸造厂制造齿轮铸坯。对于单件生产的一般齿轮，最好不采用铸钢材料；一次生产三件以上铸钢齿轮，在经济上才比较合理。

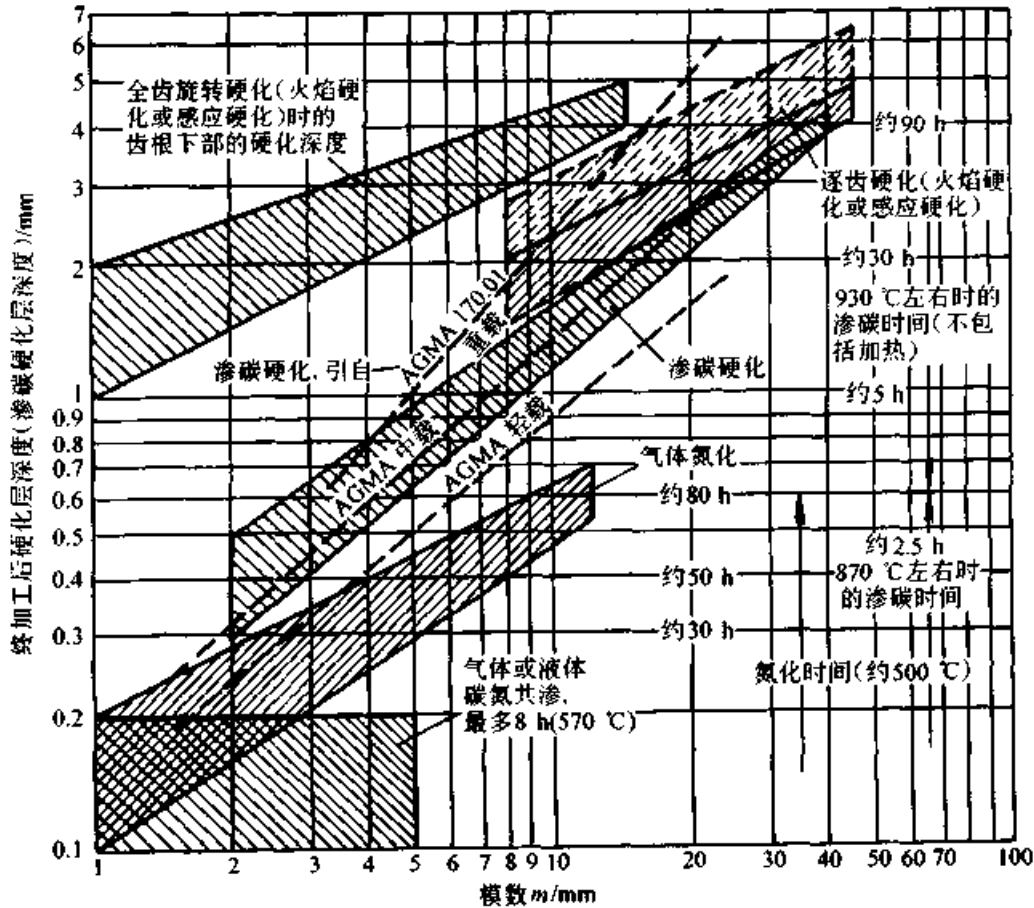


图 32.1-9 渗碳硬化层深度的概略值

表 32.1-21 渗碳淬火齿轮心部硬度 (HRC) 参考值

德国 本茨 公司	日本 丰田 公司	意大利 菲亚特	美国 Allis Charmers	日本 大型重载 齿轮	我国 汽车行业	我国 大型重载 齿轮	我国 JB/T 6644.2 —1992
36.5	45	33~40	32~40	30~40	$m \leq 8$, 33~48 $m > 8$, 29~45	30~40	30~46

齿轮除了采用以上材料外，还可以采用铜合金、铝合金、烧结合金、热塑性塑料和层压材料等。这些材料一般都用在特定的领域，满足齿轮的特殊性能的要求 (见表 32.1-18)。

齿轮传动中，大小齿轮工作齿面的硬度组合对齿轮副的寿命影响很大。在选择齿轮材料和确定齿轮副工作齿面强度组合时，表 32.1-22 的应用实例可供参考。

表 32.1-22 齿轮副工作齿面硬度组合及应用实例

硬度组合类型	齿轮种类	热处理		两齿轮齿面硬度差	工作齿面硬度举例		应用场合
		小齿轮	大齿轮		小齿轮硬度 $H_{1min} \sim H_{1max}$	大齿轮硬度 $H_{2min} \sim H_{2max}$	
软齿面 $H_1 \leq 350\text{HBS}$ $H_2 \leq 350\text{HBS}$	直齿	调质	正火 调质 调质 调质	$(20 \sim 25) \geq$ $H_{1min} - H_{2max} > 1$	240 ~ 270HBS 260 ~ 290HBS 280 ~ 310HBS 300 ~ 330HBS	180 ~ 220HBS 220 ~ 240HBS 240 ~ 260HBS 260 ~ 280HBS	用于一般的传动装置和重载中低速固定式传动装置中
	斜齿及人字齿		正火 正火 调质 调质	$H_{1min} - H_{2max} \geq (40 \sim 50)$	240 ~ 270HBS 260 ~ 290HBS 270 ~ 300HBS 300 ~ 330HBS	160 ~ 190HBS 180 ~ 210HBS 200 ~ 230HBS 230 ~ 260HBS	
软硬组合齿面 $H_1 > 350\text{HBS}$ $H_2 \leq 350\text{HBS}$	斜齿及人字齿	表面淬火	调质	两齿面硬度差很大	45 ~ 50HRC	200 ~ 230HBS 230 ~ 260HBS	
		渗碳	调质		56 ~ 62HRC	270 ~ 300HBS 300 ~ 330HBS	
硬齿面 $H_1 > 350\text{HBS}$ $H_2 > 350\text{HBS}$	直齿、斜齿、人字齿	表面淬火	表面淬火	两齿面硬度大致相同	45 ~ 50HRC	45 ~ 50HRC	用于尺寸要求较小、寿命和承载能力要求较高的传动装置中
		渗碳			56 ~ 62HRC	56 ~ 62HRC	

注：1. 表中 H_1 、 H_2 代表小齿轮和大齿轮的齿面硬度。

2. 重要齿轮的表面淬火，应采用高频或中频感应淬火；模数大时应采用沿齿间加热淬火。表面淬火齿轮齿根底部的硬化层深度见图 32.1-9。
3. 硬齿面齿轮的齿面粗糙度对寿命影响很大，应在加工时（磨齿、珩齿等）保证齿面的粗糙度（见表 32.1-97）。
4. 为了提高抗胶合的性能，大小齿轮采用不同牌号的钢材制造较好。
5. 普通滚刀和插刀所能切削的齿面硬度一般不应超过 300HBS；如采用硬质合金滚刀，并有机床性能的保证，则可切削大于 300HBS 的硬齿面齿轮。

3 渐开线圆柱齿轮承载能力计算

3.1 轮齿受力计算

渐开线圆柱齿轮轮齿上所受的作用力可用表 32.1-23 所列的算式计算。

3.2 轮齿主要失效形式和相应的承载能力计算

在 GB/T 3481—1997（等同 ISO 10825—

1995）《齿轮轮齿磨损和损伤术语》中，将轮齿的损伤和失效形式分成 6 大类：即齿面损耗（磨损等）、胶合、永久变形、齿面疲劳（点蚀、剥落等）、裂缝和裂纹、轮齿折断。在本书第 2 卷第 16 篇第 4 章《齿轮的失效分析》中，对齿轮的主要失效形式有较详细的论述，可供参考。不同类别的齿轮，轮齿的失效形式有所不同；根据不同的失效形式提出了相应的承载能力计算方法（标准），详见表 32.1-24。

表 32.1-23 圆柱齿轮轮齿上的作用力计算

浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

作用力或转矩	直齿轮	斜齿轮	人字齿轮
转矩 $T/\text{N}\cdot\text{m}$	$T = 9\,549 \frac{P}{n}$	P —— 齿轮传递的功率 (kW) n —— 齿轮的转速 (r/min)	
分度圆上的切向力 F_t/N	$F_t = 2\,000 \frac{T}{d}$	d —— 分度圆直径 (mm) 主动轮 F_t 的方向与节点线速度方向相反；从动轮 F_t 的方向与节点线速度方向相同	
径向力 F_r/N	$F_r = F_t \tan \alpha_n$ 方向指向齿轮轴心	$F_r = F_t \tan \alpha_t = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ 方向指向齿轮轴心	
轴向力 F_a/N	$F_a = 0$	$F_a = F_t \tan \beta$ F_a 的方向决定于齿轮轮齿的倾斜方向、齿轮转向和主动还是从动	F_a 相互抵消，轴承上不受轴向力作用
法向力 F_{bn}/N	$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n}$ F_{bn} 沿啮线方向指向齿面	$F_{bn} = F_t / \cos \alpha_n \cos \beta$ F_{bn} 沿啮合法线方向指向齿面	

- 注：1. 表中算式可适用于大（用下角标 2）小（用下角标 1）齿轮；计算作用力时通常都忽略传动效率的影响。
2. 将表中的 d 用节圆直径 d' 代入，即可计算得到节圆上的作用力 F_t' 、 F_r' 、 F_a' 和 F_{bn}' 。
3. 表中算式可用于齿轮齿条传动的作用力计算，但应以 T_1 、 d_1 代入算式。

表 32.1-24 轮齿主要失效形式和相应的承载能力计算标准

齿轮传动类别	轮齿失效形式	相应的承载能力计算标准
一般闭式软齿面钢齿轮	齿面点蚀（主要） 轮齿折断	齿面接触疲劳 (GB/T 3480) 齿根弯曲疲劳 (GB/T 3480)
一般闭式硬齿面（渗碳淬火、表面硬化）钢齿轮	轮齿折断（主要） 齿面点蚀、剥落	齿根弯曲疲劳 (GB/T 3480) 齿面接触疲劳 (GB/T 3480)
一般闭式中硬齿面钢齿轮	齿面点蚀 轮齿折断	齿面接触疲劳 (GB/T 3480) 齿根弯曲疲劳 (GB/T 3480)
高速重载钢齿轮	齿面胶合（主要） 齿面点蚀 轮齿折断	抗胶合能力 (GB/T 6413) 齿面接触疲劳 (GB/T 3480) 齿根弯曲疲劳 (GB/T 3480)
灰铸铁齿轮	轮齿折断（主要） 齿面点蚀	齿根弯曲疲劳 (GB/T 3480) 齿面接触疲劳 (GB/T 3480)
开式齿轮	齿面磨损 磨损后轮齿折断	目前暂无公认的磨损寿命计算方法，通常按考虑磨损后的轮齿计算弯曲强度
受短时过载的齿轮	齿面塑性变形和压碎 齿根塑性变形和折断	齿面静强度 (GB/T 3480) 齿根静强度 (GB/T 3480)

- 注：1. 球墨铸铁齿轮可按相同硬度的钢齿轮考虑。
2. 表中注明的“主要”失效形式，是在一般情况下会发生的。

3.3 齿轮传动设计参数的选择

(1) 齿形角 (分度圆压力角) α 的选择

大齿形角 (25° 、 27° 、 28° 、 30°) 的齿轮, 齿轮的齿厚及节点处的齿廓曲率半径增大, 齿轮的接触强度和弯曲强度都有所提高。因此, 如果在齿轮强度上有特殊要求的齿轮传动可采用大齿形角的齿轮, 例如我国航空齿轮传动标准就规定了 25° 的标准齿形角。大齿形角齿轮的缺点是使轴承上所受的载荷增大, 对轴承的寿命不利。

小齿形角 (14.5° 、 15° 、 16° 、 18°) 的齿轮, 避免根切的最少齿数多, 重合度大; 如果再采用较大的齿顶高系数 ($h_a^* = 1 \sim 1.2$), 使重合度接近于 2, 就可以收到增加轮齿柔性、降低噪声和动载荷的效果, 这对高速齿轮非常有利。小齿形角的缺点是轮齿和齿面接触强度和齿根弯曲强度都有所降低。

从理论分析和实践经验上来看, 如果没有特别的要求, 齿轮采用 20° 标准齿形角是可取的。

(2) 模数 m 的选择

齿轮的模数取决于齿轮轮齿的弯曲承载能力计算。只要轮齿的弯曲强度满足, 齿轮的模数取得小一点较好。这对于减少齿轮副的滑动率, 减少轮齿切削量, 增大重合度都有好处。但是, 小模数齿轮如果质量没有保证, 就会增大轮齿折断的危险性, 因此在要求安全可靠、速度不高的场合选用较大的模数也是可取的。

目前, 常用的经验数据如下:

对于平稳载荷, 可取 $m = (0.007 \sim 0.01)a$

对于中等冲击, 可取 $m = (0.01 \sim 0.015)a$

对于较大冲击, 可取 $m = (0.015 \sim 0.02)a$

以上式中 a 是齿轮传动的中心距。对于硬齿面齿轮、开式齿轮和铸铁齿轮取大值。

通常, 齿轮的模数应取标准值 (表 32.1-4)。

对于动力传动, 齿轮的最小模数 $m_{\min} \geq 2 \text{ mm}$ 。

(3) 齿数 z 的选择

尺寸一定的齿轮, 增加齿数减小模数, 可以增大重合度, 改善传动的平稳性, 因此在满足轮齿弯曲强度的条件下, 齿数以选择多一点为好。

表 32.1-25 中列出的常用小齿轮齿数 z_1 值可供设计时参考。

表 32.1-25 常用小齿轮齿数 z_1

材料、热处理		齿数比 u			
		1	2	4	8
调质钢	< 230HBS	32~60	29~55	25~50	22~45
	> 300HBS	30~50	27~45	23~40	20~35
铸铁		26~45	23~40	21~35	18~30
渗氮		24~40	21~35	19~31	16~26
渗碳或表面硬化		21~32	19~29	16~25	14~22

注: 1. 当 $n < 1000 \text{ r/min}$ 时取下限, 当 $n > 3000 \text{ r/min}$ 时取上限。

2. 载荷平稳, 无冲击时, 可取上限。

通常取大小齿轮的齿数和 $z_{\Sigma} = z_2 + z_1 = 100 \sim 200$ 。对于载荷变动的齿轮传动和开式齿轮传动, 最好使 z_2 与 z_1 互为质数。

当齿数为超过 100 的质数, 以及一般在 $z > 200$ 时, 切齿加工的交换齿轮和分度盘可能受到限制, 因此必须检验加工方面的可能性。

从切齿的加工费用方面来看: 采用滚齿和刨齿时, 齿数多较齿数少合算 (切削体积较小); 在采用分度法磨齿时, 则齿数少比较合算 (分度时间短)。但在齿数少于 20 时, 在一般情况下, 由于轮齿硬化变形较大, 所需磨削余量也大, 因此往往也不太有利。

(4) 传动比 i (齿数比 u) 的选择

一般的减速齿轮传动, 齿数比 $u =$ 传动比 i 。对于单级减速传动可取 $i \leq 6$, 有时可取到 8。对于开式齿轮传动或手动的齿轮传动, 传动比还可取大一些 (8~12), 但极限值为 18。

在多级的齿轮传动中, 高速级 (转矩小) 选用较大的传动比通常比较有利。

(5) 螺旋角 β 的选择

斜齿轮的螺旋角 β 取大值, 可增大纵向重合度, 对传动的平稳性有利, 但轴承上所受的轴向力也增大了。因此在多级的齿轮传动装置中, 就应考虑这两方面的因素, 例如:

第一级 (高速级), 可取较大的 β 值, $\beta = 10^\circ \sim 15^\circ$ 。因为高速级对齿轮的噪声有决定性的

影响；而转矩较小，因此轴承所受的轴向力也小。

第二级（中间级），通常取 $\beta = 8^\circ \sim 12^\circ$ 。

第三级（低速级），一般就没有必要采用斜齿轮，采用直齿轮即可。因为低速级转速低，轮齿啮合频率也低，噪声不大；但转矩大，如果采用斜齿轮，轴承上所受的轴向力就比较大了。

在选择 β 时，还要校核重合度：

当 $v \leq 20$ m/s 时， $\epsilon_\beta \geq 1.0$ ， $\epsilon_\gamma \geq 2.2$ 。

当 $v \geq 40$ m/s 时， $\epsilon_\beta \geq 1.2$ ， $\epsilon_\gamma \geq 2.6$ 。

对于人字齿轮，大多数情况下 $\beta = 20^\circ \sim 30^\circ$ ，个别情况可达 $40^\circ \sim 45^\circ$ 。

在选用大 β 时，还要考虑加工工艺和机床的不同情况。例如：

采用滚铣法加工齿轮时， β 可以任意选择，根据机床的不同， $\beta_{\max} = 45^\circ \sim 60^\circ$ ，通常 $\beta_{\max} \approx 30^\circ$ 。超过这个值就要求用特殊的铣刀（剖面为锥形）。

采用磨齿法精加工齿轮时， β 可以任意，通常 $\beta_{\max} = 45^\circ$ ，有时只能 35° 。

采用插齿法加工齿轮时，选择 β 必须核对一下所需要的轮形插齿刀和机床导螺杆是否是现成的。

(6) 齿宽 b 和齿宽系数 ϕ_d (ϕ_m 、 ϕ_a) 的选择

齿宽 b 是决定齿轮承载能力大小的主要尺寸之一。 b 取大值，则承载能力提高；但是如果齿轮传动的误差和变形处理不当的话，也会造成齿向载荷分布不均（偏载），降低了齿轮的使用寿命。

对于传递动力的齿轮装置，应给定一个最小齿宽 b_{\min} ，以保证齿轮在轴向具有足够的刚度。对于斜齿轮，齿宽 b 还是保证一定纵向重合度 ϵ_β ($= b \sin \beta / (\pi m)$) 的参数之一。最小齿宽一般可取 $b_{\min} = 6m$ (或 $6m_n$)。

在齿轮设计中，常用三个齿宽系数来表示相对齿宽：

$$\phi_m = b/m; \quad \phi_d = b/d_1; \quad \phi_a = b/a$$

三者的关系为：

$$\phi_m = 0.5(i \pm 1)\phi_a z_1 = \phi_d z_1$$

式中“-”号用于内啮合。其中 ϕ_d 是最常用

的齿宽系数。 ϕ_d 用于具有给定中心距的标准齿轮传动装置的设计比较方便。 ϕ_m 常用于齿轮弯曲强度的估算。从上式可以看出，如果规定一个 ϕ_d 值，则传动比 i 越小， ϕ_a 就可取得越大；因此在设计二级齿轮装置时，低速级（传动比较小）的 ϕ_a 可选择得比高速级（传动比较大）的大。

齿宽系数的选择同齿轮、轴承的布置有关，典型的三种布置形式（对称布置、非对称布置和悬臂布置）如图 32.1-10 所示。

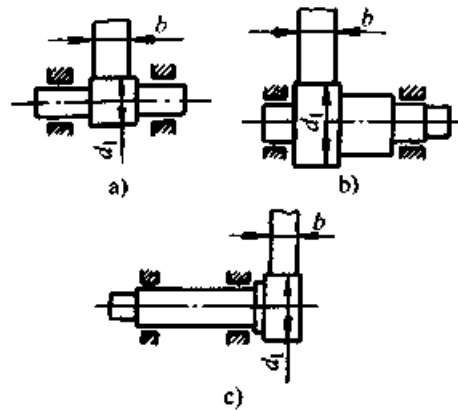


图 32.1-10 三种典型的布置形式

a) 对称布置 b) 非对称布置 c) 悬臂布置

齿宽系数 ϕ_d 的最大值和推荐值见表 32.1-26。文献 [7] 给出了固定于刚性基础上的圆柱齿轮传动 ϕ_d 的最大值，见表 32.1-27。

齿宽系数 ϕ_a ($= b/a$) 的最大值 $\phi_{a\max}$ 可参考以下推荐数据选用。

固定在刚性地基上的齿轮传动装置：

调质齿轮， $\phi_{a\max} = 0.5$ (极限 0.7)

渗碳或表面淬火齿轮， $\phi_{a\max} = 0.4$ (极限 0.5)

渗氮齿轮， $\phi_{a\max} = 0.3$ (极限 0.45)

固定在钢架上的轻型齿轮传动装置， $\phi_{a\max}$ 可取上述值的 60% 左右。

通用减速器常取 $\phi_a = 0.4$ 。其标准值有：0.2、0.25、0.3、0.4、0.5、0.6、0.8、1.0、1.2。

变速箱换挡齿轮常取 $\phi_a = 0.12 \sim 0.15$ 。

开式齿轮常取 $\phi_a = 0.1 \sim 0.3$ 。

对于齿宽系数 ϕ_m ($= b/m$)，一般取 $\phi_m = 8 \sim 25$ ，重载低速齿轮传动可取较大值。变速箱滑动齿轮取 $\phi_m = 4 \sim 8$ 。

表 32.1-26 齿宽系数 ϕ_d 的最大值和推荐值

支承和小齿轮的布置	载 荷 情 况	ϕ_d 的最大值		ϕ_d 的推荐值	
		工 作 齿 面 硬 度			
		一对齿轮或其 中一个齿轮 $\leq 350\text{HBS}$	两个齿轮都 $> 350\text{HBS}$	一对齿轮或其 中一个齿轮 $\leq 350\text{HBS}$	两个齿轮都 $> 350\text{HBS}$
对称布置(支承靠 近齿轮) (图 32.1-10a)	变动较小	1.8(2.4)	1.1(1.4)	0.8~1.4	0.4~0.9
	变动较大	1.4(1.9)	0.9(1.2)		
非对称布置 (图 32.1-10b)	变动较小	1.4(1.9)	0.9(1.2)	结构刚性很大时(如两级减速器 的低速级) 0.6~1.2	0.3~0.6
	变动较大	1.15(1.65)	0.7(1.1)	结构刚性较小时 0.4~0.8	0.2~0.4
悬臂布置 (图 32.1-10c)	变动较小	0.8	0.55		
	变动较大	0.6	0.4		

注:表中括号内的数值用于人字齿轮,其齿宽 b 应为两半人字齿圈宽度之和。

表 32.1-27 固定于刚性基础的圆柱齿轮 ϕ_d 最大值

支承和齿轮布置	条 件	$\phi_d (= b/d_1)$
对称布置 (图 32.1-10a)	正火, 硬度 $\leq 180\text{HBS}$	≤ 1.6
	调质, 硬度 $\geq 200\text{HBS}$	≤ 1.4
	渗碳或表面硬化	≤ 1.1
	渗氮	≤ 0.8
非对称布置 (图 32.1-10b)	双斜齿(人字齿)啮合 ($B/d_1 = \phi_d$)	上述值的 1.8 倍
		对称布置 ϕ_d 值的 80%
悬臂布置 (图 32.1-10c)		
轧机齿轮座, $i=1$, 两齿轮尺寸相同		对称布置 ϕ_d 值的 120%

注:钢制轻型结构取表中值的 60% 左右;经齿向修形的齿轮, ϕ_d 可取较大值。

3.4 齿轮传动主要尺寸参数的初步确定

在设计齿轮传动时,通常都要有一定的已知条件,如:

1) 输入和输出转速(或传动比)、转向(恒定的或变化的)。

2) 传递的功率,或持续工作转矩、工作机械和原动机的额定转矩,最大转矩,起动转矩,和载荷谱等。

3) 工作机械和原动机的种类,使用条件,相对位置和尺寸限制等。

4) 用户对传动型式、安装方式、运输条件

和使用寿命方面的要求。

5) 生产批量、制造条件和经济性方面的事先考虑等。

根据这些已知条件来计算齿轮传动的承载能力,只有齿轮传动的主要尺寸参数(模数 m 、中心距 a 或小齿轮分度圆直径 d_1 、齿宽等)确定后才有可能。这是因为齿轮承载能力计算式(见表 32.1-29)中的许多系数,都取决于齿轮的尺寸参数。

齿轮传动的主要尺寸可采有多种方法来确定,如类比法(详见 [7])、结构尺寸要求法等。这些方法都需要相当多的经验和条件才能运用;在缺乏相应的经验和条件时,可采用齿轮设计的简化公式来初步确定齿轮传动的主要尺寸参数。下列计算中心距 a 或小齿轮分度圆直径 d_1 和模数 m 的公式,可用来确定渐开线(直齿、斜齿和人字齿)圆柱齿轮(外啮合、内啮合)的主要尺寸参数。

按齿面接触强度计算

$$a = J_s(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d u \sigma_{HP}^2}} \quad (32.1-1)$$

或
$$d_1 = J_d \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (32.1-2)$$

按齿根弯曲强度计算

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_m z_1} \cdot \frac{Y_{FS}}{\sigma_{FP}}} \quad (32.1-3)$$

式中“+”、“-”号分别用于外啮合、内啮合齿轮传动;

a ——齿轮传动中心距 (mm);
 d_1 ——小齿轮分度圆直径 (mm);
 m ——端面模数,对斜齿轮和人字齿轮为法向模数 (mm);
 T_1 ——小齿轮的额定转矩 (N·m);
 z_1 ——小齿轮的齿数,可按表 32.1-25 选用;

ϕ_s 、 ϕ_d 、 ϕ_m ——齿宽系数,可按表 32.1-26、表 32.1-27 和上一节的有关经验数据选用;

σ_{HP} ——许用接触应力 (MPa), $\sigma_{HP} = 0.9\sigma_{Hlim}$, 取大小齿轮中的小值代入以上公式计算;

σ_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限 (MPa), 查图 32.1-20~图 32.1-24;

σ_{FP} ——许用弯曲应力 (MPa)
 轮齿单向受力 $\sigma_{FP} = 1.6\sigma_{Flim}$
 轮齿双向受力 $\sigma_{FP} = 1.2\sigma_{Flim}$

σ_{Flim} ——试验齿轮的弯曲疲劳极限,大小齿轮分别查图 32.1-25~图 32.1-29;

Y_{FS} ——力作用于齿顶时的复合齿形系数,按大小齿轮实际齿数分别查图 32.1-16,或图 32.1-17;

K ——载荷系数,常取 $K = 1.2 \sim 2.2$ (原动机输出转矩均匀,工作机载荷平稳,齿宽系数小,轴承对称布置,轴刚性大,齿轮精度高,圆周速度低时取小值;反之取大值);

J_s 、 J_d ——计算系数,按表 32.1-28 查取。

表 32.1-28 齿面接触强度计算系数

齿轮材料	小齿轮	钢			球墨铸铁		灰铸铁
	大齿轮	钢	球墨铸铁	灰铸铁	球墨铸铁	灰铸铁	灰铸铁
计算系数	J_s	480	466	435	453	422	401
	J_d	761	738	689	718	670	636

注: 1. 表中的钢材料包括铸钢。

2. 本表适用于 $\beta = 0^\circ \sim 15^\circ$ 的直齿轮和斜齿轮; 对于 $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ 的人字齿轮, 表中的 J_s 和 J_d 分别乘 0.93。

3.5 渐开线圆柱齿轮疲劳承载能力计算

根据 GB/T 3480—1997(等效采用 ISO6336-1—6336-3: 1996)《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》的规定, 齿轮抗疲劳承载能力计算包括

齿面接触疲劳强度计算和齿根弯曲疲劳强度计算两大部分。本节介绍的计算方法是根据 GB/T 3480—1997 的基本内容, 并经适当简化而制定的。它适用于钢、铸铁制造的, 基本齿廓符合 GB/T 1356—1987 的内、外啮合直齿、斜齿

和人字齿（双斜齿）圆柱齿轮。

3.5.1 校核计算公式

已知齿轮的尺寸载荷、材料和使用条件，计算齿轮的承载能力，是一种精确的校核计算。齿

轮齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度的校核计算公式列于表 32.1-29。

表 32.1-29 中各代号的意义、单位和所代表值的确定方法见表 32.1-30。

表 32.1-29 齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度校核计算公式

项 目	齿面接触疲劳强度	齿根弯曲疲劳强度
强度条件	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ 或 $S_H \geq S_{Hmin}$	$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$ 或 $S_F \geq S_{Fmin}$
计算应力/ MPa	$\sigma_H = Z_{H\beta} Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta$
许用应力/ MPa	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NI} Z_{LVR} Z_W Z_X}{S_{Hmin}}$	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{RelT} Y_{RelS} Y_X}{S_{Fmin}}$
安全系数	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NI} Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H}$	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{RelT} Y_{RelS} Y_X}{\sigma_F}$

注：表中“+”号用于外啮合，“-”号用于内啮合。

表 32.1-30 表 32.1-29 中各代号的意义、单位和所代表值的确定方法

类别	代号	意 义	单 位	确定方法
基本参数	σ_H	计算接触应力	MPa	表 32.1-29
	σ_F	计算弯曲应力	MPa	表 32.1-29
	σ_{HP}	许用接触应力	MPa	表 32.1-29
	σ_{FP}	许用弯曲应力	MPa	表 32.1-29
	S_H	接触疲劳强度计算安全系数		表 32.1-29
	S_F	弯曲疲劳强度计算安全系数		表 32.1-29
	S_{Hmin}	接触疲劳强度的最小安全系数		表 32.1-40
	S_{Fmin}	弯曲疲劳强度的最小安全系数		表 32.1-40
	F_t	分度圆上的名义切向力	N	表 32.1-23
	d_1	小齿轮分度圆直径	mm	
	b	齿宽（人字齿轮为两个斜齿圈宽度之和）	mm	
	m_n	法向模数	mm	
	u	齿数比， $u = z_2/z_1 \geq 1$		
		σ_{Hlim}	试验齿轮的接触疲劳极限	MPa
	σ_{Flim}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	MPa	图 32.1-25 ~ 图 32.1-29
修正载荷的系数	K_A	使用系数		表 32.1-31
	K_V	动载系数		式 (32.1-4)
	$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿面载荷分布系数		表 32.1-34、表 32.1-35
	$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿面载荷分布系数		图 32.1-12
	$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数		表 32.1-36
	$K_{F\alpha}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数		表 32.1-36

续表 32.1-30

类别	代号	意 义	单 位	确 定 方 法
修正计算应力的系数	Z_H	节点区域系数	$\sqrt{\text{MPa}}$	图 32.1-13
	Z_E	材料弹性系数		表 32.1-37
	Z_c	接触强度计算的重合度系数		图 32.1-14
	Z_β	接触强度计算的螺旋角系数		图 32.1-15
	Z_{GD}	单对齿啮合系数		7.5.2 节 (11)
	Y_{FS}	复合齿形系数		图 32.1-16、17
	Y_α	弯曲强度计算的重合度系数		图 32.1-18
修正疲劳极限的系数	Y_β	弯曲强度计算的螺旋角系数		图 32.1-19
	Z_{NT}	接触强度计算的寿命系数		图 32.1-30
	Y_{NT}	弯曲强度计算的寿命系数		图 32.1-31
	Z_{LVR}	润滑油膜影响系数		表 32.1-38
	Z_w	齿面工作硬化系数		图 32.1-32
	Z_x	接触强度计算的尺寸系数		图 32.1-33
	Y_x	弯曲强度计算的尺寸系数		图 32.1-34
	Y_{HrelT}	相对齿根圆角敏感系数		表 32.1-39
	Y_{HrelL}	相对齿根圆角表面状况系数		图 32.1-35
Y_{S1}	应力修正系数		$Y_{ST} = 2$	

3.5.2 计算式中各参数和系数的确定

1) 齿数比 u 、小齿轮分度圆直径 d_1 、模数 m_n 和齿宽 b 是由计算任务书给出的，或者是按本章 3.4 节所述方法初步确定。

2) 分度圆上的名义切向力 F_t ，齿轮传动的名义切向力 F_t ，通常由齿轮传递的名义功率或名义转矩来确定。名义切向力作用在齿轮的端面内并切于分度圆。 F_t 的计算式见表 32.1-23。在常规的计算中，认为名义切向力 F_t 是一个稳定的载荷。对于不稳定载荷，齿轮切向力或转矩的确定见本章 3.6 节。

3) 使用系数 K_A 使用系数 K_A 是考虑齿轮啮合外部因素引起附加动载荷的系数。这种外部附加动载荷取决于原动机和从动机（工作机）的特性、轴和联轴器系统的质量和刚度，以及机器的运行状态。 K_A 可以通过实测或传动系统的动态分析来确定，这当然比较困难。对于一般的计算，表 32.1-31 的数据，可供选用 K_A 值的参考。工作机和原动机的工作特性示例见表 32.1-32。

4) 动载系数 K_v 动载系数 K_v 是考虑齿轮制造精度、运转速度等对轮齿内部附加动载荷影

响的系数。影响动载系数的主要因素有：基节误差和齿形误差、节线速度、转动件的惯量和刚度、轮齿载荷、啮合刚度在啮合循环中的变化、以及跑合效果、润滑油特性等。如能通过实测或对所有影响因素作全面的动力分析来确定包括内部动载荷在内的切向载荷，则可取 $K_v = 1$ 。在一般的计算中（齿轮在亚临界区工作）， K_v 可按式 (32.1-4) 计算确定。

表 32.1-31 使用系数 K_A

原动机	工作机工作特性			
	均匀平稳	轻微冲击	中等冲击	严重冲击
均匀平稳	1.00	1.25	1.50	1.75
轻微冲击	1.10	1.35	1.60	1.85
中等冲击	1.25	1.50	1.75	2.00
严重冲击	1.50	1.75	2.00	2.25 或更大

- 注：1. 对于增速传动，根据经验建议取表中值的 1.1 倍。
 2. 当外部机械与齿轮装置之间有挠性联接时，通常 K_A 值可适当减小。
 3. 在采用表荐值时，至少应取最小弯曲强度安全系数 $S_{Fmin} = 1.25$ 。

表 32.1-32 工作机和原动机的工作特性示例

工作特性	工 作 机	原 动 机
均匀平稳	发电机, 均匀传送的带式运输机或板式运输机, 螺旋输送机, 轻型升降机, 包装机, 机床进刀传动装置, 通风机, 轻型离心机, 离心泵, 轻质液体拌和机或均匀密度材料拌和机, 剪切机, 冲压机 ^① , 回转齿轮传动装置, 往复移动齿轮装置 ^②	电动机 (例如直流电动机), 均匀运转的蒸汽轮机、燃气轮机 (小的, 起转矩很小)
轻微冲击	不均匀传动 (例如包装件) 的带式运输机或板式运输机, 机床的主驱动装置, 重型升降机, 起重机中回转齿轮装置, 工业与矿用风机, 重型离心机, 离心泵, 稠黏液体或变密度材料的拌和机, 多缸活塞泵, 给水泵, 挤压机 (普通型), 压延机, 转炉, 轧机 ^③ (连续铸条铝条以及线材和棒料轧机)	蒸汽轮机, 燃气轮机, 液压装置, 电动机 (较大, 经常有起转矩)
中等冲击	橡胶挤压机, 橡胶和塑料作间断工作的拌和机, 球磨机 (轻型), 木工机械 (锯片, 木车床), 钢坯初轧机 ^④ , 提升装置, 单缸活塞泵	多缸内燃机
强烈冲击	挖掘机 (铲斗传动装置, 多斗传动装置, 筛分传动装置, 动力铲), 球磨机 (重型), 橡胶揉合机, 破碎机 (石料, 矿石), 重型给水泵, 旋转式钻探装置, 压砖机, 剥皮滚筒, 落砂机, 带材冷轧机 ^⑤ , 压坯机, 碾磨机	单缸内燃机

- ① 额定转矩 = 最大切削、压制、冲击转矩。
- ② 额定转矩 = 最大起动转矩。
- ③ 额定转矩 = 最大轧制转矩。
- ④ 用电流控制力矩限制器。
- ⑤ 由于轧制带材经常开裂, 可提高 K_A 至 2.0。

$$K_v = 1 + \left[\frac{K_1}{\frac{K_A F_1}{b}} + K_2 \right] \frac{z_1 v \sqrt{u^2}}{100 \sqrt{u^2 + 1}} \quad (32.1-4)$$

式中 K_1 和 K_2 查表 32.1-33。

表 32.1-33 式 (32.1-4) 中的 K_1 、 K_2 值

齿轮种类	K_1					K_2
	II 组 精度					
	5	6	7	8	9	各种精度等级
直齿轮	7.5	14.9	26.8	39.1	52.8	
斜齿轮	6.7	13.3	23.9	34.8	47.0	0.008 7

5) 齿向载荷分布系数 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 是分别考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对齿面接触应力和齿根弯曲应力影响的系数。影响齿向载荷分布系数的主要因素有齿轮副的接触精度、啮合刚度、支承件的刚度、轴系的附加载荷、热变形和齿向修形等。采用理论分析和实测都能比较准确地确定 K_{β} 值, 但比较困难。在一般的计算中, 可利用表 32.1-34 (用于软齿面齿轮) 和表 32.1-35 (用于硬齿面齿轮) 的简化公式计算 $K_{H\beta}$ 值。表中的三种结构布局 (对称支承、非对称支承、悬臂支承) 如图 32.1-11 所示。

表 32.1-34 和表 32.1-35 适用于: 中等或较重载荷情况, 刚性结构和刚性支承, 齿宽 $b = 50 \sim 400 \text{ mm}$ 、齿宽与齿高比 $b/h = 3 \sim 12$, $\phi_d < 2$ (对调质齿轮) 或 $\phi_d < 1.5$ (对硬齿面齿轮的齿轮传动)。

在一般的计算中, 可取 $K_{F\beta} = K_{H\beta}$; 如需要比较准确确定 $K_{F\beta}$ 时, 可利用图 32.1-12、按 $K_{H\beta}$ 和比值 b/h 查取 $K_{F\beta}$ 值。图中: b 是工作齿宽 (mm), 对人字齿轮为单个斜齿轮齿宽; h 是齿高 (mm)。

6) 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 是分别考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀对齿面接触强度和齿根弯曲强度影响的系数。影响齿间载荷分配系数的主要因素有: 轮齿受载变形、制造误差、齿廓修形和跑合效果等。

表 32.1-34 软齿面齿轮的 $K_{H\beta}$ 简化计算式

是否调整	精度等级	结构布局及限制条件		
		对称支承 $\frac{s}{l} < 0.1$ (图 32.1-11a)	非对称支承 $0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$ (图 32.1-11b)	悬臂支承 $\frac{s}{l} < 0.3$ (图 32.1-11c)
装配时不作检验调整	5	$1.14 + 0.18\phi_d^2 + 2.3 \times 10^{-4}b$ (a)	式(a) + $0.108\phi_d^4$	式(a) + $1.206\phi_d^4$
	6	$1.15 + 0.18\phi_d^2 + 3 \times 10^{-4}b$ (b)	式(b) + $0.108\phi_d^4$	式(b) + $1.206\phi_d^4$
	7	$1.17 + 0.18\phi_d^2 + 4.7 \times 10^{-4}b$ (c)	式(c) + $0.108\phi_d^4$	式(c) + $1.206\phi_d^4$
	8	$1.23 + 0.18\phi_d^2 + 6.1 \times 10^{-4}b$ (d)	式(d) + $0.108\phi_d^4$	式(d) + $1.206\phi_d^4$
装配时检验调整或对研跑合	5	$1.10 + 0.18\phi_d^2 + 12 \times 10^{-4}b$ (e)	式(e) + $0.108\phi_d^4$	式(e) + $1.206\phi_d^4$
	6	$1.11 + 0.18\phi_d^2 + 1.5 \times 10^{-4}b$ (f)	式(f) + $0.108\phi_d^4$	式(f) + $1.206\phi_d^4$
	7	$1.12 + 0.18\phi_d^2 + 2.3 \times 10^{-4}b$ (g)	式(g) + $0.108\phi_d^4$	式(g) + $1.206\phi_d^4$
	8	$1.15 + 0.18\phi_d^2 + 3.1 \times 10^{-4}b$ (h)	式(h) + $0.108\phi_d^4$	式(h) + $1.206\phi_d^4$

注：1. 本表适用于结构钢（正火）、调质钢和球墨铸铁齿轮，中等或较重载荷工况。

2. 经过齿向修形的齿轮，可取 $K_{H\beta} = 1.2 \sim 1.3$ 。

3. 表中齿宽系数 $\phi_d = b/d_1$ ， ϕ_d 应小于 2， $b = 50 \sim 400$ mm。

4. 表中精度等级属第 III 公差组。

表 32.1-35 硬齿面齿轮的 $K_{H\beta}$ 简化计算式

是否调整	精度等级	限制条件	结构布局及限制条件		
			对称支承 $\frac{s}{l} < 0.1$ (图 32.1-11a)	非对称支承 $0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$ (图 32.1-11b)	悬臂支承 $\frac{s}{l} < 0.3$ (图 32.1-11c)
装配时不作检验调整	5	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.09 + 0.26\phi_d^2 + 2 \times 10^{-4}b$ (a)	式(a) + $0.156\phi_d^4$	式(a) + $1.742\phi_d^4$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$1.05 + 0.31\phi_d^2 + 2.3 \times 10^{-4}b$ (b)	式(b) + $0.186\phi_d^4$	式(b) + $2.077\phi_d^4$
	6	$H_{H\beta} \leq 1.34$	$1.09 + 0.26\phi_d^2 + 3.3 \times 10^{-4}b$ (c)	式(c) + $0.156\phi_d^4$	式(c) + $1.742\phi_d^4$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$1.05 + 0.31\phi_d^2 + 3.8 \times 10^{-4}b$ (d)	式(d) + $0.186\phi_d^4$	式(d) + $2.077\phi_d^4$
装配时检验调整	5	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.05 + 0.26\phi_d^2 + 10^{-4}b$ (e)	式(e) + $0.156\phi_d^4$	式(e) + $1.742\phi_d^4$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$0.99 + 0.31\phi_d^2 + 1.2 \times 10^{-4}b$ (f)	式(f) + $0.186\phi_d^4$	式(f) + $2.077\phi_d^4$
	6	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.05 + 0.26\phi_d^2 + 1.6 \times 10^{-4}b$ (g)	式(g) + $0.156\phi_d^4$	式(g) + $1.742\phi_d^4$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$1.0 + 0.31\phi_d^2 + 1.90 \times 10^{-4}b$ (h)	式(h) + $0.186\phi_d^4$	式(h) + $2.077\phi_d^4$

注：1. 经齿向修形的齿轮可取 $K_{H\beta} = 1.2 \sim 1.3$ 。

2. 本表适用于中等或较重载荷工况。低精度的硬齿面齿轮不推荐采用。

3. 表中齿宽系数 $\phi_d = b/d_1$ ， ϕ_d 应小于 1.5， $b = 50 \sim 400$ mm。

4. 表中精度等级属第 III 公差组。

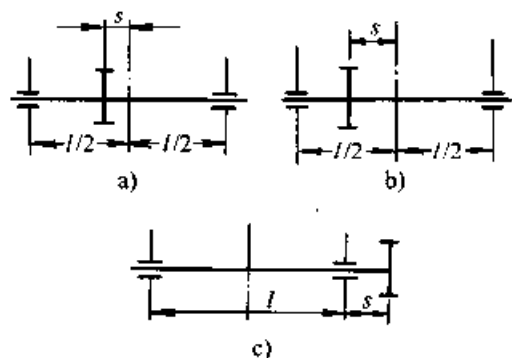


图 32.1-11 齿轮在轴上的三种结构布局

- a) 对称支承 ($\frac{s}{l} < 0.1$) b) 非对称支承
c) 悬臂支承

齿间载荷分配系数可以通过理论分析和实测来确定, 但比较繁琐、困难。对于一般的工业齿轮传动和类似的齿轮传动, 采用简化方法来确定 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 值 (查表 32.1-36) 是可行的。

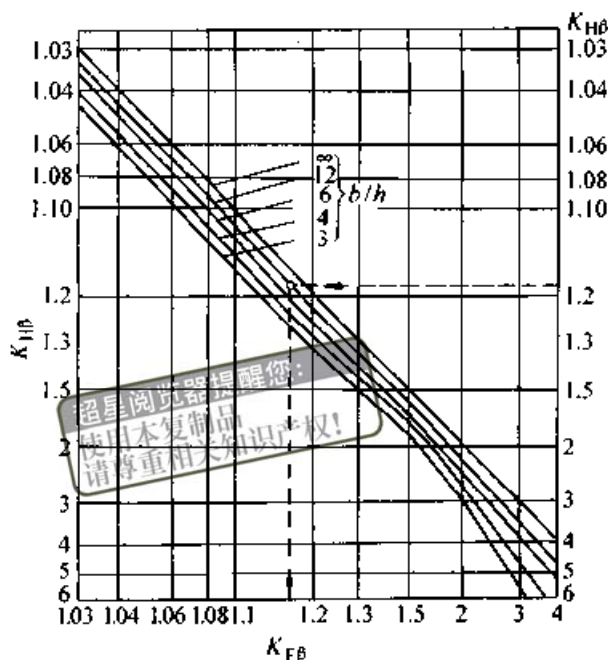


图 32.1-12 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\alpha}$

表 32.1-36 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$

$K_A F_t / b$		$\geq 100 \text{ N/mm}$						$< 100 \text{ N/mm}$
		5	6	7	8	9	10	11~12
硬齿面 直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Z_c^2 \geq 1.2$		
	$K_{F\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Y_c \geq 1.2$		
硬齿面 斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$		
	$K_{F\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$		
非硬齿面 直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Z_c^2 \geq 1.2$		
	$K_{F\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Y_c \geq 1.2$		
非硬齿面 斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$		
	$K_{F\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$		

注: 1. 经修形的 6 级或高精度硬齿面齿轮, 取 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ 。

2. 表中 $\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b$ 计算值如大于 $\epsilon_\gamma / \epsilon_\alpha Y_c$, 则取 $K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_c}$ 。

3. 表中的 Z_c 和 Y_c , 分别见图 32.1-14 和图 32.1-18。

4. 如果硬齿面和软齿面相啮合的齿轮副, 齿间载荷分配系数取平均值。

5. 如果大小齿轮精度不同, 则按精度等级较低的取 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 值。

① ISO 6336-1: 1996 中为“5 级及更低”; ISO 6336-1/cor1: 1998 更正为“6 级及更低”。

表 32.1-36 适用于: 钢、灰铸铁和球墨铸铁制造的外啮合和内啮合, $\beta \leq 30^\circ$, 单位齿宽载荷 $F_t/b \geq 350 \text{ N/mm}$ 的齿轮传动。

7) 节点区域系数 Z_H 节点区域系数 Z_H 是考虑节点外齿廓曲率半径对接触应力的影响, 并将分度圆上的切向力折算为节圆上的法向力的系数。 Z_H 值可用式 (32.1-5) 计算而得。对于法

面齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$ 的内、外啮合齿轮, Z_H 值也可根据比值 $(x_2 \pm x_1) / (z_2 \pm z_1)$ 及 β 从图 32.1-13 中查得。图中“+”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_t}} \quad (32.1-5)$$

式中 α_n ——端面分度圆压力角 (表 32.1-5);
 β_b ——基圆柱螺旋角 (表 32.1-5);
 α_n' ——端面节圆啮合角 (表 32.1-8)。

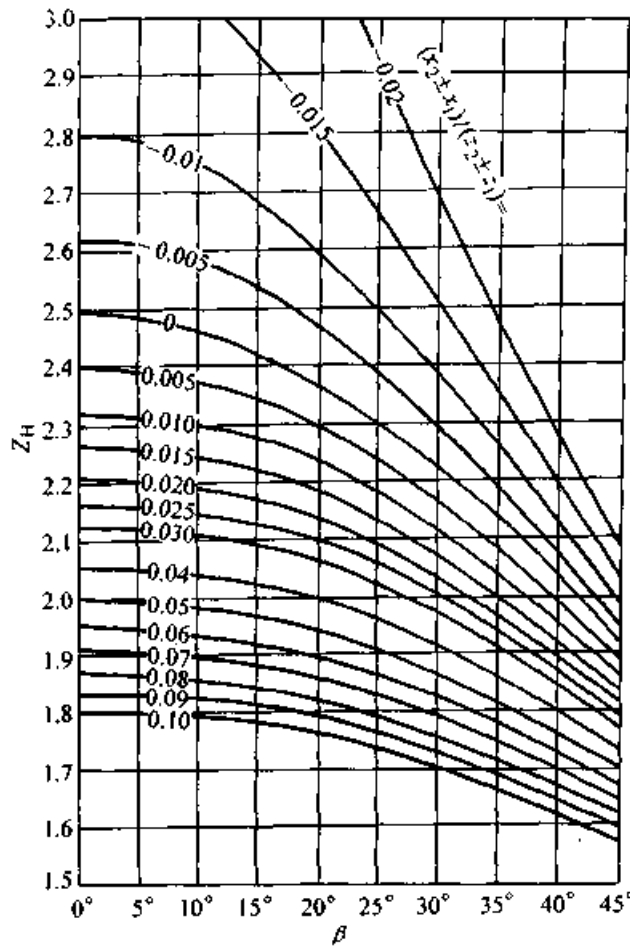


图 32.1-13 $\alpha_n = 20^\circ$ 时的节点区域系数 Z_H

8) 材料弹性系数 Z_E 齿轮材料的弹性模量 E 和泊松比 ν 对接触应力的影响用材料弹性系数 Z_E 来考虑, 其值可用式 (32.1-6) 计算而得。

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (32.1-6)$$

对于某些常用材料组合的 Z_E 值可从表 32.1-37 中查得。

9) 接触强度计算的重合度系数 Z_ϵ 齿轮重合度 ϵ 对单位齿宽载荷的影响用重合度系数 Z_ϵ 来考虑。 Z_ϵ 可由式 (32.1-7)、式 (32.1-8)、式 (32.1-9) 计算得到, 也可根据端面重合度 ϵ_α 和纵向重合度 ϵ_β 由图 32.1-14 查得。

直齿轮:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}} \quad (32.1-7)$$

斜齿轮:

$$\text{当 } \epsilon_\beta < 1 \text{ 时 } Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3} (1-\epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad (32.1-8)$$

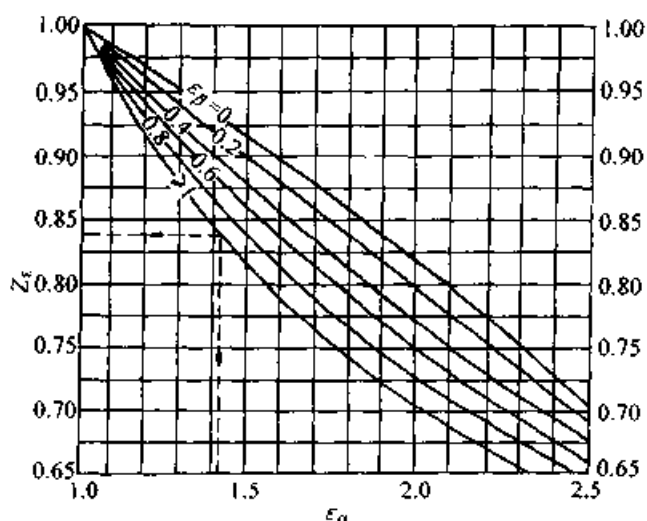
$$\text{当 } \epsilon_\beta \geq 1 \text{ 时 } Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad (32.1-9)$$

ϵ_α 和 ϵ_β 的计算式见表 32.1-13。

在计算 ϵ_β 时, 应采用工作齿宽 b 。对人字齿轮, b 应为两个斜齿轮的工作齿宽之和。

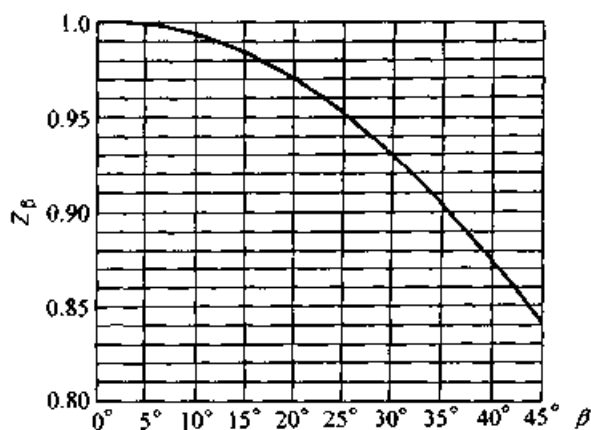
表 32.1-37 弹性系数 Z_E

齿 轮 1			齿 轮 2			Z_E
材 料	弹性模量 E_1 / MPa	泊松比 ν_1	材 料	弹性模量 E_2 / MPa	泊松比 ν_2	$\sqrt{\text{MPa}}$
钢	206 000	0.3	钢	206 000	0.3	189.8
			铸 钢	202 000		188.9
			球墨铸铁	173 000		181.4
			灰铸铁	118 000~126 000		162.0~165.4
铸 钢	202 000	0.3	铸 钢	202 000	0.3	188.0
			球墨铸铁	173 000		180.5
			灰铸铁	118 000		161.4
球墨铸铁	173 000	0.3	球墨铸铁	173 000	0.3	173.9
			灰铸铁	118 000		156.6
灰铸铁	118 000~126 000	0.3	灰铸铁	118 000	0.3	143.7~146.0

图 32.1-14 接触强度计算的重合度系数 Z_ϵ

10) 接触强度计算的螺旋角系数 Z_β 斜齿轮螺旋角 β 造成接触线倾斜对接触应力的影响用螺旋角系数 Z_β 来考虑。 Z_β 可用式 (32.1-10) 计算, 也可由图 32.1-15 查得。

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} \quad (32.1-10)$$

图 32.1-15 接触强度计算的螺旋角系数 Z_β

11) 单对齿啮合系数 Z_{BD} 单对齿啮合系数 $Z_{BD} = \max(Z_B, Z_D)$, 即取 Z_B 、 Z_D 两者之中的大值代入表 32.1-29 中的 σ_H 计算式, 计算接触应力值。

Z_B 是把小齿轮节点处的接触应力折算到小齿轮单对齿啮合区内界点处的接触应力的系数。

Z_D 是把大齿轮节点处的接触应力折算到大齿轮单对齿啮合区内界点处的接触应力的系数。

① Z_B 、 Z_D 的确定方法 先计算参数 M_1 和 M_2 ：
 $M_1 = \tan\alpha'_1 /$

$$\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2} \right]} \quad (32.1-11)$$

$$M_2 = \tan\alpha'_2 /$$

$$\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1} \right]} \quad (32.1-12)$$

式中 d_{a1} 、 d_{a2} ——分别为小齿轮和大齿轮的顶圆直径 (mm);

d_{b1} 、 d_{b2} ——分别为小齿轮和大齿轮的基圆直径 (mm);

z_1 、 z_2 ——分别为小齿轮和大齿轮的齿数;

α'_1 ——端面节圆啮合角(表 32.1-8);

ϵ_α ——端面重合度。

然后根据计算得的 M_1 和 M_2 来确定 Z_B 和 Z_D 值。

对于直齿轮 ($\epsilon_\alpha < 2$):

当 $M_1 > 1$ 时, $Z_B = M_1$; 当 $M_1 \leq 1$ 时, $Z_B = 1$ 。

当 $M_2 > 1$ 时, $Z_D = M_2$; 当 $M_2 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$ 。

对于斜齿轮 ($\epsilon_\alpha < 2$):

当 $\epsilon_\beta \geq 1$ 时, $Z_B = Z_D = 1$ 。

当 $\epsilon_\beta < 1$ 时: $Z_B = M_1 - \epsilon_\beta(M_1 - 1)$

(当 $Z_B < 1$ 时, 取 $Z_B = 1$);

$Z_D = M_2 - \epsilon_\beta(M_2 - 1)$

(当 $Z_D < 1$ 时, 取 $Z_D = 1$)。

对于内啮合齿轮:

取 $Z_B = Z_D = 1$ 。

通常, 齿数比 $u > 1.5$, M_2 一般小于 1.0, 所以 $Z_D = 1$ 。因此, Z_D 值只用于 $u \leq 1.5$ 的齿轮强度计算中。

对于 $2 < \epsilon_\alpha < 3$ 的外啮合齿轮, Z_B 和 Z_D 按两对齿啮合的外界点计算。

② 引入系数 Z_B 、 Z_D 的根据 理论分析表明, 在任何啮合瞬间, 大小齿轮的接触应力总是相等的。啮合时齿面最大接触应力总是出现在小轮单对齿啮合区内界点 B 、节点 C 和大轮单对齿啮合区内界点 D 这三个特征点之一处上, 应取其最大接触应力进行强度计算。表 32.1-29 中算式计算的 σ_H , 如不考虑 Z_{BD} , 就是基于节点区域系数 Z_H 计算的节点处的接触应力。当单对齿啮合区内界点处的应力超过节点处的应力时, 即 Z_B 或 Z_D 大于 1 时, 在确定计算应力 σ_H 时应乘以其中的大值予以修正。对于齿数 $z < 20$ 的齿轮, 如需精确计算接触强度时, 这种修正更有

必要。如果 Z_B 、 Z_D 均不大于 1，就可以取节点 C 处的接触应力作为计算接触应力，即取 $Z_B = Z_D = 1$ 。

12) 复合齿形系数 Y_{FS} 在 GB/T 3480 中，齿形对名义应力的影响用齿形系数 Y_{Fa} （载荷作用于齿顶时）来考虑；而齿根过渡曲线处的应力集中效应，以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响用应力修正系数 Y_{sa} （载荷作用于齿顶时）来考虑。研究表明， Y_{Fa} 和 Y_{sa} 在一定条

件下都可以表达为齿数和变位系数的函数。因此，为了简化计算，可用复合齿形系数 Y_{FS} （ $= Y_{Fa} Y_{sa}$ ）来综合考虑以上两方面对齿根应力的影响。

Y_{FS} 可根据齿数 z 或当量齿数 z_v 、变位系数 x ，从图 32.1-16 和图 32.1-17 中查得。图 32.1-17 用于有磨削台阶的齿轮。

内齿轮的 Y_{FS} 用替代齿条（ $z = \infty$ ）的参数来确定，见图 32.1-16 的图注。

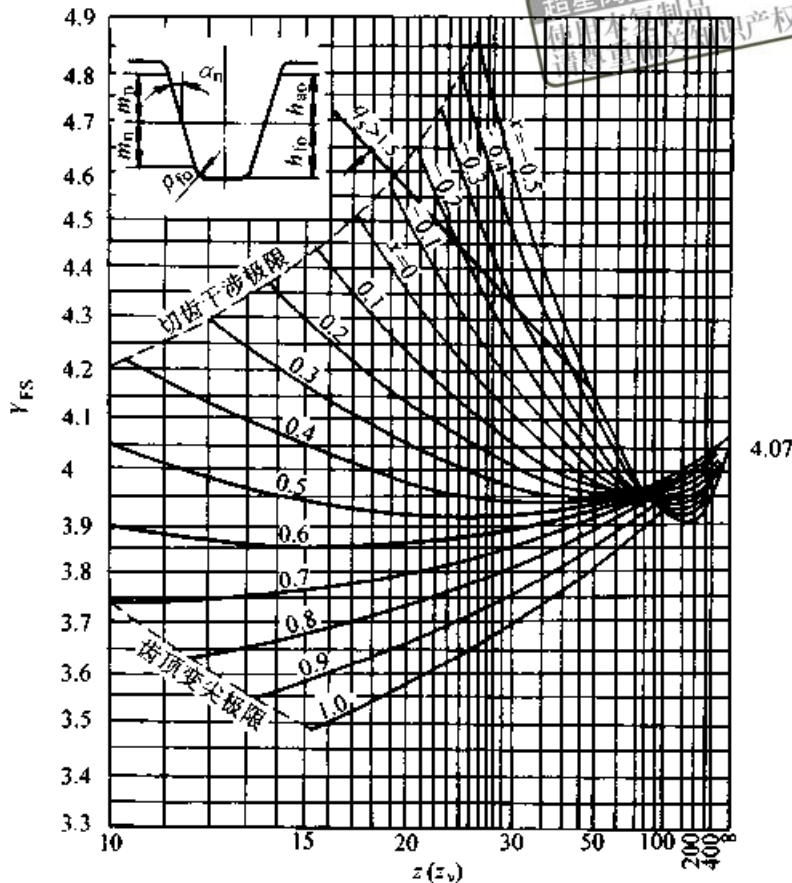


图 32.1-16 外齿轮的复合齿形系数 Y_{FS}

$\alpha_n = 20^\circ$; $h_{a0}/m_n = 1$; $h_{f0}/m_n = 1.25$; $\rho_{f0}/m_n = 0.38$

对内齿轮，当 $\rho_{f0}/m_n = 0.15$ ， $h_{a0}/m_n = 1.0$ ， $h_{f0}/m_n = 1.25$ 时， $Y_{FS} = 5.44$

13) 弯曲强度计算的重合度系数 Y_e 重合度系数 Y_e 是将载荷由齿顶转换到单对齿啮合区外界点的系数。 Y_e 可用式 (32.1-13) 计算而得。

$$Y_e = 0.25 + 0.75/\epsilon_{an} \quad (32.1-13)$$

式中 ϵ_{an} ——当量齿轮端面重合度。

$$\epsilon_{an} = \frac{\epsilon_a}{\cos^2 \beta_b} \quad (32.1-14)$$

式中 β_b ——基圆柱螺旋角，按表 32.1-5 中的公式计算。

Y_e 也可由图 32.1-18 中直接查得。

14) 弯曲强度计算的螺旋角系数 Y_β 螺旋角系数 Y_β 是考虑螺旋角 β 造成的接触线倾斜对齿根应力产生影响的系数。 Y_β 值可由式 (32.1-15) 和式 (32.1-16) 计算而得。

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \geq Y_{\beta min} \quad (32.1-15)$$

$$Y_{\beta min} = 1 - 0.25\epsilon_\beta \geq 0.75 \quad (32.1-16)$$

以上式中：当 $\epsilon_\beta > 1$ 时，取 $\epsilon_\beta = 1$ ；

当 $Y_e < 0.75$ 时，取 $Y_e = 0.75$ ；

当 $\beta > 30^\circ$ 时，取 $\beta = 30^\circ$ 。

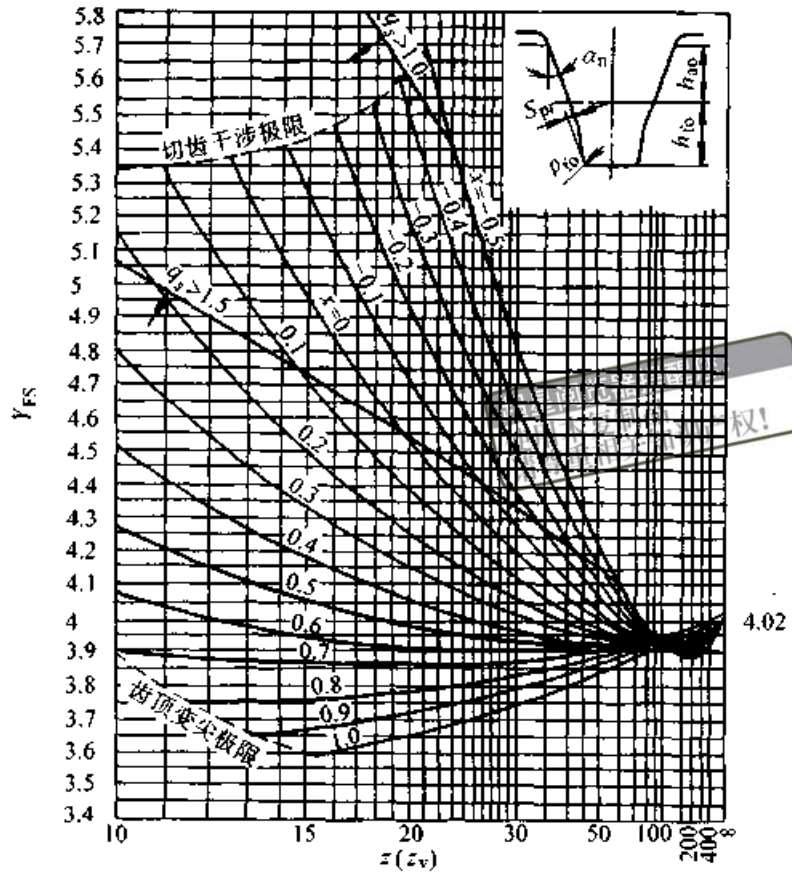


图 32.1-17 外齿轮的复合齿形系数 Y_{FS}

$\alpha_n = 20^\circ$; $h_{a1}/m_n = 1.0$; $h_{a0}/m_n = 1.4$; $\rho_{to} = 0.4$; $S_{pr} = 0.02m_n$

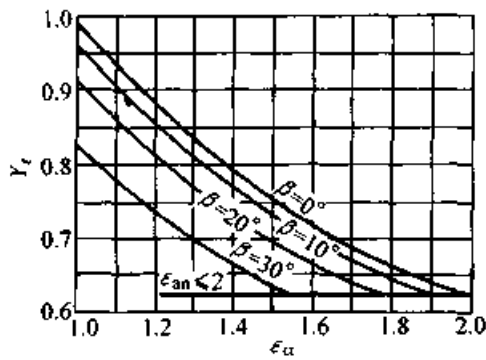


图 32.1-18 弯曲强度计算的重合度系数 Y_α

Y_β 值也可由图 32.1-19 中直接查得。

15) 试验齿轮的疲劳极限 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 试验齿轮的疲劳极限 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 是指某种材料的齿轮，经长期持续的重复载荷作用后，轮齿保持不失效时的极限应力。影响 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 值的主要因素有：材料的成分、力学性能、热处理工艺及硬化层深度、硬度梯度，残余应力，材料的纯度和缺陷等。

σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 可由齿轮的负荷运转试验或使用经验的统计数据得到。

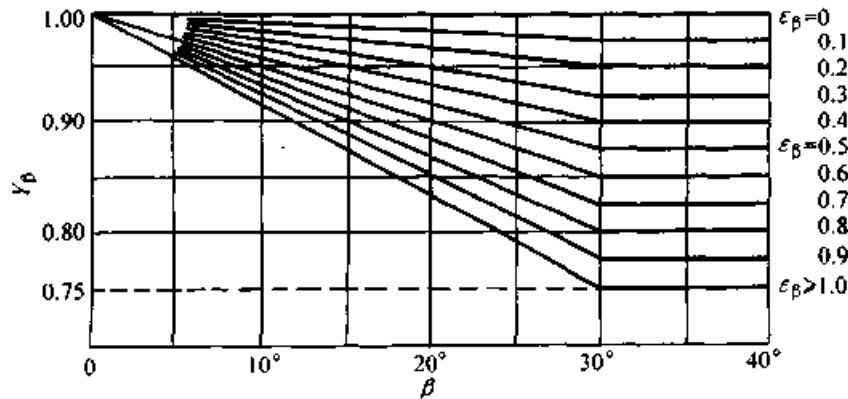


图 32.1-19 螺旋角系数 Y_β

在无这方面的资料、数据时,可根据材料种类和齿面硬度参考图 32.1-20~图 32.1-29 选取 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 值。图中的 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 值是试验齿轮的失效概率为 1% 时的轮齿接触疲劳和弯曲疲劳极限。对于其他失效概率的疲劳极限值,可用适当的统计分析方法得到。

在 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 的图中,给出了代表材料质量等级的 4 条(有的是 3 条,有的是 2 条)线,其对应的材料处理要求见 GB/T 8539。本章摘录了部分内容,见第 8 节。

4 条线(ML、MQ、ME 和 MX)的含意如下:

ML——表示齿轮材料质量和热处理质量达到最低要求时的疲劳极限取值线。

MQ——表示齿轮材料质量和热处理质量达到中等要求时的疲劳极限取值线。此中等要求是有经验的工业齿轮制造者以合理的生产成本能达到的。

ME——表示齿轮材料质量和热处理质量达

到很高要求时的疲劳极限取值线。这种要求只有在具备高水平的制造过程可控能力时才能达到。

MX——表示对淬透性及金相组织有特殊考虑的调质合金钢的取值线。

对于一般的工业齿轮可选用 MQ 级质量控制,并且建议在齿轮零件工作图的技术条件中,注明齿轮内在质量的级别。此外,还要特别留心一些常不引人注意的影响弯曲强度的因素,如实际加工刀具圆角的控制,齿根过渡圆角表面质量,因表面脱碳造成的硬度降(图 32.1-8 曲线 3),以及齿根是否有磨削台阶等。

① 试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim} σ_{Hlim} 是指某种材料的齿轮经长期重复载荷作用(对大多数材料其应力循环数为 5×10^7)后,齿面不出现进展性点蚀时的极限应力。

图 32.1-20~图 32.1-24 是试验齿轮在标准的运转条件(详见 GB/T 3480)下得到的 σ_{Hlim} 值,可供选用。

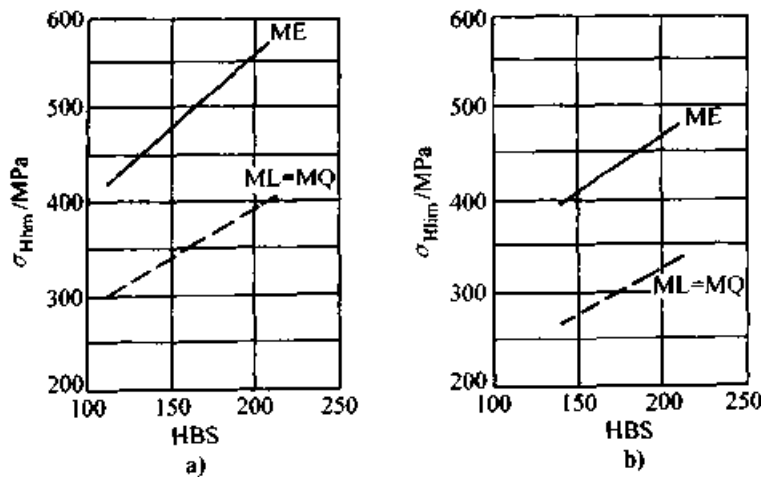


图 32.1-20 结构钢(正火)和铸钢的 σ_{Hlim}

a) 正火处理的结构钢 b) 铸钢

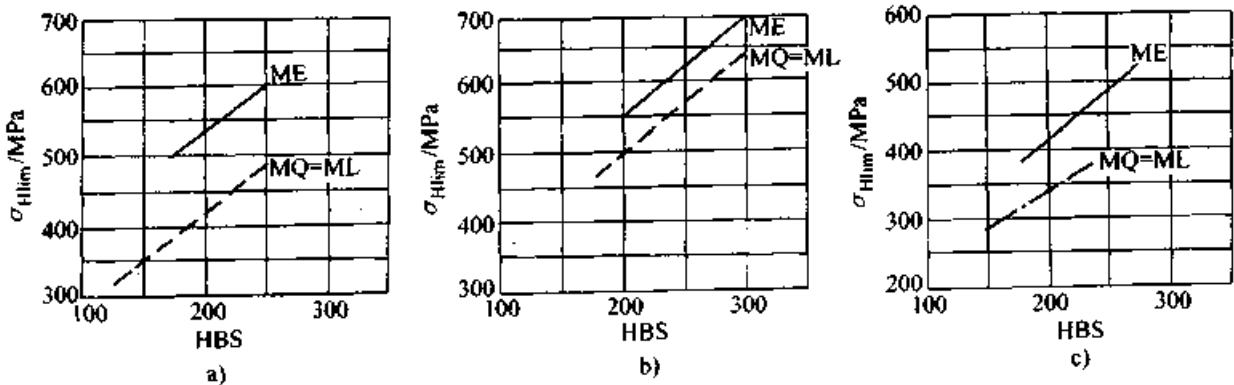


图 32.1-21 铸铁的 σ_{Hlim}

a) 球墨铸铁 b) 可锻铸铁 c) 灰铸铁

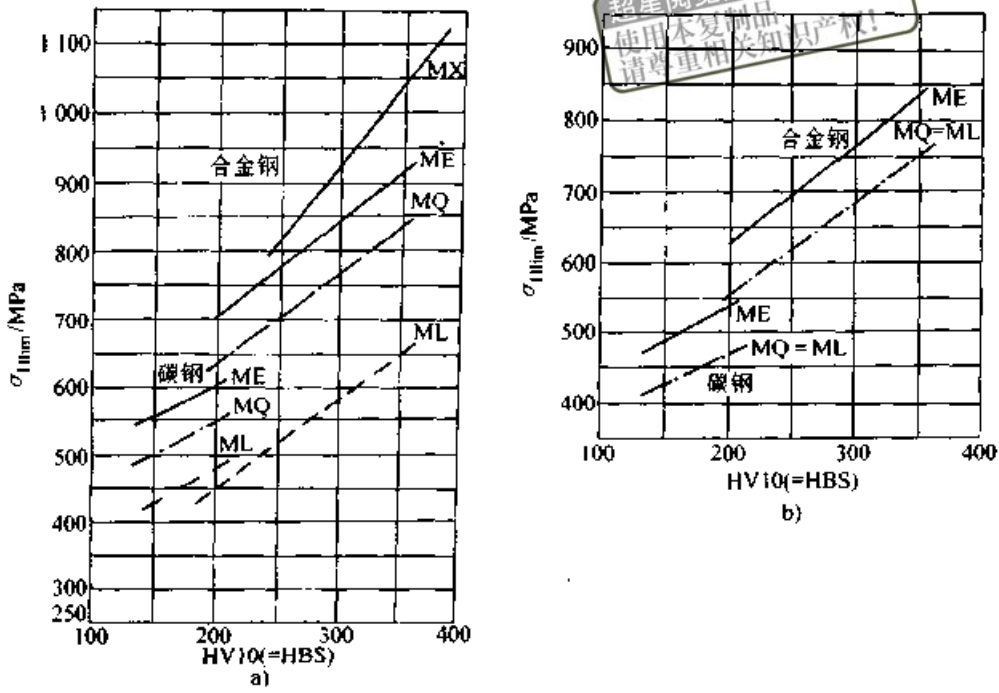


图 32.1-22 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢的 σ_{Hlim}

a) 调质钢 b) 铸钢

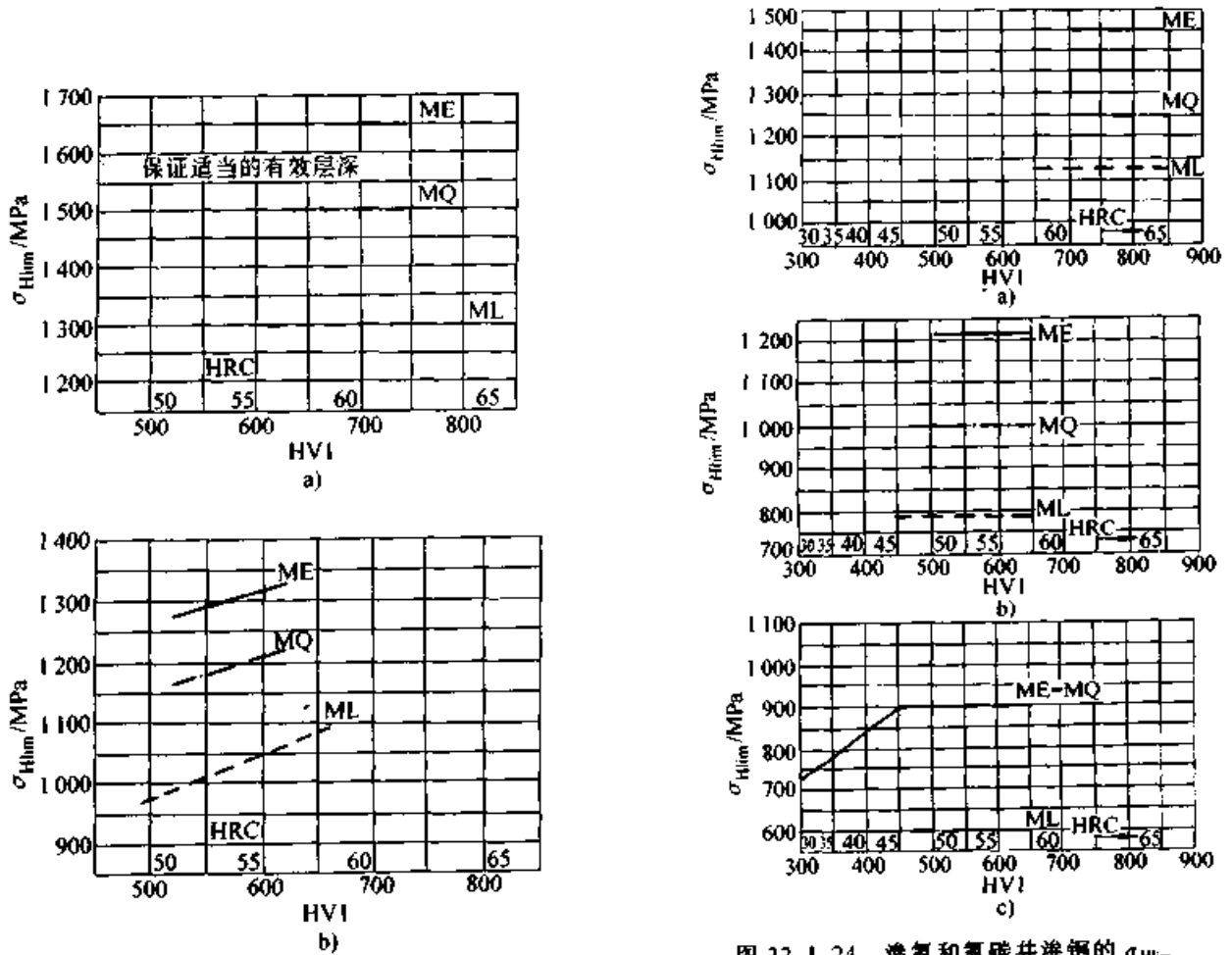


图 32.1-24 渗氮和氮碳共渗钢的 σ_{Hlim}

a) 调质——气体渗氮处理的渗氮钢
 b) 调质——气体渗氮处理的调质钢
 c) 调质或正火——氮碳共渗处理的调质钢

图 32.1-23 渗碳淬火钢和表面硬化钢的 σ_{Hlim}

a) 渗碳淬火钢 b) 火焰或感应淬火钢

② 试验齿轮的弯曲疲劳极限 σ_{Flim} σ_{Flim} 是指某种材料的齿轮经长期的重复载荷作用（对大多数材料其应力循环数为 3×10^6 ）后，齿根保持不破坏时的极限应力。

图 32.1-25~图 32.1-29 中提供的 σ_{Flim} 值是在标准运转条件（详见 GB/T 3480）下得到的，

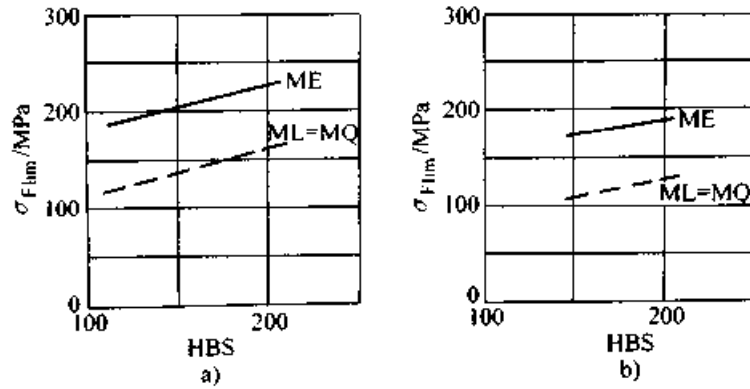


图 32.1-25 结构钢（正火）和铸钢的 σ_{Flim}

a) 正火处理的结构钢 b) 铸钢

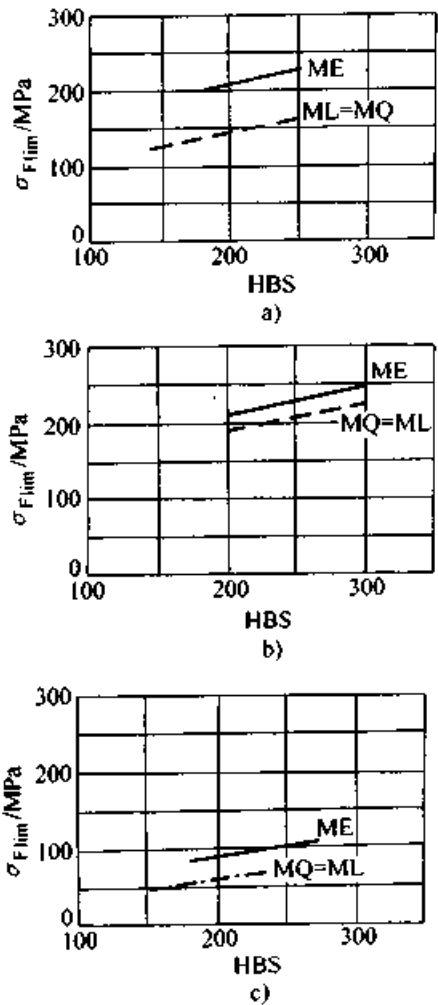


图 32.1-26 铸铁的 σ_{Flim}

a) 球墨铸铁 b) 可锻铸铁 c) 灰铸铁

可供选用。
 以上图中的 σ_{Flim} 值适用于轮齿单向弯曲的受载状况；对于受对称双向弯曲的齿轮（如中间轮、行星轮等），应将图中查得的值乘上系数 0.7；对于双向运转工作的齿轮，其 σ_{Flim} 值所乘系数可稍大于 0.7。

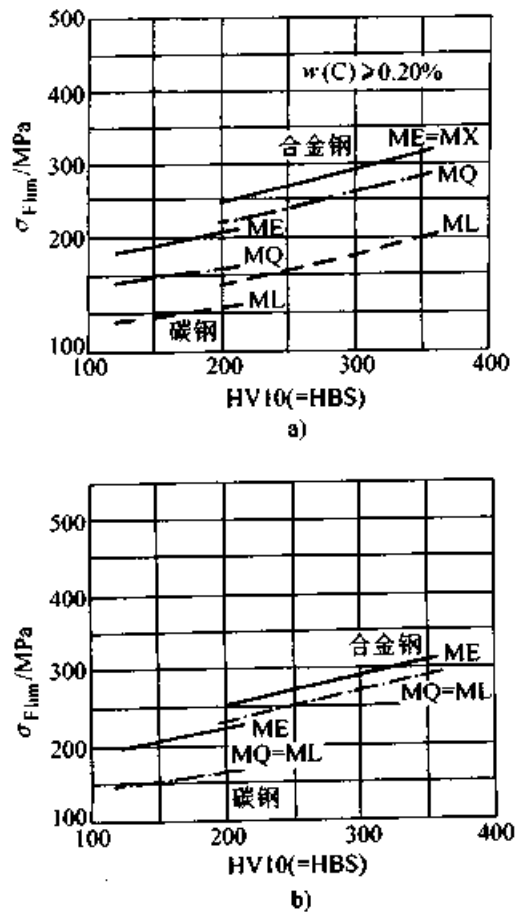
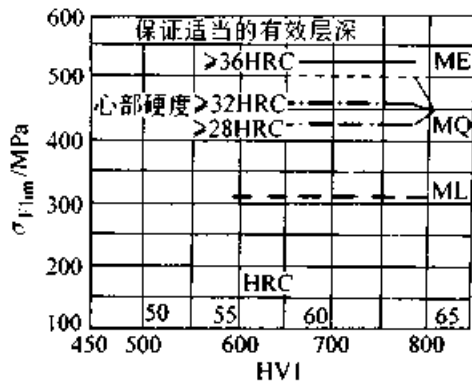
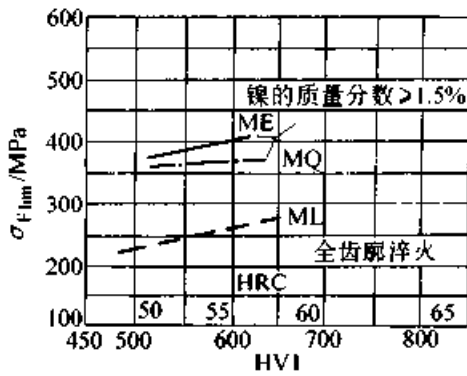


图 32.1-27 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢的 σ_{Flim}

a) 调质钢 b) 铸钢



a)

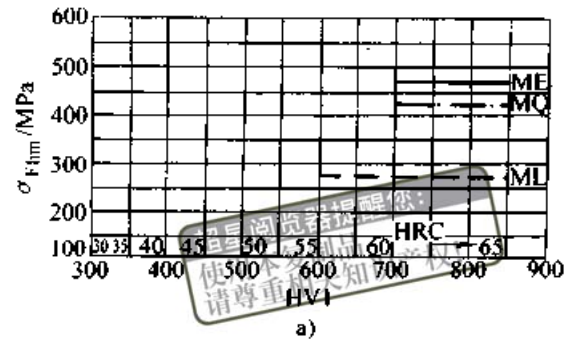


b)

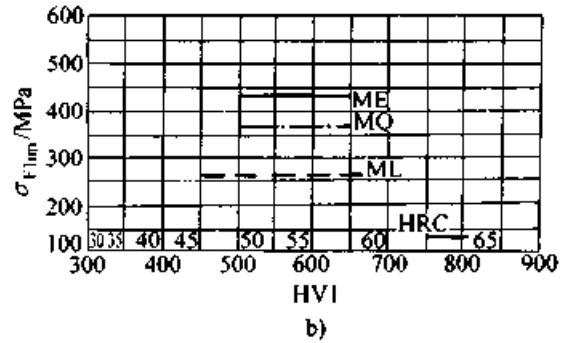
图 32.1-28 渗碳淬火钢和表面硬化钢的 σ_{Flim}

a) 渗碳淬火钢 b) 表面硬化钢

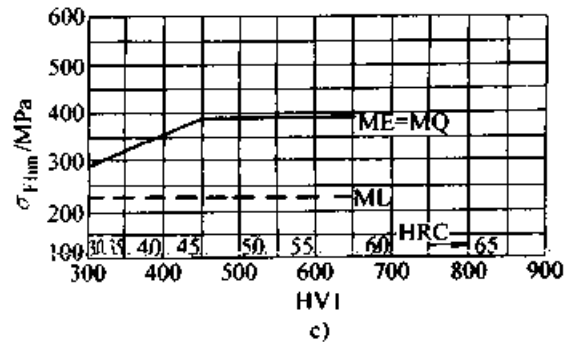
16) 寿命系数 Z_{NT} 、 Y_{NT} 寿命系数 Z_{NT} 和 Y_{NT} 分别考虑齿轮寿命小于或大于持久寿命条件循环次数 N_c (相应的极限应力为 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim}) 时 (见图 32.1-30 和图 32.1-31), 齿轮可承受的接触应力和弯曲应力作相应变化的系数。



a)



b)



c)

图 32.1-29 渗氮及碳氮共渗钢的 σ_{Flim}

a) 调质——气体渗氮处理的渗氮钢 (不含 Al)

b) 调质——气体渗氮处理的调质钢

c) 调质或正火——氮碳共渗处理的调质钢

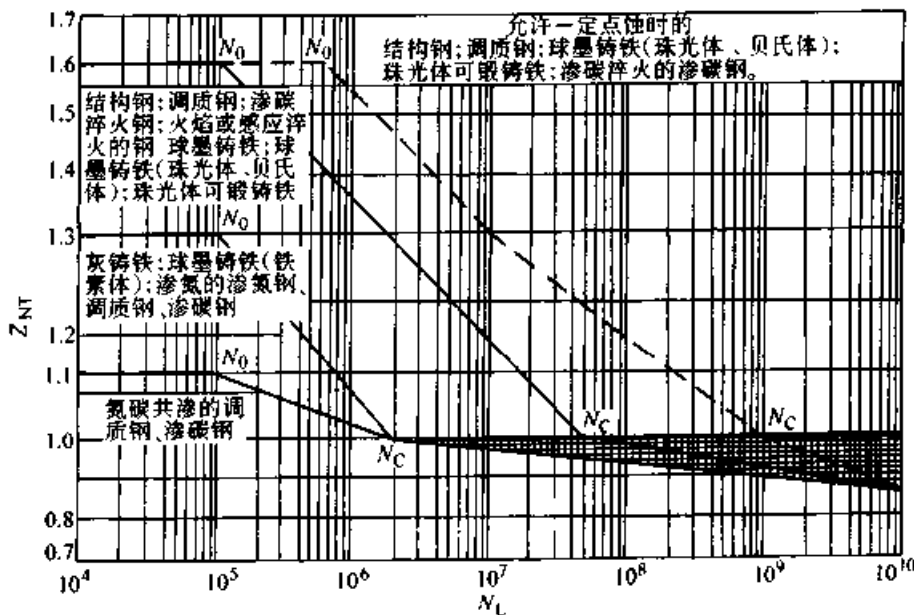


图 32.1-30 接触强度计算的使用寿命系数 Z_{NT}

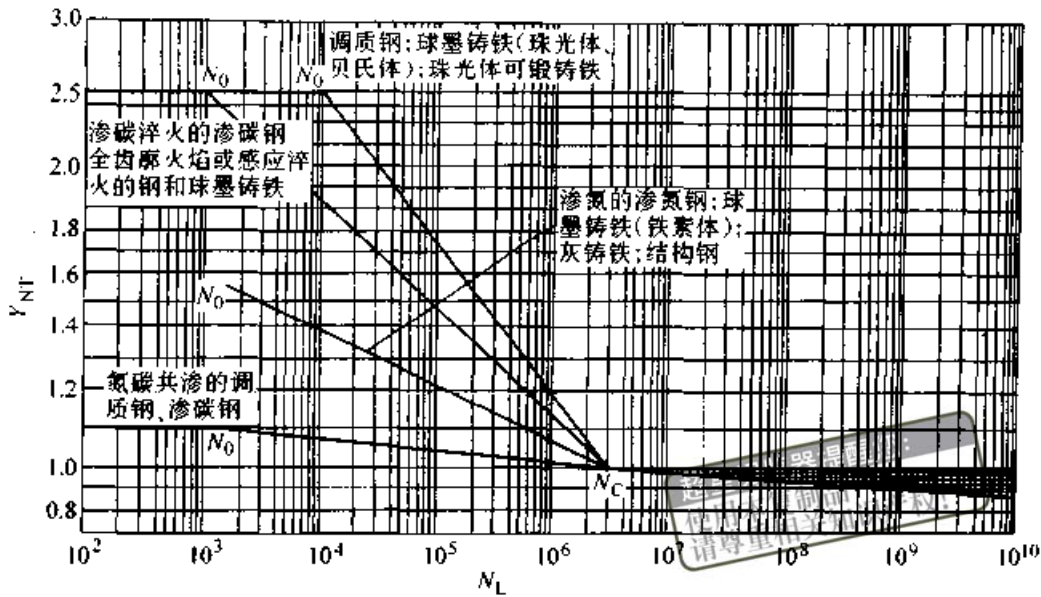


图 32.1-31 弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT}

① 接触强度计算的寿命系数 Z_{NT} Z_{NT} 可按齿轮的材料和寿命(齿面接触应力循环数) N_L , 从图 32.1-30 中查得。

载荷稳定时, 齿面接触应力循环数 $N_L = 60j_H nt$ 。

式中: j_H 是齿轮每转一周, 同一侧齿面的啮合次数; n 是齿轮转速 (r/min); t 是齿轮的设计寿命 (h)。

② 弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT} Y_{NT} 可按齿轮的材料和寿命(齿根弯曲应力循环次数) N_L , 从图 32.1-31 中查得。

载荷稳定时, 齿根弯曲应力循环数 $N_L = 60j_F nt$ 。

式中: j_F 是齿轮每转一周, 同一轮齿受啮合弯曲的次数; n 是齿轮转速 (r/min); t 是齿轮的设计寿命 (h)。

17) 润滑油膜影响系数 Z_{LVR} Z_{LVR} 系数用来考虑润滑油的黏度、相啮合齿面间的相对速度和齿面粗糙度对齿面承载能力的影响(通过油膜作用)。

在持久强度 ($N_L \geq N_C$) 和静强度 ($N_L \leq N_0$, N_0 见图 32.1-30) 计算时的 Z_{LVR} 值可从表 32.1-38 中查得。对于应力循环次数 N_L 小于持久寿命条件循环次数 N_C 的有限寿命计算, 其 Z_{LVR} 值可按持久强度 Z_{LVR} 值和静强度 Z_{LVR} 值, 利用寿命系数 Z_{NT} 曲线(图 32.1-30) 按线性插值确定。

表 32.1-38 润滑油膜影响系数 Z_{LVR} 值

计算类型	加工工艺及齿面粗糙度 R_z	Z_{LVR}
持久强度 ($N_L \geq N_C$)	$R_z > 4 \mu m$ 经展成法滚、插或刨削加工的齿轮副	0.85
	研、磨或剃齿的齿轮副 ($R_z > 4 \mu m$); 滚、插、研磨的齿轮与 $R_z \leq 4 \mu m$ 的磨或剃齿齿轮啮合	0.92
	$R_z < 4 \mu m$ 的磨削或剃的齿轮副	1.00
静强度 ($N_L \leq N_0$)	各种加工方法	1.00

18) 齿面工作硬化系数 Z_w 齿面工作硬化系数 Z_w 是用来考虑经光整加工的硬齿面小齿轮, 在运转过程中对调质钢大齿轮齿面产生冷作硬化, 从而使大齿轮的许用接触应力得以提高的系数。 Z_w 值可根据大齿轮齿面硬度 (130 ~ 470HBS) 从图 32.1-32 中查得。可以认为, Z_w 对疲劳强度和静强度具有相同的影响。

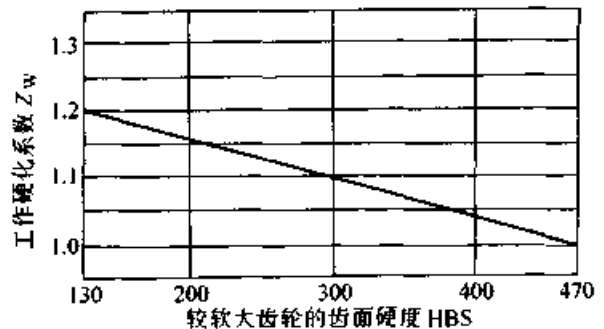


图 32.1-32 齿面工作硬化系数 Z_w

19) 尺寸系数 Z_x 、 Y_x 尺寸系数 Z_x 和 Y_x 是分别考虑尺寸增大使齿轮接触强度和弯曲强度有所降低 (尺寸效应) 的系数。

① 接触强度计算的尺寸系数 Z_x 、 Z_x 可根据材料和齿轮模数 m_n 从图 32.1-33 中查得。

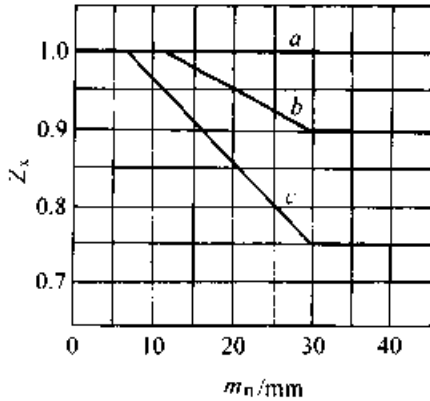


图 32.1-33 接触强度计算的尺寸系数 Z_x

- a—结构钢、调质钢、静强度计算时的所有材料
- b—短时间液体渗氮钢、气体渗氮钢
- c—渗碳淬火钢、感应或火焰淬火表面硬化钢

② 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_x 、 Y_x 可根据材料和模数 m_n 从图 32.1-34 中查得。

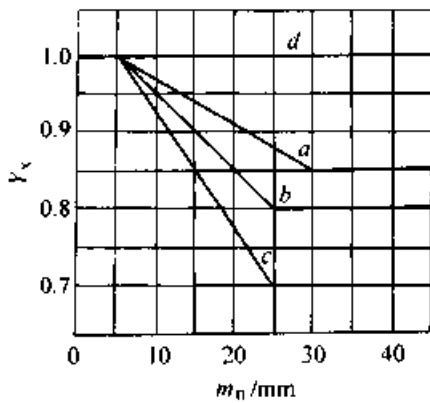


图 32.1-34 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_x

- a—结构钢、调质钢、球墨铸铁 (珠光体、贝氏体)、珠光体可锻铸铁
- b—渗碳淬火钢和全齿廓感应或火焰淬火钢, 渗氮或氮碳共渗钢
- c—灰铸铁, 球墨铸铁 (铁素体)
- d—静强度计算时的所有材料

20) 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta_{relT}}$ 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta_{relT}}$ 是考虑所计算齿轮的材料、几何尺寸等对齿根应力的敏感性与试验齿轮不同而引进的系数。 $Y_{\delta_{relT}}$ 定义为所计算齿轮的齿根圆角敏感系数与试验齿轮的齿根圆角敏感系数的

比值。对于一般的工业齿轮计算, $Y_{\delta_{relT}}$ 值可根据齿根圆角参数 q_s 从表 32.1-39 中查得。 q_s 取值见图 32.1-16 和图 32.1-17。如要更准确确定 $q_s < 1.5$ 时的 $Y_{\delta_{relT}}$, 可查阅 GB/T 3480。

表 32.1-39 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta_{relT}}$

齿根圆角参数	疲劳强度计算	静强度计算
$q_s \geq 1.5$	1	1
$q_s < 1.5$	0.95	0.7

21) 相对齿根表面状况系数 $Y_{R_{relT}}$ 齿根表面状况系数是考虑齿廓根部的表面状况 (主要是齿根圆角处的粗糙度) 对齿根弯曲强度的影响。

相对齿根表面状况系数 $Y_{R_{relT}}$ 定义为所计算齿轮的齿根表面状况系数与试验齿轮的齿根表面状况系数的比值。

持久寿命时的 $Y_{R_{relT}}$ 值可根据齿根表面的粗糙度 R_z (表面微观不平度 10 点高度) 和材料种类从图 32.1-35 中查得。静强度计算时, 取 $Y_{R_{relT}} = 1$ 。

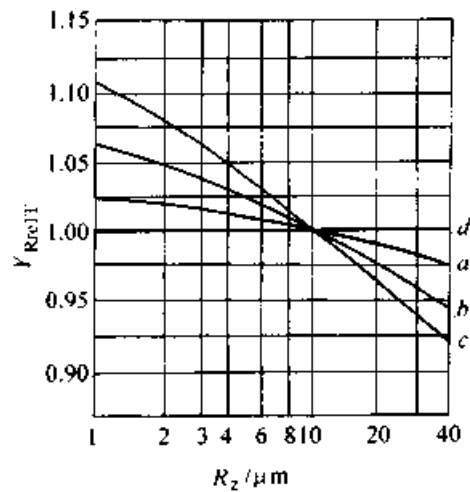


图 32.1-35 相对齿根表面状况系数 $Y_{R_{relT}}$

- a—灰铸铁、铁素体球墨铸铁、渗氮处理的渗氮钢、调质钢
- b—结构钢
- c—调质钢, 球墨铸铁 (珠光体、铁素体), 渗碳淬火钢, 全齿廓感应淬火或火焰淬火钢
- d—静强度计算时的所有材料

22) 强度计算的最小安全系数 S_{Hmin} 和 S_{Fmin} 齿轮接触疲劳强度和弯曲疲劳强度计算的最小安全系数 S_{Hlim} 和 S_{Flim} 值, 可根据不同使用场合对齿轮可靠度的要求来确定。表 32.1-40 的 S_{Fmin} 和 S_{Hmin} 值可供选用时参考。

表 32.1-40 最小安全系数 S_{Fmin} 、 S_{Hmin} 参考值

使用要求	失效概率	使用场合	S_{Fmin}	S_{Hmin}
高可靠度	1/10 000	特殊工作条件下要求可靠度很高的齿轮	2.00	1.50~1.60
较高可靠度	1/1 000	长期连续运转和较长的维修间隔；设计寿命虽不长，但可靠性要求较高，一旦失效可能造成严重的经济损失或安全事故	1.6	1.25~1.30
一般可靠度	1/100	通用齿轮和多数工业用齿轮，对设计寿命和可靠性有一定要求	1.25	1.00~1.10
低可靠度	1/10	齿轮设计寿命不长，易于更换的不重要齿轮；或者设计寿命虽不短，但对可靠度要求不高	1.00	0.85

注：1. 在经过使用验证或对材料强度、载荷工况及制造精度拥有较准确的数据时，可取表中 S_{Hmin} 的下限值。
 2. 一般齿轮传动不推荐采用低可靠度的安全系数值。
 3. 在采用可靠度的 S_{Hmin} ($=0.85$) 时，可能在点蚀前先出现齿面塑性变形。

3.6 在变动载荷下工作的齿轮强度计算

通常，齿轮传动都是在变动载荷下运转的。此变动载荷如果缺乏载荷图谱可用时，可以近似地用常规的方法，即用名义载荷乘以使用系数 K_A 来确定计算载荷（如前所述）。如果通过测定，已整理出齿轮的变动载荷图谱（如图 32.1-36 所示），则可利用 Palmgram-Miner 定则，来校核齿轮的疲劳强度。这时，可取 $K_A = 1$ 。

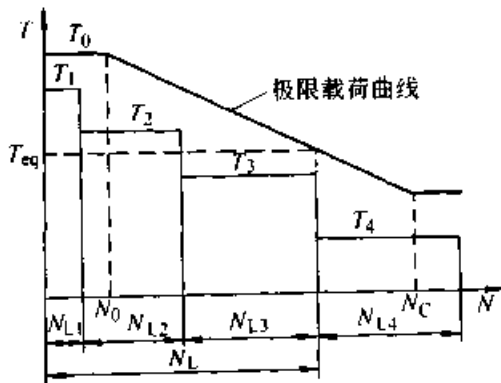


图 32.1-36 载荷谱与极限载荷曲线（对数坐标）

目前，有两种算法可供采用。

(1) 简单算法

这种算法是利用 Palmgram-Miner 定则计算出变动载荷（转矩）的当量转矩 T_{eq} ，以此 T_{eq} 代替名义转矩 T 来校核齿轮的疲劳强度。

设变动载荷图谱如图 32.1-36 所示。图中齿轮的转矩为 T_1, T_2, T_3, \dots ，其相应的应力循

环数为 $N_{L1}, N_{L2}, N_{L3}, \dots$ 。在计算中，其应力明显小于疲劳极限的转矩（如 T_4 ）可略去不计，则图 32.1-36 计算用的应力循环次数（齿轮寿命）为

$$N_L = N_{L1} + N_{L2} + N_{L3} \quad (32.1-17)$$

齿轮的当量载荷为

$$T_{eq} = \left(\frac{N_{L1} T_1^p + N_{L2} T_2^p + N_{L3} T_3^p}{N_L} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (32.1-18)$$

式中 p ——材料的试验指数，是指极限载荷曲线（图 32.1-36）从 N_0 到 N_C 之间直线（即有限寿命段）斜率的倒数。

常用齿轮材料的 p 值列于表 32.1-41 中。

在计算 T_{eq} 时，如果 $N_L < N_0$ ，则取 $N_L = N_0$ ；如果 $N_L > N_C$ 时，则取 $N_L = N_C$ 。

将式 (32.1-18) 计算得的 T_{eq} 替换 $K_A T_1$ 代入表 32.1-29 中的算式计算 σ_H 和 σ_F ，并用式 (32.1-17) 计算所得的 N_L 查寿命系数 Z_{NT} （图 32.1-30）和 Y_{NT} （图 32.1-31），即可进行强度校核。

(2) ISO/DTR 10495: 1995 的算法

这种算法同样从 Palmgram-Miner 定则出发，但不采用计算当量转矩的方法，而是将各级转矩 T_L 转换成相应的各级应力 σ_{HL} 和 σ_{FL} ，然后再计算齿轮强度安全系数 S 。显然这种算法结果要比简单算法准确，详见 GB/T 3480—1997。

表 32.1-41 材料试验指数 p

计算类别	材料及其热处理				
接触强度	结构钢; 调质钢; 球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 渗碳淬火的渗碳钢; 感应淬火或火焰淬火的钢、球墨铸铁	允许有一定点蚀时	6×10^5	3×10^6 ^①	6.77
		不允许出现点蚀	10^5	5×10^7	6.61
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体); 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢		10^5	2×10^6	5.71
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢		10^5	2×10^6	15.72
弯曲强度	球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 调质钢		10^4	3×10^6	6.23
		渗碳淬火的渗碳钢; 火焰淬火、全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁	10^3	3×10^6	8.74
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体); 结构钢; 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢		10^3	3×10^6	17.03
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢		10^3	3×10^6	84.00

① 按寿命系数曲线(图 32.1-30), N_0 应为 10^9 , 此处作了偏向安全的简化。

② 不考虑寿命系数小于 1 的 p 值。

3.7 轮齿静强度校核计算

当齿轮工作可能出现短时间、少次数(不大于表 32.1-41 中规定的 N_0 值)的超过额定工况的大载荷(如使用大起动转矩电机、在运行中出现异常的重载荷或有重复性的中等甚至严重冲击)时, 齿轮传动应进行静强度核算。

(1) 载荷的确定

应取载荷谱中或实测的最大载荷来确定计算切向力。当无上述数据可用时, 可取预期的最大

载荷 T_{max} (如起动转矩、堵转转矩、短路或其他最大过载转矩)为静强度计算载荷。

计算切向力按下式计算

$$F_{cal} = \frac{2000 T_{max}}{d} \quad (32.1-19)$$

式中 F_{cal} ——计算切向力(N);

d ——齿轮分度圆直径(mm);

T_{max} ——齿轮传递的最大转矩(N·m)。

(2) 静强度校核公式

齿轮静强度校核公式列于表 32.1-42。

表 32.1-42 齿轮静强度校核计算公式

项 目	齿面接触静强度	齿根弯曲静强度
强度条件	$\sigma_{Hct} \leq \sigma_{HPst}$ 或 $S_{Hct} \geq S_{Hminst}$	$\sigma_{Fct} \leq \sigma_{FPst}$ 或 $S_{Fct} \geq S_{Fminst}$
最大计算应力/ MPa	$\sigma_{Hct} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_{\beta\alpha} \sqrt{\frac{F_{cal}}{d_1 b} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right) K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	$\sigma_{Fct} = K_v K_{F\beta} K_{Fa} \frac{F_{cal}}{b m_n} Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta$
许用应力/ MPa	$\sigma_{HPst} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hminst}} Z_W$	$\sigma_{FPst} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fminst}} Y_{drelT}$
安全系数	$S_{Hct} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{\sigma_{Hct}} Z_W$	$S_{Fct} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{\sigma_{Fct}} Y_{drelT}$

注: 式中“+”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。

(3) 各参数和系数的确定

在表 32.1-42 中:

寿命系数 Z_{NT} 取不同材料齿轮接触强度计算的最大值 (相当于图 32.1-30 中的 1.1、1.3 和 1.6)。

寿命系数 Y_{NT} 取不同材料齿轮弯曲强度计算的最大值 (相当于图 32.1-31 中的 1.15、1.6 和 2.5)。

静强度计算的相对齿根圆角敏感系数 Y_{defl} , 可查表 32.1-39 确定。

齿轮接触和弯曲静强度计算的最小安全系数 $S_{H\text{minSt}}$ 、 $S_{F\text{minSt}}$ 可参考表 32.1-40 选用。

表 32.1-42 各算式中的其他参数和系数的确定方法与齿轮疲劳强度校核计算相同。

3.8 齿面胶合承载能力计算

我国 GB/T 6413—1986 (本节内容摘自该标准) 规定了渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算方法。此方法用来防止齿轮传动由于齿面载荷和滑动速度引起的高温导致润滑油膜破裂所造成的胶合 (热胶合)。

(1) 校核计算基本公式

齿面胶合承载能力校核计算的基本公式列于表 32.1-43。表中各代号的含义、单位和确定方法见表 32.1-44。

表 32.1-43 齿面胶合计算基本公式

项 目	校核计算基本公式
计算准则	$\theta_{int} \leq \frac{\theta_{S_{int}}}{S_{B_{min}}} \text{ 或 } S_B = \frac{\theta_{S_{int}}}{\theta_{int}} \geq S_{B_{min}}$
积分温度	$\theta_{int} = \theta_M + C_2 \theta_{fla_{int}}$
胶合温度	$\theta_{S_{int}} = \theta_{M1} + C_2 X_w \theta_{fla_{int1}}$

表 32.1-44 表 32.1-43 中各代号的含义、单位和所代表值的确定方法

代号	意 义	单 位	确 定 方 法
θ_{int}	积分温度	℃	式(32.1-20)
$\theta_{S_{int}}$	胶合温度	℃	式(32.1-24)
θ_M	本体温度	℃	式(32.1-21)
$\theta_{fla_{int}}$	积分平均温升	℃	式(32.1-22)

续表 32.1-44

代号	意 义	单 位	确 定 方 法
$\theta_{fla_{int}}$	试验齿轮积分平均温升	℃	图 32.1-39
S_B	计算安全系数		表 32.1-43
$S_{B_{min}}$	最小安全系数		表 32.1-45
C_2	加权系数		$C_2 = 1.5$
X_w	材料焊合系数		表 32.1-48

(2) 积分温度 θ_{int}

积分温度是指齿面本体温度与加权后的各啮合点瞬时温升的积分平均值之和作为计算齿面温度, 即积分温度。积分温度可用下式计算

$$\theta_{int} = \theta_M + C_2 \theta_{fla_{int}} \quad (32.1-20)$$

式中各代号意义和确定方法如下:

1) 本体温度 θ_M 本体温度是指即将进入啮合时的齿面温度。

$$\theta_M = (\theta_{oil} + C_1 \theta_{fla_{int}}) X_S \quad (32.1-21)$$

式中 θ_{oil} ——工作油温 (℃);

C_1 ——加权数, 根据试验结果, 取 $C_1 = 0.7$;

X_S ——润滑系数, 用来考虑润滑方式对传热的影响, 由试验得出:

油浴润滑 $X_S = 1.0$

喷油润滑 $X_S = 1.2$

$\theta_{fla_{int}}$ ——积分平均温升 (℃), 见式(32.1-22)。

2) 积分平均温升 $\theta_{fla_{int}}$ 积分平均温升 $\theta_{fla_{int}}$ 是指齿面各啮合点瞬时温升 θ_{fla} 沿啮合线的积分平均值。

$$\theta_{fla_{int}} = \theta_{fla E} X_e \quad (32.1-22)$$

式中 $\theta_{fla E}$ ——假定载荷全部作用在小齿轮齿顶 E 点时该点的瞬时温升 (℃)。

$$\theta_{fla E} = \mu_m X_M X_{BE} \frac{w_c^{0.75} v^{0.5}}{(a')^{0.25} X_Q X_{Ca}} \quad (32.1-23)$$

式中 v ——节圆圆周速度 (m/s);

a' ——名义中心距 (角变位齿轮中心距) (mm);

X_e ——重合度系数, 按式 (32.1-37) 至式 (32.1-39) 确定;

μ_m ——平均摩擦系数, 按式 (32.1-26) 确定;

X_M ——热闪系数 ($K \cdot N^{-0.75} \cdot s^{0.5} \cdot m^{-0.5}$, mm), 按式 (32.1-29) 确定;

X_{BE} ——小齿轮齿顶 E 点几何系数, 按式 (32.1-32) 确定;

w_1 ——单位齿宽载荷 (N/mm), 按式 (32.1-25) 确定;

X_{G} ——啮合冲击系数, 按表 32.1-46 确定;

X_{Ca} ——齿顶修缘系数, 查图 32.1-38 确定。

3) 加权数 C_2 C_2 是考虑积分平均温升 $\theta_{la, int}$ 和本体温度 θ_M 对胶合损伤的影响程度不同而引入的系数, 由试验而得 $C_2 = 1.5$ 。

(3) 胶合温度 $\theta_{S, int}$

胶合温度 $\theta_{S, int}$ 是指齿面出现胶合失效时的极限积分温度。通常经过试验得到, 也可按下式计算

$$\theta_{S, int} = \theta_{MT} + C_2 X_w \theta_{la, intT} \quad (32.1-24)$$

式中 C_2 ——加权数, $C_2 = 1.5$;

X_w ——材料焊合系数, 查表 32.1-48 确定;

θ_{MT} 、 $\theta_{la, intT}$ ——试验齿轮的本体温度和积分平均温升 ($^{\circ}C$), 按图 32.1-39 确定。

(4) 最小安全系数 $S_{B, min}$

最小安全系数 $S_{B, min}$ 可查表 32.1-45 确定。

表 32.1-45 胶合承载能力最小安全系数 $S_{B, min}$

计算依据或使用要求	$S_{B, min}$	备注
依据尖峰载荷计算时 (如剪床、冲床)	1.5	
依据名义载荷计算时 (如工业汽轮机)	1.5~1.8	有实测载荷谱为依据精确确定 K_A 时, 可取为 1.5
高可靠度要求 (如飞机、汽轮机)	2~2.5	有实测载荷谱为依据精确确定 K_A 时, 可取为 1.8

(5) 单位齿宽载荷 w_1

单位齿宽载荷 w_1 (N/mm) 按下式计算

$$w_1 = K_A K_{B\beta} K_{B\alpha} K_{B\gamma} \frac{F_t}{b} \quad (32.1-25)$$

式中 b ——工作齿宽 (mm);

F_t ——名义切向力 (N), 用表 32.1-23 中

的公式计算而得;

K_A ——使用系数, 按表 32.1-31 选用;

$K_{B\beta}$ ——胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数, 可取 $K_{B\beta} = K_{H\beta}$, 由表 32.1-34 和表 32.1-35 确定;

$K_{B\alpha}$ ——胶合承载能力计算的齿向载荷分配系数, 可取 $K_{B\alpha} = K_{H\alpha}$, 由表 32.1-36 确定;

$K_{B\gamma}$ ——螺旋线系数, 由图 32.1-37 确定。

(6) 螺旋线系数 $K_{B\gamma}$

$K_{B\gamma}$ 是考虑到当总重合度 ϵ_γ 增大时发生胶合的趋向增大而引入的修正系数, 可根据试验数据所绘制的图 32.1-37 查用。

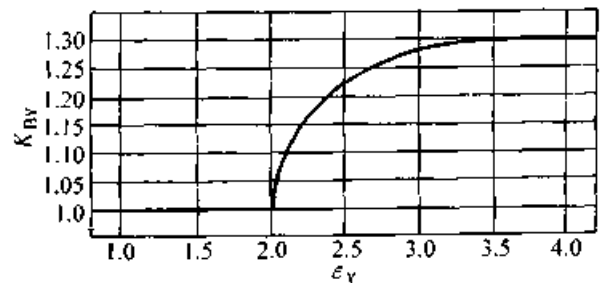


图 32.1-37 螺旋线系数 $K_{B\gamma}$

(7) 平均摩擦系数 μ_m

μ_m 是指齿廓各啮合点处的摩擦系数的平均值。

$$\mu_m = 0.12 \left(\frac{w_1 R_a}{\eta_M v_\Sigma \rho_{red}} \right)^{0.25} \quad (32.1-26)$$

式中 w_1 ——单位齿宽载荷 (N), 按式 (32.1-25) 计算而得;

R_a ——沿齿廓方向的齿面轮廓算术平均偏差 (μm), 可取两轮的平均值;

$$R_a = 0.5(R_{a1} + R_{a2})$$

η_M ——润滑油在本体温度下的动力黏度 (mPa·s), 可近似取为工作油温下的动力黏度;

v_Σ ——两轮在啮合点处沿齿廓切线方向速度之和 (m/s), 在节点处取值为

$$v_\Sigma = 2v \sin \alpha'_c \quad (32.1-27)$$

v ——节圆圆周速度 (m/s);

α'_c ——端面啮合角 ($^{\circ}$);

ρ_{red} ——两齿廓在啮合点处的综合曲率半径 (mm), 在节点处取值为

$$\rho_{\text{red}} = \frac{u}{(u \pm 1)^2} a' \frac{\sin \alpha'_1}{\cos \beta_b} \quad (32.1-28)$$

u —— 齿数比, $u = z_2/z_1 \geq 1$, 上式中“+”号用于外啮合, “-”号用于内啮合;

β_b —— 基圆螺旋角 ($^\circ$);

a' —— 名义中心距 (mm)。

(8) 热闪系数 X_M

热闪系数 X_M 是考虑材料特性 (弹性模量 E 、泊松比 ν 、热接触系数 B_M) 和两轮在啮合点处沿齿廓切线方向速度 $v_{\rho 1}$ 、 $v_{\rho 2}$ 的影响的系数。

当大、小齿轮的弹性模量、泊松比、热接触系数相同时, 可用以下简化公式计算。

$$X_M = \frac{E^{0.25}}{(1-\nu^2)^{0.25} B_M} \quad (32.1-29)$$

式中, 热接触系数 B_M 为

$$B_M = \sqrt{\lambda_M c \rho} \quad (32.1-30)$$

对马氏体钢, 导热系数 $\lambda_M = 41 \sim 52 \text{ N}/(\text{K} \cdot \text{s})$, 比热容 $c \approx 4.87 \times 10^2 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 密度 $\rho \approx 7.8 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$, 其热接触系数平均值为

$$B_M = 13.6 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{0.5} \cdot \text{K}) \quad (32.1-31)$$

对于常用的钢制齿轮副, $E = 206 \times 10^3 \text{ N}/\text{mm}^2$, $\nu = 0.3$, $B_M = 13.6 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{0.5} \cdot \text{K})$, 其热闪系数可取为

$$X_M = 50 \text{ K} \cdot \text{N}^{-0.75} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-0.5} \cdot \text{mm}$$

当大、小齿轮的 E 、 ν 和 B_M 不不同时, 热闪系数的计算式见 GB/T 6413—1986。

(9) 小齿轮齿顶几何系数 X_{BE}

几何系数 X_{BE} 是考虑小齿轮齿顶 E 点处的几何参数对赫兹应力和滑动速度影响的系数。

$$X_{BE} = 0.5 \sqrt{u \pm 1} \frac{\sqrt{1 + \Gamma_E} - \sqrt{1 \mp \Gamma_E/u}}{[(1 + \Gamma_E)(u \mp F_E)]^{0.25}} \quad (32.1-32)$$

式中, 上排符号用于外啮合, 下排符号用于内啮合;

u —— 齿数比;

Γ_E —— 小齿轮齿顶 E 点的量纲为一的参数,

$$\Gamma_E = \frac{\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1}}{\tan \alpha'_1} - 1 \quad (32.1-33)$$

d_{a1} —— 小齿轮顶圆直径 (mm);

d_{b1} —— 小齿轮基圆直径 (mm);

α'_1 —— 端面啮合角 ($^\circ$)。

(10) 啮入冲击系数 X_Q

啮入冲击系数 X_Q 是考虑滑动速度较大的从动轮齿顶啮入冲击载荷的影响的系数。

首先利用式 (32.1-34)、式 (32.1-35) 求得小齿轮齿顶重合度 ϵ_1 和大齿轮齿顶重合度 ϵ_2 , 然后再从表 32.1-46 中查得 X_Q 值。

$$\epsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} \left[\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1} - \tan \alpha'_1 \right] \quad (32.1-34)$$

$$\epsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} \left[\sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1} - \tan \alpha'_1 \right] \quad (32.1-35)$$

表 32.1-46 啮合冲击系数 X_Q

驱动方式	齿顶重合度 ϵ	X_Q
小齿轮驱动大齿轮	$\epsilon_2 \geq 1.5\epsilon_1$	0.6
	$\epsilon_2 < 1.5\epsilon_1$	1
大齿轮驱动小齿轮	$\epsilon_1 < 1.5\epsilon_2$	1
	$\epsilon_1 \geq \epsilon_2$	0.6

(11) 齿顶修缘系数 X_{Ca}

齿轮齿顶修缘 (或修根) 对胶合的影响用齿顶修缘系数 X_{Ca} 来考虑。 X_{Ca} 值可根据齿顶重合度 ϵ_1 和 ϵ_2 中的较大者和计算用齿顶修缘量 C_a , 从图 32.1-38 中查取。

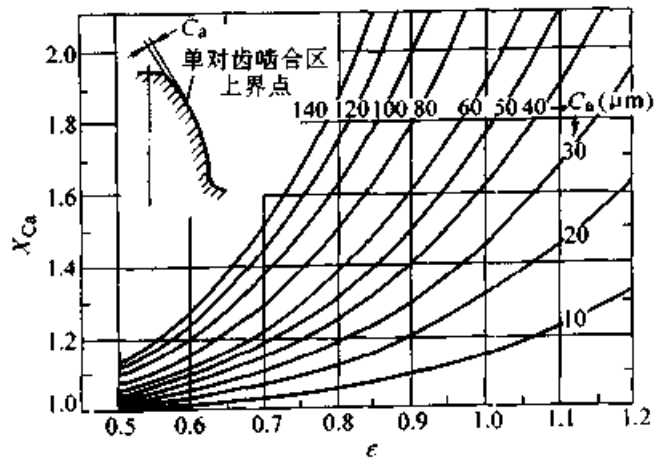


图 32.1-38 齿顶修缘系数 X_{Ca}

计算用修缘量 C_a 由表 32.1-47 查取。

表 32.1-47 计算用齿顶修缘量 C_s

驱动方式	齿顶重合度 ϵ	条 件	C_s
小轮驱动大轮	$\epsilon_1 > 1.5\epsilon_2$	$C_{a1} \leq C_{eff}$	C_{a1}
		$C_{a1} > C_{eff}$	C_{eff}
	$\epsilon_1 \leq 1.5\epsilon_2$	$C_{a2} \leq C_{eff}$	C_{a2}
		$C_{a2} > C_{eff}$	C_{eff}
大轮驱动小轮	$\epsilon_2 \leq 1.5\epsilon_1$	$C_{a1} \leq C_{eff}$	C_{a1}
		$C_{a1} > C_{eff}$	C_{eff}
	$\epsilon_2 > 1.5\epsilon_1$	$C_{a2} \leq C_{eff}$	C_{a2}
		$C_{a2} > C_{eff}$	C_{eff}

表 32.1-47 中各代号的含义如下:

ϵ_1 、 ϵ_2 ——小齿轮、大齿轮的齿顶重合度, 由式 (32.1-34) 和式 (32.1-35) 确定;

C_{a1} 、 C_{a2} ——小齿轮、大齿轮的实际齿顶修缘量 (法向值) (μm), 当相啮合的轮齿有修根时, 应取修缘量与修根量之和;

C_{eff} ——有效修缘量 (μm), 指恰好能补偿轮齿弹性变形所需的修缘量, 可按下式估算

$$C_{eff} = \frac{K_A F_t / b}{\epsilon_a c_y} \quad (32.1-36)$$

式中 F_t ——名义切向力 (N), 用表 32.1-23 中的公式计算而得;

K_A ——使用系数, 见表 32.1-31;

b ——工作齿宽 (mm);

ϵ_a ——端面重合度;

c_y ——啮合刚度 ($\frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$), 直齿轮用单对齿刚度 c' 代替 c_y 。

单对齿刚度 c' 是指一对轮齿的最大刚度, 大致等于单齿啮合状态下一对轮齿的刚度。斜齿轮的 c' 是指一对轮齿在法截面内的最大刚度。啮合刚度 c_y 是指端面内轮齿总刚度的平均值。较准确确定 c' 和 c_y 的“一般方法”可参看 GB/T 3480。

对于钢制刚性盘状齿轮, 当 $\beta \leq 30^\circ$, $1.2 < \epsilon_a < 1.9$, 且 $K_A F_t / b \geq 100 \text{ N/mm}$ 时, 可取:

单对齿刚度 $c' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$;

啮合刚度 $c_y = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 。

(12) 重合度系数 X_ϵ

重合度系数 X_ϵ 是将假定载荷全部作用于小齿轮齿顶时的局部瞬时温升 $\theta_{fla, E}$ 折算成沿啮合线的积分平均温升 $\theta_{fla, m}$ 的系数。

X_ϵ 按式 (32.1-37) 或式 (32.1-38)、式 (32.1-39) 计算确定。

当齿顶重合度 ϵ_1 和 ϵ_2 均小于 1 时 (节点在单对齿啮合区):

$$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_a \epsilon_1} [0.7(\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) - 0.22\epsilon_a + 0.52 - 0.6\epsilon_1 \epsilon_2] \quad (32.1-37)$$

当小齿轮齿顶重合度 $\epsilon_1 \geq 1$ 时 (节点在双对齿啮合区):

$$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_a \epsilon_1} (0.18\epsilon_1^2 + 0.7\epsilon_2^2 + 0.82\epsilon_1 - 0.52\epsilon_2 - 0.3\epsilon_1 \epsilon_2) \quad (32.1-38)$$

当大齿轮齿顶重合度 $\epsilon_2 \geq 1$ 时 (节点在双对齿啮合区):

$$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_a \epsilon_1} (0.18\epsilon_2^2 + 0.7\epsilon_1^2 + 0.82\epsilon_2 - 0.52\epsilon_1 - 0.3\epsilon_1 \epsilon_2) \quad (32.1-39)$$

上述计算式是在假定载荷及温度沿啮合线呈线性分布等前提下建立的, 这是一种近似处理。

(13) 材料焊合系数 X_w

材料焊合系数 X_w 是考虑设计齿轮与试验齿轮的材料及表面处理不同而引入的修正系数; 它是一个相对比值, 由不同材料及表面处理的试验齿轮与标准试验齿轮进行对比试验得出。其值可从表 32.1-48 中查取。

表 32.1-48 材料焊合系数 X_w

材 料 及 表 面 处 理	X_w	
奥氏体钢 (不锈钢)	0.45	
渗碳淬硬钢	残余奥氏体含量高于正常值	0.85
	残余奥氏体含量正常 (约 20% 左右)	1.00
	残余奥氏体含量低于正常值	1.15
表面渗氮钢	1.50	
表面磷化钢	1.25	
表面镀钢	1.50	
其他情况 (如调质钢)	1.00	

(14) 试验齿轮的本体温度 θ_{MT} 和积分平均温升 θ_{intT}

试验齿轮的本体温度 θ_{MT} 和积分平均温升 θ_{intT} 是根据齿轮试验的数据, 用式 (32.1-21) 和式 (32.1-22) 计算得出的。

当油品的承载能力是按照 SY 2619—84 《润滑剂承载能力测定法》的 FZG (A/8.3/90) 试验得出时, 则 θ_{MT} 和 θ_{intT} 与载荷的关系曲线如图 32.1-39 所示。此时, θ_{MT} 和 θ_{intT} 的值可根据设计齿轮所选用润滑油的黏度 ν_{40} 和 FZG 胶合载荷级从图 32.1-39 中查取。图中横坐标 T_{IT} 为 FZG 胶合载荷级相应的试验齿轮小轮转矩 (N·m)。

润滑油的 FZG 胶合载荷级作为油品的性能指标, 由油品的生产厂家提供。

常用油品的 FZG 胶合载荷级见表 32.1-49。

3.9 开式齿轮强度计算的特点

开式齿轮一般都应用于运转速度较低, 工作条件较恶劣的场合, 其润滑条件和封盖条件都较差, 轮齿之间根本不能形成完整的油膜, 磨粒磨损也不可避免。因此, 开式齿轮的主要损伤形式

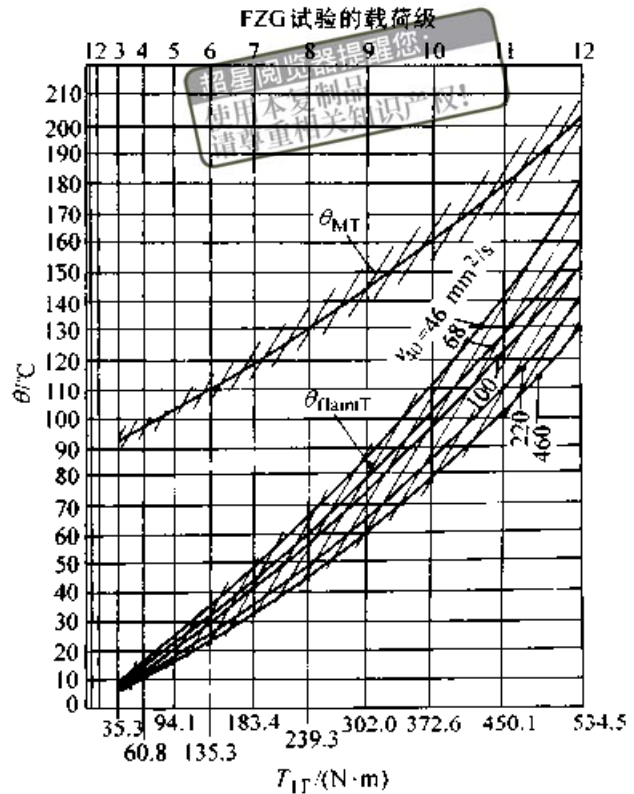


图 32.1-39 FZG (A/8.3/90) 试验齿轮的本体温度 θ_{MT} 和积分平均温升 θ_{intT}

表 32.1-49 常用油品的 FZG 胶合载荷级

油 类		机械油 液压油	汽轮机油	工业用 齿轮油	轧钢机油	汽缸油	柴油机油	航空用 齿轮油	准双曲面 齿 轮 油
FZG 胶合载荷级	矿物油	2~4	3~5	5~7	6~8	6~8	6~8	5~8	
	加极压抗 磨添加剂 矿物油	5~8	6~9	中极压 >9 全极压 >11					>12
	高性能 合成油	9~11	10~12	>12				8~11	

注: 油品的胶合载荷级随原油产地、生产厂家的不同而有所不同, 应以油品生产厂家提供的指标为准; 重要场合应经专门试验确定。

是磨损, 而最终失效形式是轮齿齿厚减薄导致轮齿折断。

按理说, 开式齿轮应计算磨损寿命来确定其承载能力; 但是由于影响磨损寿命的因素错综复杂, 研究也不够深入, 因此至今尚无公认的磨损寿命计算方法。目前采用的是一种经验的方法, 即计算轮齿磨损后的弯曲强度来保证开式齿轮的承载能力。这是一种比较粗糙的条件性计算。计算时, 可根据齿厚允许磨损量的指标 (决定于各

行业的设备维修规范和经验), 由表 32.1-50 查得磨损系数 K_m , 再将此 K_m 值乘在表 32.1-29 中的计算弯曲应力 σ_F 中, 即可进行强度校核计算。对于一般性的设计计算, 可利用式 (32.1-3), 将系数 K_m 乘在 σ_{FP} 上来计算所需的模数 m 。

在某些行业标准中规定了齿轮磨损量的失效判据。例如, 在 JB/T 5664—1991 《重载齿轮失效判据》中, 规定轮齿齿根两侧磨损量之和 Δs (mm) 与齿轮模数 m_n (mm) 的百分比值 M

($= \Delta s / m_n$) 达到或超过表 32.1-51 所列指标, 则该齿轮应被判为失效。类似的数据可作为确定磨损系数 K_m 的参考。

表 32.1-50 磨损系数 K_m

允许磨损的齿厚占原齿厚的百分数/%	K_m
10	1.25
15	1.40
20	1.60
25	1.80
30	2.00

由于开式齿轮的磨损速度较大, 润滑油楔的作用也不明显, 因此不易产生点蚀。在一般情况下, 开式齿轮传动只计算轮齿弯曲强度即可; 对某些低速重载的开式齿轮, 除计算轮齿弯曲强度外, 也可进行齿面接触强度计算, 其目的是限制接触应力 σ_H , 以减缓磨损速度。由于 σ_H 与磨损速度之间的关系还研究得不充分, 因此这种计算只能是经验性的。通常在选用齿面疲劳极限应力 σ_{Hlim} 时, 应提高 5%~10%。

此外, 在开式齿轮传动参数选择方面尚需注意以下几点:

表 32.1-51 重载齿轮磨损失效判据 (%)

重载齿轮分类	$M (= \Delta s / m_n)$	
	$v < 10 \text{ m/s}$	$v = 10 \sim 20 \text{ m/s}$
齿轮失效仅引起单台设备停产, 如开式齿轮传动, 矿山破碎机齿轮等	40	30
齿轮失效引起机组、生产线或全厂停产, 设备损坏, 如球磨、烧结、冶金、化工、轻工机械齿轮等	30	20
齿轮失效引起设备人身事故, 如超市设备、载人电梯等	15	10

1) 开式齿轮的齿数比 u , 允许选用较大值, 有时可达 8~12。

2) 可选用较少的齿数、较大的模数 (一般取 $m \approx 0.02a$), 以增大齿厚, 提高轮齿的弯曲强度; 并使大小齿轮的齿数 z_2 与 z_1 互为质数, 以提高轮齿的耐磨损能力。

3) 由于开式齿轮传动制造和安装精度都较低, 因此为了减小沿齿向的载荷分布不均匀, 其齿宽系数不能太大, 通常取 $\phi_d = 0.3 \sim 0.5$, 或 $\phi_b = 0.1 \sim 0.3$ 。

3.10 高速齿轮传动设计的特点

高速齿轮传动广泛应用在各工业部门的透平机组、压缩机组、高速线材精轧机组、制氧机组、风机和泵类等机组中, 但什么是高速齿轮传动, 目前还没有统一的定义。通常可将齿轮节圆圆周速度 $v > 40 \text{ m/s}$ (有的为 $v \geq 25 \text{ m/s}$, $n \geq 3600 \text{ r/min}$) 的称为高速齿轮传动。

由于高速齿轮传动圆周速度高 (一般 $v = 70 \sim 120 \text{ m/s}$), 转速高 (一般 $n = 5000 \sim 20000 \text{ r/min}$), 功率大 (一般是数千 kW), 并要求长期持续运转, 因此要求齿轮传动具有高的可靠度、

运转平稳、噪声振动小。为了满足这些基本的要求, 在齿轮传动的设计上要采取一系列措施, 主要有以下几方面。

(1) 采用高精度齿轮

只有采用高精度齿轮才能保证高速齿轮传动运转平稳、噪声振动小。推荐的齿轮精度等级见表 32.1-52。

表 32.1-52 推荐的高速齿轮精度等级

齿轮节圆圆周速度/ (m/s)	齿轮精度等级 (GB/T 10095—1988)
≤ 50	6
50~110	5
110~150	4~5
> 150	高于 4 级

(2) 选用优质高强度合金钢和严格的热处理工艺

齿轮的材料和热处理质量对高速齿轮的承载能力和寿命至关重要。在 JB/T 5078—1991《高速齿轮材料选择及热处理质量控制的一般规定》中提出选择高速齿轮材料时应综合考虑以下各点:

1) 材料的化学成分、力学性能及机械加工性能。

2) 应根据高速齿轮的工作条件、热处理工艺(调质或表面硬化处理)确定所用钢号。

3) 对承受重载荷并有冲击的高速齿轮,应选用镍、铬、钼钢或镍钼钢。

4) 高速齿轮应采用保证淬透性的结构钢。

5) 高速齿轮的材料应具有较高的纯度及尺寸稳定性。

6) 材料的经济合理性。

表 32.1-53 所列是高速齿轮大小齿轮材料配对和热处理实例。

表 32.1-53 高速齿轮材料配对和热处理实例

小 齿 轮		大 齿 轮	
材料牌号	热处理	材料牌号	热处理
25Cr2MoV	调质	35CrMo	调质
34CrNi3Mo	调质	25Cr2MoV	调质
30Cr2Ni2WV	调质	34CrNi3Mo	调质
25Cr2MoV	渗氮	35CrMo	调质
20CrMnMo	渗碳淬火	34CrNi3Mo	调质
20CrMnMo	渗碳淬火	20CrMnMo	渗碳淬火
30Cr2Ni2WV	渗氮	30Cr2Ni2WV	渗氮
30Cr2Ni2WV	渗氮	34CrNi3Mo	调质

制造高速齿轮的原材料必须经过退火或正火处理,使组织均匀、力学性能符合要求,同时改善加工性能。

(3) 合理选用齿轮参数

1) 压力角 α_n 。在高速齿轮传动中,过去常采用 14.5° 、 15° 和 16° 的压力角,目的是使重合度增大,对改善传动平稳性有利;但小压力角会降低轮齿的弯曲强度。因此,目前大多采用 20° 的标准压力角。对于某些硬齿面齿轮,可取 $\alpha_n = 22.5^\circ \sim 25^\circ$,以提高轮齿的弯曲强度。

2) 模数与齿数 从原则上说,高速齿轮在轮齿抗弯强度满足的条件下,应尽量选用较小的模数、较多的齿数,以增加齿轮传动运转的平稳性,降低噪声,减小滑动率,提高齿轮的抗胶合能力。表 32.1-54 所列是高速齿轮传动推荐的模数和齿数范围。

表 32.1-54 高速齿轮传动推荐的模数和齿数范围

传递功率/kW	模数/mm	推荐齿数
<3 000	2~6	一般 $z_1 \geq 28$, 透平齿轮 $z_1 > 30$ 。应尽量使 z_1 和 z_2 互为质数
3 000~6 000	5~7	
6 000~10 000	6~10	

3) 齿宽系数 ϕ_d 在高速齿轮传动中,通常都取较大的齿宽系数 $\phi_d (= b/d_1)$,以减小齿轮直径,降低圆周速度。对于轴承对称布置的高速齿轮传动, ϕ_d 的推荐值见表 32.1-55。过大的 ϕ_d 值会导致载荷沿齿向分布不均匀。

表 32.1-55 高速齿轮传动 ϕ_d 的推荐值

齿面条件	单斜齿 $\phi_d = b/d_1$	人字齿 $\phi_d = B/d_1$
软齿面	1.5~1.8	2.0~2.4
硬齿面	1.3~1.4	1.6~1.9

注:1.表中齿宽 B 为包括退刀槽在内的全齿宽。

2.对于软硬齿面组合的齿轮传动,其 ϕ_d 可取软齿面 ϕ_d 的下限值。

4) 重合度 ϵ_α 、 ϵ_β 和螺旋角 β 高速齿轮传动通常要求端面重合度 $\epsilon_\alpha \geq 1.3$;而纵向重合度 ϵ_β 与螺旋角 β 有直接的关系。增大 β 角会使 ϵ_β 增加,对传动平稳性有利,但轴向力也增大,对轴承不利(单斜齿)。同时,过大的 β 角,使齿面滑动增大,提高齿面温升;在齿轮加工中也会存在一些困难(如机床刚性不足等)。在设计高速齿轮时,以下数据可供参考:

对单斜齿,当要求 $\epsilon_\beta \geq 2.2$ 时,取 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$;

对人字齿,当要求半齿宽的 $\epsilon_\beta \geq 3.3$ 时,取 $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ 。

5) 变位系数 x_n 在高速齿轮传动中采用变位齿轮的目的与普通齿轮传动一样,也是为了提高齿轮的承载能力(齿面疲劳、齿根弯曲、齿面胶合等)和改善齿轮的传动质量(振动、噪声等)。因此,高速齿轮传动变位系数 x_n 的选择原则和方法基本上与普通齿轮相同,详见本章第 5 节。

(4) 采用齿廓和齿向修形

高速齿轮传动的啮合频率高达 $50 \sim 10\,000$ Hz,轴系和箱体中存在复杂的弹性变形,传动件还存

在热变形,因此只有采用轮齿的齿廓修形和齿向修形才能使运转平稳,使沿齿向载荷分布均匀,改善传动的质量。高速齿轮的修形是一种专门的技术,可参阅资料[12]。

(5) 进行较可靠的齿轮承载能力计算

高速齿轮传动往往是机组的关键组成部分,因此要求进行较可靠的承载能力计算,以保证齿轮传动的强度和寿命。高速齿轮的齿面接触强度和齿根弯曲强度推荐用 GB/T 3480 中的“一般方法”,或者用 JB/T 8830—1999《高速渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》进行计算。计算时,通常把原机的最大功率作为齿轮传动的名义功率。使用系数 K_A 值可参考 GB/T 8542《透平齿轮传动装置技术条件》的附录选取。可取最小安全系数 $S_{Hmin} = 1.3$, $S_{Fmin} = 1.6$ 。在某些情况下,还要验算齿轮的静强度。高速齿轮的抗胶合能力可用 GB/T 6413《渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算方法》(见本章第 3.8 节)进行计算。

1998 年,ISO 发布了 ISO 9084:1998《直齿轮和斜齿轮承载能力计算——高速齿轮和类似要求的齿轮传动装置的使用标准》。此国际标准来源于 ISO 6336 第 1、2、3、5 部分,针对高速齿轮的具体情况,在某些方面作了简化。目前,国内正在讨论等同采用 ISO 9084:1998 国际标准的可行性。直接采用 ISO 9084:1998 来计算高速齿轮的承载能力是一种最好的选择。

(6) 应有良好的动力学特性

高速齿轮传动装置如果没有良好的动力学特性,其后果将十分严重。因此,在设计高速齿轮箱时,通常都要进行转子的横向临界转速分析,以避免工作转速频率与轴的横向自由振动固有频率相重合——共振。此外,所有回转件和联轴器组装到轴上后,都要作动平衡试验。

高速齿轮箱的振动,可按测振幅、速度或加速度中的任一种方法,在靠近各个轴承的任一平面内测量;也可在箱体上测量。其测量方法可按 GB/T 8543—1987,振动量的极限值可参考 GB/T 8542—1987 确定。

高速齿轮箱的噪声,用声功率级评定时按 GB/T 6404,用声压级评定时按 GB/T 8542—1987。

(7) 轴承设计特点

高速齿轮箱中的径向滑动轴承圆周速度较高,一般 $v = 40 \sim 60$ m/s,最高可达 90 m/s 以上。由径向力产生的轴承平均比压 $p_m = 1.0 \sim 2.5$ MPa,最大可达 4 MPa 以上且载荷随工况条件而变化。因此,象征滑动轴承发热的 $p_m v$ 值就相当高,可达 $100 \sim 200$ MPa·m/s,非常容易引起轴承温升过高而失效。保证滑动轴承能正常运转是高速齿轮箱设计中的关键之一,因此滑动轴承的设计要非常谨慎。目前国外的某些高速齿轮箱,采用高精度的滚动轴承代替一般的滑动轴承,使设计和加工趋于简化,但这方面尚需积累经验。

高速齿轮箱中的止推轴承,主要承受斜齿轮产生的轴向力和某些外部轴向力(如发电机磁场对中力、齿式联轴器的轴向力等),并起轴向定位作用。止推轴承通常采用两种形式:斜一平面止推轴承和可倾瓦止推轴承。设计时一般取止推轴承的许用平均比压 $p_m = 1.5 \sim 3.5$ MPa。对于斜一平面止推轴承应取下限值。如果齿轮运转时产生的轴向力对止推轴承是偏载的,这种情况受力条件较差,可取许用平均比压 $p_m = 0.5 \sim 1.0$ MPa。对于可倾瓦止推轴承,如果瓦块有平衡支承的结构,使瓦块受载均匀,则可取 p_m 上限值,一般取中间值。

4 齿轮内在质量检验的一般规定

齿轮承载能力计算中用到的齿面接触疲劳极限 σ_{Hlim} 和齿根弯曲疲劳极限 σ_{Flim} (或 σ_{FE}) 与材料的品质和热处理质量(可统称为齿轮的内在质量)有极大的关系,因此在确定 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 值时要考虑齿轮内在质量的等级:ML、MQ、ME 和 MX。根据 GB/T 8539—2000 (等效采用 ISO 6336.5:1996) 规定:

ML 表示对齿轮加工过程中材料质量及热处理工艺的一般要求。

MQ 表示对有经验的制造者在一般成本下可以达到要求的等级。

ME 表示必须具有高水平的制造过程可控能力才能达到的等级。

MX 表示对淬透性及金相组织有特殊考虑的调质合金钢的质量要求。

详见本章 3.5.2 节 15)。

这四个等级的区分是由一系列质量控制技术

指标来实现的。齿轮设计者都应该十分了解这方面的规定，在选用 σ_{Flim} 和 σ_{Fhm} 时就应该决定齿轮内在质量的等级，并且最好在齿轮零件工作图的技术条件中予以注明。这样做可以使齿轮制造者明确齿轮的质量要求，从而在制造过程中采取相

应的技术措施，以保证实现齿轮内在质量的等级。

在 GB/T 8539—2000《齿轮材料及热处理质量的一般规定》中，规定了不同等级齿轮材料及热处理质量检验的要求。限于篇幅，本节仅摘录其中常用的部分内容，见表 32.1-56～表 32.1-59。

表 32.1-56 非表面硬化调质钢（铸件）（图 32.1-22b、图 32.1-27b）热处理质量检验

序号	项 目	ML, MQ	
1	化学成分	不检验	100%跟踪原始铸件，提交检验报告
2	晶粒度	不规定	5级或更细晶粒，提交检验报告
3	热处理后的力学性能	HB	检验 σ_s ($\sigma_{0.2}$)、 σ_b 、 δ_5 、 ψ 、HB，100%跟踪原始铸件，提交检验报告。也可按供需双方协议进行
4	无损检测		
4.1	超声波检验（粗车状态）	不规定	推荐检查轮齿及齿根部位，对于大直径工件，在切齿前检查缺陷 [按 GB/T 7233，合格标准：I 区（外圆至齿根以下 25 mm 处）为 1 级，II 区（轮缘其余部位）为 2 级]
4.2	表面裂纹检测（最终加工状态）	不允许存在裂纹。100%经磁粉或着色渗透探伤检查，对于大批量产品可抽查	
5	焊补	可按规定工艺进行	轮齿部位不允许。其他部位只允许在热处理前的粗车后状态进行，切齿后不能焊补

注：当铸钢件质量达到锻钢件（锻打或轧制）质量标准时，对与锻钢小齿轮配对的铸钢齿轮，也可采用锻钢的许用应力值计算其承载能力，但这种情况须经试验数据或应用实例验证。

表 32.1-57 非表面硬化调质钢（锻件或轧件）（图 32.1-22a、图 32.1-27a）热处理质量检验

序号	项 目	ML	MQ	ME	MX					
1	化学成分 ^①	不检验	100%跟踪原始铸件，提供检验报告							
2	材料纯度 ^② (按 GB/T 10561 检验)	不规定	钢材在钢包中脱氧及精炼，并应经过真空脱气。浇铸过程应有防氧化措施，除非用户要求，否则禁止故意加钙，氧的最大体积分数 $25 \times 10^{-4}\%$ ，按 GB/T 10561 方法 B 检验 II 区纯度，检验面积近 200 mm ² ，下表为夹杂物当量尺寸允许值。提交检验报告							
			A		B		C		D	
			弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态
			MQ	3.0 3.0	2.5 1.5	2.5 1.5	2.0 1.5	1.5 1.0	1.5 1.0	1.5 1.0
			ME	3.0 2.0	2.5 1.5	1.0 1.0	1.5 1.5	1.5 1.0	1.5 1.0	1.5 1.0
			MX	3.0 2.0	2.5 1.5	1.0 1.0	1.5 1.5	1.5 1.0	1.5 1.0	1.5 1.0
3	晶粒度	不规定	5级或更细晶粒，提交检验报告							

续表 32.1-57

序号	项 目	ML	MQ	ME	MX
4	锻造比 ^③	不规定	至少3倍		
5	热处理后力学性能	HB值		对于锻件或直径250 mm以上棒材, 同炉号切割试样检验 σ 、($\sigma_{0.2}$)、 σ_b 、 δ_5 及 ψ 指标, 试样连同工件一同热处理, 全部工件检验表面硬度HB, 也可按供需双方协议进行。提交检验报告	同ME, 材料淬透性及热处理工艺应足以保证齿根部位规定深度的最低硬度
6	显微组织	不规定	最低回火温度480℃, 齿根硬度应满足图样要求	轮缘部位显微组织应以回火马氏体为主 ^④	
7	无损检测				
7.1	超声波检测 (粗车状态)	不规定	锻后检测并提交报告, 对于大直径工件, 建议在切齿前检查缺陷(按ASTM A388灵敏度为3.2 mm平底孔进行探伤, 探伤时由外圆至中径360°扫描, 在保证同等质量前提下允许采用供需双方协议的检测方法。)		
7.2	表面裂纹检测 (最终加工状态)	不允许存在锻造或淬火裂纹	不允许存在锻造及淬火裂纹, 磨削齿轮应检查表面裂纹, 检查方法由供需双方协商		
8	焊补	可按规定工艺进行	轮齿部位不允许, 其他部位只允许在热处理前的粗车状态进行, 切齿后不能焊补		

注: 当铸钢件质量达到锻钢件(锻打或轧制)质量标准时, 对与锻钢小齿轮配对的铸钢齿轮, 也可采用锻钢的许用应力值计算其承载能力, 但这种情况须经试验数据和应用实例验证。

锻钢纯度及锻造比标准不能用于铸件, 夹杂物含量与形状应控制为球状硫化锰夹杂物(I型)为主, 不允许存在晶界硫化锰夹杂物(II型)。

①对于0℃以下冷态环境下服役的齿轮:

考虑低温夏比(冲击)性能的要求;

考虑断口形貌转化或无延伸温度性能的要求;

考虑采用高镍合金钢;

考虑将碳的质量分数降至0.4%以下;

考虑用加热元件提高润滑剂温度。

②材料纯度检验只针对切齿部位, 位于最终齿顶圆下两倍齿高以上的深度。对于外齿轮, 齿坯的这段区域通常不超过半径的25%。

③只针对由铸锭制成的锻件, 对于连铸材料, 最小锻造比为7/1。

④在齿轮截面上, 至1.2倍齿高深处的显微组织以回火马氏体为主, 允许混有少量先析铁素体、上贝氏体及细小珠光体, 不允许存在未溶块状铁素体。对于控制截面 ≤ 250 mm的齿轮, 非马氏体相变产物不可超过10%, 控制截面 > 250 mm的齿轮, 不可超过20%。

表 32.1-58 表面硬化钢，经火焰或感应淬火（锻造、轧件或铸造）
（图 32.1-23b、图 32.1-28b）热处理质量检验

序号	项 目	ML	MQ	ME																								
1	化学成分	同表 32.1-57（调质钢 1~6 项） 对于普碳钢和锰钢的纯度要求为 <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2">A</td> <td colspan="2">B</td> <td colspan="2">C</td> <td colspan="2">D</td> </tr> <tr> <td>弥散态</td> <td>聚集态</td> <td>弥散态</td> <td>聚集态</td> <td>弥散态</td> <td>聚集态</td> <td>弥散态</td> <td>聚集态</td> </tr> <tr> <td>3.0</td> <td>3.0</td> <td>2.5</td> <td>1.5</td> <td>2.5</td> <td>1.5</td> <td>2.0</td> <td>1.5</td> </tr> </table>			A		B		C		D		弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	3.0	3.0	2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5
A					B		C		D																			
弥散态	聚集态				弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态																		
3.0	3.0				2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5																		
2	调质后力学性能																											
3	纯 度																											
4	晶粒度																											
5	超声波探伤																											
6	锻造比																											
7	预备热处理	淬火及回火态组织																										
8	表面硬度	48~56HRC	50~56HRC																									
9	有效硬化层深度 ^① （按 GB/T 5617 检验）	硬化层深度是指从表面到相当于表面硬度规定值 80% 的硬度处的垂直距离																										
10	表层组织	不规定	抽查，以细针马氏体为主	严格抽查，细针马氏体																								
11	无损检测																											
11.1	表面裂纹（磁粉或着色渗透探伤） ^②	不允许 抽查首批工件		不允许 全部检查																								
11.2	齿部磁粉探伤 ^②	不规定		模数/mm 缺陷最大尺寸/mm																								
				≤2.5	1.6																							
				>2.5~8	2.4																							
				>8	3.0																							
12	过热（尤其是齿顶）	禁止	严格禁止																									

超星浏览器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！

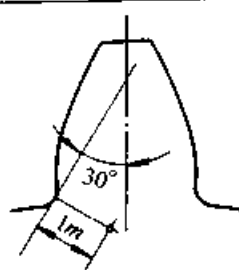
注：本表适用于套圈式火焰淬火、套圈式或逐齿感应淬火工艺，齿根部位经过硬化。

①为了得到稳定的硬化效果，硬度分布、硬化层深、设备参数及工艺方法应该建档，并定时检查，另外用一个与工件形状及材料相同的代表性试样来修正工艺。设备及工艺参数应足以保证硬化效果的良好复现性，硬化层应布满全齿宽和齿廓，包括双侧齿面、双侧齿根和齿根拐角。

②最终加工后的齿轮轮齿区域内，任何质量级别的材料都不允许存在裂纹、爆裂、折皱。限制：25 mm 齿宽内不超过 1 个，一侧齿面内不超过 5 个，在工作齿高中线以下不允许存在。对于超标缺陷，在不影响齿轮完整性并征得用户同意情况下可以去除。

表 32.1-59 表面硬化钢——经渗碳（碳氮共渗）（锻打或轧制）

（图 32.1-23a、图 32.1-28a）热处理质量检验

序号	项 目	ML	MQ	ME																																				
1	化学成分	不检验	100%跟踪原始坯锭，提交检验报告																																					
2	淬透性（按 GB/T 225 检验）	不检验	对同一批坯锭取样检验，提交检验报告																																					
3	纯度及冶炼	不规定	<p>钢材在钢包中脱氧及精炼处理，并经真空脱气，浇铸过程应有防氧化措施，除非用户要求，否则禁止故意加钙。氧的最大体积分数为 $25 \times 10^{-4}\%$，按 GB/T 10561 方法 B 检验 II 区纯度，检验面积近 200 mm^2。下表为夹杂物当量尺寸允许值</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th></th> <th colspan="2">A</th> <th colspan="2">B</th> <th colspan="2">C</th> <th colspan="2">D</th> </tr> <tr> <th></th> <th>弥散态</th> <th>聚集态</th> <th>弥散态</th> <th>聚集态</th> <th>弥散态</th> <th>聚集态</th> <th>弥散态</th> <th>聚集态</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>MQ</td> <td>3.0</td> <td>3.0</td> <td>2.5</td> <td>1.5</td> <td>2.5</td> <td>1.5</td> <td>2.0</td> <td>1.5</td> </tr> <tr> <td>ME</td> <td>3.0</td> <td>2.0</td> <td>2.5</td> <td>1.5</td> <td>1.0</td> <td>1.0</td> <td>1.5</td> <td>1.0</td> </tr> </tbody> </table>			A		B		C		D			弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	MQ	3.0	3.0	2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5	ME	3.0	2.0	2.5	1.5	1.0	1.0	1.5	1.0
	A		B		C		D																																	
	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态	弥散态	聚集态																																
MQ	3.0	3.0	2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5																																
ME	3.0	2.0	2.5	1.5	1.0	1.0	1.5	1.0																																
4	锻造比 ^①	不规定	至少 3 倍																																					
5	晶粒度	不规定	5 级或更细晶粒，提交检验报告																																					
6	粗车状态超声波探伤	不规定	推荐。对于大直径工件在切齿前检查缺陷	要求。五件以上产品可抽查																																				
			方法同表 32.1-57（调质钢 7.1 项）																																					
7	表面硬度																																							
7.1	工件代表性表面硬度 ^②	最低 55HRC 或 73HR30N，抽查	58~64HRC 或 75.7~81.1HR30N，抽查	58~64HRC 或 75.7~81.1HR30N，同炉热处理件数 ≤ 5 时全部检查，否则抽查																																				
7.2	模数 ≥ 12 mm 时齿宽中线齿根区域的表面硬度	不规定	满足图样要求，抽查代表性试样	满足图样要求，全部检查或检验代表性试样																																				
8	心部硬度	21HRC 以上	25HRC 以上	35HRC 以上																																				
		<p>推荐测量位置：齿宽中部齿根 30°切线的法向上，深度为 5 倍硬化层深，但不小于 1 倍模数。可按技术条件要求，或采用供需双方协议的检查方法进行检测</p>																																						
																																								
9	有效硬化层深度（按 GB/T 9450 检查）	<p>用代表性试样检查或类似齿轮的同模数齿块试样的齿宽中部位于齿顶圆以下的齿顶高上检查，本指标关系到齿面接触强度。在考虑齿轮模数和最大应力状态的情况下确定。有效硬化层深度是指表面到 550HV 或 52HRC 硬度处的垂直距离。在规定最小硬化层深度时，应注意到对于弯曲强度和表面承载能力的最佳值不一样。另外，不能超过最大硬化层深度，否则齿顶脆性增加</p>																																						

续表 32.1-59

序号	项 目	ML	MQ	ME																								
10	至表面硬度降	不规定	对于工件或代表性试样, 硬度降低不超过 2HRC。当精加工状态硬度 650HV 以上时, 硬度降低限制在 40HV 以下	硬度降低不能超过 30HV 提醒您: 使用本资料时 请尊重相关知识产权!																								
11	各种显微组织检查均可在代表性试样上进行。这种检查对 MQ 任意, 对 ME 必须检查 (对 ML 不要求)																											
11.1	表面含碳量限制	不规定	共析碳的质量分数 +0.2% ~ -0.10%, 建议代表性试样中以细针马氏体为主, 贝氏体质量分数小于 10%																									
11.2	表面含氮量 (碳氮共渗)	不检查	按技术条件要求, 一般含氮量不超过 0.3%																									
11.3	碳化物	允许有半连续状碳化物网	允许有断续的碳化物, 对于代表性试样, 所有碳化物长度不超过 0.02 mm	允许弥散状碳化物, 可检验代表性试样																								
可按各行业标准执行																												
11.4	残余奥氏体 (对代表性试样金相法检查)	不规定	25% 以下	25% 以下且细小弥散																								
11.5	表面非马氏体 (IGO)	不规定	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>渗层深度 e/mm</th> <th>IGO/μm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$e < 0.75$</td> <td>17</td> </tr> <tr> <td>$0.75 < e < 1.50$</td> <td>25</td> </tr> <tr> <td>$1.50 < e < 2.25$</td> <td>38</td> </tr> <tr> <td>$2.25 < e < 3.00$</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>$e > 3.00$</td> <td>60</td> </tr> </tbody> </table>	渗层深度 e /mm	IGO/ μ m	$e < 0.75$	17	$0.75 < e < 1.50$	25	$1.50 < e < 2.25$	38	$2.25 < e < 3.00$	50	$e > 3.00$	60	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>渗层深度 e/mm</th> <th>IGO/μm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$e < 0.75$</td> <td>12</td> </tr> <tr> <td>$0.75 < e < 1.50$</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>$1.50 < e < 2.25$</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>$2.25 < e < 3.00$</td> <td>25</td> </tr> <tr> <td>$e > 3.00$</td> <td>30</td> </tr> </tbody> </table>	渗层深度 e /mm	IGO/ μ m	$e < 0.75$	12	$0.75 < e < 1.50$	20	$1.50 < e < 2.25$	20	$2.25 < e < 3.00$	25	$e > 3.00$	30
渗层深度 e /mm	IGO/ μ m																											
$e < 0.75$	17																											
$0.75 < e < 1.50$	25																											
$1.50 < e < 2.25$	38																											
$2.25 < e < 3.00$	50																											
$e > 3.00$	60																											
渗层深度 e /mm	IGO/ μ m																											
$e < 0.75$	12																											
$0.75 < e < 1.50$	20																											
$1.50 < e < 2.25$	20																											
$2.25 < e < 3.00$	25																											
$e > 3.00$	30																											
若超差, 可与用户协调采用控制喷丸进行补救																												
12	无损检测																											
12.1	表面裂纹 (在不影响齿轮完整性并经用户同意可去除表面缺陷 ^①)	不允许有裂纹。用磁粉或着色渗透探伤法抽查	不允许有裂纹。磁粉探伤抽查率应达到 50%	不允许有裂纹。100% 磁粉探伤, 批量 ≥ 5 件可抽查。抽查率高于 MQ																								
12.2	齿部磁粉探伤 ^②	不规定	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>模数/mm</th> <th>缺陷最大尺寸/mm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>≤ 2.5</td> <td>1.6</td> </tr> <tr> <td>$> 2.5 \sim 8$</td> <td>2.4</td> </tr> <tr> <td>> 8</td> <td>3.0</td> </tr> </tbody> </table>	模数/mm	缺陷最大尺寸/mm	≤ 2.5	1.6	$> 2.5 \sim 8$	2.4	> 8	3.0	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>模数/mm</th> <th>缺陷最大尺寸/mm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>≤ 2.5</td> <td>0.8</td> </tr> <tr> <td>$> 2.5 \sim 8$</td> <td>1.6</td> </tr> <tr> <td>> 8</td> <td>2.4</td> </tr> </tbody> </table>	模数/mm	缺陷最大尺寸/mm	≤ 2.5	0.8	$> 2.5 \sim 8$	1.6	> 8	2.4								
模数/mm	缺陷最大尺寸/mm																											
≤ 2.5	1.6																											
$> 2.5 \sim 8$	2.4																											
> 8	3.0																											
模数/mm	缺陷最大尺寸/mm																											
≤ 2.5	0.8																											
$> 2.5 \sim 8$	1.6																											
> 8	2.4																											
13	心部显微组织 (位置同第 8 项)	不规定	按行业有关标准执行	不允许有块状游离铁素体																								

①见表 32.1-57 表注。

②由于尺寸和工艺的差别, 齿根硬度可能略低于齿面硬度, 允许值可由供需双方协商。

③在最终加工后的齿轮轮齿区域内, 任何质量级别的材料都不允许有裂纹、爆裂、折皱。限制: 25 mm 齿宽内不超过 1 个, 一侧齿面内不超过 5 个。在工作齿高中线以下不允许存在, 对于超标缺陷, 在不影响齿轮完整性并征得用户同意情况下可以去除。

5 圆柱齿轮的结构设计

齿轮的结构与齿轮的尺寸、毛坯、材料、加工方法、热处理工艺、使用要求、数量、以及可供使用的加工和热处理设备有关。因此在设计齿轮的具体结构时,要综合考虑以上诸因素,使齿轮的结

构既满足使用性能要求,又具有良好的经济性。

5.1 齿轮轮坯结构形式的选择

齿轮轮坯的结构形式主要决定于齿轮的尺寸、加工方法和轮坯的数量,表 32.1-60 可供选择齿轮轮坯结构形式时的参考。

表 32.1-60 齿轮轮坯结构的选择

d_s/mm	b/mm	轮坯结构形式	加工	件数
< 500	< 150	齿台轮轴、单辐板齿轮	模锻	成批(如车辆齿轮)
< 700	< 150	齿台轮轴、实心轮、单辐板齿轮	由锻成的圆料车削	单件、小批
700~1 200	> 150 $\leq 25m$	单辐板、实心轮	自由锻	单件、小批
> 700	> 80	单辐板或多辐板 ^①	焊接	单件、小批
允许的任何尺寸		单辐板或多辐板	铸造 ^③	至少 3 件,小批
> 700	> 150	过盈压装齿圈 ^④		单件
> 1 000	> 150	螺栓联接齿轮 ^⑤		单件

- ① 当不考虑采用焊接和自由锻时。
- ② 斜齿轮 ($\beta < 10^\circ$) 齿宽 b 可达 600 mm。
- ③ 由于铸件的缺陷而补做轮坯的可能性大,易增大加工费用和拖延交货时间。
- ④ 用于齿圈材料难以焊接的场合。
- ⑤ 用于需要避免由过盈引起的应力,或缺少压装设备和经验,或焊接困难的场合。

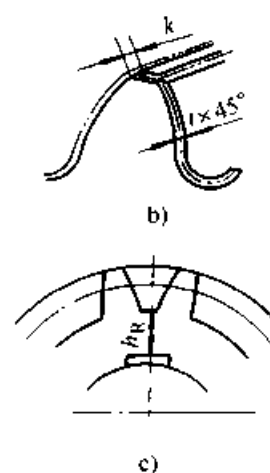
5.2 齿轮结构尺寸通用数据

齿轮的结构有多种形式(表 32.1-60),尺

寸各异,但有些尺寸数据是各种齿轮结构通用的,详见表 32.1-61。

表 32.1-61 齿轮结构尺寸通用数据

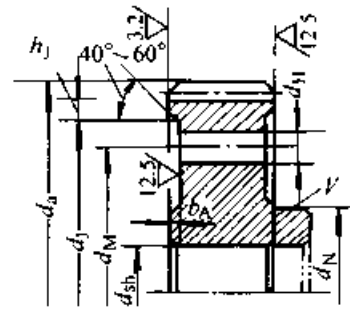
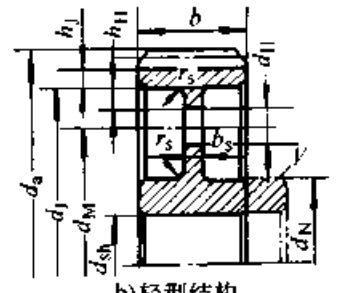
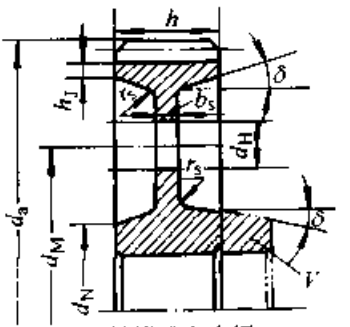
齿轮结构图	尺寸数据和说明												
	<ol style="list-style-type: none"> 为了消除轮齿端部的载荷: $b > 100 \text{ mm}$ 时, $h_A \approx m$; $b < 10m$ 时, $h_A = 1 + 0.1m$ 齿轮基准面 P_1 适用于不能装在轴上或心轴上切齿的齿轮(约从直径 700 mm 起), $h_P \approx 0.1m$, $b_P = 10 \text{ mm}$; $b > 500 \text{ mm}$ 时,用两个基准面 P_1、P_2 端面跳动 N 用于 $v \leq 25 \text{ m/s}$, T 用于 $v > 25 \text{ m/s}$ 用于搬运、夹紧和减轻质量的孔: <table border="1" style="width: 100%;"> <thead> <tr> <th>d_s/mm</th> <th>孔数 n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>< 300</td> <td>用轴孔装卡</td> </tr> <tr> <td>300~500</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>500~1 500</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>1 500~3 000</td> <td>6</td> </tr> <tr> <td>> 3 000</td> <td>8</td> </tr> </tbody> </table> <p>高速齿轮没有上述诸孔;实心轮质量大于 15 kg 时,采用搬运螺纹孔 G</p>	d_s/mm	孔数 n	< 300	用轴孔装卡	300~500	4	500~1 500	5	1 500~3 000	6	> 3 000	8
d_s/mm	孔数 n												
< 300	用轴孔装卡												
300~500	4												
500~1 500	5												
1 500~3 000	6												
> 3 000	8												

齿轮结构图	尺寸数据和说明
 <p>b)</p> <p>c)</p>	<p>5. 轮毂直径 $d_N = (1.2 \sim 1.6)d_{sh}$, d_N 大时取小值; 轮毂宽度 $b_s \geq d_{sh}$, 而且 $b_s \leq d_s/6$; 应避免轮毂凸出部分 V</p> <p>6. 为了防止搬运时损坏齿轮, 取边缘倒角: $a \approx 0.5 + 0.01d_{sh}$ $k \approx 0.2 + 0.045m$ $r \approx 3k$</p> <p>对于渗氮齿轮, 棱角处圆角半径 $\approx k$ 或 r (用于飞机齿轮)</p> <p>7. 轮毂剩余厚度: 不淬火或渗氮 $h_R > 2.5m$ 渗碳、火焰或感应淬火 $h_R > 3.5m$ 火焰或感应回转淬火 $h_R > 6m$</p>

锻造齿轮结构及尺寸见表 32.1-62。

5.3 锻造齿轮结构尺寸

表 32.1-62 锻造齿轮结构及尺寸

齿轮结构图	尺寸数据和说明
 <p>a) 普通结构</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 如无重量限制和无快速变转向, 对中小尺寸齿轮是最经济的结构 2. 应避免轮毂凸出部分 V 3. 当 $d_j - d_N > 25 \text{ mm}$ 时, 单端面车光; 对于实心轮则两端面均车光 4. $h_j \geq 3 \text{ mm}$, $b_A = 0.5 + 0.1m \leq 2 \text{ mm}$, $d_M \approx 0.55(d_N + d_j)$, $d_H \approx d_s/20 \geq 30 \text{ mm}$, 孔壁间距离 $\geq 0.8d_H$ 5. 孔数 n 和 d_N 见表 32.1-61
 <p>b) 轻型结构</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 用于飞机和其他飞行器上 2. $d_H = (0.1 \sim 0.2)d_s$, $h_j = h_R \geq 1m$, $r_s \approx t$, $b_s = 1.5m + 0.1b$, $d_M \approx 0.55(d_N + d_j)$ 3. h_R、孔数 n、t 见表 32.1-61
 <p>c) 模锻或自由锻</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. $h_j \approx h_R$, $d_H = (0.1 \sim 0.2)d_s$, $d_M \approx 0.55(d_N + d_j)$, $b_s = 2m + 0.15b > 15 \text{ mm}$, $r_s = (0.5 \sim 1.3)b_s$ 2. $\delta = 5^\circ \sim 10^\circ$, 模锻深度大时取大值 3. 孔数 n 见表 32.1-61

5.4 铸造齿轮结构尺寸

铸造齿轮结构及尺寸见表 32.1-63。

5.5 焊接齿轮结构尺寸

焊接齿轮结构及尺寸见表 32.1-64。

焊接齿轮插板的焊口结构见表 32.1-65。

5.6 过盈压配齿轮结构尺寸

过盈压配齿圈的联接形式见表 32.1-66。

5.7 螺栓联接齿轮结构

齿圈与轮心采用螺栓联接的结构见表 32.1-67。

表 32.1-63 铸造齿轮结构及尺寸

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

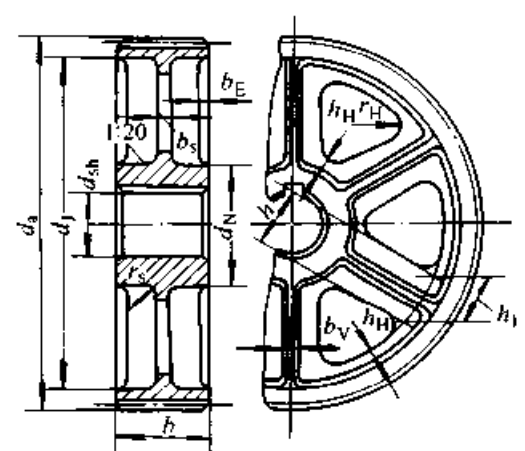
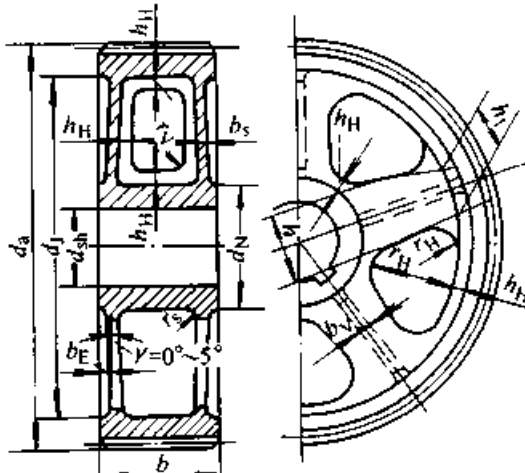
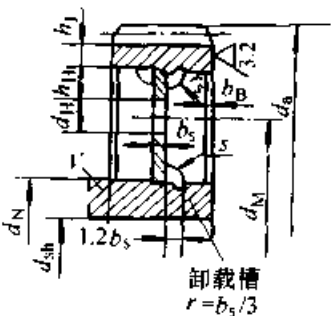
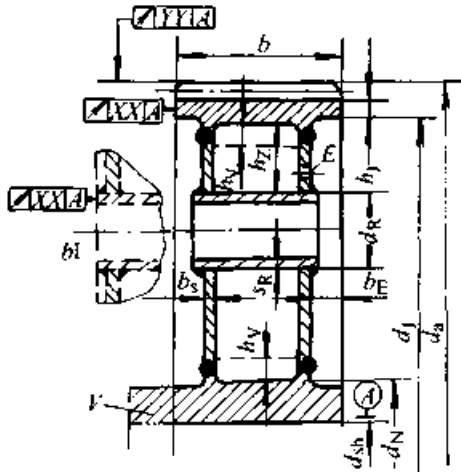
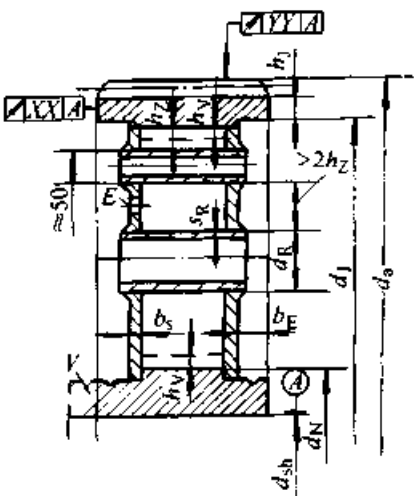
齿轮结构图	尺寸数据和说明
 <p>a) 单辐板</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 用于 $d_a < 1000 \text{ mm}$, $b < 200 \text{ mm}$, $m < 25 \text{ mm}$ 时 2. 轮毂、齿圈拔模斜度(1:10)~(1:20) 3. $d_j = d_a - 10m$, $r_s > 10 \text{ mm}$, $h = (0.8 \sim 1.0)d_{sh}$, $r_H > 0.4h$, $h_I = (0.7 \sim 0.8)h$, $b_E \approx (0.15 \sim 0.2)h$, $b_s = (0.15 \sim 0.2)b$, $b_v = (0.7 \sim 0.8)b_s$, $h_H = (0.15 \sim 0.2)d_{sh}$
 <p>b) 双辐板</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 用于 $d_a > 1000 \text{ mm}$, $b > 200 \text{ mm}$ 时 2. $d_j, d_j, h, h_I, b_E, b_v, r_s, r_H$ 同单辐板轮 3. $b_s = (0.12 \sim 0.15)b$, $b_H = (0.1 \sim 0.18)d_{sh}$, $r_v \approx r_s, h_H = (0.1 \sim 0.18)d_{sh}$

表 32.1-64 焊接齿轮结构及尺寸

齿轮结构图	尺寸数据和说明
 <p>a) 单辐板</p>	<p>1. $b_s \approx 0.012d_g + (5-10)$ mm; 如精加工夹紧有困难, b_s 可取更大值</p> <p>2. 若 $\beta < 10^\circ$, 则无侧面肋板; 若 $\beta > 10^\circ$, 则有侧面肋板。肋板厚为 $0.6b_s$, $b_w \approx 1.5b_s$, $r_s = 1.5b_s \geq 10$ mm。当 $10^\circ < \beta < 20^\circ$ 时, 肋板数 = 孔数; 当 $\beta > 20^\circ$ 时, 肋板数 = 孔数 $\times 2$</p>
 <p>b) 双辐板(单管)</p>	<p>1. 用于 $d_g < 2000$ mm 的齿轮</p> <p>2. $b_s \approx 0.008d_g + (5-10)$ mm, $b_E = b/7$, $h_2 > 40$ mm, $d_R = (0.12-0.20)(d_1 - d_N) \geq 50$ mm, $S_R = (0.3-0.5)b_s$。管间加强肋厚约为 $0.8b_s$, $h_v \approx 2b_s$, r_s 和肋板数按单辐板确定</p> <p>3. E 是通气孔、直径约为 6 mm, 在热处理后焊死, 或用螺塞封住</p> <p>4. 结构形式 b_I 用在轮毂前凸或内端时</p>
 <p>c) 双辐板(双管)</p>	<p>1. 用于 $d_g > 2000$ mm 的齿轮</p> <p>3. $h_2 \approx 40$ mm, 尽可能小</p> <p>3. 其余尺寸与双辐板(单管)相同</p> <p>4. 齿圈附近的小管用于穿过夹紧螺栓; 较大的管则用于穿过夹板</p> <p>5. 三辐板结构用于 $b > 1500$ mm 的齿轮</p>

注: 1. 焊缝坡口型式根据应力及加工条件确定, 见表 32.1-65。
 2. $h_1 = h_R$ 按表 32.1-61c; d_H 、 d_N 、 h_H 按表 32.1-62b 确定。
 3. 孔或管数 n 按表 32.1-61a 确定。

浏览器提醒您:
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权!

表 32.1-65 辐板的焊口结构

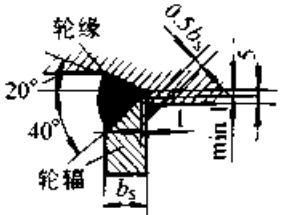
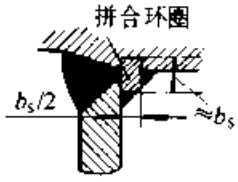

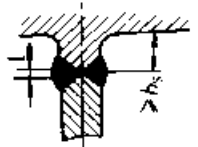
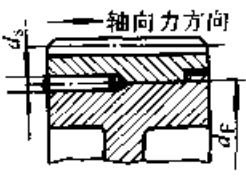
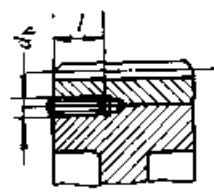
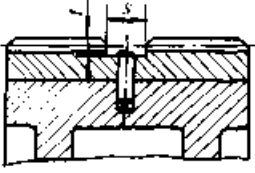
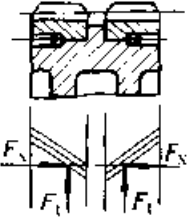
焊口结构图	说 明
 <p>a) 角焊</p>	<p>用于轮缘材料可焊性好, 载荷小, 损伤危险性不严重 (安全度要求不高) 的齿轮</p>
 <p>b) 拼合环焊</p>	<p>用途同上。轮缘厚度可减小 5 mm。当安全系数要求高时不适用。焊接受到最大预温度 300~400 °C 的限制</p>
 <p>c) 中介堆焊</p>	<p>用于含碳量较高或高合金成分、高强度的轮缘材料 (如 35、45、35CrMo、42CrMo、40CrNiMo 等钢) 采用中介材料 用于载荷较大的齿轮</p>
 <p>d) 双Y形坡口</p>	<p>缺口效应小, 可焊性及可检验性好 (X 射线穿透性)。较 a)、b)、c) 结构价贵。用于载荷较大的齿轮</p>

表 32.1-66 过盈压配齿圈的联接形式

齿轮结构图	说明和尺寸数据
	<p>用于单向受力的直齿和斜齿轮。轴向力由凸缘承受。圆柱销联接稍有过盈</p> $d_s \approx 0.006 d_s + 10 \text{ mm} \geq 15 \text{ mm}$ <p>销钉数 $\approx 0.006 d_s + 3$, 并验算强度</p>
	<p>用于轮体和齿圈可切削性大致相同、轴向力较小的场合</p> $d_b \approx (0.05 \sim 0.1) d_{sk}, d_{sk} \text{—— 齿轮孔径}$ $l \approx 3 d_b$

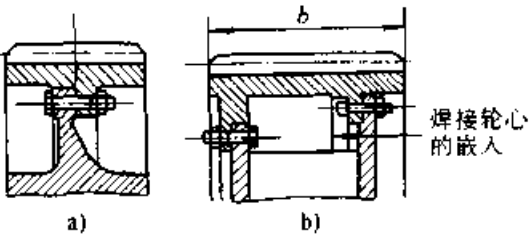
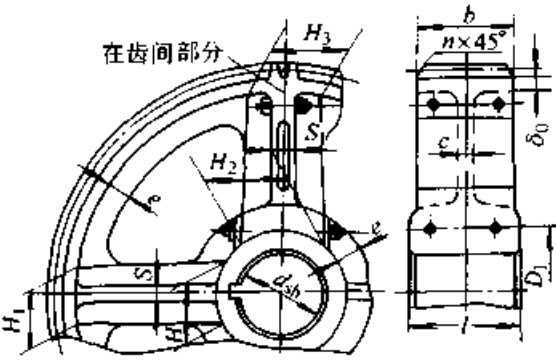
超星阅读器提醒您：
使用本软件时，请尊重相关知识产权。

续表 32.1-66

齿轮结构图	说明和尺寸数据
	<p>用于整体式双斜齿齿圈。用冲毛的方法防止销钉松脱（不能用焊接防松脱）。槽宽概略值：当 $m = 3 \text{ mm}$ 时，$s \approx 15m$；当 $m = 8 \text{ mm}$ 时，$s \approx 10m$；当 $m = 15 \text{ mm}$ 时，$s \approx 6m$。$r \approx$ 齿高 $h + 0.1m$。详见 [4]</p>
	<p>分离式齿圈结构，比整体式经济性好。用销钉防滑。用冲毛的方法防止销钉松脱。齿圈的两轴向力应相对消。主要用于 $B > 300 \text{ mm}$ 的齿轮</p>

注：齿圈与铸铁轮心的配合（直径 d_f ）推荐采用 H7/s6 或 H7/u7，并验算过盈配合的联接强度。

表 32.1-67 螺栓联接的齿轮结构

齿轮结构图	说明和尺寸数据
	<p>a) 常用结构 b) 仅用于 $b > 500 \text{ mm}$ 的齿轮 轮毅与齿圈间要有定位面。螺栓孔应铰制。支承面应平整 螺栓直径和螺栓数目按强度计算确定</p>
	<p>当齿轮尺寸很大（一般 $d_a > 2000 \text{ mm}$，$b \geq 600 \text{ mm}$）难于整体运输，或齿轮不能轴向装入时，可用这种剖分齿轮 轮辐数和齿数应取偶数 联接螺栓直径 $= 0.11d_{ah} + (5 \sim 8) \text{ mm}$ $D_1 = 1.8d_{ah}$，$1.5d_{ah} > l \geq b$，$\delta_0 = (4 \sim 5)m$，$H = 0.8d_{ah}$ $H_1 = 0.8H$，$H_2 = (1.4 \sim 1.5)H$，$H_3 = 0.8H_2$，$c = 0.2b$，$S = 0.8c$，$S_1 = 0.75S$，$e = 1.5\delta_0$，$n = 0.5m_n$</p>

6 齿轮传动的润滑

齿轮传动润滑的主要作用是减少齿面上的摩擦磨损，散发摩擦热，保护传动零件不受腐蚀，提高传动的效率和寿命。齿轮传动润滑系统如果出现故障，轻则缩短齿轮的寿命，重则使齿轮完全失效（如严重胶合等），因此要求齿轮传动润滑装置具有可靠（能按规定制度供应润滑剂）、

安全（密封性好，无环境污染）、清洁（应有过滤器、磁性吸附器等去除油中异物的措施）和可监测（有显示和控制润滑剂温度、压力等措施）的良好性能。

由于齿轮传动的圆周速度和所受载荷的范围很宽，应用场合差别也很大，因此对润滑剂性能的要求各异，但其基本要求是相同的。例如要求齿轮润滑油具有适当的黏度、良好的极压性、良

好的抗氧化安定性、较好的防锈和抗腐蚀性、良好的抗泡沫性能、良好的抗乳化性能、抗剪切性能和低温流动性能等。在选用齿轮润滑油时,就要考虑这些性能是否能满足齿轮传动正常运转的要求。

6.1 润滑剂种类和润滑方式的选择

齿轮的圆周速度是选择润滑剂种类和润滑方式的基本参数。表 32.1-68 可作选用时参考。

表 32.1-68 润滑剂和润滑方式的选择

圆周速度 / (m/s)	传动结构形式	润滑剂种类	润滑方式	特点
≤ 2.5	开式	粘附性润滑剂 ^①	涂抹润滑	密封简单, 不易漏油, 散热性能差。必要时可加 MoS_2 、石墨或 EP 添加剂
≤ 4 (有时 6)		流动性润滑脂 ^②	喷射润滑	
≤ 8 (有时 10)				
≤ 15	闭式	润滑油	油浴润滑。大型齿轮和立式齿轮传动也用喷油润滑	带薄板油盆和散热片的油浴润滑
≤ 25 (有时 30)			喷油润滑	
> 25 (有时 30)			油雾润滑	用于轻载、间歇工作
≤ 40				

①粘附性润滑剂一般在润滑部位不能流动。

②也可用油浴(浅油盆)润滑, 但尽可能加防护罩。

6.2 润滑油种类和黏度的选择

(1) 闭式齿轮传动

闭式齿轮传动通常选用工业齿轮润滑油润滑。我国参照 ISO/DIS 743.6 制订的工业齿轮油产品分类见表 32.1-69。根据所含添加剂不同,

工业齿轮油可分为抗氧防锈工业齿轮油、中负荷工业齿轮油和重负荷工业齿轮油三大类。在使用时, 一般不得采用上述以外的润滑油代替或与别的润滑油混用。

部分工业齿轮油的规格见表 32.1-70、表 32.1-71、表 32.1-72。

表 32.1-69 工业齿轮油产品分类

ISO 分类	通称	国外有代表性的规格标准	我国相对应或相近似的规格标准		
闭式工业齿轮油	CKB	抗氧防锈齿轮油	AGMA 250.04 R&O	GB 5903—1995	
			US. S220		
	CKC	中负荷工业齿轮油	AGMA250.03 EP		AGMA 250.04 EP
			US. S224		
	CKE	蜗轮蜗杆油	MIL - L - 15019E (1982) 6135		SH/T 0094—1991
			AGMA 250.04 COMP		
			MIL - L - 18486 B (05) (1982)		
	CKS	合成烃齿轮油	\approx ISO - L - CKS	低凝工业齿轮油(企标)	
CKT	合成烃极压齿轮油	\approx ISO - L - CKT			

超星阅读器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

续表 32.1-72

项 目		质 量 指 标						试 验 方 法
乳化层/mL	不大于	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	SH/T 0123 ^①
总分离水/mL	不小于	80	80	80	80	80	80	
氧化安定性(121℃, 312 h)								SH/T 0024 ^①
100℃黏度增长/%	不大于	6	6	6	6	6	6	
沉淀值/mL	不大于	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	SH/T 0024 ^①
四球机试验								GB/T 3142
烧结负荷 P_D /N	不小于	441	441	441	441	441	441	
负荷磨损指数 ZMZ/N	不小于	2 450	2 450	2 450	2 450	2 450	2 450	
磨斑直径/mm	不大于	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	SH/T 0189 ^②
抗擦伤能力(OK 负荷)/N	不小于	267	267	267	267	267	267	GB/T 11144 ^①
承载能力试验/级	不小于	11	11	11	11	11	11	SH/T 0306 ^①

①氧化安定性、抗擦伤能力、承载能力试验为保证项目，每年抽查一次，但必须合格。

② 1 800 r/min, 196 N, 60 min, 54.4℃。

JB/T 8831—1999《工业齿轮 润滑油选用方法》规定了工业齿轮油的选用方法。其选用方法和步骤如下：

1) 根据齿面接触应力、齿轮状况和使用工况选用润滑油的种类。

渐开线圆柱齿轮齿面接触应力 σ_H 按表 32.1-29 中的公式计算。根据计算出的齿面接触应力 σ_H 值、齿轮状况和使用工况查表 32.1-73 即可确定工业齿轮油的种类。

表 32.1-73 工业齿轮油种类的选择

条 件		推 荐 使 用 的 工 业 齿 轮 油 种 类	
齿面应力 σ_H /MPa	齿 轮 状 况	使 用 工 况	推 荐 使 用 的 工 业 齿 轮 油 种 类
< 350		一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油
低负荷齿轮 350~500	1) 调质处理、啮合精度等于 8 级 2) 每级齿数比 $u < 8$ 3) 最大滑动速度与节圆线速度之比: $v_g/v < 0.3$ 4) 变位系数 $x_1 = x_2$	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油
	变位系数 $x_1 \neq x_2$	有冲击的齿轮传动	中负荷工业齿轮油
中负荷齿轮	1) 调质处理、啮合精度等于或高于 8 级 4) $v_g/v > 0.3$	矿井提升机、露天采掘机、水泥磨、化工机械、水力电力机械、冶金矿山机械、船舶海港机械等的齿轮传动	中负荷工业齿轮油
	渗碳淬火、表面淬火和热处理硬度 58~62HRC		
重负荷齿轮 > 1 100		冶金轧钢、井下采掘、高温、有冲击、含水部位的齿轮传动等	重负荷工业齿轮油

注：本表可用表 32.1-78 替代（非 JB/T 8831—1999 规定）。

2) 根据齿轮节圆线速度和 Stribeck 滚动压力选择润滑油黏度。

齿轮节圆线速度 (m/s)

$$v = \frac{\pi d_1' n_1}{60 \times 1000} \quad (32.1-40)$$

式中 n_1 ——小齿轮转速 (r/min);

d_1' ——节圆直径 (mm);

齿轮的 Stribeck 滚动压力 (MPa)

$$K_s = \frac{F_t u \pm 1}{b d_1} Z_H^2 Z_c^2 \quad (32.1-41)$$

式中 F_t ——齿轮分度圆上的切向力 (N);

b ——齿轮工作齿宽 (mm);

d_1 ——小齿轮分度圆直径 (mm);

u ——齿数比, $u = z_2/z_1 \geq 1$;

Z_H ——节点区域系数, 查图 32.1-13;

Z_c ——重合度系数, 查图 32.1-14。

式 (32.1-41) 中 “+” 号用于外啮合, “-” 号用于内啮合。

计算得 v 和 K_s 值后, 即可由下式算得力—速度系数 ξ ($\text{MN}\cdot\text{s}/\text{m}^3$)

$$\xi = K_s / v \quad (32.1-42)$$

用求得的 ξ 值, 从图 32.1-40 中即可查出齿轮传动润滑油所需的黏度。按此黏度值, 并考虑以下黏度的修正和说明, 再查表 32.1-70、表 32.1-71 或表 32.1-72, 即可选定工业齿轮润滑油的牌号。

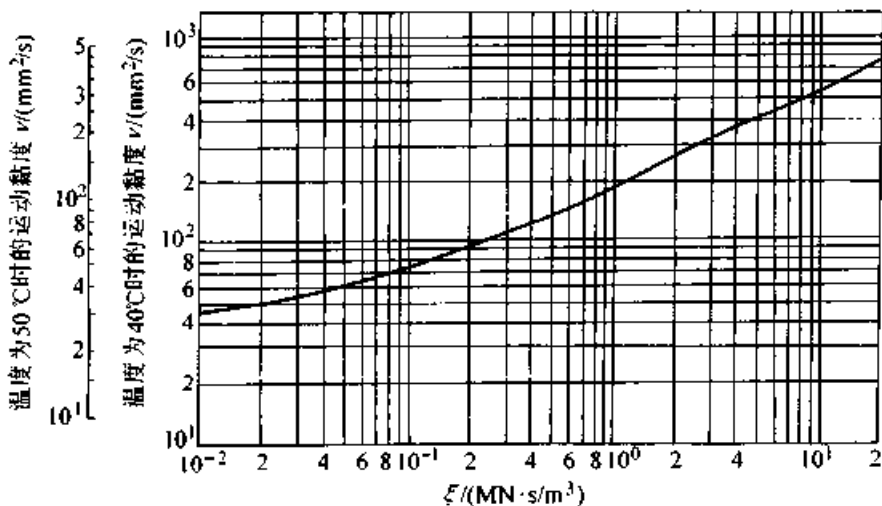


图 32.1-40 圆柱齿轮传动润滑油黏度的选择

黏度的修正与说明:

①如果环境温度在 25 °C 以上, 温度每提高 10 °C, 黏度应提高 10%; 如果环境温度在 10 °C

以下, 温度每降低 3 °C, 黏度应降低 10%。

②载荷特性对黏度的修正见表 32.1-74。

表 32.1-74 载荷特性对黏度的修正 (黏度增加值)

齿面硬度	载荷冲击程度			
	平稳	轻微	中等	强烈
≤350HBS	0	增加相邻黏度等级差值的 30% 以下	增加相邻黏度等级差值的 60% 以下	增加一个黏度等级或更换油品种类
>350HBS	0	增加相邻黏度等级差值的 20% 以下	增加相邻黏度等级差值的 40% 以下	

注: 载荷冲击程度的分类可参考减速齿轮传动使用系数 K_A (表 32.1-32) 来确定。

③当配对齿轮未经硬化, 又是同样钢材制造, 或选用 Ni-Cr 钢制造, 黏度应提高 35% 左右。

④如果齿面经过磷化处理、硫化处理或镀

铜, 黏度最多可降低 25%。

⑤对于圆锥齿轮传动, 应以齿宽中点处当量圆柱齿轮的几何参数为基准。

⑥在二级齿轮传动中, 以末级 (低速级) 传

动为基准；在三级齿轮传动中，以第二、第三级所需黏度的平均值为基准；在多级齿轮传动中，也可作相类似的处理。

⑦对于圆弧齿轮，由于形成弹性流体动力润滑油膜的条件较好，因此在模数较小 ($m_n < 8$ mm) 时，其润滑油的黏度可比同样工作条件的渐开线齿轮传动低一级。在模数较大 ($m_n > 8$ mm) 时，由于易产生胶合，因此油的黏度要高一些，可取得与渐开线齿轮传动的相当。

(2) 开式齿轮传动

开式齿轮传动大多遮盖不严，容易发生磨料磨损而失效。开式齿轮传动可以采用润滑油或润滑脂润滑；润滑方式可以是连续的，也可以是间歇的，应尽可能采用连续润滑。

开式齿轮传动对润滑油的基本要求是要有好

的黏附性，适当的油性和较高的黏度，使润滑油不致因离心力作用而甩掉，也不致因齿面的摩擦而完全擦掉。开式齿轮传动常用工业开式齿轮油润滑。开式工业齿轮油分为 CKH、CKJ 和 CKM 三档。CKH 是普通开式齿轮油，适用于一般载荷的开式齿轮和半封闭式齿轮的润滑。CKJ 是极压开式齿轮油，它比 CKH 具有更好的极压性能，适用于重载、条件苛刻的开式或半封闭式齿轮传动的润滑。CKM 是溶剂稀释型开式齿轮油，当溶剂挥发后，齿面上会形成一层油膜，此油膜具有一定的极压润滑作用。允许在极限负荷条件下使用、能改善抗擦伤性和抗腐蚀性。

开式齿轮连续润滑时所用油的黏度值可参考表 32.1-75 选用。间歇润滑时所用油的黏度值可参考表 32.1-76 选用。

表 32.1-75 开式齿轮连续润滑时的运动黏度值 (100℃时) (mm²/s)

环境温度/ ℃	齿轮的运转特点	压力润滑		飞溅润滑		浸油(脂)润滑
		圆周速度 $v_1/(m/s)$				
		<5	>5	<5	5~10	
-9~16	连续工作	16~21	10~16	16~21	10~16	32~54
	正反转或经常启动停车	16~21	10~16	26~32	22~26	32~54
10~52	连续工作	26~32	22~26	26~32	22~26	85~130
	正反转或经常启动停车	36~32	22~26	40~35	32~41	85~130

表 32.1-76 开式齿轮间歇润滑时的运动黏度值 (100℃时) (mm²/s)

环境温度/℃	机械喷射		滴油
	含中极压添加剂的开式 齿轮油	重质(沥青质)开式齿 轮油	含中极压添加剂的开式 齿轮油
-10~15	—	215~650	—
5~40	110~125	660~2 200	110~125
20~50	18~215	660~2 200	180~215

开式齿轮常用的润滑脂有石墨钙基润滑脂、复合钙基润滑脂和合成齿轮润滑脂等。石墨钙基润滑脂具有良好的抗水性，能适用于潮湿的环境，因有石墨，其极压性较好，应用广泛。复合钙基润滑脂的使用温度较宽 (-40~150℃)，有较好的极压性和机械安定性，但易于吸水硬化。合成齿轮润滑脂有 7407 号和 7412 号两种润滑脂。前者是一种半流体齿轮润滑脂，具有良好的涂覆性、黏附性和极压润滑性能，适用于各种

低速、中重载荷的开式齿轮润滑，使用温度范围为 -20~120℃。7412 号半流体齿轮润滑脂的使用温度范围更宽 (-40~150℃)。

6.3 锥齿轮、圆弧齿轮和高速齿轮传动的润滑

6.3.1 润滑方式的选择

锥齿轮、圆弧齿轮和高速齿轮传动的润滑方式仍可按表 32.1-68 的推荐选定；或者按表

32.1-77的推荐选定。如果采取某些特殊措施(例如使用冷却装置和专用箱体等),齿轮的圆周速度允许超过表32.1-77给出的推荐值。

表 32.1-77 齿轮圆周速度与润滑方式

节圆圆周速度 $v/(m/s)$	润滑方式
≤ 15	油浴润滑
> 15	喷油润滑

注:锥齿轮传动按齿宽中点的圆周速度选择润滑方式。

表 32.1-78 工业齿轮油种类的选择(闭式传动)

条 件		推荐使用的闭式工业齿轮润滑油
齿面接触应力 σ_H/MPa	齿轮使用工况	
≤ 350	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油
350~500 (低负荷齿轮)	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油
	有冲击的齿轮传动	中负荷工业齿轮油
500~1100 (中负荷齿轮)	矿井提升机、露天采掘机、水泥磨、化工机械、水力电力机械、冶金矿山机械、船舶海港机械等的齿轮传动	中负荷工业齿轮油
≥ 1100 (重负荷齿轮)	冶金轧钢、井下采掘、高温有冲击、含水部位的齿轮传动等	重负荷工业齿轮油

注:本表可替代表32.1-73,用于一般的渐开线圆柱齿轮传动。在计算出的齿面接触应力略小于1100MPa时,如果齿轮工况为高温、有冲击或含水等,为安全计,应选用重负荷工业齿轮油。

(2) 高速齿轮传动

按下式计算高速齿轮的齿面负荷系数

$$K = \frac{F_t u \pm 1}{bd_1 u} \quad (32.1-43)$$

式中 K ——齿面负荷系数(MPa);

F_t ——端面内分度圆周上的名义切向力(N);

6.3.2 润滑油种类的选择

(1) 锥齿轮和双圆弧齿轮传动

先计算齿面接触应力

锥齿轮传动齿面接触应力 σ_{H1} 按式(32.3-40)计算。

双圆弧齿轮传动齿面接触应力按式(32.2-9)计算。

然后,根据计算出的齿面接触应力 σ_{H1} 值,并考虑齿轮传动的使用工况,查表32.1-78就可以确定工业齿轮润滑油的种类。

b ——工作齿宽(mm);

d_1 ——小齿轮的分度圆直径(mm);

u ——齿数比, $u = z_2/z_1$ 。

根据计算出的负荷系数,并考虑齿轮的使用工况,参考表32.1-79即可确定高速齿轮润滑油的种类。

表 32.1-79 高速齿轮传动润滑油种类的选择

条 件		推荐使用的 高速齿轮润滑油
齿面负荷系数 K/MPa	齿轮使用工况	
硬齿面齿轮: $K < 2$ 软齿面齿轮: $K < 1$	不接触水、蒸汽或氨的一般高速齿轮传动	(普通)汽轮机油
	易接触水、蒸汽或海水的一般高速齿轮传动,如与蒸汽轮机、水轮机、涡轮鼓风机相联的高速齿轮箱、海洋航船、汽轮机齿轮箱等	防锈汽轮机油
	在有氨的环境气氛下工作的高速齿轮箱,如大型合成氧化氮装置离心式合成气压缩机、冷冻机及汽轮机齿轮箱等	抗氨汽轮机油
硬齿面齿轮: $K \geq 2$ 软齿面齿轮: $K \geq 1$	要求改善齿轮承载能力的发电机、工业装置和船舶高速齿轮装置	极压汽轮机油

6.3.3 润滑油黏度的选择

按式 (32.1-40) 计算齿轮传动的节圆圆周速度。根据计算出的低速级齿轮节圆圆周速度, 并考虑环境温度, 参考表 32.1-80 即可确定所选

润滑油的黏度牌号。

高速齿轮润滑油的质量指标见表 32.1-81~表 32.1-83。

表 32.1-80 闭式工业齿轮装置润滑油黏度牌号的选择

平行轴及锥齿轮传动	润滑油黏度牌号 $\nu_{40}/\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$			
	环境温度			
低速级齿轮节圆圆周速度/(m/s)	-30~-10℃	-10~10℃	10~35℃	35~55℃
≤ 5	100 (合成型)	150	320	680
5~15	100 (合成型)	100	220	460
15~25	68 (合成型)	68	150	320
25~80	32 (合成型)	46	68	100

注: 1. 锥齿轮传动按齿宽中点的圆周速度选择润滑油的黏度牌号。

2. 当齿轮节圆圆周速度 ≤ 25 m/s 时, 表中所选润滑油黏度牌号为闭式工业齿轮油。

当齿轮节圆圆周速度 > 25 m/s 时, 表中所选润滑油黏度牌号为汽轮机油。

当齿轮传动承受较严重冲击负荷时, 可适当增加一个黏度牌号。

表 32.1-81 (普通) 汽轮机油质量指标

项 目	质 量 指 标				试验方法
	32	46	68	100	
运动黏度(40℃)/ $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$	28.8~35.2	41.4~50.6	61.2~74.8	90.0~110.0	GB/T 265
酸值(mgKOH/g)	不大于 0.03	0.03	0.03	0.03	GB/T 264
闪点(开口)/℃	不大于 180	180	180	195	GB/T 267
凝点/℃	不大于 -15	-10	-10	-10	GB/T 510
灰分/%	不大于 0.005	0.005	0.01	0.02	GB/T 508
水溶性酸或碱	无	无	无	无	GB/T 259
机械杂质/%	无	无	无	无	GB/T 511
透明度	透明	透明	透明	透明	目测
氢氧化钠试验/级	不大于 2	2	2	2	SH/T 0267
破乳化时间/min	不大于 8	8	8	8	SH/T 0256
氧化安定值 酸值达 2.0 mgKOH/g 的时间/h 不小于	1 000	1 000	实测	实测	

表 32.1-82 防锈汽轮机油质量指标 (摘自 GB 11120)

项 目	质 量 指 标														试验方法			
	优 级 品							一 级 品								合 格 品		
	32	46	68	100	32	46	68	100	32	46	68	100	32	46		68	100	
黏度等级(按 GB/T 3141)	32	46	68	100	32	46	68	100	32	46	68	100	32	46	68	100	—	
运动黏度(40℃)/mm ² ·s ⁻¹	28.8~ 35.2	41.4~ 50.6	61.2~ 74.8	90.0~ 110.0	28.8~ 35.2	41.4~ 50.6	61.2~ 74.8	90.0~ 110.0	28.8~ 35.2	41.4~ 50.6	61.2~ 74.8	90.0~ 110.0	28.8~ 35.2	41.4~ 50.6	61.2~ 74.8	90.0~ 110.0	GB/T 265	
黏度指数 ^①	90							90							90			GB/T 1995
倾点 ^② /℃	-7							-7							-7			GB/T 3535
闪点(开口)/℃	180	180	195	195	180	180	195	195	180	180	195	195	180	180	195	195	GB/T 3536	
密度(20℃)/kg·m ⁻³	报告							报告							报告			GB/T 1884
酸值(mgKOH/g)	—							—							0.3			GB/T 264
中和值(mgKOH/g)	报告							报告							—			GB/T 4945
机械杂质	无							无							无			GB/T 511
水分	无							无							无			GB/T 260
破乳化值 ^③ , (40-37.3)/mL																		GB/T 7305
54℃/min	15	15	30	—	15	15	30	—	15	15	30	—	15	15	30	—	—	
82℃/min	30							30							30			—
起泡性试验 ^④ /mL·mL ⁻¹																		GB/T 12579
24℃	450/0							450/0							600/0			—
93℃	100/0							100/0							100/0			—
后 24℃	450/0							450/0							600/0			—

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 32.1-82

项 目	质 量 指 标										试验方法	
	优 级 品			一 级 品				合 格 品				
氧化安定性 ^⑤												
a. 总氧化产物/%	报告										—	
沉淀物/%	报告										—	
b. 氧化后酸值达 2.0 mgKOH/g 的时 间/h	3 000	3 000	2 000	2 000	2 000	2 000	1 500	1 500	1 500	1 000	1 000	GB/T 12581
液相锈蚀试验(合成海水)	无 锈										GB/T 11143	
铜片试验(100℃, 3 h)/级	1										GB/T 5096	
空气释放值 ^⑥ (50℃)/min	5	6	8	10	5	6	8	10	—	—	—	SH/T 0308

- ① 对中间基原油生产的汽轮机油, L-TSA 合格品黏度指数允许不低于 70; 一级品黏度指数允许不低于 80。根据生产和使用实际, 经与用户协商, 可不受本标准限制。
- ② 倾点指标, 根据生产和使用实际, 经与用户协商, 可不受本表限制。
- ③ 作为军用时, 破乳化值由部队和生产厂双方协商。
- ④ 测起泡性试验时, 只要泡沫未完全盖住油的表面, 结果报告为“0”。
- ⑤ 氧化安定性为保证项目, 一年抽查一次。
- ⑥ 对一级品中空气释放值根据生产和使用实际, 经与用户协商, 可不受本标准限制。



表 32.1-83 抗氯汽轮机油质量指标 (SH 0362)

项 目	质量 指 标			试验方法
	32	32D	68	
运动黏度(40℃)/mm ² ·s ⁻¹	28.8~35.2	28.8~35.2	61.8~74.8	GB/T 265
黏度指数	不小于 90	90	90	GB/T 1995
倾点/℃	不高于 -17	-17	-17	GB/T 3535
闪点(开口)/℃	不低于 180	180	180	GB/T 267
灰分(加剂前)/%	不大于 0.005	0.005	0.005	GB/T 508
水分/%	无	无	无	GB/T 260
酸值(mgKOH/g)	0.03	0.03	0.03	GB/T 264
机械杂质/%	无	无	无	GB/T 511
氧化安定性[酸值达 2.0 mg(KOH)/g 的时间]/h	不小于 1 000	1 000	1 000	GB/T 12581
破乳化时间/min	不小于 30	30	30	GB/T 7305
液相锈蚀 A 法	无锈	无锈	无锈	GB/T 11143
抗氯性试验	合格	合格	合格	SH/T 0302

蜗杆传动装置的润滑方式可参考表 32.1-84 来选定。

6.4 蜗杆传动的润滑

6.4.1 润滑方式的选择

表 32.1-84 蜗杆传动润滑方式选择

蜗杆蜗轮相对位置		润滑方式	附 加 说 明
蜗杆上置		喷油润滑	也可油浴润滑,但要求有 $\frac{1}{3}d_2$ 浸在油中
蜗杆在蜗轮侧面		喷油润滑	当 $v_1 < 1$ m/s 时,也可油浴润滑,但蜗轮轴密封较困难
蜗杆下置	$v_1 \leq 5$ m/s	油浴润滑	蜗杆浸在油中至少达一个齿高
	$v_1 > 5$ m/s	喷油润滑	一般 $v_1 \geq 10$ m/s 均采用喷油润滑

注:表中 v_1 —蜗杆圆周速度; v_s —蜗杆传动滑动速度; d_2 —蜗轮顶圆直径。

6.4.2 蜗杆传动润滑油

蜗杆传动运转时齿面间的滑动大,易发生过度磨损、胶合和发热,因此要求蜗杆传动的润滑油有良好的润滑性能。

蜗杆传动润滑油按 ISO 标准和我国标准分类为 CKE 型,执行标准为 SH 0094—1991《蜗

杆蜗杆油》(表 32.1-69)。这种润滑油采用深度精制的矿物油,加入油性剂、抗磨剂、抗氧剂、防锈剂和抗泡沫剂等配制而成,具有良好的润滑性能和承载能力。以 40℃ 运动黏度 (mm²/s) 为区分的牌号有 1000、680、460、320、220 五种。此牌号与 ISO 标准牌号 VG1000、VG680、

VG460、VG320、VG220 相对应。

6.4.3 润滑油黏度选择

蜗杆传动润滑油的黏度可根据滑动速度 v_s

值，参考表 32.1-85 来选定；也可根据蜗杆传动装置的中心距 a 和蜗杆转速，参考表 32.1-86 来选定润滑油的黏度。

表 32.1-85 根据滑动速度选择润滑油黏度

滑动速度 $v_s/(m/s)$	≤ 1.5	$>1.5 \sim 3.5$	$>3.5 \sim 10$	>10
黏度值 $\nu_{40}/(mm^2/s)$	>612	414 ~ 506	288 ~ 352	198 ~ 242
ISO-VG 级或 GB-N 级	680	460	320	220

注：表内黏度值用于蜗杆下置油浴润滑，若蜗轮上置可将黏度值提高 30% ~ 50%。

表 32.1-86 根据中心距和蜗杆转速选择润滑油黏度

类型	中心距 a/mm	蜗杆转速 $n_1/(r/min)$	环境温度 $-10 \sim +10^\circ C$	环境温度 $+10 \sim +50^\circ C$	蜗杆转速 $n_1/(r/min)$	环境温度 $-10 \sim +10^\circ C$	环境温度 $+10 \sim +50^\circ C$
			ISO-VG 或 GB-N 级	ISO-VG 或 GB-N 级		ISO-VG 或 GB-N 级	ISO-VG 或 GB-N 级
圆柱蜗杆传动	≤ 150	≤ 700	460	680	>700	460	680
	$>150 \sim 300$	≤ 450	460	680	>450	460	460
	$>300 \sim 450$	≤ 300	460	680	>300	460	460
	$>450 \sim 600$	≤ 250	460	680	>250	460	460
	>600	≤ 200	460	680	>200	460	460
环面蜗杆传动	≤ 150	≤ 700	680	1 000	>700	680	680
	$>150 \sim 300$	≤ 450	680	1 000	>450	680	680
	$>300 \sim 450$	≤ 300	680	1 000	>300	680	680
	$>450 \sim 600$	≤ 250	680	1 000	>250	680	680
	>600	≤ 200	680	1 000	>200	680	680

注：蜗杆转速 $n_1 > 2 400 r/min$ 或滑动速度 $v_s > 10 m/s$ 时，应采用压力喷油润滑，此时应选用较本表中推荐的黏度值要低的油。

6.5 其他经验数据

1) 采用油浴润滑的圆柱齿轮传动，在圆周速度 $v < 5 m/s$ 时，其齿轮的浸油深度应为 3~6 个模数。对于圆锥齿轮传动，应整个齿宽浸入油中。

2) 当采用油的飞溅来润滑位于上方的齿轮或轴承时，只有当 $v^2/d \geq 5$ 时 (v 为齿轮圆周速度 (m/s) ； d 为齿轮分度圆直径 (m)) 才可靠。

3) 采用油浴润滑时，油池中的油量可按每

kW 需油 $(0.35 \sim 0.7) L$ 计算。

4) 由于工业齿轮传动的使用、环境条件差别很大，因此换油（或过滤）的时间也不能一成不变。通常第一次换油大约在 4 个星期或 300~600 h 后进行；以后大约平均隔 2 500 h，最多半年检验一次或换油一次。工业齿轮油换油的参考指标见表 32.1-87。

高速齿轮传动用汽轮机油换油指标见表 32.1-88。

5) 齿轮传动装置合适的油温见表 32.1-89。

表 32.1-87 闭式工业齿轮油换油指标
(摘自 SH/T 0586)

项 目	换油指标	试验方法
外观 ^①	异常	目测
运动黏度 (40 ℃) 变化率 ^②	超过 +15 或 -20	GB/T 265
水分/%	>0.5	GB/T 260
机械杂质/%	≥0.5	GB/T 511
铜片腐蚀 (100 ℃, 3 h) / 级	≥3b	GB/T 5096
梯姆肯 OK 值/N	≤133.4	GB/T 11144

① 油品在使用过程中, 若发现抗泡性能变差时, 可根据使用情况向油品中补加抗泡沫添加剂。

② 40℃ 运动黏度变化率 η 按下式计算

$$\eta = \frac{\nu_2 - \nu_1}{\nu_1} \times 100\%$$

式中 ν_1 ——新油黏度实测值 (mm^2/s);

ν_2 ——使用中油品黏度实测值 (mm^2/s)。

表 32.1-88 汽轮机油换油指标
(摘自 GB/T 9939)

项 目	换油指标	试验方法
运动黏度 (40℃) 变化率 ^①	超过 ±10	GB/T 265
酸值 (mgKOH/g) 未加防 锈剂的 油 加防 锈 剂的油	>0.2 >0.3	GB/T 264
闪点 (开口)(比新油标准 低)/℃	8	GB/T 267
水分/%	>0.1	GB/T 260
破乳化时间/min	>60	GB/T 7305
液相锈蚀试验 (15 号钢 棒), 24 h, 蒸馏水	锈	GB/T 11143
氧化安定性/min	<60	SH/T 0193

① 运动黏度变化率的计算见表 32.1-87 注②。

表 32.1-89 齿轮传动的油温

齿轮传动种类	润滑方法	最高油温 /℃	喷油温度 /℃	喷油温差 /℃
一般工业齿轮	喷油		40~60	<10
大型	油浴	60~80		
起重	油浴	40~50		
小型	油浴	90~100		
高速齿轮	喷油		40~60	15~20
船用齿轮:				
大型	喷油		45~55	≈10
小型	喷油		55~65	≈20
车辆齿轮:				
变速	油浴	100~130		
后桥	油浴	130~150		
飞机齿轮	喷油		50~70	10~30

注: 表中上限适用于夏季或热带气温; 下限适用于环境温度约为 20℃ 时。

7 渐开线圆柱齿轮的精度

齿轮的精度是齿轮质量的基本保证之一。我国现行渐开线圆柱齿轮的精度标准是 GB/T 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度》, 它等效采用了 ISO 1328—1975《平行轴渐开线圆柱齿轮——ISO 精度制》国际标准。ISO/TC 60 齿轮技术委员会对 ISO 1328—1975 标准进行了修订, 公布了新的 ISO 1328《圆柱齿轮——ISO 精度制》和四个技术报告 (ISO/TR 10064.1~4), 组成了新的圆柱齿轮精度标准体系, 替代和废止 ISO 1328—1975 标准。考虑到我国目前处在新旧标准交替的实际情况, 本节将对 GB/T 10095—1988 和新的 ISO 1328 标准分别作介绍。

7.1 GB/T 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度》

GB/T 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度》规定了渐开线圆柱齿轮及其轮副的误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、齿轮及其齿轮副的检验与公差、侧隙和图样标准。

7.1.1 适用范围

适用于法向模数 $m_n \geq 1 \text{ mm}$ ，基本齿廓符合 GB/T 1356 规定的平行轴渐开线圆柱齿轮及其齿轮副。标准中表列尺寸范围为：分度圆直径 $d \leq 4000 \text{ mm}$ ，有效齿宽 $b < 630 \text{ mm}$ ，法向模数 $m_n < 40 \text{ mm}$ 。当齿轮尺寸超过表列范围时，可按标准附录（补充件）规定的出差计算式或关系式计算（本节从略）。

如果基本齿廓的齿形角 $\alpha \neq 20^\circ$ ，应对径向综合公差 F_r' 、一齿径向综合公差 f_r' 及齿圈径向跳动公差 F_r 等值乘以系数 A 。

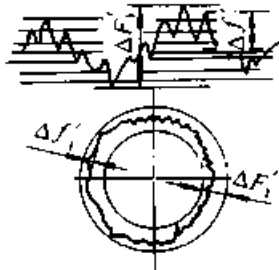
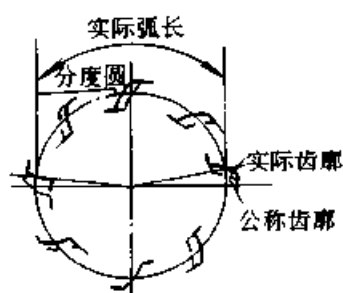
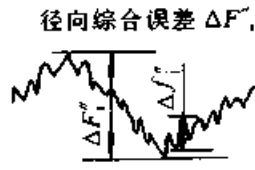
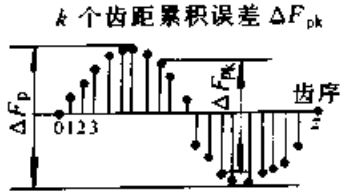
$$A = \sin 20^\circ / \sin \alpha \quad (32.1-44)$$

式中 α —— 齿轮齿形角

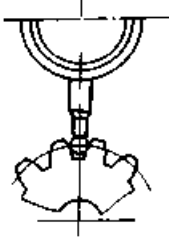
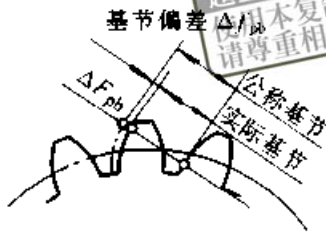
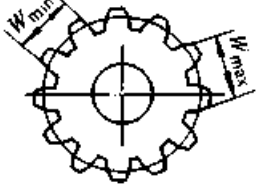
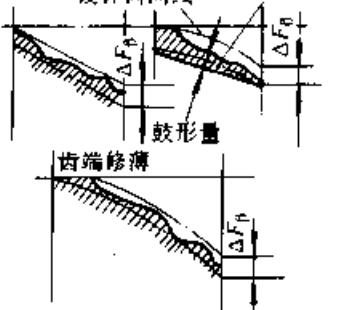
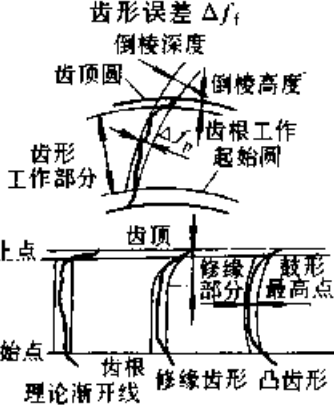

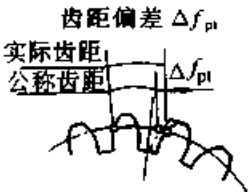
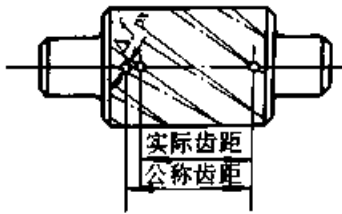
7.1.2 齿轮、齿轮副误差和侧隙的定义和代号

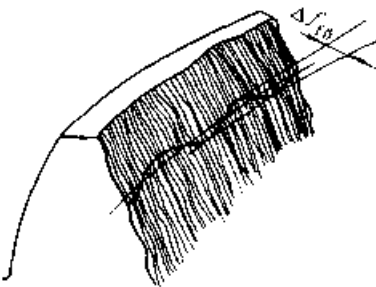

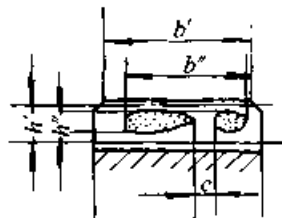

齿轮、齿轮副误差和侧隙的定义和代号见表 32.1-90。

表 32.1-90 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号

名称及代号	定义	名称及代号	定义
切向综合误差 $\Delta F_t'$  切向综合公差 F_t'	被测齿轮与理想精确的测量齿轮 ^① 单面啮合时，在被测齿轮一转内，实际转角与公称转角之差的总幅度值，以分度圆弧长计值	一齿径向综合误差 $\Delta f_r'$ 一齿径向综合公差 f_r'	被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时，在被测齿轮一齿距角内，双啮中心距的最大变动量
一齿切向综合误差 $\Delta f_t'$ 一齿切向综合公差 f_t'	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时，在被测齿轮一齿距角内，实际转角与公称转角之差的最大幅度值。以分度圆弧长计值	齿距累积误差 ΔF_p 	在分度圆上 ^② ，任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
径向综合误差 $\Delta F_r'$  径向综合公差 F_r'	被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时，在被测齿轮一转内，双啮中心距的最大变动量	k 个齿距累积误差 ΔF_{pk}  齿距累积公差 F_p k 个齿距累积公差 F_{pk}	在分度圆上 ^③ ， k 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值。 k 为 2 到小于 $\frac{z}{2}$ 的整数

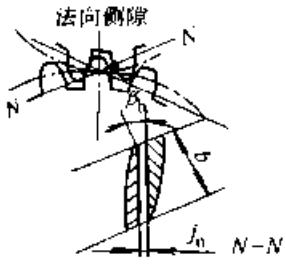
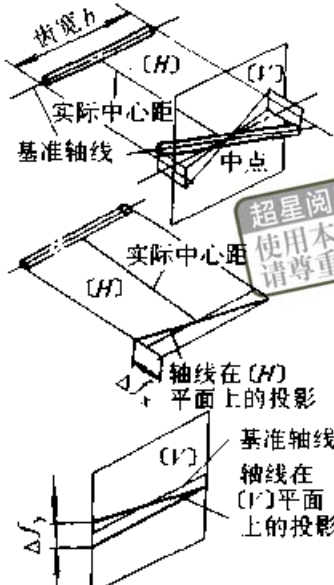
续表 32.1-90

名称及代号	定义	名称及代号	定义
<p>齿圈径向跳动 ΔF_r</p>  <p>齿圈径向跳动公差 F_r</p>	<p>在齿轮一转范围内，测头在齿槽内于齿高中部双面接触，测头相对于齿轮轴线的最大变动量</p>	<p>基节偏差 Δf_{pb}</p>  <p>基节极限偏差 $\pm f_{pb}$</p>	<p>实际基节与公称基节之差 实际基节是指基圆柱切平面所截两相邻同侧齿面的交线之间的法向距离</p>
<p>公法线长度变动 ΔF_w</p>  <p>公法线长度变动公差 F_w</p>	<p>在齿轮一周范围内，实际公法线长度最大值与最小值之差 $\Delta F_w = W_{max} - W_{min}$</p>	<p>齿向误差 ΔF_β</p>  <p>齿向公差 F_β</p>	<p>在分度圆柱面上，齿宽有效部分范围内（端部倒角部分除外），包容实际齿线且距离为最小的两条设计齿线之间的端面距离 设计齿线可以是修正的圆柱螺旋线，包括鼓形线、齿端修薄及其它修形曲线</p>
<p>齿形误差 Δf_i</p>  <p>齿形公差 f_i</p>	<p>在端截面上^①，齿形工作部分内（齿顶倒棱部分除外），包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离 设计齿形可以是修正的理论渐开线，包括修缘齿形、凸齿形等</p>	<p>接触线误差 ΔF_b</p>  <p>接触线公差 F_b</p>	<p>在基圆柱的切平面内，平行于公称接触线并包容实际接触线的两条直线间的法向距离</p>
<p>齿距偏差 Δf_{pt}</p>  <p>齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$</p>	<p>在分度圆上^②，实际齿距与公称齿距之差 公称齿距是指所有实际齿距的平均值</p>	<p>轴向齿距偏差 ΔF_{px}</p>  <p>轴向齿距极限偏差 $\pm F_{px}$</p>	<p>在与齿轮基准轴线平行而大约通过齿高中部的一条直线上，任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差。沿齿面法线方向计值</p>

名称及代号	定义	名称及代号	定义
<p>螺旋线波度误差 Δf_{ip}</p>  <p>螺旋线波度公差 f_{ip}</p>	<p>宽斜齿轮齿高中部实际齿向线波纹的最大波幅。沿齿面法线方向计值</p>	<p>齿轮副的一齿切向综合误差 $\Delta f'_{ic}$</p> <p>齿轮副的一齿切向综合公差 f'_{ic}</p>	<p>安装好的齿轮副，在啮合足够多的转数内，一个齿轮相对于另一个齿轮，一个齿距的实际转角与公称转角之差的最大限度值。以分度圆弧长计值</p>
<p>齿厚偏差 ΔE_s</p>  <p>齿厚极限偏差 上偏差 E_{s1} 下偏差 E_{s2} 公差 T_s</p>	<p>分度圆柱面上^①齿厚实际值与公称值之差。对于斜齿轮，指法向齿厚</p>	<p>齿轮副的接触斑点</p> 	<p>安装好的齿轮副，在轻微的制动下，运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹</p> <p>接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分比计算</p> <p>沿齿长方向：接触痕迹的长度 b'' (扣除超过模数值的断开部分 c) 与工作长度 b' 之比的百分数，即 $\frac{b''-c}{b'} \times 100\%$</p> <p>沿齿高方向：接触痕迹的平均高度 h'' 与工作高度 h' 之比的百分数，即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$</p>
<p>公法线平均长度偏差 ΔE_{wn}</p> <p>公法线平均长度极限偏差 上偏差 E_{wn1} 下偏差 E_{wn2} 公差 T_{wn}</p>	<p>在齿轮一周内，公法线长度平均值与公称值之差</p>	<p>齿轮副的侧隙 圆周侧隙 j_c</p> 	<p>圆周侧隙 j_c：装配好的齿轮副，当一个齿轮固定时，另一个齿轮的圆周晃动量。以分度圆上弧长计值</p>
<p>齿轮副的切向综合误差 $\Delta F'_{ic}$</p> <p>齿轮副的切向综合公差 F'_{ic}</p>	<p>安装好的齿轮副，在啮合转动足够多的转数内，一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计值</p>		

超星浏览器提醒
使用本复制品
请尊重相关知
识产权!

续表 32.1-90

名称及代号	定 义	名称及代号	定 义
法向侧隙 j_n  最大极限侧隙 j_{nmax} j_{nmin} 最小极限侧隙 j_{nmin}	法向侧隙 j_n : 装配好的齿轮副, 当工作齿面接触时, 非工作齿面之间的最小距离 $j_n = j_c \cos \beta_b \cos \alpha_n$ β_b —— 基圆螺旋角	轴线的平行度误差 x 方向轴线的平行度误差 Δf_x y 方向轴线的平行度误差 Δf_y  x 方向轴线的平行度公差 f_x y 方向轴线的平行度公差 f_y	一对齿轮的轴线在其基准平面 $[H]$ 上投影的平行度误差 在等于齿宽的长度上测量 一对齿轮的轴线, 在垂直于基准平面, 并且平行于基准轴线的平面 $[V]$ 上投影的平行度误差 在等于齿宽的长度上测量 注: 包含基准轴线, 并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面, 称为基准平面。两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线
齿轮副的中心距偏差 Δf 齿轮副的中心距极限偏差 $\pm f$	在齿轮副的齿宽中间平面内, 实际中心距与公称中心距之差		

- ① 允许用齿条、蜗杆、测头等测量元件代替测量齿轮。
- ② 允许在齿高部测量, 但仍按分度圆上计值。
- ③ 允许用检查被测齿轮和测量蜗杆啮合时齿轮齿面上的接触迹线 (可称为“啮合齿形”) 代替。但仍应按基圆切线方向计值。

7.1.3 精度等级及其选择

GB/T 10095—1988 对齿轮及齿轮副规定了 12 个精度等级, 其中 1 级精度最高, 12 级精度最低。齿轮副中两个齿轮的精度一般取成相同, 也允许取成不相同。

齿轮的各项公差和极限偏差分成三个组 (表 32.1-91)。

表 32.1-91 齿轮公差组

公差组	公差与极限偏差项目	误差特性	对传动性能的主要影响
I	$F'_i, F_p, F_{pk}, F''_i, F_s, F_w$	以齿轮一转为一周期的误差	传递运动的准确性
II	$f'_i, f_t, \pm f_{pk}, \pm f_{pb}, f'_i, f_s, f_{ip}$	在齿轮一周内, 多次周期地重复出现的误差	传动的平稳性、噪声、振动
III	$F_\beta, F_b, \pm F_{pk}$	齿向线的误差	载荷分布的均匀性

根据使用要求不同, 允许各公差组选用不同的精度等级, 但在同一公差组内, 各项公差与极限偏差应保持相同精度等级。

齿轮和齿轮副的精度等级, 必须根据传动的用途、工作条件、技术要求, 以及工艺性、经济性来选用; 但目前通常都根据经验来选用精度等级的居多。表 32.1-92~表 32.1-94 列出的综合资料可作为选用精度等级的参考。齿轮的精度过低, 必然会降低齿轮的运行质量和承载能力 (寿命); 但过高的精度等级会不必要地增加齿轮的制造成本。据研究, 齿轮制造精度相差一级, 其承载能力相差 20%~30%, 噪声相差 2.5~5 dB、制造成本相差 60%~80%。因此, 在选用齿轮精度等级时, 既要满足机器的使用要求, 又要考虑齿轮制造的经济性。

7.1.4 齿坯要求和齿面粗糙度

齿轮在加工、检验和安装时的径向基准面和

轴向辅助基准面应尽量一致，并在齿轮零件图上予以标注。

差以及基准面的跳动 (图 32.1-41)。各项公差推荐值采用表 32.1-95 和表 32.1-96 的规定。

齿坯公差包括轴或孔的尺寸、形状和位置公

表 32.1-92 齿轮的精度水平

名称	精度水平描述	精度等级 (GB/T 10095)
超高精度 (AA)	可能得到的最高精度。按专门的工具车间的制造方法制造才能达到。用于检验用的基准齿轮、非常重要的极高速齿轮或同时需要有最高承载能力和最高可靠性的齿轮	2 或 3 级
高精度 (A)	高精度。用一流的机床和熟练的操作者用磨齿、剃齿等方法获得。广泛用于透平齿轮、航天齿轮上。有时用在重要的工业齿轮上	4 或 5 级
中高精度 (B)	精度较高。用磨齿或剃齿获得，但着重在生产率而不是质量最高。也可以用最好的设备和最有利条件用滚齿或插齿获得。用于中等速度的工业齿轮和较重要的车辆齿轮	6 或 7 级
中等精度 (C)	良好的精度。可用一流的机床和熟练的操作人员在滚齿机和插齿机上获得。也可用高生产率的磨齿和剃齿获得。典型的用途是在较低速度下运转的车辆齿轮和电动机驱动的工业齿轮	8 或 9 级
低精度 (D)	在滚齿机或插齿机上能获得的名义精度。可用旧的机床和熟练水平较低的操作者完成。典型的用途是靠磨合达到可用的啮合状态的低速齿轮 (硬度较低，有利于磨合)	10 或 11 级
极低精度 (E)	低速轻载时用的齿轮的精度。小尺寸齿轮可以是模铸或压铸的。典型的用途是玩具和小器械的齿轮。也可以用于寿命有限和可靠度要求不高的低硬度动力齿轮	12 级

注：本表不属于国家标准，仅供参考。

表 32.1-93 第 I 公差组精度等级选择

齿轮种类及要求	最低精度要求
基准齿轮 (测量齿轮)	2 或 3 级
高重复定位精度齿轮 (精密分度机构用齿轮)	4 或 5 级
一般重复定位精度齿轮 (一般分度机构用齿轮)	6 或 7 级
无重复定位精度要求的齿轮	8 级或更低

注：1. 本表不属于国家标准，仅供参考。

2. 测量齿轮比被测齿轮的精度提高 4 级时，其测量齿轮的不精确性可忽略不计。

表 32.1-94 第 II 公差组精度与圆周速度的关系

名称	精度等级	适用圆周速度范围 / (m/s)
高精度	4 级	≤ 200
	5 级	≤ 80
中高精度	6 级	≤ 35
	7 级	直齿： ≤ 20 ；斜齿： ≤ 25
中等精度	8 级	直齿： ≤ 15 ；斜齿： ≤ 20
	9 级	直齿： ≤ 10 ；斜齿： ≤ 12
低精度	10 级	直齿： ≤ 6 ；斜齿： ≤ 8

注：1. 本表不属于国家标准，仅供参考。

2. 对于硬齿面齿轮，由于跑合性能差，轮齿偏载对齿轮的寿命影响大，因此选用较高精度等级比较合理。

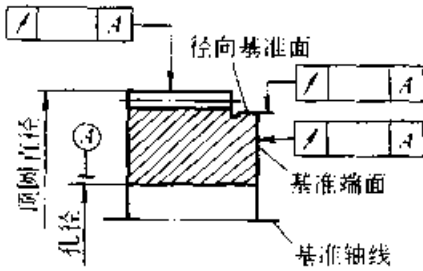


图 32.1-41 齿坯公差

表 32.1-95 齿坯公差

齿轮精度等级 ¹		5	6	7	8	9	10
孔	尺寸公差	IT5	IT6	IT7		IT8	
	形状公差			IT7		IT8	
轴	尺寸公差	IT5		IT6		IT7	
	形状公差	IT5		IT6		IT7	
顶圆直径 ²		IT7		IT8		IT9	
基准面的径向跳动 ³		见表 32.1-96					
基准面的端面跳动							

注：IT—标准公差单位。

- ① 当三个公差组的精度等级不同时，按最高的精度等级确定公差值。
- ② 当顶圆不作测量齿厚的基准时，尺寸公差按 IT11 给定，但不大于 $0.1 m_{nc}$ 。
- ③ 当以顶圆作基准面时，本栏就指顶圆的径向跳动。

表 32.1-96 齿坯基准面径向^①和端面跳动公差 (μm)

分度圆直径/mm		精度等级		
大于	到	5 和 6	7 和 8	9 和 10
—	125	11	18	28
125	400	14	22	36
400	800	20	32	50
800	1 600	28	45	71
1 600	2 500	40	63	100
2 500	4 000	63	100	160

注：① 当以顶圆作基准面时，本栏就指顶圆的径向跳动。

齿轮各主要表面的粗糙度推荐值见表 32.1-97。

7.1.5 齿轮检验与公差

齿轮检验项目的选定与齿轮的精度要求，生产规模和工艺，以及现厂可供使用的测量器具有关。表 32.1-98 可供选择齿轮检验组时的参考。各误差项目的公差或极限偏差数值见表 32.1-99 至表 32.1-103。

表 32.1-97 齿轮各主要表面的粗糙度 R_a 推荐值 (μm)

部 位	精度等级				
	5	6	7	8	9
工作齿面	0.2~0.4	0.4	0.8~1.6	0.8~1.6	1.6~3.2
齿轮基准孔	0.2~0.8	0.8~1.6		1.6~3.2	
齿轮轴的基准轴颈	0.2~0.4	0.4~0.8		0.8~1.6	
齿轮基准端面	0.4~0.8	0.8~1.6	0.8~3.2		3.2~6.3
齿轮顶圆	0.8~1.6	1.6~3.2			3.2~6.3

- 注：1. 如果齿轮采用组合精度，可按其中精度最高的等级选用 R_a 值。
2. 如果采用齿轮顶圆作基准时，要适当减小顶圆表面的 R_a 值。
3. 工作齿面粗糙度 $R_a < 0.4 \mu\text{m}$ ，只有在磨削或剃削技术很高时才能达到。
4. 本表不属于国家标准，仅供参考。

表 32.1-98 推荐的圆柱齿轮和齿轮副检验项目

项 目	精度等级			
	5~7	7、8	9、10	
公差组	I	F'_i 或 F_p	F''_i 、 F_w 或 F'_f 、 F_w	F_i
	II	f'_i 或 f_i 、 f_{pi}	f''_i 、 f_i 、 f_{pi} 或 f'_i 、 f_{pb}	F_{pi}
	III	F_β	F_β	F_β
齿轮副	对齿轮	E_s 或 E_w		
	对传动	F'_w 、 f'_w 、接触斑点、 f_a		
	对箱体	f_x 、 f_y		
齿轮毛坯	基准端面的端面跳动、基准端面的径向跳动、顶圆直径公差、齿轮轴孔公差			

- 注：1. 若接触斑点分布位置和大小确有保证时，则第 III 公差组检验项目可不考虑。
2. 对 $\epsilon_\beta > 1.25$ ，齿向线不作修正的斜齿轮，第 III 公差组可检验 F_{pi} 、 f_i 或 F_{pi} 、 F_{ti} ；对 $\epsilon_\beta \leq 1.25$ 齿向线不作修正的斜齿轮可检验 F_{bi} 。
3. 本表不属国家标准，仅供参考。

表 32.1-99 齿距累积公差 F_p 及 k 个齿距累积公差 F_{pk} 值

L/mm		精度等级					
大于	到	5	6	7	8	9	10
—	11.2	7	11	16	22	32	45
11.2	20	10	16	22	32	45	63
20	32	12	20	28	40	56	80
32	50	14	22	32	45	63	90
50	80	16	25	36	50	71	100
80	160	20	32	45	63	90	125
160	315	28	45	63	90	125	180
315	630	40	63	90	125	180	250
630	1 000	50	80	112	160	224	315
1 000	1 600	63	100	140	200	280	400
1 600	2 500	71	112	160	224	315	450
2 500	3 150	90	140	200	280	400	560
3 150	4 000	100	160	224	315	450	630
4 000	5 000	112	180	250	355	500	710
5 000	7 200	125	200	280	400	560	800

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

注：1. F_p 和 F_{pk} 按分度圆弧长 L 查表。

当查 F_p 时，取 $L = \frac{1}{2} \pi d = \frac{\pi m_n z}{2 \cos \beta}$ ；当查 F_{pk} 时，取 $L = \frac{k \pi m_n}{\cos \beta}$ (k 为 2 到小于 $\frac{z}{2}$ 的整数)。

2. 除特殊情况外，对于 F_{pk} 规定取 k 值为小于 $\frac{z}{6}$ 或 $\frac{z}{8}$ 的最大整数。

表 32.1-100 公法线长度变动公差 F_w 值

(μm)

分度圆直径/mm		精度等级					
大于	到	5	6	7	8	9	10
—	125	12	20	28	40	56	80
125	400	16	25	36	50	71	100
400	800	20	32	45	63	90	125
800	1 600	25	40	56	80	112	160
1 600	2 500	28	45	71	100	140	200
2 500	4 000	40	63	90	125	180	250

表 32.1-101 齿向公差 F_f 值

(μm)

齿轮宽度/mm		精度等级					
大于	到	5	6	7	8	9	10
—	40	7	9	11	18	28	45
40	100	10	12	16	25	40	63
100	160	12	16	20	32	50	80
160	250	16	19	24	38	60	105
250	400	18	24	28	45	75	120
400	630	22	28	34	55	90	140

表 32.1-102 齿圈径向跳动公差、径向综合公差和齿形公差 (μm)

分度圆直径/mm		法向模数/mm	齿圈径向跳动公差 F_r							径向综合公差 F_{ri}										齿形公差 F_{α}		
大于	到		精 度 等 级																			
			5	6	7	8	9	10	5	6	7	8	9	10	5	6	7	8	9	10		
—	125	$\leq 1 \sim 3.5$	16	25	36	45	71	100	22	36	50	63	90	140	6	8	11	14	22	36		
		$> 3.5 \sim 6.3$	18	28	40	50	80	125	25	40	56	71	112	180	7	10	14	20	32	50		
		$> 6.3 \sim 10$	20	32	45	56	90	140	28	45	63	80	125	200	8	12	17	22	36	56		
125	400	$\leq 1 \sim 3.5$	22	36	50	63	80	112	32	50	71	90	112	160	7	9	13	18	28	45		
		$> 3.5 \sim 6.3$	25	40	56	71	100	140	36	56	80	100	140	200	8	11	16	22	36	56		
		$> 6.3 \sim 10$	28	45	63	86	112	160	40	63	90	112	160	224	9	13	19	28	45	71		
		$> 10 \sim 16$	32	50	71	90	125	180	45	71	100	125	180	250	11	16	22	32	50	80		
		$> 16 \sim 25$	36	56	80	100	160	224	50	80	112	140	224	315	14	20	30	45	71	112		
400	800	$\leq 1 \sim 3.5$	28	45	63	80	100	125	40	63	90	112	140	180	9	12	17	25	40	63		
		$> 3.5 \sim 6.3$	32	50	71	90	112	140	45	71	100	125	160	200	10	14	20	28	45	71		
		$> 6.3 \sim 10$	30	56	80	100	125	160	50	80	112	140	180	224	11	16	24	36	54	90		
		$> 10 \sim 16$	40	63	90	112	160	200	56	90	125	160	224	280	13	18	26	40	63	100		
		$> 16 \sim 25$	45	71	100	125	200	250	63	100	140	180	280	355	16	24	36	56	90	140		
		$> 25 \sim 40$	50	80	112	140	250	315	71	112	160	200	355	450	21	30	48	71	112	180		
800	1 600	$\leq 1 \sim 3.5$	32	50	71	90	112	140	45	71	100	125	160	200	11	17	24	36	56	90		
		$> 3.5 \sim 6.3$	36	56	80	100	125	160	50	80	112	140	180	224	13	18	28	40	63	100		
		$> 6.3 \sim 10$	44	63	90	112	140	180	56	90	125	160	200	250	14	20	30	45	71	112		
		$> 10 \sim 16$	45	71	100	125	160	200	63	100	140	180	224	280	15	22	34	50	80	125		
		$> 16 \sim 25$	50	80	112	140	200	250	71	112	160	200	280	355	19	28	42	63	100	160		
		$> 25 \sim 40$	56	90	125	160	250	315	80	125	180	280	355	450	28	36	53	80	125	200		
1 600	2 500	$\leq 1 \sim 3.5$	36	56	80	100	125	160	50	80	112	140	180	224	16	24	36	50	80	125		
		$> 3.5 \sim 6.3$	40	63	90	112	140	180	56	90	125	160	200	250	17	25	38	56	90	140		
		$> 6.3 \sim 10$	45	71	100	125	160	200	63	100	140	180	224	280	18	28	40	63	100	160		
		$> 10 \sim 16$	50	80	112	140	180	224	71	112	160	200	250	315	20	30	45	71	112	180		
		$> 16 \sim 25$	56	90	125	160	224	280	80	125	180	250	315	400	22	36	53	80	125	200		
		$> 25 \sim 40$	63	100	140	190	280	355	90	140	200	280	400	500	28	42	63	100	160	250		
2 500	4 000	$\leq 1 \sim 3.5$	40	63	90	112	140	180	56	90	125	160	200	250	21	32	50	71	112	180		
		$> 3.5 \sim 6.3$	45	71	100	125	160	200	63	100	140	180	224	280	22	34	53	80	125	200		
		$> 6.3 \sim 10$	50	80	112	140	180	224	71	112	160	200	250	315	24	36	56	90	140	224		
		$> 10 \sim 16$	56	90	125	160	200	250	80	125	180	224	280	355	25	38	60	90	140	224		
		$> 16 \sim 25$	63	100	140	180	224	280	90	140	200	250	315	400	28	45	67	100	160	250		
		$> 25 \sim 40$	80	125	180	224	280	355	112	180	250	315	400	500	34	50	80	125	200	315		

超星阅读器提醒您：
使用本复制件，
请尊重相关版权。

表 32.1-103 齿距极限偏差、基节极限偏差和一齿径向综合公差 (μm)

分度圆直径/mm		法向模数 m_n	齿距极限偏差 $\pm f_p$						基节极限偏差 $\pm f_{pb}$						一齿径向综合公差 f_r'					
大于	到		精 度 等 级																	
			5	6	7	8	9	10	5	6	7	8	9	10	5	6	7	8	9	10
—	125	$\geq 1-3.5$	6	10	14	20	28	40	5	9	13	18	25	36	10	14	20	28	36	45
		$> 3.5-6.3$	8	13	18	25	36	50	7	11	16	22	32	45	13	18	25	36	45	56
		$> 6.3-10$	9	14	20	28	40	56	8	13	18	25	36	50	14	20	28	40	50	63
125	400	$\geq 1-3.5$	7	11	16	22	32	45	6	10	14	20	30	40	11	16	22	32	40	50
		$> 3.5-6.3$	9	14	20	28	40	56	8	13	18	25	36	50	14	20	28	40	50	63
		$> 6.3-10$	10	16	22	32	45	63	9	14	20	30	40	60	16	22	32	45	56	71
		$> 10-16$	11	18	25	36	50	71	10	16	22	32	45	63	18	25	36	50	63	80
		$> 16-25$	14	22	32	45	63	90	13	20	30	40	60	80	22	32	45	63	80	100
400	800	$\geq 1-3.5$	8	13	18	25	36	50	7	11	16	22	32	45	13	18	25	36	45	56
		$> 3.5-6.3$	9	14	20	28	40	56	8	13	18	25	36	50	14	20	28	40	50	63
		$> 6.3-10$	11	18	25	36	50	71	10	16	22	32	45	63	16	22	32	45	56	71
		$> 10-16$	13	20	28	40	56	80	11	18	25	36	50	71	20	28	40	56	71	90
		$> 16-25$	16	25	36	50	71	100	14	22	32	45	63	90	25	36	50	71	90	112
		$> 25-40$	20	32	45	63	90	125	18	30	40	60	80	112	32	45	63	90	112	140
800	1 600	$\geq 1-3.5$	9	14	20	28	40	56	8	13	18	25	36	50	14	20	28	40	50	63
		$> 3.5-6.3$	10	16	22	32	45	63	9	14	20	30	40	60	16	22	32	45	56	71
		$> 6.3-10$	11	18	25	36	50	71	10	16	22	32	45	67	18	25	36	50	63	80
		$> 10-16$	13	20	28	40	56	80	11	18	25	36	50	71	20	28	40	56	71	90
		$> 16-25$	16	25	36	50	71	100	14	22	32	45	63	90	25	36	50	71	90	112
		$> 25-40$	20	32	45	63	90	125	18	30	40	60	80	112	36	50	71	100	125	160
1 600	2 500	$\geq 1-3.5$	10	16	22	32	45	63	9	14	20	30	40	60	16	22	32	45	56	71
		$> 3.5-6.3$	11	18	25	36	50	71	10	16	22	32	45	67	18	25	36	50	63	80
		$> 6.3-10$	13	20	28	40	56	80	11	18	25	36	50	71	20	28	40	56	71	90
		$> 10-16$	14	22	32	45	63	90	13	20	30	40	60	80	22	32	45	63	80	100
		$> 16-25$	18	28	40	56	80	112	16	25	36	50	71	100	28	40	56	80	100	125
		$> 25-40$	22	36	50	71	100	140	20	32	45	63	90	125	36	50	71	100	125	160
2 500	4 000	$\geq 1-3.5$	11	18	25	36	50	71	10	16	22	32	45	63	18	25	36	50	63	80
		$> 3.5-6.3$	13	20	28	40	56	80	11	18	25	36	50	71	20	28	40	56	71	90
		$> 6.3-10$	14	22	32	45	63	90	13	20	30	40	60	80	22	32	45	63	80	100
		$> 10-16$	16	25	36	50	71	100	14	22	32	45	67	90	25	36	50	71	90	112
		$> 16-25$	18	28	40	56	80	112	16	25	36	50	71	100	28	40	56	80	100	125
		$> 25-40$	22	36	50	71	100	140	20	32	45	63	90	125	36	50	71	100	125	160

① 对 6 级及高于 6 级的精度，在一个齿轮的同侧齿面上，最大基节与最小基节之差，不允许大于基节单向极限偏差的数值。

7.1.6 齿轮副的检验与公差

齿轮副的切向综合误差 $\Delta F'_k$ 、一齿切向综合误差 $\Delta f'_k$ 、接触斑点（位置和大小）和侧隙是齿轮副检验的 4 个基本项目。与此 4 个项目有关的除单个齿轮的误差外，还与箱体轴线平行度、中心距偏差有关。

轴线平行度公差 f_x 和 f_y 见表 32.1-104。

中心距极限偏差 $\pm f_a$ 见表 32.1-105。

接触斑点要求见表 32.1-106。

表 32.1-104 轴线平行度公差

x 方向轴线平行度公差 $f_x = F_\beta$	F_β 见表 32.1-101
y 方向轴线平行度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_\beta$	

表 32.1-105 中心距极限偏差 $\pm f_a$ 值
(μm)

第 II 公差组 精度等级		5~6	7~8	9~10	
f_a		$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	
齿 轮 副 的 中 心 距 a /mm	大于 6	到 10	7.5	11	18
	10	18	9	13.5	21.5
	18	30	10.5	16.5	26
	30	50	12.5	19.5	31
	50	80	15	23	37
	80	120	17.5	27	43.5
	120	180	20	31.5	50
	180	250	23	36	57.5
	250	315	26	40.5	65
	315	400	28.5	44.5	70
	400	500	31.5	48.5	77.5
	500	630	35	55	87
630	800	40	62	100	
800	1 000	45	70	115	
1 000	1 250	52	82	130	
1 250	1 600	62	97	155	
1 600	2 000	75	115	185	
2 000	2 500	87	140	220	
2 500	3 150	105	165	270	

表 32.1-106 接触斑点 (%)

接触 斑点	精度等级					
	5	6	7	8	9	10
按高度 不小于	55 (45)	50 (40)	45 (35)	40 (30)	30	25
按长度 不小于	80	70	60	50	40	30

注：1. 接触斑点的分布位置应趋近齿面中部，齿顶和两端部棱边处不允许接触。
2. 括号内数值，用于轴向重合度 $\epsilon_\beta > 0.8$ 的斜齿轮。

7.1.7 齿轮副的侧隙

齿轮副的侧隙要求，应根据工作条件用最大法向侧隙 j_{nmax} （或圆周侧隙 j_{rmax} ）和最小法向侧隙 j_{nmin} （或圆周侧隙 j_{rmin} ）来规定

法向侧隙与圆周侧隙的关系如下式

$$j_n = j_r \cos \alpha_n \cos \beta \quad (32.1-45)$$

在齿轮传动中，齿轮副的最小法向侧隙 j_{nmin} 有较严格的要求

$$j_{nmin} \geq j_{nmin1} + j_{nmin2} \quad (32.1-46)$$

式中 j_{nmin1} ——保证正常润滑条件所需的最小侧隙值 (mm)，通常可按表 32.1-107 选取

j_{nmin2} ——补偿箱体和齿轮副温升所需的侧隙 (mm)。

$$j_{nmin2} = a(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha_n \quad (32.1-47)$$

表 32.1-107 保证正常润滑所需的侧隙值 j_{nmin1}

润滑方式	齿轮圆周速度 / (m/s)	$j_{nmin1} / \mu\text{m}$
油池润滑		$(5 \sim 10) m_n$
喷油润滑	$v \leq 10$	$10 m_n$
	$10 < v \leq 25$	$20 m_n$
	$25 < v \leq 60$	$30 m_n$
	$v > 60$	$(30 \sim 50) m_n$

注：表中法向模数 m_n 的单位为 mm。

式中 a ——齿轮副中心距 (mm)；
 α_1, α_2 ——齿轮、箱体材料的线膨胀系数；

Δt_1 、 Δt_2 —— 齿轮和箱体工作温度 ($^{\circ}\text{C}$)
与标准温度之差; $\Delta t_1 =$ 齿
轮温度 $- 20^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_2 =$ 箱体
温度 $- 20^{\circ}\text{C}$;
 α_n —— 法面啮合角 (一般可用法

面齿形角代替)。

对于无严格要求的一般情况, 可参考表 32.1-108 选取最小侧隙值。而齿轮副的最大侧隙 j_{max} , 对于一般齿轮传动 (不频繁正反转) 无严格要求可不作计算。

表 32.1-108 最小侧隙 j_{min} 参考值

中心距 / mm		≤ 80	> 80 ~ 125	> 125 > 180	> 180 ~ 250	> 250 ~ 315	> 315 ~ 400	> 400 ~ 500	> 500 ~ 630	> 630 ~ 800	> 800 $\sim 1\ 000$	$> 1\ 000$ $\sim 1\ 250$	$> 1\ 250$ $\sim 1\ 600$	$> 1\ 600$ $\sim 2\ 000$	$> 2\ 000$ $\sim 2\ 500$	$> 2\ 500$ $\sim 4\ 000$
$j_{\text{min}} / \mu\text{m}$	较小	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	260	310	370	440	600
	中等	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360	420	500	600	700	950
	较大	190	220	250	290	320	360	400	440	500	550	660	780	920	1\ 100	1\ 500

注: 1. 中等侧隙所规定的 j_{min} 值, 对于钢或铸铁齿轮传动, 当齿轮与壳体的温差为 25°C 时, 不会由于发热而卡住。

2. 本表不属于国家标准内容, 仅供参考。

对于精密读数机构或对侧隙有要求的传动机构, 可按下式计算最大侧隙

$$j_{\text{max}} = j_{\text{min}} + \sqrt{(T_{s1}^2 + T_{s2}^2) \cos^2 \alpha_n + (T_s 2 \sin \alpha_n)^2} \quad (32.1-48)$$

式中 T_{s1} 、 T_{s2} —— 小、大齿轮的齿厚公差;

T_s —— 齿轮副中心距公差, $T_s = 2f_a$ 。

7.1.8 齿厚极限偏差

齿轮副的实际侧隙决定了齿轮中心距偏差和两齿轮的齿厚偏差。在齿轮副中心距极限偏差 f_a (表 32.1-105) 确定后, 齿轮副的侧隙决定于齿厚极限偏差。

标准中规定了 14 种齿厚极限偏差, 用字母 C、D、E、F、...P、R、S 代表 (图 32.1-42)。每一种齿厚极限偏差值均为齿距偏差 f_{pt} 的倍数 (表 32.1-109)。例如, 上偏差 E_{s1} 选用 F (等于 $-14f_{pt}$), 下偏差 E_{s2} 选用 L (等于 $-16f_{pt}$), 则齿厚极限偏差用代号 FL 表示。齿厚公差 $T_s = 12f_{pt}$ (图 32.1-42)。

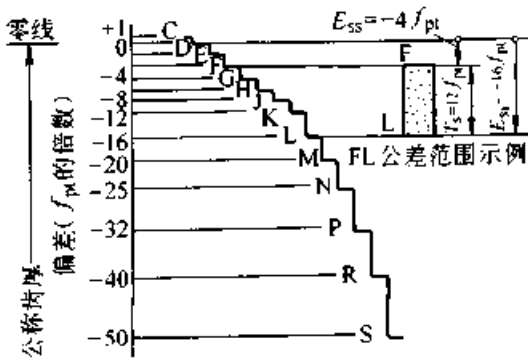


图 32.1-42 14 种齿厚极限偏差

表 32.1-109 齿厚极限偏差

C = $+1f_{pt}$	G = $-6f_{pt}$	L = $-16f_{pt}$	R = $-40f_{pt}$
D = 0	H = $-8f_{pt}$	M = $-20f_{pt}$	S = $-50f_{pt}$
E = $-2f_{pt}$	J = $-10f_{pt}$	N = $-25f_{pt}$	
F = $-4f_{pt}$	K = $-12f_{pt}$	P = $-32f_{pt}$	

齿厚极限偏差可用算法或经验表格法确定。

(1) 用算法确定齿厚极限偏差

由于侧隙是齿轮副安装好后度量的, 因此除了齿厚上偏差 E_{s1} 影响齿轮副的最小侧隙外, 还要考虑中心距偏差 f_a 以及加工和安装误差的影响。由此得齿厚上偏差

$$E_{s1} = -f_a \tan \alpha_n - \frac{j_{\text{min}} + J_n}{z \cos \alpha_n} \quad (32.1-49)$$

式中 J_n —— 齿轮加工误差和安装误差使侧隙的减小量, 即

$$J_n = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + (1.25 \cos^2 \alpha_n + 1) F_p} \quad (32.1-50)$$

式(32.1-49)是根据两个齿轮提供等量齿厚上偏差 ($|E_{s1}| = |E_{s2}| = |E_{s3}|$) 推出的。在实际设计中, 如有必要, 可根据具体情况调整 E_{s1} 和 E_{s2} 值。

通常, 齿厚下偏差可利用齿厚公差 T_s 求得, 即

$$E_{s2} = E_{s1} - T_s \quad (32.1-51)$$

齿厚公差 T_s 的大小反映了切齿工艺的难易

程度,其值可用下式计算

$$T_s = 2 \tan \alpha_n \sqrt{F_r^2 + b_r^2} \quad (32.1-52)$$

式中 F_r ——齿圈径向跳动公差,按第 I 公差组精度等级查表 32.1-102;

b_r ——切齿径向进刀公差,可按表 32.1-110 选用。

以上计算法求得的 E_{s1} 和 E_{s2} 值可以直接标注在齿轮零件工作图上。但是,如果没有特殊要求,最好将 E_{s1} 和 E_{s2} 折算成 f_{pt} 的倍数,再利用表 32.1-109 就近确定齿厚极限偏差的代号。

(2)用经验表格法确定齿厚极限偏差

对于一般要求的齿轮,可根据经验利用表

表 32.1-110 切齿径向进刀公差

第 I 公差组精度等级	4	5	6
b_r	1.26IT7	IT8	1.26IT8
第 I 公差组精度等级	7	8	9
b_r	IT9	1.26IT9	IT10

注:齿轮分度圆直径为确定 IT 值的基本尺寸。

32.1-111 选用齿厚极限偏差。

用经验表格法确定 E_{s1} 、 E_{s2} 后,如果要在齿轮副装配图上标注出最小侧隙值,则应利用式 (32.1-49) 计算得最小侧隙 j_{\min} 值。计算时取 $E_{s1} = (E_{s1} + E_{s2})/2$ 代入式 (32.1-49)。

表 32.1-111 齿厚极限偏差 E_s 参考值

II 组精度等级	法向模数/ mm	分度圆直径/mm													
		≤80	>80 ~125	>125 ~180	>180 ~250	>250 ~315	>315 ~400	>400 ~500	>500 ~630	>630 ~800	>800 ~1 000	>1 000 ~1 250	>1 250 ~1 600	>1 600 ~2 000	>2 000 ~2 500
5	>1~3.5	LM	LM	LM	MN	MN	NP	NP	NP	NP	NP	NP	PR	RS	RS
	>3.5~6.3	JK	KL	KL	LM	LM	LM	MN	MN	MN	NP	NP	PR	PR	RS
	>6.3~10	JK	JK	KL	KL	LM	LM	LM	LM	LM	MN	NP	PR	PR	PR
	>10~16			JK	KL	KL	LM	LM	LM	LM	MN	MN	NP	NP	PR
	>16~25			HJ	JK	JL	KL	KL	KL	LM	LM	LM	MN	MN	NP
6	>1~3.5	JK	JL	JL	KM	KM	LN	LN	LN	LN	LN	MP	NR	NR	PS
	>3.5~6.3	GJ	HK	HK	JL	JL	KM	KM	LN	LN	LN	MP	MP	NR	NR
	>6.3~10	GJ	HK	HK	HK	HK	JL	JL	JL	KM	LN	LN	MP	MP	NR
	>10~16			GJ	HK	HK	HK	HL	JL	KM	KM	LN	LN	MP	MP
	>16~25			GJ	GJ	HK	HJ	HK	HK	HK	HK	JL	KL	LM	LN
7	>1~3.5	HK	HK	HK	HK	JM	KM	JL	KM	KM	LN	LN	MP	MP	NP
	>3.5~6.3	GJ	GJ	GJ	HK	HK	HK	JL	JL	KM	KM	LN	LN	LN	MN
	>6.3~10	GJ	GJ	GJ	GJ	HK	HK	HK	HK	JL	KM	KM	LN	LN	MN
	>10~16			GJ	GJ	GJ	HK	HK	HK	HK	HK	JL	KL	KM	LM
	>16~25			FG	FH	GJ	GJ	GJ	GJ	HK	HK	HK	JL	KL	KL
8	>1~3.5	GJ	GJ	GK	HL	HL	HL	HL	HL	JM	JM	KM	LN	LN	LN
	>3.5~6.3	FH	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	HK	HK	HL	HL	JM	KM	KM	LN
	>6.3~10	FH	FH	FH	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	HK	HL	HL	JM	KM	KM
	>10~16			FH	FH	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	HL	HL	JL	JL	KM
	>16~25			FG	FG	FG	FG	FH	GJ	GH	GJ	GJ	HK	HK	JL
9	>1~3.5	FH	GJ	GJ	GJ	GJ	HK	HK	HK	HK	HK	JK	KM	KM	KM
	>3.5~6.3	FG	FG	FH	FH	GJ	GJ	GJ	GJ	HK	HK	HK	JL	JL	KM
	>6.3~10	FG	FG	FG	FH	FH	GJ	GJ	GJ	GK	GJ	HK	HK	JL	JL
	>10~16			FG	FG	FH	FH	FG	GH	GH	GJ	GJ	HK	HL	JL
	>16~25			FG	FG	FG	FG	FG	FG	FG	GH	GJ	GJ	GJ	HK

II 组精度等级	法向模数/mm	分度圆直径/mm													
		≤80	>80 ~125	>125 ~180	>180 ~250	>250 ~315	>315 ~400	>400 ~500	>500 ~630	>630 ~800	>800 ~1 000	>1 000 ~1 250	>1 250 ~1 600	>1 600 ~2 000	>2 000 ~2 500
10	>1~3.5	FH	FH	FH	FH	GJ	GJ	GK	GK	GK	GK	HK	HK	JL	JL
	>3.5~6.3	FG	FG	FH	FH	FH	FH	GJ	GJ	GK	GK	GK	HK	HK	JL
	>6.3~10	EF	FG	FG	FG	FG	FH	FH	FH	FH	GJ	GJ	GJ	HK	HK
	>10~16			FG	FG	FG	FG	FH	FH	FH	FH	GJ	GJ	GJ	HK
	>16~25			EF	EF	FG	FG	FG	FG	FG	FH	FH	GJ	GJ	GJ

注：本表不属于国家标准内容，仅供参考。本表代号主要取自《通用减速器行业标准》。

在实际设计中，为了保证侧隙，除了规定齿厚极限偏差这种方式外，还可以规定公法线平均长度极限偏差 E_{wm} 、 F_{wm} 。

对于外啮合齿轮，公法线平均长度上偏差

$$E_{wms} = E_s \cos \alpha_n - 0.72 F_r \sin 20^\circ \quad (32.1-53)$$

公法线平均长度公差

$$T_{wm} = T_s \cos \alpha_n - 1.44 F_r \sin 20^\circ \quad (32.1-54)$$

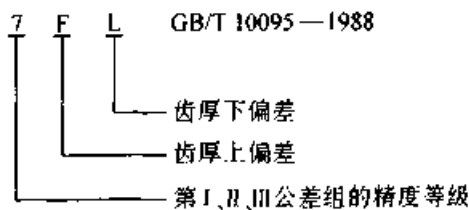
公法线平均长度下偏差

$$E_{wmi} = E_{si} \cos \alpha_n + 0.72 F_r \sin 20^\circ \quad (32.1-55)$$

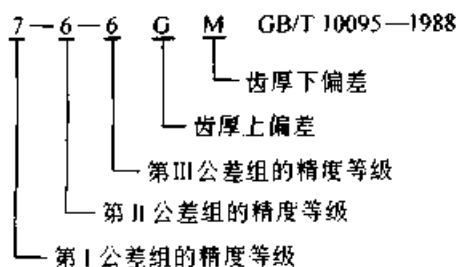
7.1.9 齿轮精度等级的图样标注

在齿轮零件工作图上应标注齿轮的精度等级和齿厚偏差的字母代号。标注示例如下：

1) 齿轮的三个公差组精度同为 7 级，其齿厚上偏差为 F，下偏差为 L，则可标注为：



2) 齿轮第 I 公差组精度为 7 级，第 II 公差组精度为 6 级，第 III 公差组精度为 6 级，齿厚上偏差为 G，齿厚下偏差为 M，则可标注为：



7.1.10 齿轮图样上应注明的尺寸数据

齿轮零件工作图上应注明尺寸数据如图 32.1-43 所示。齿轮的几何参数精度和检验项目等可用表格列出，并置于图样的右上角。表中的齿厚可选用公法线平均长度、法向齿厚或量柱（球）测量距标注。

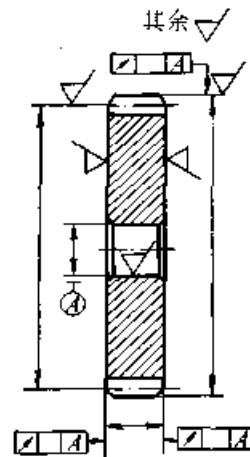


图 32.1-43 圆柱齿轮基本图样

此外，根据齿轮的具体形状和技术条件，还可以在图样的技术要求中给出其他一些在齿轮加工和测量时所需的数据或说明，例如：材料的化学成分和力学性能、热处理要求、探伤要求和动平衡条件等。

7.2 ISO 1328 国际齿轮精度^①

90 年代（1992—1998），ISO/TC 齿轮技术委员会对 ISO 1328—1975《平行轴渐开线圆柱齿轮—ISO 精度制》标准（我国 GB/T 10095—1988

^① 本节内容根据机械科学研究所和郑州机械研究所提供的资料编写。

等效采用)作了修订,并先后颁布了两个 ISO 标准和四个技术文件:

ISO 1328-1: 1995 圆柱齿轮 ISO 精度制 第 1 部分: 轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值

ISO 1328-2: 1997 圆柱齿轮 ISO 精度制 第 2 部分: 径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值

ISO/TR 10064-1: 1992 圆柱齿轮 检验实施规范 第 1 部分: 轮齿同侧齿面的检验

ISO/TR 10064-2: 1996 圆柱齿轮 检验实施规范 第 2 部分: 径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验

ISO/TR 10064-3: 1996 圆柱齿轮 检验实施规范 第 3 部分: 齿轮坯、轴中心距和轴线平行度的推荐文件

ISO/TR 10064-4: 1998 圆柱齿轮 检验实施规范 第 4 部分: 表面结构和轮齿接触斑点检验的推荐文件

以上两个标准和四个技术文件组成了圆柱齿

轮 ISO 精度标准体系: 它替代 ISO 1328—1975 标准,使齿轮的精度标准更科学、更合理。目前(2001 年),国内已确定直接采用 90 年代的国际齿轮精度标准 ISO 1328 来替代 GB/T 10095—1988。由于 90 年代的 ISO 1328 标准和技术文件的内容较多,限于篇幅,本节只能作一简单介绍,重点是说明 90 年代 ISO 1328 成套标准与我国现行的 GB/T 10095—1988 标准的差别。

7.2.1 参数项目、术语和代号

90 年代 ISO 1328 标准和我国标准 GB/T 10095—1988 的参数项目、术语和代号的比较见表 32.1-112。

从表 32.1-112 中可见到,在 GB/T 10095—1988 标准中将齿轮制造中的不准确度分别称为误差和偏差(数值可以是“+”或“-”);而在 90 年代 ISO 成套标准中全部称为偏差(deviation)。GB/T 10095—1988 标准所有参数项目都在标准文本中;而 ISO 1328 90 年代成套标准则按参数项目分类分别置于不同标准文本和技术报告中。

表 32.1-112 两种标准参数项目、术语和代号比较

ISO 1328 90 年代成套国际标准			GB/T 10095—1988	
所属部分	代号	术语	代号	术语
ISO 1328-1: 1995 圆柱齿轮 ISO 精度制 第 1 部分: 轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值	齿距偏差			
	f_{pt}	单个齿距偏差	Δf_{pt}	齿距偏差
	F_{pk}	齿距累积偏差	ΔF_{pk}	k 个齿距累积误差
	F_p	齿距累积总偏差	ΔF_p	齿距累积误差
	齿廓偏差			
	L_{AF}	可用长度		
	L_{AE}	有效长度		
	L_a	齿廓计值范围		
	F_o	齿廓总偏差	Δf_f	齿形误差
	f_{fo}	齿廓形状偏差		
	$f_{H\alpha}$	齿廓斜率偏差		
	螺旋线偏差			
	L_{β}	螺旋线计值范围		
	F_{β}	螺旋线总偏差	ΔF_{β}	齿向误差
	f_{β}	螺旋线形状偏差		
	$f_{H\beta}$	螺旋线斜率偏差		
切向综合偏差				
F'_t	切向综合总偏差	$\Delta F'_t$	切向综合误差	
f'_t	一齿切向综合偏差	$\Delta f'_t$	一齿切向综合误差	

续表 32.1-112

ISO 1328 90 年代成套国际标准			GB/T 10095—1988	
所属部分	代号	术语	代号	术语
ISO 1328-2: 1997 圆柱齿轮 ISO 精度制 第 2 部分: 径向综合偏差和径向跳动的定义和允许值		径向综合偏差		
	F_r'	径向综合总偏差	$\Delta F_r'$	径向综合误差
	f_r'	一齿径向综合总偏差	$\Delta f_r'$	一齿径向综合误差
	F_r	径向跳动	F_r	齿圈径向跳动
ISO/TR 10064-1: 1992 圆柱齿轮 检验实施规范 第 1 部分: 轮齿同侧齿面的检验	f_{pb}	基圆齿距偏差	Δf_{pb}	基节偏差
	f_a	压力角偏差		
	C_a	齿廓凸度		
	f_{β}	螺旋角偏差		
	C_{β}	轮齿鼓度		
	$f_{w\beta}$	波度 (沿螺旋线)	$\Delta f_{w\beta}$	螺旋线波度误差
ISO/TR 10064-2: 1996 圆柱齿轮 检验实施规范 第 2 部分: 径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验	h_c	分度圆弦齿高		
	s_n	法向齿厚		
	s_{nc}	法向弦齿厚		
	E_{sns}	齿厚允许上偏差	E_{sn}	齿厚极限偏差上偏差
	E_{snu}	齿厚允许下偏差	E_{sn}	齿厚极限偏差下偏差
			ΔE_s	齿厚偏差
			T_s	齿厚极限偏差公差
	W_k	切线跨距长度		
	E_{wns}	W_k 允许的上偏差	E_{wns}	公法线平均长度极限偏差上偏差
	E_{wnu}	W_k 允许的下偏差	E_{wnu}	公法线平均长度极限偏差下偏差
			T_{wn}	公法线平均长度极限偏差公差
	M_d	跨球 (圆柱) 尺寸		
	E_{yng}	M_d 允许的上偏差		
	E_{ynu}	M_d 允许的下偏差		
	j_{bmin}	最小侧隙		
j_{bmax}	最大侧隙			
		j_t	圆周侧隙	
		j_n	法向侧隙	
ISO/TR 10064-3: 1996 圆柱齿轮 检验实施规范 第 3 部分: 齿轮坯、轴中心距和轴线平行度的推荐文件	—	中心距允许偏差	Δf_a	齿轮副中心距偏差
	L	较大的轴承跨距		
	$f_{\beta x}$	轴线平行度在平面上的偏差	Δf_x	x 方向轴线的平行度误差
	$f_{\beta y}$	轴线平行度在垂直平面上的偏差	Δf_y	y 方向轴线的平行度误差
ISO/TR 10064-4: 1998 圆柱齿轮 检验实施规范 第 4 部分: 表面结构和轮齿接触斑点检验的推荐文件	Ra	粗糙度轮廓的算术平均偏差		
	Rz	粗糙度轮廓的最大高度 (ISO 4287)		
	—	轮齿接触斑点	—	齿轮副的接触斑点

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 32.1-112

ISO 1328 90年代成套国际标准			GB/T 10095—1988	
所属部分	代号	术语	代号	术语
其他			$\Delta F'_{\Sigma}$	齿轮副的切向综合误差
			$\Delta F'_1$	齿轮副的一齿切向综合误差
			ΔE_{wm}	公法线平均长度偏差
			ΔF_{dx}	轴向齿距偏差
			ΔF_b	接触线误差
			ΔF_w	公法线长度变动
			C-S	齿厚极限偏差分14种、以大写字母代表

7.2.2 定义和作用

(1) 齿距偏差

GB/T 10095—1988 中的齿距偏差 Δf_{pt} 、 k 个齿距累积误差 ΔF_{pk} 、齿距累积误差 ΔF_p 、基节偏差 Δf_{pb} 与 90 年代 ISO 1328 成套标准中的单个齿距偏差 f_{pt} 、齿距累积偏差 F_{pk} 、齿距累积总偏差 F_p 、基圆齿距偏差 f_{pb} 是相对应的，其定义和检验方法也是相同的。基圆齿距偏差 f_{pb} 虽然在齿轮啮合传动中很重要（影响齿轮传动平稳性），但由于齿廓修形、检测操作的不定因素，以及齿距偏差和齿廓偏差已足以表达啮合性能，因而在新的标准中没有 f_{pb} 项目和具体精度等级的允许值。

(2) 齿廓偏差

GB/T 10095—1988 中的齿形误差 Δf_t ，在 90 年代 ISO 1328 成套标准中由可用长度 L_{AF} 、有效长度 L_{AE} 、齿廓计值范围 L_a 、齿廓总偏差 F_a 、齿廓形状偏差 f_{ta} 、齿廓斜率偏差 $f_{H\alpha}$ 、压力角偏差 f_α 和齿廓凸度 C_α 诸检测项目来反映。增加的项目是从提高齿轮传动承载能力和性能，减少制造齿轮的难度，提高生产效率而确定的。齿廓端部在齿轮齿廓加工过程中容易出现负偏差，此负偏差相当于齿廓端部减薄修缘，只要控制在 8% 的有效长度范围内是不会恶化齿轮啮合性能的；相反，它有利于传动性能的改善。标准中明确规定评定齿轮精度等级的是齿廓总偏差 F_a ，其他都不是强制性的，但有一定意义。在实际的生产中，可根据供需双方的协议，为进一步提高齿轮的质量而提供等级数据。齿廓偏差的检测仪

器和检测方法同于 GB/T 10095—1988。在 ISO/TR 10064-1:1992 中，为了批量生产齿轮的检测方便，可采用齿廓公差带方式检验齿廓偏差。

(3) 螺旋线偏差

GB/T 10095—1988 中的齿向误差 ΔF_β 、螺旋线波度误差 $\Delta f_{\beta p}$ ，在 90 年代 ISO 1328 成套标准中，由螺旋线计值范围 L_β 、螺旋线总偏差 F_β 、螺旋线形状偏差 $f_{\beta p}$ 、螺旋线斜率偏差 $f_{t\beta}$ 、螺旋角偏差 f_β 、轮齿鼓度 C_β 和波度 $f_{w\beta}$ 诸项目来反映。增加的项目也是为了有利于提高齿轮的承载能力和性能，减少制造齿轮的难度，提高生产效率。齿轮加工时，齿宽两端容易出现负偏差，此负偏差相当于齿端修薄，只要两端各占齿宽的 5%，其负偏差不会恶化齿轮的承载性能，其形成的鼓形反而有利于传动性能的改善。在新标准中明确规定，评定齿轮精度等级的是螺旋线总偏差 F_β ，其他项目都不是强制性的，但有一定意义。在实际生产中，可根据供需双方的协议，为进一步提高齿轮的质量而提供等级数据。螺旋线偏差的检测仪器和检测方法同于 GB/T 10095—1988，但评定等级规则更科学合理。在 ISO/TR 10064-1:1992 中，为了批量生产齿轮的检测方便，可采用螺旋线公差带方式检验螺旋线偏差。

(4) 切向综合偏差

ISO 1328-1:1995 中的切向综合点偏差 F'_{Σ} 、一齿切向综合偏差 f'_1 ，与 GB/T 10095—1980 中的切向综合误差 $\Delta F'_{\Sigma}$ 、一齿切向综合误差 $\Delta f'_1$ 相对应。其定义和检验方法也是相同的，都是被

测齿轮与测量齿轮单面啮合, 旋转一圈得到的偏差曲线中的取值, 它反映了一对齿轮轮齿要素偏差的综合影响(即齿距、齿廓、螺旋线等)。测量齿轮比被测的齿轮的精度至少高 4 级时, 其测量齿轮的不精确性可忽略不计; 达不到时, 则要考虑测量齿轮的不精确程度。

切向综合偏差的检验, 可很方便地辨认影响传动质量的偏差, 并找到其部位。但由于此项目比单项齿距偏差、齿廓偏差、螺旋线偏差的成熟程度尚有差距, 因此除在采购文件中另有规定外, 切向综合偏差的测量不是强制性的, 其公差值不包括在 ISO 1328 正文中, 而放在附录 A 中。

(5) 径向综合偏差

ISO 1328-2: 1997 中的径向综合点偏差 F_r'' 、一齿径向综合偏差 f_r'' 的定义和检验方法, 与 GB/T 10095—1988 中的径向综合误差 $\Delta F_r''$ 、一齿径向综合误差 $\Delta f_r''$ 相同, 都是被测齿轮与测量齿轮双面啮合, 旋转一圈得到的中心距变化曲线中的取值。径向综合偏差能简便、快捷地提供齿轮加工机床、刀具和加工时齿轮装夹而导致的质量缺陷方面的信息。径向综合偏差包含了齿轮轮齿右侧和左侧齿面综合偏差的成分, 因此其测量结果所确定的精度等级, 并不意味着与 ISO 1328-1: 1995 中的要素偏差(如齿距、齿廓、螺旋线等)将遵守同样的精度等级。在技术文件中说明所需精度等级时应注明引用标准 ISO 1328-1 或 ISO 1328-2。径向综合偏差主要用于大批量生产的齿轮和模数较小的齿轮生产检验中。

(6) 径向跳动

ISO 1328-2 中的径向跳动 F_r 和 GB/T 10095—1988 中的径向跳动 F_r 是相同的。径向跳动是以齿轮轴为基准, 其值等于径向偏差的最大和最小值的代数差, 其值大体是两倍偏心距 f_e , 此外, 还有齿距和齿廓偏差的影响。

对于需要在最小侧隙下运行的齿轮, 以及用于测量径向综合偏差的测量齿轮来说, 控制径向跳动就十分重要。

径向跳动主要反映机床和加工调整中存在的偏差。径向跳动值所确定的精度等级与 ISO 1328-1 标准中的精度等级是不一样的, 因此在技术文件中说明所需精度等级时应注明引用 ISO 1328-2。一般齿轮生产中, 当用某一种方法生产出第一批齿轮后, 为了保证齿轮质量达到 ISO 1328-1 标准的

精度等级要求, 需进行详细检验; 以后大批量生产可用 ISO 1328-2 标准的径向综合偏差来控制, 这样就可以节省大量的检测费用和时间。

(7) 齿厚和侧隙

在 GB/T 10095—1988 中, 单独规定了齿厚和侧隙配合制度, 并用齿厚偏差 ΔE 或公法线平均长度偏差来控制齿轮侧隙, 以 14 个字母表示齿厚极限偏差。在 ISO 1328-1 和 ISO 1328-2 中没有此项规定, 因为齿厚和侧隙与齿轮精度没有直接的关系; 但在齿轮设计和制造中很需要, 因此在 ISO/TR 10064-2: 1996 中作了详细的介绍和建议。其中有分度圆弦齿高 h_c 、法向齿厚 s_n 、法向弦齿厚 s_{nc} 、齿厚允许的上偏差 $E_{s_{nc}}$ 、齿厚允许的下偏差 $E_{s_{ni}}$ 、切线跨距长度 W_k 、 W_k 允许的上偏差 E_{W_k} 、 W_k 允许的下偏差 $E_{W_{li}}$ 、跨球(圆柱)尺寸 M_d 、 M_d 允许的上偏差 $E_{y_{in}}$ 、 M_d 允许的下偏差 $E_{y_{ni}}$ 、最小侧隙 $j_{b_{min}}$ 和最大侧隙 $j_{b_{max}}$ 。这些项目的计算和检验方法与 GB/T 10095—1988 相同。

齿轮制造中的侧隙配合取决于大小齿轮的齿厚和轴中心距, 通常最大侧隙并不影响传递动力的性能和平稳性, 实效齿厚偏差也不是选择齿轮精度等级时考虑的因素, 选择齿厚及其测量方法并非关键, 因此, 可以采用最方便的方法。在一般场合, 允许用较宽的齿厚公差或工作侧隙, 这样就可以采用较经济的制造工艺; 除非十分必要, 不应该采用很紧的齿厚公差, 因为这对于制造成本有很大影响。

齿轮的最小工作侧隙不可为零或负值, 一般作用的最小侧隙 $j_{b_{min}}$ 在技术报告中有推荐数据。

当设计者认为在原先贯彻 GB/T 10095—1988 标准时选定的齿厚偏差合适时, 除代号外可直接在贯彻 ISO 1328-1: 1995 时用上。重新设计时, 确定了最小侧隙 $j_{b_{min}}$ 和齿厚公差后, 只要在图样上说明 s_{nc} 齿厚允许上下偏差、 W_k 允许上下偏差、 M_d 允许上下偏差三者中合适的一个就可以。

(8) 齿轮坯、轴中心距和轴线平行度

齿轮精度参数(齿距、齿廓、螺旋线等)的数值, 只有明确其特定的旋转轴线时才有意义。在测量时, 齿轮的旋转轴线如有改变, 则这些参数的测量值也将改变, 因此在齿轮的图样上必须

把规定轮齿公差的基准轴线明确注明。

齿轮坯和齿轮箱体的尺寸偏差对齿轮副的接触状况和运转性能有很大的影响。由于加工齿轮坯和箱体时保持较紧的公差，比加工高精度的轮齿要经济得多，因此根据制造设备条件，尽量使齿轮坯和箱体的制造公差保持最小值，这样就可使加工的齿轮有较松的公差，从而获得更经济的整体设计。

1) 齿轮坯 在 ISO/TR 10064-3: 1996 技术报告中，详细介绍了齿轮坯的基准轴线与工作轴线之间的关系，确定基准轴线的方法，中心孔的应用，基准面的形状公差，工作及制造安装面的形状公差，工作轴线的跳动公差，齿轮切削和检验时使用的安装面，齿顶圆柱面，公差的组合，齿轮的其他安装面等。其制造精度比 GB/T 10095—1988 要求高一些。

2) 轴中心距 齿轮箱中心距的允许下偏差的确定，要考虑最小侧隙及齿顶与相配齿轮齿根非渐开线部分的干涉。在通常情况下，不频繁正反转的齿轮，最大侧隙的控制不是一个重要的考虑因素。确定中心距的上偏差主要考虑最小重合度，因此设计和制造者应根据具体的制造水平，经济地确定轴中心距上下偏差。设计者如果认为 GB/T 10095—1988 中规定的中心距极限偏差比较合适，则可继续选用。

3) 轴线平行度 GB/T 10095—1988 规定的 x 向轴线平行度误差 Δf_x 和 y 方向轴线平行度误差 Δf_y ，由于没有明确两端轴承间距离的关系，所以使用很不方便。在 ISO/TR 10064-3: 1996 中，推荐了轴线平行度在垂直平面上最大偏差值 f_{zp} 的计算公式：

$$f_{zp} = 0.5 \left(\frac{L}{b} \right) F_p \quad (32.1-56)$$

式中 L ——较大的轴承跨距 (mm)；

b ——齿宽 (mm)；

F_p ——轮齿螺旋线总偏差 (μm)。

轴线平行度在轴线平面内最大偏差值 f_{zb} 的计算公式为：

$$f_{zb} = 2f_{zp} \quad (32.1-57)$$

这样就使 f_{zb} 和 f_{zp} 具有可操作性，并且很实用。

(9) 轮齿齿面粗糙度

GB/T 10095—1988 中没有齿面粗糙度的项

目。在 ISO/TR 10064-4: 1998 技术报告中，详细地介绍了齿面粗糙度的特征及齿面和齿根粗糙度对齿轮强度和性能（噪声和振动）的影响。表 32.1-113 所列是技术报告中推荐的齿面粗糙度算术平均偏差 R_a 的极限值。此极限值按齿轮模数大小分档，这要比表 32.1-97 的推荐值合理得多。

表 32.1-113 齿面粗糙度算术平均偏差 R_a 的推荐极限值

精度等级	$R_a / \mu\text{m}$		
	$m < 6$	$6 < m < 25$	$m > 25$
1		0.04	
2		0.08	
3		0.16	
4		0.32	
5	0.5	0.63	0.8
6	0.8	1.00	1.25
7	1.25	1.6	2.0
8	2.0	2.5	3.2
9	3.2	4.0	5.0
10	5.0	6.3	8.0
11	10.0	12.5	16
12	20	25	32

注：表中 m 为齿轮模数，单位为 mm。

(10) 轮齿接触斑点

ISO/TR 10064-4: 1998 对获得和分析齿轮接触斑点的方法作了解释和介绍。箱体内产品齿轮副间所产生的接触斑点可以用来对轮齿间载荷分布进行分析。产品齿轮和测量齿轮之间的接触斑点，可用于装配后的齿轮对螺旋线和齿廓精度的评价。接触斑点不是擦亮痕迹，而是用厚度 0.006~0.012 mm 的印痕涂料涂在其中一个齿轮上，相啮合后在未涂的齿轮上粘有的印痕为接触斑点。接触斑点检测操作的技术性很强，因此强调操作人员要培训上岗。

图 32.1-44 和表 32.1-114 给出了在齿轮装配后（空载）检测时，齿轮的精度等级和接触斑点分布之间关系的一般指示。此一般指示同表 32.1-106 比较，显然前者合理得多。

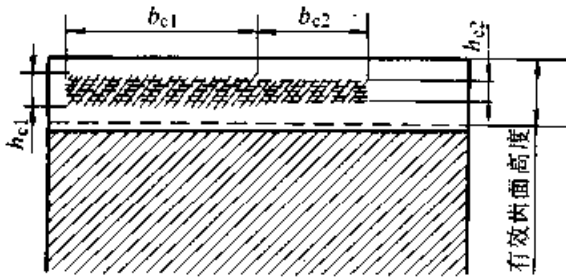


图 32.1-44 齿轮接触斑点分布示意图

表 32.1-114 齿轮装配后的接触斑点 (%)

齿轮分类	精度等级 (ISO 1328)	b_{c1} 占齿宽的	h_{c1} 占有有效齿面高度的	b_{c2} 占齿宽的	h_{c2} 占有有效齿面高度的
斜齿轮	4 级及更高	50	50	40	30
	5 和 6	45	40	35	20
	7 和 8	35	40	35	20
	9 至 12	25	40	25	20
直齿轮	4 级及更高	50	70	40	50
	5 和 6	45	50	35	30
	7 和 8	35	50	35	30
	9 至 12	25	50	25	30

注：本表和图 32.1-44 对齿廓和螺旋线修形的齿面是不适用的。

7.2.3 精度等级

GB/T 10095—1988 标准的精度分 12 级，1 级最高，12 级最低。

ISO 1328-1: 1995 标准所有项目，和 ISO 1328-2: 1997 标准中的 F_i 的精度分为 0~12 级，0 级（是新增加的）最高，12 级最低，共 13 个等级。ISO 1328-2: 1997 标准中的 F''_i 和 f''_i 的精度分为 4~12 级，4 级最高，12 级最低，共 9 个等级。

在技术文件中在说明齿轮精度等级时，必须引用 ISO 1328-1 或 ISO 1328-2 两者中的一个。

7.2.4 相同精度等级的 F_a 、 F_β 、 $\pm f_{pt}$ 允许值的比较

(1) 齿廓总偏差 F_a

在贯彻 GB/T 10095—1988 的过程中发现，控制齿形误差 Δf_i 的难度最大，需采取种种措施，增加较大的制造费用才能实现。实践经验表明，齿形误差允许值的大小对齿轮性能和承载能力的影响不是绝对的，只有将齿形的形状和位置与误差数值综合起来考虑，才能使齿轮的性能和

(11) 其他项目

GB/T 10095—1988 中有齿轮副的切向综合误差 $\Delta F'_{ic}$ 、齿轮副的一齿切向综合误差 $\Delta f'_{ic}$ 、轴向齿距偏差 ΔF_{px} 、公法线平均长度变动 ΔF_w 、公法线平均长度偏差 ΔF_{wm} 、接触线误差 ΔF_b 诸项目。其中 $\Delta F'_{ic}$ 、 $\Delta f'_{ic}$ 、 ΔF_{px} 项目在 ISO/TR 10064-1 技术报告中作了说明和介绍；而 ΔE_{wm} 、 ΔF_{wm} 、 ΔF_b 在 ISO 1328 成套标准中都没有这些项目。

承载能力达到最佳状态。ISO 1328-1: 1995 标准的齿廓偏差允许值就是根据这个原则制订的，其齿廓总偏差 F_a 比齿形误差 Δf_i 的允许值放松了半级到一级。这样既能保证齿轮相应的性能和承载能力，又能减小制造的难度，增加制造厂的经济效益。

(2) 螺旋线总偏差 F_β

在贯彻 GB/T 10095—1988 时，使齿向误差 ΔF_β 小于允许值的难度仅次于齿形误差 Δf_i ，两者情况相似。ISO 1328-1: 1995 标准的螺旋线偏差，将螺旋线形状和位置与偏差允许值结合起来考虑，综合保证齿轮的性能和承载能力，其螺旋线总偏差 F_β 比齿向误差 ΔF_β 允许值有不同程度的放松。

(3) 单个齿距偏差 f_{pt}

贯彻 GB/T 10095—1988 标准的实践经验表明，由于国内外齿轮加工机床在分度精度方面具有相当的水平，同时齿轮加工调整中实施了合理的工艺规程，因此在保证相应的 Δf_i 和 F_β 要求时，齿轮的齿距极限偏差 f_{pt} 一般富余 1~2 级。

ISO 1328-1: 1995 标准考虑到齿距偏差对齿轮的性能和承载能力影响较大, 因此单个齿距偏差 f_{pt} 比的允许值要收紧半级至一级。

90 年代 ISO 1328 成套国际标准是较先进、较科学的最新标准。新设计齿轮产品时采用此标准可以明显提高齿轮的性能和质量。对于过去设计的齿轮产品改用新标准, 制造图样上的精度等级可以不变, 只要将齿轮参数表上有关项目和公差作适当修改, 并将齿轮坯精度作适当调整就可以了。采用新的国际标准, 可以明显提高齿轮的质量, 减小制造齿轮的难度, 增加经济效益。

7.2.5 ISO 1328 中强制性检验项目偏差允许值

ISO 1328-1: 1995 中规定的强制性检测项目有: 单个齿距偏差 ($\pm f_{pt}$)、齿距累积总偏差 (F_p)、齿廓总偏差 (F_a) 和螺旋线总偏差

(F_β)。这些项目的偏差允许值分列于表 32.1-115~表 32.1-118。

ISO 1328-2: 1997 中规定的强制性检验项目有径向综合总偏差 (F_r') 和一齿径向综合偏差 (f_r'), 其偏差允许值分列于表 32.1-119 和表 32.1-120。

表 32.1-121 是采用 ISO 1328 检验项目的齿轮零件工作图参数表实例。表中检测项目 $\pm f_{pt}$ 、 F_p 、 F_a 和 F_β 可从表 32.1-115~表 32.1-118 中查得; 而检验辅助值 L_{AE} 、 L_a 、 f_{t0} 、 $\pm f_{t10}$ 、 L_β 、 $f_{t\beta}$ 和 $\pm f_{H\beta}$ 要查 ISO 1328 文本确定。

ISO 1328 和四个技术报告的内容丰富, 篇幅较大, 并有许多新的概念, 本节不可能全面介绍。在使用这套国际标准时, 建议参阅 ISO 标准的全部文本。

表 32.1-115 单个齿距偏差 $\pm f_{pt}$ (摘自 ISO 1328-1: 1995)

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级						
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9	
		$\pm f_{pt}/\mu\text{m}$								$\pm f_{pt}/\mu\text{m}$						
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	
	$2 < m \leq 3.5$	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0		$2 < m \leq 3.5$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0		$3.5 < m \leq 6$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	
	$2 < m \leq 3.5$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0		$6 < m \leq 10$	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	
	$3.5 < m \leq 6$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0		$10 < m \leq 16$	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	
	$6 < m \leq 10$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0		$16 < m \leq 25$	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0		$25 < m \leq 40$	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	
	$2 < m \leq 3.5$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0		$40 < m \leq 70$	16.0	22.0	31.0	45.0	63.0	89.0	
	$3.5 < m \leq 6$	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0		$560 < d \leq 1\ 000$	$0.5 \leq m \leq 2$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0
	$6 < m \leq 10$	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0			$2 < m \leq 3.5$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0
	$10 < m \leq 16$	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0			$3.5 < m \leq 6$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0
	$16 < m \leq 25$	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0			$6 < m \leq 10$	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	4.2	6.0	8.4	12.0	17.0	24.0	$10 < m \leq 16$		8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	
	$2 < m \leq 3.5$	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	$16 < m \leq 25$		9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	
	$3.5 < m \leq 6$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	$25 < m \leq 40$	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0		
	$6 < m \leq 10$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	$10 < m \leq 70$	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0		
	$10 < m \leq 16$	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$2 \leq m \leq 3.5$	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	
	$16 < m \leq 25$	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0		$3.5 < m \leq 6$	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	
	$25 < m \leq 40$	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0		$6 < m \leq 10$	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	

续表 32.1-115

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9
		$\pm f_p/\mu m$								$\pm f_{cr}/\mu m$					
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$10 < m \leq 16$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$25 < m \leq 40$	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0
	$16 < m \leq 25$	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0		$40 < m \leq 70$	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0
	$25 < m \leq 40$	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0		$6 < m \leq 10$	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0
	$40 < m \leq 70$	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0		$10 < m \leq 16$	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m \leq 6$	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$16 < m \leq 25$	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0
	$6 < m \leq 10$	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0		$25 < m \leq 50$	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$10 < m \leq 16$	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0		$40 < m \leq 70$	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0
	$16 < m \leq 25$	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0								

表 32.1-116 齿距累积总偏差 F_p (摘自 ISO 1328-1: 1995)

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级						
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9	
		$F_p/\mu m$								$F_p/\mu m$						
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	23.0	32.0	46.0	64.0	91.0	129.0	
	$2 < m \leq 3.5$	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0		$2 < m \leq 3.5$	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0	
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0		$3.5 < m \leq 6$	24.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0	
	$2 < m \leq 3.5$	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0		$6 < m \leq 10$	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	
	$3.5 < m \leq 6$	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0		$10 < m \leq 16$	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0	
	$6 < m \leq 10$	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0		$16 < m \leq 25$	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	151.0	
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0		$25 < m \leq 40$	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0	165.0	
	$2 < m \leq 3.5$	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0		$40 < m \leq 70$	34.0	48.0	68.0	95.0	135.0	191.0	
	$3.5 < m \leq 6$	14.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0		$560 < d \leq 1\ 000$	$0.5 \leq m \leq 2$	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0
	$6 < m \leq 10$	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0			$2 < m \leq 3.5$	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0
	$10 < m \leq 16$	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	$3.5 < m \leq 6$		30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0	
	$16 < m \leq 25$	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	$6 < m \leq 10$		31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0	
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	$10 < m \leq 16$		32.0	45.0	64.0	90.0	127.0	180.0	
	$2 < m \leq 3.5$	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	100.0	$16 < m \leq 25$		33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0	
	$3.5 < m \leq 6$	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	$25 < m \leq 40$	36.0	51.0	72.0	101.0	143.0	203.0		
	$6 < m \leq 10$	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	$40 < m \leq 70$	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0	228.0		
	$10 < m \leq 16$	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$2 \leq m \leq 3.5$	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0	209.0	
	$16 < m \leq 25$	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0		$3.5 < m \leq 6$	37.0	53.0	75.0	106.0	149.0	211.0	
	$25 < m \leq 40$	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0		$6 < m \leq 10$	38.0	54.0	76.0	108.0	152.0	215.0	

续表 32.1-116

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9
		$F_v/\mu\text{m}$								$F_v/\mu\text{m}$					
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$10 < m \leq 16$	39.0	55.0	78.0	111.0	156.0	221.0	$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$25 < m \leq 40$	51.0	72.0	102.0	145.0	205.0	290.0
	$16 < m \leq 25$	41.0	57.0	81.0	115.0	163.0	230.0		$40 < m \leq 70$	56.0	79.0	111.0	158.0	223.0	315.0
	$25 < m \leq 40$	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	244.0		$6 \leq m \leq 10$	56.0	80.0	113.0	159.0	225.0	318.0
	$40 < m \leq 70$	48.0	67.0	95.0	135.0	190.0	269.0		$10 < m \leq 16$	57.0	81.0	115.0	162.0	229.0	324.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m \leq 6$	45.0	64.0	91.0	129.0	182.0	257.0	$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$16 < m \leq 25$	59.0	83.0	118.0	167.0	236.0	333.0
	$6 < m \leq 10$	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0	261.0		$25 < m \leq 40$	61.0	87.0	123.0	174.0	245.0	347.0
	$10 < m \leq 16$	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0	267.0		$40 < m \leq 70$	66.0	93.0	132.0	186.0	264.0	373.0
	$16 < m \leq 25$	49.0	69.0	97.0	138.0	195.0	276.0								

表 32.1-117 齿廓总偏差 F_o (摘自 ISO 1328-1: 1995)

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9
		$F_o/\mu\text{m}$								$F_o/\mu\text{m}$					
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0
	$2 < m \leq 3.5$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0		$2 < m \leq 3.5$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0		$3.5 < m \leq 6$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0
	$2 < m \leq 3.5$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0		$6 < m \leq 10$	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0
	$3.5 < m \leq 6$	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0		$10 < m \leq 16$	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0
	$6 < m \leq 10$	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0		$16 < m \leq 25$	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0		$25 < m \leq 40$	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0
	$2 < m \leq 3.5$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0		$40 < m \leq 70$	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0
	$3.5 < m \leq 6$	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0		$0.5 \leq m \leq 2$	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0
	$6 < m \leq 10$	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0		$2 < m \leq 3.5$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0
	$10 < m \leq 16$	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	$3.5 < m \leq 6$	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	
$125 < d \leq 280$	$16 < m \leq 25$	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	$6 < m \leq 10$	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	
	$0.5 \leq m \leq 2$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	$10 < m \leq 16$	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	
	$2 < m \leq 3.5$	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	$16 < m \leq 25$	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	
	$3.5 < m \leq 6$	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	$25 < m \leq 40$	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	
	$6 < m \leq 10$	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	$40 < m \leq 70$	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	
	$10 < m \leq 16$	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	$2 \leq m \leq 3.5$	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	
	$16 < m \leq 25$	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	$3.5 < m \leq 6$	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	
$25 < m \leq 40$	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	$6 < m \leq 10$	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0		

续表 32.1-117

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9
		$F_o/\mu m$								$F_o/\mu m$					
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$10 < m \leq 16$	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$25 < m \leq 40$	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0
	$16 < m \leq 25$	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0		$40 < m \leq 70$	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0
	$25 < m \leq 40$	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0		$6 < m \leq 10$	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0
	$40 < m \leq 70$	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0		$10 < m \leq 16$	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m \leq 6$	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$16 < m \leq 25$	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	110.0
	$6 < m \leq 10$	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0		$25 < m \leq 40$	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0
	$10 < m \leq 16$	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0		$40 < m \leq 70$	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0
	$16 < m \leq 25$	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0								

表 32.1-118 螺旋线总偏差 F_β (摘自 ISO 1328-1:1995)

分度圆直径 d/mm	齿宽 b/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	齿宽 b/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9
		$F_\beta/\mu m$								$F_\beta/\mu m$					
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	$125 < d \leq 280$	$40 < b \leq 80$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0
	$10 < b \leq 20$	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	28.0		$80 < b \leq 160$	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0
	$20 < b \leq 40$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0		$160 < b \leq 250$	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
	$40 < b \leq 80$	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0		$250 < b \leq 400$	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	$280 < d \leq 560$	$400 < b \leq 650$	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
	$10 < b \leq 20$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0		$10 \leq b \leq 20$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0
	$20 < b \leq 40$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0		$20 < b \leq 40$	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0
	$40 < b \leq 80$	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0		$40 < b \leq 80$	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0
$50 < d \leq 125$	$80 < b \leq 160$	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	$560 < d \leq 1\ 000$	$80 < b \leq 160$	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	52.0
	$4 \leq b \leq 10$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0		$160 < b \leq 250$	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0
	$10 < b \leq 20$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0		$250 < b \leq 400$	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0
	$20 < b \leq 40$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0		$400 < b \leq 650$	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0
	$40 < b \leq 80$	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0		$650 < b \leq 1\ 000$	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0
	$80 < b \leq 160$	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0		$10 \leq b \leq 20$	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0
$125 < d \leq 280$	$160 < b \leq 250$	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0		$20 < b \leq 40$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0
	$250 < b \leq 400$	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0		$40 < b \leq 80$	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0
	$4 \leq b \leq 10$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0		$80 < b \leq 160$	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0
	$10 < b \leq 20$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0		$160 < b \leq 250$	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0
	$20 < b \leq 40$	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	$250 < b \leq 400$	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	

续表 32.1-118

分度圆直径 d/mm	齿宽 b/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	齿宽 b/mm	精度等级						
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9	
		$F_\beta/\mu m$								$F_\beta/\mu m$						
$560 < d \leq 1000$	$400 < b \leq 650$	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	$1700 < d \leq 2500$	$80 < b \leq 160$	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	
	$650 < b \leq 1000$	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0		$160 < b \leq 250$	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	
$1000 < d \leq 1600$	$20 \leq b \leq 40$	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0		$250 < b \leq 400$	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	
	$40 < b \leq 80$	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0		$400 < b \leq 650$	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	
	$80 < b \leq 160$	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0		$650 < b \leq 1000$	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	
	$160 < b \leq 250$	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0		$2500 < d \leq 4000$	$40 \leq b \leq 80$	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0
	$250 < b \leq 400$	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0			$80 < b \leq 160$	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0
$400 < b \leq 650$	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	$160 < b \leq 250$			13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	
$650 < b \leq 1000$	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	$250 < b \leq 400$			15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	
$1600 < d \leq 2500$	$20 \leq b \leq 40$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0			$400 < b \leq 650$	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0
	$40 < b \leq 80$	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	$650 < b \leq 1000$	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0		

表 32.1-119 径向综合总偏差 F_r' (摘自 ISO 1328-2:1997)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9
		$F_r'/\mu m$								$F_r'/\mu m$					
$5 \leq d \leq 20$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	10	14	19	27	38	54	$125 < d \leq 280$	$4.0 < m_n \leq 6.0$	25	36	51	72	102	144
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	11	16	22	32	45	63		$6.0 < m_n \leq 10$	32	45	64	90	127	180
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	14	20	28	39	56	79								
$20 < d \leq 50$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	11	16	23	32	45	64	$280 < d \leq 560$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	22	30	43	61	86	122
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	13	18	26	37	52	73		$1.5 < m_n \leq 2.5$	23	33	46	65	92	131
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	16	22	31	44	63	89		$2.5 < m_n \leq 4.0$	26	37	52	73	104	146
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	20	28	39	56	79	111		$4.0 < m_n \leq 6.0$	30	42	60	84	119	169
	$6.0 < m_n \leq 10$	26	37	52	74	104	147		$6.0 < m_n \leq 10$	36	51	73	103	145	205
$50 < d \leq 125$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	14	19	27	39	55	77	$560 < d \leq 1000$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	27	38	54	76	107	152
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	15	22	31	43	61	86		$1.5 < m_n \leq 2.5$	28	40	57	80	114	161
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	18	25	36	51	72	102		$2.5 < m_n \leq 4.0$	31	44	62	88	125	177
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	22	31	44	62	88	124		$4.0 < m_n \leq 6.0$	35	50	70	99	141	199
	$6.0 < m_n \leq 10$	28	40	57	80	114	161		$6.0 < m_n \leq 10$	42	59	83	118	166	235
$125 < d \leq 280$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	17	24	34	48	68	97								
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	19	26	37	53	75	106								
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	21	30	43	61	86	121								

表 32.1-120 一齿径向综合偏差 f''_r ; (ISO 1328-2: 1997)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精度等级						分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9
		$f''_r/\mu m$								$f''_r/\mu m$					
$5 \leq d \leq 20$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	$125 < d \leq 280$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26		$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	27
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41		$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	29	41
$20 < d \leq 50$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	$280 < d \leq 560$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.5	4.5	6.5	9.0	13	18
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26		$1.5 < m_n \leq 2.5$	5.0	6.5	9.5	13	19	27
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41		$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	29	41
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	43	61		$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95		$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	68	96
$50 < d \leq 125$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	$560 < d \leq 1000$	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26		$1.5 < m_n \leq 2.5$	5.0	7.0	9.5	14	19	27
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41		$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	30	42
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62		$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	16	22	31	44	62
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95		$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	68	96

表 32.1-121 齿轮零件工作图参数表实例

齿廓	渐开线		齿顶高系数	h_a	1
齿数	z	24	顶隙系数	c^*	0.4
法向模数	m_n	2	径向变位系数	x	0.43
螺旋角	β	12°	中心距	a	110
螺旋方向	—	右 (R)	相配	图号	
压力角	α	20°	齿轮	齿数	
齿厚	跨距尺寸 W E_{bns} E_{bni}		21.969 \pm 0.094 0.135		跨齿数 k 4
	跨球 (圆柱) 尺寸 M E_{yns} E_{yni}				球 (圆柱) 尺寸 D_M

精度等级 5 ISO 1328-1: 1995

检测项目

允许值	单个齿距偏差	$\pm f_{pt}$	0.005
	齿距累积偏差	$\pm F_{pk}$	k
	齿距累积总偏差	F_p	0.014
	齿廓总偏差	F_o	0.005
	螺旋线总偏差	F_β	0.008

续表 32.1-121

精度等级 5 ISO 1328-1: 1995			
检测项目			
检 验 辅 助 值	齿廓有效长度	L_{AE}	8.921
	齿廓计值范围	L_s	8.207
	齿廓形状偏差	f_{fo}	0.004
	齿廓斜率偏差	$\pm f_{H\alpha}$	0.003 3
	螺旋线计值范围	L_{β}	30
	螺旋线形状偏差	f_{fp}	0.006
	螺旋线斜率偏差	$\pm f_{H\beta}$	0.006

注：此表由南京高速齿轮箱厂提供。

8 算例和零件工作图

例题 某冷轧钢筋的轧机传动箱，其高速级齿轮传动机构简图如图 32.1-45 所示。已知小齿轮 1 传递的额定功率 $P_1 = 200 \text{ kW}$ ，转速 $n_1 = 1500 \text{ r/min}$ ，传动比 $i = 5.44$ 。小齿轮轴承支点的位置尺寸已由其他条件定出，如图 32.1-45 所示。传动箱单向连续运转，运转中有小冲击载荷，要求尺寸小，满载工作寿命 40 000 h，一般可靠度，单件生产。试设计此高速级齿轮传动。

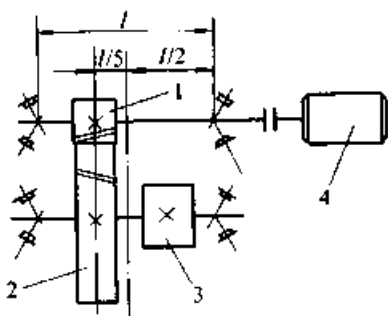


图 32.1-45 传动箱高速级齿轮传动机构简图

1、2—高速级齿轮 3—低速级齿轮
4—电动机（直流）

解：

(1) 选择齿轮材料和热处理方法，确定齿轮的疲劳极限应力

由于尺寸要求小，故参考表 32.1-19 和表 32.1-22，大小齿轮均选用合金钢硬齿面齿轮。

小齿轮：20CrMnMo，渗碳淬火，有效硬化层深 1.2~1.6 mm，齿面硬度 58~62HRC，心

部硬度 $\geq 32\text{HRC}$ 。

大齿轮：20CrMnMo，渗碳淬火，有效硬化层深 1.1~1.5 mm，齿面硬度 56~60HRC，心部硬度 $\geq 32\text{HRC}$ 。

齿轮的疲劳极限应力按中等质量要求 MQ，从图 32.1-28a 和图 32.1-23a 中查得：

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1500 \text{ MPa}$$

(2) 初定齿轮主要参数和尺寸

按齿面接触强度估算齿轮传动尺寸参数。按式 (32.1-1) 计算中心距

$$a = J_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_a u \sigma_{2HP}}}$$

式中，小齿轮传递的转矩（表 32.1-23）

$$T_1 = 9549 \frac{P_1}{n_1} = 9549 \times \frac{200}{1500} \text{ N}\cdot\text{m} = 1273.2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

考虑到载荷有小冲击，非对称轴承布置，取载荷系数 $K = 2$ 。

参考表 32.1-25，并考虑传动比较大，选用小齿轮齿数 $z_1 = 16$ 。大齿轮齿数 $z_2 = iz_1 = 5.44 \times 16 = 87.04$ ，取 $z_2 = 87$ 。实际传动比 $i = z_2/z_1 = 87/16 = 5.438$ 。

齿数比 $u = i = 5.438$ 。

$$\text{选齿宽系数 } \phi_d = 0.3, \phi_d = 0.5(i+1)\phi_a = 0.5 \times (5.438+1) \times 0.3 = 0.9656$$

$$\text{齿轮的许用接触应力 } \sigma_{HP} = 0.9\sigma_{Hlim} = 0.9 \times 1500 \text{ MPa} = 1350 \text{ MPa}。$$

齿面接触强度计算系数 $J_s = 480$ (表 32.1-28)。

将以上数据代入式 (32.1-1)

$$a = 480(5.438 + 1) \sqrt[3]{\frac{2 \times 1\,273.2}{0.3 \times 5.438 \times 1\,350^2}} \text{ mm} \\ = 293.45 \text{ mm}$$

采用斜齿轮, 取螺旋角 $\beta = 12^\circ$ 。齿轮法向模数

$$m_n = \frac{2a \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 293.45 \times \cos 12^\circ}{16 + 87} \text{ mm} \\ = 5.698 \text{ mm}$$

按表 32.1-4 取标准模数 $m_n = 6 \text{ mm}$ (也可取第 2 系列标准模数 $m_n = 5.5 \text{ mm}$)。

计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(16 + 87) \times 6}{2 \cos 12^\circ} \text{ mm} \\ = 315.903 \text{ mm}$$

采用变位齿轮传动, 改善齿轮的承载性能。取变位后的实际中心距 $a' = 316 \text{ mm}$ (因单件生产不必取标准中心距)。

按表 32.1-8 中的公式计算变位齿轮几何尺寸和有关参数。

中心距变动系数

$$y_n = \frac{a' - a}{m_n} = \frac{316 - 315.903}{6} = 0.097$$

分度圆压力角

$$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \arccos \frac{\tan 20^\circ}{\cos 120^\circ} = 20^\circ 24' 37''$$

$$\text{啮合角 } \alpha'_t = \arccos \left(\frac{a}{a'} \cos \alpha_t \right)$$

$$= \arccos \left(\frac{315.903}{316} \cos 20^\circ 24' 37'' \right) \\ = 20^\circ 27' 27''$$

$$\text{总变位系数 } x_{n\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_n} (\text{inv} \alpha'_t - \text{inv} \alpha_t) \\ = \frac{16 + 87}{2 \tan 20^\circ} (\text{inv} 20^\circ 27' 27'' - \text{inv} 20^\circ 24' 37'') = 0.017$$

按 $x_{n\Sigma} = 0.017$ 和 $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 16 + 87 = 103$ 查图 32.1-4, 知此齿轮传动属于综合性能较好区。为了提高齿轮的承载性能, 按图 32.1-5 分配变位系数得: $x_{n1} = +0.27$; $x_{n2} = -0.253$ 。

齿高变动系数 $\Delta y_n = x_{n\Sigma} - y_n = 0.017 - 0.097 = -0.08$, 取正值 $\Delta y_n = 0.08$ (表 32.1-8 注 2)。

主要几何尺寸计算:

分度圆直径

$$d_1 = z_1 m_n / \cos \beta = 16 \times 6 / \cos 12^\circ \text{ mm} \\ = 98.145 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m_n / \cos \beta = 87 \times 6 / \cos 12^\circ \text{ mm} \\ = 533.662 \text{ mm}$$

节圆直径

$$d'_1 = za / (u + 1) = 2 \times 316 / (5.438 + 1) \text{ mm} \\ = 98.175 \text{ mm}$$

$$d'_2 = u d'_1 = 5.438 \times 98.175 \text{ mm} \\ = 533.825 \text{ mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_{an}^* + x_{n1} - \Delta y_n) m_n \\ = 98.145 \text{ mm} + 2 \times (1 + 0.27 - 0.08) \times 6 \text{ mm} \\ = 112.425 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_{an}^* + x_{n2} - \Delta y_n) m_n \\ = 533.662 \text{ mm} + 2 \times (1 - 0.253 - 0.08) \times 6 \text{ mm} = 541.666 \text{ mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_{an}^* + c_n^* - x_{n1}) m_n \\ = 98.145 \text{ mm} - 2 \times (1 + 0.25 - 0.27) \times 6 \text{ mm} \\ = 86.385 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_{an}^* + c_n^* - x_{n2}) m_n \\ = 533.662 \text{ mm} - 2 \times (1 + 0.25 + 0.253) \times 6 \text{ mm} \\ = 515.626 \text{ mm}$$

工作齿宽 $b = b_2 = \phi_a a = 0.3 \times 316 \text{ mm} = 94.8 \text{ mm}$, 取 $b_2 = 100 \text{ mm}$ 。

取 $b_1 = b_2 + 10 \text{ mm} = (100 + 10) \text{ mm} = 110 \text{ mm}$

校核重合度:

纵向重合度

$$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n = 100 \sin 12^\circ / \pi \times 6 = 1.103 > 1$$

基圆直径

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 98.145 \times \cos 20^\circ 24' 37'' \text{ mm} \\ = 91.983 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 533.622 \times \cos 20^\circ 24' 37'' \text{ mm} \\ = 500.158 \text{ mm}$$

齿顶圆压力角

$$\alpha_{at1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \left(\frac{91.983}{112.425} \right) \\ = 35^\circ 05' 52''$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \left(\frac{500.158}{541.666} \right)$$

$$= 22^{\circ}34'34''$$

端面重合度

$$\begin{aligned}\epsilon_a &= \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_1) + z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha_2)] \\ &= \frac{1}{2\pi} [16 \times (\tan 35^{\circ}05'52'' - \tan 20^{\circ}24'37'') + \\ &\quad 87(\tan 22^{\circ}34'34'' - \tan 20^{\circ}24'37'')] = 1.447\end{aligned}$$

$$\text{总重合度 } \epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta = 1.447 + 1.103 = 2.55 > 2.2$$

ϵ_α 、 ϵ_β 和 ϵ_γ 均符合要求。

齿轮圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 98.145 \times 1500}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 7.7 \text{ m/s}$$

按此速度参考表 32.1-94, 选用较高的齿轮精度等级——7-6-6 (GB/T 10095—1988), 以提高齿轮传动的品质, 降低齿轮的噪声。

(3) 校核齿面接触疲劳强度

按表 32.1-29 中公式计算齿面接触应力 σ_H , 分别确定大式中各参数:

分度圆上的切向力 (表 32.1-23)

$$F_t = 2000 T_1 / d_1 = 2000 \times 1273.2 / 98.145 \text{ N} = 25945.3 \text{ N}$$

参考表 35.1-31 和表 32.1-32, 选使用系数 $K_A = 1.25$ 。

按式 (32.1-4) 计算动载系数 K_v :

查表 32.1-33, $K_1 = 13.3$, $K_2 = 0.0087$

将有关参数代入式 (32.1-4), 即

$$\begin{aligned}K_v &= 1 + \left[\frac{K_1}{K_A F_t} + K_2 \right] \frac{z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} = \\ &= 1 + \left[\frac{13.3}{1.25 \times 25945.3} + 0.0087 \right] \frac{16 \times 7.1}{100} \times \\ &\quad \sqrt{\frac{5.438^2}{5.438^2 + 1}} = 1.06\end{aligned}$$

齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 按表 32.1-35 中公式计算:

非对称支承, $s/l = (l/5)l = 0.2$ (图 32.1-45), 装配时不作检验调整, 假设 $K_{H\beta} \leq 1.34$ (表 32.1-35), 则

$$\begin{aligned}K_{H\beta} &= 1.09 + 0.26\phi_d^2 + 3.3 \times 10^{-4}b + 0.156\phi_d^4 = \\ &= 1.09 + 0.26 \times 0.9656^2 + 3.3 \times 10^{-4} \times 100 + \\ &\quad 0.156 \times 0.9656^4 = \\ &= 1.501 > 1.34, \text{ 改用下式计算。}\end{aligned}$$

$$K_{H\beta} = 1.05 + 0.31\phi_d^2 + 2.3 \times 10^{-4}b + 0.186\phi_d^4 =$$

$$1.05 + 0.31 \times 0.9656^2 + 2.3 \times 10^{-4} \times 100 + 0.186 \times 0.9656^4 = 1.52$$

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 根据

$$K_A F_t / b = 1.25 \times 25945.3 / 100 \text{ N/mm} = 324.3 \text{ N/mm} > 100 \text{ N/mm}$$

查表 32.1-36 得 $K_{H\alpha} = 1.1$ 。

$$\text{节点区域系数 } Z_{H1} \text{ 按 } \beta = 12^\circ \text{ 和 } \frac{x_{n2} + x_{n1}}{z_2 + z_1} = \frac{-0.253 + 0.27}{87 + 16} = 0.000165 \text{ 查图 32.1-13, 得}$$

$$Z_{H1} = 2.45$$

材料弹性系数 Z_E 查表 32.1-37, 得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ 。

重合度系数 Z_ϵ 查图 32.1-14, 得 $Z_\epsilon = 0.83$ 。

螺旋角系数 Z_β 查图 32.1-15, 得 $Z_\beta = 0.99$ 。

单对齿啮合系数 $Z_{HD} = \max(Z_B, Z_D)$, 由于 $\epsilon_\beta = 1.11 > 1$, 可取 $Z_{HD} = Z_D = Z_B = 1$ 。

将以上数据代入 σ_H 计算式 (表 32.1-29):

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_{ED} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \\ &= 1 \times 2.45 \times 189.8 \times 0.83 \times 0.99 \times \\ &\quad \sqrt{\frac{25945.3}{98.145 \times 100} \times \frac{5.438+1}{5.438} \times 1.25 \times 1.06 \times 1.52 \times 1.1} \text{ MPa} \\ &= 1006.1 \text{ MPa}\end{aligned}$$

按表 32.1-29 中公式计算齿面接触疲劳强度安全系数 S_H :

齿面接触应力循环数

$$N_{L1} = 60 j_H n_1 t = 60 \times 1 \times 1500 \times 40000 = 3.6 \times 10^9$$

$$N_{L2} = N_{L1} / u = 3.6 \times 10^9 / 5.438 = 6.62 \times 10^8$$

按齿面允许有一定点蚀查图 32.1-30, 得寿命系数: $Z_{NT1} = 0.93$; $Z_{NT2} = 1.02$ 。

润滑油膜影响系数 Z_{LVR} 查表 32.1-38, $Z_{LVR} = 0.92$ 。

齿面工作硬化系数 Z_W 由图 32.1-32, $Z_W = 1$ 。

尺寸系数 Z_X , 按 $m = 6 \text{ mm}$, 查图 32.1-33, $Z_X = 1$ 。

将以上数据代入安全系数计算式:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{NT1} Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H} = \frac{1500 \times 0.93 \times 0.92 \times 1 \times 1}{1006.1} = 1.275$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{NT2} Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H} = \frac{1500 \times 1.02 \times 0.92 \times 1 \times 1}{1006.1} = 1.399$$

由表 32.1-40, 取一般可靠度 (失效概率 0.01), 选用最小安全系数 $S_{Hmin} = 1.1$ 。大、小齿轮的安全系数 $S_H > S_{Hmin}$, 很安全。

(4) 校核齿根弯曲强度

按表 32.1-29 中的公式计算齿根弯曲应力 σ_F , 算式中各参数确定如下:

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$, 按 $b/h = b/2.25m_n = 100/(2.25 \times 6) = 7.4$ 和 $K_{F\beta} = 1.52$, 查图 32.1-12, $K_{F\beta} = 1.45$ 。

齿间载荷分配系数, 查表 32.1-36 得 $K_{Fa} = 1.1$ 。

重合度系数由图 32.1-18, 得 $Y_\epsilon = 0.77$ 。

螺旋角系数 Y_β 查图 32.1-19, 得 $Y_\beta = 0.9$ 。

当量齿数 $Z_{n1} = z_1/\cos^3\beta = 16/\cos^3 12^\circ \approx 17$

$$Z_{n2} = z_2/\cos^3\beta = 87/\cos^3 12^\circ \approx 93$$

查图 32.1-16, 得复合齿形系数:

$$Y_{FS1} = 4.15; Y_{FS2} = 3.94$$

将以上数据代入表 32.1-29 中的 σ_F 计算式:

$$\sigma_H = \frac{F_t}{bm_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} Y_{FS1} Y_\epsilon Y_\beta = \frac{25\,945.3}{100 \times 6} \times 1.25 \times 1.06 \times 1.45 \times 1.1 \times 4.15 \times 0.77 \times 0.9 \text{ MPa} = 262.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 262.8 \times \frac{3.94}{4.15} \text{ MPa} = 249.5 \text{ MPa}$$

按表 32.1-29 中公式计算轮齿弯曲疲劳安全系数 S_F :

应力修正系数 $Y_{ST} = 2$ (表 32.1-30)。

弯曲应力循环数与接触应力循环数相同, 即 $N_{L1} = 3.6 \times 10^9$, $N_{L2} = 6.62 \times 10^8$, 据此查图 32.1-31, 得寿命系数 $Y_{NT1} = 0.88$, $Y_{NT2} = 0.9$ 。

相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$ 的确定:

先查图 32.1-16, 齿根圆角参数 $q_{s1} > 1.5$, $q_{s2} > 1.5$, 再查表 32.1-39 得 $Y_{\delta relT1} = Y_{\delta relT2} = 1$ 。

取齿根表面粗糙度 $R_z = 6.3 \mu\text{m}$, 由图 32.1-35 查得相对齿根表面状况系数 $Y_{RrelT} = 1.025$ 。

尺寸系数由图 32.1-34 查得 $Y_x = 0.99$ 。

将以上数据代入表 32.1-29 中的安全系数计算式:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_{ST} Y_{NT1} Y_{\delta relT1} Y_{RrelT} Y_x}{\sigma_{F1}} = \frac{450 \times 2 \times 0.88 \times 1 \times 1.025 \times 0.99}{262.8} = 3.06$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_{ST} Y_{NT2} Y_{\delta relT2} Y_{RrelT} Y_x}{\sigma_{F2}} = \frac{450 \times 2 \times 0.9 \times 1 \times 1.025 \times 0.99}{249.5} = 3.294$$

按一般可靠度, 查表 32.1-40, 取最小安全系数 $S_{Fmin} = 1.25$ 。 $S_{F1} \gg S_{Fmin}$, $S_{F2} \gg S_{Fmin}$, 故很安全。

(5) 齿轮设计结果数据

法向模数 $m_n = 6 \text{ mm}$; 齿数 $z_1 = 16$, $z_2 = 87$; 传动比 $i = z_2/z_1 = 87/16 = 5.438$; 齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$; 齿顶高系数 $h_a^* = 1$; 分度圆柱螺旋角 $\beta = 12^\circ$; 变位系数 $x_{n1} = 0.27$, $x_{n2} = -0.253$; 分度圆直径 $d_1 = 98.145 \text{ mm}$, $d_2 = 533.662 \text{ mm}$; 齿顶圆直径 $d_{a1} = 112.425 \text{ mm}$, $d_{a2} = 541.666 \text{ mm}$; 中心距 $a = 316 \text{ mm}$; 精度等级: 7-6-6 (GB/T 10095-1988)。

(6) 讨论

1) 上述齿轮承载能力计算结果, 轮齿弯曲强度富裕较多。如需改进设计, 可取 $m_n = 5.5 \text{ mm}$ (标准模数第 2 系列), 保持中心距 $a = 316 \text{ mm}$ 和 $\beta = 12^\circ$ 不变, 适当调整齿数和变位系数, 轮齿弯曲强度即可更为合理。

2) 本算例采用斜齿变位齿轮传动, 其主要目的是为了改善大小齿轮的弯曲强度, 使安全系数 S_{F1} 同 S_{F2} 较接近。如果不采用变位齿轮传动 ($x_{n1} = x_{n2} = 0$), 只要取 $\beta = 12^\circ 04' 56''$ 即可满足本算例中 $m_n = 6 \text{ mm}$ 、 $z_1 = 16$ 、 $z_2 = 87$ 和 $a = 316 \text{ mm}$ 的要求。按非变位齿轮传动计算轮齿弯曲强度安全系数, 得 $S_{F1} = 2.83$, $S_{F2} = 3.51$ 。很显然, 大小齿轮的轮齿弯曲强度差别较大, 没有变位齿轮传动合理。

(7) 齿轮零件工作图

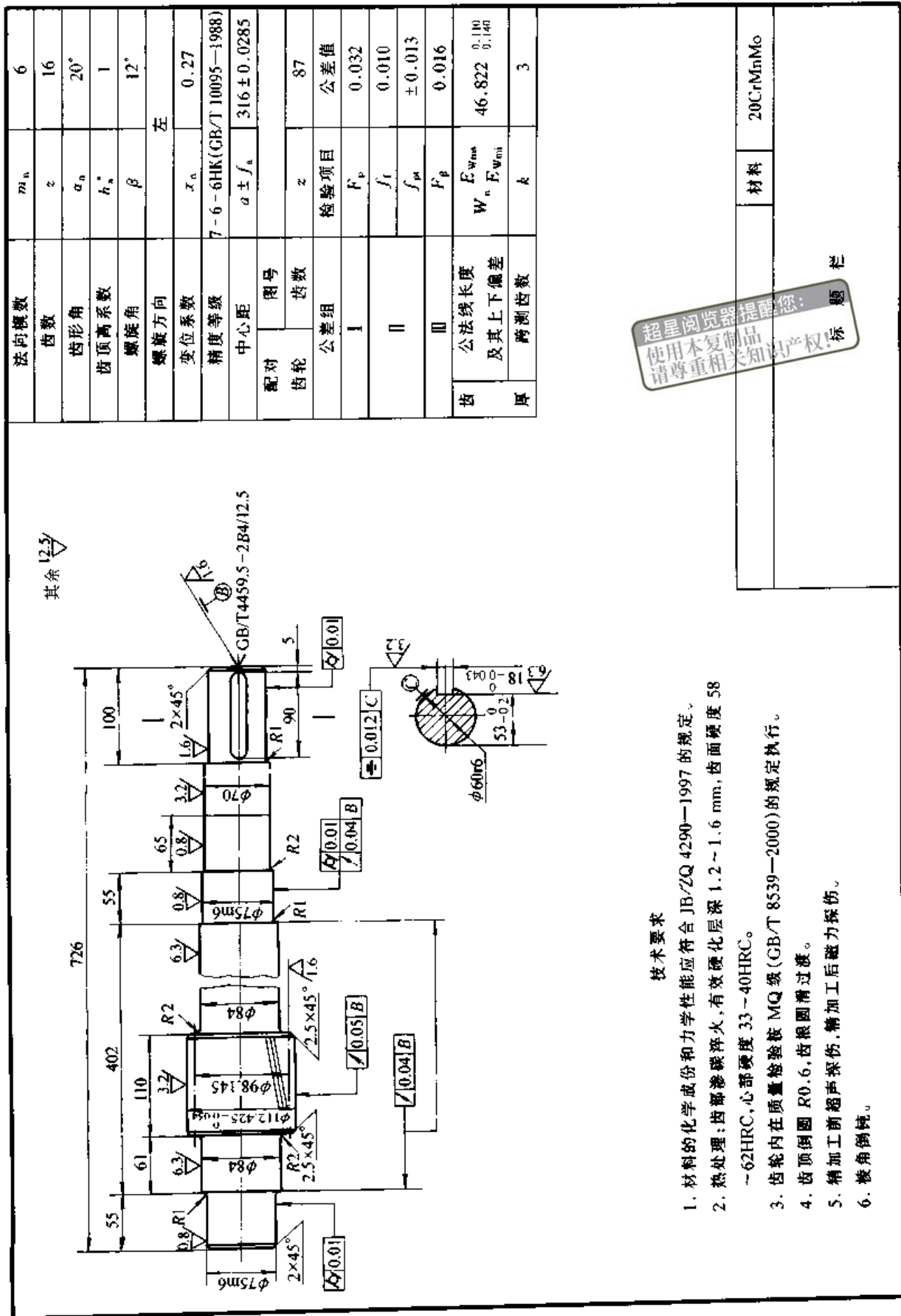
小齿轮零件工作图见图 32.1-46。

大齿轮零件工作图见图 32.1-47。

9 通用渐开线圆柱齿轮传动装置的设计与选用

9.1 概述

定轴轮系的渐开线圆柱齿轮传动装置, 主要有减速器、增速器和变速器三种产品, 其中工业上用量最大的是减速器。本节重点叙述通用渐开线圆柱齿轮减速器的设计与选用, 因为它具有很好的典型性。



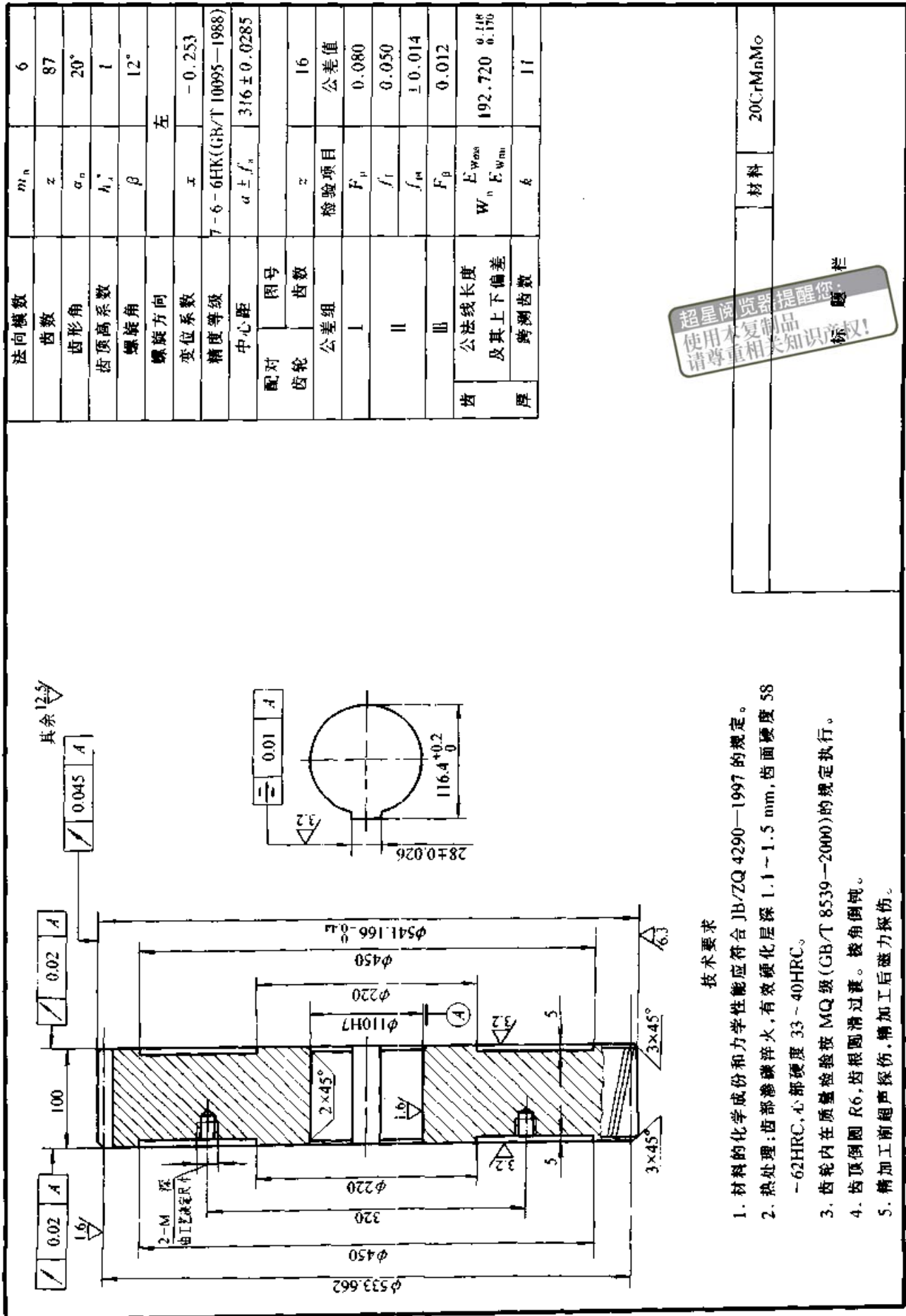
技术要求

1. 材料的化学成分和力学性能应符合 JB/ZQ 4290—1997 的规定。
2. 热处理: 齿部渗碳淬火, 有效硬化层深 1.2 ~ 1.6 mm, 齿面硬度 58 ~ 62HRC, 心部硬度 33 ~ 40HRC。
3. 齿轮内在质量检验按 MQ 级 (GB/T 8539—2000) 的规定执行。
4. 齿顶倒圆 R0.6, 齿根圆滑过渡。
5. 精加工前超声探伤, 精加工后磁力探伤。
6. 棱角倒钝。

法向模数	m_n	6
齿数	z	16
齿形角	α_n	20°
齿顶高系数	h_a^*	1
螺旋角	β	12°
螺旋方向		左
变位系数	x_n	0.27
精度等级		7-6-6HK (GB/T 10095—1988)
中心距	$a \pm f_a$	316 ± 0.0285
配对	图号	
齿轮	齿数	87
公差组	检验项目	公差值
I	F_p	0.032
II	f_t	0.010
III	f_{α}	±0.013
	F_{β}	0.016
齿	公法线长度 及其上下偏差	E_{wms} W_n, F_{wn}
厚	跨测齿数	k
		46.822 $\begin{smallmatrix} 0.10 \\ 0.140 \end{smallmatrix}$
		3

材料 20CrMnMo

图 32.1-46 小齿轮零件工作图



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

图 32.1.47 大齿轮零件工作图

减(增)速器用于减(增)速,同时可使输出转矩大(小)于输入转矩。减速器的减速传动比

$$i = \text{输入转速 } n_1 / \text{输出转速 } n_2$$

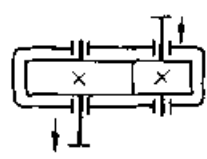
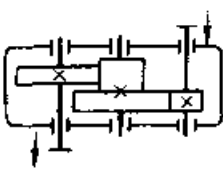
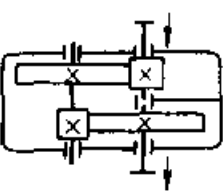
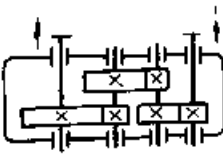
设减速器的输入轴功率为 P_1 (kW), 转速为 n_1 (r/min), 减速器的机械传动效率为 η , 则输出轴的转矩 T_2 (N·m) 为

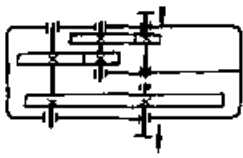
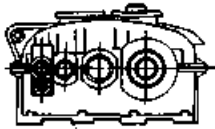
$$T_2 = 9\,550 \frac{P_1}{n_1} \eta$$

此转矩可驱动工作机械或其他装置运转。

将机械传动装置用量最多的部分, 归类分档, 设计为有限规格的系列产品, 供多行业使用, 称之为通用机械传动装置。我国在用的通用圆柱齿轮传动装置类型见表 32.1-122。表中减速器齿轮含渐开线、单圆弧、双圆弧、摆线及新研制的点线啮合五种齿形。

表 32.1-122 通用圆柱齿轮传动装置(减速器)的主要类型和特点

级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
单级		调质齿轮 $i \leq 7.1$ 淬硬齿轮 $i \leq 6.3$ (较佳 $i \leq 5.6$)	应用广泛, 结构简单, 精度容易保证。轮齿可做成直齿、斜齿或人字齿。可用于低速重载。也可用于高速传动
两级	展开式 	调质齿轮 $i = 7.1 \sim 50$ 淬硬齿轮 $i = 7.1 \sim 31.5$ (较佳 $i = 7.1 \sim 20$)	这是两级减速器中最简单、应用最广泛的结构。齿轮相对于轴承位置不对称。当轴产生弯扭变形时, 载荷在齿宽上分布不均匀, 因此轴应设计得具有较大刚度, 并使高速轴齿轮远离输入端。淬硬齿轮大多采用此结构
	同轴线式 	调质齿轮 $i = 7.1 \sim 50$ 淬硬齿轮 $i = 7.1 \sim 31.5$ (较佳 $i = 7.1 \sim 20$)	箱体长度缩小。输入轴和输出轴布置在同一轴线上, 使设备布置较为合理。当速比分配适当时, 二对齿轮浸油深度大致相同。但轴向尺寸较大, 中间轴较长, 其齿轮与轴承不对称布置, 刚性差, 载荷沿齿宽分布不均匀
三级	展开式 	调质齿轮 $i = 28 \sim 315$ 淬硬齿轮 $i = 20 \sim 180$ (较佳 $i = 20 \sim 100$)	同两级展开式

级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
同轴线式		调质齿轮 $i = 28 \sim 315$ 淬硬齿轮 $i = 20 \sim 180$ (较佳 $i = 20 \sim 100$)	同两级同轴式, 但结构较复杂, 难以实现三级齿轮浸油深度大致相同
四级展开式		调质齿轮 $i = 200 \sim 1\ 200$ 淬硬齿轮 $i = 100 \sim 500$	可与三级展开式共用机体, 减小总长度, 但高速轴齿搅油较重, 轴端密封需高压密封圈

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

通用系列减速器与专用单台减速器的设计大同小异, 其主要不同点是前者先确定通用范围、规格、参数和结构, 然后计算承载能力, 后者则是先给定需要承载的功率、转速、工况条件, 通过设计计算再确定减速器的尺寸(规格)、参数和结构。本节虽然重点叙述通用系列减速器的设计, 但也涵盖了通用系列设计与专用单机设计的共性问题。

9.2 通用渐开线圆柱齿轮减速器设计的前提条件

9.2.1 界定通用范围与适用条件

通用渐开线圆柱齿轮减速器, 采用外啮合渐开线斜齿圆柱齿轮。这种齿轮设计、制造技术成熟, 可用于大型或小型传动装置, 承载能力大, 适应恶劣工况。

通用传动装置应具有最广泛的通用范围和适用条件。一般的要求如下:

- 1) 动力机以电动机为主, 但也可以是汽轮机、液压马达、活塞发动机等。
- 2) 输入转速 $n_1 \leq 1\ 500$ r/min。
- 3) 传动副最大许用圆周速度 $v_{max} \leq 20$ m/s。
- 4) 可顺时针与逆时针两向运转。
- 5) 可间歇运转, 也可连续运转。
- 6) 适用的工作机应包括矿山、冶金、运输、建材、建筑、石油、化工、能源、纺织、食品、橡胶等机械行业的一般机械传动。

7) 允许的工作环境温度应满足我国各地室内室外自然气温的要求, 即 $t = -40 \sim +45^\circ\text{C}$ 。

8) 设计技术要求与制造工艺要求应兼顾单件小批生产和较大批量生产的可行性与经济效益。

至于传递功率、转矩大小, 传动比的范围, 以规格分档, 将按不同的传动副的特性确定。

在此强调其承载能力和传动比范围应足够大; 单级传动传递的公称功率 $P_1 = 1 \sim 6\ 000$ kW, 多级传动的输出公称转矩 $T_2 = 20 \sim 650$ kN·m; 公称传动比 $i \approx 1.25 \sim 500$ 。

9.2.2 选定承载能力和技术经济性的等级

(1) 可供选择的承载能力和技术性能的三个等级

圆柱齿轮减速器的承载能力和技术性能主要取决于齿轮, 其它机件则按充分发挥齿轮的能力设计、制造。在齿轮参数优化设计的前提下, 按齿轮材质、工艺不同, 减速器的承载能力和性能可分为以下三个等级, 或减速器的齿轮可分为三种类型。

1) 齿轮材料为中碳合金钢(如 42CrMo、40CrNiMo 等), 毛坯锻造, 调质处理, 齿部硬度: 小齿轮为 260 ~ 290HBS, 大齿轮为 240 ~ 270HBS, 精加工滚齿, 精度 7 级 (GB/T 10095—1988), 齿面接触率: 沿齿高 $\geq 45\%$, 沿齿长 $\geq 70\%$, 齿面接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim} = 680$ MPa,

齿根弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim} = 250 \text{ MPa}$ 。简称这类齿轮为软齿面齿轮。

2) 齿轮材料、毛坯、加工、装配要求同上, 唯有齿部调质处理硬度提高: 小齿轮为 360 ~ 390HBS, 大齿轮为 330 ~ 369HBS。 $\sigma_{Hlim} = 800 \text{ MPa}$, $\sigma_{Flim} = 300 \text{ MPa}$ 。这类齿轮简称为中硬齿面齿轮。

3) 齿轮材料采用低碳高强度合金钢 (如 20CrMnMo、17CrNiMo 等), 毛坯锻造、粗滚齿后齿部渗碳淬火, 齿面硬度 57 ~ 61HRC, 有效硬化层深度按齿面接触应力计算确定 (约为 $0.15 \sim 0.2 m_n$, m_n 为齿轮法向模数), 精加工为磨齿, 精度不低于 6 级 (GB/T 10095-1988), 齿面接触率沿齿高不低于 70%, 沿齿长不低于 90%, $\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ MPa}$, $\sigma_{Flim} = 430 \text{ MPa}$ 。这类齿轮简称为硬齿面齿轮。

除以上三类齿轮外, 还有用铸钢做齿坯的, 但在齿轮减速器行业中几乎已形成共识, 新设计通用减速器不可采用铸钢件做齿坯的齿轮。铸钢件缺陷多而难于控制质量, 承载能力和寿命低且不稳定。还有一个齿轮配对方案: 小齿轮做成硬齿面齿轮, 大齿轮做成中硬齿面齿轮。由于只能取 $\sigma_{Hlim} = 850 \text{ MPa}$, 承载能力上不去, 因此, 虽能免去大齿轮渗碳淬火、磨齿的较难工序, 但只能在某些特殊情况下可用, 而在通用系列产品中采用则得不偿失。

以上三类齿轮在达到设计寿命 ($\geq 25000 \text{ h}$) 下的承载能力差距不小。按齿轮承载能力与几何参数、疲劳极限应力的关系式为

$$T = C \frac{a^2 b j}{(i+1)^3} \sigma_{Hlim}^2 \quad (32.1-58)$$

表 32.1-123 我国三类齿轮减速器经济性比较

减速器类别	减速器输入		传动比 i	中心距 a/mm	体积比 (%)	重量 G/kg	重量比/%	价格比/%	安全系数	
	转速 $n_1 / (\text{r}/\text{min})$	功率 P_1 / kW							S_H	S_F
软齿面	1000	540	4	600	100	2500	100	100	1	1.6
中硬齿面				500	65	2000	80	90	1.1	1.3
硬齿面				355	30	900	35	80	1.2	1.3

表 32.1-124 中各减速器的传动比 $i = 3$, 小齿轮的输入转矩 $T_1 = 21400 \text{ N}\cdot\text{m}$, 转速 $n_1 = 500 \text{ r}/\text{min}$, 工况系数 $K_A = 1.25$, 按单件生产设

式中 C ——常数, 与工况条件、几何参数有关;
 a, b, i ——齿轮副的中心距、有效齿宽和传动比 (齿数比);

T ——齿轮副的允许输入转矩, 即承载能力。

当三类减速器的 a, b, i 及 c 相同时, T 与 σ_{Hlim}^2 成正比。以第 1) 与第 3) 类齿轮相比, 承载能力提高的倍数为 5.7 倍。

$$\sigma_{Hlim}^2(3) / \sigma_{Hlim}^2(1) = \left(\frac{1500}{680} \right)^2 = 5.73$$

其次在传动平稳性、噪声方面, 磨齿与不磨齿的差距不小, 据试验同样规格的产品, 磨齿的噪声要低 3 ~ 5db (A)。

中硬齿面承载能力虽比软齿面高 40%, 但齿面硬度在 330HBS 以上, 要求滚齿达到 7 级精度, 对刀具、机床的要求都较高, 工艺难度较大, 加工费用比硬齿面下降甚少。

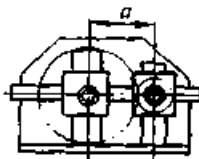
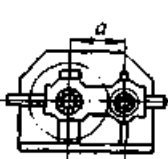
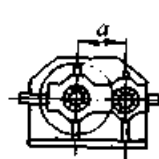
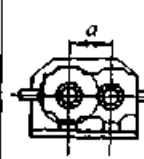
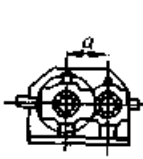
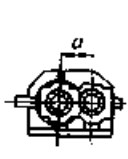
所以, 国内、外新一代通用系列圆柱齿轮减速器绝大多数采用硬齿面齿轮, 中硬齿面或软齿面齿轮仅作为辅助产品。

(2) 经济性

在我国硬齿面加工设备、工艺尚不完善、市场尚不规范, 价格和价值脱节, 用户急功近利的情况下, 上述三类减速器的经济性往往颠倒混淆。近几年各方面都有了改善, 逐步显示出在工业发达国家早已肯定的硬齿面齿轮减速器价格低、节省原材料、好用等优点。表 32.1-123 是我国近年的比较数据, 表 32.1-124 是德国的比较数据。

计。从齿根弯曲安全系数 S_F 看, 淬硬齿面齿轮的弱点是齿根抗弯安全度较低。

表 32.1-124 不同材料时的传动装置比较^[2]

大、小齿轮材料	C45	42CrMo4	小齿轮: 20MnCr5 大齿轮: 42CrMo4	31CrMoV9	34CrMo4	20MnCr5
热处理	正火	调质处理	小齿轮: 渗碳硬化 大齿轮: 调质处理	气体渗氮	齿廓感应硬化	渗碳硬化
加工	滚切	滚切	小齿轮: 磨削 大齿轮: 滚切	精铣	铣削、研磨	磨削
中心距 a /mm	830	650	585	190	470	390
模数 m /mm	10	10	10	10	14	10
结构尺寸 (焊接箱体)						
滚动轴承重量/kg	95	95	95	105	105	120
总重量/kg	8 505	4 860	3 465	2 620	2 390	1 581
总重量百分比(%)	174	100	71	54	49	33
价格百分比(%)	132	100	85	78	66	63
安全系数 S_F	1.3	1.3	1.3	1.3	1.4	1.6
安全系数 S_H	6.1	5.7	3.9	2.3	2.3	2.3

9.2.3 贯彻基础技术标准

为保证通用性,在通用减速器设计中必须贯彻国家各项基础技术标准,采用标准化零部件。其中包括设计规范、零件结构要素、尺寸公差与配合、形位公差、工艺通用技术条件、材料以及相关零部件等方面的标准。

9.3 安装和装配型式及轴伸形式选择

9.3.1 安装型式

主要有以下三种:

1) 卧式安装 一级及多级传动均可设计成卧式安装。图 32.1-48 为二级传动。

2) 多面安装 如图 32.1-49 所示,可同时用序号 1 两件组成侧安装,可同时用序号 2 两件组成与图示相反的安装。安装灵活,可卧式、立

式安装,但机体结构较复杂。

3) 悬挂式安装 减速器空心输出轴悬挂在工作机轴上,用途较窄,见图 32.1-50。

9.3.2 输入、输出轴装配型式和轴伸形式

1) 输入、输出轴装配型式见图 32.1-51。其中图 32.1-51a 为实心输出轴, b 为空心输出轴, c 为同轴式。同轴式限于两级以上传动。其余传动级数不限。

2) 实心输入、输出轴,轴伸形式有圆柱、圆锥形两种,即 GB/T 1569—1990《圆柱形轴伸》与 GB/T 1570—1990《圆锥形轴伸》。圆柱形轴伸的直径尺寸公差带可按需选取,常用 js6($\phi 6 \sim \phi 30$ mm)、k6($\phi 30 \sim \phi 50$ mm)、m6 与 n6($\phi 55$ mm 以上)。圆锥形轴伸用于联轴器(或其他联结件)经常拆卸的机械装置。

空心输出轴与工作机的联接见图 32.1-52a、b。

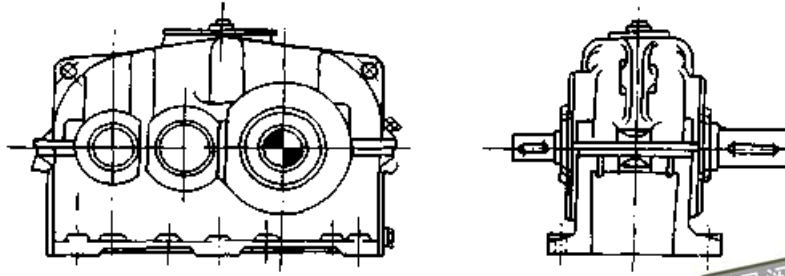


图 32.1-48 卧式安装减速器

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

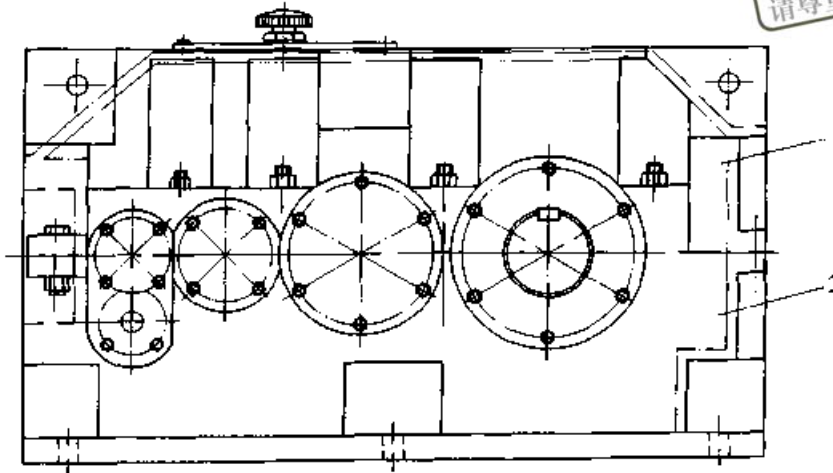


图 32.1-49 多面安装减速器

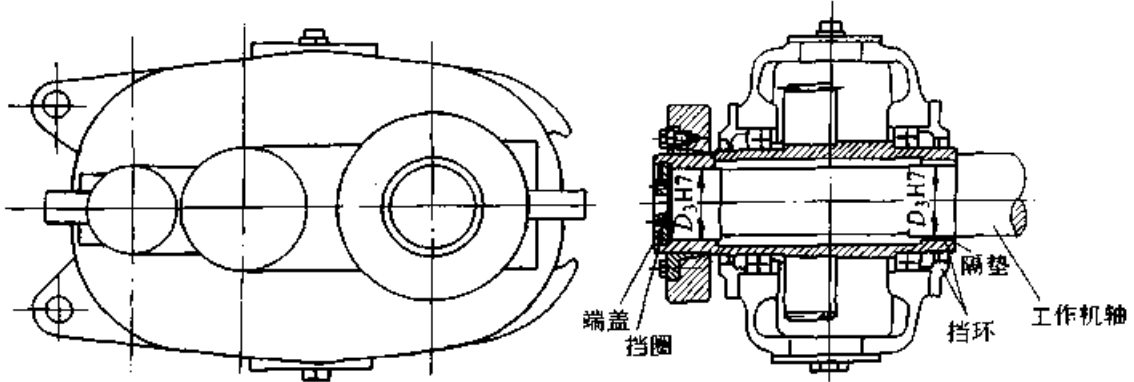


图 32.1-50 空心输出轴，悬挂式

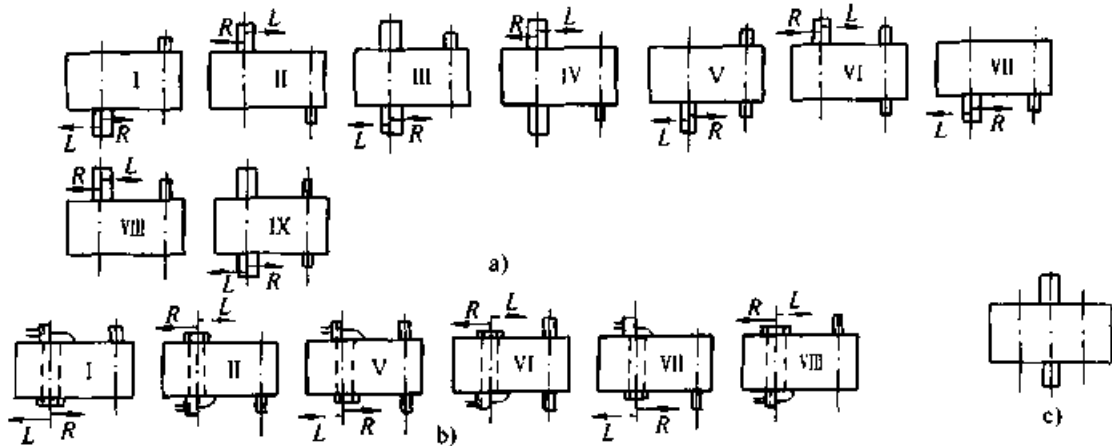


图 32.1-51 减速器的装配型式

a) 基本型 b) 空心轴型 c) 同轴式

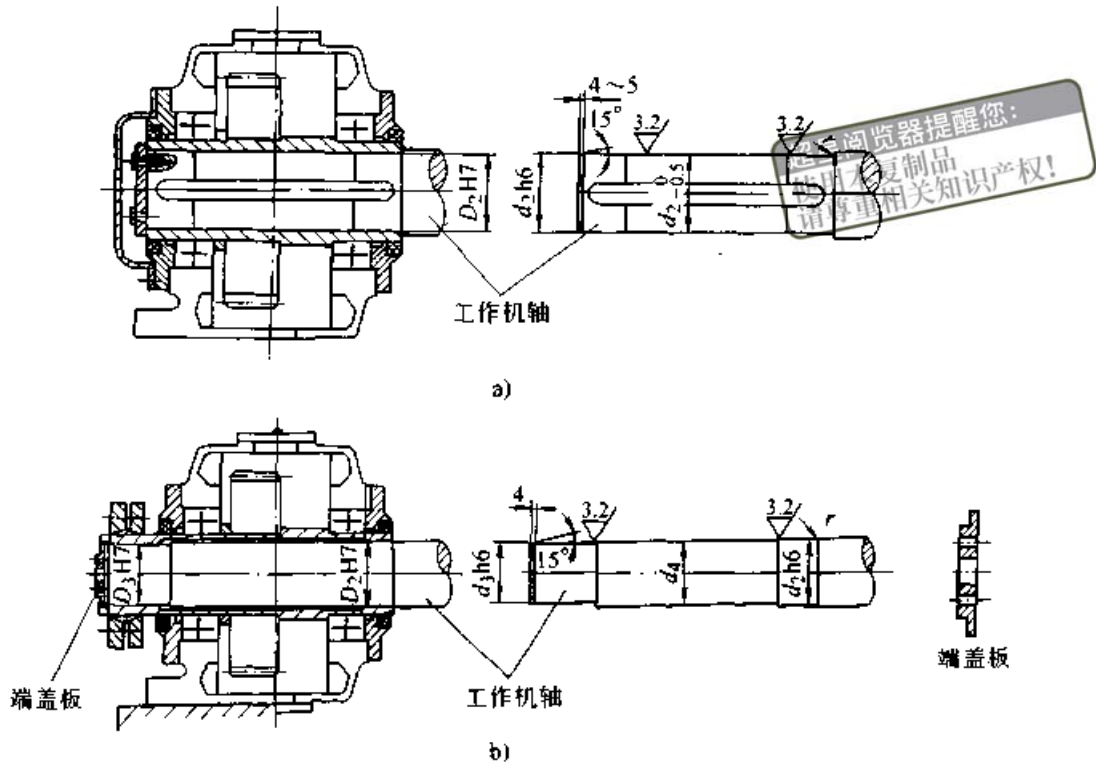


图 32.1-52 空心输出轴与工作机的联接

a) 空心输出轴键联结底座安装

b) 空心输出轴收缩盘联结底座安装

9.4 参数选择

9.4.1 整机性能（规格）参数

从式 (32.1-58) 中可见, 圆柱齿轮减速器在齿轮的材料和工艺确定后, 对承载能力起主要作用的是齿轮副的中心距 a 和传动比 i 。其他的几何参数如模数 m_n 、齿宽 b 等将随 a 、 i 的变动而变动。把 a 、 i 称为减速器的性能参数 (主参数)。因此, 选定 a 、 i 的系列值, 实际上就是划定规格范围和数量。

(1) 中心距 a

1) 中心距范围选择的根据, 主要是从承载能力的范围方面看要覆盖重复应用量大的减速器。一般实际输入功率 $P_1 = 1 \sim 3000 \text{ kW}$, 实际输出转矩 $T_2 = 50 \sim 300000 \text{ N}\cdot\text{m}$ 的减速器用量大。换算为中心距, 对软齿面和中硬齿面齿轮减速器: 一级传动减速器 $a = 100 \sim 800 \text{ mm}$, 多级传动的末级中心距 $a_s \leq 1000 \text{ mm}$; 对硬齿面齿轮减速器相应的 $a = 80 \sim 560 \text{ mm}$, $a_s \leq 800 \text{ mm}$ 就足够了。

2) 中心距 a 的分档 a 分档多、规格多有利于选用, 用户较容易选到符合需要的规格; 但

规格多, 品种多, 备品备件多, 不利于制造, 也不便于维修。分档少, 每两个规格之间承载能力差距太大, 特别是当规格较大时, 其差距可能达到数十或数百 kW, 用户需要传递的功率若落在两个规格之间, 选较小的一个承载能力不够, 选较大的一个大有富裕, 即承载能力损失较大。因此, 规格分档不宜太少, 也不宜太多。而且要着重考虑承载能力损失问题。要使损失不太大, 而且损失是有限度、有规律的。符合这些要求的数系是 GB/T 321—1980《优先数和优先数系》。该标准所含 R5、R10、R20、R40 四个基本系列数都是等比级数。其公比依次为: $q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1.6$, $q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1.25$, $q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1.12$, $q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1.06$ 。如果中心距 a 值按 R20 数系取, 则相邻两档中心距之相对差为 12%。因承载能力与中心距的三次方成正比, 两相邻规格减速器承载能力最大相对差为 40%, 即用户功率损失 $\leq 40\%$ 。相当齿面接触强度安全系数增大了 18%。实际上这种极端情况出现的概率较少。大多数情况是用户可以接受的。GB/T 10090—1988《圆柱齿轮减速器基本参数》规定的中心距第一系列数系就是按 R20 优先数系的圆整值排列的; 其第二

系列虽是 R40 优先数系, 但与第一系列不重叠, 且跳档选取, 仍保持公比 1.12。

至于 R5、R10 数, 因公比过大不宜采用。

3) 多级中心距的每级中心距搭配原则, 第一是要便于实现各级传动接近等强度, 这要与传动比结合起来考虑。设第一级的中心距为 a_1 , 传动比为 i_1 , 输入的转矩为 T_1 , 第二级的输入转矩将为 $T_2 = T_1 i_1$, 第二级的中心距 a_2 应大

于 a_1 , 究竟大多少? 由于通用系列减速器每个中心距要配多个传动比难以找到一个满足所有传动比的值。这也是难以实现完全等强度的原因之一。第二是多级传动的每级中心距与单级中心距应取自同一优先数系, 以便齿轮等零件可以互换。这又为实现等强度增加一个约束。

中心距的数列和搭配见表 32.1-125 ~ 表 32.1-128。

表 32.1-125 一级减速器和两级同轴式减速器中心距 a (mm)

系列 1	-	80	-	90	-	100	-	112	-	125	-	140	-	160
系列 2	75	-	85	-	95	-	106	-	118	-	132	-	150	-
系列 1	-	180	-	200	-	224 (225)	-	250	-	280	-	315 (320)	-	355 (360)
系列 2	170	-	190	-	212	-	236	-	265	-	300	-	335	-
系列 1	-	400	-	450	-	500	-	560	-	630	-	710	-	800
系列 2	375	-	425	-	475	-	530	-	600	-	670	-	750	-

注: 表中括弧内的数值为不同圆整值。

表 32.1-126 两级减速器中心距 $a(a_1 + a_{II})$ (mm)

系列 1	a	171	192	215	240	272	305	340	384 (385)	430	480	539 (545)	605 (610)						
	a_I	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224 (225)	250						
	a_{II}	100	112	125	140	160	180	200	224 (225)	250	280	315 (320)	355 (360)						
系列 2	a	181	203	227	256	288	322	362	406	455	512	571	640						
	a_I	75	85	95	106	118	132	150	170	190	212	236	265						
	a_{II}	106	118	132	150	170	190	212	236	265	300	335	375						
系列 1	a	680		765		855		960		1 080		1 210		1 360		1 530			
	a_I	280		315		355		400		450		500		560		630			
	a_{II}	400		450		500		560		630		710		800		900			
系列 2	a	725			810			905			1 025			1 145			1 280		
	a_I	300			335			375			425			475			530		
	a_{II}	425			475			530			600			670			750		

表 32.1-127 三级减速器中心距 $a(a_I + a_{II} + a_{III})$ (mm)

系列 1	a	311	352	395	440	496	555	620	699 (705)
	a_I	71	80	90	100	112	125	140	160
	a_{II}	100	112	125	140	160	180	200	224 (225)
	a_{III}	140	160	180	200	224 (225)	250	280	315 (320)

续表 32.1-127

系列 2	a	331	373	417	468	524	587	662	741	
	a_I	75	85	95	106	118	132	150	170	
	a_{II}	106	118	132	150	170	190	212	236	
	a_{III}	150	170	190	212	236	265	300	335	
系列 1	a	785 (790)	880	989 (995)	1 105 (1 110)	1 240	1 395 (1 400)	1 565 (1 570)	1 760	1 980
	a_I	180	200	224 (225)	250	280	315 (320)	355 (360)	400	450
	a_{II}	250	280	315 (320)	355 (360)	400	450	500	560	630
	a_{III}	355 (360)	400	450	500	560	630	710	800	900
系列 2	a	830	937	1 046	1 170	1 325	1 480	1 655	1 875	2 095
	a_I	190	212	236	265	300	335	375	425	475
	a_{II}	265	300	335	375	425	475	530	600	670
	a_{III}	375	425	475	530	600	670	750	850	950

表 32.1-128 四级减速器中心距 $a(a_I + a_{II} + a_{III} + a_{IV})$ (mm)

系列 1	a	458	511	576 (577)	645	720	811 (817)	910 (915)	1 020
	a_I	63	71	80	90	100	112	125	140
	a_{II}	90	100	112	125	140	160	180	200
	a_{III}	125	140	160	180	200	224 (225)	250	280
	a_{IV}	180	200	224 (225)	250	280	315 (320)	355 (360)	400
系列 2	a	484	543	609	682	768	859	962	
	a_I	67	75	85	95	106	118	132	
	a_{II}	95	106	118	132	150	170	190	
	a_{III}	132	150	170	190	212	236	265	
	a_{IV}	190	212	236	265	300	335	375	
系列 1	a	1 149 (1 155)	1 285 (1 290)	1 240	1 619 (1 625)	1 815 (1 820)	2 040		
	a_I	160	180	200	224 (225)	250	280		
	a_{II}	224 (250)	250	280	315 (320)	355 (360)	400		
	a_{III}	315 (320)	355 (360)	400	450	500	560		
	a_{IV}	450	500	560	630	710	800		

续表 32.1-128

系列 2	a	1 087	1 216	1 360	1 537	1 716	1 920
	a_I	150	170	190	212	236	265
	a_{II}	212	236	265	300	335	375
	a_{III}	300	335	375	425	475	530
	a_{IV}	425	475	530	600	670	750

(2) 传动比 i

传动比不仅对承载能力影响大,而且是通用范围大小的标志,是减速和转矩放大的倍率。在多级传动中的每级传动比是调整各级传动趋向等强度的一个重要变量,同时也是多级传动和单级传动中,中心距相同、传动比相同时,齿轮能否互换的重要因素。

1) 单级减速器和多级减速器每级的传动比范围,设计者总是希望大一些,以扩大应用面。但是受小齿轮轴的强度和刚度的限制,传动比不可能太大。因为中心距一定时,传动比越大,小齿轮的直径越小。特别是采用渗碳淬火磨齿的高承载能力齿轮时,齿轮轴受力大,轴的强度、刚度及轴承的寿命要足够,齿轮的外圆直径即使和轴的直径相当,齿根圆直径小于轴径,既不便磨齿,且可能损伤轴承处的轴颈。因此单级齿轮的传动比的范围应按表 32.1-129 选定。

2) 传动比的分档与中心距的分档有类似的问题,分档多利于选用,但齿轮副品种多,不利于

表 32.1-129 单级齿轮传动比范围

齿轮类别	传动比范围
调质、滚齿	一般 $i \leq 7.1$, 较佳 $i \leq 6.3$
淬硬、磨齿	一般 $i \leq 6.3$, 较佳 $i \leq 5.6$

制造。分档少,每两档之间相距远,用户靠大或靠小选用,有速度损失问题。现在一般通用齿轮传动装置的传动比系列值也按 R20 优先数系选取。两档相邻传动比相对差 12%,有时是不能满足用户要求的。好在调整传动比只要改变齿轮副的齿数,不像调整中心距就要调整机体毛坯和轴承孔距那么复杂,用电脑修改齿轮图极快,加工不增加难度。因此传动比分档无大问题。

表 32.1-130 是单级减速器和多级减速器各

级的公称传动比数列。

3) 多级减速器的每级传动比搭配好坏,对性能有较多、较大的影响。首先在中心距确定后,分级传动比 i_i 是调整各级齿轮趋向基本等强度的重要变量。其次分级传动比搭配得好,减速器的体积、质量可减小,可降低齿轮的圆周速度,可改善油池润滑。不过总的说来,展开式圆柱齿轮减速器,两级以上传动,第一级传动比较大,以下各级逐级减小,低速级最小的分配原则优点较多,定性不定量分析可以揭示概况:

表 32.1-130 单级减速器或多级减速器各级的公称传动比

1.25	1.4	1.6	1.8	2	2.24	2.5	2.8
3.15	3.55	4	4.5	5	5.6	6.3	7.1

注:渗碳淬火齿轮减速器 $i \leq 5.6$ 。

① 减速器的体积、重量很大程度决定于末级大齿轮尺寸,末级传动比小,则末级大齿轮尺寸较小,从而可减小整机尺寸、重量。

② 齿轮的圆周速度和转速越低越好,高了附加动载荷、振动、噪声都增大,对工艺精度要求高。如果第一级传动比(减速比)大,第一级小齿轮直径尺寸减小,圆周速度降低,即电动机的转速一输入减速器就降低很多,各级齿轮都受益。

③ 通用圆柱齿轮减速器多数采用机体装润滑油,齿轮浸油润滑,第一级传动比大,大齿轮直径增大,利于各级大齿轮同时浸油润滑。

④ 减速器工艺难度较大的零件是最大的齿轮。减小其直径,对工艺和降低成本都有益。

⑤ 最后从实现多级传动各级等强度来看,只有总传动比较小时(如两级总传比 $i = 9$, 三级 $i \leq 28$),第一级传动比较第二级传动比小。此外均是第一级传比较大,容易接近等强度。

4) 两级展开式圆柱齿轮减速器按两级齿轮齿面等接触强度的原则分配传动比, 定量计算可按式 (32.1-59), 或查图 32.1-53:

$$\lambda C^3 \frac{(i_1 + 1) i_1^3}{(i_1 + i) i^2} = 1 \quad (32.1-59)$$

式中 $C = \frac{d_{2II}}{d_{2I}}$;

$$\lambda = \frac{\phi_{dII} \sigma_{HlimII}^2}{\phi_{dI} \sigma_{HlimI}^2};$$

i ——总传动比;

i_1 ——高速级传动比;

ϕ_{dI} 、 ϕ_{dII} ——高速级、低速级齿宽系数

$$\left(\phi_d = \frac{b}{d_1} \right);$$

σ_{HlimI} 、 σ_{HlimII} ——高速级、低速级齿轮的接触疲劳极限 (MPa);

d_{2I} 、 d_{2II} ——高速级、低速级大齿轮分度圆

直径 (mm)。

一般取 $C = 1.0 \sim 1.3$ 。 $C = 1$ 时, 减速器外形尺寸最小, 两个大齿轮浸入油池深度相同。当 $C > 1$ 时, 高速级大齿轮不接触油面, 可减少润滑油的搅动损失。

如果减速器符合标准中心距系列时, 按齿面接触强度相等, 可用下式分配减速器的传动比:

$$k \left(\frac{a_{II}}{a_I} \right)^3 \left(\frac{i_1 + 1}{i_1 + i} \right)^3 i = 1 \quad (32.1-60)$$

式中 $k = \frac{\phi_{aI} \sigma_{HlimI}^2}{\phi_{aII} \sigma_{HlimII}^2}$

ϕ_{aI} 、 ϕ_{aII} ——高、低速级齿宽系数 ($\phi_a = \frac{b}{a}$);

a_I 、 a_{II} ——高、低速级中心距 (mm)。

当 $\frac{a_{II}}{a_I} \approx 1.40$ 、 $k = 1$ 时, 传动比的分配可由图

32.1-54 查得。

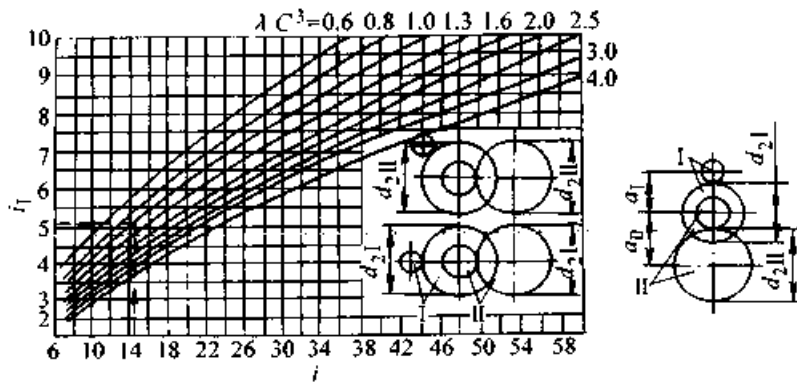


图 32.1-53 两级圆柱齿轮减速器传动比的分配

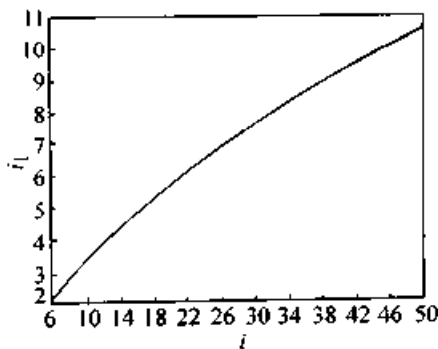


图 32.1-54 当 $\frac{a_{II}}{a_I} \approx 1.4$ 时两级减速器的传动比分配

按两级齿面等接触强度且各齿轮宽径尺寸积之和 ($\sum b d^2$) 最小分配传动比时, 可按式 (32.1-61) 计算或查表 32.1-131 或查图 32.1-55。

$$i_1 \left(\frac{2}{i} + \frac{2}{i^2} \right) + \frac{2}{i} - \frac{1}{i_1^2} \left(\frac{1}{i} + i \right) = 0 \quad (32.1-61)$$

表 32.1-131 两级传动比分配

总传动比 i	6.3	8	10
第一级传动比 i_1	2.341	2.799	3.302
第二级传动比 i_2	2.691	2.858	3.03
总传动比 i	12.5	16	20
第一级传动比 i_1	3.889	4.651	5.458
第二级传动比 i_2	3.215	3.44	3.664

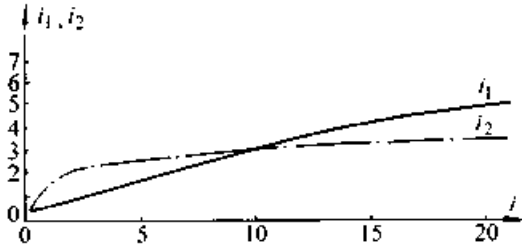


图 32.1-55 两级传动比分配

5) 三级传动以上的减速器用数学分析法按等强度分配传动比,比两级要复杂,但基本类似。当用计算机优化设计,如以最大承载能力为优化目标,以各级传动等强度、尺寸小、重量轻等做约束条件,传动比分配作为变量之一,可以求得较佳的分配方案。

推荐一个简单方法求传动比分配初值:如三级传动总传动比已知为 i ,求各级传动比 i_1 、 i_2 和 i_3 ;令 i_2 为 i 的立方根

$$i_2 = \sqrt[3]{i} \quad (32.1-62)$$

使 i_2 靠标准值,并使 $i_1 > i_2 > i_3$,令 i_1 、 i_3 也靠标准值,然后以此为初值通过强度计算,对 i_1 、 i_2 、 i_3 调整。

6) 多级通用圆柱齿轮减速器的公称总传动比仍应是 R20 优先数系。优先数之积仍是优先数,只要按表 32.1-130 给定各级传动比就可求得属于 R20 数系的公称总传动比。

两级减速器的公称传动比见表 32.1-132。

三级减速器的公称传动比见表 32.1-133。

四级减速器的公称传动比见表 32.1-134。

表 32.1-132 两级减速器公称传动比

总传动比 i	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20
第一级传动比 i_1	2.24	2.5	2.8	3.15		3.55	4	4.5		5	
第二级传动比 i_2	2.8			3.15			3.55		4		

表 32.1-133 三级减速器公称传动比

i	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100
i_1	2.8		3.15		3.55		4		4.5		5			
i_2	2.8	3.15		3.55			4			4.5		5		
i_3	2.8			3.15			3.55		4					

表 32.1-134 四级减速器公称传动比

i	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500
i_1	3.15	3.55		4			4.5			5				
i_2	3.55			4			4.5			5				
i_3	3.15		3.55			4		4.5			5			
i_4	3.15			3.55			4							

① 按表 32.1-131、表 32.1-132~表 32.1-134 的模式选择、搭配传动比,齿轮、轴承等件有互换性:如单级减速器 $a = 250 \text{ mm}$, $i = 2.5$ 的齿轮,与两、三、四级减速器中 $a = 250 \text{ mm}$, $i = 2.5$ 的齿轮相同,可以互换,连同轴承,轴承盖等均能互换。这种互换性的作用,不仅是简化设计;对制造,可形成批量生产,提高质量、降低成本;对用户,可减少备件、便于维护。

② 中心距和传动比都按 R20 优先数系排列搭配,使得通用齿轮减速器的规格尺寸、减速比、承载能力等都具备较好的规律。但总不免顾此失彼、出现有利有弊的现象。特别是设计人员要求充分发挥各级齿轮的能力、实现等强度等问题,

往往难以如愿。经分析计算,在国内外通用系列减速器设计中,多级传动各级承载能力相对差最大的不超过 20%,大部分接近(相对差 $\leq 10\%$),就很不错了。要求完全等强度,就必须以等强度做为优化目标,中心距和传动比做变量,随机取值。在单机和专用减速器设计中可以这样做,在通用系列设计中,如要求完全等强度,将得不到有规律有互换性的系列产品。

9.4.2 齿轮几何参数

(1) 基本齿廓和齿廓修形

贯彻国标 GB/T 1356—1988《渐开线圆柱齿轮基本齿廓》,但为了提高齿根抗弯强度,在传动不产生齿根齿顶干涉的条件下,允许增大齿根圆

角半径或做成单圆弧。为了降低传动噪声、振动,避免齿两端过载,允许齿顶修缘(图 32.1-56a)或沿齿长方向倒圆 $R=0.1m_n$ (图 32.1-56b)。图 32.1-56a 中 d_a 为顶圆直径; d_{Ra} 为齿顶修形起始圆直径; d_{Fa} 为齿顶单齿接触区的外径; d_w 为节

圆直径; d 为分度圆直径; d_{Ri} 为齿根修形起始圆直径; d_p 为有效齿廓下界圆直径; d_F 为齿廓下界圆直径; g_a 为齿顶啮合线长度; g_i 为齿根啮合线长度; d_o 为齿根圆弧起始点圆直径; d_b 为基圆直径; d_f 为根圆直径; ΔS_a 为齿顶(齿廓)修

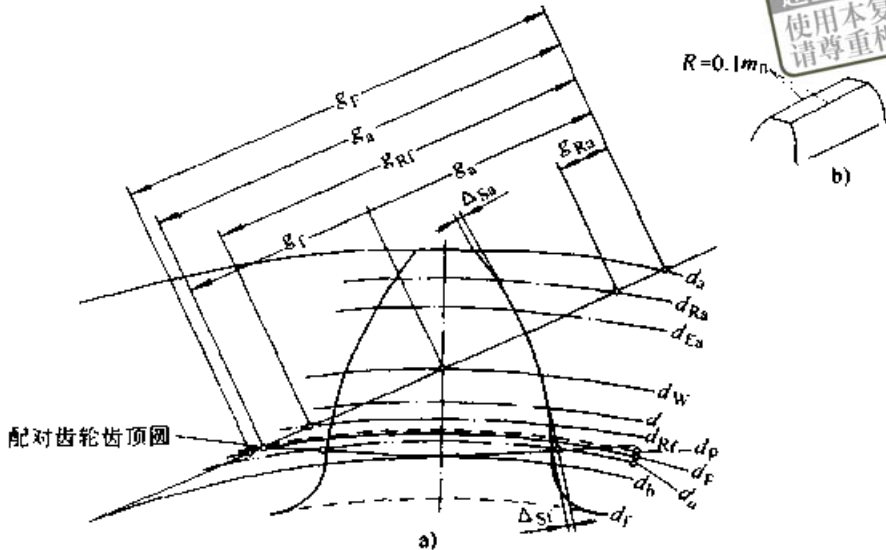


图 32.1-56 齿顶修缘和倒圆
a) 齿顶修缘 ΔS_a 的齿形 b) 齿顶倒圆

形量; ΔS_i 为齿根(齿廓)修形量; g_{Ra} 为齿顶修形部分啮合线长度; g_{Ri} 为齿根修形前啮合线长度; g_F 为最小额定滚切行程; g_a 为总啮合线长度。允许按图 32.1-57 及式(32.1-63)、式(32.1-64)计算小齿轮两端沿齿向修形量。

齿顶修缘的方法有二:一是用滚齿刀修,滚刀的齿根切削刃按修缘要求设计;二是用砂轮修,在齿轮磨齿完成后,将砂轮齿形角修打成 $30^\circ \sim 60^\circ$,将齿顶多磨去一点。这两种办法都比较复杂,属工艺范畴的问题。齿顶沿齿长方向倒圆比较简单,甚至钳工手工也能完成。但效果不如修缘好。

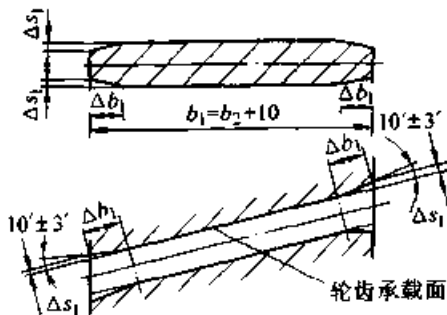


图 32.1-57 齿向修形

图 32.1-57 中 ΔS_i ——小齿轮齿向修形量 (mm),

$$\Delta S_i = 2F_\beta \quad (32.1-63)$$

F_β ——6 级精度齿向公差 (GB/T 10095—1988) (mm);

Δb_1 ——小齿轮齿向修形长度 (mm);

$$2.2m_n + 5 \text{ mm} \geq \Delta b_1 \leq 0.1b_2 + 5 \text{ mm} \quad (32.1-64)$$

m_n ——法向模数 (mm);

b_1 ——小齿轮齿宽 (mm);

b_2 ——大齿轮齿宽 (mm)。

例: 已知 $m_n = 12 \text{ mm}$, $b_1 = 210 \text{ mm}$, $b_2 = 200 \text{ mm}$, $F_\beta = 0.019 \text{ mm}$ 。

$$\begin{aligned} \text{则 } \Delta S_i &= 2F_\beta = 2 \times 0.019 \text{ mm} = 0.038 \text{ mm} \\ \Delta b_1 &\leq 0.1b_2 + 5 \text{ mm} = 0.1 \times 210 \text{ mm} + 5 \text{ mm} \\ &= 26 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\Delta b_1 \leq 2.2m_n + 5 \text{ mm} = 2.2 \times 12 \text{ mm} + 5 \text{ mm} = 31.4 \text{ mm}$$

取 $\Delta b_1 = 25 \text{ mm}$

一对齿轮齿顶修缘或倒圆,小齿轮两端沿齿

向修形后,其啮合接触区将在齿面中部,如果接触率较高($\geq 70\%$),这应是最佳的啮合状态。

(2) 模数

通用减速器齿轮的模数必须符合 GB/T 1357—1987《渐开线圆柱齿轮模数》的规定,而且应优先采用其中第一系列。选值的根据:一是齿根弯曲强度足够,二是力求小齿轮的齿数 $z_1 \geq 16$ 。

(3) 齿数和及小齿轮齿数

齿数和 z_c 与中心距 a 、法向模数 m_n 、分度圆螺旋角 β 的关系式为

$$z_c = 2a \cos \beta / m_n \quad (32.1-65)$$

可见当中心距 a 一定, z_c 受 m_n 的制约。

模数要满足齿根弯曲强度的要求,实际上是决定于减速器的承载能力水平,因而齿数和的选择也取决于承载能力的水平。

齿数和与小齿轮的齿数选择比较复杂,也较重要。它对齿面与齿根强度、啮合重合度、变位、传动平稳性、噪声,即减速器的承载能力和性能均有影响。

简单而落后的方法是相对一个中心距,固定一种齿数和,在不同传动比时,只改变大小齿轮齿数,这种方法不能使以上各项指标为较佳值。

还有一种观点,减速器的承载能力按齿面接触强度计算,然后按齿根弯曲强度校核模数,在满足弯曲强度要求下,齿数越多越好。这对某些专用减速器是适当的,对于通用硬齿面齿轮减速器将用于各种不同工况条件下,实践证明并不可取。因为硬齿面齿轮的齿根弯曲强度相对齿面接触强度而言较薄弱。因此,在兼顾其他几项指标的前提下,模数取较大值为好。

根据实际应用效果,齿数和与小齿轮齿数选择按以下要求较好。

1) 在同一中心距下,齿数和不固定,随不同传动比而有所调整,但根据不同的承载能力水平给定限额。

2) 在通用减速器中,采用渗碳、淬火、磨齿、6级精度的齿轮,其齿数和 $z_c \leq 120$; 采用调质、滚齿、7~8级精度齿轮其齿数和 $z_c \leq 150$; 采用调质、磨齿、6级精度齿轮,其齿数和可再加大为 $z_c \leq 160$, 因精度较高的齿轮,其计算重合度较易实现。

3) 小齿轮的最少齿数 $z_{1\min} \geq 16$ 较好,但在

特殊条件下允许取 15 齿。小齿轮的最多齿数按表 32.1-135 限额选取较好。

表 32.1-135 小齿轮最多齿数 $z_{1\max}$

传动比 i	齿面硬度/ HB			
	250	300	400	600
	$z_{1\max}$			
1.25	50	37	30	26
1.5	45	30	25	22
2	42	27	22	20
3.15	37	24	19	18
4	34	23	18	17
5	32	22	17	17
6.3	31	21	16	16

注:齿面硬度 600HB 为渗碳淬火齿轮,其余为中碳合金钢调质齿轮。

(4) 齿宽系数

通用圆柱齿轮减速器的齿宽系数 ϕ_d (表 32.1-136) 定义为有效齿宽 b 与中心距 a 的比值,即:

$$\phi_d = b/a \quad (32.1-66)$$

表 32.1-136 齿宽系数 ϕ_d

0.2	0.25	0.3	0.35	0.4
-----	------	-----	------	-----

调质齿轮取 $\phi_d = 0.4$, 硬齿面齿轮取 $\phi_d = 0.35$, 同轴式减速器取 $\phi_d = 0.2 \sim 0.35$ 。

齿轮宽度过大,难以保证全齿宽接触。

小齿轮的宽径比 $\phi_d = b/d_1$ 可以衡量齿宽是否适当。当 $\phi_d \leq 1$, 较好。其次,对硬齿面齿轮 $\phi_d \leq 1.2$, 对调质齿轮 $\phi_d \leq 1.4$ 。 ϕ_d 再大,说明 d_1 偏小,应校核小齿轮轴的刚度和强度。

(5) 分度圆柱螺旋角

通用齿轮减速器采用斜齿轮,以提高运转平稳性和承载能力。一般分度圆柱螺旋角 $\beta = 7^\circ \sim 15^\circ$, 以 $\beta = 10^\circ \sim 13^\circ$ 较好。制造厂希望系列通用减速器的全部齿轮采用统一的螺旋角,以便于加工。如果要统一,应统一为 11° 或 12° 较好。考虑到要采用角变位齿轮,螺旋角可取整数或半度为尾数,不需为凑中心距而选 β 尾数到分、秒,这有利于加工和减小螺旋角误差。多级传动中螺旋角以从高速级到低速级逐级减小为好,既适应

不同转速的特点,也可减小低速级的轴向力;中间轴上有两个齿轮,这两个齿轮的螺旋方向应相同,以抵消大部分轴向力。虽然这时轴向力力矩将增加轴承径向载荷,但它占总径向载荷的比例很小,对轴承的寿命降低也较小。

此外选择 β 时,应使轴向重合度 $\epsilon_\beta=1\sim 1.1$,即

$$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n = 1 \sim 1.1 \quad (32.1-67)$$

螺旋角 β 和齿宽 b 、模数 m_n 三者结合选择的线图如图32.1-58所示。按此图选择 β 、 b 和 m_n 可提高运转平稳性、降低噪声。

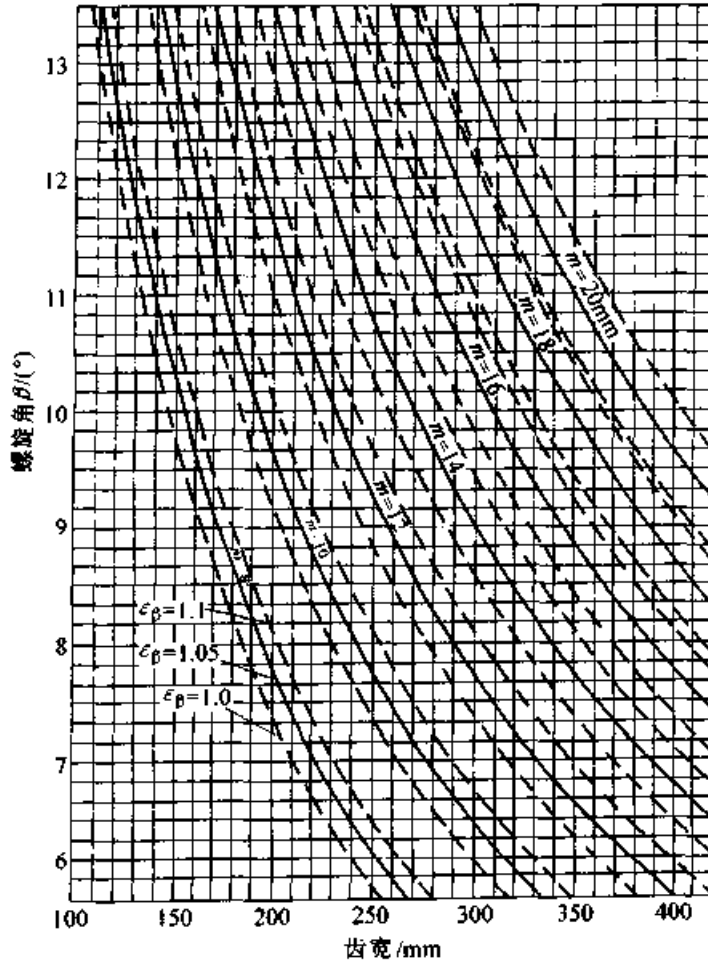


图 32.1-58 β 、 b 、 m_n 三者结合选择图

(6) 齿轮变位

对于斜齿轮采用角变位,一些文献中认为得失相当,没有必要变位。因为变位后虽啮合角增大,齿根厚度增加,对承载能力有所提高,但同时重合度降低,又有负面作用,GB/T 3480 承载能力计算方法也反映这样的观点。但是对硬齿面齿轮,由于表面接触疲劳极限大幅度提高,齿根弯曲疲劳极限提高不多,齿根抗弯强度相对较弱,而正变位齿轮的齿根厚度增加对抗弯强度有利。另一方面重合度的理论计算值,是否能在有加工误差的齿轮上体现,确是个软指标。所以国内、外在硬齿面斜齿齿轮减速器设计中大多采用变位齿轮,并按等滑动比原则选取变位系数。总变位系数一般不超过 1.2,以 0.7 左右较好。小

齿轮的变位系数取 0.5 以下,以 0.45 左右较好。变位应保证齿顶厚不小于 $0.4 m_n$ 。

有关变位系数的图表见本章第 1.5 节。

9.5 主要结构件设计

9.5.1 机体、机盖

机体、机盖是重要件,承受齿轮负载运转时的各向反力,保持齿轮正确位置和正常啮合。机件、机盖应有足够的强度和刚度。提高刚度和强度的措施是在壁厚适当的前提下,合理地设计结构形状,在受力较大、易变形的部位设置加强肋;通过合理的工艺消除内应力:如毛坯时效处理,轴承孔和分合面粗加工后松夹拆卸、释放应力、自由变形,然后重新组装、精加工。

机体、机盖剖分面宜开在轴心线所在的平面内，便于装卸检验维修。

通用减速器的机件、机盖常采用灰铸铁件，力学性能不低于 HT400，其优点是易铸造、好加工、吸振、噪声低，成本低。低碳钢焊接件也常有应用，其优点是质量小、强度高，生产周期短，适于单件小批量生产。

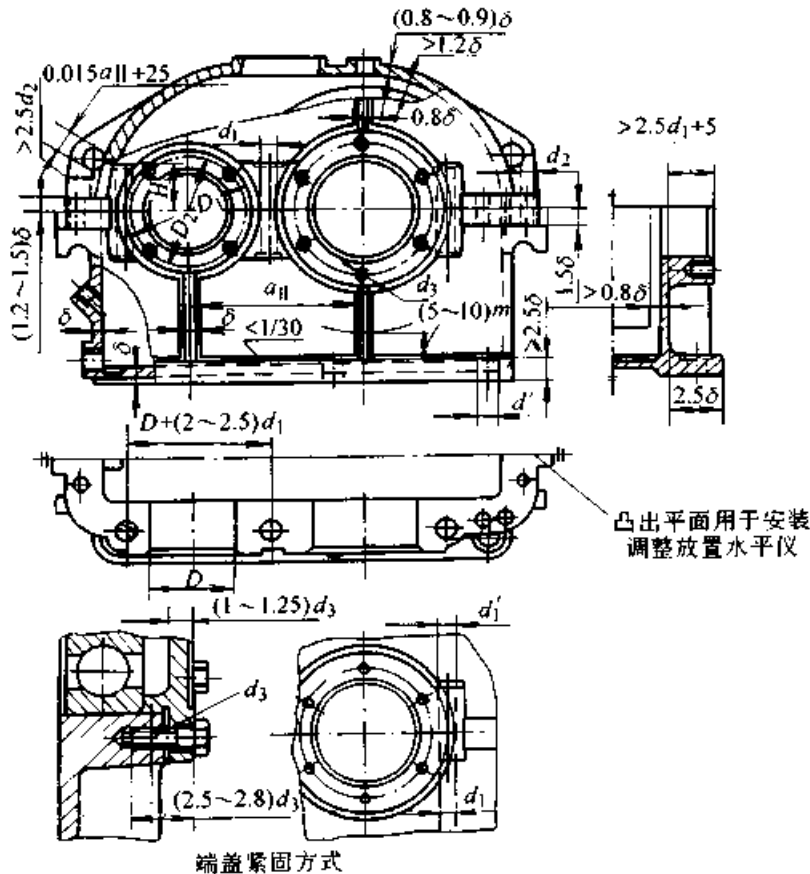
较大型减速器有时采用铸钢件机体、机盖，

小型减速器机体、机盖有时采用轻合金铸件。

(1) 灰铸铁机体、机盖结构、尺寸

灰铸铁机体机盖的结构形状很多，例如其加强肋的设置就有多种形式：有设置内肋、外肋、井字形肋、T 字形肋、 \square 字形肋等等。但主要的结构尺寸都是按齿轮尺寸及其载荷设计。现仅用简单例图说明，见图 32.1-59。

$$\text{机体壁厚 } \delta \approx 0.030 a_s + \Delta \geq 7 \text{ mm} \quad (32.1-68)$$



孔径 D/mm	螺栓	
	d ₃	数量
~62	M8	4
72~80	M10	4
85~100	M10	6
110~140	M12	6
150~230	M16	6
240~280	M20	6
290~400	M20	8

$$D_1 = D + 5d_3,$$

$$D_2 = D + 2.5d_3,$$

单级减速器: $H = 0.35D_1$

两级减速器: $H = 0.45D_1$

图 32.1-59 铸铁机件、机盖

$$\text{或 } \delta \approx C \sqrt[4]{T_s} \geq 7 \text{ mm} \quad (32.1-69)$$

式中 a_s ——低速级（末级）中心距（mm）；

T_s ——减速器输出转矩（mm）；

Δ ——增加量，调质齿轮减速器：单级 $\Delta = 0$ ，二级 $\Delta = 2$ mm，三、四级 $\Delta = 3$ mm；淬硬齿轮减速器：单级 $\Delta = 2$ mm，二级 $\Delta = 3$ mm，三、四级 $\Delta = 5$ mm；

C ——系数， $a_s \leq 200$ mm, $C = 1.1$ ； $a_s > 200$ mm, $C = 1$ 。

$$\text{机盖壁厚 } \delta_1 = (0.8 \sim 1)\delta \quad (32.1-70)$$

$$\text{机体中心高 } H = a_s + (30 \sim 50) \quad (32.1-71)$$

$$\text{地脚螺栓直径 } d_4 \geq \sqrt[4]{20T_s} \geq 12 \text{ mm}$$

$$(32.1-72)$$

或查表 32.1-137。

$$\text{轴承座旁螺栓直径 } d_1 \approx 0.8d_4 \geq 12 \text{ mm}$$

$$(32.1-73)$$

$$\text{机体机盖分合面把合螺栓 } d_2 \approx 0.8d_1$$

$$(32.1-74)$$

$$\text{轴承端盖螺栓直径 } d_3 \approx (0.5 \sim 0.7)d_1 \geq 8 \text{ mm}$$

$$(32.1-75)$$

铸造吊钩结构见图 32.1-60，尺寸见表 32.1-138。

(2) 焊接机体主要部位结构、尺寸

焊接机体机盖与铸造机体、机盖大同小异，主要部位结构尺寸见图 32.1-61 表 32.1-139。

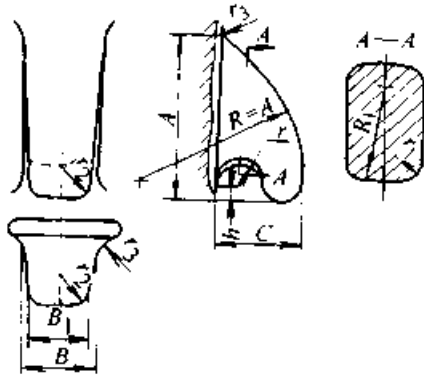


图 32.1-60 铸造吊钩结构尺寸

9.5.2 齿轮、齿轮轴

齿轮、齿轮轴结构在本章第 5 节中已叙述。本节仅涉及通用减速器有关部分和个别技术问题。

(1) 齿轮结构选择

在通用减速器中，齿轮毛坯有锻件和焊接件两类，不提倡采用铸钢坯件，以保证坯件有良好力学性能。成对齿轮的小齿轮一般与轴做成一体，叫做齿轮轴，或轴齿轮。做成一体的优点是强度、刚度好，还省去了齿轮与轴组装的加工和装配工序，对提高精度有利。但有时因齿轮轴轴

表 32.1-137 地脚螺栓尺寸

(mm)

低速级 (输出级) 中心距 a_1	螺栓直径	螺栓数 目 × 孔径	低速级 (输出级) 中心距 a_1	螺栓直径	螺栓数 目 × 孔径
≤ 140	M12	6 × φ15	400, 500	M36	8 × φ45
160, 180	M16	6 × φ20	500, 560	M42	8 × φ52
200, 285	M20	6 × φ25	630, 710	M48	8 × φ60
250, 280	M24	6 × φ30	800, 900	M56	8 × 70
320, 360	M30	6 × φ38			

表 32.1-138 铸造吊钩尺寸

(mm)

一个吊钩上的许用 载荷 / N		A	B	B ₁	C	R ₁	r	r ₁	r ₂	r ₃	h	A-A 剖面 面积 / cm ²
铸 钢	铸 铁											
5 000	4 000	80	25	20	40	30	12	8	3	5	5	12
10 000	6 000	100	30	25	50	40	15	10	5	5	5	16
20 000	10 000	120	40	30	60	50	18	12	5	8	8	24
30 000	15 000	140	50	40	70	60	20	15	8	10	8	39
50 000	25 000	160	60	50	80	80	22	18	10	15	10	60
100 000	45 000	190	80	60	90	100	25	20	15	20	10	95
150 000	65 000	220	100	80	110	125	30	25	15	25	15	145
200 000	90 000	250	120	100	130	150	35	31	20	30	15	198
300 000	140 000	300	160	140	160	180	45	36	25	35	20	300
500 000	220 000	380	200	180	190	220	50	46	30	40	25	480

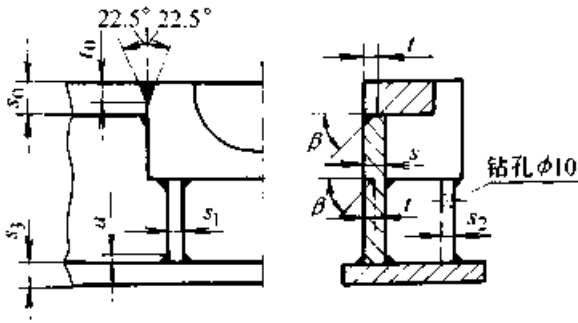


图 32.1-61 焊接箱体结构图

如不采用加强肋 s_1 , 也可用 U 形钢板 (厚度为 s_2) 来支承轴承座

向尺寸长, 热处理和机械加工都不便, 且易变形, 为此, 只得将齿轮和轴分为工件。大齿轮的结构也按尺寸大小而有所不同, 为节省昂贵的齿轮材料, 方便加工, 在齿轮尺寸较大的情况下, 齿圈用高强度合金锻件或轧件, 轮毂和轮心用一般材料, 半精加工后组装或焊接成一体, 再精加工及磨齿。图 32.1-62 介绍的结构选型并不很严格准确, 可自行灵活选择。整体、组合、焊接齿轮示意图的具体结构见图 32.1-63~66。

(2) 整体锻造、磨齿齿轮

表 32.1-139 焊接箱体各部位钢板厚度及焊缝尺寸

(mm)

减速器输出转矩 /kN·m		< 25	25 ~ 50	60 ~ 100	100 ~ 150	150 ~ 300	300 ~ 600	600 ~ 900
钢板厚度	s	10	12	15	20	25	30	35
	s_{11}	15	20	25	30	35	40	50
	s_1	10	12	15	20	20	25	30
	s_2	5	6	8	10	12	15	20
	s_3	15	20	20	25	30	40	45
焊缝尺寸	a	3	4	5	6	7	8	10
	t	5	6	8	10	13	15	20
	β	45°	45°	45°	45°	45°	45°	45°
	t_0	10	12	15	20	20	25	30

图 32.1-63 中表明了精加工工序: 淬火后, 在齿顶圆上磨出 20 mm 宽的检验面和定位端面,

做加工轴孔 $\phi 225H7$ 的基准, 再以轴孔和端面定位磨齿。

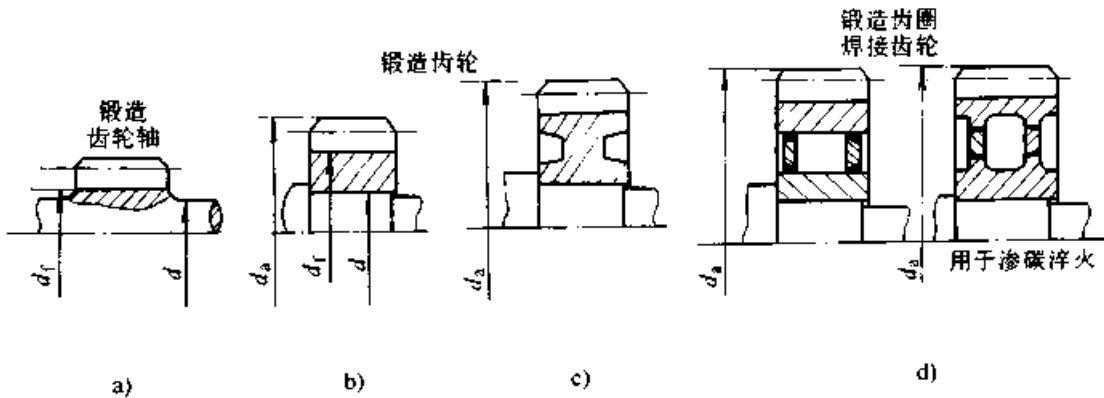


图 32.1-62 齿轮结构

a) $\frac{d_r}{d} < 1.6$ b) $\frac{d_r}{d} > 1.6, d_a \leq 500 \text{ mm}$ c) $500 \text{ mm} < d_a < 1000 \text{ mm}$ d) $d_a > 900 \text{ mm}$

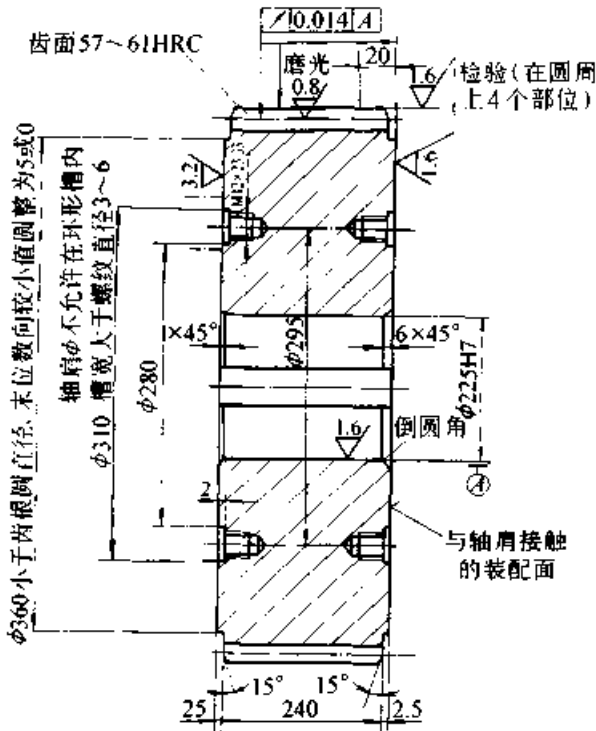


图 32.1-63 齿轮零件图

(3) 热装齿圈的齿轮

热装齿圈的齿轮见图 32.1-64, 齿圈实体厚 h_s 见表 32.1-140。

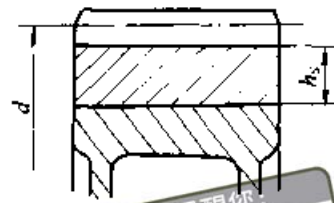


图 32.1-64 热装齿圈的齿轮

至于热装过盈量、加热温度等, 根据齿圈传递转矩按常规热压配合计算, 组装后精加工。

(4) 螺栓联接的齿轮

结构见图 32.1-65, 图中 $h_s = (3.7 \sim 3.9)m_n$ 。联接螺栓应为铰制孔螺栓, 计算受剪螺栓的数目时, 取实有螺栓数目的 $1/2 \sim 1/3$ 。需渗碳、淬火的齿圈不应加工出联接凸缘, 见图 32.1-65b。

(5) 焊接齿轮

表 32.1-140 热装齿圈实体厚度 h_s (mm)

分圆直径 d	模数 m_n					
	$>2 \leq 4$	$>4 \leq 6$	$>6 \leq 8$	$>8 \leq 12$	$>12 \leq 16$	$>16 \leq 24$
	齿圈厚度 h_s					
$>500 \leq 750$	34	37	39	43	47	50
$>750 \leq 1\ 000$	35	38	41	45	49	52
$>1\ 000 \leq 1\ 250$	37	40	44	47	50	53
$>1\ 250 \leq 1\ 600$	39	42	47	49	53	55
$>1\ 600 \leq 2\ 000$	43	46	50	53	56	59

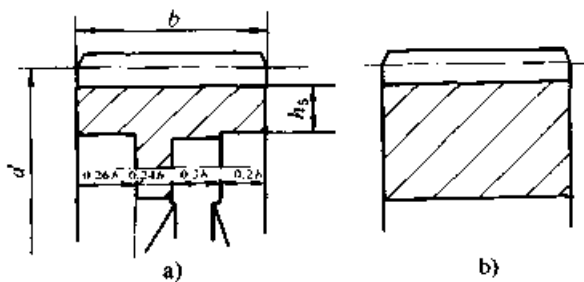


图 32.1-65 螺栓联接齿轮

a) 组合图 b) 齿圈渗碳淬火时(必须)的截面图形

图 32.1-66 中是两种双辐板焊接齿轮。当齿轮宽度较窄时, 可采用单辐板。

图 32.1-66a 齿圈与辐板的焊缝处, 既有焊接引起的应力集中, 又有断面尺寸突变引起的应

力集中。双重应力集中在渗碳淬火时易出现断裂。图 32.1-66b 所示焊缝避开了双重应力集中, 但齿圈要加工出焊接凸台, 无疑要增加齿圈毛坯的厚度, 多用料。

焊缝强度和齿圈实体、辐板厚度计算按式 (32.1-76)、式 (32.1-77) 并参照图 32.1-66、图 32.1-65 的结构尺寸代号进行。

$$\text{齿圈厚度 } h_s = (3.6 \sim 3.9)m_n \quad (32.1-76)$$

焊缝的切应力 τ_s (MPa):

$$\tau_s = F_t / 2\pi \Sigma s h_s \leq 25 \text{ MPa} \quad (32.1-77)$$

式中 F_t ——在齿轮分度圆上的圆周力 (N);

Σs ——辐板厚度之和 (或单辐板厚度)

(mm);

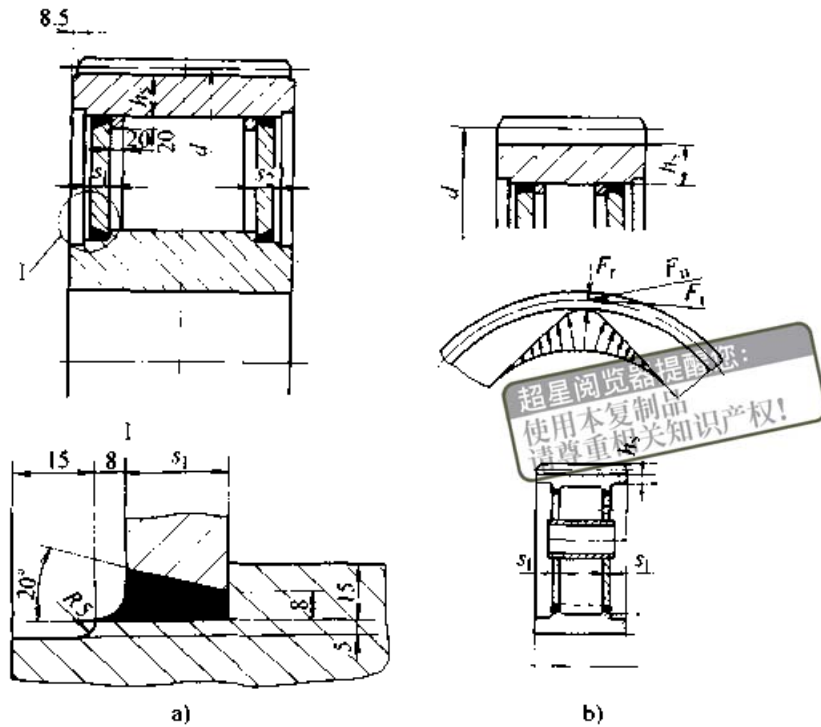


图 32.1-66 焊接齿轮

齿轮的轮毂直径(图 32.1-67) $D_0 = (1.5 \sim 1.6)d$,
 d ——孔径。

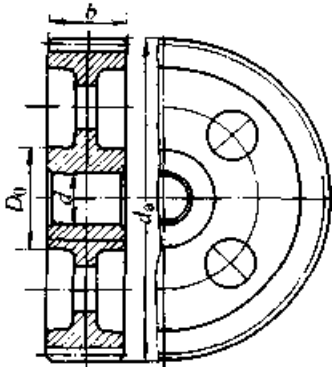


图 32.1-67 齿轮轮毂结构

9.5.3 轴

轴的设计计算见第 21 篇。本节仅简要介绍适用于通用圆柱齿轮减速器的经验公式和数据。

一般通用系列机械传动装置轴的强度设计偏向安全,输入、输出轴轴伸直径 d (mm)按下式计算:

$$d = A \sqrt[3]{P/n}$$

式中 A ——与材料有关的系数, $A = 105 \sim 115$, 材料较好时取较小值,一般轴采用中碳钢、中碳合金钢或与齿轮同材料,锻件调质,硬度 240~286HBS;

P ——轴传递的功率 (kW);

n ——轴的转速 (r/min)。

d 按计算值取较大的标准直径值。然后以轴伸直径为此轴的最小直径设计成阶梯轴。对于多级传动的中间轴直径可按弯扭合成强度初算。

精确计算轴的安全系数在装配图设计后进行。

输入、输出轴的例图见图 32.1-68 和图 32.1-69。

输入轴上带小齿轮,因而其中段直径一般略小于齿根圆直径,以便于滚齿、磨齿。但当传动比较大,轴上齿轮直径较小,为保证轴的强度和刚度,允许轴的直径略小于齿轮顶圆。此时,要注意给滚齿和磨齿留有进刀、退刀的间距,以免损伤轴承轴径。

输出轴或多级传动的中间轴与齿轮配合外的直径,按式 (32.1-78) 计算可保证强度和刚度:

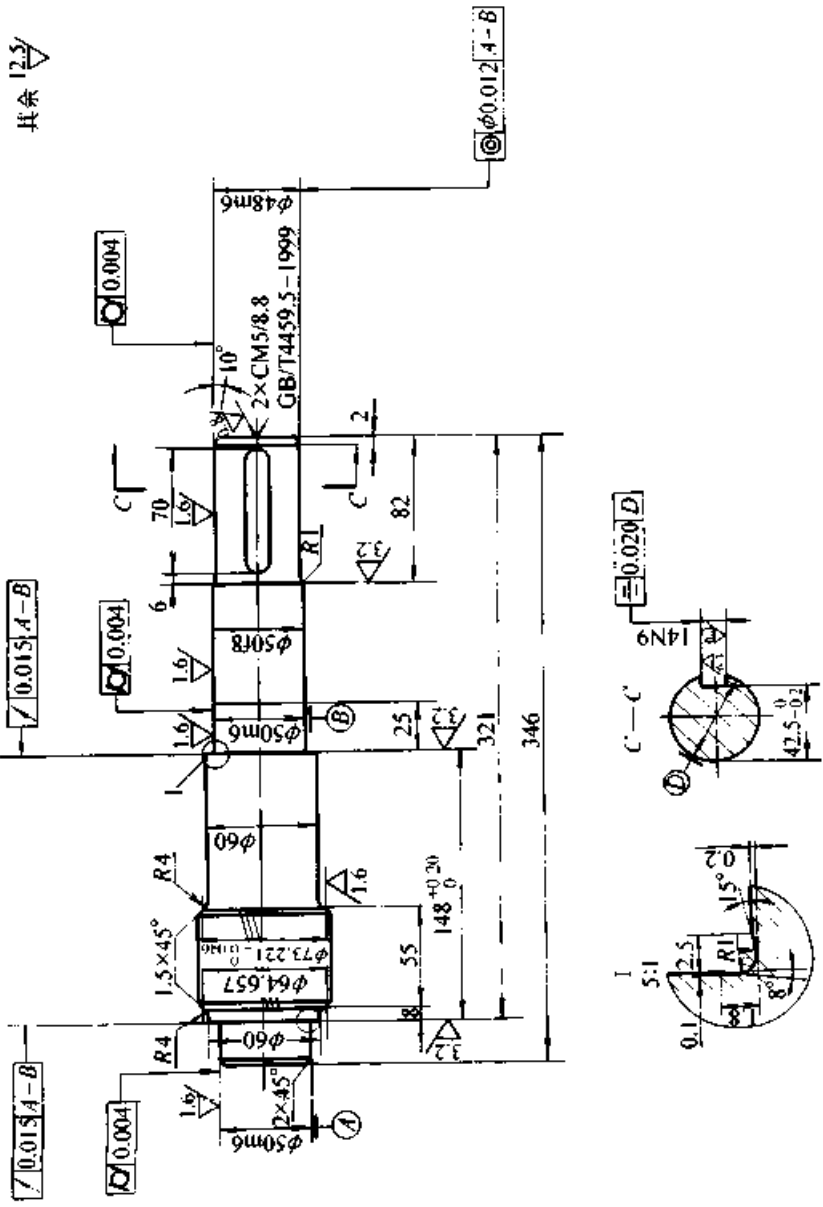
$$\left. \begin{array}{l} \text{软齿面减速器} \quad d_2 = 0.4a \\ \text{中硬齿面减速器} \quad d_2 = 0.42a \\ \text{硬齿面减速器} \quad d_2 = 0.5a \end{array} \right\} (32.1-78)$$

式中 d_2 ——轴与齿轮配合外直径;

a ——本齿轮副中心距。

轴与齿轮用平键联结并按表 32.1-141 选择公差配合。

法向模数	m_n	3
齿数	z	21
齿形角	α	20°
齿顶高系数	h^*	1
螺旋角	β	13°
螺旋方向		左
径向变动量	Δf_w	1.5
配对齿轮	图号	
	齿数	
圆柱齿轮 : 6 J L GB/T 10095-1988		
精度等级		
齿距累积公差	F_p	0.032
齿圈径向跳动公差	F_r	
公法线长度变动公差	F_w	
齿形公差	f_f	0.008
齿距极限偏差	$\pm f_{pn}$	± 0.010
基节极限偏差	$\pm f_{pb}$	± 0.009
螺旋线波度公差	f_{β}	
齿向公差	F_{β}	0.012
接触线公差	F_b	
轴向齿距极限偏差	$\pm F_{pk}$	
分度圆	弦齿高	\bar{h}_n
	法向弦齿厚	\bar{s}_n
	齿厚上偏差	E_{s1}
	齿厚下偏差	E_{s2}
公法线	平均长度	W_k
	平均上偏差	E_{wnb}
	平均下偏差	E_{wni}
量柱(球)	跨齿(槽)数	K
	测量距	M
	量柱上偏差	E_{ms}
	量柱下偏差	E_{mi}
	直径	d_{in}



技术要求

1. 齿部渗碳淬头, 有效硬化层深度 0.5~0.9, 齿面硬度 57~62HRC, 心部硬度 30~42HRC。
2. 齿顶沿齿长方向及端面倒圆 R0.3。
3. 齿两侧磨削量应均匀, 磨齿后进行磁粉探伤。
4. 锐角倒钝。
5. 材料: 20CrMnMo

图 32-1-68 齿轮轴零件图

表 32.1-141 齿轮与轴的配合公差带

轴公称直径/mm	孔公差带	轴公差带
>50~80	H7	p6
>80~120		r6
>120		s6

9.5.4 轴承

通用圆柱齿轮减速器大多采用斜齿轮，必定有轴向力、特别是高承载能力的硬齿面减速器，啮合传动产生的轴向分力和径向分力都较大。因此应采用圆锥滚子轴承或调心滚子轴承。圆锥滚子轴承承受轴向力的能力较强，但调整轴向间隙较麻烦；调心滚子轴承对轴向力较敏感，但安装调整较方便。大多情况下高速轴（第一轴）速度较高、中间轴轴承受两对齿轮的啮合力，必须选用承载能力较强的中宽系列轴承。

与轴承外圈配合的机体孔公差带取 H7，与内圈配合的轴颈公差带取 m6。

轴承的寿命应高于 2×10^4 h。轴承的寿命计算方法见第3卷第24篇。

9.5.5 轴承偏心套

较大规格的减速器可在轴承外圈装置偏心套，用以调整、提高齿轮副啮合接触率。一对齿轮的两轴安装后的不平行可分解为水平方向和垂直方向两向的不平行。只有两轴上的四个轴承都装有偏心套才能够消除两向的不平行。只有一轴上有偏心套时，难以消除二轴的两向不平行误差。偏心轴承套是套的外圆与内孔偏心，一般偏心量为 0.25 mm。

偏心轴承套的应用实例见图 32.1-70，结构尺寸见图 32.1-71 及表 32.1-142。

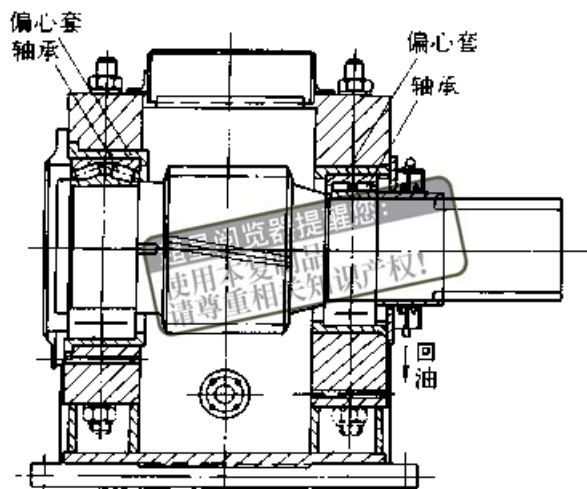


图 32.1-70 偏心轴承套应用

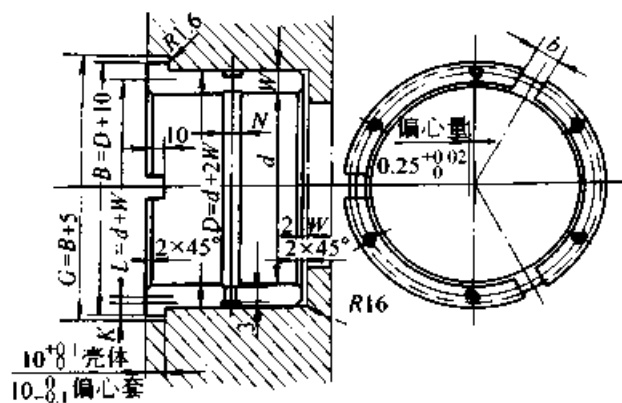


图 32.1-71 偏心套

表 32.1-142 偏心套 (偏心量 $e = 0.25$) (mm)

轴承外径 d	壁厚 W	槽宽 N	螺 纹	K	b	定位销 (空心开口销, 调整合格 后, 打孔装销)
< 140	12.5	8	M8 × 13/21	5	8	φ6 × 24
140 ~ 220	15	10	M8 × 13/21	6	10	φ8 × 28
220 ~ 300	20	12	M10 × 15/24	7	12	φ10 × 36
300 ~ 500	25	16	M12 × 18/28	7	14	φ12 × 50
500 ~ 670	30	22	M16 × 24/36	7	14	φ12 × 60
> 670	35	22	M20 × 29/42	7	14	φ12 × 60

9.6 润滑、冷却方法及选用条件

减速器的齿轮和轴承在重载下运转，必须润滑充分。由于二者在同一封闭机体中，共用中负

荷工业齿轮油 (GB 5903—1995)。常用的三个标号是 150、220 和 320。其中 220 用得较多。当环境温度较低和循环油润滑时，用黏度较低的油。当环境温度或工作油温较高以及载荷较重时，用

黏度较高的油，并应加极压添加剂。润滑的同时吸收和带走摩擦热，起冷却作用。常用润滑冷却方法有三种。

9.6.1 油池润滑、自然散热

油池润滑是在机体内装润滑油，齿轮浸油或特设溅油轮，运转时飞溅油润滑冷却齿轮、轴承等零件，靠机体外表自然散热、降温，见图 32.1-72 所示。

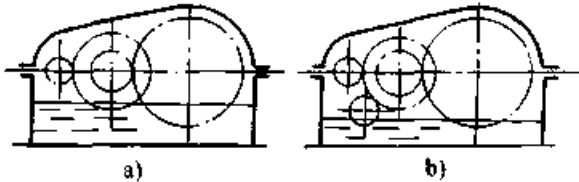


图 32.1-72 油池润滑

但浸油齿轮的圆周速度 $v < 2.5 \text{ m/s}$ 时，油飞溅不起来，轴承润滑不充分，不宜采用此法。

齿轮浸入油中搅油甩油也要消耗机械功，并转化为热能，浸油越深，搅油损失和发热量越大，有时还会产生噪声，因此浸油深度要适当。一般要求单级减速器的大齿轮、多级减速器的第一级大齿轮浸油深度为 2~4 个全齿高。搅油损耗很难计算准确，约与啮合损耗相当。

能否采用此法，还有一个不可忽略的限制条件：即润滑油的最高平衡油温能否保持最佳的温度或润滑油允许的温度。220、320（或 VG220、VG320）具有最佳润滑性能并有较长寿命的温度是 20~70℃。当油温在 70~100℃ 之间，也有良好的润滑性能，但油易氧化变质，有效寿命短，须勤换油。

在油池飞溅润滑自然散热条件下，并能保持所限定的最高平衡油温，允许输入的功率 P_{G1} (kW) 可以按式 (32.1-79) 或式 (32.1-80) 计算，也可通过试验测定，但受减速器表面积、表面喷涂状况、环境条件等多种不确定因素的影响，计算和测定值均有较大误差。

$$P_{G1}(1-\eta) = t_n F_k \alpha_k / 859.5 \quad (32.1-79)$$

$$P_{G1} = t_n F_k \alpha_k / 859.5(1-\eta) \quad (32.1-80)$$

式 (32.1-79) 的左边为损耗功率 P_v (kW)

$$P_v = P_{G1}(1-\eta) \quad (32.1-81)$$

式 (32.1-81) 的右边为机体自然散去的热转换的功率。此式称功率平衡方程或热平衡方程。

以上三式中的物理量：

P_{G1} ——热功率，它是自然散热润滑油最高平衡温度达到允许的最高油温时的输入功率。当减速器的 P_{G1} 小于按传动副机械强度计算的输入功率 P_i 时，应给出 P_{G1} 功率表；

η ——减速器（严格说是输入功率为 P_{G1} 时）的总效率，但近似取满载时的效率，单级减速器 $\eta = 0.98$ ， n 级

$\eta = 0.98^n$ ；
 t_n ——要求的最高平衡油温与环境温度之差值；如要求最高平衡油温 $t_1 = 70^\circ\text{C}$ ，环境温度 $t_0 = 20^\circ\text{C}$ ， $t_n = t_1 - t_0 = 70^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C} = 50^\circ\text{C}$ ；

F_k ——机体、机盖及散热肋表面散热总面积 (m^2)；

α_k ——传(散)热系数 ($1.163 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)，与机体材料，表面状态（如喷涂材料、厚度等）有关；

859.9——热功当量系数。

以 $t_n = t_1 - t_0$ 代入式 (32.1-80)，并给定其他参量，可求得 t_1 。一般 $t_1 > 80^\circ\text{C}$ 或超过用户要求，则油池润滑，自然散热不能用。

9.6.2 油池润滑，加风扇或蛇形水管冷却

当油池润滑、自然散热，油温过高时，可在高速轴外伸端加风扇，或在油池内装蛇形管通水来加速散热降温。此方法较简单但效果有限。

加风扇的效果对于不同的外形结构有所不同，机体上有顺风向的散热肋、风覆盖机体表面积愈大效果愈好，效果差的约可降低 10°C ，效果好的约可降低 15°C 。

蛇形管通水冷却的效果，可用单位时间内冷却水带走的热量能抵消多少损耗功率 P'_v (kW) 来度量。

$$P'_v = \frac{60 Q \rho c \Delta t}{859.5} = \frac{Q \rho c \Delta t}{14.33} \quad (32.1-82)$$

式中 Q ——冷却水流量 (L/min)；

ρ ——水的密度 (kg/dm^3)；

c ——水的质量热容 ($4184 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)；

Δt ——冷却水管入口、出口水温差 ($^\circ\text{C}$)，
 $\Delta t = 6 \sim 12^\circ\text{C}$ 。

如 P'_v 已定， Δt 近似给出，按式 (32.1-82) 可计算出 Q (L/min)。按 Q 用式 (32.1-83) 可计算水管直径 d_G (dm)：

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{\pi}{4} d_G^2 v \times 60 \\ d_G &= \sqrt{\frac{4Q}{60\pi v}} = 0.146 \sqrt{\frac{Q}{v}} \end{aligned} \right\} \quad (32.1-83)$$

式中 v ——冷却水（自来水）流速（dm/s），一般取 $v = 5 \text{ dm/s}$ 。

加冷却水管以后允许的输入功率 P_{G2} (kW) 的近似计算公式为

$$P_{G2} = (P_v + P_c) / (1 - \eta) \quad (32.1-84)$$

9.6.3 循环油润滑、冷却

这种润滑冷却方法是用 0.12~0.3 MPa 的润滑油对齿轮和轴承等分别喷油润滑、冷却，油池不存油，回油管的直径比供油管直径大 3~5 倍，润滑冷却效果较好。但润滑冷却系统较复杂，一般配有油泵、过滤器、冷却器、油箱、油压表、溢流阀、流量计（表）、喷油嘴等相应的系统监测仪器、仪表。若用减速器机体代替油箱，因齿轮浸油而应考虑功率损失及发热问题。

强制润滑冷却的主要计算问题是损耗功率和供油量，可分别计算各润滑点，然后进行总和。简化计算式为

1) 齿轮啮合损耗功率 P_{vA} 按下式计算

$$P_{vA} = P_{max}(1 - \eta_A) \quad (32.1-85)$$

式中 P_{vA} ——齿轮啮合损耗功率 (kW)；

P_{max} ——减速器输入最大功率 (kW)；

η_A ——齿轮啮合效率，一对齿轮磨齿 $\eta_A = 0.995$ ，滚齿 $\eta_A = 0.994$ 。多级传动为每级效率之积。

2) 每个滚动轴承运转损耗功率按下式计算

$$P_{vB} = 0.36 F d n \mu \times 10^{-6} \quad (32.1-86)$$

式中 P_{vB} ——损耗功率 (kW)；

n ——轴承转速 (r/min)；

F ——轴承载荷 (N)；

d ——轴承内径 (mm)；

μ ——轴承摩擦系数，见表 32.1-143。

3) 总损耗功率 P_v 为

$$P_v = \sum P_{vA} + \sum P_{vB}$$

表 32.1-143 轴承摩擦系数

轴承类型	摩擦系数 μ
深沟球轴承	0.0015
调心球轴承	0.0010
角接触球轴承	0.0020
双列角接触球轴承	0.0024
双列圆柱滚子轴承	0.0011
圆柱滚子轴承	0.0020
滚针轴承	0.0025
调心滚子轴承	0.0018
圆锥滚子轴承	0.0018
推力球轴承	0.0013
推力角接触球轴承	0.0018

4) 供油量 Q (L/min) 见式 (32.1-87)

$$Q = 4P_v \quad (32.1-87)$$

5) 供油管直径仍按式 (32.1-83) 计算。

6) 油箱的存油量 Q_B (L)

$$Q_B \geq 10Q \quad (32.1-88)$$

以上为简化的经验公式，可满足一般要求。如按润滑、冷却原理，详细计算也可。

7) 齿轮啮合处的喷油方法有三种可供选择：

第一，喷嘴对准齿轮啮合入口喷油，被喷上油的轮齿立即进入啮合，润滑充分。

第二，喷嘴对准齿轮啮合出口喷油，刚啮出的轮齿局部温度很高，润滑油立即带走啮合热，使轮齿迅速降温，同时轮齿带着新喷上的润滑油进入下次啮合。试验表明，这种方法润滑冷却效果都很好。

第三种方法是啮入啮出两面同时喷油，但啮入口喷三分之一，啮出口喷三分之二，润滑冷却都考虑周到，但管路较复杂。

三种方法的示意见图 32.1-73。

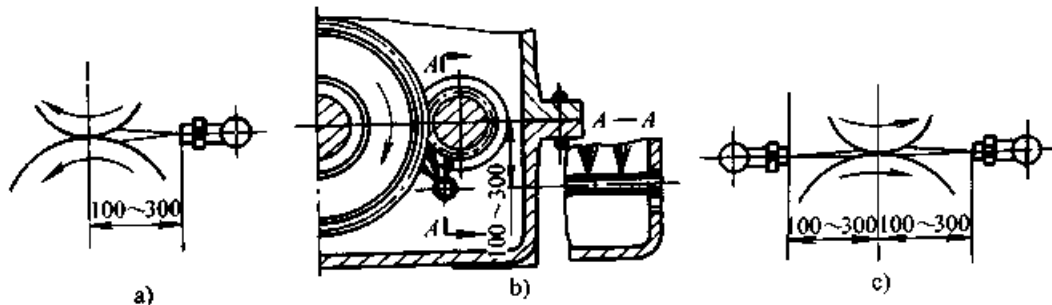


图 32.1-73 喷油方法

a) 啮入口喷油润滑冷却 b) 啮出口喷油润滑冷却 c) 两侧同时喷油润滑冷却

8) 喷嘴的结构以扁喷嘴为好, 每个啮合处至少有两个以上喷嘴。扁嘴偏置 7° , 以免各嘴喷出的油在空间相互碰撞。喷嘴与啮合处的距

离与喷射角见图 32.1-74 和表 32.1-144。表中 ϕ_A 为扁喷嘴的等效直径。

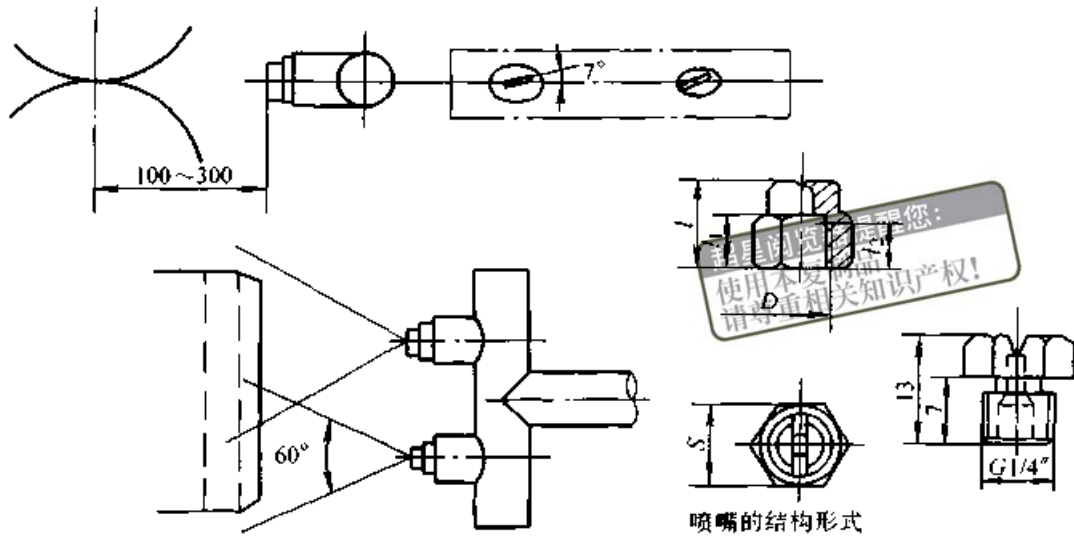


图 32.1-74 喷嘴的布置和喷嘴的结构形式

表 32.1-144 扁喷嘴选择

喷射压强 $p \geq 0.12$ MPa, 50°C 时润滑油黏度, $\approx 169 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 喷射油温度 38°C 、喷嘴喷射角有 30° 、 45° 、 60° 等

每嘴喷油量 $Q/(L/\text{min})$	扁喷嘴相当 直径 ϕ_A/mm	每嘴喷油量 $Q/(L/\text{min})$	扁喷嘴相当 直径 ϕ_A/mm
2.2	2.0	8.0	3.5
3.0	2.2	10.0	4.0
4.0	2.5	12.5	4.5
4.8	2.7	16.0	5
6.0	3.0	20.0	5.5

当油黏度较大时, 喷出油量较小, 反之, 则较大。喷油压较大时, 喷油量较大。

不用喷嘴, 在供油管上打孔喷油的方法, 不仅油喷不起来, 且油雾难以覆盖全齿面, 效果不好。特别是对重载、啮合热量较多、温度较高的齿轮传动更不可取。

从循环油润滑、冷却的特点可知, 只要润滑冷却系统设计适当, 供油量充分, 冷却降温功能足够, 减速器的承载能力可不受润滑冷却的限制。

9.7 减速器附件

9.7.1 油标

油标用以检查机体内油面的高度。应根据环境条件从以下品种选取适用的一种。

1) 油标尺 结构尺寸见表 32.1-145。尺柄

可用钢或硬聚氯乙烯制造, 嵌入圆形钢杆做标尺, 标尺长短按油位确定, 标尺上刻允许油位的最高最低线。油标尺的优点是简单、不易损伤, 适用于各种环境条件。缺点是齿轮运转时油面波动, 不能准确测定油面高度, 只在停机时测量才准确。

表 32.1-145 油标尺的结构尺寸

(mm)

d	d_1	d_2	D	H	l	D_1
5	12	M12 \times 1.25	25	20	12	18
8	16	M16 \times 1.5	40	30	16	25

注: 油标尺总长度根据结构需要确定, 按油面的最高位置和最低位置确定二条刻线位置。

2) 透明窗式油标 这类油标已标准化, 有三种形式可供选用: JB/T 7941.1—1995《压配式圆形油标》; JB/T 7941.3—1995《长形油标》; JB/T 7941.2—1995《旋入式圆形油标》。

这类油标的优点是有机玻璃窗口可直接观察油位, 缺点是有机玻璃油窗易被碰坏, 减速器周围有其他设备紧靠时, 或油窗位置较低时, 不便观察。

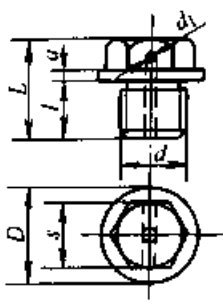
9.7.2 通气件

减速器运转时内腔油气温(可达到 70~100℃)和压力升高, 停车时温度和压力下降。因此须有排气和吸气口。一般情况下采用通气

塞, 通风罩, 当工作场所粉尘多或对清洁度要求高以及温度、压力升降频繁的工况条件下, 应采用空气过滤器。

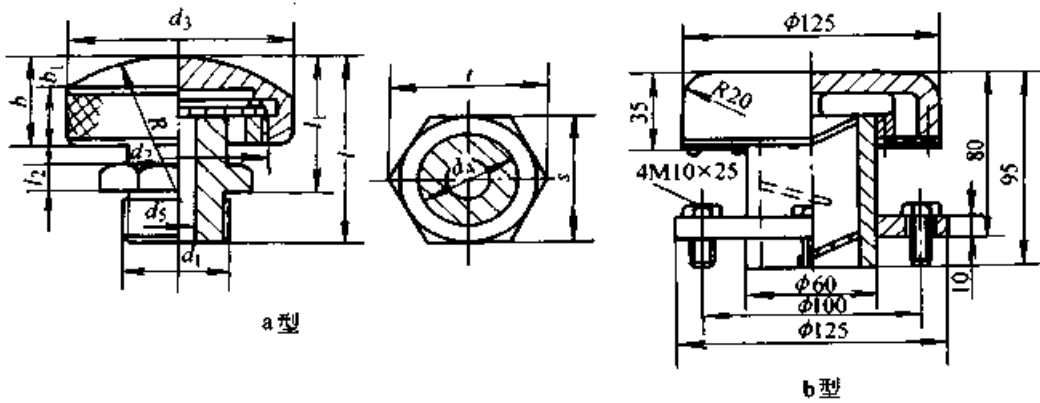
1) 通气塞的结构尺寸见表 32.1-146。

表 32.1-146 通气塞尺寸 (mm)

	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>d</i> ₁	<i>a</i>	<i>s</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>d</i> ₁	<i>a</i>	<i>s</i>
	M10×1	13	16	8	3	2	14	M27×2	38	34	18	7	4	27
M12×1.25	16	19	10	4	2	17	M30×2	42	36	18	8	4	32	
M16×1.5	22	23	12	5	2	22	M33×2	45	38	20	8	4	32	
M20×1.5	30	28	15	6	4	22	M36×3	50	46	25	8	5	36	
M22×1.5	32	29	15	7	4	22								

2) 通风罩的结构尺寸见表 32.1-147。

表 32.1-147 通风罩尺寸 (mm)



型 式	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₃	<i>d</i> ₄	<i>d</i> ₅	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>t</i>	<i>s</i>	<i>R</i>	质量 /kg
a 型	M24	M48×1.5	55	22	12	55	40	8	20	16	41.6	36	85	0.45
	M36	M64×2	75	30	20	60	40	12	20	16	57.7	50	160	0.9

3) 空气过滤器已有标准产品, 见 JB/ZQ 4521—1997《空气过滤器 (A 型、B 型)》, JB/ZQ 4522—1997《空气过滤器 (C 型)》。

9.7.3 排油孔螺塞

排油孔用螺塞采用 JB/ZQ 4451—1997《管螺纹外六角螺塞》。

9.7.4 密封件

第 3 卷第 26 篇已讨论过密封有关问题。本处仅介绍减速器轴伸常用的密封件和密封结构例图。

1) GB/T 13871—1992 规定了旋转轴唇形密封圈的型式及尺寸, 它应用普遍, 但损坏后难更换。使用方法见图 32.1-75。

2) 挡油盘加回油槽(孔)和曲路加回油孔密封, 见图 32.1-76 及图 32.1-70。图 32.1-76a 所示是大型减速器的甩油盘和回油路; 图 32.1-76b 的结构可防止尘埃侵入减速器。这类油封是合理、可靠的。它不是堵、塞的方法, 而是疏导、回流的方法, 类似治水, 不疏导难以奏效。结构虽较复杂, 并无太难加工的机件。但油面高

达轴承孔，回油孔不起作用时不能用。

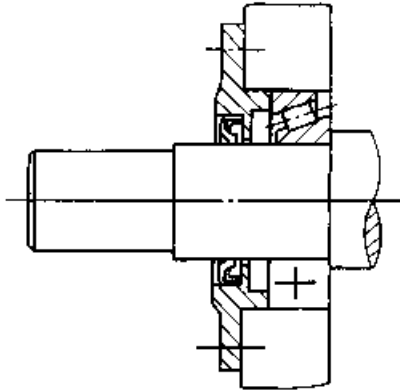


图 32.1-75 骨架式橡胶油封

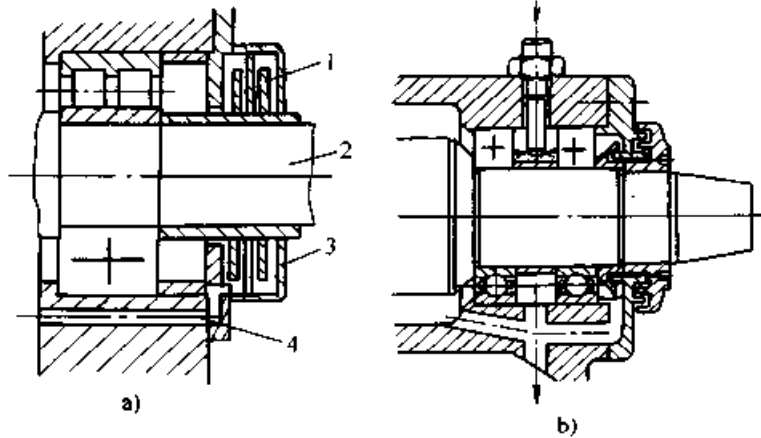


图 32.1-76 挡油盘和回油槽

1—甩油盘 2—轴 3—回油罩 4—回油路

设计的基本方案大体确定后，应进行承载能力计算。并进一步检验此前所选定的参数、结构是否正确，必要时应调整改进。

1) 齿轮承载能力计算的依据是 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》，但在计算程序方面与专用或单机设计有所不同。专用、单机设计是给定载荷、工况条件、选定材质、工艺，通过承载能力计算，确定减速器规格尺寸。通用系列减速器设计是给定规格尺寸、材质、工艺和适用条件，计算的目的是确定每个规格的公称承载能力——功率、转矩。如果要采用优化设计，优化目标应是承载能力最大，尺寸和重量格局已定。

2) 按选定的润滑油允许的最高平衡油温计算承载能力——热功率，依据是热平衡方程。通用减速器废除铸钢齿轮，采用高强度锻造合金钢齿轮，不论是软齿面或硬齿面齿轮的机械功率均

9.7.5 其他附件

1) 拉紧螺杆 悬挂式减速器的输出轴为空心轴，直接紧套在工作机械的工作轴的轴伸上，因此，一般悬挂式减速器都应备有拉紧螺杆，承受减速器的倾翻力，保持正常工作位置。

2) 加热装置 当减速器的工作环境温度在 -10°C 以下时，在减速器箱体油池内应装有加热装置，在起动前必须先加热。加热装置通常采用密闭的钢管内装有电阻加热丝的结构。

9.8 公称承载能力计算与试验验证

9.8.1 计算特点和计算项目

有较大的提高，相对外形尺寸均有所减小，靠外表面自然散热，大多数规格允许最高工作平衡油温所限制的输入功率低于机械功率，硬齿面齿轮减速器尤其突出。因此热功率计算必不可少，热功率表必须给出。

3) 以上两项计算结果应分别列入两个承载能力表，并给出计算条件和选用修正系数表，为用户指明选用方法。

至于胶合计算，由于按目前的计算方法计算的结果与实际情况不很相符。而且通用减速器胶合失效的较少。有些胶合计算通不过的并不出现胶合。有时胶合计算合格的，突然产生胶合损伤。通常认为，只要润滑冷却充分有效，一般不产生胶合。故当前通用减速器设计未计算胶合承载能力。

9.8.2 公称机械功率计算

按 GB/T 3480—1997 计算减速器的公称机

械功率。

(1) 按齿面接触强度计算输入功率 P_{IH}

齿面接触应力 σ_H (MPa)

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

齿面接触应力(外啮合)基本值 σ_{H0} (MPa):

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\beta Z_B \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{i+1}{i}}$$

许用齿面接触应力 σ_{HP} (MPa)

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

应满足 $\sigma_{HP} \geq \sigma_H$

式中各系数、参数的物理、几何意义及数值见 GB/T 3480。其中一部分略加说明:

K_A —— 工况系数, 不同工况条件其值不同, 一般通用减速器计算公称功率按电动机驱动, 负载平稳取 $K_A = 1$; 当工况条件变化时, 按表 32.1-148 选取;

F_t —— 齿轮分度圆上圆周力 (N), $F_t = 2000 T_1 / d_1$;

T_1 —— 输入转矩 (N·m), $T_1 = 9549 \frac{P_1}{n_1}$;

P_1 —— 输入功率 (kW);

n_1 —— 输入轴转速 (r/min);

d_1 —— 齿轮副小齿轮分度圆直径 (mm),

$$d_1 = \frac{2a}{i+1};$$

a —— 齿轮副中心距 (mm);

b —— 齿轮有效齿宽 (mm), $b = \phi_a a$

ϕ_a —— 与中心距相对应的齿宽系数, 在通用系列减速器设计中取为定值, 以便齿轮互换;

i —— 减速传动比, $i = u = z_2 / z_1$;

z_2, z_1 —— 大、小齿轮齿数;

S_{Hmin} —— 接触强度最小安全系数, 按 GB/T 3480, 当 $S_{Hmin} = 1$ 时, 齿轮理论失效概率为 1/100。一般通用齿轮减速器设计即取 $S_{Hmin} \geq 1$ 。如欲降低失效概率, 可在选用时参考表 32.1-150 增大安全系数。

齿面接触强度所能承载的公称输入功率计算公式为

表 32.1-148 工况系数 K_A

原动机	每天工作小时数	工作机载荷类型		
		轻微冲击 (均匀)载荷	中等冲击载荷	强冲击 载荷
电动机	≤ 3	0.8	1	1.5
涡轮机	3~10	1	1.25	1.75
液压马达	> 10	1.25	1.5	2
4~6 气缸活塞发动机周期性变化 $\frac{1}{100} \sim \frac{1}{200}$	≤ 3	1	1.25	1.75
	3~10	1.25	1.5	2
1~3 气缸活塞发动机周期性变化至 $\frac{1}{100}$	≤ 3	1.25	1.5	2
	3~10	1.5	1.75	2.25
	> 10	1.5	1.75	2.25
	≤ 3	1.25	1.5	2
	3~10	1.5	1.75	2.25
	> 10	1.75	2	2.5

注: $K_A = 1$ 的工况条件, 即是设定的设计工况条件; 工作机载荷分类见表 32.1-149。

表 32.1-149 载荷分类

风机类	
风机 (轴向和径向)	U
冷却塔风扇	M
引风机	M
螺旋活塞式风机	M
涡轮式风机	U
建筑机械类	
混凝土搅拌机	M
卷扬机	M
路面建筑机械	M
化工类	
搅拌机 (液体)	U
搅拌机 (半液体)	M
离心机 (重型)	M
离心机 (轻型)	U
冷却滚筒	M
干燥滚筒	M
搅拌机	M
压缩机类	
活塞式压缩机	H

续表 32.1-149

涡轮式压缩机	M
传送运输机类	
平板输送机	M
平衡块升降机	M
槽式输送机	M
带式输送机(大件)	M
带式输送机(碎料)	H
筒式面粉输送机	U
链式输送机	M
环式输送机	M
货物升降机	M
卷扬机	H
倾斜卷扬机	H
连杆式输送机	M
载人升降机	M
螺旋式输送机	M
钢带式输送机	M
链式槽型输送机	M
铰车运输	M
起重机类	
转臂式起重传动齿轮装置	M
卷扬机齿轮传动装置	U
吊杆起落齿轮传动装置	U
转向齿轮传动装置	M
行走齿轮传动装置	H
挖泥机类	
筒式输送机	H
筒式转向轮	H
挖泥头	H
机动铰车	M
泵	M
转向齿轮传动装置	M
行走齿轮传动装置(履带)	H
行走齿轮传动装置(铁轨)	M
食品工业机械类	

续表 32.1-149

灌注及装箱机器	U
甘蔗压榨机	H
甘蔗切断机	M
甘蔗粉碎机	M
搅拌机	M
酱状物品桶	M
包装机	U
糖甜菜切断机	M
糖甜菜清洗机	M
发动机及转换器	
频率转换器	H
发动机	H
焊接发动机	H
洗衣机类	
滚筒	M
洗衣机	M
金属滚轧机类	
钢坯剪断机	H
链式输送机	M
冷轧机	H
连铸成套设备	H
冷床	M
剪料机头	H
交叉转弯输送机	M
除锈机	H
重型和中型板轧机	H
棒坯初轧机	H
棒坯转运机械	H
棒坯推料机	H
推床	H
剪板机	H
板材摆动升降台	M
轧辊调整装置	M
辊式校直机	M
轧钢机辊道(重型)	H

续表 32.1-149

轧钢机辊道 (轻型)	M
薄板轧机	H
修整剪切机	M
焊管机	H
焊接机 (带材和线材)	M
线材拉拔机	M
金属加工机床类	
动力轴	U
锻造机	H
锻锤	H
机床及辅助装置	U
机床及主要传动装置	M
金属刨床	H
板材校直机床	H
冲床	H
冲压机床	M
剪床	M
薄板弯曲机床	M
石油工业机械类	
输油管油泵	M
转子钻井设备	H
制纸机类	
压光机	H
多层纸板机	H
干燥滚筒	H
上光滚筒	H
搅浆机	H
纸浆擦碎机	H
吸水滚	H
吸水滚压机	H
潮纸滚压机	H
威罗机	H
泵类	

续表 32.1-149

离心泵 (稀液体)	U
离心泵 (半液体)	M
活塞泵	H
柱塞泵	H
压力泵	H
塑料工业类	
压光机	M
挤压机	M
螺旋压出机	M
混合机	M
橡胶机械类	
压光机	M
挤压机	H
混合搅拌机	M
捏合机	H
滚压机	H
石料、瓷土料加工机床类	
球磨机	H
挤压粉碎机	H
破碎机	H
压砖机	H
锤粉碎机	H
转炉	H
筒形磨机	H
纺织机床类	
送料机	M
织布机	M
印染机床	M
精制桶	M
威罗机	M
水处理类	
鼓风机	M
螺杆泵	M

续表 32.1-149

木材加工机床类	
剥皮机	H
刨床	M
锯床	H
木材加工机床	U

注: 1. U为均匀载荷; M为中等冲击载荷; H为强冲击载荷。

2. 打“·”者表示仅用于24h工作制。

3. 如给出精确的工作条件, 表中载荷分类可作出修正, 此表仅供参考。

$$P_{1H} = \frac{n_1}{4.75 \times 10^6} \frac{i}{(i+1)^3} \frac{\phi_a a^3 (Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X Z_N)^2}{(Z_H Z_E Z_\beta)^2 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_V K_A} \quad (32.1-89)$$

(2) 按齿根弯曲强度计算输入功率 P_{1F}

齿根弯曲应力

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$$

齿根弯曲应力基本值

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_1 m_n} Y_F Y_S Y_\beta$$

齿根许用弯曲应力

表 32.1-150 可靠度系数、安全系数

失效概率 (在设计寿命内)	可靠度系数 K_R ($K_R = S_{Hmin}^2$)	最小安全系数		对传动装置的安全、可靠性要求, 在设备中的重要性
		接触强度 S_{Hmin}	弯曲强度 S_{Fmin}	
1/10 000	2.25	1.5	1.8	关键设备, 传动装置失效全生产线停产, 且引起设备、人身事故。要求很高的可靠性
1/1 000	1.56	1.25	1.5	重要设备, 传动装置失效机组或生产线停产。要求高的可靠性
1/100	1	1	1.2	一般设备, 传动装置失效仅引起单机或机组停产, 基本安全可靠
1/10	0.72	0.85	1	低可靠度, 用于辅助、短时工作设备。但如用于每日工作少于1小时, 起动次数不多于5次, 载荷平稳, 可靠性将增高

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fmin} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\beta relT} Y_{RrelT} Y_X$$

要求

$$\sigma_{FP} \geq \sigma_F$$

齿根弯曲强度所能承载的公称输入功率

P_{1F} (kW) 计算公式为

$$P_{1F} = \frac{n_1}{9.5 \times 10^6} \frac{\phi_a a^2 m_n Y_{ST} Y_{NT} Y_{\beta relT} Y_{RrelT} Y_X \sigma_{Fmin}}{(i+1) K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_S Y_\beta S_{Fmin}} \quad (32.1-90)$$

式中各参量见 GB/T 3480。在通用减速器设计中取 $S_{Fmin} = 1.2$, 以提高齿根弯曲强度。

一般希望 P_{1H} 作为公称承载能力列入功率表, 当 $P_{1F} < P_{1H}$ 时, 用增大齿轮模数 m_n 等方法提高 P_{1F} , 使 $P_{1F} \geq P_{1H}$ 。但 m_n 增大, 齿数减

少, m_n 取值不适当, 会带来负面影响。因此, 经优化计算后, 有时仍不得不取 P_{1H} 、 P_{1F} 中较小者列入功率表。

(3) 多级传动公称机械功率计算

多级减速器的各级机械功率仍按上述方法逐级计算, 只要代入各自的数据, 并取各级中最小的 P_{1H} 或 P_{1F} 列入功率表。

为充分发挥各级的承载能力, 应使多级传动中计入传动效率后的各级承载能力相等或接近。用优化计算可望取得一定效果。但由于可调整的参量要取标准值并非连续变量, 以及互换性要求, 不能实现理论上的等承载能力。若限定各级的承载能力相差在 15% 以内, 绝大部分可以实现, 仍有少部分达不到, 只得个别处理。

9.8.3 公称热功率计算

热功率计算的有关问题在本章第 5 节中大多已涉及, 此处直接引用。但计算公称值的某些假设条件在此应说明。

1) 齿轮浸油润滑, 飞溅油润滑轴承, 机体自然散热的公称热功率 P_{G1} 按式 (32.1-80) 计算。

计算 P_{G1} 时润滑油的允许最高油温取 $t_1 = 100^\circ\text{C}$, 环境温度取标准温度: $t_0 = 20^\circ\text{C}$, 环境气流速度 $v_w \approx 0.5 \text{ m/s}$, 满负载连续运转。

当选用条件与上述计算条件不符时, 将用修正系数修正 P_{G1} 值。有关修正系数详见本章 9.11 节。

2) 齿轮浸油润滑并在油池内装蛇形管通自来水冷却的公称热功率为 P_{G2} (kW), 显然 P_{G2} 为 P_{G1} 与蛇形管通水冷却所能提高的热功率之和。按式 (32.1-84) 可得

$$P_{G2} = \frac{t_0 F_k \alpha_k}{859.5(1-\eta)} + \frac{1.05\pi d_G^2 v \rho c \Delta t}{1-\eta} \quad (32.1-91)$$

式中各参量详见本章第 9.6 节。

3) 循环油喷油润滑冷却的热功率 较准确地计算损耗功率 P_v , 并按式 (32.1-92) 计算供油量 Q_d (L/min):

$$Q_d = 14.33 P_v / (\rho c \Delta t) \quad (32.1-92)$$

式中 ρ ——油的密度, $\rho = 0.9 \text{ (kg/dm}^3\text{)}$;

c ——油的质量热容 ($4184 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$),

$c = 0.4 \times 4184 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$;

Δt ——出口与入口润滑油温差, $\Delta t \approx 10^\circ\text{C}$

代入 ρ 、 c 、 Δt , 式 (32.1-92) 可简化为

$$Q_d \approx 4 P_v \quad (32.1-93)$$

油箱的存油量 Q_b 一般应达 10 min 的油流量:

$$Q_b = 10 Q_d \quad (32.1-94)$$

冷却器的功能应满足降温要求。

循环油润滑冷却系统设计合理, 可按机械功率选用减速器, 而不受油温 (热功率) 的限制, 不必考虑热功率。

9.8.4 承载能力验证试验

通用减速器是量大、面广的商品。其承载能力应经过台架试验验证, 并应关注工业应用的实践效果。台架试验的优点是可以按照设计条件加载运转, 较准确采集试验数据, 做出较确切的分

析和结论。工业应用能取得较广泛的数据和效果, 但数据准确性不如台架试验。

台架试验分性能试验、疲劳寿命试验和可靠性考核试验。

性能试验主要考核减速器在额定负载下的运转平稳性、噪声、温升、热功率、齿轮的疲劳强度、轴承密封等其他机件性能, 以及加工装配等方面的问题。其中齿轮的疲劳强度和热功率最为重要, 因此试验至少需连续运转达到油温平衡和弯曲疲劳循环数——齿轮轮齿啮合次数 3×10^6 次。

疲劳寿命试验则高于性能试验, 啮合次数达 5×10^7 次以上。

可靠性考核试验则按可靠性考核的要求, 准备多台试件, 进行加载疲劳寿命试验, 采集数据、损伤情况, 进行可靠性分析、计算, 得出可靠度和失效概率。这种试验规模较大, 要耗费较多的人力物力, 因而通常结合工业应用进行考核。

试验验证的有关规定见 JB/T 9050.3—1999 《圆柱齿轮减速器 加载试验方法》等技术标准。

9.9 齿轮几何尺寸与渗碳层深度计算

在完成承载能力计算并对齿轮参数优化、调整确定后, 就可以计算齿轮几何尺寸和渗碳齿面齿面渗碳层深度了。基准齿形、中心距 a , 法向模数 m_n 、分度圆柱螺旋角 β 、齿数 z_1 、 z_2 已知、变位系数 x_{n1} 、 x_{n2} 为已知值。计算方法、步骤较简单。但几何尺寸要求准确。尺寸数据要求准确至小数点后第三位 (长度单位 mm), 计算过程保留小数点后第五位, 结果数据小数点后第四位四舍五入。

9.9.1 几何尺寸计算

渐开线圆柱齿轮的几何尺寸计算见本章第 1 节。

9.9.2 渗碳层深度计算

齿面渗碳、淬火有效硬化层的深度必须比最大切应力 τ_{\max} 离表面的深度更深, 才能抵抗切应力的损伤。 τ_{\max} 值与最大接触应力 $\sigma_{H\max}$ 值关系如下:

$$\tau_{\max} = 0.295 \sigma_{H\max} \quad (32.1-95)$$

τ_{\max} 的深度 t (mm) 与接触应力分布宽度

b_H (mm) 相关连

$$\left. \begin{aligned} z &= 0.393 b_H \\ b_{H1} &= 3.05 \sqrt{F_n \rho / bE} \end{aligned} \right\} \quad (32.1-96)$$

式中 F_n ——考虑了附加载荷的啮合法向力(N),

$$F_n = K_A K_{H\beta} K_V K_{H\alpha} [2T_1 / (d_{w1} \cos \alpha_1 \cos \beta)] \quad (32.1-97)$$

ρ ——齿轮啮合点综合曲率半径 (mm)。

沿啮合线各点 ρ 值是变值。节点处 ρ 值接近最大值。为简化计算并偏向安全取节点 ρ 值代入式 (32.1-96)

$$\rho = [d_1 \sin \alpha_{tw} \cos \alpha_n / (2 \cos \alpha_w)] (u / (u + 1))$$

渗碳、淬火有效硬化层深度 t_c 取为

$$t_c = (1.5 \sim 2) t \quad (32.1-98)$$

当能够准确控制渗碳、淬火, 且 F_n 计算较切实, t_c 取较小值, 反之取较大值。

对于通用系列减速器, F_n 值计算不准确, 因而 t_c 往往偏大选取。按经验公式计算

$$t_c = (0.15 \sim 0.2) m_n \quad (32.1-99)$$

也是偏于安全。

渗碳是费时而成本高的工艺。过于保守、偏安全, 是浪费, 因此应较准确计算 t_c 。

9.10 单台圆柱齿轮减速器设计

9.10.1 基本参数选择与结构设计

设计过程、方法与前述通用系列圆柱齿轮减速器设计类似。需要指出的是在单台设计时少考虑或不考虑通用性、互换性, 约束条件较少, 工况条件较真实, 用户要求较明确, 许多问题更易处理。如 a, m_n 等参量经计算比较, 取得的结果数值, 是否为标准值并不重要, 只要满足用户要求即可。

9.10.2 设计计算方法

设计计算方法推荐采用国内外一些著名企业行之有效的经验数据和简化公式 (表 32.1-151)。这些数据和公式自成系统, 其应用条件是齿轮的材质、工艺应符合本章第 9.2 节所列要求。

表 32.1-151 减速器齿轮强度设计简化公式

序号	项目名称	代号	计算公式	算例																		
1	已知设计要求		电动机转速 $n_1 = 735 \text{ r/min}$, 功率 $P_1 = 600 \text{ kW}$, 转矩 $T_1 = 7.8 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$, 传动比 $i = 4.5$, 允许传动比相对误差 $\Delta i \leq 3\%$, 用于发电厂煤粉磨机, 采用硬齿面齿轮																			
2	中心距模数	a m_n	$a = C_1 (i + 1) \sqrt[3]{T_1 / (i \phi_a \sigma_{HP}^2)}$ $m_n = C_2 [(i + 1) T_1] / (\phi_a a^2 \sigma_{FP})$	按煤粉磨机工况, 查表 32.1-148, 表 32.1-149, $K_A = 2$, 则: $C_1 = 49 \quad C_2 = 1.7$ 取 $\phi_a = 0.35$ 硬齿面 $\sigma_{HP} = 1000 \text{ MPa}$, $\sigma_{FP} = 120 \text{ MPa}$ $a = 49(4.5 + 1) \sqrt[3]{\frac{7.8 \times 10^6}{4.5 \times 0.35 \times 1000^2}} \text{ mm}$ $= 459.37 \text{ mm}$ 取圆整值 $a = 460 \text{ mm}$ $m_n = 1.7 \frac{(1 + 4.5) \times 7.8 \times 10^6}{0.35 \times 460^2 \times 120} \text{ mm}$ $= 8.21 \text{ mm}$ 取标准模数 $m_n = 9 \text{ mm}$																		
		工况系数 K_A	<table border="1"> <tr> <td></td> <td>1</td> <td>1.25</td> <td>1.5</td> <td>1.75</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>综合系数 C_1</td> <td>35</td> <td>39</td> <td>42</td> <td>46</td> <td>49</td> </tr> <tr> <td>C_2</td> <td>0.9</td> <td>1.1</td> <td>1.3</td> <td>1.5</td> <td>1.7</td> </tr> </table>		1	1.25	1.5	1.75	2	综合系数 C_1	35	39	42	46	49	C_2	0.9	1.1	1.3	1.5	1.7	
	1	1.25	1.5	1.75	2																	
综合系数 C_1	35	39	42	46	49																	
C_2	0.9	1.1	1.3	1.5	1.7																	
		综合系数 C_1																				
		综合系数 C_2																				
		注: 按 K_A 选取 C_1 、 C_2 值																				
		齿轮类别	σ_{HP}	σ_{FP}																		
		调质齿轮	1.8HBS	0.3HBS																		
		小齿轮硬齿面 大齿轮调质	2HBS	0.3HBS																		
		硬齿面	1000	120																		
		注: ① σ_{HP} , σ_{FP} 单位为 MPa ② HBS—齿轮调质硬度 ③ 硬齿面工艺为渗碳淬火磨齿																				
3	齿宽	b	$b = \phi_a a$	$b = 0.35 \times 460 \text{ mm} \approx 160 \text{ mm}$																		

序号	项目名称	代号	计算公式	算例
4	分度圆螺旋角	β	$\beta = \arcsin(\epsilon_p m_n \pi / b)$ 要求 $\epsilon_p = 1 \sim 1.15$ 初算取 $\epsilon_p = 1.1$	$\beta = \arcsin(1.1 \times 9\pi / 160)$ $= 11.2089^\circ$ 取 $\beta = 11.5^\circ$
5	轴向重合度	ϵ_p	$\epsilon_p = b \sin \beta / \pi m_n$	$\epsilon_p = 160 \sin 11.5^\circ / 9\pi$ $= 1.13$
6	齿数和	z_c	$z_c = 2a \cos \beta / m_n$	$z_c = 2 \times 460 \cos 11.5^\circ / 9 = 100.17$
7	小齿轮齿数 大齿轮齿数	z_1 z_2	$z_1 = z_c / (i + 1)$ 取整数 $z_2 = z_c - z_1$ z_1, z_2 取值, 既要考虑 i 又应考虑变位	$z_1 = 100.17 / (4.5 + 1) = 18.2 \approx 18$ $z_2 = 100 - 18 = 82$ 取 $z_2 = 80$
8	实际传动比	i'	$i' = z_2 / z_1$	$i' = 80 / 18 = 4.4$
9	实际传动比相对误差	$\Delta i'$	$\Delta i' = (i - i') / i$	$\Delta i = (4.5 - 4.4) / 4.5 = 0.012 = 1.2\%$ $< \Delta i = 3\%$
10	计算小齿轮节圆直径	d_{w1}	$d_{w1} = 2a / (i + 1)$	$d_{w1} = 2 \times 460 / (4.4 + 1) \text{ mm} = 168.97 \text{ mm}$ $\approx 169 \text{ mm}$
11	校核接触应力	σ_H	$\sigma_H = \frac{670}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_1 i' + 1}{b i'}} \leq \sigma_{HP}$	$\sigma_H = \frac{670}{169} \sqrt{\frac{7.8 \times 10^6}{160} \times \frac{4.4 + 1}{4.4}} \text{ MPa}$ $= 968.8 \text{ MPa} < 1000 \text{ MPa}$
12	校核弯曲应力	σ_F	$\sigma_F = \frac{3.3 T_1}{d_{w1} b m_n} \leq \sigma_{FP}$	$\sigma_F = \frac{3.3 \times 7.8 \times 10^6}{169 \times 160 \times 9} \text{ MPa}$ $= 105.8 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa}$
13	计算齿轮尺寸	按本章第 1 节公式计算齿轮几何尺寸		

按以上方法设计的齿轮安全系数为 $S_H \approx 1.25$, $S_F \approx 1.6$, 可靠度系数 $K_R \approx 1.56$, 失效概率 $1/1000$ 。只要材料、工艺达标, 产品性能就可靠。但以上强度计算毕竟是简化公式, 一些对强度有影响的因素或模糊处理或忽略。因此, 必要时可按 GB/T 3480 校核安全系数。由于计算到这一步, 各项参数和技术要求已明确, 校核计算应较准确。有必要提起关注的是: GB/T 3480 的齿轮承载能力计算方法所包含的参数近 200 个, 处理不当, 其结果离散性很大。采用与设计经验、材质、工艺条件和实用效果相结合的

简化公式, 不无优点。

单机设计的其他方面与通用系列设计相同或相似。热功率计算和润滑计算方法均可通用。

9.11 现有通用渐开线圆柱齿轮减速器系列产品

我国现有性能较好, 且已有系列商品被较广泛采用的通用渐开线圆柱齿轮减速器主要有四种, 简要介绍如下。

9.11.1 JB/T 8853—1999 圆柱齿轮减速器

(1) 型号、规格、特点及适用性

这是通用标准系列产品。包括 ZDY (单级)、ZLY (两级)、ZSY (三级) 3 个系列 44 个机型的高承载能力硬齿面齿轮减速器和相应的 ZDZ、ZLZ、ZSZ 3 个系列 44 个机型中等承载能力中硬齿面齿轮减速器。参数和结构经优化设计。计有 4 000 多台不同承载能力、传动比和不同装配型式的减速器, 共有零件不超过 2 000 多种。零件通用化、标准化程度很高。硬齿面齿轮

材料为 17CrNiMo、20CrMnMo 或力学性能相当的其他材料。中硬齿面齿轮材料为 40CrNiMo 或 42CrMo。加工要求、通用范围及适用条件与本章第 9.2 节所述基本相同。

(2) 外形、安装尺寸与性能图表

见图 32.1-77 至图 32.1-79, 表 32.1-152 至表 32.1-163。

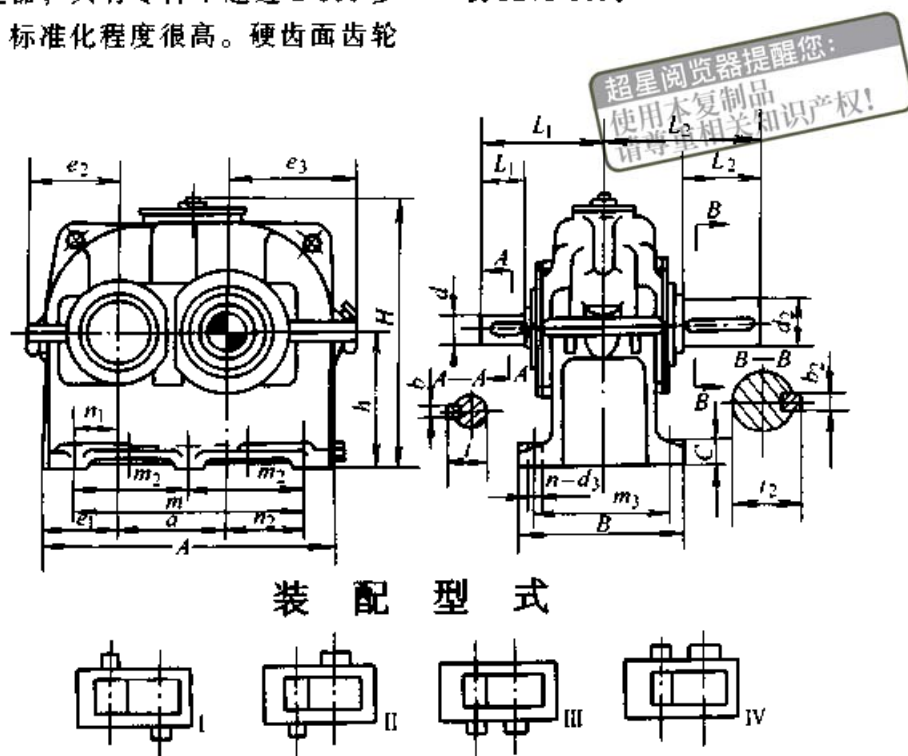


图 32.1-77 单级减速器 (ZDY、ZDZ) 外形尺寸及装配型式

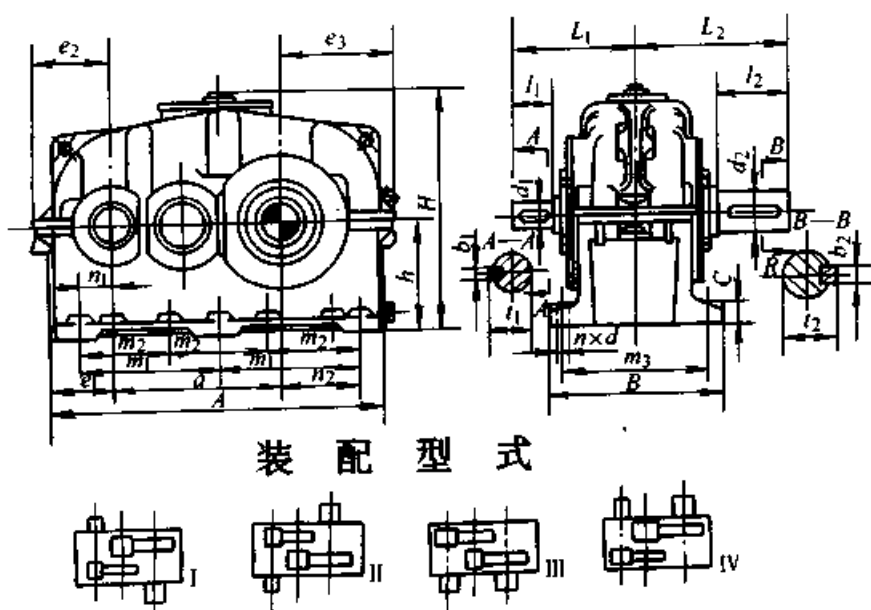


图 32.1-78 二级减速器 (ZLY、ZLZ) 的外形尺寸及装配型式

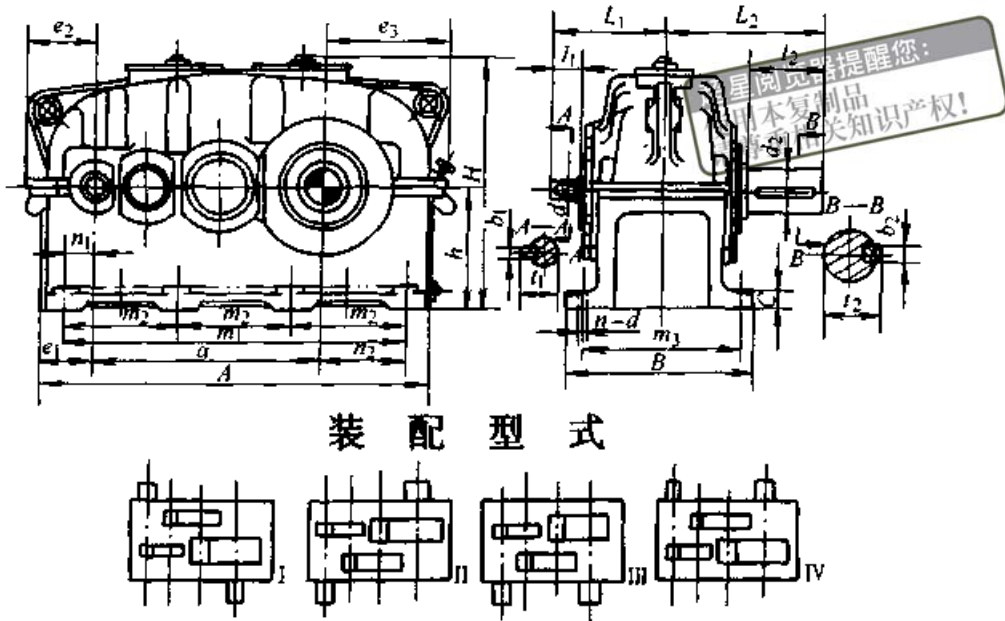


图 32.1-79 三级减速器 (ZSY、ZSZ) 的外形尺寸和装配型式

表 32.1-152 单级减速器外形尺寸 (mm)

规格 ZDY ZDZ	A	B	H ≈	a	i = 1.25 ~ 2.8					i = 3.15 ~ 4.5					i = 5 ~ 5.6				
					d ₁ (m6)	l ₁	L ₁	b ₁	t ₁	d ₁ (m6)	l ₁	L ₁	b ₁	t ₁	d ₁ (m6)	l ₁	L ₁	b ₁	t ₁
80	235	150	200	80	28	42	112	8	31	24	36	106	8	27	19	28	98	6	21.5
100	290	175	260	100	42	82	167	12	45	28	42	127	8	31	22	36	121	6	24.5
125	355	195	330	125	48	82	182	14	51.5	38	58	158	10	41	28	42	142	8	31
160	445	245	403	160	65	105	225	18	69	48	82	202	14	51.5	38	58	178	10	41
200	545	310	507	200	80	130	275	22	85	60	105	250	18	64	48	82	227	14	51.5
250	680	370	662	250	100	165	340	28	106	80	130	305	22	85	60	105	280	18	64
280	755	450	722	280	110	165	385	28	116	85	130	350	22	90	65	105	325	18	69
315	840	500	770	315	130	200	445	32	137	95	130	375	25	100	75	105	350	20	79.5
355	930	550	930	355	140	200	470	36	148	100	165	435	28	106	90	130	400	25	95
400	1 040	605	982	400	150	200	485	36	158	110	165	450	28	116	95	130	415	25	100
450	1 150	645	1 090	450	160	240	545	40	169	120	165	470	32	127	100	165	470	28	106
500	1 290	710	1 270	500	180	240	580	45	190	130	200	540	32	137	120	165	505	32	127
560	1 440	780	1 360	560	200	280	660	45	210	150	200	580	36	158	130	200	580	32	137
规格 ZDY ZDZ	d ₂ (m6)	l ₂	L ₂	b ₂	t ₂	C	m ₁	m ₂	m ₃	n ₁	n ₂	e ₁	e ₂	e ₃	h	地脚螺栓孔		重量 /kg	润滑油量 /L
																d ₁	n		
80	32	58	128	10	35	18	180	—	120	40	60	67.5	81	101	100	12	—	14	0.9
100	48	82	167	14	51.5	22	225	—	140	52.5	72.5	85	102	122	125	15	4	35	1.6
125	55	82	182	16	59	25	290	—	160	65	100	97.5	119	155	160	15	—	76	3.2
160	70	105	225	20	74.5	32	355	—	200	73	122	118	141	190	200	18.5	4	115	6.5
200	90	130	275	25	95	40	425	—	255	80	145	140	169	235	250	24	4	228	12.5
250	110	165	340	28	116	50	550	275	305	110	190	175	214	295	315	28	6	400	23
280	130	200	420	32	137	50	620	310	380	120	220	187.5	228	328	355	28	—	540	36
315	140	200	445	36	148	63	700	350	420	137.5	247.5	207.5	254	364	400	35	6	800	45
355	150	200	470	36	158	63	770	385	470	142.5	272.5	222.5	269	397	450	35	—	870	70
400	160	240	525	40	169	80	850	425	510	150	300	245	304	454	500	42	—	1 640	90
450	170	240	545	40	179	80	950	475	550	165	335	265	331	501	560	42	6	2 100	125
500	190	280	620	45	200	100	1 080	540	610	190	390	295	418	618	630	42	—	3 100	180
560	240	330	790	56	252	100	1 200	600	680	205	435	325	432	662	710	48	6	3 730	250

表 32.1-153 ZDY 减速器功率 P_1

公称 传动比 i	公称转速 /(r/min)		规 格												
	输入 n_1	输出 n_2	80	100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	560
			公称输入功率 P_1 /kW												
1.25	1 500	1 200	57	103	205	360	633	1 121	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	800	40	69	140	260	446	807	—	—	—	—	—	—	—
	750	600	31	52	105	190	348	636	—	—	—	—	—	—	—
1.4	1 500	1 070	53	96	194	326	616	1 109	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	715	37	65	132	240	433	794	—	—	—	—	—	—	—
	750	535	29	48	102	180	337	624	—	—	—	—	—	—	—
1.6	1 500	940	49	92	180	310	587	1 068	1 473	1 996	2 766	—	—	—	—
	1 000	625	34	63	125	217	410	760	1 051	1 430	1 992	—	—	—	—
	750	470	27	50	98	168	319	595	824	1 124	1 569	—	—	—	—
1.8	1 500	835	45	87	173	290	557	1 024	1 411	1 925	2 663	—	—	—	—
	1 000	555	31	62	120	206	389	726	1 002	1 372	1 906	—	—	—	—
	750	415	24	48	95	160	302	567	784	1 074	1 497	—	—	—	—
2	1 500	750	39	80	158	278	526	970	1 339	1 827	2 536	—	—	—	—
	1 000	500	27	55	110	194	367	684	946	1 296	1 806	2 547	3 578	4 793	—
	750	375	21	43	85	150	284	534	738	1 013	1 414	1 999	2 821	3 775	5 169
2.24	1 500	670	36	70	141	264	484	914	1 236	1 711	2 377	—	—	—	—
	1 000	445	25	49	98	183	337	645	874	1 207	1 683	2 402	3 397	4 512	—
	750	335	19	38	76	142	262	503	682	941	1 314	1 878	2 667	3 538	4 833
2.5	1 500	600	32	64	127	245	447	855	1 154	1 617	2 264	—	—	—	—
	1 000	400	22	45	88	170	311	601	812	1 136	1 596	2 235	3 185	4 353	—
	750	300	17	35	68	132	241	468	633	884	1 243	1 742	2 492	3 406	4 645
2.8	1 500	535	27	53	115	224	409	789	1 063	1 489	2 068	—	—	—	—
	1 000	360	19	37	80	155	284	552	746	1 048	1 456	2 049	2 945	4 000	—
	750	270	15	29	62	120	220	429	580	816	1 134	1 593	2 296	3 118	4 232
3.15	1 500	475	23	47	96	203	375	709	990	1 359	1 924	2 658	3 790	5 036	6 666
	1 000	315	16	33	67	140	260	496	695	952	1 352	1 817	2 681	3 607	4 807
	750	235	13	25	52	109	202	385	540	740	1 052	1 458	2 084	2 802	3 747
3.55	1 500	425	20	41	85	179	337	639	898	1 210	1 730	2 410	3 407	4 460	6 119
	1 000	280	14	28	59	124	234	446	628	845	1 210	1 694	2 396	3 196	4 395
	750	210	11	22	46	96	181	346	488	655	940	1 312	1 856	2 483	3 419
4	1 500	375	17	34	69	155	300	570	774	1 095	1 555	2 146	2 981	3 985	5 651
	1 000	250	12	24	48	107	208	396	539	764	1 088	1 501	2 090	2 838	4 033
	750	187	9	18	37	83	161	307	418	590	844	1 160	1 618	2 199	3 128
4.5	1 500	335	14	29	55	137	260	495	703	997	1 367	1 878	2 619	3 635	4 912
	1 000	220	9.5	20	38	95	180	344	488	694	953	1 311	1 832	2 582	3 485
	750	166	7	15	30	73	139	266	378	536	738	1 015	1 416	1 997	2 694
5	1 500	300	11	25	48	121	229	451	608	864	1 179	1 680	2 340	3 149	4 400
	1 000	200	8	17	33	84	159	313	422	599	820	1 168	1 629	2 231	3 125
	750	150	6	13	26	65	123	242	326	462	633	900	1 257	1 724	2 418
5.6	1 500	270	10	20	40	109	211	389	531	779	1 031	1 564	2 038	2 791	3 778
	1 000	180	7	14	27	75	146	270	368	540	716	1 088	1 417	1 969	2 670
	750	134	5	11	21	59	113	208	285	416	554	838	1 092	1 519	2 061
6.3	1 500	240	—	16	36	90	175	353	465	651	944	1 313	1 804	2 547	3 342
	1 000	160	—	11	25	63	121	244	322	451	655	911	1 252	1 795	2 356
	750	120	—	9	19	49	94	189	249	349	507	704	964	1 388	1 817

注：1. 标准施工图样无 $i=6.3$ ，如欲采用 $i=6.3$ ，需特殊设计齿轮副与轴承结构。

2. 空档系因齿轮圆周速度 $v > 20$ m/s。

表 32.1-154 ZDZ 减速器功率 P_1

公称 传动比 i	公称转速 /(r/min)		规 格												
	输入 n_1	输出 n_2	80	100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	560
			公称输入功率 P_1 /kW												
1.25	1 500	1 200	12.24	26.09	49.77	92.68	170.9	323.0	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	800	8.52	18.35	35.88	66.58	128.6	246.9	—	—	—	—	—	—	—
	750	600	6.63	14.32	27.07	48.95	101.2	202.9	—	—	—	—	—	—	—
1.4	1 500	1 070	11.81	25.35	48.68	89.83	172.9	330.5	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	715	8.19	17.75	34.42	64.04	128.8	249.6	—	—	—	—	—	—	—
	750	535	6.36	13.82	26.26	50.27	100.7	202.9	—	—	—	—	—	—	—
1.6	1 500	940	11.14	23.92	46.42	86.70	171.7	332.9	457	605	816	—	—	—	—
	1 000	625	7.70	16.64	32.57	61.26	125.9	247.0	340	457	617	—	—	—	—
	750	470	5.96	12.91	24.76	45.42	97.7	198.6	273	365	485	—	—	—	—
1.8	1 500	835	10.45	22.52	41.48	82.73	167.2	327.7	451	601	780	—	—	—	—
	1 000	555	7.20	15.60	29.59	58.11	121.4	240.4	331	443	581	—	—	—	—
	750	415	5.57	12.09	23.61	43.21	93.7	192.0	264	355	452	—	—	—	—
2	1 500	750	9.48	20.82	41.69	73.09	160.6	317.2	437	547	762	—	—	—	—
	1 000	500	6.51	14.37	28.97	52.16	115.6	230.2	317	397	559	854	1 208	1 548	—
	750	375	5.03	11.11	21.92	41.03	88.7	182.6	251	315	432	684	967	1 236	1 774
2.24	1 500	670	8.72	18.83	38.25	67.94	146.4	297.5	396	539	764	—	—	—	—
	1 000	445	5.98	12.95	26.46	48.55	105.1	214.7	287	387	554	812	1 160	1 474	—
	760	335	4.61	10.00	19.96	38.24	80.6	169.9	228	305	426	646	922	1 167	1 667
2.5	1 500	600	8.06	17.67	34.66	63.73	136.9	279.9	374	523	726	—	—	—	—
	1 000	400	5.52	12.13	23.91	45.20	97.4	199.9	269	372	520	760	1 096	1 383	—
	750	300	4.26	9.36	17.99	35.45	74.5	157.2	212	291	397	600	866	1 090	1 602
2.8	1 500	535	7.00	14.60	32.41	58.73	125.9	258.5	348	460	652	—	—	—	—
	1 000	360	4.78	10.02	22.28	41.37	88.9	182.9	247	328	466	697	1 018	1 317	—
	750	270	3.69	7.75	16.74	32.33	67.7	143.1	194	257	356	548	798	1 032	1 457
3.15	1 500	475	6.00	13.42	28.00	53.23	113.4	229.7	327	421	590	871	1 261	1 619	2 145
	1 000	315	4.09	9.20	19.18	37.25	80.0	162.7	231	297	420	622	908	1 158	1 550
	750	235	3.16	7.10	14.38	29.00	60.9	127.4	180	232	320	476	697	887	1 193
3.55	1 500	425	5.37	11.77	23.73	49.05	102.0	211.4	290	375	530	785	1 143	1 387	1 960
	1 000	280	3.66	8.05	16.26	33.67	71.5	148.7	204	263	374	557	810	994	1 408
	750	210	2.82	6.21	12.19	25.39	54.2	116.0	159	204	284	425	618	762	1 080
4	1 500	375	4.32	9.96	19.97	41.99	90.0	183.2	251	342	467	698	986	1 242	1 828
	1 000	250	2.95	6.80	13.64	28.72	62.7	127.9	177	239	329	491	695	880	1 297
	750	187	2.28	5.24	10.20	22.10	47.4	99.3	138	186	250	373	530	670	989
4.5	1 500	335	3.60	8.07	16.36	36.65	79.0	160.8	219	305	420	612	859	1 067	1 523
	1 000	220	2.45	5.50	11.15	25.10	54.7	112.0	153	213	294	430	606	752	1 084
	750	166	1.89	4.24	8.32	19.34	41.3	86.9	119	166	222	327	462	572	828
5	1 500	300	2.87	6.88	13.73	31.26	67.9	143.7	188	269	355	536	754	988	1 343
	1 000	200	1.95	4.69	9.37	21.35	47.0	99.8	131	187	248	373	527	694	946
	750	150	1.51	3.62	6.99	16.43	35.5	77.4	101	145	188	283	400	527	719
5.6	1 500	270	2.54	5.69	11.77	28.22	62.3	123.0	166	231	304	495	664	850	1 177
	1 000	180	1.73	3.88	8.02	19.25	43.1	84.9	115	160	211	344	461	591	821
	750	134	1.34	3.00	5.97	14.81	32.5	65.6	88.5	124	160	259	348	447	621
6.3	1 500	240	—	4.59	10.62	22.18	52.6	109.7	148	187	277	410	596	773	1 020
	1 000	160	—	3.13	7.24	15.13	35.9	75.6	102	129	192	283	412	535	715
	750	120	—	2.42	5.39	11.65	26.9	58.4	78.8	99.5	145	213	311	404	540

表 32.1-155 ZDY、ZDZ 减速器热功率 P_{G1} 、 P_{G2}

散热冷却条件		规格													
		80	100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	560	
没有冷却措施	环境条件	环境气流速度 $v/(m/s)$	P_{G1}/kW												
	空间小 厂房小	≥ 0.5	13	20	31	48	77	115	145	182	228	286	365	440	542
	较大的房间、车间	≥ 1.4	18	29	43	68	110	160	210	270	320	415	515	620	770
	在户外露天	≥ 3.7	24	38	58	92	145	220	275	360	425	550	690	840	1 020
盘状管冷却或循环油润滑	环境条件	水管内径 d_m	0.08	0.08	0.08	0.12	0.12	0.15	0.15	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	
	环境条件	环境气流速度 $v/(m/s)$	P_{G2}/kW												
	空间小 厂房小	≥ 0.5	43	65	90	180	300	415	490	610	695	870	1 010	1 190	1 300
	较大的房间、车间	≥ 1.4	48	75	100	200	330	465	550	695	790	1 000	1 160	1 380	1 530
在户外露天	≥ 3.7	54	90	120	220	365	520	625	790	900	1 140	1 340	1 600	1 780	

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高 P_{G2} 。

表 32.1-156 二级减速器的外形尺寸

(mm)

规格 ZLY ZLZ	A	B	H ≈	a	$i = 6.3 \sim 11.2$					$i = 12.5 \sim 20$					$d_2(m6)$	l_2	L_2	b_2	t_2	
					$d_1(m6)$	l_1	L_1	b_1	t_1	$d_1(m6)$	l_1	L_1	b_1	t_1						
112	385	215	265	192	24	36	141	8	27	22	36	141	6	24.5	48	82	192	14	51.5	
125	425	235	309	215	28	42	157	8	31	24	36	151	8	27	55	82	197	16	59	
140	475	245	335	240	32	58	185	10	35	28	42	167	8	31	65	105	230	18	69	
160	540	290	375	272	38	58	198	10	41	32	58	198	10	35	75	105	245	20	79.5	
180	600	320	435	305	42	82	232	12	45	32	58	208	10	35	85	130	285	22	90	
200	665	355	489	340	48	82	247	14	51.5	38	58	223	10	41	95	130	300	25	100	
224	755	390	515	384	48	82	267	14	51.5	42	82	267	12	45	100	165	355	28	106	
250	830	450	594	430	60	105	315	18	64	48	82	292	14	51.5	110	165	380	28	116	
280	920	500	670	480	65	105	340	18	69	55	82	317	16	59	130	200	440	32	137	
315	1 030	570	780	539	75	105	365	20	79.5	60	105	365	18	64	140	200	470	36	148	
355	1 150	600	870	605	85	130	410	22	90	70	105	385	20	74.5	170	240	530	40	179	
400	1 280	690	968	680	90	130	440	25	95	80	130	440	22	85	180	240	560	45	190	
450	1 450	750	1 065	765	100	165	515	28	106	85	130	480	22	90	220	280	640	50	231	
					$i = 6.3 \sim 12.5$					$i = 14 \sim 20$										
500	1 600	830	1 190	855	110	165	555	28	116	95	130	520	25	100	240	330	730	56	252	
560	1 760	910	1 320	960	120	165	575	32	127	110	165	575	28	116	280	380	820	63	292	
630	1 980	1 010	1 480	1 080	140	200	660	36	148	120	165	625	32	127	300	380	870	70	314	
710	2 220	1 110	1 653	1 210	160	240	740	40	169	140	200	700	36	148	340	450	990	80	355	

续表 32.1-156

规格 ZLY ZLZ	C	m ₁	m ₂	m ₃	n ₁	n ₂	e ₁	e ₂	e ₃	h	地脚螺栓孔		重量 /kg	润滑油量 /L
											d _s	n		
112	22	160	—	180	43	85	75.5	92	134	125			60	3
125	25	180	—	200	45	100	77.5	98	153	140	15	6	69	4.3
140	25	200	—	210	47.5	112.5	85	106	171	160			105	6
160	32	225	—	245	58	120	103	126	188	180	18.5		155	8.5
180	32	250	—	275	60	135	110	134	209	200	18.5	6	185	11.5
200	40	280	—	300	65	155	117.5	148	238	225	24		260	16.5
224	40	310	—	335	70	165.5	137.5	168	263	250	24		370	23
250	50	350	—	380	80	190	145	184	293	280	28		527	32
280	50	380	—	430	75	205	155	195	325	315	28	6	700	46
315	63	420	—	490	78	223	173	219	364	355	35		845	65
355	63	475	—	520	92.5	252.5	192.5	238	398	400	35	6	1 250	90
400	80	520	—	590	95	265	215	275	445	450	42	6	1 750	125
450	80	—	400	650	117.5	317.5	242.5	305	505	500	42	8	2 650	180
500	100	—	440	710	120	345	262.5	337	557	560	48		3 400	250
560	100	—	490	790	120	390	265	354	624	630	48		4 500	350
630	125	—	540	870	115	425	295	384	694	710	56	8	6 800	350
710	125	—	610	950	140	480	335	440	780	800	56		8 509	520

表 32.1-157 ZLY 型减速器功率 P₁

公称 传动比 i	公称转速 (r/min)		规格																
	输入 n ₁	输出 n ₂	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			公称输入功率 P ₁ /kW																
6.3	1 500	240	37.4	54	73	114	157	221	305	424	578	791	1 156	1 650	2 192	3 132	4 310	—	—
	1 000	160	26.4	37.4	50	78	109	153	211	294	400	548	802	1 146	1 558	2 181	3 000	4 347	6 229
	750	120	19.5	28.6	38.5	60	84	119	163	227	308	422	618	884	1 213	1 685	2 320	3 357	4 884
7.1	1 500	210	34	49	66	104	143	201	277	385	525	719	1 051	1 500	1 993	2 847	3 817	—	—
	1 000	140	24	34	45.5	71	99	139	192	267	364	498	729	1 042	1 416	1 983	2 731	3 952	5 663
	750	106	17.7	26	35	54.5	76	108	148	206	280	384	562	804	1 103	1 532	2 109	3 052	4 440
8	1 500	185	32	43	61	94.5	130	181.5	250	347	469	678	932	1 209	1 869	2 489	3 520	—	—
	1 000	125	21.5	29.5	42.4	64	93	126	173	241	325	470	646	908	1 298	1 730	2 447	3 398	5 019
	750	94	17	23	33	49	69	97	133	186	251	362	498	700	1 000	1 333	1 887	2 619	3 881
9	1 500	167	29	38.5	56	81	119	165.5	227	315	423	612	841	1 182	1 689	2 248	3 183	—	—
	1 000	111	20	27	38.5	55	82.5	115	157	218	293	424	583	819	1 172	1 561	2 210	3 068	4 537
	750	83	15	20.5	30	42	64	88	121	168	226	327	449	631	903	1 202	1 703	2 363	3 502
10	1 500	150	26	35	50	73	109	149	204	284	383	555	762	1 070	1 530	2 038	2 883	—	—
	1 000	100	18	24	35	50	75	103	142	197	266	384	528	742	1 061	1 414	2 001	2 777	4 112
	750	75	14	18.5	26.6	38	58	80	109	152	204	296	407	571	817	1 088	1 541	2 139	3 172
11.2	1 500	134	23	31.5	45	66	96	133	184	255	346	500	688	966	1 381	1 839	2 604	—	—
	1 000	89	16	22	31	45	67	92	127	177	240	347	477	669	957	1 275	1 806	2 506	3 711
	750	67	12	17	24	35	51	71	98	136	185	267	367	516	737	982	1 391	1 930	2 862
12.5	1 500	120	21	28	40	59	83	116.5	165	229	311	450	618	869	1 242	1 654	2 341	—	—
	1 000	80	14	19.5	28	40	57	81	114	159	216	312	428	601	860	1 146	1 621	2 251	3 338
	750	60	11	15	21	31	44	63	88	122	166	240	330	463	663	882	1 249	1 734	2 573

续表 32.1-157

公称 传动比 i	公称转速 (r/min)		规 格																
	输入 n_1	输出 n_2	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			公称输入功率 P_1/kW																
14	1 500	107	18.5	25	36	52.5	74	105	148	206	279	404	555	779	1 115	1 485	2 162	2 918	4 318
	1 000	71	12.5	17.5	25	36	51	73	102	142	193	280	384	540	772	1 028	1 455	2 020	2 996
	750	54	9.8	13	19	27.6	39	56	79	110	149	216	296	416	594	792	1 120	1 555	2 310
16	1 500	94	16	22	31	47.5	70.5	98	133	185	251	362	498	700	1 000	1 333	1 887	2 619	3 879
	1 000	62	11	15	21.5	32	49	68	92	128	174	251	345	484	693	923	1 306	1 812	2 690
	750	47	8	11.5	17	25	38	53	71	99	134	193	266	373	533	711	1 005	1 395	2 073
18	1 500	83	14	19.5	28	42.5	60.5	86	115	161	225	326	448	629	899	1 197	1 697	2 353	3 487
	1 000	56	10	13.5	19.6	29	42	59.5	80	111	156	226	310	435	622	829	1 175	1 628	2 417
	750	42	7.5	10.5	15	22	32	46	61	86	120	174	239	335	479	638	905	1 252	1 861
20	1 500	75	13	18	25.5	38	59	77	103	142	205	296	418	587	839	1 120	1 580	2 200	3 260
	1 000	50	9	12	18	26.5	41	53.5	72	95	142	205	279	392	560	746	1 050	1 460	2 170
	750	38	6.8	9.5	14	20	32	41	55	76	109	158	210	295	420	562	735	1 120	1 635

表 32.1-158 ZLZ 减速器功率 P_1

公称 传动比 i	公称转速 (r/min)		规 格																
	输入 n_1	输出 n_2	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	650	630	710
			公称输入功率 P_1/kW																
7.1	1 500	210	8.8	13	18	29	39	55	78	112	158	213	322	452	601	924	1 341	—	—
	1 000	140	6	9	12.4	20	27	39	56	80	114	155	232	327	437	672	988	1 428	1 990
	750	106	4.6	6.9	9.5	15	21	29	43	63	87	120	179	251	339	520	770	1 121	1 558
8	1 500	185	8.4	12	17.7	27	36	50	72	102	152	208	308	430	573	892	1 296	—	—
	1 000	125	5.8	8.2	12	18	25	35	51	73	105	152	220	313	418	645	942	1 274	1 859
	750	94	4.4	6.3	9.3	14	19	26	39	57	80	117	166	237	323	488	711	975	1 431
9	1 500	167	7.9	11	16	24	33	46	66	95	138	201	282	382	571	852	1 211	—	—
	1 000	111	5.4	7.4	11	16	23	32	47	68	96	142	197	278	409	583	845	1 149	1 681
	750	83	4.2	5.7	8.4	13	17	24	37	53	72	107	149	213	309	441	638	877	1 291
10	1 500	150	7.1	9.8	14	22	30	42	61	86	125	183	257	358	530	766	1 122	—	—
	1 000	100	4.8	6.7	9.5	15	21	29	43	61	86	127	178	256	370	524	766	1 044	1 532
	750	75	3.7	5.2	7.3	11.4	16	22	33	47	65	96	134	193	280	396	578	796	1 174
11.2	1 500	134	6	8.8	13	19	27	37	57	74	113	168	235	323	453	693	1 008	—	—
	1 000	89	4.1	6.1	8.8	13	18	26	39	52	78	115	161	228	326	474	688	941	1 383
	750	67	3.1	4.7	6.8	10	14	19	30	40	59	87	121	172	250	358	519	717	1 058
12.5	1 500	120	5.5	7.9	11.4	17	22.6	32	51	70	101	149	209	300	413	621	870	—	—
	1 000	80	3.8	5.4	7.8	12	15	22	35	49	69	102	144	205	295	424	601	847	1 247
	750	60	2.9	4.1	5.9	9.1	12	16	26	37	53	77	108	155	224	320	466	644	953
14	1 500	107	4.5	6.9	10	15	20	28	45	64	91	134	188	269	371	554	779	1 226	1 791
	1 000	71	3.1	4.7	6.9	10.4	14	19	31	44	62	92	129	184	262	387	537	752	1 115
	750	54	2.4	3.6	5.3	8.0	10.5	15	23	34	47	69	97	139	200	286	416	571	850
16	1 500	94	4.3	6.1	8.8	13.7	19	28	40	58	81	120	168	239	344	495	721	1 091	1 605
	1 000	62	2.9	4.2	6	9.4	13	19	27	39	56	82	115	164	238	338	491	673	1 001
	750	47	2.2	3.2	4.6	7.1	10	14	20	30	42	62	87	124	180	255	371	511	763

续表 32.1-158

公称传动比 i	公称转速 / (r/min)		规格																
	输入 n_1	输出 n_2	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	650	630	710
			公称输入功率 P_1 / kW																
18	1 500	83	3.7	5.4	8	12	17	25	33	46	73	110	151	216	312	448	642	978	1 446
	1 000	56	2.5	3.7	5.4	8.4	12	17	22	32	50	75	103	147	213	305	437	606	902
	750	42	1.9	2.9	4.1	6.4	9.3	13	17	24	38	57	78	111	161	230	330	460	687
20	1 500	75	3.1	4.5	6.6	10	17	23	32	45	63	90	135	194	280	403	575	880	1 301
	1 000	50	2.1	3.1	4.5	6.8	12	16	22	30.5	44	63	92	132	191	274	393	545	811
	750	38	1.6	2.4	3.4	5.2	9.4	12	16.5	23	33	47	68	98	142	205	290	450	655

表 32.1-159 ZLY、ZLZ 减速器热功率 P_{G1} 、 P_{G2}

散热冷却条件		规格																	
		112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	
没有冷却措施	环境条件	P_{G1} / kW																	
	环境气流速度 / (m/s)																		
	空间小 厂房小	≥ 0.5	16	20	24	30	38	48	60	74	92	115	145	181	226	276	345	430	540
	较大的房间、车间	≥ 1.4	20	28	35	43	54	67	87	105	130	165	210	255	320	405	485	620	760
在户外露天	≥ 3.7	30	38	47	57	73	88	115	140	175	220	275	345	420	530	650	810	1 000	
盘状管冷却或循环油润滑	环境条件	水管内径 / dm	0.08					0.15					0.20						
	环境条件	环境气流速度 / (m/s)	P_{G2} / kW																
	空间小 厂房小	≥ 0.5	34	41	98	104	150	170	200	225	266	280	305	365	415	490	550	680	800
	较大的房间、车间	≥ 1.4	38	50	109	116	170	190	225	260	305	330	370	440	510	620	690	870	1 010
	在户外露天	≥ 3.7	48	60	120	130	200	210	250	295	350	385	435	530	610	750	860	1 060	1 250

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高 P_{G2}

表 32.1-160 三级减速器的外形尺寸 (mm)

规格 ZLY ZLZ	A	B	H ≈	a	$i = 22.4 \sim 71$					$i = 80 \sim 100$					d_2 (m6)	l_2	L_2	b_2	t_2
					d_1 (m6)	l_1	L_1	b_1	t_1	d_1 (m6)	l_1	L_1	b_1	t_1					
					160	600	290	375	352	24	36	166	8	27					
180	665	320	435	395	28	42	187	8	31	22	36	181	6	24.5	85	130	285	22	90
200	745	355	492	440	32	58	218	10	35	22	36	196	6	24.5	95	130	300	25	100
224	840	390	535	496	38	58	233	10	41	24	36	211	8	27	100	165	355	28	106
250	930	450	589	555	42	82	282	12	45	32	58	258	10	35	110	165	380	28	116
280	1 025	500	662	620	48	82	307	14	51.5	38	58	283	10	41	130	200	440	32	137
315	1 160	570	749	699	48	82	337	14	51.5	42	82	337	12	45	140	200	470	36	148
					$i = 224 \sim 35.5$					$i = 40 \sim 90$									

续表 32.1-160

规格 ZLY ZLZ	A	B	H ≈	a	i = 22.4 ~ 71					i = 80 ~ 100					d ₂ (m6)	l ₂	L ₂	b ₂	l ₂
					d ₁ (m6)	l ₁	L ₁	b ₁	r ₁	d ₁ (m6)	l ₁	L ₁	b ₁	r ₁					
355	1 280	600	870	785	60	105	380	18	64	48	82	357	14	51.5	170	240	530	40	179
400	1 420	690	968	880	65	105	410	18	69	55	82	387	16	59	180	240	560	45	190
450	1 610	750	1 067	989	70	105	450	20	74.5	60	105	450	18	64	220	280	640	50	231
					i = 22.4 ~ 45					i = 50 ~ 90									
500	1 790	830	1 170	1 105	80	130	515	22	85	65	105	490	18	69	240	330	730	56	252
560	2 010	910	1 320	1 240	95	130	530	25	100	75	105	505	20	79.5	280	380	820	63	292
630	2 260	1 030	1 480	1 395	110	165	625	28	116	85	130	590	22	90	300	380	880	70	314
710	2 540	1 160	1 655	1 565	120	165	685	32	127	90	130	650	25	95	340	450	1 010	80	355
规格 ZSY ZSZ	C	m ₁	m ₂	m ₃	n ₁	n ₂	e ₁	e ₂	e ₃	h	地脚螺栓孔		重量 /kg	润滑 油量/L					
											d ₃	n							
160	32	510	170	245	38	120	83	107	188	180	18.5		170	10					
180	32	570	190	275	37.5	137.5	85	109	209	200	18.5	8	205	14					
200	40	630	210	300	40	150	97.5	128	238	225	24		285	19					
224	40	705	235	335	43.5	165.5	110.5	141	263	250	24		390	26					
250	50	810	270	380	60	195	120	158	293	280	28	8	540	36					
280	50	855	285	430	35	200	120	160	325	315	28		750	53					
315	63	960	320	490	40	221	143	189	364	355	35		940	75					
355	63	1 080	360	520	42.5	252.5	143	188	398	400	35		1 400	115					
400	80	1 200	400	590	45	275	155	215	445	450	42	8	1 950	160					
450	80	1 350	450	650	48	313	178	240	505	500	42		2 636	220					
500	100	1 500	500	710	55	340	200	277	557	560	48		3 800	300					
560	100	1 680	560	790	70	370	235	324	624	630	48	8	5 100	450					
630	125	1 890	630	890	72.5	422.5	255	344	694	710	56		7 060	520					
710	125	2 130	710	1 000	92.5	472.5	297.5	400	780	800	56		9 205	820					

注：当 $i = 63$ 和 $i = 71$ 时，轴伸尺寸 $d_1 = 32$ mm, $l_1 = 58$ mm。

表 32.1-161 ZSY 减速器功率 P₁

公称 传动比 i	公称转速 (r/min)		规格													
	输入 n ₁	输出 n ₂	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			公称输入功率 P ₁ /kW													
22.4	1 500	67	34	51	68	98	131	182	270	400	530	780	1 065	1 450	1 865	—
	1 000	44	24	35	48	68	91	128	185	262	355	540	750	1 025	1 325	1 905
	750	33	18	27	37	52	70	97	135	215	275	415	580	800	1 030	1 485
25	1 500	60	32	46	63	96	115	157	240	365	470	705	1 020	1 405	1 865	—
	1 000	40	22	31	43	66	80	108	163	250	315	465	705	975	1 325	1 905
	750	30	16	24	33	51	60	84	122	195	240	350	540	750	1 030	1 485
28	1 500	54	29	42	59	86	113	142	220	325	425	625	945	1 260	1 800	—
	1 000	36	20	29	41	60	75	98	148	215	280	420	650	870	1 245	1 760
	750	27	15	22	31	46	56	76	114	160	210	310	500	670	960	1 355
31.5	1 500	48	26	37	51	79	95	127	197	290	395	560	840	1 140	1 600	—
	1 000	32	17	26	35	55	63	86	132	195	270	370	585	790	1 110	1 565
	750	24	14	20	27	42	49	65	100	145	200	280	450	605	855	1 200
35.5	1 500	42	23	34	47	70	88	117	178	275	350	510	755	1 025	1 450	—
	1 000	28	15	23	32	48	59	80	118	180	235	340	520	710	1 000	1 410
	750	21	12	18	25	37	44	61	90	140	175	255	405	545	750	1 090

续表 32.1-161

公称 传动比 <i>i</i>	公称转速 (<i>r/min</i>)		规 格													
	输入	输出	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
	n_1	n_2	公 称 输 入 功 率 P_1/kW													
40	1 500	38	21	30	42	64	79	107	158	235	325	465	675	930	1 300	—
	1 000	25	17	21	29	40	53	71	108	160	210	315	465	640	900	1 315
	750	19	11	16	22	31	41	55	80	125	155	235	360	495	680	1 015
45	1 500	33	17	24	34	46	70	96	142	215	280	410	615	850	1 130	—
	1 000	22	12	16	24	32	47	64	95	145	185	280	425	590	770	1 150
	750	17	9	12	18	25	36	50	74	110	140	210	320	450	600	885
50	1 500	30	15	22	32	46	63	85	128	195	245	360	540	750	1 030	1 490
	1 000	20	11	15	22	31	43	59	85	130	165	240	370	520	710	1 030
	750	15	8	12	17	24	32	43	65	95	125	180	290	400	550	795
56	1 500	27	15	21	31	43	56	76	112	170	220	310	480	675	955	1 340
	1 000	18	10	15	22	30	38	52	77	115	145	210	330	470	660	930
	750	13.4	8	11	17	23	28	40	58	90	110	160	255	360	510	715
63	1 500	24	12	17	23	37	45	61	102	145	195	280	425	605	860	1 170
	1 000	16	8	12	16	25	30	42	70	100	130	190	290	420	600	810
	750	12	6	9	12	20	23	32	52	75	100	140	225	325	460	620
71	1 500	21	11	17	23	33	40	56	90	130	185	245	390	540	770	1 045
	1 000	14	8	11	15	23	27	38	60	90	115	170	270	370	540	725
	750	10.6	6	9	12	18	21	29	45	65	90	125	210	285	410	555
80	1 500	18.8	9	13	18	26	36	51	80	115	155	225	340	470	675	960
	1 000	12.5	6	9	12	18	24	34	54	80	100	150	240	330	470	665
	750	9.4	4	7	10	14	19	27	42	60	80	110	185	250	360	510
90	1 500	16.7	8	12	18	25	33	46	74	105	140	200	305	395	590	765
	1 000	11.1	6	8	12	17	22	30	49	70	95	130	200	278	405	530
	750	8.3	4	6	9	13	17	23	37	55	70	100	160	210	300	405
100	1 500	15	8	11	16	24	30	43	60	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	10	5	7	11	16	21	29	40	—	—	—	—	—	—	—
	750	7.5	4	6	8	13	16	22	30	—	—	—	—	—	—	—

注：空档为简化系列设计，需要时可以补充。

表 32.1-162 ZSZ 减速器功率 P_1

公称 传动比 <i>i</i>	公称转速 (<i>r/min</i>)		规 格													
	输入	输出	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
	n_1	n_2	公 称 输 入 功 率 P_1/kW													
22.4	1 500	67	8.9	13.5	17	29.4	37	51	74	115	153	209	259	447	567	—
	1 000	44	6.1	9.2	12	20.7	25	36	53	83	113	157	190	322	411	627
	750	33	4.6	7.0	8.8	16.0	19	27	41	65	89	118	147	252	318	484
25	1 500	60	7.6	11	15	27.2	33	49	74	111	146	199	250	433	549	—
	1 000	40	5.2	7.6	10	19.2	22	33	50	79	108	149	183	312	399	601
	750	30	4.0	5.8	7.7	14.8	17	25	38	60	85	113	143	243	307	465
28	1 500	54	6.9	10	14	24.1	31	45	67	101	132	186	254	384	544	—
	1 000	36	4.7	7.0	9.5	17.0	22	29	46	73	98	139	173	278	393	587
	750	27	3.6	5.4	7	13.1	16	22	34	55	77	104	128	215	301	445

续表 32.1-162

公称 传动比 i	公称转速 (r/min)		规 格													
	输入 n_1	输出 n_2	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			公 称 输 入 功 率 P_1/kW													
31.5	1 500	48	6.1	9.1	12	21.8	27	38	60	94	125	175	228	364	511	—
	1 000	32	4.1	6.2	8.3	15.4	19	26	41	64	92	129	155	256	357	523
	750	24	3.2	4.8	6.1	11.9	14	20	30	48	70	94	115	194	267	393
35.5	1 500	42	5.4	8.1	11	19.4	24	35	53	85	116	164	202	339	448	—
	1 000	28	3.7	5.5	7.6	13.7	17	24	36	58	82	116	137	230	321	474
	750	21	2.8	4.2	5.7	10.6	13	18	27	44	63	84	102	175	246	355
40	1 500	38	4.9	7.1	10	17.2	22	32	47	73	101	149	182	305	401	—
	1 000	25	3.3	4.9	6.9	12.1	15	22	32	50	73	103	123	207	285	435
	750	19	2.5	3.7	5.1	9.3	11	17	24	38	56	75	91	157	218	327
45	1 500	33	4.3	6.2	8.7	13.9	18	26	40	66	87	127	163	263	342	—
	1 000	22	2.9	4.2	6	9.7	12	18	27	45	63	91	110	185	241	369
	750	17	2.2	3.2	4.5	7.5	9	14	20	34	49	66	82	142	183	281
50	1 500	30	3.6	5.2	7.3	12.9	17	24	35	57	79	117	139	242	330	488
	1 000	20	2.4	3.6	5	9.1	12	16	24	39	56	82	94	164	224	330
	750	15	1.9	2.7	3.7	7.0	8.6	13	18	30	43	59	70	124	168	247
56	1 500	27	3.4	4.9	6.8	12.0	16	23	32	51	70	101	123	208	287	407
	1 000	18	2.3	3.3	4.6	8.5	11	16	22	34	49	70	84	147	204	288
	750	13.4	1.8	2.5	3.5	6.6	8	12	16	26	38	51	62	112	153	220
63	1 500	24	2.8	4.3	5.8	10.6	12	19	29	43	58	87	107	194	272	368
	1 000	16	1.9	2.9	4	7.4	8.4	13	20	29	41	61	72	131	183	248
	750	12	1.5	2.2	3	5.7	6.3	9.7	15	22	32	44	54	100	136	184
71	1 500	21	2.6	3.9	5.3	8.8	11	17	26	38	52	77	97	159	226	322
	1 000	14	1.8	2.7	3.6	6.2	7.5	11	18	26	37	54	66	112	160	219
	750	10.6	1.4	2.0	2.7	4.8	5.6	8.8	13	20	28	39	49	87	122	163
80	1 500	18.8	2.2	3.3	4.7	7.7	9.2	14	22	33	43	67	80	147	204	294
	1 000	12.5	1.5	2.3	3.2	5.4	6.3	9.6	15	22	30	47	54	99	134	198
	750	9.4	1.2	1.7	2.4	4.1	4.7	7.3	12	17	23	34	40	75	100	155
90	1 500	16.7	2.0	2.9	4.1	7.1	8.6	13	21	30	39	60	71	118	173	230
	1 000	11.1	1.4	2.0	2.8	5.0	6	8.8	14	20	27	42	48	83	122	163
	750	8.3	1.1	1.5	2.1	3.9	4.4	6.7	10	15	21	30	36	64	90	125
100	1 500	15	1.6	2.3	3.5	6.1	7.4	11	17	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	10	1.1	1.6	2.4	4.4	5	7.8	11	—	—	—	—	—	—	—
	750	7.5	0.85	1.2	1.8	3.4	3.8	6.0	8.5	—	—	—	—	—	—	—

表 32.1-163 ZSY、ZSZ 减速器热功率 P_{G1} 、 P_{G2}

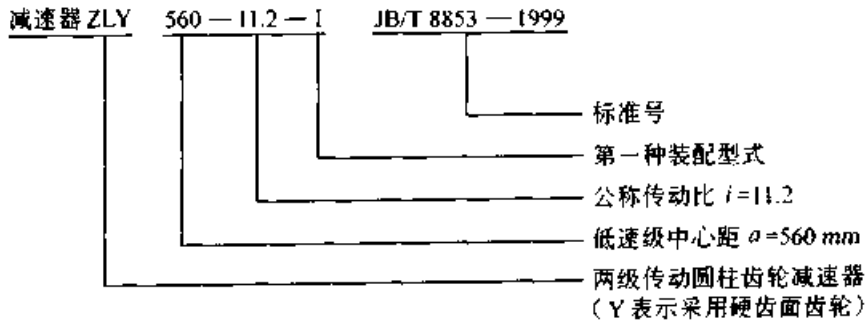
散热冷却条件			规格													
			160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
没有冷却措施	环境条件	环境气流速度 / (m/s)	P_{G1}/kW													
	空间小 厂房小	≥ 0.5	24	30	37	45	56	69	86	110	135	165	208	258	322	400
	较大的房间、厂间	≥ 1.4	34	42	52	64	80	98	116	155	190	235	300	365	450	570
	在户外露天	≥ 3.7	46	57	69	87	108	132	162	205	250	310	400	475	600	760
盘状管冷却或循环油润滑	环境条件	水管内径 / dm	0.15						0.20							
	环境条件	环境气流速度 / (m/s)	P_{G2}/kW													
	空间小 厂房小	≥ 0.5	70	77	92	106	150	160	180	210	350	370	430	480	700	770
	较大的房间、厂间	≥ 1.4	80	89	107	125	175	190	210	255	400	440	520	590	820	940
	在户外露天	≥ 3.7	90	105	124	148	200	225	255	310	460	510	620	700	970	1150

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高 P_{G1} 。

(3) 减速器的代号和标记

在减速器的代号中，包括减速器的系列型号。一级减速器的齿轮传动中心距或多级减速器

的低速级（末级）齿轮传动中心距、公称传动比、装配型式及标准号。标记示例如下：



(4) 选用方法

任一规格的减速器满足选用的必要条件是计算功率必须通过两个功率表 (P_1 与 P_G)。举例说明如下：

为甘蔗压榨机主传动选用减速器。减速器输入功率 $P=200\text{ kW}$ 、转速 $n=1000\text{ r/min}$ ，传动比 $i=80$ ，尖峰载荷 $P_{\max}=400\text{ kW}$ ，每日工作 20 h 以上，每小时启动次数少于 4 次，小时载荷率 100%，环境温度 $t \leq 40^\circ\text{C}$ ，露天工场，齿轮浸油甩油润滑，油池内设置蛇形水管，通自来水冷却润滑油，装配型式 1 型，要求采用硬齿面齿轮。

1) 按机械强度功率 P_1 选用，计算选用功率 P_m (kW)

$$P_m = PK_A K_R \quad (32.1-100)$$

并要求

$$P_m \leq P_1$$

式中 K_A —— 工况系数，见表 32.1-148，本例应取 $K_A=2$ ；

K_R —— 可靠度系数，见表 32.1-150。本例取 $K_R=1.56$ ，失效概率理论上小于 1/1000。

计算功率

$$P_m = PK_A K_R = 200 \times 2 \times 1.56\text{ kW} = 624\text{ kW}$$

按 $n_1=1000\text{ r/min}$ 、 $i=80$ 及装配型式要求，查表 32.1-161，可选用

ZSY 710-80-1 减速器

该减速器在此 n_1 、 i 条件下 $P_1 = 665 \text{ kW}$ 。

$$P_m = 624 \text{ kW} < P_1 = 665 \text{ kW}$$

JB/T 8853—1999《圆柱齿轮减速器》允许瞬时尖峰载荷 $P_{\max} = 1.8P_1$ ，本例 $P_{\max} = 400 \text{ kW} < 1.8P_1 = 1.8 \times 665 \text{ kW} = 1197 \text{ kW}$ 。

P_1 功率通过，尖峰载荷通过，即机械强度通过。

2) 校核热功率 P_{G2} 能否通过，需计入系数 f_1 、 f_2 、 f_3 ，并应满足

$$P_1 = P f_1 f_2 f_3 \leq P_{G2} \quad (32.1-101)$$

f_1 、 f_2 、 f_3 见表 32.1-164 ~ 表 32.1-166。

本例，查表 32.1-163， $P_{G2} = 1150 \text{ kW}$ 。

表 32.1-164 环境温度系数 f_1

环境温度 $t/^\circ\text{C}$	10	20	30	40	50
无冷却	0.9	1	1.15	1.35	1.65
冷却管冷却	0.9	1	1.1	1.2	1.3

表 32.1-167 YN 系列减速器

传动级别	安装型式代号			传动比范围	公称功率范围/kW	最大末级中心距/mm	最小第一级中心距/mm
	基本型	悬挂型	空心轴型				
1	YND			1.25~6.3	7~5 050	560	80
2	YNL	YNLO	YNLA	6.3~20	6~8 000	800	
3	YNS	YNSO	YNSA	20~100	3.6~4 800		
4	YNF	YNFO	YNFA	100~500	1.1~1 110		63

通用范围及适用条件与本章 9.2.1 所述基本相同。

9.11.3 S 系列圆柱齿轮减速器

本系列减速器为国外设计，国内技术引进生产的产品，属先进的硬齿面圆柱齿轮减速器。目前投放市场的产品类型见表 32.1-168。

产品的设计性能、适用范围与第 9.11.1 与 9.11.2 节介绍的标准系列产品类似。详见制造厂的产品样本。

9.11.4 JB/T 7000—1993 同轴式圆柱齿轮减速器

本通用标准系列减速器包括 TZL、TZS、TZLD、TZSD 四个系列产品。其中 TZLD、TZSD 两系列减速器与 Y 系列三相异步四极电动

表 32.1-165 小时负荷持续率系数 f_2

小时负荷持续率/%	100	80	60	40	20
f_2	1	0.94	0.86	0.74	0.56

表 32.1-166 公称功率利用系数 f_3

$(P/P_1) \times 100\%$	$\leq 40\%$	50%	60%	70%	80%~100%
f_3	1.25	1.15	1.1	1.05	1

注： P_1 —公称功率，见功率表； P —负载功率。

本例题 $f_1 = 1.2$ ， $f_2 = 1$ ， $f_3 = 1.25$

$$P_1 = 200 \times 1.2 \times 1 \times 1.25 \text{ kW} = 300 \text{ kW} < P_{G2}$$

热功率通过，选用完毕。

9.11.2 YN 系列圆柱齿轮减速器

YB/T 050—1993《YN 系列圆柱齿轮减速器》有一、二、三、四级传动四个系列硬齿面圆柱齿轮减速器。各系列减速器的品种见表 32.1-167。

装配型式见图 32.1-51 中的 a、b 图。

外形、安装尺寸及性能图表见 YB/T 050。

机直接联接成电机减速器。减速器的输入、输出轴同一轴线。采用硬齿面圆柱齿轮。主要技术参数：

1) 公称输入功率：0.11~248.5 kW

2) 传动比范围：4.83~206.9

3) 直联电动机功率：0.55~90 kW

外形尺寸、性能参数见 JB/T 7000—1993。

9.12 模块化通用系列齿轮减速器

模块化通用系列齿轮减速器是我国南京高速齿轮箱厂为了参与我国加入 WTO 后的市场竞争而开发出的面向 21 世纪的通用减速器系列产品。它是以赶超世界最先进水平并取得规模效益为目标，在充分吸取世界众家之长的基础上，结合国

情,用独创的模块化设计方法,全新的设计思想设计的,以全新的制造和质量意识制造的全新产品。

表 32.1-168 S 系列减速器产品类型

类型	传动级数	型式代号			传动比范围	最大末级中心距 /mm	最小高速级中心距 /mm
		基本型	悬挂型	空心轴型			
圆柱齿轮 减速器	2	SZNB	SZOB	SZAB	7.1~20	800	80
	3	SDN	SDO	SDA	20~100		80
	4	SVNB	SVOB	SVAB	100~500		63

1) 产品设计和质量控制均采用最新国际标准,如产品参考 ISO/WD 13593:1999,精度按 ISO 1328-1:1995,强度计算按 ISO 6336:1996,齿轮材料和热处理的质量按 ISO 6336-5:1996 的最高要求 ME 级控制。本产品也符合 ANSI/AGMA 的有关标准。

2) 齿轮均采用优质合金钢经渗碳淬火,精加工制成。

3) 齿轮均进行齿廓修形,小齿轮均进行螺旋角修形。

4) 采用模块化设计,系列的主要件和毛坯的品种规格少,便于组织批量生产。

5) 对同一种公称传动比,有多种实际传动比可供选择。

6) 采用剖分式箱体,可维修性好。

7) 尽可能地加大了轴承型号。

8) 尽可能地加大了输入轴的轴伸直径。

9) 高速轴采用非接触式轴封,不漏油,无需更换油封。

10) 改进了风扇和冷却盘管设计,箱体散热面积大,许用热功率高。

11) 改进了润滑设计,各润滑点润滑充分,第一次加油后,所有轴承都能供上油,启动时轴承无干摩擦。

与我国 20 世纪 90 年代的硬齿面减速器系列相比,此系列产品的实际承载能力可提高到 2~2.5 倍,有更高的传动效率、更高的可靠性、更高的许用热功率、更低的噪声,有互换性,用户获得备件容易。

本系列用 CAD 三维软件画图,主要零件作过有限元结构分析,并配有专用选型软件,用户可采用该软件进行正确、方便的选型和网上选型及订购。

9.12.1 类型、特点、适用范围

(1) 类型

本模块化通用系列齿轮减速器分两大类:圆柱齿轮减速器和圆锥圆柱齿轮减速器。

圆柱齿轮有:MPR1(单级)、MPR2(二级)、MPR3(三级)、MPR4(四级)四个系列。

圆锥圆柱齿轮有:MRR2(二级)、MRR3(三级)和 MRR4(四级)三个系列。

系列型谱规格见表 32.1-169。

表 32.1-169

系列	规格数	传动比范围
MPR1	9	1.25~5.6(6.3)
MPR2	22	6.3~20
MPR3	11	22.4~100
MPR4	11	112~400(450)
MRR2	9	5~12.5
MRR3	22	14~90
MRR4	11	90~355(400)

共计 95 个规格,传动比范围 $i = 1.25 \sim 450$ 。

公称传动功率 $P = 4.3 \sim 6700 \text{ kW}$

(2) 特点

1) 采用模块化设计的特征是大大减少系列产品内零件和毛坯的品种数量,库存量。机体、机盖、齿轮、轴齿轮、轴、轴承、轴承端盖等件的互换性、通用性很大,数量很少。两大类 7 个系列 95 个规格的减速器,机体、机盖数量仅有 31 个规格,且能实现水平或垂直等多方位安装。按以前的非模块设计,95 个规格减速器,就有 95 个规格的机体、机盖。数量对比,可见毛坯、备品库存量减少的幅度之大。这对缩短生产、供货周期,减少流动资金,使用、维护十分有利。

2) 承载能力比现行的通用系列硬齿面齿轮

减速器高 15%~20%。这是因为:

① 齿轮参数优化设计, 单级传动优化目标为接触应力、弯曲应力最小, 安全系数相近, 两齿轮齿根滑动率最小且接近相等, 多级的优化目标在单级的基础上增加各级齿轮等强度。充分发挥各机件的潜力。

② 齿轮材料选用 17CrNiMo、18Cr2Ni4W 等优质低碳合金钢, 如果采用一般低碳合金钢, 如 20CrMnMo、20CrMnTi 等应降低承载能力约 15%。

③ 针对硬齿面减速器承载能力受热功率限制的特点, 新减速器外形选取了对称方块形, 增设了加强、散热两用肋, 不仅刚度强度好、美观、安装灵活, 且散热面积比现行同规格减速器散热面积扩大了 20%。

④ 配有高效节能的润滑冷却装置, 如盘状冷却水管, 强制(循环)润滑冷却系统等。其中装置了最新高效元器件, 以使齿轮处于最佳的润滑和温度下运行。

⑤ 新系列产品的施工图样设计, 参数计算, 技术文件编写等各项工作, 全部借助计算机完成。提供给生产企业的是为数不多的软盘, 便于企业计算机管理和按用户需要修改设计。

(3) 适用范围

本系列产品由于包括了圆柱齿轮、圆锥齿轮传动, 采用了多方位安装的结构型式, 大大扩展了适用范围。从表 32.1-169 中可见传动比范围, 从后面各功率表中可见承载能力范围。而几何参数和结构强度设计, 则立足于适用于冶金、矿山、运输、建材(水泥、玻璃、制砖等)、建筑、石化、纺织、轻工及能源等行业各类机械设备的

传动。但也有以下限制条件:

减速器高速轴转速不大于 1500 r/min。

减速器齿轮传动圆周速度不大于 20 m/s。

减速器工作温度为 $-40\sim 45^{\circ}\text{C}$ 。当工作环境温度低于 0°C 时, 起动前润滑油必须加热到 0°C 以上。当工作环境温度高于 45°C , 必须采取隔热和冷却措施。

9.12.2 齿轮基本齿廓、模数

圆柱齿轮的基本齿廓符合 GB/T 1356《渐开线圆柱齿轮 基本齿廓》的规定。

圆锥齿轮为格里森弧齿: 齿形角 $\alpha = 20^{\circ}$, 齿顶高系数 $h_a^* = 0.85$, 顶隙系数 $c^* = 0.188$, 齿宽中点螺旋角 $\beta_m = 35^{\circ}$ 。

圆柱齿轮法向模数 m_n 符合 GB/T 1357《渐开线圆柱齿轮模数》的规定。

圆锥齿轮大端模数 m 符合 GB/T 12368《锥齿轮模数》的规定。

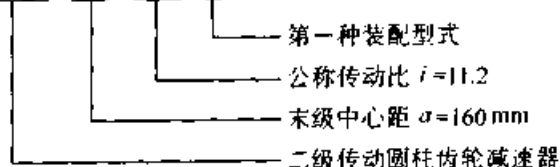
9.12.3 装配型式、标记、外形尺寸

(1) 装配型式

装配型式见图 32.3-7。

(2) 标记示例

MPR2-160-11.2-1



(3) 减速器的型式与尺寸

1) MPR1 减速器的外形尺寸见图 32.1-80, 表 32.1-170~171。

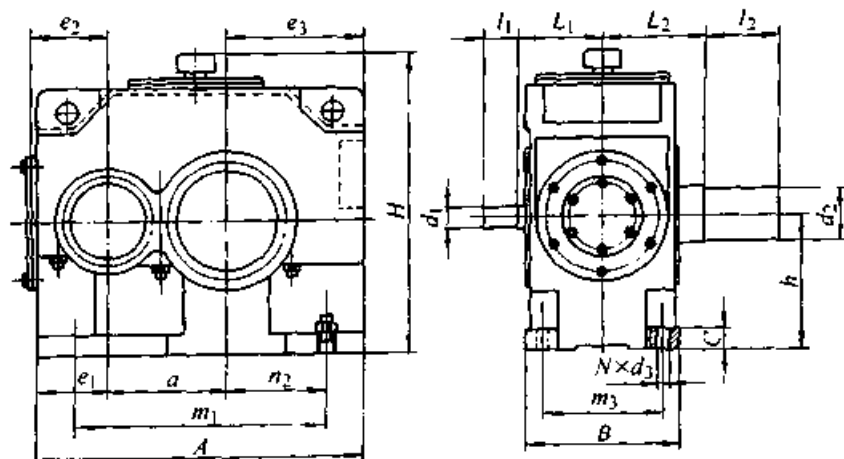


图 32.1-80 MPR1 减速器外形尺寸

2) MPR2 减速器的外形尺寸见图 32.1-81~82、表 32.1-172、表 32.1-175。

3) MPR3 减速器的外形尺寸见图 32.1-82、表 32.1-173、表 32.1-175。

4) MPR4 减速器的外形尺寸见图 32.1-82、表 32.1-174、表 32.1-175。

5) MRR2 减速器的外形尺寸见图 32.1-83、表 32.1-176、表 32.1-175。

6) MRR3 减速器的外形尺寸见图 32.1-84、表 32.1-177、表 32.1-175。

7) MRR4 减速器的外形尺寸见图 32.1-84、表 32.1-178、表 32.1-175。

表 32.1-170 MPR1 减速器外形尺寸 (mm)

规格	A	B	H	a	L ₁	i = 1.25 ~ 2.8				i = 3.15 ~ 4.5				i = 5 ~ 5.6				重量 /kg
						d ₁ (m6)	l ₁	b ₁	t ₁	d ₁ (m6)	l ₁	b ₁	t ₁	d ₁ (m6)	l ₁	b ₁	t ₁	
160	540	290	380	160	140	65	105	18	69	48	82	14	51.5	38	58	10	41	105
200	665	355	475	200	165	80	130	22	85	60	105	18	64	48	82	14	51.5	208
250	830	450	595	250	210	100	165	28	106	80	130	22	85	60	105	18	64	380
280	920	500	670	280	235	110	165	28	116	85	130	22	90	65	105	18	69	500
315	1 030	570	755	315	260	130	200	32	137	95	130	25	100	75	105	20	79.5	750
355	1 150	600	850	355	280	140	200	36	148	100	165	28	106	90	130	25	95	800
400	1 280	690	950	400	310	150	200	36	158	110	165	28	116	95	130	25	100	1 500
450	1 450	750	1 060	450	350	160	240	40	169	120	165	32	127	100	165	28	106	1 950
500	1 600	830	1 190	500	390	180	240	45	190	130	200	32	137	120	165	32	127	2 900

注：生产厂：南京高速齿轮箱厂。

表 32.1-171 MPR1 减速器外形尺寸 (mm)

规格	d ₂ (m6)	l ₂	L ₂	b ₂	t ₂	e ₁	e ₂	e ₃	h	n ₂	地脚螺栓孔		润滑油量/L
											d ₃	N	
160	75	105	140	20	79.5	103	126	188	180	200	18.5	4	8.5
200	95	130	170	25	100	117.5	148	238	225	250	24	4	16.5
250	110	165	215	28	116	145	184	293	280	315	28	4	32
280	130	200	240	32	137	155	195	325	315	355	28	4	46
315	140	200	270	36	148	173	219	364	355	400	35	4	65
355	170	240	290	40	179	192.5	238	398	400	450	35	4	90
400	180	240	320	45	190	215	275	445	450	500	42	4	125
450	220	280	360	50	231	242.5	305	505	500	560	42	4	180
500	240	330	400	56	252	262.5	337	557	560	630	48	4	250

注：生产厂：南京高速齿轮箱厂。

表 32.1-172 MPR2 减速器外形尺寸

(mm)

规格	a_0	a	L_1	$i = 6.3 \sim 11.2$				$i = 12.5 \sim 20$				重量 /kg
				d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	
160	352	272	140	38	58	10	41	32	58	10	35	180
180	395	305	150	42	82	12	45	32	58	10	35	265
200	440	340	165	48	82	14	51.5	38	58	10	41	300
224	496	384	185	48	82	14	51.5	42	82	12	45	360
250	555	430	210	60	105	18	64	48	82	14	51.5	560
280	620	480	235	65	105	18	69	55	82	16	59	840
315	699	539	260	75	105	20	79.5	60	105	18	64	1 260
355	785	605	280	85	130	22	90	70	105	20	74.5	2 070
400	880	680	310	90	130	25	95	80	130	22	85	2 330
450	989	765	350	100	165	28	106	85	130	22	90	3 300
				$i = 6.3 \sim 12.5$				$i = 14 \sim 20$				
500	1 105	855	390	110	165	28	116	95	130	25	100	3 950

表 32.1-173 MPR3 减速器外形尺寸

(mm)

规格	a_0	$i = 22.4 \sim 71$				$i = 80 \sim 100$				重量 /kg
		d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	
160	352	24	36	8	27	19	28	6	21.5	210
180	395	28	42	8	31	22	36	6	24.5	295
200	440	32	58	10	35	22	36	6	24.5	435
224	496	38	58	10	41	24	36	8	27	550
250	555	42	82	12	45	32	58	10	35	660
280	620	48	82	14	51.5	38	58	10	41	940
315	699	48	82	14	51.5	42	82	12	45	1 340
		$i = 22.4 \sim 35.5$				$i = 40 \sim 90$				
355	785	60	105	18	64	48	82	14	51.5	2 150
400	880	65	105	18	69	55	82	16	59	2 400
450	989	70	105	20	74.5	60	105	18	64	3 440
		$i = 22.4 \sim 45$				$i = 50 \sim 90$				
500	1 105	80	130	22	85	65	105	18	69	4 160

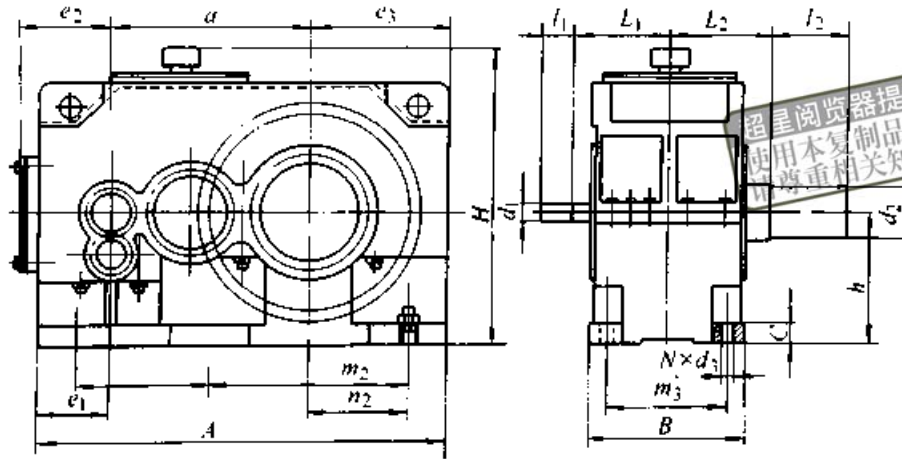


图 32.1-81 MPR2 减速器外形尺寸

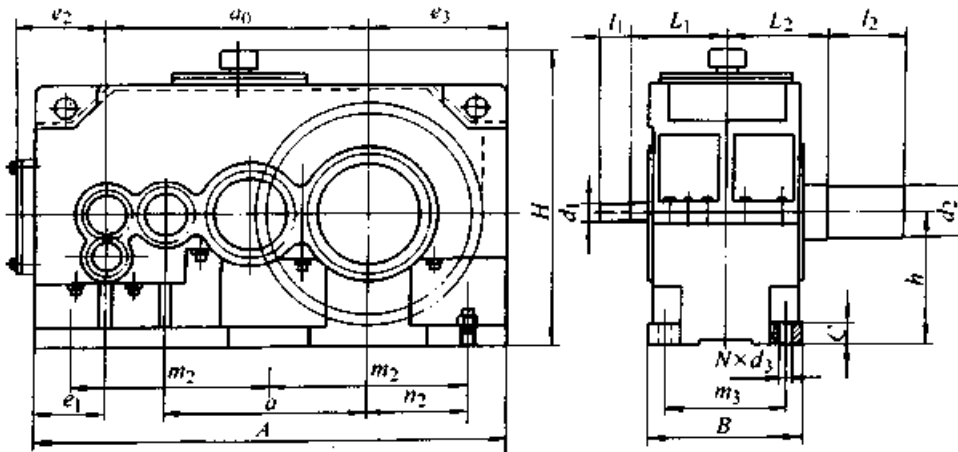


图 32.1-82 MPR2、MPR3、MPR4 减速器外形尺寸

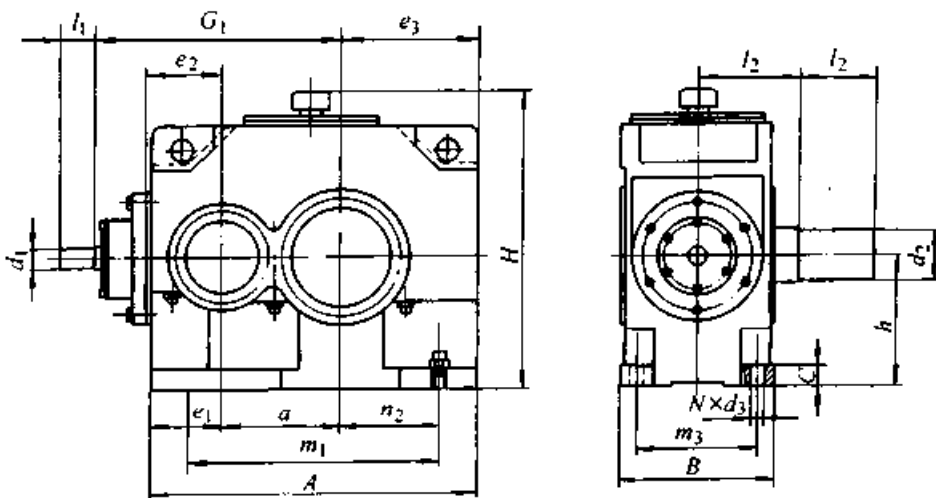


图 32.1-83 MRR2 减速器外形尺寸

浏览器提醒您：
使用本复制品
尊重相关知识产权！

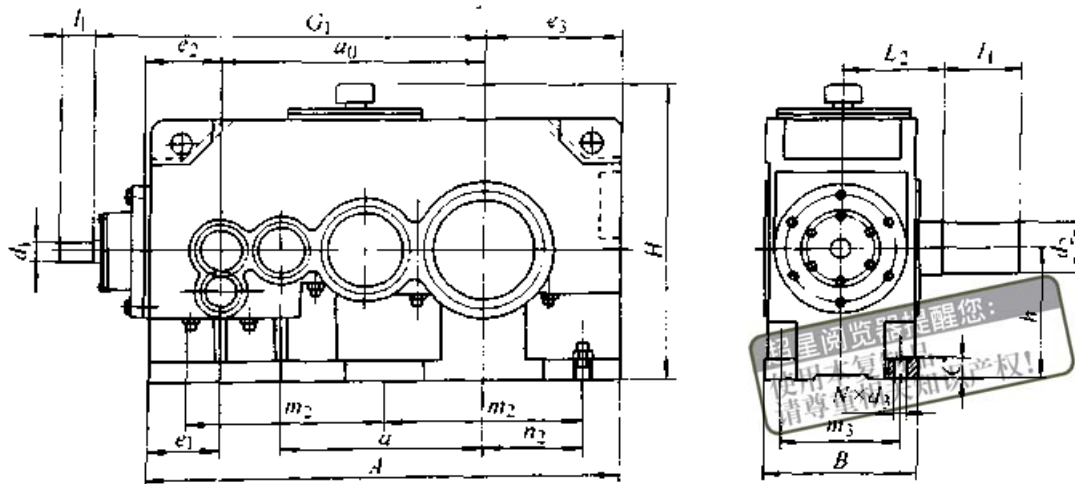


图 32.1-84 MRR3、MRR4 减速器外形尺寸

表 32.1-174 MPR4 减速器外形尺寸

(mm)

规格	a_0	a_1	h_1	$i = 112 \sim 224$				$i = 250 \sim 450$				重量 /kg
				d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	
160												
180												
200												
224	496	80	170	24	36	8	27	22	36	6	245	430
250	555	90	190	28	42	8	31	24	36	8	27	650
280	620	100	215	32	58	10	35	28	42	8	31	930
315	699	112	243	38	58	10	41	32	58	10	35	1 330
				$i = 112 \sim 315$				$i = 355 \sim 450$				
355	785	125	275	42	82	12	45	32	58	10	35	2 150
400	880	140	310	48	82	14	51.5	38	58	10	41	2 400
450	989	160	340	48	82	14	51.5	42	82	12	45	2 880
				$i = 112 \sim 355$				$i = 400 \sim 450$				
500	1 105	180	380	60	105	18	64	48	82	14	51.5	4 060

表 32.1-175 减速器外形尺寸

(mm)

规格	d_2 (m6)	l_2	L_2	b_2	t_2	A	B	H	C
160	75	105	140	20	79.5	600	290	375	32
180	85	130	155	22	90	665	320	435	32
200	95	130	170	25	100	745	355	492	40
224	100	165	190	28	106	840	390	535	40
250	110	165	215	28	116	930	450	589	50
280	130	200	240	32	137	1 025	500	662	50

续表 32.1-175

规格	d_2 (m6)	l_2	L_2	b_2	t_2	A	B	H	C
315	140	200	270	36	148	1 160	570	749	63
355	170	240	290	40	179	1 280	600	870	63
400	180	240	320	45	190	1 420	690	968	80
450	220	280	360	50	231	1 610	750	1 067	80
500	240	330	400	56	252	1 790	830	1 170	100

规格	m_2	m_3	n_2	e_1	e_2	e_3	h	地脚螺栓孔		润滑油量
								d_1	N	/L
160	535	245	120	83	107	188	180	18.5	4	10
180	585	275	137.5	85	109	209	200	18.5	4	14
200	655	300	150	97.5	128	238	225	24	4	19
224	380	335	165.5	110.5	141	263	250	24	6	26
250	415	380	195	120	158	293	280	28	6	36
280	455	430	200	120	160	325	315	28	6	53
315	520	490	218	143	189	364	355	35	6	75
355	580	520	252.5	143	188	398	400	35	6	115
400	650	590	275	155	215	445	450	42	6	160
450	735	650	313	178	240	505	500	42	6	220
500	820	710	332.5	200	277	557	560	48	6	300

表 32.1-176 MRR2 减速器外形尺寸 (mm)

规格	G_1	$i = 5.6 \sim 11.2$				$i = 12.5 \sim 18$				重量 /kg
		d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	
160	485	38	58	10	41	32	58	10	35	160
200	585	48	82	14	51.5	38	58	10	41	300
250	705	60	105	18	64	48	82	14	51.5	540
280	785	65	105	18	69	55	82	16	59	780
315	865	75	105	20	79.5	60	105	18	64	1 050
355	965	85	130	22	90	70	105	20	74.5	1 450
400	1 090	90	130	25	95	80	130	22	85	2 050
450	1 210	100	165	28	106	85	130	22	90	2 800
		$i = 5.6 \sim 12.5$				$i = 14 \sim 16$				
500	1 365	110	165	28	116	95	130	25	100	3 800

注：生产厂：南京高速齿轮箱厂。

表 32.1-177 MRR3 减速器外形尺寸 (mm)

规格	G_1	a	a_0	$i = 16 \sim 56$				$i = 63 \sim 80$				重量 /kg
				d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	
160	585	272	352	24	36	8	27	19	28	6	21.5	210
180	635	305	395	28	42	8	31	22	36	6	24.5	295
200	710	340	440	32	58	10	35	22	36	6	24.5	435
224	800	384	496	38	58	10	41	24	36	8	27	550
250	845	430	555	42	82	12	45	32	58	10	35	660
280	915	480	620	48	82	14	51.5	38	58	10	41	940
315	1 020	539	699	48	82	14	51.5	42	82	12	45	1 340
				$i = 16 \sim 45$				$i = 50 \sim 71$				
355	1 145	605	785	60	105	18	64	48	82	14	51.5	2 150
400	1 220	680	880	65	105	18	69	55	82	16	59	2 400
450	1 375	765	989	70	105	20	74.5	60	105	18	64	3 440
				$i = 16 \sim 40$				$i = 45 \sim 63$				
500	1 545	855	1 105	80	130	22	85	65	105	18	69	4 160

注：生产厂：南京高速齿轮箱厂。

表 32.1-178 MRR4 减速器外形尺寸 (mm)

规格	a_0	G_1	$i = 90 \sim 315$				$i = 355 \sim 400$				重量 /kg
			d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	d_1 (m6)	l_1	b_1	t_1	
315	699	1 115	38	58	10	41	32	58	10	35	1 330
			$i = 80 \sim 280$				$i = 315 \sim 355$				
355	785	1 220	42	82	12	45	32	58	10	35	2 150
400	880	1 315	48	82	14	51.5	38	58	10	41	2 400
450	989	1 470	48	82	14	51.5	42	82	12	45	3 440
			$i = 71 \sim 250$				$i = 280 \sim 315$				
500	1 105	1 585	60	105	18	64	48	82	14	51.5	4 510

注：生产厂：南京高速齿轮箱厂。

9.12.4 减速器性能参数

(1) 减速器的实际传动比与公称传动比的相对误差

- MPR1 减速器不大于 3%；
- MPR2、MRR2 减速器不大于 4%；
- MPR3、MRR3 减速器不大于 5%；
- MPR4、MRR4 减速器不大于 5%。

(2) 减速器的承载能力

1) MPR1、MPR2、MPR3 系列减速器比 JB/T 8853—1999《圆柱齿轮减速器》中相同末级中心距、相同公称传动比的 ZDY、ZLY、ZSY 系列减速器的承载能力高约 15%，可按此比例引用。

2) MRR2、MRR3 减速器的承载能力比相同名义中心距、传动比的 JB/T 9002—1999《运输机械用减速器》中的 DBY、DCY 系列减速器

承载能力高 10%~15%，可按 DBY、DCY 的承载能力乘以 1.1 系数选用。

3) MPR4 和 MRR4 减速器的承载能力可查阅制造厂产品样本，本节从略。

9.12.5 减速器选用

参见本章第 9.11 节。

9.13 高速渐开线圆柱齿轮箱系列产品

高速齿轮传动装置的设计要点在本章第 3.10 节中已有叙述，本节不再重复。本节主要介绍高速渐开线圆柱齿轮箱（增、减）系列产品的性能和选用方法。

目前我国在用的高速渐开线圆柱齿轮箱产品有 GS 系列和 HS 系列。其中 HS 系列的型号与 PGC（美国费城齿轮公司）相同，其中心距仅把英制尺寸改为国际单位制时作了适当圆整，其他尺寸仅将英制转换为国际单位制。设计及功率按 AGMA 标准计算，按 GB/T 3480 校核，并符合 API 613（美国石油学会）标准。

GS 系列为我国行业标准 JB/T 7514—1994《高速渐开线圆柱齿轮箱》规定的产品。GS 系列对 HS 系列的中心距作了调整，承载能力按 JB/T 8830—1999《高速渐开线圆柱齿轮 承载能力计算方法》计算，对技术要求也作了修订。

南京高速齿轮箱厂生产的高速齿轮箱有非标产品和标准系列产品，其中非标产品若干指标在国内已占领三个制高点，即功率最大（44 000 kW），转速最高（67 000 r/min），齿轮的圆周线速度最大（170 m/s）。不仅在国内处于领先地位，而且已跨入国际先进水平行列。

标准产品有 MHS 系列（引进产品，中高速，线速 25~75 m/s）HS 系列（引进产品，高速，线速 50~150 m/s）及 GS 系列（行业标准，高速，线速度 50~150 m/s）。因篇幅所限，仅介绍 GS 系列产品，HS 系列可参阅 [9]。

(1) GS 系列的适用范围

该系列适用于小齿轮转速为 1 000~20 000 r/min、节圆线速度不小于 25 m/s、结构形式为外啮合的直齿、斜齿或人字齿的单级、闭式、平行轴、硬齿面的齿轮箱。

(2) 装配型式、型号标记和基本参数

齿轮箱的装配有四种型式，如图 32.1-85 所示。

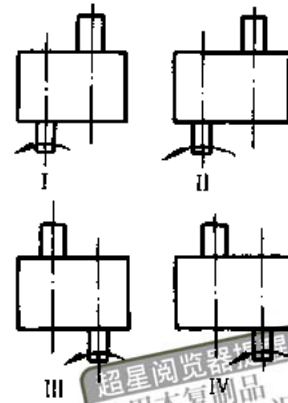
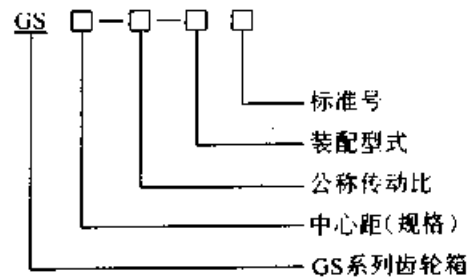


图 32.1-85 GS 系列的装配型式（标明旋向的轴为高速轴）

型号标记如下：



标记示例 中心距为 250 mm，公称传动比为 6.50，装配型式为 II，其代号为

GS250-6.5-II JB/T 7514—1994

GS 系列齿轮箱的基本参数如下：

- 1) 齿轮模数符合 GB/T 1357 的规定，其范围为 1.5~10 mm。
- 2) GS 系列齿轮箱的规格以中心距的数值大小来划分，中心距应符合表 32.1-179 的规定。

表 32.1-179 GS 系列齿轮箱中心距

(mm)

160	200	224	250	280	315	355	400
450	500	530	560	600	630	670	—

3) 公称传动比 $i=1.0\sim 8.0$ ，实际传动比应满足用户要求，允许相对误差在 0.5% 的范围内。

4) 齿轮基本齿廓应符合 GB/T 1356 规定。特殊情况下，允许设计者采用其他渐开线齿廓。

(3) GS 系列的齿轮箱结构尺寸

GS 系列齿轮箱的结构尺寸可分两段，前段为 GS160~GS400，后段为 GS450~GS670；限于篇幅，本节只列出 GS450~GS670 的结构尺寸（图 32.1-86 和表 32.1-180、表 32.1-181），前段 GS160~GS400 的结构尺寸可查阅 [9]。

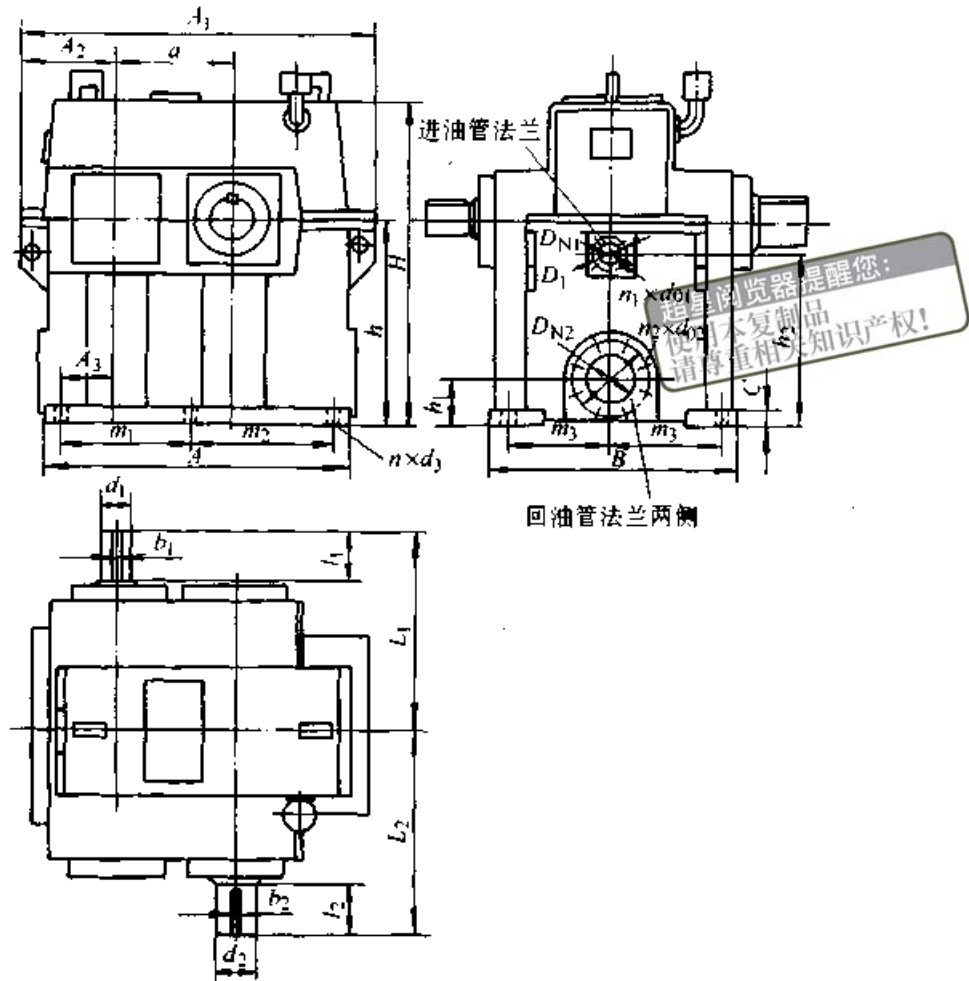


图 32.1-86 GS450~GS670 齿轮箱结构尺寸

表 32.1-180 GS450~GS670 齿轮箱结构尺寸

(mm)

型号	a	A	A ₁	A ₂	A ₃	H	m ₁	m ₂	h	h ₁	h ₂	c	i ≥ 1.00 ~ 5.51						重量/kg
													B	m ₃	d ₂	l ₂	b ₂	L ₂	
GS450	450	1 145	1 358	370	210	1 120	430	585	685	160	555	45	900	400	150	200	36	715	3 500
GS500	500	1 260	1 472	395	220	1 230	520	585	760	160	630	45	940	420	170	240	40	770	4 400
GS530	530	1 380	1 560	415	250	1 330	585	630	815	195	675	45	1 020	460	180	240	45	815	5 100
GS560	560	1 465	1 632	435	268	1 389	629	664	845	195	705	45	1 045	465	200	280	45	870	5 700
GS600	600	1 520	1 794	490	280	1 430	660	690	865	195	720	50	1 070	475	200	280	45	870	6 400
GS630	630	1 640	1 855	515	300	1 510	730	745	900	195	760	50	1 070	475	200	280	45	870	7 100
GS670	670	1 730	1 950	520	320	1 580	784	784	915	195	780	50	1 070	475	200	280	45	870	7 700
型号	i > 5.51 ~ 7.00							进油管法兰				回油管法兰				地脚 螺栓孔 n × d ₃			
	B	m ₃	d ₂	l ₂	b ₂	L ₂	重量/kg	D _{N1}	D ₁	D'1	n ₁ × d ₀₁	D _{N2}	D ₂	D'2	n ₂ × d ₀₂				
GS450	775	335	130	200	32	650	3 300	50	140	110	4 × 13	150	265	225	8 × 18	6 × 42			
GS500	815	355	130	200	32	670	4 100	50	140	110	4 × 13	150	265	225	8 × 18	6 × 42			
GS530	875	390	150	200	36	710	5 000	80	190	150	4 × 17	250	375	335	12 × 18	6 × 42			
GS560	915	400	150	200	36	710	5 700	80	190	150	4 × 17	250	375	335	12 × 18	6 × 42			

续表 32.1-180

型号	$i > 5.51 \sim 7.00$							进油管法兰				回油管法兰				地脚螺栓孔 $n \times d_3$
	B	m_3	d_2	l_2	b_2	L_2	重量/kg	D_{n1}	D_1	D'_1	$n_1 \times d_{m1}$	D_{n2}	D_2	D'_2	$n_2 \times d_{m2}$	
GS600	940	415	150	200	36	725	6 300	80	190	150	4 × 17	250	375	335	12 × 18	6 × 48
GS630	965	425	170	240	40	785	7 000	80	190	150	4 × 17	250	375	335	12 × 18	6 × 48
GS670	990	435	170	240	40	785	7 600	80	190	150	4 × 17	250	375	335	12 × 18	6 × 48

- 注：1. 键和键槽尺寸按 GB/T 1095 规定，是否采用双键由生产厂与用户双方商定。
 2. 管法兰尺寸按 GB/T 9115.1~9115.36 规定， $p_N \leq 0.6 \text{ MPa}$ ， d_n 为螺栓孔直径。
 3. $i \geq 7.00$ 时，结构尺寸由生产厂与用户双方商定。
 4. D_1 、 D_2 为与齿轮箱进、回油管的法兰盘外径。
 5. 生产厂：南京高速齿轮箱厂。

表 35.1-181 GS450~GS670 齿轮箱尺寸

(mm)

	i	d_1	l_1	L_1	b_1
GS450	$\geq 1.00 \sim 3.90$	150	200	715	36
	$> 3.90 \sim 4.85$	125	165	680	32
	$> 4.85 \sim 5.51$	110	165	680	28
	$> 5.51 \sim 5.70$	110	165	615	28
	$> 5.70 \sim 6.40$	95	130	580	25
	$> 6.40 \sim 7.00$	85	130	580	22
	GS500	$\geq 1.00 \sim 3.90$	170	240	770
$> 3.90 \sim 4.50$		150	200	735	36
$> 4.50 \sim 5.51$		125	165	700	32
$> 5.51 \sim 6.50$		110	165	635	28
$> 6.50 \sim 7.00$		95	130	600	25
GS530	$\geq 1.00 \sim 3.92$	180	240	815	45
	$> 3.92 \sim 5.00$	150	200	780	36
	$> 5.00 \sim 5.51$	130	200	780	32
	$> 5.51 \sim 6.15$	130	200	710	32
	$> 6.15 \sim 7.00$	110	165	675	28
GS560	$\geq 1.00 \sim 3.92$	190	280	845	45
	$> 3.92 \sim 5.00$	160	240	800	40
	$> 5.00 \sim 5.51$	130	200	720	32
	$> 5.51 \sim 6.15$	130	200	720	32
	$> 6.15 \sim 7.00$	110	165	680	28
GS600	$\geq 1.00 \sim 3.73$	200	280	875	45
	$> 3.73 \sim 4.75$	170	240	830	40
	$> 4.75 \sim 5.51$	150	200	790	36
	$> 5.51 \sim 6.55$	130	200	730	32
	$> 6.55 \sim 7.00$	110	165	690	28
GS630	$\geq 1.00 \sim 4.42$	200	280	875	45
	$> 4.42 \sim 4.92$	180	240	850	45
	$> 4.92 \sim 5.51$	170	240	830	40

续表 35.1-181

	i	d_1	l_1	L_1	b_1
GS630	$> 5.51 \sim 6.33$	150	200	750	36
	$> 6.33 \sim 7.00$	130	200	750	32
GS670	$\geq 1.00 \sim 4.42$	200	280	875	45
	$> 4.42 \sim 4.92$	190	280	850	45
	$> 4.92 \sim 5.51$	170	240	830	40
	$> 5.51 \sim 6.33$	150	200	750	36
	$> 6.33 \sim 7.00$	130	200	750	32

- 注：1. 键和键槽尺寸按 GB/T 1095 规定。
 2. $i \geq 7.00$ 时，结构尺寸由生产厂与用户双方商定。
 3. 生产厂：南京高速齿轮箱厂。

(4) GS 系列齿轮箱的公称功率

表 32.1-182 摘录了 GS450~GS670 齿轮箱的部分公称功率。

(5) GS 系列齿轮箱的技术要求

1) 一般要求

① 齿轮箱的设计和制造必须遵循的准则为：在规定的运行条件下，能正常运转 3 年。

② 齿轮箱应在所联接机组的最高极限转速规定值以内安全运行。

2) 箱体

① 齿轮箱箱体为铸造结构或焊接结构。采用铸造结构时，铸铁的机械性能应不低于 GB/T 9439 中灰铸铁 HT250 的性能要求，并在铸造后进行消除应力处理；采用焊接结构时，材料的抗拉强度不低于 375 MPa 的碳素结构钢或低合金结构钢，其焊接坡口的基本型式与基本尺寸按 GB/T 985 规定，并在焊后进行消除应力处理。

② 箱体一般应做煤油渗漏试验，不得有渗漏

表 32.1-182 GS450~GS670 齿轮箱公称功率

型号	高速轴 转速/ (r/min)	公称功率/kW														
		1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
GS450	3 000	10 780	8 760	7 070	5 600	4 500	3 860	3 270	2 820	—	—	—	—	—	—	—
	4 000	14 540	11 270	9 420	7 460	5 960	4 990	4 100	3 500	2 790	2 300	1 900	1 510	—	—	—
	5 000	18 170	14 090	11 610	9 330	7 460	6 230	5 130	4 310	3 390	2 720	2 250	1 910	1 570	1 350	1 200
	6 000	21 810	16 910	13 930	11 190	8 950	7 480	6 150	5 170	4 070	3 270	2 600	2 230	1 800	1 560	1 380
	7 000	24 500	19 730	16 250	13 220	10 730	8 610	7 180	6 040	4 750	3 810	3 040	2 600	2 080	1 780	1 560
	8 000	—	22 550	18 570	15 110	12 260	9 840	8 200	6 900	5 430	4 360	3 470	2 970	2 380	2 030	1 780
	9 000	—	24 580	20 890	17 000	13 800	11 070	9 230	7 760	6 110	4 900	3 910	3 340	2 680	2 280	2 000
	10 000	—	—	22 070	18 450	15 330	12 300	10 260	8 620	6 780	5 450	4 340	3 710	2 970	2 540	2 230
	11 000	—	—	24 070	20 300	16 910	13 790	11 380	9 620	7 460	5 990	4 770	4 080	3 270	2 790	2 450
	12 000	—	—	—	22 140	18 450	15 050	12 410	10 500	8 120	6 540	5 210	4 450	3 570	3 040	2 670
人字齿乘以	0.72	0.74	0.74	0.74	0.77	0.77	0.77	0.77	0.87	0.96	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	
GS500	3 000	14 340	11 360	9 290	7 840	6 200	5 220	4 310	3 870	2 980	—	—	—	—	—	—
	4 000	19 120	15 350	12 700	10 460	8 260	6 950	5 560	4 910	3 700	3 030	2 490	2 060	1 750	—	—
	5 000	22 850	19 190	15 860	13 070	10 330	8 690	6 950	6 140	4 590	3 690	2 960	2 440	2 070	1 830	1 570
	6 000	27 420	22 260	19 040	15 530	12 220	10 420	8 340	7 360	5 510	4 420	3 550	2 910	2 420	2 120	1 800
	7 000	—	25 910	21 450	18 200	14 250	11 760	9 800	8 240	6 430	5 160	4 140	3 390	2 830	2 470	2 080
	8 000	—	29 610	24 510	20 800	16 710	13 440	11 200	9 410	7 350	5 900	4 740	3 880	3 230	2 830	2 370
	9 000	—	—	27 580	23 400	18 800	15 120	12 600	10 590	8 260	6 640	5 330	4 360	3 640	3 180	2 670
	10 000	—	—	30 130	26 000	20 890	16 800	14 000	11 770	9 180	7 590	5 920	4 850	4 040	3 530	2 970
	11 000	—	—	—	26 710	22 980	18 480	15 400	13 280	10 240	8 350	6 510	5 330	4 440	3 890	3 260
	12 000	—	—	—	—	—	—	17 150	14 490	11 170	9 110	7 100	5 820	4 850	4 240	3 560
人字齿乘以	0.73	0.75	0.75	0.75	0.77	0.79	0.79	0.79	0.87	0.97	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	
GS530	3 000	18 230	14 550	12 020	9 640	7 860	6 390	5 410	4 710	3 690	3 000	—	—	—	—	—
	4 000	24 230	19 570	15 510	12 850	10 460	8 520	7 150	6 070	4 640	3 750	3 080	2 190	1 920	1 640	—
	5 000	29 440	24 470	19 650	16 260	13 080	10 660	8 940	7 590	5 800	4 650	3 750	2 620	2 270	1 940	1 660
	6 000	31 290	29 030	23 580	19 900	15 550	12 780	10 820	9 100	6 960	5 580	4 500	3 140	2 730	2 290	1 930
	7 000	—	30 560	26 370	22 850	18 140	14 910	12 620	10 520	8 270	6 510	5 250	3 670	3 180	2 670	2 260
	8 000	—	—	27 950	24 090	20 840	17 390	14 490	12 030	9 450	7 440	6 000	4 190	3 640	3 050	2 580
	9 000	—	—	31 440	27 110	23 450	19 570	16 300	13 530	10 630	8 370	6 750	4 850	4 090	3 430	2 900
	10 000	—	—	—	30 120	26 050	21 750	18 110	15 030	11 810	9 300	7 600	5 390	4 550	3 810	3 220
	11 000	—	—	—	—	28 660	23 920	19 920	16 540	13 270	10 550	8 360	5 930	5 000	4 190	3 540
	12 000	—	—	—	—	—	—	21 010	18 360	14 470	11 510	9 130	6 470	5 460	4 530	3 960

续表 32.1-182

型号	高速轴 转速/ (r/min)	i														
		1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
		公称功率/kW														
GS530	20 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7 670	6 590
人字齿乘以		0.76	0.76	0.76	0.78	0.78	0.79	0.79	0.81	0.89	0.98	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
GS560	3 000	19 760	17 070	13 570	10 730	9 270	7 540	6 380	5 560	4 090	3 270	2 750	—	—	—	—
	4 000	24 210	20 830	17 850	14 310	11 680	10 050	8 430	7 160	5 210	4 220	3 420	2 610	2 250	1 930	1 700
	5 000	28 040	24 440	22 020	18 240	14 520	11 930	10 550	8 950	6 510	5 250	4 220	3 170	2 690	2 290	2 000
	6 000	29 800	27 750	26 430	22 010	17 500	14 330	12 010	10 180	7 810	6 300	5 040	3 800	3 230	2 730	2 360
	7 000	—	29 220	29 450	25 320	20 420	16 720	14 020	11 820	9 200	7 250	5 880	4 430	3 770	3 180	2 750
	8 000	—	—	31 010	26 600	23 050	19 070	15 750	13 150	10 510	8 290	6 710	5 070	4 310	3 640	3 140
	9 000	—	—	—	28 870	25 020	20 700	17 100	14 280	11 820	9 320	7 550	5 780	4 850	4 180	3 540
	10 000	—	—	—	—	26 950	22 310	18 440	15 390	13 140	10 360	8 350	6 490	5 410	4 640	3 930
	11 000	—	—	—	—	—	23 900	19 760	16 550	14 610	11 720	9 330	7 130	6 220	5 110	4 320
	12 000	—	—	—	—	—	—	20 640	17 760	16 040	12 790	10 170	7 780	6 490	5 550	4 770
人字齿乘以		0.77	0.77	0.77	0.78	0.78	0.79	0.80	0.81	0.90	0.98	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
GS600	3 000	22 160	20 870	15 950	12 420	10 650	8 270	6 990	6 160	4 720	3 690	3 180	2 610	—	—	—
	4 000	24 390	22 850	21 410	16 560	13 560	11 030	9 280	7 980	6 080	4 930	3 950	3 250	2 760	2 380	2 130
	5 000	26 270	24 620	25 660	21 280	16 750	13 880	11 610	9 980	7 600	6 160	4 950	3 990	3 330	2 830	2 510
	6 000	27 920	26 160	30 790	25 270	20 490	16 710	13 850	11 830	9 120	7 390	5 860	4 790	4 000	3 390	3 000
	7 000	—	27 540	34 190	29 140	23 910	19 490	16 160	13 800	10 630	8 390	6 840	5 590	4 660	3 960	3 490
	8 000	—	—	35 750	30 470	26 460	21 670	17 720	14 900	12 140	9 590	7 810	6 390	5 330	4 520	3 990
	9 000	—	—	—	31 690	27 520	22 530	18 430	15 500	13 660	10 790	8 790	7 180	5 990	5 310	4 490
	10 000	—	—	—	—	28 500	23 340	19 090	16 050	15 180	11 990	9 770	8 140	6 710	5 900	4 990
	11 000	—	—	—	—	—	24 090	19 710	16 570	16 700	13 520	10 810	8 950	7 380	6 480	5 490
	12 000	—	—	—	—	—	—	24 800	20 290	17 060	18 460	14 750	11 790	9 760	8 050	7 070
人字齿乘以		0.78	0.78	0.78	0.78	0.79	0.79	0.81	0.81	0.91	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
GS630	3 000	26 740	23 350	18 320	14 620	11 460	8 420	7 110	6 340	5 460	4 480	—	—	—	—	—
	4 000	32 700	28 200	24 190	19 490	15 880	11 230	9 480	8 290	7 210	5 980	4 670	3 820	3 130	—	—
	5 000	36 960	32 500	29 760	24 680	19 770	14 940	11 850	10 360	9 010	7 480	5 840	4 740	3 870	3 510	3 060
	6 000	—	35 970	33 520	28 010	23 860	17 480	15 230	12 820	10 690	9 000	6 980	5 690	4 640	4 210	3 660
	7 000	—	—	38 470	32 550	27 840	20 390	17 770	14 960	12 470	10 090	8 180	6 410	5 420	4 910	4 280
	8 000	—	—	—	35 050	30 240	23 070	20 030	16 840	14 870	11 530	9 350	7 330	6 190	5 620	4 890
	9 000	—	—	—	—	31 450	25 280	21 980	18 480	16 730	12 970	10 520	8 250	6 970	6 400	5 500
10 000	—	—	—	—	—	27 570	23 920	20 100	18 590	14 410	11 690	9 220	7 690	6 730	5 820	

续表 32.1-182

型号	高速轴 转速/ (r/min)	公称功率/kW															
		1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	
GS630	11 000	—	—	—	—	—	29 750	25 840	21 720	20 450	15 980	12 820	10 410	8 460	7 400	6 400	
	12 000	—	—	—	—	—	—	27 740	23 320	22 400	17 720	13 980	11 350	9 430	8 080	6 980	
人字齿乘以		0.78	0.78	0.78	0.78	0.79	0.79	0.81	0.81	0.91	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	
GS670 斜齿	3 000	28 640	24 150	19 190	15 480	12 590	9 250	7 810	6 970	5 750	4 820	—	—	—	—	—	
	4 000	36 550	30 500	25 140	20 640	16 790	12 330	10 410	9 100	7 660	6 430	4 950	4 040	3 260	—	—	
	5 000	42 040	36 120	31 310	25 960	20 970	15 150	13 010	11 380	9 580	8 030	6 190	5 050	4 080	3 810	3 290	
	6 000	—	40 580	34 200	28 840	25 150	17 460	15 620	13 050	11 310	9 680	7 430	6 050	4 890	4 570	3 950	
	7 000	—	—	39 900	33 650	29 340	20 370	18 220	15 230	13 200	10 790	8 740	6 720	5 710	5 330	4 610	
	8 000	—	—	—	36 740	31 590	23 280	20 820	17 500	16 030	12 330	9 980	7 680	6 520	6 090	5 260	
	9 000	—	—	—	—	32 860	26 190	23 430	19 690	18 040	13 870	11 230	8 640	7 340	6 850	5 920	
	10 000	—	—	—	—	—	29 250	26 030	21 880	20 040	15 410	12 480	9 600	8 060	7 030	6 140	
	11 000	—	—	—	—	—	32 180	28 630	24 060	22 050	16 960	13 630	10 960	8 860	7 730	6 750	
	12 000	—	—	—	—	—	—	31 240	26 250	24 050	18 940	14 870	11 960	9 970	8 440	7 370	
GS670 人字齿	3 000	28 280	22 840	18 830	15 920	12 740	10 390	8 620	7 250	5 820	4 830	—	—	—	—	—	
	4 000	36 760	30 460	24 000	19 170	16 660	13 950	11 600	9 690	7 780	6 420	5 270	4 390	3 720	3 210	—	
	5 000	41 710	33 340	28 040	23 760	20 220	16 010	13 740	12 200	9 850	8 030	6 590	5 490	4 620	3 920	3 360	
	6 000	—	40 010	33 590	26 580	21 490	17 720	16 160	14 640	11 820	9 630	7 910	6 580	5 540	4 710	4 080	
	7 000	—	—	35 360	27 980	23 700	20 670	18 850	17 080	13 790	10 800	9 320	7 740	6 530	5 490	4 760	
	8 000	—	—	—	30 660	27 080	23 630	21 540	18 710	14 630	12 340	10 660	8 850	7 460	6 280	5 440	
	9 000	—	—	—	—	30 470	26 580	23 220	19 460	15 830	13 880	11 990	9 960	8 390	7 200	6 170	
	10 000	—	—	—	—	—	28 580	24 050	20 580	17 590	15 420	13 220	10 470	9 410	7 990	6 860	
	11 000	—	—	—	—	—	29 500	25 050	22 640	19 340	16 750	13 650	11 520	10 350	8 790	7 540	
	12 000	—	—	—	—	—	—	27 330	24 700	21 100	17 240	14 420	12 570	11 290	9 590	8 230	

注：表中公称功率值是基于齿轮为含镍的渗碳淬火材料并经渗碳淬火处理，同时考虑了失效概率低于1%时齿轮最小安全系数为 $S_{Hmin} \geq 1.3$ 、 $S_{Fmin} \geq 1.6$ 后给出的。

现象。

3) 轴 一般选用调质钢并经调质处理。

4) 动力学特性

① 齿轮转子应做横向临界转速分析，分析时按弹性支承考虑。

② 齿轮转子在所有零件组装后，必须一起进行动平衡试验。

5) 润滑

① 齿轮箱的进油温度应为 35~50℃ 或由生产厂与用户双方商定。

② 齿轮箱供油量设计应考虑当进油温度为 50℃ 时，回油温度不高于 78℃。

③ 齿轮箱采用压力润滑（包括轮齿啮合区的喷油润滑和轴承润滑等）。进油压力控制在 0.15~0.25 MPa 之间或由生产厂与用户双方商定。

④ 润滑油的过滤精度不得低于 25 μm 。

⑤ 除非另有规定,通常采用润滑油为 SY1230 规定的 32 号或 46 号防锈汽轮机油。

(6) GS 系列齿轮箱的选用

选用齿轮箱时,应考虑由原动机和从动机械所构成的系统引起的过载情况。选用时,额定功率值应大于或等于连续功率乘以使用系数(使用系数 K_A 值可从表 32.1-31、表 32.1-32 中选定)。根据齿轮箱的传动比、高速轴转速、齿轮形式(斜齿或人字齿)和传递功率,按表 32.1-182 来确定齿轮箱的型号规格。当传动比、高速轴转速与表 32.1-182 所列数值不同时,采用插值法计算。

选用举例 试选用一台 GS 系列高速齿轮箱。已知:原动机为电动机,转速为 1 480 r/min;其负载为离心式空气压缩机,转速为 8 660 r/min,功率为 2 900 kW。

第一步计算传动比 $i = 8\ 660/1\ 480 = 5.85$

第二步计算传递功率,由表 32.1-31 和表 32.1-32 查得使用系数

$$K_A = 1.25 \times 1.1 = 1.375$$

因此,这台齿轮箱传递功率为

$$P_c = 2\ 900 \times 1.375\ \text{kW} = 3\ 988\ \text{kW}$$

由表 32.1-182 查得当斜齿轮传动的传动比为 6.0,高速轴转速为 9 000 r/min 时,GS450 齿轮箱的额定功率为 3 910 kW;高速轴转速为 8 000 r/min 时,该齿轮箱额定功率为 3 470 kW。

由表 32.1-182 又查得,当传动比为 5.5,高速轴转速为 9 000 r/min 时,该齿轮箱公称功率为 4 900 kW;高速轴转速为 8 000 r/min 时,该齿轮箱公称功率为 4 360 kW。

用插值法计算得出,当传动比为 5.85,高速轴转速为 8 660 r/min 时,斜齿轮传动的 GS450 齿轮箱的公称功率为 4 047 kW > 3 988 kW。

因此选用斜齿轮传动的 GS450 齿轮箱是合适的。

9.14 FR、FRF 型齿轮减速器

杭州减速机厂生产的 FR、FRF 型减速器,是一种常用的机械传动装置,其输入功率和传动比见表 32.1-183,其主要尺寸见表 32.1-184~表 32.1-185。产品的用途及选用方法参见杭州减速机厂的产品样本。

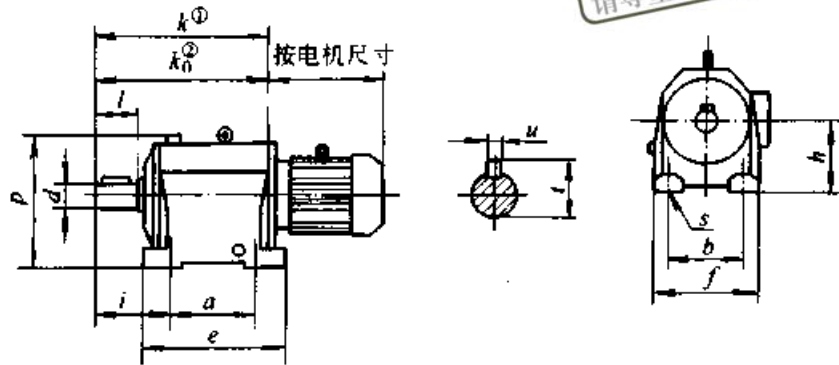
表 32.1-183 FR、FRF 型齿轮减速器输入功率及传动比

型 号	输入功率/kW ($n = 1\ 500\ \text{r/min}$)				
	0.12~0.37	0.55~0.75	1.1~1.5	2.2~4	5.5~7.5
传 动 比 范 围					
FR32、FRF32	3.82~24.33	3.82~17.73			
FR42、FRF42	13.72~15.84	9.40~15.84	4.01~13.72	4.01~10.92	
FR43、FRF43	19.15~108.32	14.36~48.44	14.36~22.25		
FR62、FRF62		17.06~24.24	12.25~24.24	4.34~19.56	4.34~9.43
FR63、FRF63	48.65~155.61	23.23~103.65	16.55~56.02	16.55~26.64	
FR72、FRF72			20.16~22.95	7.36~22.95	5.15~15.98
FR73、FRF73	87.38~168.79	44.05~145.61	22.08~95.63	22.08~44.05	
FR82、FRF82			31.78~35.95	14.69~35.95	7.03~25.49
FR83、FRF83		84.61~213.56	39.95~169.49	24.52~96.01	24.52~39.95
FR92、FRF92				26.49~29.66	14.75~29.66
FR93、FRF93		165.42~277.63	85.63~277.63	33.47~185.28	19.57~69.94
FR102、FRF102					25.09~28.49
FR103、FRF103				53.08~205.55	30.58~127.74

注:型号为 FR82~103、FRF82~103 减速器的输入功率还有 11~15、18.5~22、30、37~45 kW ($n = 1\ 500\ \text{r/min}$) 等,其传动比范围可查杭州减速机厂产品样本。

表 32.1-184 FR 型 (底座安装) 齿轮减速器的主要尺寸

(mm)



型 号	a	b	e	f	h	i	k	k ₀	p	s	d	l	t	u	
FR32	Y63、Y71、Y80	85	110	110	135	75	58	152	141	10	20	40	23	6	
FR42 FR43	Y63、Y71	130	110	160	145	90	75	303	202	165	9	25	50	28	8
	Y80							318							
	Y90							333							
	Y100														
FR62 FR63	Y63、Y71	165	135	200	190	115	90	345	249	206	14	30	60	33	8
	Y80							358							
	Y90							373							
	Y100、Y112M							412							
	Y132S														
FR72 FR73	Y63、Y71	205	170	245	230	140	115	392	300	251	18	40	80	43	12
	Y80							402							
	Y90							417							
	Y100、Y112M							464							
	Y132S、Y132M							490							
FR82 FR83	Y80	260	215	310	290	180	140	472	375	316	18	50	100	53.5	14
	Y90							487							
	Y100、Y112M							534							
	Y132S、Y132M							560							
	Y160M、Y160L							654							
FR92 FR93	Y80	310	250	365	340	225	160		440	386	22	60	120	64	18
	90														
	Y100、Y112M							594							
	Y132S、Y132M							620							
	Y160M、Y160L							714							
	Y180							750							
	Y200														

续表 32.1-185

型 号		a	图	e	l_1	图	k	k_0	b	s	d	l_1	t	u		
FRF72	Y63、Y71	250	b ₁	215	86		406	318	230	230	14	40	80	43	12	
	Y80						420									180
	Y90						435									
FRF73	Y100、Y112M	300	a ₁	276	130		482	318	230	230	14	40	80	43	12	
	Y132S、Y132M						508									
FRF82	Y80	300	b ₁	265	110		492	318	230	230	14	40	80	43	12	
	Y90						507									230
FRF83	Y100、Y112M	350	a ₁	300	160		554	395	290	250	18	50	100	53.5	14	
	Y132S、Y132M						580									
FRF92	Y80	350	b ₁	300	130		616	462	340	250	18	60	120	64	18	
	Y90						642									
FRF93	Y100、Y112M	450	a ₂	400	190		736	512	400	350	18	70	140	74.5	20	
	Y132S、Y132M						772									
FRF102	Y160M、Y160L	350	b ₁	300	135		660	512	400	350	18	70	140	74.5	20	
	Y180						686									250
FRF103	Y200	450	a ₂	400	195		780	512	400	350	18	70	140	74.5	20	
	Y225						816									

注：生产厂：杭州减速机厂。

- ① k 为带输入法兰的尺寸，减速器可配 Y 系列标准电机；
- ② k_0 为不带输入法兰时的尺寸，减速器只能配专用电机。

9.15 其他类型的齿轮减速器

(1) FJ 型圆柱、圆锥齿轮减速器

1) 本系列减速器采用圆柱齿轮与弧齿锥齿轮减速，有 FJ 型（标准型）；FJA 型（其输出轴设计成中空结构，搅拌轴可穿过输出轴并在减速器的两端设有大跨距独立支承，使搅拌轴的挠曲与减速器传动部分互不干涉，其结构虽复杂，但

使用维修方便）；FJB 型（大跨距型）；FJC 型（双轴型）；FJD 型（底搅拌型）。该系列减速器采用方箱积木式结构，组合方便，型式多样，而且还可根据用户需要特殊设计。减速器采用飞溅式润滑，还有特殊的隔油结构，可保证在任何时候均不漏油。

2) 型号标记示例

3) 主要技术参数及外形尺寸见表 32.1-186。

FJ5B Y 18.5/120 - II - 204

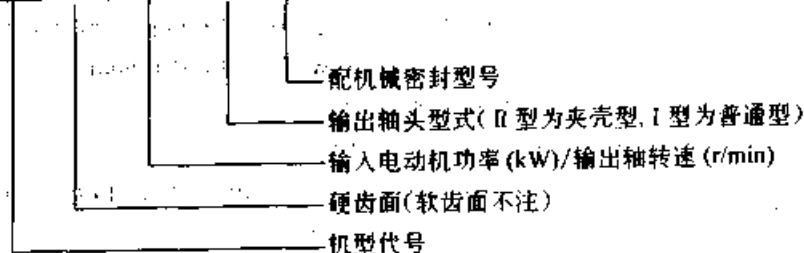
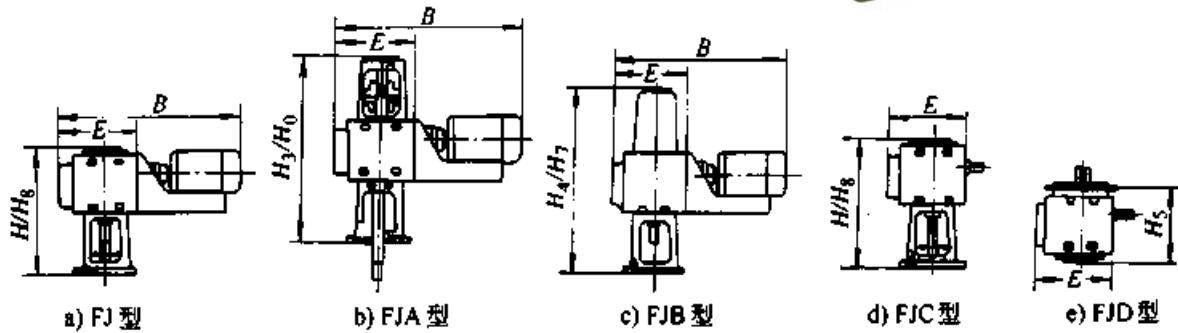


表 32.1-186 FJ 型圆柱、圆锥齿轮减速器

星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识版权！



型号	减速比	输入功率/ kW	输出转速/ (r/min)	出轴许用 转矩/ kN·m	外形尺寸/mm						重量/ kg
					H/H ₈	H ₃ /H ₀	H ₄ /H ₇	H ₅	E	B _{max}	
FJ1	15~10	0.55~1.5	65~150	0.12	700/800	800/1 000	980/1 080	350	385	750	188
FJ2	20~10	0.75~4	50~150	0.35	700/800	800/1 000	980/1 080	350	385	900	250
FJ3	20~10	2.2~7.5	50~150	0.8	850/950	980/1 180	1 160/1 260	450	475	1 050	350
FJ4	20~10	5.5~15	50~150	1.15	1 000/1 100	1 150/1 370	1 420/1 520	560	585	1 250	520
FJ5	20~10	7.5~22	50~150	2.0	1 080/1 230	1 350/1 570	1 720/1 870	600	600	1 350	750
FJ6	20~10	11~37	50~150	3.3	1 320/1 470	1 520/1 770	1 850/2 000	810	720	1 600	1 000
FJ7	20~10	18.5~55	50~150	5.0	1 450/1 600	1 620/1 920	2 050/2 200	880	800	1 800	1 400
FJ8	20~10	30~90	50~150	8.0	1 520/1 670	1 620/1 920	2 100/2 250	920	900	2 000	2 000
FJ9	20~10	45~160	50~150	12.75	1 650/1 850	1 820/2 020	2 360/2 560	1 000	1 000	2 400	2 800

生产厂：温州市江南减速机厂。

(2) LPJ、LPB 型立式平行轴齿轮减速器

1) LPJ、LPB 型是立式平行轴渐开线齿轮减速器，它是在 LC 型两级齿轮减速器基础上吸取国外先进技术和样机而设计的，根本克服了漏油隐患，降低了噪音。电机与减速器采用弹性联

轴器联接，检修、换件方便。

2) LPB 型为超长轴型搅拌减速器，配套的搅拌器的轴较长，适用于超长搅拌装置。

3) 型号标记示例

4) 主要技术参数及外形尺寸见表 32.1-187。

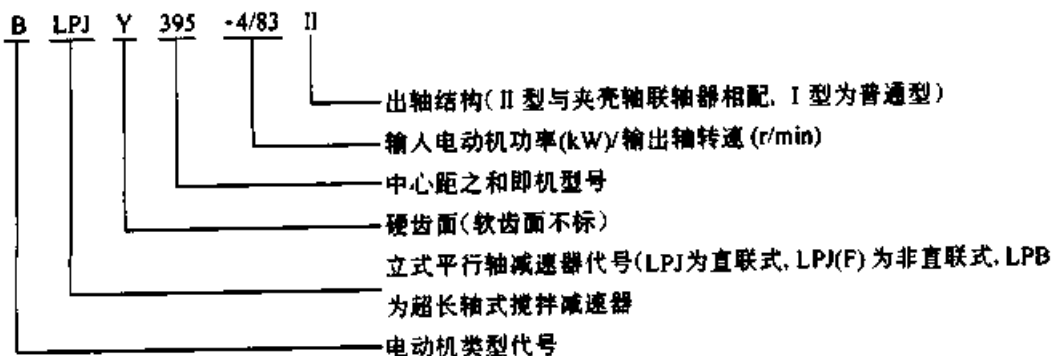
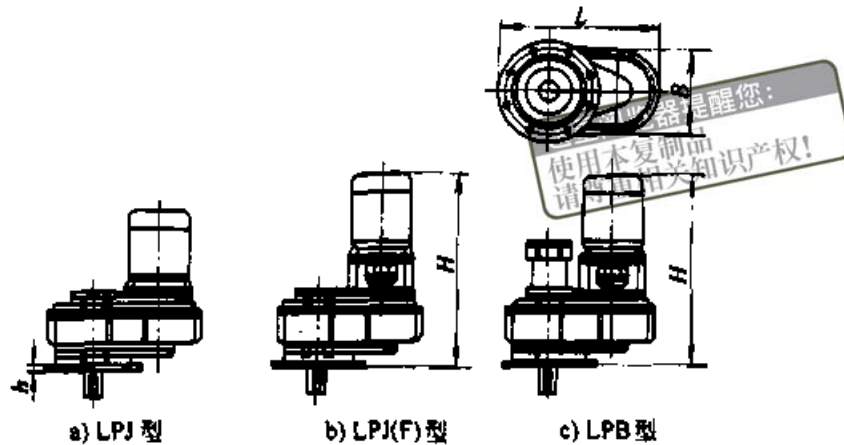


表 32.1-187 LPJ、LPB 型立式平行轴减速器



型号	减速比	输入功率 P/kW	输出转速/ (r/min)	出轴许用 转矩/ $kN \cdot m$	外形尺寸/mm				重量/ kg	备注
					L	B	H	直联式 H_3		
171	14~4.5	0.55~1.5	105~330	0.09	392	270	580~610	—	105	LPJ 和 LPB 型两级传动
192	16~4.5	0.55~4	62~330	0.16	530	350	657~747	—	150	
215	22~4.5	0.75~7.5	45~330	0.35	530	350	672~842	—	160	
240	22~4.5	2.2~22	34~330	1.1	600	400	780~1 080	—	220	
272	22~4.5	4~30	34~330	1.7	735	490	1 036~1 266	—	310	
305	22~4.5	7.5~45	34~330	3.0	735	490	1 141~1 306	—	324	
375	22~4.5	11~90	34~330	4.5	889	580	1 260~1 570	—	436	
500	22~4.5	18.5~160	34~330	9.0	1 050	720	1 755~1 935	—	985	
600	22~4.5	37~200	34~330	20	1 240	850	1 950~2 355	—	1 610	
311	40~14	0.55~1.5	37~105	0.15	580	330	730~770	550~600	100	LPJ、LPJ (F) 和 LPB 型三级传动
352	45~14	0.55~4	22~105	0.44	620	360	750~840	570~660	155	
395	45~14	1.1~11	22~105	1.295	640	400	870~990	680~800	188	
440	45~14	3~22	22~105	2.38	780	460	960~1 200	750~1 000	342	
496	45~14	7.5~45	22~105	4.45	930	500	1 260~1 365	1 020~1 125	327	
555	45~14	11~90	22~105	8.2	1 050	580	1 400~1 710	1 100~1 410	436	

注：生产厂：温州市江离减速机厂。

(3) LC、LC(A) 型立式两级圆柱齿轮减速器

1) 本系列减速器是两级同轴式斜齿圆柱齿轮立式减速器，允许正反两向运转。适用于各行业设备的减速装置，特别是搅拌减速装置，它具有传动平稳、噪声低、效率高、承载能力强、结构紧凑、重量轻等特点。同时还具有组合配套范围广，可配多种系列的电动机、无级变速器、机

架、联轴器及轴封，以适应有防爆要求的场所及工艺参数多变的工艺要求。

2) 本系列减速器有直联式、非直联式、双轴式三种，其输出轴有两种结构型式：I 型为夹壳式；II 型为普通圆柱形轴伸，电动机安装型式为 B5 或 V1。双轴式不带电机，其输入功率应根据输出轴许用转矩来定。

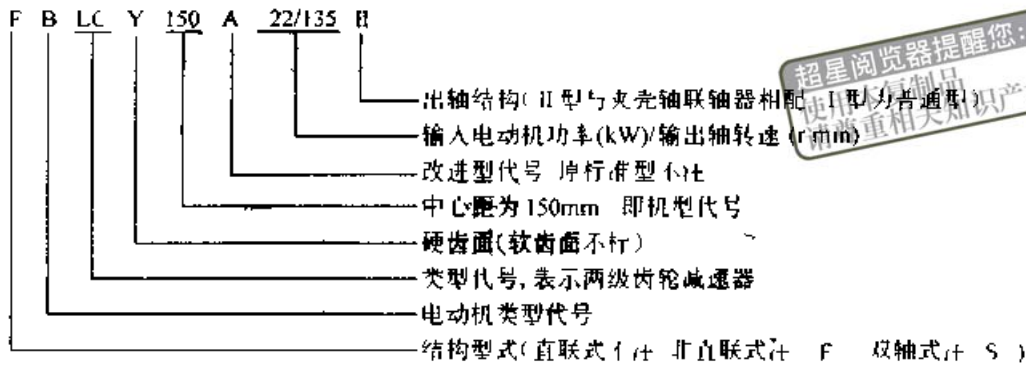
3) LC(A) 型系列减速器是 LC 系列的改

进产品。其主要改进是 增设润滑油泵, 采用循环喷油润滑以提高传动效率 增设密封装置, 提高密封性能杜绝漏油现象, 改进后的机体高度、

安装尺寸及参数均不变

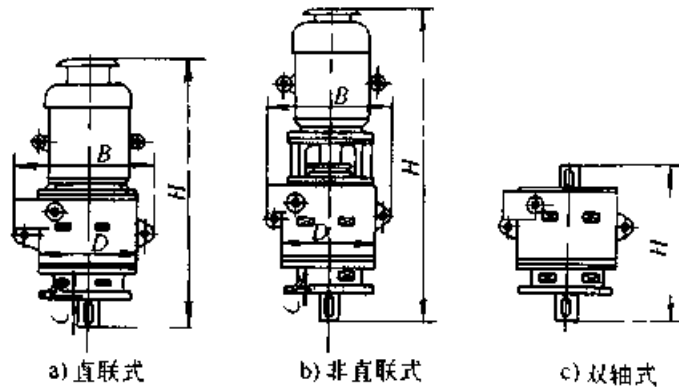
4) 型号标记示例

5) 主要技术参数及外形尺寸见表 32.1.188



超星浏览器提醒您:
 版权所有 侵权必究

表 32.1.188 LC、LC (A) 型立式两级圆柱齿轮减速机



型 号	中 心 距 / mm	输入 功率 / kW	输出转 速 / (r/min)	减 速 比	出 轴 许 用 转 矩 /kN·m	外 形 尺 寸 /mm				自 身 重 量 /kg		带 电 机 重 量 /kg	
						B	H	H	H	直 联	非 直 联	直 联	非 直 联
LC50	50	0.18~ 0.37	85~ 250	12~6	0.03	215	350~ 390	—	300~320	34	—	44~46	—
LC75	75	0.55~ 1.5	85~250	12~6	0.09	314	582~ 622	720~ 760	379 399	59	80	81~96	102~ 117
LC100、 LC100A	100	1.1 5.5	85 250	12~6	0.328	398	618~ 816	818~ 981	495 515	104	136	137~ 184	169~ 216
LC125、 LC125A	125	2.2~ 18.5	65~250	12~6	0.81	495	868~ 1148	1026~ 1346	595 625	184	230	242~ 394	288~ 440
LC150、 LC150A	150	7.5~ 37	65~ 250	12~6	2.289	575	1090~ 1370	1290~ 1570	663 693	299	382	465 619	548~ 702
LC200A	200	18.5~ 90	65~ 250	12~6	3.283	775	1459~ 1749	1679~ 1999	744 754	662	796	1022~ 1442	1156~ 1576
LC250A	250	30~ 160	65~ 250	12~6	5.83	920	1683~ 2108	1973~ 2398	863 883	883	1040	1413~ 2123	1570~ 2280
LC325A	325	55~ 315	65~ 250	12~6	15.0	1255	2300~ 2500	2690~ 2890	1230 1250	2040	2560	—	3525~ 4010

生产厂 温州市江南减速机厂。

(4) DC LDC型单级圆柱齿轮减速器

1) DC系列单级齿轮减速器分有DC型——立式 LDC型——立式大跨距 DCW型——卧式(可立装)等三种结构型式。它适用于搅拌轴转速较高的场合,如涡轮式、旋浆式搅拌器的驱动。其适用条件:高速轴最高转速不超过1500 r/min;工作环境温度为-40~45℃,可正反两向运转。输出轴轴头结构型式有I型、II型两种(卧式为F型一种)。

2) 本系列减速器于1991年进行了改进设

计,噪音指标控制在80 dB(A)以下,润滑系统改进后,可杜绝漏油。

3) LDC型减速器,增大了输出轴的轴承间距,为大跨距型减速器。它具有机型相对高度低,轴承间距大的特点。采用长搅拌轴可以在没有其它支承的情况下,借助刚性联轴器与搅拌轴直联使用,所以它适用于超长搅拌装置,同时在某种场合也可以不配机架使用。

4) 型号标记示例

5) 主要技术参数及外形尺寸见表32.1.189

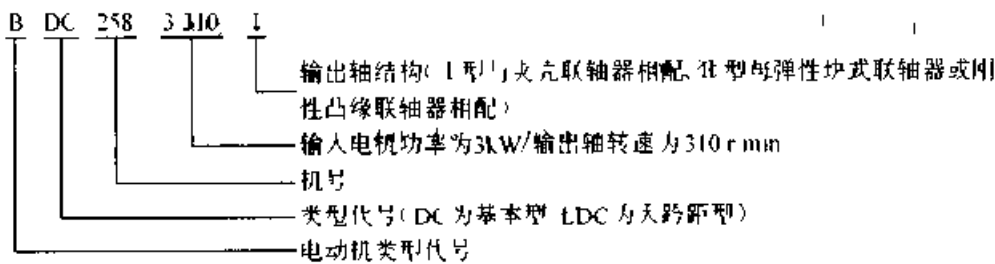
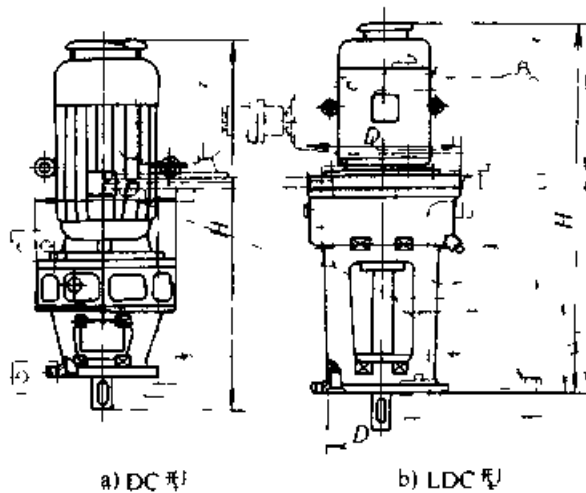


表 32.1.189 DC-LDC型单级圆柱齿轮减速器



型 号	输入功率/ kW	输出转速/ (r/min)	减 速 比	出轴许用 转 矩 /kN·m	外形尺寸/mm		重 量/ kg	备 注
					D	H		
DC 215	0.55~3	170~580	5.38~2.53	0.060	275	474~549	158	
LDC215	0.55~3	170~580	5.38~2.53	0.06	275	595~670	70	
DC 258	1.1~11	170~580	5.38~2.53	0.24	335	521~751	91	
LDC 258	1.1~11	170~580	5.38~2.53	0.24	335	680~910	120	
DC 344	2.2~22	170~580	5.38~2.53	0.6	425	671~991	155	
LDC 344	2.2~22	170~580	5.38~2.53	0.6	425	852~1172	210	
DC 430	11~45	170~580	5.38~2.53	1.0	530	932~1174	343	
LDC 430	11~45	170~580	5.38~2.53	1.0	530	1165~1425	440	

生产厂 温州市江南减速机厂。

(5) JY 系列硬齿面圆柱齿轮减速器

JY 系列硬齿面圆柱齿轮减速器是采用日本与西德的技术, 经优化设计, 具有国外同类产品水平。本产品广泛应用于冶金、矿山、起重、运输、水泥、建筑、化工、纺织、印染、制药等工业部门。

1) 减速器适用范围如下:

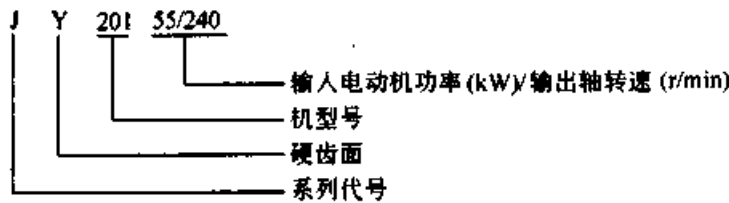
- ① 高速轴转速不大于 1 500 r/min。
- ② 齿轮传动圆周速度不大于 20 m/s。
- ③ 工作环境温度为 -40 ~ 45℃, 如果低于 0℃, 启动前润滑油应预热至 0℃ 以上, 本减速

器可用于正反两个方向运转。

2) 减速器具有如下特点:

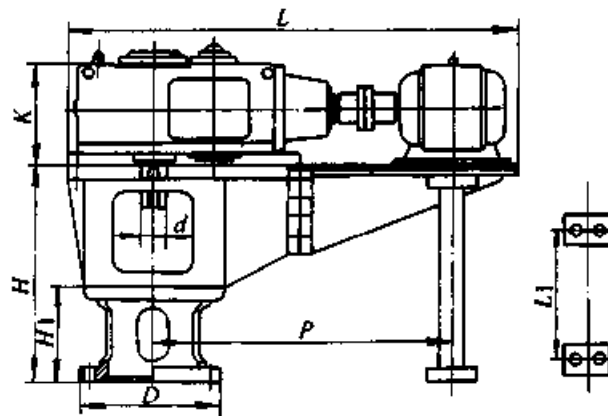
- ① 减速比范围宽 公称传动比单级为 1.25 ~ 5.6, 双级为 6.3 ~ 20, 三级为 22.4 ~ 110。
- ② 机械传动效率高 单级大于 96.5%, 双级大于 93%, 三级大于 90%。
- ③ 运转平稳、精度高、可靠性高、噪音低。
- ④ 体积小、重量轻、使用寿命长、承载能力高。
- ⑤ 易于拆检, 易于安装。

3) 型号标记示例



4) 主要技术参数及外形尺寸见表 32.1-190。

表 32.1-190 JY 型盖用大功率硬齿面齿轮减速器



型号	传动比	输入功率/ kW	输出转速/ (r/min)	出轴许用转矩/ N·m	外形尺寸/mm							
					d	D	H1	H	K	L	L1	P
JY201	6.3~12.5	30~55	80~240	2 376	95	520	500	1 125	310	1 775	500	1 248
JY202	10~12.5	45~55	80~150	6 230	110	670	500	1 170	360	2 170	500	1 560
JY203	6.3~10	75~90	100~240	7 120	110	670	500	1 170	400	2 170	500	1 560
JY204	6.3~7.1	90~132	140~240	5 700	110	670	500	1 170	450	2 170	500	1 560
JY205	6.3~12.5	75~160	80~240	8 550	130	800	520	1 220	470	2 540	550	1 780
JY206	6.3~12.5	90~200	80~240	11 660	140	800	520	1 220	520	2 540	550	1 780
JY207	6.3~12.5	132~250	80~240	16 190	160	880	500	1 320	530	2 730	550	1 920
JY208	6.3~10	180~315	100~240	16 325	160	880	500	1 320	640	2 730	550	1 920
JY209	6.3~12.5	160~315	80~240	20 410	180	1 040	530	1 500	700	3 030	650	2 100
JY210	6.3~12.5	200~315	80~240	25 710	200	1 140	530	1 600	750	3 210	650	2 244

生产厂: 温州市江南减速机厂。

第2章 圆弧圆柱齿轮传动及其装置

1 概述

圆弧圆柱齿轮（简称圆弧齿轮）传动作为一种新型齿轮传动形式，具有承载能力高、使用寿命长、制造工艺简单、生产成本低等优点。目前，圆弧齿轮传动已在我国的石油、冶金、矿山、建材、起重运输、通用减速器等低速重载行业和化工、透平压缩、制氧、鼓风机等高速行业中得到了广泛的应用。

我国的圆弧齿轮传动以中硬齿面和软齿面传动应用为主，但近几年碳氮共渗和渗碳淬火的硬齿面齿轮传动也开始在生产中应用。

本章主要介绍圆弧齿轮传动的基本原理、几何计算、设计和通用系列产品的性能。

圆弧齿轮传动的主要特点有：

1) 圆弧齿轮的齿形参数可灵活设计，齿廓半径、齿高、齿腰和齿根的厚度等可按强度要求和应用要求进行调节，从而设计出满足不同应用要求的齿轮传动形式。

2) 圆弧齿轮的齿廓是凸凹啮合，有较大的综合曲率半径，因此有很高的接触强度。同时，对于分阶式双圆弧齿轮传动，其齿根的厚度较大，轮齿的弯曲强度也提高很多。

3) 在圆弧齿轮传动的啮合过程中，接触区域以较高的滚动速度沿齿宽方向移动，其移动速度比齿轮的圆周速度大许多，容易形成弹流润滑油膜，使齿面间的摩擦损耗降低，齿面磨损减小，传动效率提高。

4) 圆弧齿轮传动过程中，齿廓曲线上各点的相对滑动速度近似相等，齿面磨损均匀，跑合性能好，齿面的正常磨损无损于齿形精度。跑合工艺能起到装配后的对研精加工的作用。

5) 圆弧齿轮传动是点啮合传动，在满载工作前，必须经过跑合磨损，使理论上的点接触经跑合和承载变形后成为局部的面接触。只有经过充分跑合的圆弧齿轮副才能具有较高的承载能力和较长的使用寿命。

6) 圆弧齿轮传动的端面齿廓属于非共轭齿

廓，中心距变动误差和切齿深误差影响齿面的接触点位置。误差过大时，会破坏正常啮合，影响齿轮副的承载能力。因此在加工和安装时，要严格保证切齿深度和中心距的安装精度。

2 圆弧圆柱齿轮传动的基本原理及类型

2.1 基本原理

圆弧齿轮是指用在法面内工作齿廓为圆弧的基本齿条经过包络运动所形成的斜齿圆柱齿轮。

在满足一定条件时，将上述的一对齿轮组装成平行轴圆柱齿轮传动，就形成了一种轴向共轭、点接触齿轮传动，即圆弧齿轮传动在轮齿啮合的每一个瞬间均为点接触。这些瞬时接触点分别在两个齿轮齿面上的集合形成了一对共轭螺旋线，称为接触螺旋线（亦称接触迹线），而这些瞬时接触点在固定空间的轨迹是一条与传动轴线平行的直线，称为啮合线。一对作共轭啮合运动的圆弧齿轮之间的运动关系完全可以归结为一对共轭的接触螺旋线之间的相对运动，如图32.2-1所示。

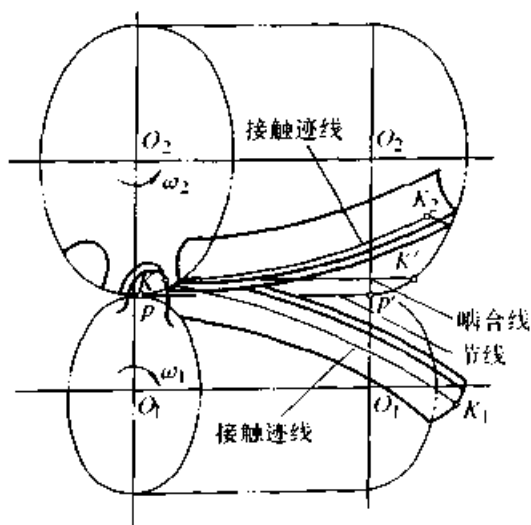


图 32.2-1 圆弧齿轮传动的啮合线和接触迹线

当两齿轮相对转动时，分别位于两个齿面上的共轭接触迹线 KK_1 和 KK_2 沿啮合线 KK' 作相

对滚动，瞬时接触点 K 在固定空间以匀速 v_0 沿与传动轴线平行的啮合线 KK' 移动。瞬时接触点在啮合线上移动的速度为

$$v_0 = p_1 \omega_1 = p_2 \omega_2 \quad (32.2-1)$$

两条共轭接触螺旋线的螺旋参数分别为

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= d_1 \cot \beta_1 / 2 \\ p_2 &= d_2 \cot \beta_2 / 2 \end{aligned} \right\} \quad (32.2-2)$$

式中 d_1 、 d_2 ——小齿轮、大齿轮的节圆直径；
 β_1 、 β_2 ——小齿轮、大齿轮节圆上的螺旋角。

根据式 (32.2-1)、(32.2-2) 得两齿轮的传动比为

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{d_2 \cot \beta_2}{d_1 \cot \beta_1} \quad (32.2-3)$$

要保证瞬时传动比不变，必须是传动比等于齿数比，也必然为节圆直径之比，即

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{m_{n2} z_2 / \cos \beta_2}{m_{n1} z_1 / \cos \beta_1} \quad (32.2-4)$$

由此得

$$\beta_1 = \beta_2 = \beta; \quad m_{n1} = m_{n2} = m_n$$

式中， m_n 为齿轮的法面模数。

图 32.2-2 是圆弧齿轮传动在端截面内的啮合简图。凸齿齿廓在啮合点 K 处的曲率中心为 O_a (对于 GB/T 12759—1991 齿形， O_a 位于节圆上)，凹齿齿廓在啮合点 K 处的曲率中心为

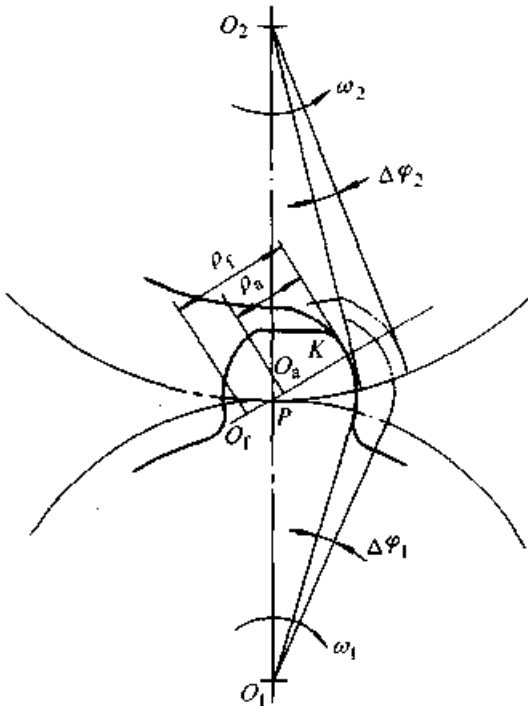


图 32.2-2 圆弧齿轮传动的端面啮合简图
 O_i 。为了降低对加工和装配误差的敏感性，一般

情况下，在啮合点 K 处，凹齿齿廓的曲率半径 ρ_s 要稍大于凸齿齿廓的曲率半径 ρ_a 。由 Willis 定理可知，在啮合点 K 处两齿面的公法线必须通过节点 P ，即 KO_aPO_i 共线。当凸齿齿轮转过角度 $\Delta\varphi_1$ 时，凹齿齿轮也以一定的传动比转过 $\Delta\varphi_2$ ，这时该端面内两齿廓之间出现间隙而脱离啮合，而在另一端面内产生新的啮合点。由此可见，圆弧齿轮传动的端面重合度等于零。为了保证连续传动，圆弧齿轮传动必须是斜齿轮传动，其纵向重合度 (简称重合度) 必须大于 1。

综上所述，圆弧齿轮传动实现定传动比的条件是：相啮合齿廓不发生干涉，螺旋角大小相等而方向相反，模数相等，重合度大于 1。

2.2 齿面方程和诱导主曲率半径

圆弧齿轮的齿面方程是计算齿轮测量尺寸和齿面诱导主曲率半径的基础。圆弧齿轮的齿面是基本齿条在相对运动中的包络面，所以圆弧齿轮的齿面方程可根据基本齿条齿形及其相对运动关系求得。

设 $O_n x_n y_n z_n$ 为与基本齿条法面固连的坐标系， $oxyz$ 为与齿轮固连的坐标系 (如图 32.2-3 所示)，则由法面齿廓为圆弧的基本齿条所产生的圆弧齿轮齿面方程为：

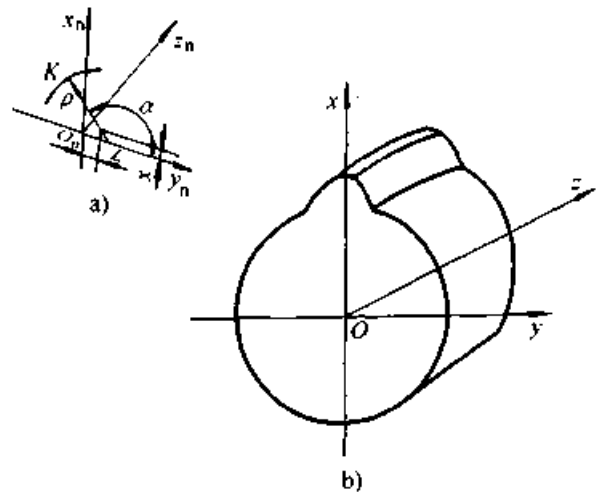


图 32.2-3 圆弧齿轮齿面方程的坐标系

$$\left. \begin{aligned} x &= (\rho \sin \alpha + x + r) \cos \varphi - (\rho \sin \alpha + x) \cot \alpha \cos \beta \sin \varphi \\ y &= (\rho \sin \alpha + x + r) \sin \varphi + (\rho \sin \alpha + x) \cot \alpha \cos \beta \sin \varphi \\ z &= p\varphi + x \cot \alpha \cos \beta \cot \beta - \rho \cos \alpha \sin \beta - \frac{L}{\sin \beta} \end{aligned} \right\} \quad (32.2-5)$$

式中 ρ ——基本齿廓的圆弧半径；

- α ——压力角参数 (基本齿廓上一点和其圆心连线与 y_n 轴正向的夹角, 从 y_n 轴正方向开始, 逆时针方向为正值);
- x ——齿廓圆心在 x_n 轴上的坐标值;
- r ——齿轮节圆半径;
- φ ——转角参数;
- β ——齿轮节圆螺旋角。对右旋齿轮取正值, 左旋齿轮取负值;
- p ——螺旋参数;
- L ——齿廓圆心在 y_n 轴上的坐标值。

理论上圆弧齿轮传动在每一瞬时均为点接触, 但经过跑合后, 在啮合点处凸、凹齿廓的曲率半径趋于相等, 导致两齿面的法向齿廓沿齿高方向呈线接触, 则在该方向的诱导主曲率为零 (图 32.2-4)。而在垂直于瞬时接触线 L_n 方向的截面 ($n-n$) 内, 这时另一个方向的诱导主曲率半径可应用微分几何理论和上述的齿面方程近似计算如下:

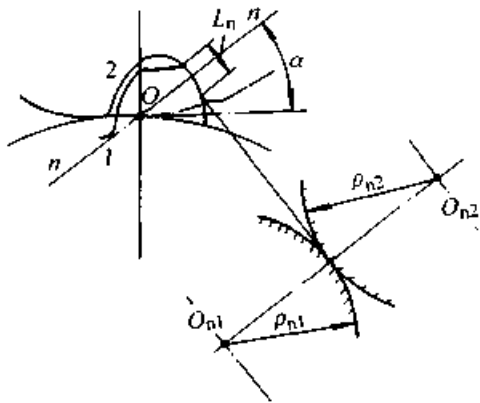


图 32.2-4 跑合后圆弧齿轮传动的齿面接触情况

$$\rho_n = \frac{\rho_{n1}\rho_{n2}}{\rho_{n1} + \rho_{n2}} = \frac{au}{(1+u)^2 \sin\alpha \sin^2\beta} \quad (32.2-6)$$

式中 u ——齿数比, $u = z_1/z_2$;
 a ——齿轮传动的中心距。

经过良好跑合的圆弧齿轮传动的诱导曲率半径比渐开线齿轮传动的诱导曲率半径大得多, 且当其受载变形后, 线接触变为局部的面接触, 使得齿面接触应力大幅度下降, 承载能力大为提高。但这一切必须以良好的跑合为前提。所以, 圆弧齿轮的跑合对其承载能力的提高具有十分重要的意义。

2.3 圆弧齿轮传动的类型

一般情况下, 为了避免齿形干涉, 设计制造时, 使圆弧齿轮的凸齿位于节圆以外, 凹齿位于节圆以内。当满足轴的强度和刚度要求时, 圆弧齿轮的齿数可以做得很少。

从齿形上划分, 圆弧齿轮传动分为单圆弧齿轮传动和双圆弧齿轮传动两种, 如图 32.2-5 所示。当基本齿条法面内的工作齿廓曲线只有一段圆弧 (凸弧或者凹弧) 组成时, 经过包络运动所形成的斜齿圆柱齿轮称为单圆弧齿轮。单圆弧齿轮传动中只有一对齿廓曲线参与啮合, 所以在同一轮齿上只有一条接触迹线。为了提高小齿轮的强度, 一般将小齿轮做成凸齿, 大齿轮作成凹齿, 大、小齿轮需要分别用两把滚刀加工。

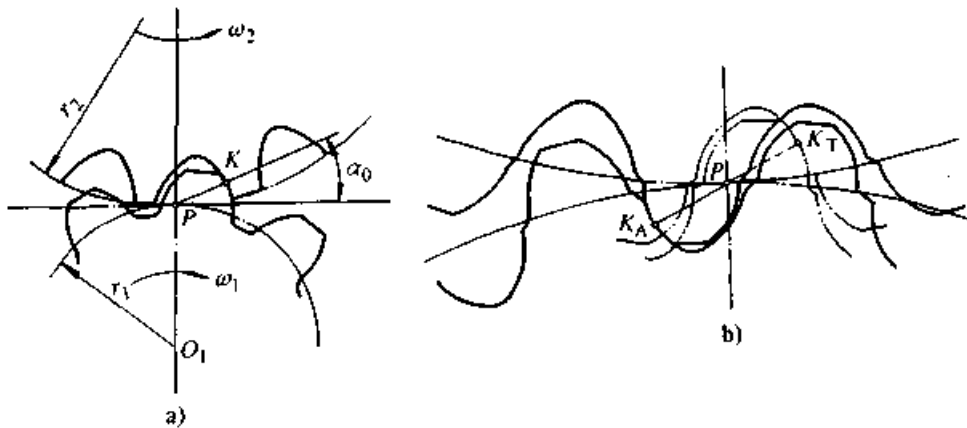


图 32.2-5 圆弧圆柱齿轮传动的类型

a) 单圆弧齿轮传动 b) 双圆弧齿轮传动

当基本齿条法面内的工作齿廓是由上半部分为凸弧、下半部分为凹弧的曲线构成时, 经过包

络运动所形成的斜齿圆柱齿轮称为双圆弧齿轮。可以把双圆弧齿轮的齿廓看作是单圆弧齿轮的

凸、凹齿廓组合在一个轮齿上形成的。齿顶部分的齿廓为凸齿，齿根部分的齿廓为凹齿。在啮合过程中，同一轮齿上存在两条接触迹线。同时参与啮合的点数较单圆弧齿轮传动增加一倍，其承载能力比单圆弧齿轮传动有更大的提高，所以目前双圆弧齿轮传动已逐步取代单圆弧齿轮传动。

2.4 单圆弧齿轮滚刀法面齿形

我国原机械工业部在 1967 年颁布了单圆弧

齿轮滚刀的齿形标准——JB/T 929—1967《圆弧齿轮滚刀法面齿形的标准》^①。此标准规定了单圆弧齿轮滚刀法面齿形及其参数。加工凸齿的滚刀法面齿形见图 32.2-6a，加工凹齿的滚刀法面齿形见图 32.2-6b，滚刀的法面齿形参数和接触点处侧隙见表 32.2-1。图表中的参数名称和代号参照 GB/T 12759—1991《双圆弧圆柱齿轮基本齿廓》作了适当的调整。

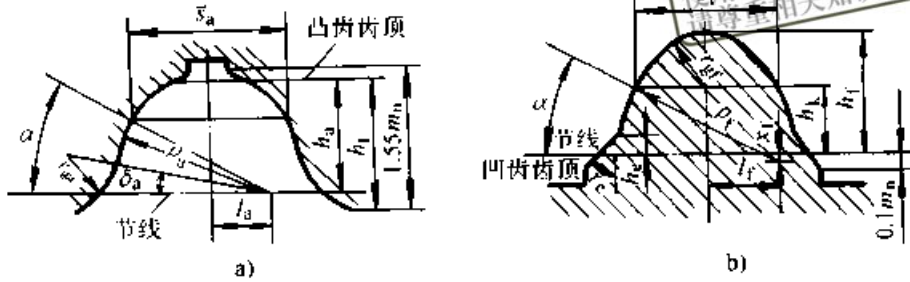


图 32.2-6 单圆弧齿轮滚刀法面齿形
a) 加工凸齿用 b) 加工凹齿用

表 32.2-1 单圆弧齿轮滚刀法面齿形参数 (摘自 JB/T 929—1967)

参数名称	代号	加工凸齿		加工凹齿	
		$m_n = 2 \sim 30 \text{ mm}$	$m_n = 2 \sim 6 \text{ mm}$	$m_n = 7 \sim 30 \text{ mm}$	
压力角	α	30°	30°		
接触点到节线距离	h_k	$0.75 m_n$	$0.75 m_n$		
全齿高	h	$h_1 = 1.5 m_n$	$h_2 = 1.36 m_n$		
齿顶高	h_a	$h_{a1} = 1.2 m_n$	$h_{a2} = 0$		
齿根高	h_f	$h_{f1} = 0.3 m_n$	$h_{f2} = 1.36 m_n$		
齿廓圆弧半径	ρ_a, ρ_f	$\rho_a = 1.5 m_n$	$\rho_f = 1.65 m_n$	$\rho_f = 1.55 m_n + 0.6$	
齿廓圆心移距离	x_a, x_f	$x_a = 0$	$x_f = 0.075 m_n$	$x_f = 0.025 m_n + 0.3$	
齿廓圆心偏移量	l_a, l_f	$l_a = 0.529 m_n$	$l_f = 0.628 9 m_n$	$l_f = 0.552 3 m_n + 0.519 6$	
接触点处齿厚	\bar{s}_a, \bar{s}_f	$\bar{s}_a = 1.54 m_n$	$\bar{s}_f = 1.541 6 m_n$	$\bar{s}_f = 1.561 6 m_n$	
接触点处槽宽	\bar{e}_a, \bar{e}_f	$\bar{e}_a = 1.601 6 m_n$	$\bar{e}_f = 1.60 m_n$	$\bar{e}_f = 1.58 m_n$	
接触点处侧隙	j	—	$0.06 m_n$	$0.04 m_n$	
凸齿工艺角	δ_a	$8^\circ 47' 34''$	—		
凹齿齿顶倒角	γ_f	—	30°		
凹齿齿顶倒角高度	h_c	—	$0.25 m_n$		
齿根圆弧半径	r_g	$0.624 8 m_n$	$0.622 7 m_n$	$\frac{2.935 m_n + 0.9}{2}$ $\frac{l_f^2}{2(0.165 m_n + 0.3)}$	

① 本标准已于 1994 年废止，但考虑到许多工厂仍在使用该齿形生产单圆弧齿轮，在此列出相关参数供查阅。

2.5 双圆弧齿轮基本齿廓

我国使用的双圆弧齿轮的基本齿廓是分阶式双圆弧齿廓。其基本齿廓是将凸、凹齿廓进行切向变位，凸凹齿之间用过渡圆弧相连，呈现台阶形，从而加大了齿根厚度。这种齿廓啮合时，非工作齿面间形成较大的空隙，既避免了非工作齿面的接触，又增加了保存齿面润滑油的空间，同时，因为加大了齿根的厚度，大大提高了圆弧齿

轮的弯曲强度。

我国在1991年颁布了GB/T 12759—1991《双圆弧圆柱齿轮 基本齿廓》标准。标准中规定的基本齿廓是指基本齿条在法平面内的齿廓，见图32.2-7。该标准适用于法向模数为1.5~50 mm的双圆弧圆柱齿轮传动，其基本齿廓齿形参数见表32.2-2，双圆弧圆柱齿轮的啮合侧隙见表32.2-3。侧隙是由基本齿廓决定的。

表 32.2-2 双圆弧齿轮基本齿廓参数 (摘自 GB/T 12759—1991)

序号	参数名称	代号	法向模数 m_n/mm					
			1.5~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32	>32~50
1	压力角	α_n	24°	24°	24°	24°	24°	24°
2	全齿高	h^*	2	2	2	2	2	2
3	齿顶高	h_a^*	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
4	齿根高	h_f^*	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1
5	凸齿齿廓圆弧半径	ρ_a^*	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
6	凹齿齿廓圆弧半径	ρ_f^*	1.420	1.410	1.395	1.380	1.360	1.340
7	凸齿齿廓圆心移距量	x_a^*	0.016 3	0.016 3	0.016 3	0.016 3	0.016 3	0.016 3
8	凹齿齿廓圆心移距量	x_f^*	0.032 5	0.028 5	0.022 4	0.016 3	0.008 1	0.000 0
9	凸齿齿廓圆心偏移量	l_a^*	0.628 9	0.628 9	0.628 9	0.628 9	0.628 9	0.628 9
10	凹齿齿廓圆心偏移量	l_f^*	0.708 6	0.699 4	0.695 7	0.682 0	0.663 8	0.645 5
11	凸齿接触点处弦齿厚	$\overline{s_a^*}$	1.117 3	1.117 3	1.117 3	1.117 3	1.117 3	1.117 3
12	接触点到接触点的距离	h_k^*	0.545 0	0.545 0	0.545 0	0.545 0	0.545 0	0.545 0
13	过渡圆弧和凸齿圆弧的切点到节线的距离	h_{jp}^*	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
14	过渡圆弧和凹齿圆弧的切点到节线的距离	h_{jf}^*	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
15	凹齿接触点处槽宽	$\overline{e_f^*}$	1.177 3	1.177 3	1.157 3	1.157 3	1.157 3	1.157 3
16	凹齿接触点处弦齿厚	$\overline{s_f^*}$	1.964 3	1.964 3	1.984 3	1.984 3	1.984 3	1.984 3
17	凸齿工艺角	δ_1	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"
18	凹齿工艺角	δ_2	9°25'31"	9°19'30"	9°10'21"	9°0'59"	8°48'11"	8°35'01"
19	过渡圆弧半径	r_j^*	0.504 9	0.504 3	0.488 4	0.487 7	0.486 8	0.485 8
20	齿根圆弧半径	r_g^*	0.403 0	0.400 4	0.371 0	0.366 3	0.359 5	0.352 0
21	齿根圆弧和凹齿圆弧的切点到节线的距离	h_{vg}^*	1.018 6	1.018 6	1.023 6	1.021 0	1.017 6	1.014 5

注：表中带*号的尺寸参数，是指该尺寸与法向模数的比值，例如： $h^* = h/m_n$ ； $\rho_a^* = \rho_a/m_n$ 等。

表 32.2-3 双圆弧齿轮传动的侧隙 (根据 GB/T 12759-1991)

法向模数 m_n/mm	1.5~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32	>32~50
侧隙 j	$0.06m_n$	$0.06m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$

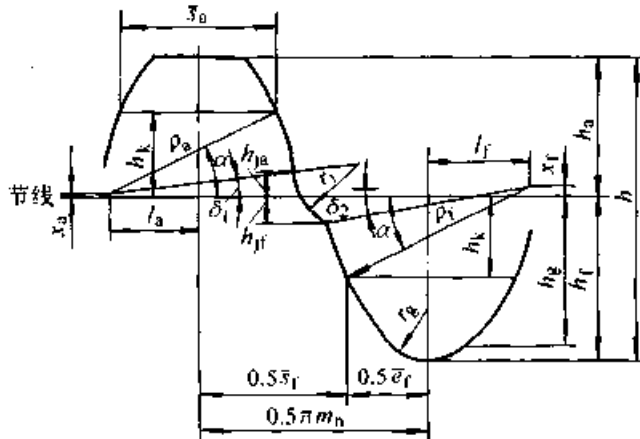


图 32.2-7 双圆弧圆柱齿轮基本齿廓

2.6 圆弧齿轮传动的啮合特性

圆弧齿轮传动的端面重合度为零，啮合的连续性主要靠纵向重合度（简称重合度）来保证。在啮合过程中接触点数和啮合齿对数是变化的，因此，重合度和接触点数直接影响其传动的平稳性和承载能力。

(1) 重合度与接触点数

重合度是指轮齿从开始接触到脱离接触，齿轮转过的角度和一个齿距所对应的转角之比。

单圆弧齿轮传动的重合度为

$$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (32.2-7)$$

式中 b ——有效齿宽（不包括齿端修薄宽度），人字齿轮为有效半齿宽；

p_x ——轴向齿距。

由于单圆弧齿轮传动的轮齿齿面只有一条接

触迹线，在啮合过程中，齿面上最少同时接触点数等于 ϵ_β 的整数部分。

圆弧齿轮传动的重合度也可由整数部分 μ_ϵ 和尾数部分 $\Delta\epsilon$ 来表示： $\epsilon_\beta = \mu_\epsilon + \Delta\epsilon$

双圆弧齿轮的同一轮齿上有两段工作齿廓（凸齿廓和凹齿廓），当一对齿轮副啮合时，在凸齿面和凹齿面上都可能接触点在移动，啮合情况比较复杂。这样，在考核双圆弧齿轮传动的啮合特性时，不仅要计算其重合度，还要计算同时接触点数和同时啮合齿对数。这两个参数不仅与有效齿宽和轴向齿距有关，而且还与同一齿面上凸齿和凹齿两接触点之间的轴向距离 q_{TA} 有关。 q_{TA} 的计算公式如下

$$q_{TA} = \frac{0.5\pi m_n - 0.5j + 2l_a + 2x_a \cot \alpha}{\sin \beta} \cdot 2 \left(\rho_a + \frac{x_a}{\sin \alpha} \right) \cos \alpha \sin \beta \quad (32.2-8)$$

由于双圆弧齿轮传动的两条接触迹线上的接触点不是同步进入啮合和脱离啮合，因此用多点接触系数来度量齿轮一个齿距的转角中各个接触点数在转角中的相对比率；用多对齿啮合系数来度量齿轮一个齿距的转角中各对啮合齿对数的相对比率。

双圆弧齿轮传动在啮合过程中，齿面接触点数和轮齿啮合对数的变化情况，可按表 32.2-4 和表 32.2-5 中的公式计算。表中的 n 是指有效齿宽 b 中含轴向齿距 p_x 的整倍数， $b = np_x + \Delta b$ ， Δb 为齿宽尾数。

表 32.2-4 多点接触系数计算表

名称	代号	公式及判别式		
		当 $\Delta b \leq p_x - q_{TA}$ 时	当 $p_x - q_{TA} < \Delta b < q_{TA}$ 时	当 $\Delta b \geq q_{TA}$ 时
2n 点接触系数	ϵ_{2nd}	$1 - \frac{2\Delta b}{p_x}$	$\frac{q_{TA} - \Delta b}{p_x}$	—
(2n+1) 点接触系数	$\epsilon_{(2n+1)d}$	$\frac{2\Delta b}{p_x}$	$2 - \frac{2q_{TA}}{p_x}$	$2 - \frac{2\Delta b}{p_x}$
(2n+2) 点接触系数	$\epsilon_{(2n+2)d}$	—	$\frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} - 1$	$\frac{2\Delta b}{p_x} - 1$

表 32.2-5 多对齿啮合系数计算表

名称	代号	公式及判别式	
		当 $\Delta b \leq p_x - q_{TA}$ 时	当 $\Delta b > p_x - q_{TA}$ 时
n 对齿啮合系数	ϵ_n	$1 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x}$	—
$(n+1)$ 对齿啮合系数	$\epsilon_{(n+1)}$	$\frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x}$	$2 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x}$
$(n+2)$ 对齿啮合系数	$\epsilon_{(n+2)}$	—	$\frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} - 1$

尽管双圆弧齿轮传动在啮合过程中的接触点数和啮合齿对数是按周期变化的,但在强度计算中,为了计算安全,只按最少同时接触点数并考虑受重合度尾数影响的接触系数之和来分配每个接触点所承受的载荷。

由于双圆弧齿轮传动有两条接触迹线,所以,当有效齿宽 b 小于轴向齿距 p_x 而大于 q_{TA} 时,齿轮仍可连续传动。即保证双圆弧齿轮传动连续啮合的基本条件是: $b \geq q_{TA}$,但从轮齿强度和传动平稳性方面考虑,建议 $b > p_x$ 。

双圆弧齿轮的一个轮齿从凸齿(或凹齿)开

始进入啮合,到凹齿(或凸齿)接触点脱离啮合,接触点在空间沿轴向总移动量为 $(b + q_{TA})$ 。故根据重合度的定义,双圆弧齿轮的总重合度为 $\epsilon_T = \frac{b + q_{TA}}{p_x} = \epsilon_\beta + \lambda$,其中,接触点距离

系数为 $\lambda = \frac{q_{TA}}{p_x}$

(2) 满足给定条件下齿宽的确定

由上节可知,齿宽的大小直接影响啮合时的同时接触点数和轮齿对数的多少。表 32.2-6 给出了根据啮合时最少啮合齿对数和最少接触点数,来选择齿宽的范围。

表 32.2-6 满足接触点数和啮合齿对数要求的齿宽 b 的选择范围

啮合时最少啮合齿对数和接触点数	齿宽 b 的选择范围
实现至少 n 对齿, $2n$ 点啮合	$np_x \leq b < (n+1)p_x - q_{TA}$
实现至少 $(n+1)$ 对齿, $2n$ 点啮合	$(n+1)p_x - q_{TA} < b < np_x + q_{TA}$
实现至少 $(n+1)$ 对齿, $(2n+1)$ 点啮合	$np_x + q_{TA} \leq b < (n+1)p_x$

实际设计中,最好根据上述边界条件,在增加齿宽不多的情况下,得到尽可能多的啮合齿对数和接触点数,以提高齿轮的实际承载能力。但为了降低圆弧齿轮的齿端应力和端面效应,设计齿宽时还须考虑齿宽尾数 Δb 对齿轮强度的影响。

3 圆弧圆柱齿轮传动几何参数和尺寸计算

圆弧齿轮传动的几何参数和尺寸计算与渐开

线齿轮传动的几何参数和尺寸计算基本相同,只是在重合度计算中略有差别。

3.1 模数

GB/T 1840—1989《圆弧圆柱齿轮模数》规定了适用于单圆弧和双圆弧圆柱齿轮的模数系列(表 32.2-7),表中的模数是指法向模数。选用时应优先采用第一系列。

表 32.2-7 圆弧圆柱齿轮模数系列(根据 GB/T 1840—1989)

(mm)

第一系列	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
第二系列		2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9		14	18	22	28	36	45	

3.2 几何参数和尺寸设计计算

在圆弧齿轮传动设计计算中,首先要确定其基本几何参数和啮合参数,如中心距、法向模

数、齿数、螺旋角、齿宽、重合度和齿轮的其他几何参数。

圆弧齿轮传动的几何参数和啮合参数计算方法见表 32.2-8。

表 32.2-8 圆弧圆柱齿轮传动的几何参数和啮合参数计算方法

参数名称	代号	计算公式	
		单圆弧齿轮	双圆弧齿轮
中心距	a	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$ 由强度计算或结构设计确定	
法向模数	m_n	$\frac{m_n}{a} = 0.01 \sim 0.02$ (特殊用途可达 0.04) 由弯曲强度计算或结构设计确定,并按表 32.2-7 取标准值	
齿数和	z_Σ	$z_\Sigma = \frac{2a\cos\beta}{m_n}$, 按初选螺旋角 β 计算 $\beta = 10^\circ \sim 20^\circ$ (单斜齿); $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ (人字齿)	
齿数	z	小齿轮 $z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+i} = \frac{2a\cos\beta}{(1+i)m_n}$ 大齿轮 $z_2 = iz_1$ 按给定传动比 $i \geq 1$ 计算,齿数取整数	
齿数比	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$ 校验传动比误差	
齿宽	b	单斜齿: $b = \phi_a a$, 齿宽系数 $\phi_a = 0.4 \sim 0.8$; 人字齿 $b = \phi_a a$, $\phi_a = 0.3 \sim 0.6$ (单边)	
螺旋角	β	$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$ (精确到秒以下)	
重合度	ϵ_β	$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b\sin\beta}{\pi m_n}$ b ——有效齿宽 (不计齿端修薄宽度)	
同一齿廓凸齿和凹齿两接触点间的轴向距离	q_{TA}	$q_{TA} = \frac{0.5(\pi m_n - j) + 2(t_a + x_a \cot\alpha)}{\sin\beta} - 2(\rho_a + \frac{x_a}{\sin\alpha})\cos\alpha\sin\beta$	
接触点距离系数	λ	$\lambda = q_{TA}/p_x$	
总重合度	ϵ_γ	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\beta$ $\epsilon_\gamma = \epsilon_\beta + \lambda$ (当 $\epsilon_\beta \geq \lambda$)	
分度圆直径	d	小齿轮 $d_1 = \frac{2az_1}{z_1 + z_2} = \frac{m_n z_1}{\cos\beta}$ 大齿轮 $d_2 = \frac{2az_2}{z_1 + z_2} = \frac{m_n z_2}{\cos\beta}$	
齿顶高	h_a	凸齿 $h_{a1} = 1.2m_n$ 凹齿 $h_{a2} = 0$	$h_a = 0.9m_n$
齿根高	h_f	凸齿 $h_{f1} = 0.3m_n$ 凹齿 $h_{f2} = 1.36m_n$	$h_f = 1.1m_n$

超星浏览器提醒您：
数字资源制品
请尊重知识产权！

续表 32.2-8

参数名称	代号	计算公式	
		单圆弧齿轮	双圆弧齿轮
全齿高	h	凸齿 $h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 1.5m_n$ 凹齿 $h_2 = h_{f2} = 1.36m_n$	$h = h_a + h_f = 2m_n$
齿顶圆直径	d_a	凸齿轮 $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ 凹齿轮 $d_{a2} = d_2$	小齿轮 $d_{a1} = d_1 + 2h_a$ 大齿轮 $d_{a2} = d_2 + 2h_a$
齿根圆直径	d_f	凸齿 $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ 凹齿 $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	小齿轮 $d_{f1} = d_1 - 2h_f$ 大齿轮 $d_{f2} = d_2 - 2h_f$
齿端修薄量 和修薄宽度(沿齿宽方 向)	ΔS ΔL	$\Delta S = (0.01 \sim 0.04)m_n$ 只修啮入端: $\Delta L = \Delta\epsilon p_x$ 、两端修薄: $\Delta L = \frac{1}{2}\Delta\epsilon p_x$ $\epsilon_\beta \geq 3$ 时小齿轮齿端须修薄, 有效齿宽应保证有足够的接触点数	

4 圆弧圆柱齿轮传动的参数选择和承载能力计算

4.1 圆弧齿轮的损伤形式及其防止措施

圆弧齿轮传动的主要损伤形式有: 齿端崩角、轮齿折断、齿面疲劳点蚀、齿面塑性变形、齿面胶合和齿面磨损等。具体产生何种损伤形式与齿轮传动的设计参数、齿轮材料的选择和硬度配对、加工精度、热处理质量、端部是否修薄、装配和跑合质量、润滑状况以及使用工况等有关。

4.1.1 齿端崩角

齿端崩角大多发生在主动轮的啮入端或工作齿面与端面成锐角的部分, 既可能发生在齿根部, 也可能发生在齿腰部。由于圆弧齿轮传动均是斜齿轮传动, 当轮齿进入啮合时, 接触迹首先出现在端部。因端部以外没有轮齿来分担作用于轮齿端部的载荷, 致使轮齿端部的齿根和齿腰应力增大, 产生齿端效应, 严重时导致齿端崩角。

为防止或减少圆弧齿轮传动中的崩角, 除提高加工精度、增加齿轮轴的刚度外, 最有效的措施是把主动齿轮的轮齿啮入端修薄。修薄量见表 32.2-8, 对高精度齿轮取较小值, 低精度齿轮取较大值; 对大模数齿轮取较小值, 小模数齿轮取较大值。修薄长度(齿宽方向) $\Delta L = \Delta\epsilon p_x$ ($\Delta\epsilon$ 为重合度的小数部分, $p_x = \pi m_n / \sin\beta$), 当两端

修薄时, $\Delta L = 0.5\Delta\epsilon p_x$, 此时 $\Delta\epsilon$ 应取较大值。要求修薄后的有效齿宽 $b \geq (\epsilon_\beta - \Delta\epsilon)p_x$ 。

从工艺上防止齿端崩角的最简单方法是采用齿端大倒角, 但这种方法实际上减少了有效齿宽, 并且不能减少啮入冲击。

对大螺旋角齿轮, 锐角端的强度削弱较严重, 更易产生崩角, 故此类情况必须进行齿端修薄。

对大重合度圆弧齿轮传动(重合度大于3), 虽然接触迹数目增加, 但齿端应力减小并不显著, 特殊情况下, 齿端应力大于轮齿中部应力, 也易产生崩角, 故此类情况须进行齿端修薄。

对高速圆弧齿轮传动, 为提高其运动的平稳性, 必须进行齿端修薄处理。

对没有进行齿端修薄处理的齿轮传动, 为了提高其在端面处的强度也可在装配时, 有意识地进行齿轮轴向错位, 让出部分主动轮的啮入端, 以减少或避免齿端效应。

4.1.2 轮齿折断

圆弧齿轮传动是点啮合传动, 齿面所承受的载荷集中在有限宽度的瞬时接触区上, 弯曲应力较大。当制造质量较好, 齿轮材料适中, 经过充分的跑合后再承载运行时, 圆弧齿轮的轮齿多数是由于疲劳折断而失效。当重合度较小时, 齿宽中部在啮合过程中, 同时工作的瞬时接触点数和瞬时啮合齿对数最少, 应力较大, 故常在齿宽中部发生轮齿折断。当重合度尾数较小时, 齿端也

有较大应力,断口可能延伸到轮齿端部。另外,当材料或热处理有缺陷、或齿轮有其他损伤(如点蚀、胶合等)、或有严重的过载或冲击,也可能引起轮齿的折断。

在不增加齿轮几何尺寸的条件下,加大模数和螺旋角可提高轮齿的弯曲强度。也可采用短齿制(即降低全齿高,增大轮齿厚度)的设计来提高圆弧齿轮传动的弯曲强度。

4.1.3 齿面疲劳点蚀

虽然圆弧齿轮传动的综合曲率半径大、接触强度较高,但若安装、跑合、使用不当时,也可能产生齿面疲劳点蚀。

在使用初期或在跑合过程中,由于齿面粗糙凸起部分的应力较大或在圆弧齿轮由“点”接触向“面”接触扩展过程中的接触应力超过齿面的疲劳极限会产生早期的疲劳点蚀。但随着跑合或运行时间增加,齿面接触面积扩大、接触应力减小,点蚀不再扩大。这种点蚀称为非进展性点蚀,它不影响齿轮传动的正常运转,并可能随齿面的跑合磨损而消失。

在经过一段时间运转,齿面的接触应力仍超过其接触疲劳极限时,随着运转时间的延伸,点蚀的面积扩大、数量增多,进而连成大片的剥落区域,引起冲击、振动和噪声增大,最后导致失效,这种点蚀称为进展性点蚀。且这些点蚀坑常会成为弯曲疲劳源,导致不规则的断齿。

圆弧齿轮齿面疲劳点蚀产生的主要原因有:

1) 轮齿的实际硬度偏低,达不到设计要求; 2) 未经跑合或跑合不充分,就进行满负荷运行,或长期超负荷运行; 3) 制造或装配误差较大,使齿面初始接触迹位置偏离理论接触迹位置较多或出现偏载,经跑合后仍不能使啮合齿面良好地贴合,使实际应力超过许用值; 4) 润滑油选用不合理,影响了油膜的形成。

防止或减少点蚀发生的主要措施有: 1) 提高圆弧齿轮传动的齿面硬度,采用中硬齿面或硬齿面; 2) 采用适当的跑合工艺,提高跑合效果,减少早期点蚀的产生; 3) 选用合适的润滑油,如采用极压性高黏度齿轮润滑油。

在相同的工况条件下,圆弧齿轮传动的润滑油黏度可选得比渐开线齿轮传动的高一些,在低速重载齿轮传动中,多采用 N320、N400 和 N460 极压工业齿轮油,在高速齿轮传动中多采

用 32 号和 46 号汽轮机油。圆弧齿轮润滑方式和润滑剂的选择可参见本篇第 1 章 6.3 节。

4.1.4 齿面塑性变形

齿面塑性变形是软齿面圆弧齿轮传动中所产生的一种损伤形式。由于圆弧齿轮传动齿面间的摩擦力沿齿廓曲线的切线方向,当齿面硬度较低,在过载或冲击载荷的作用下,若齿面润滑不良,致使齿面间的摩擦力增大,齿面应力超过其抗剪屈服极限,齿面金属将沿摩擦力方向流动,形成齿顶飞边,影响轮齿的正常传动,产生较大的振动和噪声。

避免齿面塑性变形的措施有:提高齿面硬度、加强润滑效果等。

4.1.5 齿面胶合

圆弧齿轮传动作为点啮合传动,当齿轮副的制造质量差或跑合不充分就满载运行时,局部接触应力很大,齿面温度升高,润滑油膜遭到破坏,就会使得啮合齿面间的金属直接接触,发生粘着,使金属从齿面上撕落下来,从而产生胶合现象。特别是对于大模数齿轮传动,齿廓半径差较大,齿面不易跑合,导致局部应力加大,而且齿面的相对滑动速度和由此而产生的摩擦发热也大,此时发生胶合的概率较高。

为了防止齿面胶合,首先应保证齿轮副的加工制造质量、安装精度及其进行充分的跑合,其次是选用极压齿轮润滑油和高黏度的润滑油,以保证齿轮副的充分润滑。对大模数齿轮或硬齿面齿轮,适当减小基本齿廓的半径差以改善跑合性能。在齿轮副材料的选择上,齿轮副可分别选用不同的材料,以降低材料间的可焊性和粘着性。

4.1.6 齿面磨损

圆弧齿轮的齿面磨损常发生在低速重载开式齿轮传动或软齿面齿轮传动中。其磨损分两类:跑合磨损和工作磨损。

跑合磨损是圆弧齿轮传动必须经历的一个过程。因为圆弧齿轮副理论上是点接触,只有通过跑合磨损将点接触扩展为面接触,圆弧齿轮才能发挥其优势。而且由于圆弧齿轮沿齿高各点的滑动速度近似相等(与渐开线齿轮不同),所以跑合磨损中沿齿高的磨损均匀,这样既扩大了接触面,又提高了齿轮精度,因此圆弧齿轮具有良好的跑合性能。在跑合初期,为了加速跑合,在确保不发生胶合的条件下,采用低速、重载和低黏

度油润滑。跑合完成后,接触面积增大,接触应力减小,同时采用高黏度油润滑,有利于润滑油膜的形成,齿面的磨损量就会急剧减少。

在正常工作条件下,圆弧齿轮副的工作磨损速度很慢,由于磨损引起失效的情况很少。但若润滑不良、齿面硬度较低,特别是在开式重载齿轮传动中,严重的工作磨损可使齿厚减薄,导致断齿。

减缓工作磨损的方法是,改善润滑条件,增加齿面硬度。

4.2 圆弧齿轮传动基本参数的选择

圆弧齿轮传动基本参数(模数、齿数、重合度、螺旋角、齿宽系数等)的选择对其承载能力和传动质量均有很大的影响,必须慎重选择。这些基本参数之间有密切联系,相互制约。在设计时,可根据具体工作要求,利用计算机技术合理地、优化地选配。这些参数之间有以下基本关系:

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos\beta} \quad \epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n}$$

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos\beta} \quad \varphi_a = \frac{b}{a} = \frac{2\pi\epsilon_\beta}{(z_1 + z_2) \tan\beta}$$

4.2.1 模数 m_n 和齿数 z_1

当齿轮几何尺寸(直径和齿宽)不变时,增大齿轮的模数,可提高轮齿的抗弯强度。但模数增大,会减少重合度,使传动的平稳性降低;并且还会增大齿面间的相对滑动速度,降低传动效率,使发生胶合的概率加大。故通常在满足轮齿抗弯强度的条件下,应选用较小模数。

对通用减速器,可取 $m_n = (0.01 \sim 0.02)a$ 。其中,对工作平稳、连续运转、中心距较大的设计,可取小值,反之,应取较大值。对特殊情况,如轧机齿轮机座类,可取 $m_n = (0.025 \sim 0.04)a$,并按表 32.2-7 圆弧圆柱齿轮模数系列标准圆整。

圆弧齿轮的最少齿数不受根切的限制。它主要取决于齿轮轴的刚度和强度,以及轴承的尺寸大小。通常,对中低速圆弧齿轮传动,小齿轮齿数常采用 10~35 齿;为了增加重合度,提高传动的平稳性,高速圆弧齿轮传动常取较多齿数和较小模数。若为增大传动比并保证轴的强度和刚度,必须使用少齿数时,可采用超短齿系列的齿

形。

4.2.2 重合度 ϵ_β

圆弧齿轮传动的重合度由整数部分 μ_ϵ 和尾数部分 $\Delta\epsilon$ 组成: $\epsilon_\beta = \mu_\epsilon + \Delta\epsilon$ 。其重合度的整数部分通常采用 $\mu_\epsilon = 1 \sim 6$ 。对高精度、大螺旋角的人字齿轮和带推力盘类的单斜齿齿轮传动, μ_ϵ 可取较大值。重合度尾数部分通常取 $\Delta\epsilon = 0.25 \sim 0.4$ 。

为提高圆弧齿轮传动的平稳性和承载能力,在保证加工精度和安装精度以及齿面接触精度的条件下,尽量选取较大的重合度。对中低速圆弧齿轮传动,常取 $\epsilon_\beta \geq 2$ 。对高速齿轮传动采用多齿数、小模数来增加重合度。

由圆弧齿轮传动的啮合特性可知,圆弧齿轮的重合度尾数对传动的平稳性影响较大。当 $\Delta\epsilon$ 取得太小时,接触迹进入或脱离齿面时,轮齿端部应力过大,容易引起齿端崩角,不利于平稳传动。但当 $\Delta\epsilon > 0.4$ 以后,应力减小缓慢,齿宽增加对应力的减小作用不明显,反而浪费材料,增加空间。对采用齿端修薄的齿轮副,其重合度尾数和修薄宽度要一并考虑,保证修薄后的有效齿宽不小于 $\mu_\epsilon p_x$ 。

4.2.3 螺旋角 β

在其他参数不变时,圆弧齿轮传动的螺旋角在其齿面相对曲率半径中起主要作用,它直接影响齿面上沿齿长方向的瞬时接触迹的宽度。增大螺旋角,其相对曲率半径减小,瞬时接触迹宽度减小,轴承的轴向力增加,接触应力增大。当齿宽一定时,增大螺旋角可增加重合度,有利于平稳传动。但当圆弧齿轮的圆周速度不变时,增大螺旋角,齿面的滚动速度减小,不利于动压润滑油膜的形成。故选取螺旋角时,应综合考虑重合度、齿轮强度和轴向力等因素。通常推荐圆弧齿轮传动螺旋角的选用范围为

$$\text{单斜齿 } \beta = 10^\circ \sim 20^\circ; \text{ 人字齿 } \beta = 25^\circ \sim 35^\circ$$

4.2.4 齿宽系数 φ_a

圆弧齿轮的齿宽系数直接影响轮齿齿向载荷的分布和齿轮的几何尺寸。在齿轮参数选择设计时,应根据齿轮传动类型、载荷特性、重合度、螺旋角、轮齿加工精度、结构布局和系统刚度等因素综合选取。

加大齿宽可减小直径,降低圆周速度,减小传动副的外廓尺寸。但齿宽系数过大,可能导致

小齿轮刚性差、变形大、在齿宽上造成偏载，不能保证接触精度。通常圆弧齿轮的齿宽系数可按列原则选取：

单斜齿 $\varphi_n = 0.4 \sim 0.8$ ；人字齿 $\varphi_n = 0.3 \sim 0.6$ （单侧）

在设计时，可先初定齿宽系数，再用表 32.2-8 中的公式调整齿数、螺旋角和重合度。

反之亦然。

4.3 强度计算

圆弧齿轮的强度计算主要包括弯曲强度计算和接触强度计算两部分。

4.3.1 强度计算公式（表 32.2-9~10）

表 32.2-9 双圆弧齿轮齿面接触强度计算公式（根据 GB/T 13799—1992）

项目	单位	计算公式	公式号
计算应力	MPa	$\sigma_H = \left(\frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H\beta}}{2\mu_c + K_{\Delta c}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha}{z_1 m_n^{2.19}}$	(32.2-9)
校核小齿轮分度圆直径	mm	$d_1 \geq \left(\frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H\beta}}{2\mu_c + K_{\Delta c}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha}{m_n^{1.19} \cos\beta \sigma_{HP}}$	(32.2-10)
校核小齿轮名义转矩	N·mm	$T_1 \leq \frac{2\mu_c + K_{\Delta c}}{K_A K_V K_I K_{H\beta}} \left(\frac{z_1 m_n^{2.19} \sigma_{HP}}{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha} \right)^{1/0.73}$	(32.2-11)
许用接触应力	MPa	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V / S_{Hmin} \geq \sigma_H$	(32.2-12)
安全系数		$S_H = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V / \sigma_H \geq S_{Hmin}$	(32.2-13)

表 32.2-10 双圆弧齿轮齿根弯曲强度计算公式（根据 GB/T 13799—1992）

项目	单位	计算公式	公式号
计算应力	MPa	$\sigma_F = \left(\frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{2\mu_c + K_{\Delta c}} \right)^{0.86} \frac{Y_E Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 m_n^{2.58}}$	(32.2-14)
校核法向模数	mm	$m_n \geq \left(\frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{2\mu_c + K_{\Delta c}} \right)^{1/3} \left(\frac{Y_E Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 \sigma_{FP}} \right)^{1/2.58}$	(32.2-15)
校核小齿轮名义转矩	N·mm	$T_1 \leq \frac{2\mu_c + K_{\Delta c}}{K_A K_V K_I K_{F2}} m_n^3 \left(\frac{z_1 \sigma_{FP}}{Y_E Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}} \right)^{1/0.86}$	(32.2-16)
许用齿根应力	MPa	$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_N Y_x / S_{Fmin} \geq \sigma_F$	(32.2-17)
安全系数		$S_F = \sigma_{Flim} Y_N Y_x / \sigma_F \geq S_{Fmin}$	(32.2-18)

上述公式中，长度单位均为毫米（mm），力的单位均为牛顿（N）。对人字齿轮传动， T_1 是名义转矩之半， μ_c 和 $K_{\Delta c}$ 应按单侧齿宽计算。

4.3.2 强度计算公式中各系数的确定方法

双圆弧齿轮强度计算公式中各系数的确定方法参照 GB/T 13799—1992，本节对可用公式计

算的系数均只列出计算公式，以提高计算精度。

(1) 小齿轮名义转矩 T_1 (N·mm) (对人字齿轮，以名义转矩之半计算)

$$T_1 = 9\,549 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1} \quad (32.2-19)$$

式中 P_1 ——小齿轮传递的名义功率 (kW)；

n_1 ——小齿轮转速 (r/min)。

(2) 使用系数 K_A

使用系数是考虑由于外部因素引起齿轮啮合中附加动载荷影响的系数。这种外部附加动载荷

取决于原动机和工作机的特性、轴和联轴器系统的质量和刚度以及运行状况。使用系数最好通过实测或对传动系统的全面分析来确定。若缺乏这类资料时,可参考表 32.2-11 查取。

表 32.2-11 使用系数 K_A

原动机工作特性及其示例	工作机工作特性及其示例			
	均匀平稳	轻微振动	中等振动	强烈振动
如发电机、均匀传动的带式运输机或板式运输机、螺旋运输机、通风机、轻型离心机、离心泵、离心式空调压缩机		如不均匀传动的带式运输机或板式运输机、起重机回转齿轮装置、工业与矿用风机、重型离心机、离心泵、离心式空气压缩机	如轻型球磨机、提升装置、轧机、橡胶挤压机、单缸活塞泵、叶瓣式鼓风机、糖业机械	如挖掘机、重型球磨机、钢坯初轧机、旋转钻机、挖泥机、压坯机、破碎机、污水处理用离心泵、泥浆泵
<u>均匀平稳</u> 如电动机, 均匀转动的蒸汽机, 燃气轮机	1.0	1.25	1.50	≥ 1.75
<u>轻微振动</u> 如蒸汽轮机, 燃气轮机, 经常启动的大电动机	1.10	1.35	1.60	≥ 1.85
<u>中等振动</u> 如多缸内燃机	1.25	1.50	1.75	≥ 2.00
<u>强烈振动</u> 如单缸内燃机	1.50	1.75	2.00	≥ 2.25

注: 1. 表中数值仅适用于在非共振区运行的齿轮装置。

2. 对于增速传动, 根据经验建议取表值的 1.1 倍。

3. 对外部机械与齿轮装置之间有挠性件连接时, 通常 K_A 值可适当减小。

(3) 动载荷系数 K_v

动载荷系数是考虑轮齿接触迹在啮合过程中的冲击和由此引起齿面副的振动所产生的内部附加动载荷对齿面接触应力和齿根弯曲应力的影响系数。 K_v 值可根据齿轮的圆周速度及平稳性精度 (第 II 公差组精度) 由图 32.2-8 查取。

(4) 接触迹间载荷分配系数 K_f

接触迹间载荷分配系数是考虑由于齿向及齿距误差、轮齿和轴系受载变形后沿齿宽方向在各接触迹之间载荷分配不均匀的影响系数。 K_f 值可根据齿宽系数、齿面硬度、布置形式由图 32.2-9

查取。对人字齿轮取单侧齿宽。

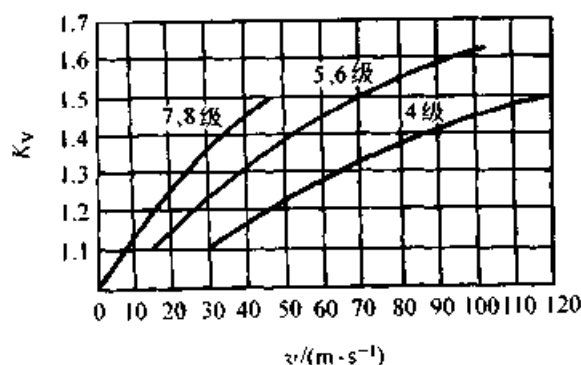


图 32.2-8 动载系数 K_v

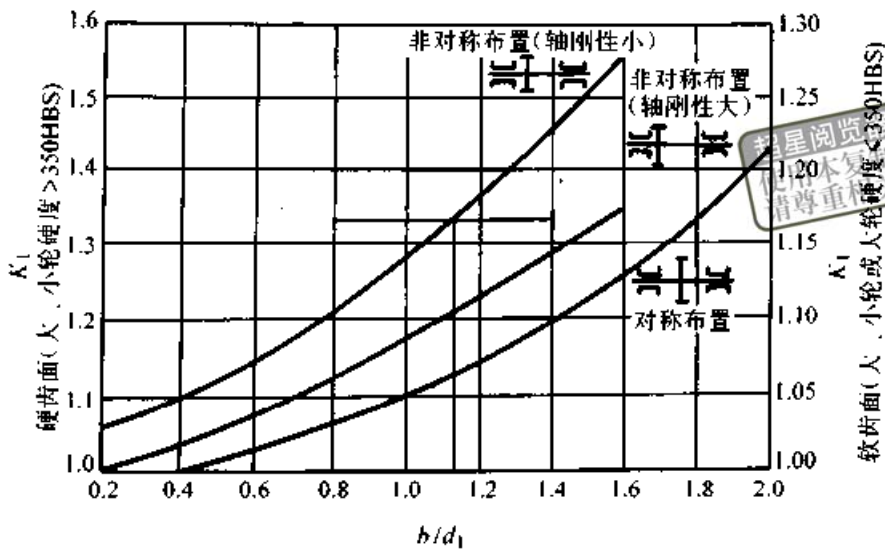


图 32.2-9 接触迹间载荷分配系数 K_{H1}

(5) 接触迹内载荷分布系数 K_{H2} (接触)、 K_{F2} (弯曲)

接触迹内载荷分布系数是考虑由于齿面接触迹位置沿齿高的偏移而引起应力分布状态变化对强度的影响系数。计算接触强度所用的接触迹内载荷分布系数 K_{H2} 和计算弯曲强度所用的接触迹内载荷分布系数 K_{F2} 可按接触精度 (第 III 公差组精度) 由表 32.2-12 查取。

表 32.2-12 接触迹内载荷分布系数

精度等级	4	5	6	7	8
K_{H2}	1.05	1.15	1.23	1.39	1.49
K_{F2}	1.05	1.08		1.10	

(6) 接触迹系数 $K_{\Delta\epsilon}$

接触迹系数是考虑重合度尾数 $\Delta\epsilon$ 对齿轮的接触应力和弯曲应力的影响系数。 $K_{\Delta\epsilon}$ 值可按 $\Delta\epsilon$ 和螺旋角 β 由图 32.2-10 查取。当齿端修薄时, 应根据有效齿长部分的 $\Delta\epsilon$ 来查图 (当 $20^\circ < \beta <$

25° 时, 采用插值法查取)。若 $\Delta\epsilon$ 按推荐值选取, 且进行齿端修薄时, $K_{\Delta\epsilon} = 0$ 。

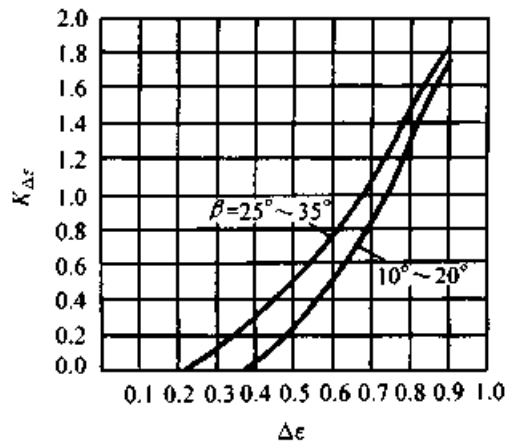


图 32.2-10 接触迹系数 $K_{\Delta\epsilon}$

(7) 弹性系数 Z_E (接触)、 Y_E (弯曲)

弹性系数是考虑配对齿轮材料的弹性模量 E 及泊松比 ν 对齿轮应力影响的系数。其值可按表 32.2-13 查取。

表 32.2-13 弹性系数

符号	单位	锻钢-锻钢	锻钢-铸钢	锻钢-球墨铸铁	其他材料
Z_E	$(\text{MPa})^{0.27}$	31.346	31.263	30.584	$1.123E^{0.27}$
Y_E	$(\text{MPa})^{0.14}$	2.079	2.076	2.053	$0.370E^{0.14}$

注: 表中 E 的计算式: $E = 2 / \left(\frac{1 + \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 + \nu_2^2}{E_2} \right)$, E_1 、 E_2 、 ν_1 、 ν_2 分别为配对齿轮 1 和齿轮 2 的材料弹性模量和泊松比。

(8) 齿数比系数 Z_u (接触)、 Y_u (弯曲)

齿数比系数是考虑到不同的齿数比 (具有不同的齿面相对曲率半径) 对轮齿应力的影响系数。其值可按式 (32.2-20) 和式 (32.2-21) 计

算得出。

$$Z_u = \left(\frac{u+1}{u} \right)^{0.27} \quad (32.2-20)$$

$$Y_u = \left(\frac{u+1}{u} \right)^{0.14} \quad (32.2-21)$$

(9) 螺旋角系数 Z_{β} (接触)、 Y_{β} (弯曲)

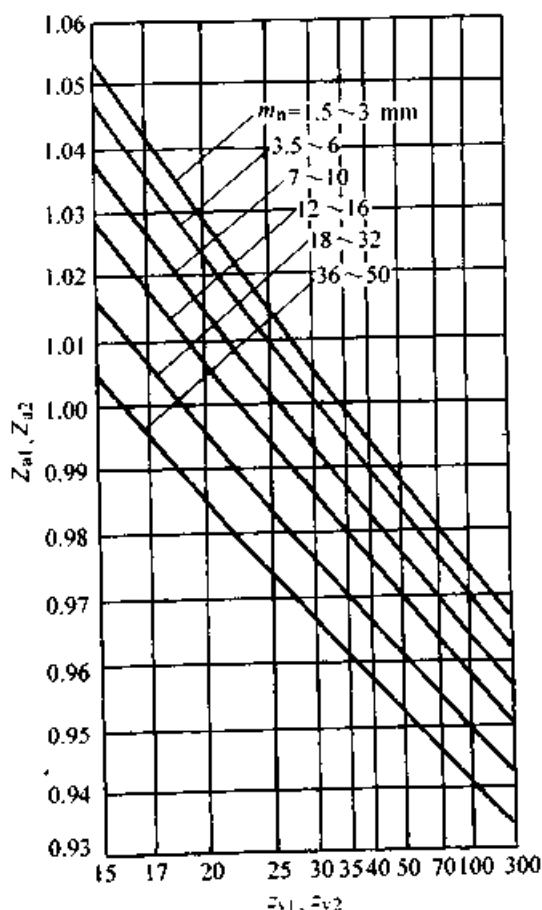
螺旋角系数是考虑由于螺旋角变化而导致齿面相对曲率半径发生变化时,对轮齿应力影响的系数。其值可按公式(32.2-22)和(32.2-23)计算得出。

$$Z_{\beta} = (\sin^2 \beta \cos \beta)^{0.27} \quad (32.2-22)$$

$$Y_{\beta} = (\sin^2 \beta \cos \beta)^{0.14} \quad (32.2-23)$$

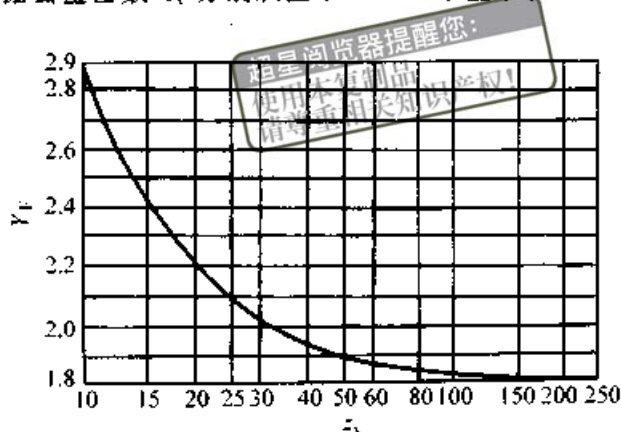
(10) 接触弧长系数 Z_{α}

接触弧长系数是考虑齿面接触弧的有效工作长度对齿面接触应力影响的系数。当齿数比不等于1时,一个齿轮的上齿面和下齿面的接触弧长并不相同,所以接触弧长系数应取两个齿轮的平均值,即 $Z_{\alpha} = 0.5(Z_{\alpha 1} + Z_{\alpha 2})$, $Z_{\alpha 1}$ 和 $Z_{\alpha 2}$ 的值可按齿轮的当量齿数 z_{v1} 和 z_{v2} ($z_v = z/\cos^3 \beta$) 分别查图 32.2-11。

图 32.2-11 接触弧长系数 Z_{α} (11) 齿形系数 Y_F

齿形系数是考虑到轮齿几何形状对轮齿弯曲应力影响的系数,并已考虑了齿根应力集中的影

响。对于 GB/T 12759—1991 齿形, Y_F 值可根据当量齿数 z_v 分别从图 32.2-12 中查取。

图 32.2-12 齿形系数 Y_F (12) 齿端系数 Y_{End}

齿端系数是考虑接触迹在轮齿端部时,端面以外没有材料来承担载荷,以至端部齿根应力增大的影响系数。对于未进行齿端修薄的齿轮, Y_{End} 值可根据重合度 ϵ_{β} 和齿轮螺旋角 β 由图 32.2-13 中查取。对于齿端修薄的齿轮, $Y_{\text{End}} = 1$ 。若齿轮螺旋角 β 不是图 32.2-13 中所列值时,可用插值法查取。

(13) 试验齿轮的疲劳极限 σ_{Hlim} 、 σ_{Flim}

疲劳极限是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后,齿面和齿根保持不损伤时的极限应力。它是由齿轮的负荷运转试验或经验统计数据获得。当缺乏这类资料数据时,可参考图 32.2-14 和图 32.2-15,根据齿轮的材料种类和齿面硬度取值。

当材料、工艺和热处理性能良好时,可在区域图的上半部取值,否则在下半部取值,一般取中间偏下值。对于正、反向传动的齿轮或受对称双向变曲的齿轮(如中间轮)应将图中查得的 σ_{Flim} 值乘以 0.7。

(14) 寿命系数 Z_N (接触)、 Y_N (弯曲)

寿命系数是考虑当所设计的齿轮只要求有限寿命(弯曲 $N_L < 3 \times 10^6$, 接触 $N_L < 2 \times 10^6 \sim 10^9$)时,齿轮的许用应力可以提高的系数。此时可根据应力循环次数 N_L 由图 32.2-16 或图 32.2-17 中查取。对于在变载荷下工作的齿轮,在已知载荷图时,应根据当量循环次数 N_e 查取。

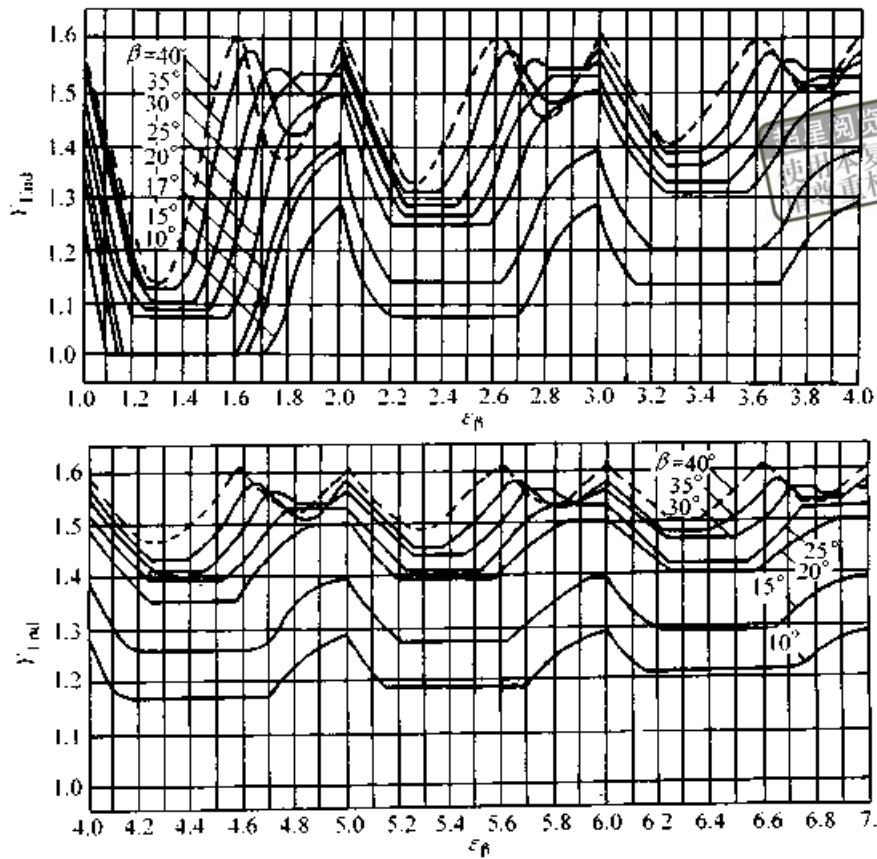


图 32.2-13 齿端系数 Y_{Eind}

(15) 润滑剂系数 Z_L

润滑剂系数是考虑计算齿轮副所用润滑油的种类及黏度对齿面接触强度影响的系数： Z_L 值按图 32.2-18 查取。

(16) 速度系数 Z_v

速度系数是考虑齿面间相对速度对齿面接触应力影响的系数。其值可按齿面间相对滚动速度 v_k 查图 32.2-19。

相对滚动速度 $v_k = v / \tan\beta$ ， v 为齿轮的分度圆线速度。

(17) 尺寸系数 Y_x

尺寸系数是考虑实际齿轮模数大于试验齿轮模数而使齿轮弯曲疲劳极限应力降低的影响系数。其值可根据齿轮的材料和模数查图 32.2-20。

静强度计算时，不计尺寸系数，即 $Y_x = 1$ 。

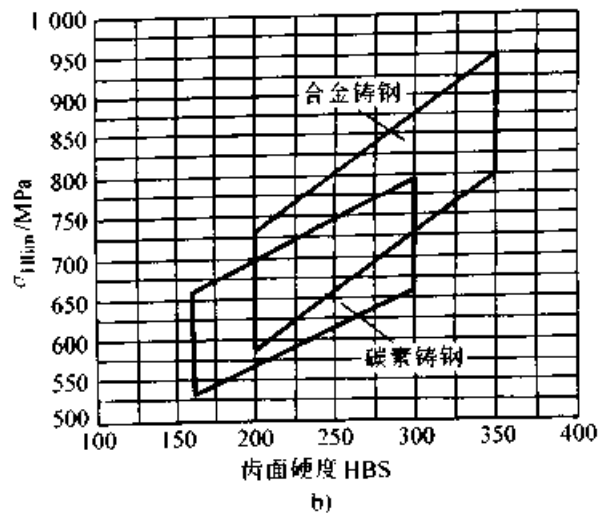
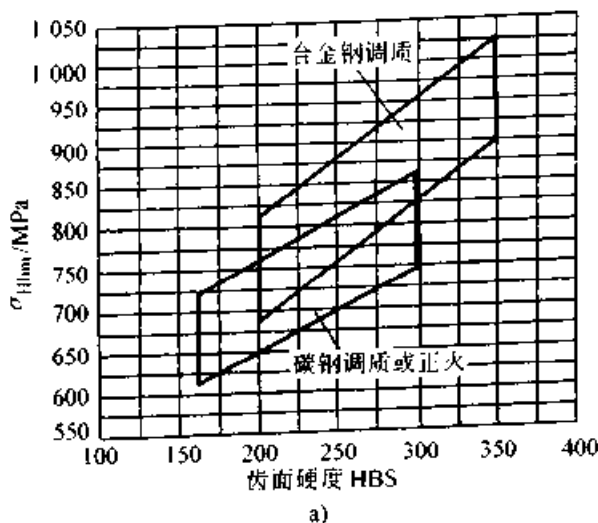
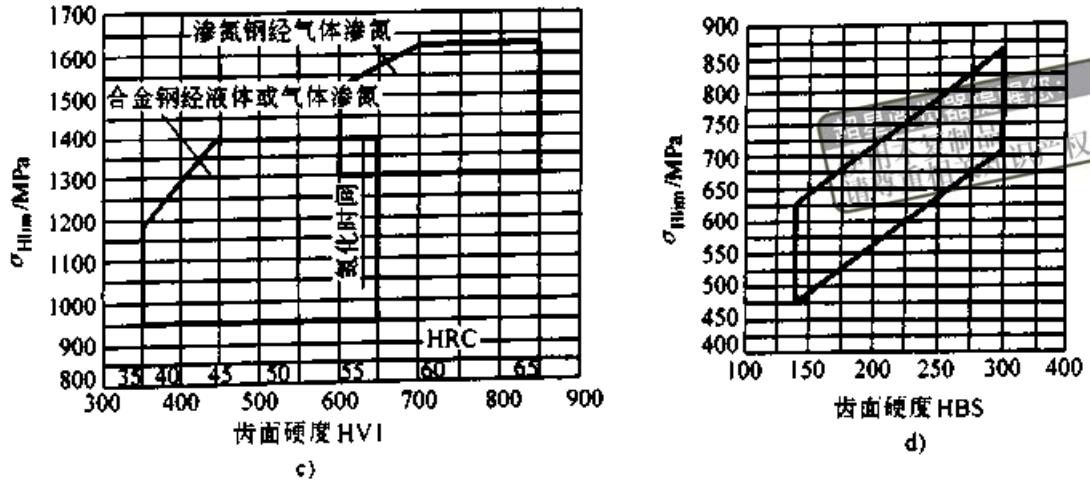


图 32.2-14 接触疲劳极限 σ_{Hlim}

a) 锻钢调质 b) 铸钢 c) 渗氮钢 d) 球墨铸铁



续图 32.2-14

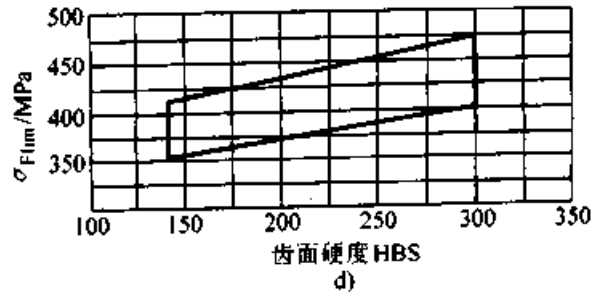
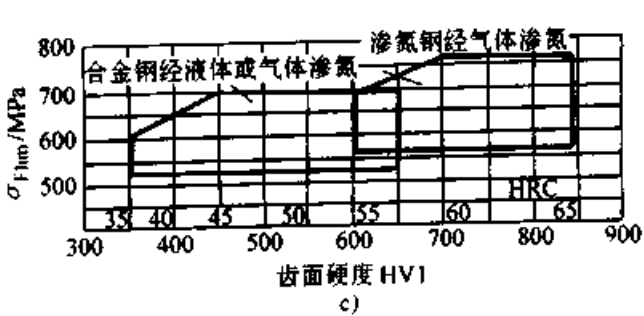
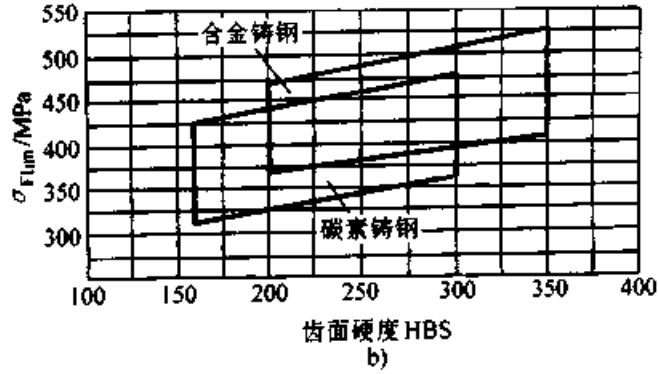
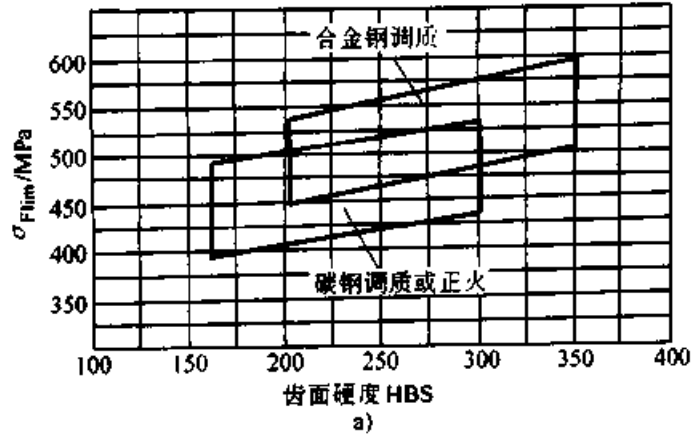


图 32.2-15 弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

a) 锻钢调质 b) 铸钢 c) 渗氮钢 d) 球墨铸铁

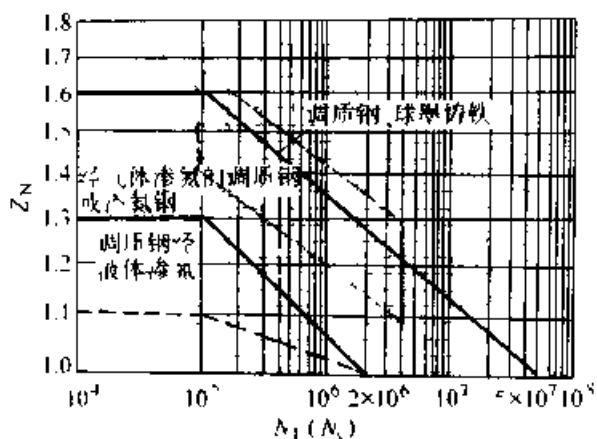


图 32-2-16 接触强度计算的寿命系数 Y_N

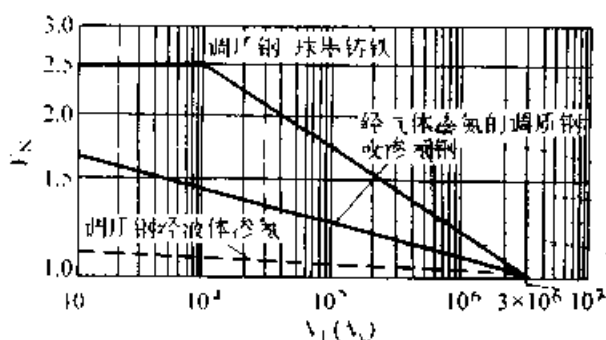


图 32-2-17 弯曲强度计算的寿命系数 Y_Sigma

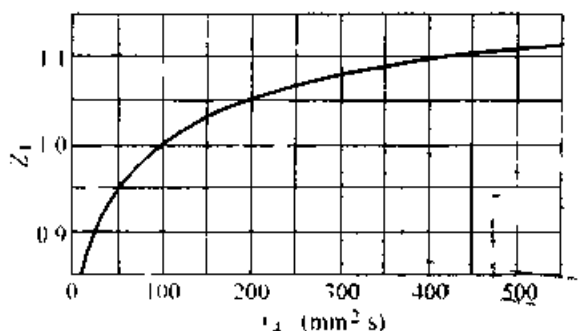


图 32-2-18 润滑油系数 Z_L

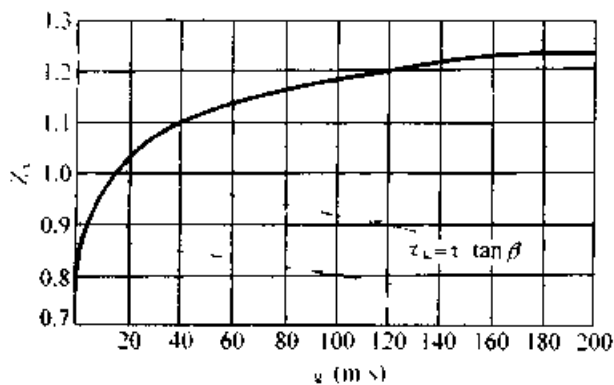


图 32-2-19 速度系数 Z_V

(18) 最小安全系数 S_{Hmin} (接触) S_{Fmin} (弯曲)

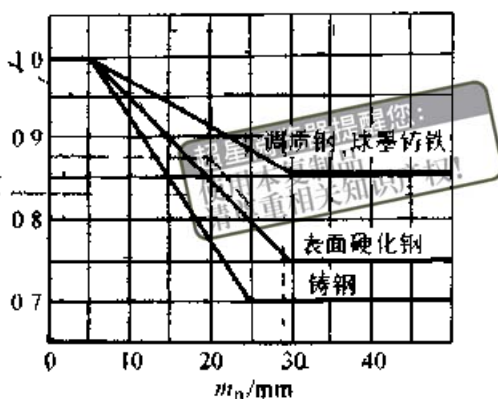


图 32-2-20 尺寸系数 Y

推荐接触强度计算的最小安全系数 $S_{Hmin} \ge 1.3$; 弯曲强度计算的最小安全系数 $S_{Fmin} \ge 1.6$

对于重要的圆弧齿轮传动或动力参数掌握不够准确或质量不够稳定的齿轮传动，可取更大的安全系数。有关单位可根据实践经验和不同产品的具体条件，规定自己的最小安全系数。

5 圆弧圆柱齿轮的测量尺寸计算、精度和检验

圆弧齿轮传动的测量尺寸计算、精度和检验测量均是在试验和食用渐开线齿轮的基础上发展起来的。为了节省篇幅，本章重点介绍涉及圆弧齿轮传动本身特点的内容，对食用渐开线齿轮部分可参照本篇第 1 章。

5.1 圆弧齿轮传动测量尺寸计算

在圆弧齿轮的加工过程中，当前主要是通过测量齿根圆直径（或斜径）、公法线长度、弦齿深、弦齿厚的尺寸参数来控制圆弧齿轮的加工质量。考虑到目前计算机技术的迅速发展，本节介绍相关测量尺寸的精确计算方法。

(1) 齿根圆和齿根圆斜径

当加工的齿数 z 为偶数齿时，可直接测量其齿根圆直径 d_f （计算公式表 32-2-8）。当加工的齿数 z 为奇数齿时，只能测量其齿根圆斜径 l_f ，齿根圆斜径的计算公式为

$$l_f = d_f \cos \frac{90^\circ}{z} \quad (32-2-24)$$

(2) 公法线长度

圆弧齿轮公法线长度是圆弧齿轮加工中常用的检测项目。对单圆弧齿轮需要分别测量凸齿和凹齿（凹齿需用凸弧形测头）的公法线长度，而

对双圆弧齿轮只需测量其凸齿的公法线长度

1) 理论跨齿数计算

当分别对凸齿和凹齿计算公法线长度时,也需分别计算凸齿和凹齿的跨齿数,并将计算出的跨齿数进行圆整

测量凸齿公法线时的跨齿数 k_0 的计算公式为

$$k = \frac{z}{\pi} \left[\alpha + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha \right] + \frac{2}{\pi} \left[l + r \frac{\cot \alpha_0}{\cos \beta} \right] + 1 \quad (32.2-25)$$

测量凹齿公法线时的跨齿数 k_1 的计算公式为

$$k_1 = \frac{z}{\pi} \left[\alpha + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha \right] - \frac{2}{\pi} \left[l_1 + r_1 \frac{\cot \alpha_0}{\cos \beta} \right] + 1 \quad (32.2-26)$$

- 式中 r ——凸齿齿廓圆心移距量系数;
- r_1 ——凹齿齿廓圆心移距量系数;
- l ——凸齿齿廓圆心偏移量系数;
- l_1 ——凹齿齿廓圆心偏移量系数;
- β ——齿轮螺旋角;
- α_0 ——名义压力角

实际跨齿数 k 为 k 或 k_1 的圆整值
测凸齿压力角 α 由下列方程解出

$$\cos(\alpha - \phi_s) + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha + \frac{2r \cot \alpha}{z \cos \beta} = 0 \quad (32.2-27)$$

式中转角 ϕ 为

$$\phi_s = \frac{1}{z} (\pi k + 3l) \quad (32.2-28)$$

为了便于求解,加快收敛速度,推荐 α 初

值取 $\alpha_m = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta} \right)$

上述方程通常可用迭代法求解,逐步迭代到误差范围内为止

2) 公法线长度计算

$l = m \cdot \dots$

$$\sqrt{2(1 - \cos 2\alpha) + \cot^2 \beta \left(2\alpha - 2\phi + \frac{4r \cot \alpha}{z \cos \beta} \right)^2} = 2 \left(\rho + \frac{r}{\sin \alpha} \right) \quad (32.2-29)$$

式中 ρ ——分度圆半径系数, $\rho = r/m$,

r ——齿廓圆心移距量系数,对于凸齿

$r = r_a/m$, 对于凹齿 $r = r_i/m$,

ρ ——齿廓圆弧半径系数,对于凸齿 $\rho = \rho/m$ 取 + 号,对于凹齿 $\rho = \rho_1/m$, 取 - 号

(3) 弦齿深 H

当齿轮直径较大,测量齿根圆或公法线长度较困难时,可采用测量弦齿深的方法来控制圆弧齿轮的切齿深度以保证加工质量

圆弧齿轮弦齿深的计算公式为

$$H = h \cdot (1 - \cos \theta) \quad (32.2-30)$$

式中 h ——全齿高,

r_s ——齿顶圆半径;

θ ——转角,由下述方程解出

$$(\theta - \theta_s) + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\theta = 0 \quad (32.2-31)$$

式中,齿顶螺旋角 β 为

$$\beta = \arctan \left(\frac{r}{r \cos \beta} \right) \quad (32.2-32)$$

求解下列方程可以得到齿顶压力角 α_s

$$(\rho \sin \alpha + r + r_s) + (\rho \cos \alpha + r \cot \alpha_s) \cdot \cos^2 \beta - r_s = 0 \quad (32.2-33)$$

式中 $X = \rho \sin \alpha + r + r_s$ (32.2-34)

$$Y = (\rho \sin \alpha + r \cot \alpha) \cos \beta \quad (32.2-35)$$

$$Z = -(\rho \sin \alpha \sin \beta - r \cot \alpha \cos \beta \cot \beta - l / \sin \beta) \quad (32.2-36)$$

$$\varphi = \arctan(Y/X) \quad (32.2-37)$$

$$\theta = \varphi + Z / (r \cot \beta) \quad (32.2-38)$$

在凸齿和凹齿弦齿深的计算中涉及有关齿形参数 ρ 、 r 、 l 时要分别代入相应的凸齿和凹齿的齿形参数 ρ (凸齿齿廓圆弧半径) ρ_1 (凹齿齿廓圆弧半径) r (凸齿齿廓圆心移距量) r_1 (凹齿齿廓圆心移距量) l (凸齿齿廓圆心偏移量) l_1 (凹齿齿廓圆心偏移量)

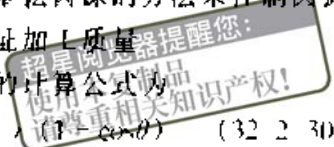
由于弦齿深的测量是以齿顶圆为基准,当齿顶圆有误差时,相对弦齿深的测量尺寸也做相应的调整补偿,即

测量弦齿深 = 计算弦齿深 - 齿顶误差

齿顶误差 = (实际齿顶圆直径 - 理论齿顶圆直径) / 2

(4) 弦齿厚

对大直径或大模数圆弧齿轮,也可用齿厚卡尺测量其弦齿厚,通常选取齿面上理论接触迹线



上的点作为测量点,并把该点处的弦齿厚作为计算值。

圆弧齿轮的弦齿厚为

$$s = \frac{m_n z}{\sin \beta} \sqrt{\sin^2 \theta \tan^2 \beta_0 + (\theta - \theta')^2} \quad (32.2-39)$$

对应的测量弦齿高为

$$\bar{h} = r + h_a - Y_n \frac{\cos \theta}{\sin \varphi} \quad (32.2-40)$$

式中,转角 θ 可由下述方程求出

$$(\theta - \theta_s) + \frac{1}{2} \tan^2 \beta_0 \sin 2\theta = 0 \quad (32.2-41)$$

测点螺旋角 β_0 为

$$\beta_0 = \arctan \left(\frac{2 Y_n \sin \beta}{m_n z \sin \varphi} \right) \quad (32.2-42)$$

其他参数的计算与弦齿深的计算相同。

同样由于弦齿厚和弦齿高的测量是以齿顶圆为基准,当齿顶圆有误差时,应对弦齿高的测量尺寸也做相应的调整补偿,即

测量弦齿高 = 计算弦齿高 - 齿顶误差

(5) 齿面波度的波长

齿面波度与加工齿轮的滚齿机床的分度蜗轮的误差有关,在平常加工中不做测量。但齿面波度影响圆弧齿轮的动态传动性能,故对高速齿轮传动或有特殊精度要求的齿轮,需进行齿面波度波长的测量。测量时,沿齿面法向计值。

齿面波度波长的计算公式为

$$L = \frac{\pi d}{z_1 \sin \beta} = \frac{2\pi m_n z}{z_w \sin 2\beta} \quad (32.2-43)$$

式中 d ——被测齿轮的分度圆直径;

z_w ——滚齿机分度蜗轮齿数;

z ——被测齿轮的齿数。

5.2 适用范围、精度等级和传动侧隙

本节内容主要摘自 GB/T 15753—1995《圆弧

表 32.2-14 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号 (摘自 GB/T 15753—1995)

序号	名称	代号	定义
1	切向综合误差 切向综合公差	$\Delta F'_t$ F'_t	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一转内,实际转角与公称转角之差的总幅度值,以分度圆弧长计值
2	—齿切向综合误差 —齿切向综合公差	$\Delta f'_t$ f'_t	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,实际转角与公称转角之差的最大幅度值,以分度圆弧长计值

圆柱齿轮精度》。此标准适用于平行轴传动的圆弧圆柱齿轮及其齿轮副,齿轮的基本齿廓符合 GB/T 12759—1991 和 JB/T 929—1967 的规定,齿轮模数符合 GB/T 1840—1989 的规定,法向模数等于 1.5~40 mm,分度圆直径到 4 000 mm,有效齿宽到 630 mm。对法向模数、分度圆直径和有效齿宽超出此限制的,可参照极限偏差及分差与几何关系式计算得出。对不是 GB/T 12750—1991 和 JB/T 929—1967 齿廓的圆弧齿轮的设计可参照、套用此标准的相应数据。

圆弧齿轮和齿轮副的精度等级从高到低分为 5 个精度等级 (4 级、5 级、6 级、7 级、8 级)。按照误差的特性及它们对传动性能的主要影响,将圆弧齿轮的各项公差和极限偏差分为三个组 (I、II、III 公差组)。根据使用的要求不同,允许各公差组选用不同的精度等级;但在同一公差组内,各项公差与极限偏差应取相同的精度等级。

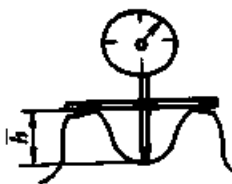
圆弧齿轮传动的侧隙由基准齿形决定 (见表 32.2-1 和表 32.2-3),不能依靠加工时刀具的径向变位和改变中心距的偏差来获得各种侧隙的配合。若对齿轮副的侧隙有特殊要求,可设计专用滚刀或在加工时用滚刀切向移位来改变侧隙。对齿轮副的侧隙无特殊要求时,可不检查侧隙数据,只要求齿轮副能灵活转动即可。

5.3 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号

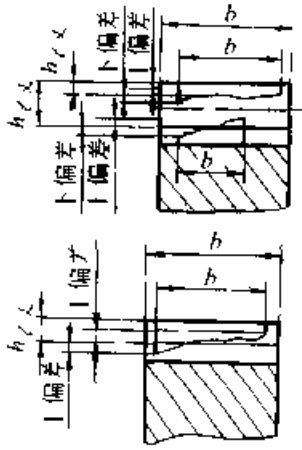
本节的定义和代号与第 1 章渐开线齿轮的相关部分 (表 32.1-90) 大致相同,故在定义图形中只列出与渐开线齿轮不同的图形,如弦齿深偏差、齿根圆直径偏差、齿轮副的接触迹线、齿轮副接触斑点等。齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号见表 32.2-14。

续表 32.2-14

序号	名称	代号	定义
3	齿距累积误差	ΔF_p	在检查圆 ^① 上任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大值
	k 个齿距累积误差	ΔF_{pk}	在检查圆上, k 个齿距的实际弧长与公称弧长之差
	齿距累积公差	F_p	的最大值, k 为2到小于 $\frac{z}{2}$ 的整数
	k 个齿距累积公差	F_{pk}	
4	齿圈径向跳动	ΔF_r	在齿轮一转范围内, 测头在齿槽内, 与凸齿或凹齿中部双面接触, 测头相对于齿轮轴线的最大变动量
	齿圈径向跳动公差	F_r	
5	公法线长度变动	ΔF_w	在齿轮一转范围内, 实际公法线长度最大值与最小值之差。 $\Delta F_w = W_{\max} - W_{\min}$
	公法线长度变动公差	F_w	
6	齿距偏差	Δf_{pt}	在检查圆上, 实际齿距与公称齿距之差 采用相对测量法时, 公称齿距是指所有实际齿距的平均值
	齿距极限偏差	$\pm f_{pt}$	
7	齿向误差	ΔF_{β}	在检查圆柱上, 在有效齿宽范围内, (端部倒角部分除外), 包容实际齿向线的两条最近的设计齿线之间的端面距离
	一个轴向齿距内的齿向误差	Δf_{β}	在有效齿宽中, 任一轴向齿距范围内, 包容实际齿线的两条最近的设计齿线之间的端面距离
	齿向公差	F_{β}	设计齿线可以是修正的圆柱螺旋线, 包括齿端修薄及其修形曲线
	一个轴向齿距内的齿向公差	f_{β}	齿宽两端的齿向误差只允许逐渐偏向齿体内
8	轴向齿距偏差	ΔF_{px}	在有效齿宽范围内, 与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上, 任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差。沿齿面法线方向计值
	一个轴向齿距偏差	Δf_{px}	在有效齿宽范围内, 与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上, 任一轴向齿距内, 两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差。沿齿面法线方向计值
	轴向齿距极限偏差	$\pm F_{px}$	
9	螺旋线波度误差	Δf_{θ}	在有效齿宽范围内, 凸齿或凹齿中部实际齿线波纹的最大波幅。沿齿面法线方向计值
	螺旋线波度公差	f_{θ}	
10	弦齿深偏差	ΔE_h	在齿轮一周内, 实际弦齿深减去实际外圆直径偏差后与公称弦齿深之差 在法面中测量
	弦齿深极限偏差	$\pm E_h$	

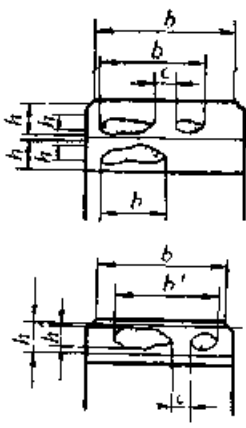


续表 32 2 14

序号	名称	代号	定义
11	齿根圆直径偏差  齿根圆直径极限偏差	ΔE_{df} $\pm E_{df}$	齿根圆直径实际尺寸和公称尺寸之差 对于奇数齿可用齿根圆斜径代替
12	齿厚偏差 齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 公差	ΔE E_s E_t T	接触点所在圆柱面上, 法向齿厚实际值与公称值之差
13	公法线长度偏差 公法线长度极限偏差 上偏差 下偏差 公差	ΔE_w E_{ws} E_{wt} T_w	在齿轮一周内 公法线实际长度值与公称值之差
14	齿轮副的切向综合误差 齿轮副的切向综合公差	ΔF_c F_c	在设计中已配好的齿轮副, 在啮合转动足够的转数内, 一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值, 以分度圆弧长计算
15	齿轮副的一齿切向综合误差 齿轮副的一齿切向综合公差	Δf_c f_c	装配好的齿轮副 在啮合足够多的转数内, 一个齿相对于另一个齿 一个齿距的实际转角与公称转角之差的最大幅度值, 以分度圆弧长计值
16	接触迹线位置偏差  接触迹线沿齿宽分布的长度		装配好的齿轮副, 跑合之前 着色检验 在轻微制动下, 齿面实际接触迹线偏离名义接触迹线的高度 对于双圆弧齿轮 凸齿 $h_{gx} = 0.355m$ 凹齿 $h_{gx} = 1.445m$ 对于单圆弧齿轮 凸齿 $h_{gx} = 0.45m$ 凹齿 $h_{gx} = 0.75m$ 沿齿长方向 接触迹线的长度 b 与工作长度 b 之比即 $\frac{b}{b} \times 100\%$

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 32 2 14

序号	名称	代号	定义
17	齿轮副的接触斑点 		装配好的齿轮副 经全载检验 在名义接触迹线位置附近齿面上的接触擦亮痕迹 接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算 沿齿长方向 接触痕迹的长度 b' (扣除超过模数值的断开部分 c) 与工作长度 b 之比的百分数 即 $\frac{b-c}{b} \times 100\%$ 沿齿高方向 接触痕迹的平均高度 h 与工作高度 h 之比的百分数 即 $\frac{h}{h} > 100\%$
18	齿轮副的侧隙 圆周侧隙 法向侧隙 最大极限侧隙 最小极限侧隙	J J_c J_{nax} J_n J_{nmin}	装配好的齿轮副 当一个齿轮固定时 另一个齿轮的圆周晃动量。以接触点所在圆的弧长计值 装配好的齿轮副 当工作齿面接触时 非工作齿面之间的最小距离
19	齿轮副的中心距偏差 齿轮副的中心距极限偏差	Δf_a $-f_a$	在齿轮副的齿宽中间平面内, 实际中心距与公称中心距之差
20	轴线的平行度误差 方向轴线的平行度误差 方向轴线的平行度误差 方向轴线的平行度公差 方向轴线的平行度公差	Δf_s Δf f_x f_v	一对齿轮的轴线在其基准平面 [H] 上投影的平行度误差。在等于齿宽的长度上测量 一对齿轮的轴线, 在垂直于基准平面 并且平行于基准轴线的平面 [V] 上投影的平行度误差 在等于齿宽的长度上测量 注 包含基准轴线 并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面 称为基准平面, 两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线

- ①检查圆是指凸齿或凹齿中部与分度圆同心的圆
- ②工作长度 b 是指全齿长扣除小齿轮两端修薄长度

5.4 圆弧齿轮各项精度指标的分组和选用

组合见表 32 2 15

选择圆弧齿轮副各级精度时可根据圆弧齿轮传动的工作情况和圆周速度由表 32 2 16 查出

圆弧齿轮传动的检验项目分组和推荐的检验

表 32.2 15 圆弧齿轮公差分组及推荐检验组项目 (参照 GB/T 15753—1995)

公差组	公差与极限偏差项目	误差特性及其影响	推荐的检查组项目及说明
I	F F_1 (F_{1k}) F F_w	以齿轮 转为周期的误差 主要影响传递运动的准确性和低频的振动 噪声	F 目前尚无圆弧齿轮专用量仪 F_1 (F_{1k}) 推荐用 F 、 F_{1k} 仅在必要时加检 F_s 和 F_w 用于低精度齿轮, 当其中一项超差时, 应按 F_p 鉴定验收

续表 32.2-15

公差组	公差与极限偏差项目	误差特性及其影响	推荐的检查组项目及说明
II	$f_i, f_{pi}, f_p (f_{pn}), f_{ip}$	在齿轮一周内, 多次周期性重复出现的误差, 影响传动的平稳性和高频的振动、噪声	f_i 目前尚无圆弧齿轮专用量仪 推荐用 f_{pi} 与 f_p (或 f_{pn}); 对于 6 级或高于 6 级的齿轮, 检验 f_{pi} 时, 推荐加检 f_{ip}
III	$F_p, F_{pn}, E_{df}, E_h (E_w, E_s)$	齿向误差、轴向齿距偏差、主要影响载荷沿齿向分布的均匀性 齿形的径向位置误差, 影响齿高方向的接触部位和承载能力	推荐用 F_p 与 E_{df} (或 E_h), 若用 F_{pn} 与 E_{df} (或 E_h), 必要时加检 E_w 或 E_s
齿轮副	F'_{ic}, f'_{ic} 接触迹线位置偏差、接触斑点及齿侧间隙	综合性误差, 影响工作平稳性和承载能力 注: 接触迹线位置偏差和接触斑点是圆弧齿轮传动的重要检查项目	可用传动误差测量仪检查 F'_{ic} 和 f'_{ic} 跑合前必须检查接触迹线位置和侧隙, 合格后进行跑合。跑合后检查接触斑点

表 32.2-16 圆弧齿轮的精度等级选用表

精度等级	加工方法	工作情况	圆周速度 / (m/s)
4 级 (超精密级)	理想级别, 目前尚无成熟的加工方法	要求传动很平稳、振动和噪声很小, 如大功率高速齿轮、标准齿轮等	> 120
5 级 (精密级)	用高精度滚刀在周期误差较小的高精度滚齿机上滚齿, 装配后进行研磨跑合	要求传动很平稳、振动和噪声小, 速度高及齿面载荷系数大的齿轮。如高速透平齿轮等	≤ 120
6 级 (高精度级)	在精密滚齿机上用高精度滚刀滚齿。齿面硬化处理后, 进行刮削或齿面珩齿, 装配后进行研磨跑合	要求工作平稳, 振动、噪声较小, 速度较高及齿面载荷系数较大的齿轮。如透平齿轮、鼓风机齿轮、航空齿轮等	≤ 100
7 级 (较高精度级)	用较高精度滚刀在较高精度的滚齿机上滚齿, 齿面硬化处理后, 进行刮削或齿面珩齿, 装配后进行研磨跑合	速度较高的中等载荷齿轮或中等速度的重载齿轮。如船用齿轮、提升机齿轮、轧机齿轮等	≤ 25
8 级 (普通精度级)	在普通滚齿机上用滚刀滚齿	一般用途的齿轮。如起重机齿轮、抽油机齿轮和标准减速器齿轮等	≤ 10

目前对硬齿面圆弧齿轮可采用高精度硬质合金滚刀刮削、软砂轮 (PVC 砂轮) 珩齿、研磨膏跑合研齿 (跑合后必须清洗干净) 等手段来得到。

为了加速跑合,可采用研磨跑合、电火花跑合或在齿面保证不胶合的情况下,采用低速加载、低黏度油润滑的分级快速跑合等。

尽管圆弧齿轮副的跑合可以弥补一些加工误差,但效果是有限的,故在加工时要尽量保证加工精度,不能把跑合作为提高精度的必要手段。

5.5 圆弧齿轮图样标注及应注明的尺寸数据

5.5.1 齿轮工作图中应标注的一般尺寸和数据参数

通常,在齿轮加工工艺图中应标注:

齿顶圆直径及其公差、分度圆直径、齿根圆直径(或齿根斜径)及其公差、齿宽、孔(或轴)径及其公差、定位面(或轴径)及其要求、轮齿表面粗糙度等。

在齿轮工作图的表格框中应列出:

法向模数、齿数、基本齿廓(标准代号或齿形名称)、压力角、螺旋角、精度等级、齿轮副中心距及其极限偏差、配对齿轮图号及齿数、检验项目代号及其公差(或极限偏差)值等。

在齿轮工作图中还应列出:

根据齿轮的具体形状和技术要求,给出其他一切在齿轮加工和测量时所必须的数据;对于轴齿轮以及轴、孔不作为定心基准的大齿轮,在切齿前,作定心检查用的表面最大径向跳动量必须规定;给出必要的技术条件;当采用非标设计齿形和设计齿线形状时,应用图样详述其参数。

标注图例见本章第6节设计计算实例中的图32.2-21和图32.2-22。

5.5.2 齿轮精度等级和侧隙系数的标注方式

1) 三个公差组的精度相同,采用标准齿形的滚刀时,可不标注侧隙系数。如7级精度的标注方式为

7 GB/T 15753—1995

2) 三个公差组的精度不同,对侧隙有特殊要求时,可标注侧隙系数(如 $j_n=0.10m_n$)。精度等级的第一、第二和第三个数字分别表示第I、第II和第III公差组的精度等级,第四个数字为非标准侧隙,其标注为

7-6-6 (0.10) GB/T 15753—1995

5.6 各检验项目的公差数值

圆弧齿轮精度标准的公差值与渐开线齿轮精度标准的公差值有许多相同之处,为了节省篇幅,相同的部分不再列出,如圆弧齿轮的齿距累积公差 F_p 及 K 个齿距累积公差 F_{pk} 、齿距极限偏差 f_{pt} 、齿向公差 F_{β} 、轴线平行度公差、中心距极限偏差 f_a 、公法线长度变动公差 F_w 、齿坯公差、齿轮基准面的径向圆跳动公差,以及齿轮基准面的端面圆跳动公差请参见本篇第1章渐开线齿轮精度标准中相应的公差值或查GB/T 15753—1995。其余的检查项目的公差值见表32.2-17~表32.2-21。

当圆弧齿轮各项公差查阅相应的渐开线齿轮公差数据表时,需注意以下几点:

1) 圆弧齿轮的精度等级现只取4、5、6、7、8五个等级。

2) 当渐开线齿轮公差表中的数据比圆弧齿轮的数据多时,圆弧齿轮的尺寸值取与渐开线齿轮尺寸值相当的数据值。如渐开线齿轮的分度弧长最小到11.2 mm,而圆弧齿轮最小到32 mm,此时可取20~32 mm这一档。

3) 圆弧齿轮的 f_{pt} 值比渐开线齿轮增加一档,即,当分度圆直径 ≤ 125 mm时,增加一档,当法向模数 $> 10\sim 16$ mm,对应4、5、6、7、8级精度的 f_{pt} 值分别为:10、16、22、32 μm 。并注意此表中,当圆弧齿轮直径大于800 mm,1600 mm和2500 mm时,模数值分别从3.5 mm,6.3 mm,10 mm开始。

4) 圆弧齿轮的 f_{β} 值,在查渐开线齿轮 f_{β} 值的表时,要用有效齿宽来代替齿宽。

5) 圆弧齿轮的中心距极限偏差 f_a 值,从中心距到120 mm这一档开始。

6) 由于圆弧齿轮对齿坯的顶圆直径要求较高,比渐开线齿轮高一档,故在齿坯公差中的顶圆直径对4和5级精度为IT6,6~8级精度为IT7。

7) 圆弧齿轮的齿轮基准面的端面圆跳动公差比渐开线齿轮高一档,对4级精度的取渐开线齿轮的1和2级档,对5和6级,取渐开线齿轮的3和4级档,对7和8级,取渐开线齿轮的5和6级档。

表 32.2-17 齿圈径向跳动公差 F_r 值 (μm)

分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级				
大于	到		4	5	6	7	8
—	125	1.5~3.5	9	14	22	36	50
		>3.5~6.3	11	16	28	45	63
		>6.3~10	13	20	32	50	71
		>10~16	—	22	36	56	80
125	400	1.5~3.5	10	16	25	40	56
		>3.5~6.3	13	18	32	50	71
		>6.3~10	14	22	36	56	80
		>10~16	16	25	40	63	90
		>16~25	20	32	50	80	112
400	800	1.5~3.5	11	18	28	45	63
		>3.5~6.3	13	20	32	50	71
		>6.3~10	14	22	36	56	80
		>10~16	18	28	45	71	100
		>16~25	22	36	56	90	125
		>25~40	28	45	71	112	160
800	1 600	>3.5~6.3	14	22	36	56	80
		>6.3~10	16	25	40	63	90
		>10~16	18	28	45	71	100
		>16~25	22	36	56	90	125
		>25~40	28	45	71	112	160
1 600	2 500	>6.3~10	18	28	45	71	100
		>10~16	20	32	50	80	112
		>16~25	25	40	63	100	140
		>25~40	32	50	80	125	180
2 500	4 000	>10~16	22	36	56	90	125
		>16~25	25	40	63	100	140
		>25~40	32	50	80	125	180

表 32.2-18 弦齿深极限偏差 $\pm E_b$ (μm)

分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级			分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级		
大于	到		4	5, 6	7, 8	大于	到		4	5, 6	7, 8
—	50	1.5~3.5	10	12	15	120	200	1.5~3.5	13	16	21
		>3.5~6.3	12	15	19			>3.5~6.3	15	19	23
		>6.3~10	—	—	—			>6.3~10	18	23	27
50	80	1.5~3.5	11	14	17	200	320	>10~16	—	—	34
		>3.5~6.3	13	16	20			>16~32	—	—	49
		>6.3~10	15	19	24			1.5~3.5	15	18	23
80	120	1.5~3.5	12	15	18	200	320	>3.5~6.3	17	21	26
		>3.5~6.3	14	18	21			>6.3~10	21	24	30
		>6.3~10	17	21	26			>10~16	—	—	36
		>10~16	—	—	32			>16~32	—	—	53

续表 32.2-18

分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级			分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级		
大于	到		4	5, 6	7, 8	大于	到		4	5, 6	7, 8
320	500	1.5~3.5	17	21	24	1 250	2 000	>3.5~6.3	25	31	38
		>3.5~6.3	18	23	27			>6.3~10	27	34	42
		>6.3~10	21	26	32			>10~16	—	—	49
		>10~16	—	—	38			>16~32	—	—	68
		>16~32	—	—	57						
500	800	1.5~3.5	18	23	—	2 000	3 150	>3.5~6.3	27	34	—
		>3.5~6.3	27	26	30			>6.3~10	30	38	45
		>6.3~10	23	28	34			>10~16	—	—	53
		>10~16	—	—	42			>16~32	—	—	68
		>16~32	—	—	57						
800	1 250	>3.5~6.3	—	—	34	3 150	4 000	>3.5~6.3	30	38	—
		>6.3~10	23	28	38			>6.3~10	36	45	49
		>10~16	25	31	45			>10~16	—	—	57
		>16~32	—	—	60			>16~32	—	—	75

注：对于单圆弧齿轮，弦齿深极限偏差取 $\pm E_{k}/0.75$ 。

表 32.2-19 齿根圆直径极限偏差 $\pm E_{gr}$

(μm)

分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级			分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级		
大于	到		4	5, 6	7, 8	大于	到		4	5, 6	7, 8
—	50	1.5~3.5	15	19	23	320	500	1.5~3.5	27	34	42
		>3.5~6.3	19	24	30			>3.5~6.3	32	39	50
50	80	1.5~3.5	17	21	26			>6.3~10	38	48	57
		>3.5~6.3	21	26	33			>10~16	—	—	68
		>6.3~10	27	34	42			>16~32	—	—	98
80	120	1.5~3.5	19	24	29	500	800	1.5~3.5	32	39	—
		>3.5~6.3	23	28	36			>3.5~6.3	36	45	53
		>6.3~10	29	36	45			>6.3~10	41	51	60
		>10~16	—	—	57			>10~16	—	—	75
									>16~32	—	—
120	200	1.5~3.5	22	27	33	800	1 250	>3.5~6.3	41	51	60
		>3.5~6.3	26	32	38			>6.3~10	46	57	68
		>6.3~10	32	39	49			>10~16	—	—	83
		>10~16	—	—	60			>16~32	—	—	113
		>16~32	—	—	90						
200	320	1.5~3.5	24	30	38	1 250	2 000	>6.3~10	48	60	75
		>3.5~6.3	29	36	42			>10~16	—	—	90
		>6.3~10	34	42	53			>16~32	—	—	120
		>10~16	—	—	64						
		>16~32	—	—	94						
200	320	1.5~3.5	24	30	38	2 000	3 150	>6.3~10	60	75	—
		>3.5~6.3	29	36	42			>10~16	—	—	105
		>6.3~10	34	42	53			>16~32	—	—	135
		>10~16	—	—	64						
		>16~32	—	—	94						
200	320	1.5~3.5	24	30	38	3 150	4 000	>10~16	—	—	120
		>3.5~6.3	29	36	42			>16~32	—	—	150

注：对于单圆弧齿轮，齿根圆直径极限偏差取 $\pm E_{gr}/0.75$ 。

表 32.2-20 接触迹线长度和位置偏差

齿轮类型及检验项目		齿轮精度等级					
		4	5, 6		7, 8		
双圆弧 齿轮	接触迹线位置偏差	$\pm 0.11 m_n$	$\pm 0.15 m_n$		$\pm 0.18 m_n$		
	按齿长不少于工作齿长/%	第一条	95	90	90	85	80
		第二条	75	70	60	50	40
单圆弧 齿轮	接触迹线位置偏差	$\pm 0.15 m_n$	$\pm 0.20 m_n$		$\pm 0.25 m_n$		
	按齿长不少于工作齿长/%	95	90		85		

表 32.2-21 接触斑点 (%)

齿轮类型及检验项目		齿轮精度等级					
		4	5	6	7	8	
双圆弧 齿轮	按齿高不少于工作齿高	60	55	50	45	40	
	按齿长不少于工作齿长	第一条	95	95	90	85	80
		第二条	90	85	80	70	60
单圆弧 齿轮	按齿高不少于工作齿高	60	55	50	45	40	
	按齿长不少于工作齿长	95	95	90	85	80	

注：对于齿面硬度 $\geq 300\text{HBS}$ 的齿轮副，其接触斑点沿齿高力向应 $\geq 0.3 m_n$ 。

5.7 圆弧齿轮的齿轮公差关系式与计算式

当圆弧齿轮的几何尺寸（分度圆直径、法向模数、中心距或有效齿宽等）不在上述的公差表中时，或为了使用计算机计算方便时，可采用齿轮公差关系式与计算式来计算相应的公差值（见

表 32.2-22、32.2-23）。

另外，齿轮副的切向综合公差 F'_{ic} 等于两齿轮的切向综合公差 F'_i 之和。当两齿轮的齿数比为不大于 3 的整数且采用选配时， F'_i 可比计算值压缩 25% 或更多。

表 32.2-22 齿轮公差关系式与计算式（摘自 GB/T 15753—1995）

公差项目	关系式	公差项目	关系式
切向综合公差	$F'_i = F'_p + f_\beta$	一齿切向综合公差	$f'_i = 0.6(f'_{p1} + f_\beta)$
螺旋线波度公差	$f_{\beta} = f'_i \cos\beta$	轴向齿距极限偏差	$F_{px} = F_\beta$
一个轴向齿距偏差	$f_{px} = f_\beta$	中心距极限偏差	$f_a = 0.5(\text{IT6}, \text{IT7}, \text{IT8})$
公法线长度极限偏差	$E_{w_s} = -2\sin\alpha(-E_h)$ $E_{w_i} = -2\sin\alpha(+E_h)$	齿厚极限偏差	$E_{ss} = -2\tan\alpha(-E_h)$ $E_{si} = -2\tan\alpha(+E_h)$
公法线长度公差	$T_w = E_{w_s} - E_{w_i}$	齿厚公差	$T_s = E_{ss} - E_{si}$

表 32.2-23 极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式 (GB/T 15753—1995)

精度等级	E_p		F_r		F_w		f_{μ}		F_{β}		E_{d1}			E_{d2}	
	$A\sqrt{L}+C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$ $B=0.25A$		$B\sqrt{d} + C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$ $B=0.25A$		$A\sqrt{b} + C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$			$Am_n + B\sqrt{d}$	
	A	C	A	C	B	C	A	C	A	C	A	B	C	A	B
4	1.0	2.5	0.56	7.1	0.34	5.4	0.25	3.15	0.63	3.15	0.72	1.44	2.16	1.44	2.88
5	1.6	4	0.90	11.2	0.54	8.7	0.40	5	0.80	4	0.9	1.8	2.7	1.8	3.6
6	2.5	6.3	1.40	18	0.87	14	0.63	8	1	5					
7	3.55	9	2.24	28	1.22	19.4	0.90	11.2	1.25	6.3	1.125	2.25	3.375	2.25	4.5
8	5	12.5	3.15	40	1.7	27	1.25	16	2	10					

注：表中， d —齿轮分度圆直径； b —轮齿宽度； L —分度圆弧长。

6 设计计算实例

下列设计计算实例进一步介绍如何确定齿轮参数、分析啮合特性和进行强度校核。

某矿用刮板减速器，输入功率 $P = 75 \text{ kW}$ ，第三级采用 GB/T 12759—1991 型双圆弧齿轮传动，第三级输入转速 $n_1 = 178.54 \text{ r/min}$ ，齿数比 $u = 2.93$ ；采用 N460 极压齿轮油油浴润滑，齿轮精度为 7 级，要求使用寿命 5 年，每年工作 300 天，每天三班连续工作，由电动机驱动，载荷有轻微振动。试设计并校核该对圆弧齿轮副。

(1) 选择齿轮材料及参数

小齿轮材料选用 35CrMo，调质处理后齿面硬度为 285~315HBS，按 300HBS 取值。

大齿轮材料选用 40Cr，调质处理后齿面硬度为 250~275HBS，按 260HBS 取值。

疲劳极限应力查图 32.2-14、图 32.2-15，取框图中间值。

$$\sigma_{Hlim1} = 869 \text{ MPa}, \sigma_{Hlim2} = 804 \text{ MPa}, \sigma_{Flim1} = 526 \text{ MPa}, \sigma_{Flim2} = 509 \text{ MPa}$$

取 $z_1 = 16$ ， $z_2 = z_1 \times u = 16 \times 2.93 = 46.88$ ，圆整后取 $z_2 = 47$ 。

暂定 $\beta = 15^\circ$ ，采用单斜齿。

$$\text{暂定 } \varphi_a = 0.4, \epsilon_\beta = \varphi_a(z_1 + z_2) \tan \beta / (2\pi) = 0.4(16 + 47) \tan 15^\circ / (2\pi) = 1.07466$$

取 $\epsilon_\beta = 2.3$ ，则 $\mu_t = 2$ ， $\Delta\epsilon = 0.3$ 。

(2) 按齿根弯曲强度初定模数

暂定载荷系数 $K = K_A K_V K_I K_{F2} = 1.3$

$$\text{小齿轮名义转矩 } T_1 = 9549 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$$

$$= 9549 \times 10^3 \times \frac{75}{178.54} \text{ N}\cdot\text{mm} = 4011285.986 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

查图 32.2-10，当 $\Delta\epsilon = 0.3$ ， $\beta = 15^\circ$ 时，接触系数 $K_{\Delta\epsilon} = 0$ 。

查表 32.2-9，弹性系数 $Y_E = 2.079 \text{ MPa}^{0.14}$ 。

由式 (32.2-21)，当 $u = 47/16 = 2.95374$ 时，齿数比系数 $Y_u = 1.04187$ 。

由式 (32.2-23)，当 $\beta = 15^\circ$ 时，螺旋角系数 $Y_\beta = 0.6816$ 。

查图 32.2-12，当 $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 16 / \cos^3 18^\circ = 17.7536$ ，齿形系数为 $Y_{F1} = 2.3$ 。

当 $\epsilon_\beta = 2.3$ ， $\beta = 15^\circ$ ，由图 32.2-13 中查得 $Y_{End} = 1.14$ 。

暂取弯曲强度计算寿命系数 $Y_{N1} = 1.0$ ，尺寸系数 $Y_X = 1.0$ ，最小安全系数 $S_{Fmin} = 1.6$ 。

代入式 (32.2-17)，得许用应力为

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_N Y_X / S_{Fmin} = 530 \times 1 \times 1 / 1.6 \text{ MPa} = 331.25 \text{ MPa}$$

代入式 (32.2-15) 中，计算法向模数为

$$\begin{aligned} m_n &\geq \left(\frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{2\mu_t + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{1/3} \left(\frac{Y_E Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 \sigma_{FP}} \right)^{1/2.58} \\ &= \left(\frac{4011286 \times 1.3}{2 \times 2 + 0} \right)^{1/3} \left(\frac{2.079 \times 1.04187 \times 0.6816 \times 2.3 \times 1.14}{16 \times 331.25} \right)^{1/2.58} \text{ mm} \\ &= 6.6483 \text{ mm} \end{aligned}$$

取 $m_n = 8 \text{ mm}$ 。

(3) 确定齿轮参数

$$\text{中心距 } a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = \frac{8(16 + 47)}{2\cos 15^\circ} \text{ mm} = 260.8896 \text{ mm}$$

取 $a = 260 \text{ mm}$

齿轮螺旋角

$$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \frac{8(16 + 47)}{2 \times 260} = 0.9692307$$

$$\beta = 14.2500327^\circ = 14^\circ 15' 11.77''$$

节圆直径

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{8 \times 16}{\cos 14.2500327^\circ} \text{ mm} = 132.063 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{8 \times 47}{\cos 14.2500327^\circ} \text{ mm} = 387.936 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽 } b = \frac{\epsilon_p \pi m_n}{\sin\beta} = \frac{2.3 \times \pi \times 8}{\sin 14.2500327^\circ} \text{ mm} =$$

234.834 mm, 取 $b = 230 \text{ mm}$

(4) 校核多点接触系数和多对齿啮合系数

由表 32.2-2 和表 32.2-3 可知, GB/T 12759—1991 型双圆弧齿轮的凸齿齿廓圆心偏移量 $l_a = 0.6280m_n$, 凸齿齿廓圆弧半径 $\rho_a = 1.3m_n$, 压力角 $\alpha = 24^\circ$, 凸齿齿廓圆心移距量 $x_a = 0.0163m_n$, 侧隙 $j = 0.04m_n$ 。

由式 (32.2-7) 可知, 轴向齿距

$$p_x = \frac{\pi m_n}{\sin\beta} = \frac{\pi \times 8}{\sin 14.2500327^\circ} \text{ mm} = 102.102 \text{ mm}$$

由式 (32.2-8) 可知

$$q_{TA} = \frac{0.5\pi m_n - 0.5j + 2l_a + 2x_a \cot\alpha}{\sin\beta} = \frac{0.5\pi - 0.5 \times 0.04 + 2 \times 0.6289 + 2 \times \cot 24^\circ}{\sin 14.2500327^\circ} \text{ mm}$$

$$2 \left(\rho_a + \frac{x_a}{\sin\alpha} \right) \cos\alpha \sin\beta = 8 \times 14.2500327^\circ \text{ mm} = 88.8375 \text{ mm}$$

由于 $\frac{b}{p_x} = 2.2526$, 所以 $n = 2$; $\Delta b = b -$

$mp_x = 230 \text{ mm} - 2 \times 102.102 \text{ mm} = 25.796 \text{ mm}$ 。

根据以上数据和表 32.2-4 知, 应按 $p_x - q_{TA} < \Delta b < q_{TA}$ 的情况计算接触系数:

四点接触系数

$$\epsilon_{4d} = \frac{q_{TA} - \Delta b}{p_x} = \frac{88.8375 - 25.796}{102.102} = 0.6174$$

五点接触系数

$$\epsilon_{5d} = 2 - \frac{2q_{TA}}{p_x} = 2 - \frac{2 \times 88.8375}{102.102} = 0.2598$$

六点接触系数

$$\epsilon_{6d} = \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} - 1 = \frac{88.8375 + 25.796}{102.102} - 1 = 0.1228$$

由表 32.2-5 知, 应按 $\Delta b > p_x - q_{TA}$ 的情况计算啮合系数

三对齿啮合系数

$$\epsilon_{3e} = 2 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} = 2 - \frac{88.8375 + 25.796}{102.102} = 0.8773$$

四对齿啮合系数

$$\epsilon_{4e} = \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} - 1 = \frac{88.8375 + 25.796}{102.102} - 1 = 0.1227$$

以上说明此对齿轮副在一个转角的啮合范围内, 有 61.74% 的时间为四点接触, 25.98% 的时间为五点接触, 12.28% 的时间为六点接触; 87.73% 的时间为三对齿啮合, 12.27% 的时间为四对齿啮合。

(5) 齿面接触强度验算

齿轮线速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 132.063 \times 178.54}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 1.235 \text{ m/s}$$

按有轻微振动, 查表 32.2-7, 使用系数 $K_A = 1.25$ 。

按 7 级精度, 查图 32.2-8, 当 $v = 1.235 \text{ m/s}$ 时, 动载系数 $K_v = 1.019$ 。

按非对称布置, 轴刚性大, $b/d_1 = 1.7416$, 查图 32.2-9, 接触迹间载荷分配系数 $K_l = 1.196$ 。

重合度

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n} = \frac{230 \times \sin 14.2500327^\circ}{\pi \times 8} = 2.25265$$

则 $\mu_t = 2$, $\Delta\epsilon = 0.25265$

查图 32.2-10, 当 $\Delta\epsilon = 0.25265$ 时, 接触迹系数 $K_{\Delta\epsilon} = 0.0$ 。

按 7 级精度, 查表 32.2-8, 接触迹内载荷分配系数 $K_{H2} = 1.39$ 。

查表 32.2-9, 弹性系数 $Z_E = 31.346 \text{ MPa}^{0.27}$ 。

由式(32.2-20)知,当 $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{47}{16} = 2.9375$,齿数比系数 $Z_u = 1.08232$ 。

由式(32.2-22)知,螺旋角系数 $Z_\beta = 0.46514$ 。

查图32.2-11,当 $z_{v1} = z_1/\cos^3\beta = 16/\cos^3 14.2500327^\circ = 14.5681$, $z_{v2} = 42.7937$,接触弧长系数 $Z_\alpha = 0.9995$ 。

将上述数据代入式(32.2-9),得

$$\sigma_H = \left(\frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H2}}{2\mu_e + K_{\alpha e}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha}{z_1 m_n^{2.19}} = \left(\frac{4011286 \times 1.25 \times 1.019 \times 1.196 \times 1.39}{2 \times 2 + 0} \right)^{0.73} \cdot$$

$$\frac{31.346 \times 1.08232 \times 0.46514 \times 0.9995}{16 \times 8^{2.19}} \text{ MPa}$$

$$= 431.173 \text{ MPa}$$

(6) 接触强度安全系数校核

由于齿轮材料是较好的合金钢,故其极限应力取框图的中间值,经调质处理后,当齿轮硬度取285HBS时,查图32.2-14,接触疲劳极限应力为 $\sigma_{Hlim} = 869 \text{ MPa}$ 。

接触应力循环数 $N_L = 5 \times 300 \times 3 \times 8 \times 60 \times 178.5 = 3.8556 \times 10^8 > 5 \times 10^7$,

故按无限寿命设计,查图32.2-16,寿命系数 $Z_{N1} = Z_{N2} = 1.0$ 。

当采用N460极压齿轮油时, $v_{40} = 460 \text{ mm}^2/\text{s}$,查图32.2-18可知,润滑系数 $Z_L = 1.1099$ 。

齿面间滚动速度为 $v_g = v/\tan\beta = 1.235/\tan 14.2500327^\circ = 4.8628 \text{ m/s}$,查图32.2-19知,速度系数 $Z_v = 0.890$ 。

取接触强度最小安全系数 $S_{Hlim} = 1.3$ 。

将上述数据代入式(32.2-13),得

$$S_H = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_v / \sigma_H = \frac{869 \times 1.0 \times 1.1099 \times 0.890}{431.173} = 1.9925 > 1.3$$

故接触疲劳强度安全。

(7) 齿根弯曲强度验算

查表32.2-8知,7级精度,接触迹内载荷分配系数 $K_{F2} = 1.10$ 。

查表32.2-9可知,弹性系数 $Y_E = 2.079 \text{ MPa}^{0.14}$ 。

由式(32.2-21)可得,齿数比系数 $Y_u =$

1.04187。由式(32.2-23)可得,螺旋角系数 $Y_\beta = 0.67242$ 。

查图32.2-12知,当 $z_{v1} = 14.568$, $z_{v2} = 42.7937$,齿形系数分别为, $Y_{F1} = 2.29413$, $Y_{F2} = 1.89783$ 。

当 $\epsilon_\beta = 2.25265$, $\beta = 14.2500327^\circ$ 时,由图32.2-13中查得 $Y_{End} = 1.1315$ 。

将上述数据代入式(32.2-14),得

$$\sigma_{F1} = \left(\frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{2\mu_e + K_{\alpha e}} \right)^{0.86} \frac{Y_E Y_u Y_\beta Y_{F1} Y_{End}}{z_1 m_n^{2.58}} = \left(\frac{4011286 \times 1.25 \times 1.019 \times 1.196 \times 1.10}{2 \times 2 + 0.15} \right)^{0.86} \cdot$$

$$\frac{2.076 \times 1.04187 \times 0.867242 \times 2.29413 \times 1.01315}{16 \times 8^{2.58}} \text{ MPa}$$

$$= 249.580 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 249.580 \times \frac{1.89783}{2.29413} \text{ MPa} =$$

$$206.466 \text{ MPa}$$

8) 弯曲安全系数校核

由于齿轮材料是较好的合金钢,故其极限应力取框图的中间值,根据小齿轮硬度285HBS,查图32.2-15,得弯曲疲劳极限应力 $\sigma_{Flim} = 526.17 \text{ MPa}$;大齿轮硬度240HBS,查图32.2-15,弯曲疲劳极限应力 $\sigma_{Flim} = 509.67 \text{ MPa}$ 。

弯曲应力循环数与接触应力循环数相等 $N_L = 3.8556 \times 10^8 > 3 \times 10^6$

故按无限寿命设计,查图32.2-17得,弯曲强度计算寿命系数 $Y_{N1} = Y_{N2} = 1.0$ 。

当模数 $m_n = 8 \text{ mm}$ 时,查图32.2-20知尺寸系数 $Y_x = 0.982$ 。

取弯曲强度最小安全系数 $S_{Flim} = 1.6$ 。

将上述数据代入式(32.2-13),得

$$S_{F1} = \sigma_{Flim} Y_N Y_x / \sigma_{F1} = \frac{526.17 \times 1.0 \times 0.982}{249.580} = 2.0703 > 1.6$$

$$S_{F2} = \sigma_{Flim} Y_N Y_x / \sigma_{F2} = \frac{509.67 \times 1.0 \times 0.982}{206.466} = 2.4241 > 1.6$$

故弯曲强度安全。

大、小齿轮的零件工作图见图32.2-21和图32.2-22。

法向模数	m_n	8
齿数	z	16
基本齿廓	GB/T 12759—1991	
压力角	α	24°
螺旋角	β	14°15'11.77"
螺旋方向		左
精度等级	7	GB/T 15753—1995
齿轮副中心距及其极限偏差	$a \pm f_a$	260 ± 0.040 5
配对齿轮	图号	
	齿数	47
公差组	检验项目代号	公差组 (或极限偏差) 值
齿距累积误差	F_p	0.063
齿距极限偏差	f_{pt}	± 0.022
齿根圆直径的极限偏差	F_{df}	± 0.048 75
公法线长度及公法线长度极限偏差	L_f	83.889 9 ^u _{0.022 0}

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

技术要求

1. 热处理后硬度 285 ~ 315HBS。
2. 未注明圆角半径 R2.5。
3. 精加工前超声波探伤。

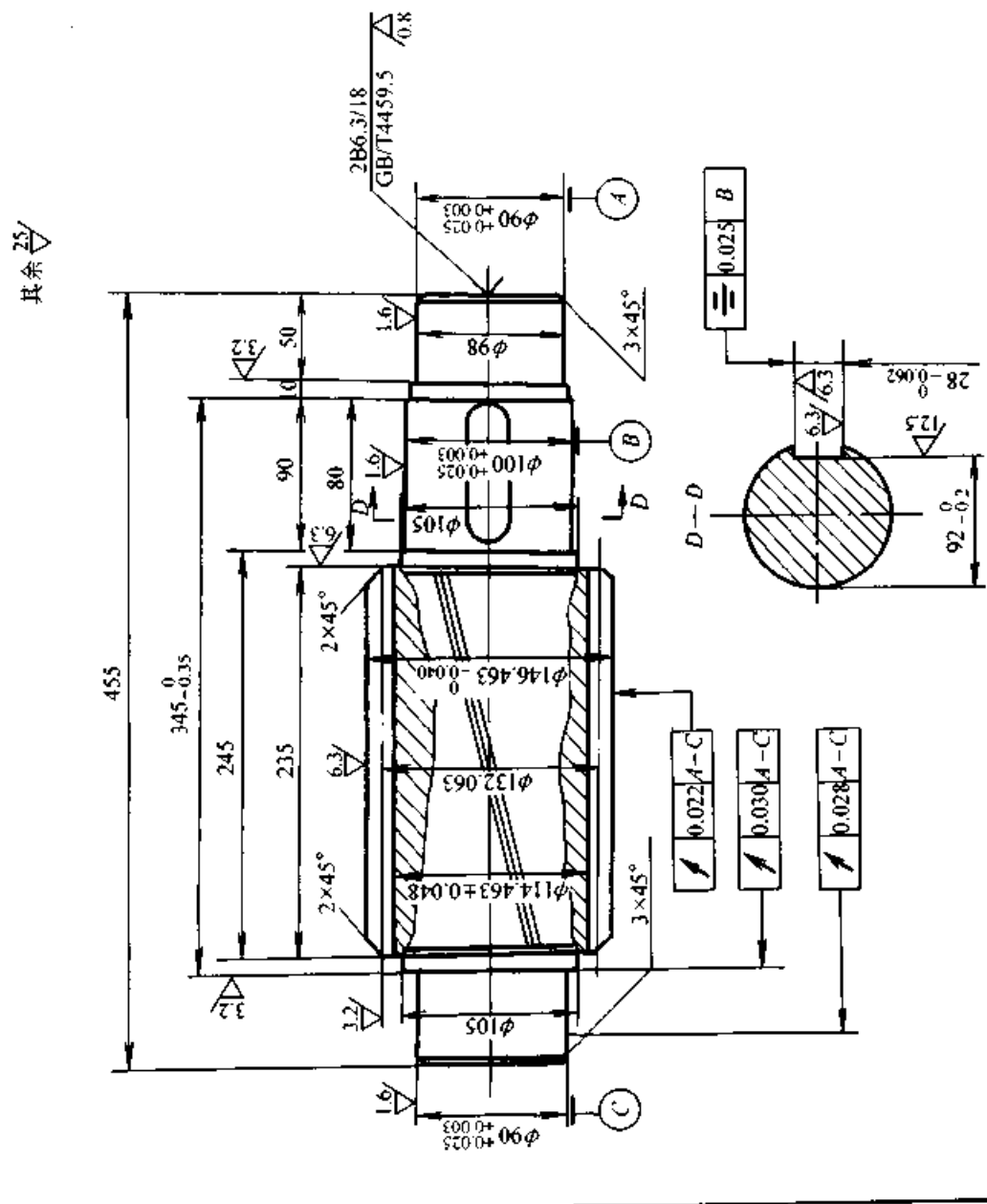


图 32.2-21 齿轮轴

7 圆弧圆柱齿轮减速器通用系列产品

通用圆弧圆柱齿轮减速器仅在齿形及相关参数设计方面与渐开线圆柱齿轮不同。减速器的结构、设计程序、设计方法等方面基本相同。所以通用圆弧和渐开线圆柱齿轮减速器机体和齿轮以外的零部件、附件等均可通用，二者采用相同的结构型式规格，相同的外形尺寸。但给出各自的承载能力表。

圆弧齿轮减速器有代表性的产品有采用 GB/T 12759—1991《双圆弧圆柱齿轮基本齿廓》，采

用铸造合金钢调质齿轮的 ZDSH（单级）、ZLSH（两级）、ZSSH（三级）减速器和采用高强度中碳合金钢，毛坯锻造调质处理，齿面硬度 $\geq 300 \sim 400$ HBS，HN 型圆弧圆柱齿轮减速器与 HK 型圆弧圆柱齿轮——渐开线圆锥齿轮减速器。HN 型、HK 型减速器分别与 YB/T 050—1993 YN 系列圆柱齿轮减速器（或 DN 点线啮合圆柱齿轮减速器，见本篇第 3 章），YK 系列圆锥—圆柱齿轮减速器（或 DK 点线啮合圆锥—圆柱齿轮减速器，见本篇第 3 章）有相同的装配型式和外形尺寸，但承载能力不同。其型号规格对应关系见表 32.2-24。

表 32.2-24 HN, HK 与 YN, YK 系列代号对应关系
DN, DK

类别	级数	代号						传动比范围 i	最大末级中心距 /mm
		基本型		悬挂型		空心轴型			
		HN, HK	YN, YK DN, DK	HN, HK	YN, YK DN, DK	HN, HK	YN, YK DN, DK		
N 系列圆柱 齿轮减速器	1	HND	YND DND	—	—	—	—	1.25~6.3	560
	2	HNL	YNL DNL	HNLO	YNLO DNLO	HNLA	YNLA DNLA	6.3~20	
	3	HNS	YNS DNS	HNSO	YNSO DNSO	HNSA	YNSA DNSA	20~100	800
	4	HNF	YNF DNF	HNFO	YNFO DNFO	HNFA	YNFA DNFA	100~500	
K 系列圆锥 —圆柱 齿轮减速器	2	HKL	YKL DKL	HKLO	YKLO DKLO	HNLA	YKLA DNLA	5~16	560
	3	HKS	YKS DKS	HKSO	YKSO DKSO	HNSA	YKSA DKSA	11.2~90	800
	4	HKF	YKF DKF			HNFA	YKFA DKFK	90~500	

注：H—圆弧齿轮；N—圆柱齿轮；K—圆锥圆柱齿轮；首位 D—点线啮合；末位 D—单级；L—二级；S—三级；F—四级；O—悬挂型；A—空心轴型。

按照上表查阅本篇第 3 章，可查得 HN 型和 HK 型相应的装配型式、外形结构尺寸。

部分 HN, HK 型减速器的承载能力见表 32.2-25 至表 32.2-29。选用方法见 YB/T050—1993 标准。

我国南京高速齿轮箱厂生产的 YNK 系列 (YB/T050—1993) 硬齿面齿轮减速器和 HNK 系列中硬齿面双圆弧齿轮减速器，是国内比较先进的产品。

YNK 系列包括 YN 系列 1~4 级圆柱齿轮减速器和 YK 系列 2~4 级圆锥—圆柱齿轮减速器两大类 18 种基本形式。齿轮全部采用优质合金钢锻件经渗碳淬火精加工制成；圆柱齿轮精度不低于 GB/T 10095—1988 6 级，圆锥齿轮精度不低于 7 GB/T 11365—1989 7 级；中心距、公称传动比等主要参数均采用 R20 优先数；结构上部分实现了模块化设计，主要零件可跨系列互换。

该系列减速器的承载能力高（为同体积中硬

齿面渐开线齿轮减速器的4倍)、效率高、使用寿命长、可靠性高、传动平稳、噪声低。

HNK系列是采取换肚子的方法把YNK系列中的硬齿面渐开线圆柱齿轮换成中硬齿面的双圆弧齿轮得到的。它是在我国经过多年的试验研究,全面掌握双圆弧齿轮技术后开发的,基本齿廓按GB/T 12759,强度计算按GB/T 13799,精

度按GB/T 15753的7级。双圆弧齿轮用42CrMoA材料,调质硬度300~340HBS,滚齿加工,制造成本低。其承载能力为同条件的中硬齿面渐开线齿轮减速器的2~3倍。部分场合可替代硬齿面减速器。

YNK、HNK产品的主要尺寸和技术参数可参阅南京高速齿轮箱厂的产品样本。

表 32.2-25 HND型减速器公称功率和热功率

公称传动比 i_N	公称转速 / (r/min)		规格 (中心距/mm)															
			100	125	160	200	250	280	320	360	400	450	500	560				
	n_1	n_2	公称功率 P_N/kW															
1.4	1 500	1 070	78	150	290	510	1 050*	* 要求强制润滑										
	1 000	715	52	105	200	350	710											
	750	535	41	84	155	270	550											
1.6	1 500	940	77	145	265	470	960*	1 340*	1 760*	2 320*								
	1 000	625	50	100	185	330	650	920	1 180	1 700								
	750	470	37	80	150	250	530	730	970	1 210								
1.8	1 500	835	71	140	250	435	900	1 220*	1 660*	2 140*								
	1 000	555	46	96	175	295	610	890	1 140	1 460								
	750	415	33	77	145	220	480	680	920	1 140								
2.0	1 500	790	64	125	235	415	810	1 120	1 540*	2 020*	—	—	—	—				
	1 000	500	41	88	160	285	570	770	1 060	1 380	2 100	2 980	3 720*	—				
	750	375	30	70	130	210	465	610	850	1 080	1 600	2 360	3 060	4 040				
2.24	1 500	670	58	112	220	370	770	1 020	1 400*	1 840*	—	—	—	—				
	1 000	445	37	80	150	250	530	730	970	1 300	1 900	2 740	3 440*	—				
	750	335	27	65	120	200	425	590	790	1 000	1 500	2 200	2 820	3 620				
2.5	1 500	600	48	105	200	330	710	910	1 300*	1 740*	—	—	—	—				
	1 000	400	34	76	135	225	500	650	930	1 200	1 760	2 500	3 280*	—				
	750	300	25	59	110	185	390	530	730	910	1 420	2 120	2 660	3 380				
2.8	1 500	535	42	92	180	305	660	840	1 180	1 580	—	—	—	—				
	1 000	360	30	64	130	210	450	600	790	1 060	1 600	2 340	3 060*	—				
	750	270	21	50	100	165	355	490	660	840	1 240	1 900	2 480	3 120				
3.15	1 500	475	38	76	165	290	600	800	1 080	1 400	1 960	2 900	3 780*	—				
	1 000	315	26	53	110	185	410	550	740	1 000	1 420	2 120	2 740	3 640				
	750	235	19	40	88	145	310	460	610	770	1 120	1 700	2 250	2 960				
3.55	1 500	425	33	72	145	265	540	710	990	1 280	1 840	2 660	3 360	—				
	1 000	280	24	49	104	175	355	490	690	930	1 310	1 900	2 500	3 480				
	750	210	18	38	78	140	265	400	530	720	1 080	1 500	2 000	2 840				
4	1 500	375	28	59	125	245	510	670	920	1 180	1 700	2 380	3 060*	—				
	1 000	250	20	39	86	170	340	465	620	840	1 200	1 560	2 200	3 400				
	750	187	15	29	63	125	260	360	495	650	940	1 300	1 800	2 680				

续表 32.2-25

公称传动比 i_N	公称转速 /(r/min)		规格 (中心距/mm)											
	n_1	n_2	100	125	160	200	250	280	320	360	400	450	500	560
			公称功率 P_N /kW											
4.5	1 500	335	25	44	106	215	450	610	780	1 040	1 480	2 040	2 640	—
	1 000	220	17	30	71	145	300	405	540	770	1 000	1 440	1 980	3 080
	750	166	12	23	52	117	230	300	420	610	760	1 100	1 540	2 380
5	1 500	300	21	38	96	170	375	530	710	960	1 340	1 960	2 480	—
	1 000	200	14	26	64	112	265	370	495	660	930	1 400	1 840	2 520
	750	150	10	21	47	84	195	280	375	530	710	1 060	1 380	2 040
5.6	1 500	270	18.4	33	78	155	330	445	660	820	1 180	1 620	2 160	—
	1 000	180	12	22	50	108	225	320	430	590	810	1 100	1 460	2 120
	750	134	9	17	37	80	165	235	310	465	620	810	1 100	1 660
6.3	1 500	240	13.6	30	66	125	265	400	600	730	990	1 460	1 720	—
	1 000	160	9.5	21	44	84	175	265	390	540	610	990	1 160	1 720
	750	120	7	15	32	68	135	190	285	380	495	730	880	1 300
环境冷却条件		空气流速/ (m/s)	热功率 P_t /kW											
无冷却措施	厂房小	≥ 0.5	19	31	48	77	115	145	190	230	290	370	460	550
	厂房大	≥ 1.4	28	43	67	110	160	210	280	320	420	535	640	770
	室外	≥ 3.7	37	58	91	144	220	280	370	430	560	710	860	1 030
风扇冷却	n_1 /(r/min)	1 500	38	60	91	148	225	300	400	470	—	—	—	需向制造厂方 咨询
		1 000	24	52	80	130	195	260	350	410	520	670	820	
		750	30	48	72	120	182	240	320	380	480	610	750	
风扇和冷却盘管冷却	n_2 /(r/min)	1 500	148	210	280	410	520	630	810	920	—	—	—	
		1 000	144	204	275	390	500	600	760	860	1 100	1 280	1 500	
		750	139	198	265	370	490	570	730	840	1 030	1 180	1 400	

表 32.2-26 HNL、HNLO、HNLA 减速器公称功率和热功率

公称传动比 i_N	公称转速 /(r/min)		规格 (总中心距/mm)															
	n_1	n_2	240	272	305	340	385	430	480	545	610	680	770	860	960	1 080	1 210	1 360
			公称功率 P_N /kW															
6.3	1 500	240	59	92	125	175	245	340	510	630	960	1 320	1 740	2 480	3 460	—	—	—
	1 000	160	41	63	80	120	170	235	370	440	650	920	1 200	1 720	2 400	3 300	4 900	6 280
	750	120	30	46	59	96	130	185	250	335	500	680	910	1 320	1 840	2 580	3 840	4 840
7.1	1 500	210	57	85	105	165	240	290	450	600	910	1 260	1 640	2 220	3 100	—	—	—
	1 000	140	37	55	69	105	165	185	300	395	590	800	1 120	1 540	2 160	3 040	4 480	5 820
	750	106	27	40	50	82	120	135	230	300	435	580	850	1 180	1 640	2 380	3 480	4 340

续表 32.2-26

公称 传动比 i_N	公称转速 /(r/min)		规格 (总中心距/mm)																	
	n_1	n_2	240	272	305	340	385	430	480	545	610	680	770	860	960	1 080	1 210	1 360		
			公称功率 P_N/kW																	
8	1 500	185	54	77	98	150	220	250	410	560	850	1 120	1 420	2 060	2 880	—	—	—		
	1 000	125	35	50	64	100	145	160	270	385	550	740	970	1 420	1 980	2 520	3 720	4 920		
	750	94	25	37	46	76	105	120	205	290	400	540	740	1 080	1 520	1 920	2 860	3 780		
9	1 500	167	47	68	84	135	185	215	370	530	710	970	1 340	1 860	2 600	—	—	—		
	1 000	111	30	44	55	94	120	140	245	355	470	630	910	1 280	1 800	2 520	3 620	4 720		
	750	83	22	32	40	69	89	100	190	270	340	455	690	970	1 340	1 940	2 780	3 620		
10	1 500	150	41	61	75	125	155	200	325	465	640	780	1 060	1 640	2 260	—	—	—		
	1 000	100	26	40	49	79	100	125	215	310	410	520	720	1 120	1 560	1 940	2 840	3 960		
	750	75	19.4	29	36	58	75	94	170	235	300	375	550	860	1 180	1 480	2 180	3 040		
11.2	1 500	134	37	53	66	105	140	170	295	425	580	810	1 000	1 520	2 120	—	—	—		
	1 000	89	24	34	42	69	94	110	195	285	375	520	680	1 040	1 460	1 820	2 620	3 620		
	750	67	17.8	25	31	50	68	81	140	215	270	380	520	780	1 060	1 380	2 000	2 760		
12.5	1 500	120	31	47	59	94	120	145	260	365	500	730	930	1 420	1 980	—	—	—		
	1 000	80	20	30	37	60	79	94	170	250	320	470	630	960	1 340	1 620	2 460	3 320		
	750	60	14.7	22	27	44	57	68	125	185	235	340	475	720	980	1 220	1 880	2 580		
14	1 500	107	24	40	54	79	110	130	225	325	455	610	800	1 220	1 740	2 060	3 120	—		
	1 000	71	16.5	26	34	50	70	87	150	210	290	390	540	830	1 160	1 420	2 140	2 920		
	750	54	11.9	19.4	25	37	51	63	115	160	215	290	450	600	830	1 080	1 620	2 220		
16	1 500	94	22	37	45	69	99	115	205	285	375	470	680	1 020	1 440	1 760	2 660	—		
	1 000	62	14.2	24	29	44	64	74	135	190	245	300	460	690	950	1 200	1 820	2 480		
	750	47	10.5	17.8	21	32	46	54	99	145	180	220	340	510	690	900	1 380	1 880		
18	1 500	83	18.8	27	42	51	81	115	175	225	335	405	610	950	1 280	1 640	2 320	—		
	1 000	56	12.2	17.9	27	33	52	73	110	153	215	265	410	640	830	1 120	1 580	2 220		
	750	42	9	13.2	20	24	38	53	82	115	160	190	305	475	610	840	1 200	1 680		
20	1 500	75	17.3	21	37	47	69	87	140	205	* 要求强制润滑									
	1 000	50	11.3	14	24	30	44	56	91	130										
	750	38	8.3	10.2	17.6	22	32	41	67	95										
环境冷却条件		空气 流速/ (m/s)	热功率 P_t/kW																	
无冷却 措施	厂房小	≥ 0.5	22	30	37	46	60	75	96	120	142	182	230	290	345	430	550	685		
	厂房大	≥ 1.4	35	42	54	65	88	108	114	165	205	260	325	420	485	630	765	950		
	室外	≥ 3.7	47	55	73	85	112	142	177	220	270	345	430	545	650	810	1 040	1 280		
风扇 冷却	n_1 /(r/ min)	1 500	47	55	74	90	115	148	190	240	290	375	470	580	725	需向制造厂方咨询				
		1 000	40	50	64	80	102	128	163	210	255	330	405	510	620					
		750	37	46	58	73	95	118	150	187	235	288	380	465	570					
风扇和 冷却盘 管冷却	1 500	190	205	220	240	260	290	360	395	448	560	645	790	920						
	1 000	185	195	215	230	255	275	340	365	420	500	590	710	810						
	750	180	190	210	225	245	265	320	340	400	470	560	660	770						

表 32.2-27 HNS、HNSO、HNSA 型减速器公称功率和热功率

公称 传动比 i_N	公称转速 / (r/min)		规格 (总中心距/mm)												
	n_1	n_2	440	497	555	620	705	790	880	995	1 110	1 240	1 400	1 570	1760
			公称功率 P_N/kW												
20	1 500	75						320	435	625	890	1 260	1 840	2 620	3 160
	1 000	50						210	280	405	580	810	1 200	1 780	2 260
	750	38						150	205	295	420	600	890	1 300	1 740
22.4	1 500	67	51	70	85	148	235	285	400	560	810	1 080	1 720	2 340	2 820
	1 000	44	33	45	55	95	150	180	260	365	530	690	1 100	1 560	2 000
	750	33	24	33	40	70	110	130	190	265	385	510	820	1 160	1 540
25	1 500	60	47	64	75	134	200	250	345	500	700	970	1 500	2 060	2 820
	1 000	40	31	42	49	86	130	160	220	320	450	630	970	1 340	2 000
	750	30	23	31	36	64	94	110	160	235	330	460	720	1 000	1 400
28	1 500	54	41	55	65	114	170	220	290	450	650	890	1 320	1 900	2 400
	1 000	36	27	36	42	74	110	140	185	285	425	580	860	1 220	1 660
	750	27	20	26	31	54	81	105	135	210	310	425	620	900	1 240
31.5	1 500	45	35	49	58	105	155	195	255	390	570	750	1 160	1 660	2 200
	1 000	32	23	31	38	68	99	125	165	250	365	485	750	1 080	1 500
	750	24	17.2	23	28	50	73	92	120	180	265	355	550	780	1 140
35.5	1 500	42	33	41	50	88	140	180	230	340	490	700	980	1 500	2 140
	1 000	28	21	27	33	57	92	115	140	220	310	445	630	970	1 400
	750	21	15.9	20	24	42	68	85	110	160	230	325	465	700	1 000
40	1 500	38	28	38	42	81	120	150	205	290	415	590	870	1 280	1 720
	1 000	25	18.2	25	27	53	77	97	130	185	265	375	550	830	1 140
	750	19	13.4	18.8	20	39	57	72	98	135	195	275	405	610	840
45	1 500	33	25	33	40	68	100	130	185	270	375	520	770	1 120	1 560
	1 000	22	16.5	21	26	44	65	85	120	170	240	335	495	720	1 060
	750	17	11.9	16	19.3	33	48	63	89	125	175	245	365	520	830
50	1 500	30	22	30	37	62	91	120	165	230	325	480	710	1 020	1 380
	1 000	20	14.2	20	24	40	60	79	105	150	205	305	455	650	900
	750	15	10.5	15	18	29	45	59	78	110	155	225	335	480	660
56	1 500	27	19.7	24	32	55	84	105	145	205	300	410	610	910	1 260
	1 000	18	13	16.1	21	36	55	69	93	130	190	265	395	580	840
	750	13.4	9.9	12.2	15.9	27	41	52	71	100	145	200	295	435	620
63	1 500	24	17	21	29	48	74	92	125	175	260	360	530	780	1 120
	1 000	16	11.3	14	19.4	32	48	60	83	115	170	230	340	510	740
	750	12	8.6	10.2	14.9	23	37	46	63	88	130	175	260	385	550
71	1 500	21	12	18.3	26	45	64	84	110	155	240	305	480	700	980
	1 000	14	7.8	12.3	17.3	29	42	56	75	105	155	205	315	460	650
	750	10.6	5.8	9.4	13.3	21	32	42	57	80	120	155	240	345	490
80	1 500	18.8	13.3	16.5	22	38	54	72	105	140	205	285	410	645	840
	1 000	12.5	9.1	11.2	15.2	25	37	48	70	93	135	190	275	425	550
	750	9.4	7	8.6	11.7	18.4	28	37	53	71	105	145	210	320	415

续表 32.2-27

公称 传动比	公称转速		规格 (总中心距/mm)												
	/(r/min)		440	497	555	620	705	790	880	995	1 110	1 240	1 400	1 570	1 760
i_N	n_1	n_2	公称功率 P_N/kW												
90	1 500	16.7	11.3	15.2	20	33	50	64	89	125	175	235	380	540	720
	1 000	11.1	7.8	10.4	14.2	21	34	44	60	85	120	160	255	365	480
	750	8.3	6	8	10.9	16	25	33	46	65	91	120	195	275	360
100	1 500	15	10	13.2	17.1	29	47								
	1 000	10	6.9	9.2	11.8	19	31								
	750	7.3	5.3	7.1	9.1	14.1	23								
环境冷却条件		空气流 速/ (m/s)	热功率 P_t/kW												
无冷却 措施	厂房小	≥ 0.5	36	45	57	70	90	114	130	160	215	250	320	405	500
	厂房大	≥ 1.4	53	65	80	100	120	155	190	230	295	360	450	575	710
	室外	≥ 3.7	70	87	105	132	160	180	245	310	395	470	600	755	950
冷却盘 管冷却	厂房小	≥ 0.5	104	125	150	160	180	205	345	365	425	475	需向制造厂方咨询		
	厂房大	≥ 1.4	120	150	173	190	205	250	400	430	510	570			
	室外	≥ 3.7	135	177	200	223	250	310	455	510	610	700			

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 32.2-28 HKL、HKLO、HKLA 型减速器公称功率和许用热功率

公称 传动比	公称转速		规格 (圆柱齿轮中心距/mm)											
	/(r/min)		100	125	160	200	250	280	320	360	400	450	500	560
i_N	n_1	n_2	公称功率 P_N/kW											
5	1 500	300	20	36	79	140	290	370	495	670	1 020	1 480	—	—
	1 000	200	13	28	50	105	215	280	375	500	790	1 100	1 460	1 760
	750	150	9.6	19.2	44	84	170	225	300	400	630	830	1 160	1 360
5.6	1 500	270	20	36	79	140	290	370	495	670	1 020	1 480	—	—
	1 000	180	13	28	50	105	215	280	375	500	790	1 100	1 420	1 760
	750	134	9.6	19.2	44	84	160	225	300	400	630	830	1 160	1 360
6.3	1 500	240	20	36	79	140	290	370	495	670	1 020	1 480	—	—
	1 000	160	13	28	50	105	205	280	375	500	790	1 100	1 420	1 760
	750	120	9.6	19.2	44	84	150	225	300	400	630	830	1 140	1 360
7.1	1 500	210	19.8	36	79	140	280	370	495	670	1 020	1 480	—	—
	1 000	140	12.6	27	50	105	180	280	375	500	790	1 100	1 420	1 760
	750	106	9.2	19.2	41	84	130	225	300	400	620	830	1 140	1 360
8	1 500	185	16	32	66	125	250	345	480	610	910	1 360	—	—
	1 000	125	10.3	23	44	92	160	265	375	465	680	1 020	1 380	1 760
	750	94	7.6	17.6	34	72	120	200	270	370	530	760	1 100	1 280

续表 32.2-28

公称 传动比 i_N	公称转速 /(r/min)		规格 (圆柱齿轮中心距/mm)											
	n_1	n_2	100	125	160	200	250	280	320	360	400	450	500	560
			公称功率 P_N/kW											
9	1 500	167	13.6	29	60	115	235	320	435	550	830	1 220	—	—
	1 000	111	8.7	20	40	84	150	240	340	420	620	900	1 240	1 520
	750	83	6.4	15.5	32	64	115	180	260	335	470	680	960	1 160
10	1 500	150	12.5	26	53	105	210	280	380	500	740	1 120	—	—
	1 000	100	8.1	17.6	36	76	135	210	285	370	550	800	1 060	1 360
	750	75	5.9	13.6	27	56	100	160	240	305	420	610	830	1 040
11.2	1 500	134	10.5	24	52	96	170	260	360	450	670	960	—	—
	1 000	89	6.8	16	32	68	110	200	260	345	500	710	920	1 120
	750	67	5	12.1	25	52	80	145	200	265	360	530	700	880
12.5	1 500	120	9.7	21	47	84	150	235	290	400	550	760	—	—
	1 000	80	6.3	14.4	30	60	100	170	220	305	400	550	830	880
	750	60	4.7	11.1	22	43	71	125	160	225	340	420	640	680
14	1 500	107	8.2	17.6										
	1 000	71	5.3	12										
	750	54	3.9	8.8										
16	1 500	94	6.4	14.4										
	1 000	62	4.2	8.8										
	750	47	3.4	7.2										
环境冷却条件		空气流 速/ (m/s)	热功率 P_t/kW											
无冷却 措施	厂房小	≥ 0.5	10	17	25	40	64	80	100	120	150	190	230	300
	厂房大	≥ 1.4	15	25	37	57	90	113	138	170	220	270	340	430
	室外	≥ 3.7	21	32	50	75	118	145	188	230	280	360	450	540
风扇冷却	n_1 /(r/ min)	1 500	33	53	82	138	170	214	270	340	440	550	700	
		1 000	29	45	71	118	145	188	235	290	380	480	620	
		750	28	41	65	108	140	170	220	270	350	440	550	
风扇和冷却 盘管冷却	n_1 /(r/ min)	1 500	80	153	184	238	280	320	440	620	720	865	1 100	
		1 000	76	148	178	218	260	290	400	570	660	760	910	
		750	75	143	160	211	250	270	380	550	630	700	830	
冷却 盘管 冷却	厂房小	≥ 0.5	51											
	厂房大	≥ 1.4	56											
	室外	≥ 3.7	61											

表 32.2-29 HKS、HKSO、HKSA 型减速器公称功率和热功率

公称 传动比 i_N	公称转速 / (r/min)		规格 (圆柱齿轮总中心距/mm)																
	n_1	n_2	240	272	305	340	385	430	480	545	610	680	770	860	960	1 080	1 210	1 360	
			公称功率 P_N /kW																
11.2	1 500	134													1 500	—	—	—	
	1 000	89													1 160	1 740	2 000	2 320	
	750	67													960	1 380	1 840	2 160	
12.5	1 500	120										380	540	720	1 080	1 500	—	—	—
	1 000	80										280	400	540	830	1 160	1 740	2 000	2 320
	750	60										210	300	410	670	960	1 380	1 840	2 160
14	1 500	107	26	36	52	82	105	130	200	265	380	520	700	1 080	1 500	—	—	—	
	1 000	71	18.3	24	33	53	70	85	145	185	280	385	540	830	1 160	1 740	2 000	2 320	
	750	54	12.8	18.4	25	39	55	62	110	155	210	290	400	620	840	1 280	1 820	2 160	
16	1 500	94	22	36	45	68	96	120	185	250	370	490	670	1 080	1 500	—	—	—	
	1 000	62	13.9	23	29	48	63	76	135	180	250	350	500	740	990	1 520	2 000	2 320	
	750	47	10.3	17.1	21	36	47	56	97	145	180	250	370	550	730	1 120	1 600	2 140	
18	1 500	83	21	31	41	60	89	105	170	230	350	455	640	1 060	1 420	—	—	—	
	1 000	56	13.7	20	27	41	57	67	120	170	230	305	470	680	910	1 340	1 880	2 320	
	750	42	10	14.6	19.4	31	42	49	90	130	165	225	335	500	680	980	1 380	1 860	
20	1 500	75	20	29	35	55	76	91	145	220	305	440	620	900	1 220	—	—	—	
	1 000	50	13.1	19.1	22	36	49	58	94	155	195	285	405	580	780	1 160	1 720	2 280	
	750	38	9.6	14.1	16.5	26	36	43	69	110	145	205	295	430	580	860	1 240	1 740	
22.4	1 500	67	17.5	25	34	52	68	82	135	200	285	390	580	810	1 120	—	—	—	
	1 000	44	11.2	16.3	22	34	44	53	85	140	185	250	375	530	730	1 060	1 460	1 980	
	750	33	8.3	12.1	16	25	33	39	62	100	135	185	270	380	530	780	1 120	1 500	
25	1 500	60	16	23	28	44	62	74	130	185	250	345	510	700	960	—	—	—	
	1 000	40	10.3	14.9	19	29	40	48	84	125	160	225	325	455	620	920	1 360	1 840	
	750	30	7.6	11.1	13.6	21	30	36	62	90	120	165	240	330	450	670	1 020	1 420	
28	1 500	54	13.3	19.5	26	40	52	66	115	170	215	305	450	630	910	—	—	—	
	1 000	36	8.6	12.8	16.9	26	34	43	74	110	140	195	285	410	560	850	1 160	1 600	
	750	27	6.3	9.5	12.5	19.4	25	32	54	80	100	145	210	300	410	620	880	1 220	
31.5	1 500	48	12.5	17.8	22	34	48	58	105	145	195	270	395	560	750	—	—	—	
	1 000	32	8.1	11.1	14.4	23	32	38	68	95	125	175	250	355	490	740	1 120	1 500	
	750	24	5.9	8.7	10.7	16.6	23	28	51	70	92	130	185	260	360	540	880	1 160	
35.5	1 500	42	10.3	13.2	20	31	41	54	87	130	165	245	340	510	690	—	—	—	
	1 000	28	6.7	8.6	13.2	21	27	35	57	85	105	155	215	320	435	630	960	1 320	
	750	21	4.9	6.4	9.8	15.2	20	26	42	65	79	115	160	235	320	460	720	1 000	
40	1 500	38	9.7	12.6	17.3	27	38	48	78	115	150	210	295	430	590	—	—	—	
	1 000	25	6.3	8.8	11.3	18	25	31	52	75	97	135	190	275	375	580	830	1 100	
	750	19	4.7	6.4	8.4	13	18	23	39	55	72	100	140	205	275	425	610	820	
45	1 500	33	8.1	12	15.8	25	32	42	69	105	130	190	260	360	540	—	—	—	
	1 000	22	5.2	8	10.4	16.1	21	27	44	67	84	120	170	230	345	470	740	1 020	
	750	17	3.9	5.9	7.7	12	15.6	20	32	50	62	90	125	170	255	360	540	770	

超星浏览器提醒您：
 请勿下载制品
 请尊重相关知识版权
 续表 32.2-29

公称传动比 i_N	公称转速 / (r/min)		规格 (圆柱齿轮总中心距/mm)															
	n_1	n_2	240	272	305	340	385	430	480	545	610	680	770	860	960	1 080	1 210	1 360
			公称功率 P_N/kW															
50	1 500	30	6.4	10.6	14.2	21	28	38	64	89	120	160	225	335	460	710	—	—
	1 000	20	4.2	6.8	9.3	13.7	18	25	42	58	77	105	145	215	295	455	630	870
	750	15	3.2	5.1	7	10.3	13.3	18.7	31	44	57	77	110	160	220	345	470	650
56	1 500	27	5.9	9.6	12.4	19.2	24	33	53	81	100	145	210	305	415	580	—	—
	1 000	18	3.9	6.2	8.2	12.6	15.7	22	34	53	65	95	135	200	270	375	580	820
	750	13.4	3.0	4.6	6.2	9.6	11.9	16.3	25	40	50	72	100	150	200	280	430	620
63	1 500	24	5.0	8.2	11.1	16.3	22	30	50	70	92	125	175	260	355	560	—	—
	1 000	16	3.3	5.3	7.4	10.8	14.1	20	32	46	60	80	115	170	230	360	500	700
	750	12	2.6	4.0	5.7	8.3	10.4	15	24	35	46	62	87	130	175	270	375	530
71	1 500	21	4.6	7.2	9.3	13.5	18.2	26	43	69	82	110	160	225	315	480	—	—
	1 000	14	3.1	4.8	6.3	9	12.2	17.5	28	44	54	73	105	150	205	315	455	630
	750	10.6	2.4	3.6	4.8	6.9	9.4	13.4	21	32	42	55	80	115	155	240	340	470
80	1 500	18.8	3.9	5.8	8.8	11.8	16.8	24	35	47	73	100	140	200	280	410	—	—
	1 000	12.5	2.6	4.0	6	8	11.4	15.8	23	32	49	68	94	135	185	275	405	580
	750	9.4	2.0	3.1	4.5	6.2	8.7	12.1	17	25	38	52	71	100	140	210	310	435
90	1 500	16.7	3.4	4.7	7.4	10	14.2	21	30	42								
	1 000	11.1	2.3	3.2	5.1	6.9	9.8	14.1	20	29								
	750	8.3	1.8	2.5	3.9	5.3	7.5	10.9	15.4	22								
环境冷却条件	空气流速 / (m/s)		热功率 P_t/kW															
无冷却措施	厂房小 ≥ 0.5		16	20	26	32	40	51	64	80	100	120	150	190	230	300	370	450
	厂房大 ≥ 1.4		23	30	36	46	56	72	90	115	140	170	210	260	330	420	520	660
	室外 ≥ 3.7		32	40	50	62	76	95	120	152	185	250	280	350	450	550	700	850
风扇冷却	n_1	1 500			52	65	86	110	140	173	220	270	340	440	550	需向制造厂方咨询		
		1 000			46	57	74	95	120	154	190	240	300	380	490			
		750			42	52	67	87	110	140	170	220	280	350	450			
风扇和冷却盘管冷却	/(r/min)	1 500			123	132	174	190	220	250	300	510	570	680	750			
		1 000			120	130	158	180	205	240	270	400	540	600	700			
		750			114	122	153	170	200	220	250	440	510	580	640			
冷却盘管冷却	厂房小 ≥ 0.5		76	80														
	厂房大 ≥ 1.4		82	91														
	室外 ≥ 3.7		90	100														

8 高速圆弧圆柱齿轮箱系列产品

我国在用的高速圆弧圆柱齿轮箱 (减速度器、增速度器) 系列产品主要有两种: 一种是 GY 系

列, 另一种是 GH 系列。

8.1 GY 系列高速圆弧圆柱齿轮箱

(1) 类型和适用范围

GY型高速圆弧圆柱齿轮增(减)速器为外啮合、单级、封闭式、平行轴传动,按中心距和齿轮结构型式分为相衔接的两系列:

GYD系列 中心距 200~400 mm,单斜齿;

GYR系列 中心距 450~650 mm,人字齿。

G—高速; Y—圆弧; D—单斜齿; R—人字



$$\text{传动比} = \frac{\text{高速轴转速}}{\text{低速轴转速}}$$

标记示例:

GYD300—1170/5.304—1

上例所示为:高速圆弧单斜齿轮,中心距 300 mm,许用输入功率 1 170 kW,传动比 5.304,装配型式:第1种。

齿,分别为汉语拼音的第一字母。

GY系列增(减)速器是单圆弧齿轮传动,采用JB/T 929单圆弧齿轮滚刀法面齿形。小齿轮为凸齿,大齿轮为凹齿。

型号标记方法:

GY系列高速圆弧齿轮增(减)速器,适用于中小功率的鼓风机、离心压缩机和汽轮机等高速旋转机械的增速或减速传动。

(2) GY系列齿轮箱的结构特征

YGD、YGR型增(减)速器的结构分别见图 32.2-23 和图 32.2-24。

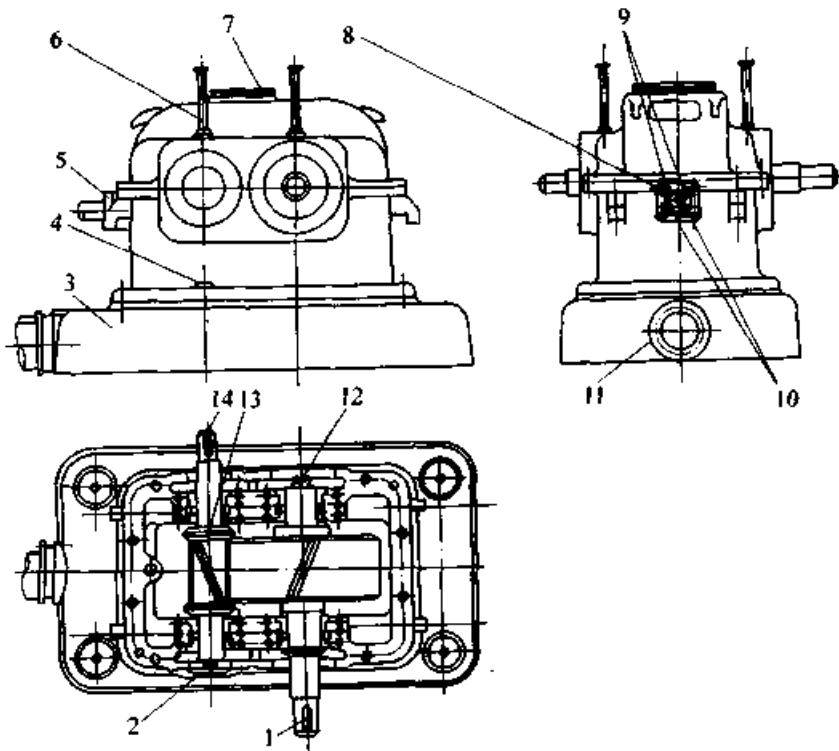


图 32.2-23 GYD型圆弧齿轮增(减)速器结构图

- 1—低速轴伸端 2—盘车用方头 3—底座 4—定位销 5—进油管法兰 6—测温元件
7—检视孔 8—齿轮喷油节流螺孔 9—小齿轮轴承节流螺孔 10—大齿轮轴承节流螺孔 11—回油管法兰
12—联接主油泵接头 13—锥面推力盘 14—高速轴伸端

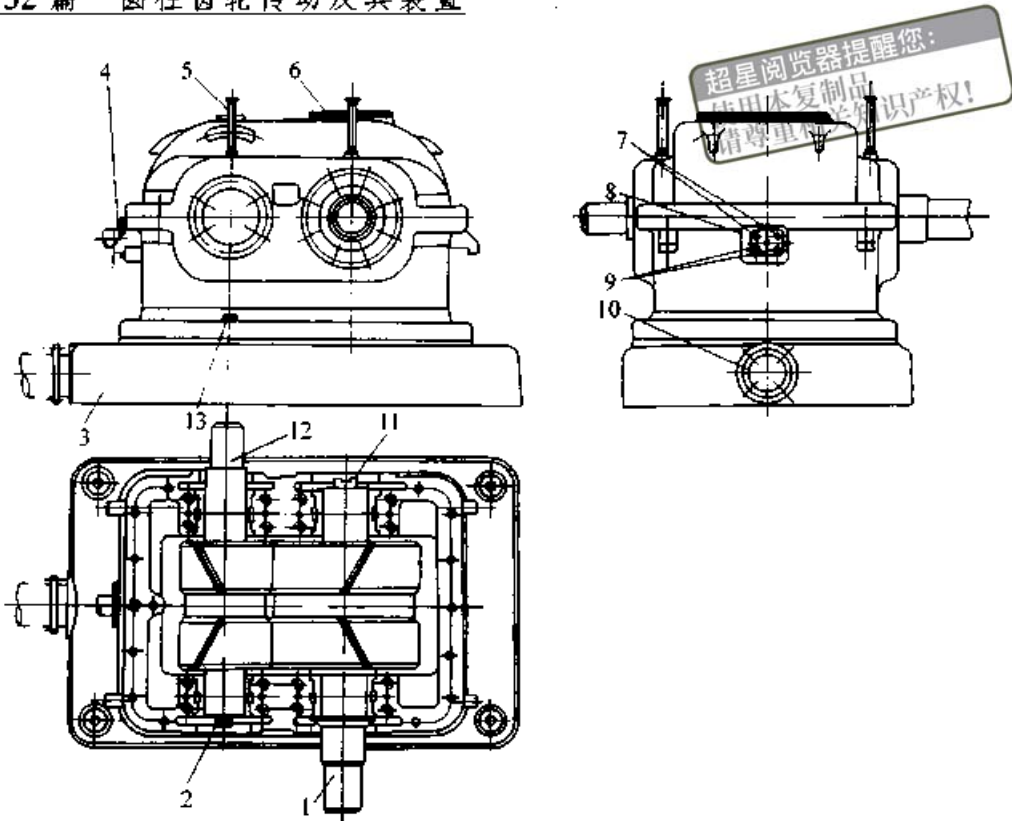


图 32.2-24 GYR 型圆弧齿轮增(减)速器结构图

1—低速轴伸端 2—盘车用方头 3—底座 4—进油孔 5—测温元件
6—检视孔盖 7—小齿轮轴承节流螺孔 8—齿轮喷油孔节流螺孔 9—大齿轮轴承节流螺孔
10—回油孔 11—联接主油泵接头 12—高速轴伸端 13—定位销

1) 齿轮箱由箱体和底座组成。箱体对垂直于轴的中分面为对称布置, 箱座与箱盖水平剖分。箱座与箱盖均设有起重吊钩。箱盖上设有透明的窥视窗, 便于观察齿轮啮合与润滑情况。箱体安装在底座上, 在高速轴下方设有两个定位销, 将箱体正确定位在底座上。箱体用优质铸铁铸造或钢材焊接。

2) 采用滑动轴承。轴承衬里采用锡基轴承合金 ZSnSb11Cu6 (GB/T 1174—1992)。轴承压盖与箱盖分开制造、安装很方便。

3) 增速器采用集中强制润滑系统, 符合美国石油学会标准 API-613 规定。只需接一根进油管与增(减)速器进油法兰联结, 通过箱壁预先加工的油路分别流至各个轴承及齿轮啮合喷油区域。在进油法兰内设有带孔节油螺钉, 改变其孔径可以调节各处所需油量。增(减)速器回油是经箱座底部回油孔漏至底座流回油箱。

(3) GY 系列齿轮箱的主要技术参数

GY 系列齿轮箱的主要技术参数列于表

32.2-30。

表 32.2-30 GY 系列齿轮箱的主要技术参数

型号	中心距 a /mm	高速轴转速范围/(r/min)	传动比范围	许用输入功率范围/kW
GYD200	200	1 000~1 600	1.0~5.5	99~1 294
GYD250	250	1 000~1 600	1.0~5.5	188~1 964
GYD300	300	1 000~1 600	1.0~5.5	335~3 119
GYD350	350	1 000~1 600	1.0~5.5	565~3 680
GYD400	400	1 000~1 500	1.0~5.5	880~5 731
GYR450	450	1 000~1 200	1.0~5.5	254~7 955
GYR500	500	1 000~1 000	1.0~5.5	558~8 370
GYR550	550	1 000~9 000	1.0~5.5	465~8 924
GYR600	600	1 000~8 000	1.0~5.5	604~8 940
GYR650	650	1 000~7 000	1.0~5.5	768~14 386

GY系列齿轮箱的外形、安装尺寸、功率表和选用方法等可查阅[9]。

8.2 GH系列高速圆弧圆柱齿轮箱

GH系列高速双圆弧齿轮箱采用双斜齿结构,共有14种中心距,公称传动比1.0~8.0,高速轴转速1 000~20 000 r/min,齿轮圆周速度25~150 m/s,工作温度-40~+45℃。

由于其齿面经过深层渗氮和珩齿精加工,齿面硬度达600~700 HV,齿面粗糙度 $Ra \leq 0.8 \mu\text{m}$,齿轮精度为GB/T15753的5~6级,齿端修形,故承载能力高、寿命长、噪声低。这样,其承载能力和传动品质就能够达到同类型渐开线齿轮的水平,加之它固有的制造工艺简单、生产周期短、成本较低的特点,更适合我国的国情。该产品已在石油、化工、发电、冶金、军工及船舶等领域获得成功的应用。

GH型齿轮箱的外形见图32.2-25,装配形式见图32.1-85,主要技术参数和外形尺寸见表32.2-31。

型号示例:

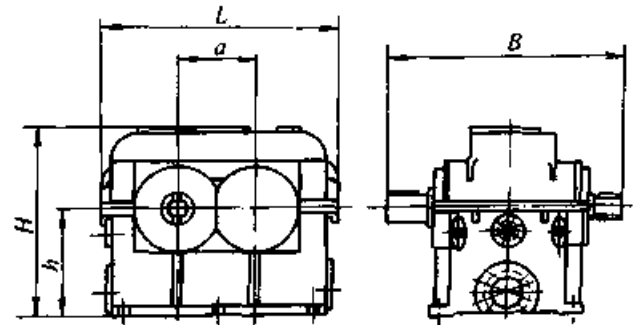
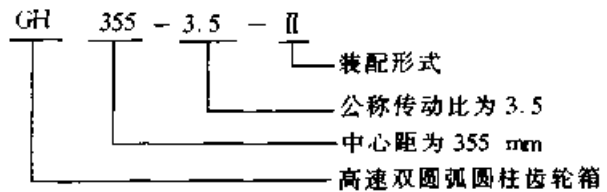


图 32.2-25 GH型齿轮箱外形示意图

表 32.2-31 GH系列高速双圆弧齿轮箱主要技术参数及外形尺寸

型号	中心距 a/mm	额定功率 P/kW	高速轴转速 $n/(\text{r}/\text{min})$	公称传动比 i	外形尺寸/mm			中心高 h/mm	质量 $/\text{kg}$
					L	B	H		
GH160	160	234~3 394	4 000~20 000	1~7	640	740	555	355	300
GH200	200	283~5 359	3 000~20 000	1~7.5	750	870	635	400	500
GH250	250	376~9 346	2 000~20 000	1~8	890	980	730	450	900
GH280	280	477~11 206	2 000~20 000	1~8	970	1 030	810	500	1 100
GH315	315	597~12 920	2 000~20 000	1~8	1 090	1 150	905	560	1 300
GH355	355	713~16 311	1 000~20 000	1~8	1 210	1 260	945	560	1 700
GH400	400	927~20 464	1 000~20 000	1~8	1 320	1 360	1 055	630	2 300
GH450	450	1 335~22 398	1 000~20 000	1~8	1 450	1 510	1 140	670	3 500
GH500	500	1 579~31 362	1 000~20 000	1~8	1 570	1 540	1 265	750	4 400
GH530	530	2 030~32 570	1 000~20 000	1~8	1 700	1 710	1 350	800	5 100
GH560	560	2 080~32 364	1 000~17 000	1~8	1 770	1 740	1 425	850	5 700
GH600	600	2 389~35 513	1 000~17 000	1~8	1 890	1 740	1 460	850	6 400
GH630	630	2 958~38 259	1 000~17 000	1~8	1 970	1 740	1 335	900	7 100
GH650	670	3 263~40 192	1 000~17 000	1~8	2 060	1 740	1 575	900	7 700

注:生产单位:郑州机械研究所。

第3章 点线啮合圆柱齿轮传动及其装置^①

1 点线啮合齿轮传动的类型、特点和应用

平行轴渐开线圆柱齿轮啮合时齿面间处于线接触，而圆弧齿轮啮合时处于点接触（图 32.3-1a、b）。一种具有线接触和点接触特点的点线啮合齿轮传动经 10 多年研究后目前已进入实用阶段。

点线啮合齿轮传动的小齿轮是一个变位的渐开线短齿齿轮（斜齿），大齿轮的上齿部为渐开线的凸齿齿廓，下齿部为过渡曲线的凹齿齿廓（斜齿）。因此，在啮合传动时既有接触线为直线的线啮合，又同时存在凹凸齿廓接触的点啮合，故称之为点线啮合齿轮传动，如图 32.3-1c 所示。

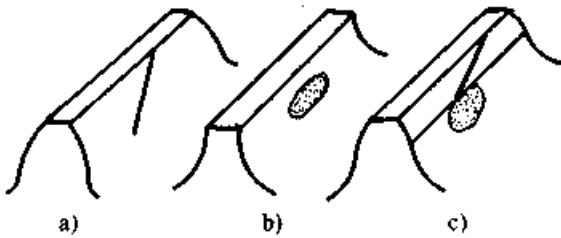


图 32.3-1 三种齿轮的接触状态

a) 渐开线齿轮 b) 圆弧齿轮 c) 点线啮合齿轮

点线啮合齿轮传动可以制成三种形式。

(1) 单点线啮合齿轮传动

小齿轮为一个变位的渐开线短齿，大齿轮的上齿部为渐开线凸齿廓，下齿部为过渡曲线的凹齿廓，大小齿轮（斜齿或直齿）组成单点线啮合齿轮传动，如图 32.3-2 所示。

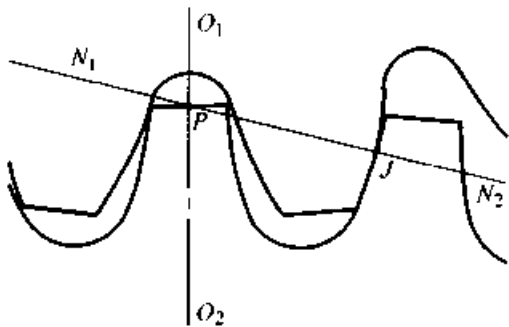


图 32.3-2 单点线啮合齿轮传动

(2) 双点线啮合齿轮传动

大小齿轮齿高的一半为渐开线凸齿廓，另一半为过渡曲线的凹齿廓，大小齿轮啮合时形成双点啮合与线啮合，因此称双点线啮合齿轮（直齿或斜齿）传动，如图 32.3-3 所示。

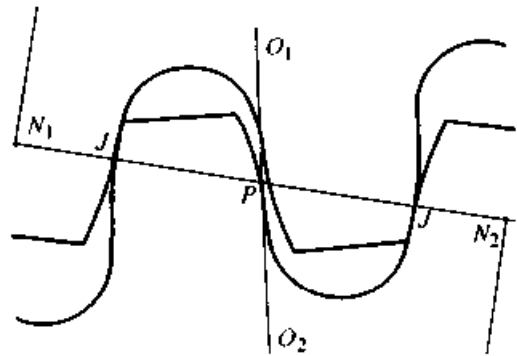


图 32.3-3 双点线啮合齿轮传动

(3) 少齿数点线啮合齿轮传动

这种传动的小齿轮最少齿数可以达 2~3 齿，因而其传动比可以很大，如图 32.3-4 所示。

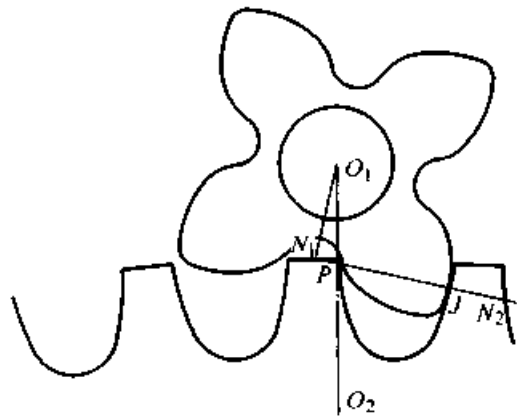


图 32.3-4 少齿数点线啮合齿轮传动

以上几种点线啮合齿轮传动具有以下特点：

1) 制造简单 点线啮合齿轮可用普通渐开线齿轮滚刀在滚齿机上滚切而成，并可在磨齿机上磨齿，因此一般的机械加工厂均能制造。

2) 有可分性 点线啮合齿轮传动与普通渐开线齿轮传动一样，具有可分性，因此中心距的制造误差不会影响瞬时传动比和接触线的位置。

3) 跑合性能好，磨损小 齿轮略加跑合就

^①本节内容根据武汉理工大学厉海祥教授和南京高速齿轮箱厂提供的资料编写。

可达到较理想的齿面接触状态,而在正常运转时,磨损较小。

4) 强度高,寿命长 承载能力试验表明,软齿面及中硬齿面点线啮合齿轮传动的齿面接触强度比普通渐开线齿轮提高1~2倍,弯曲强度提高15%左右。因此,在相同的承载条件下,前者比后者的寿命长得多。

5) 噪声低 初步试验结果表明,点线啮合齿轮传动的噪声要比普通渐开线齿轮传动低得多,甚至低5~10 dB(A),并且随着载荷加大,噪声还会降低。

6) 可制成各种齿面硬度的齿轮 点线啮合齿轮传动可采用软齿面、中硬齿面或硬齿面齿轮,其承载能力和精度要求的适应性强。

由于点线啮合齿轮具有以上的特点,因此目前已在起重运输、冶金、矿山、水泥和化工等行业的减速器中得到应用。例如在集装箱码头的龙门起重机、轧钢厂的辊道运输和水泥厂的立窑传动装置中的应用都很成功。并且已形成系列产品,进行批量生产,见本章第4节。

2 点线啮合齿轮传动的啮合特性

一对点线啮合齿轮在啮合时,其啮合过程包括两部分:一部分为两齿轮的渐开线部分相互啮合,形成线接触,在端面有重合度;另一部分为小齿轮的渐开线与大齿轮的渐开线和过渡曲线的交点 J 相互接触,形成点啮合。

点线啮合齿轮传动具有以下啮合特性:

(1) 符合齿廓啮合基本定律

点线啮合齿轮传动两齿轮啮合时,其啮合线 N_1N_2 为两基圆的内公切线,如图32.3-5所示。大齿轮同小齿轮的开始啮合点为 B_2 ,终止啮合点为大齿轮上渐开线与过渡曲线的交点 J (B_1)。因此,在 B_2 到 J 之间形成线啮合;而在终止啮合点 J 处形成点啮合。啮合点沿轴线方向平移,其接触点的公法线均通过节点 P ,因此符合齿廓啮合基本定律。

(2) 具有连续传动的条件

小齿轮的渐开线齿廓同大齿轮 J 点以上部分渐开线啮合,只要满足

$$B_2J/p_b > 1$$

就具有连续传动的条件。上式中 p_b 是齿轮的基圆齿距。

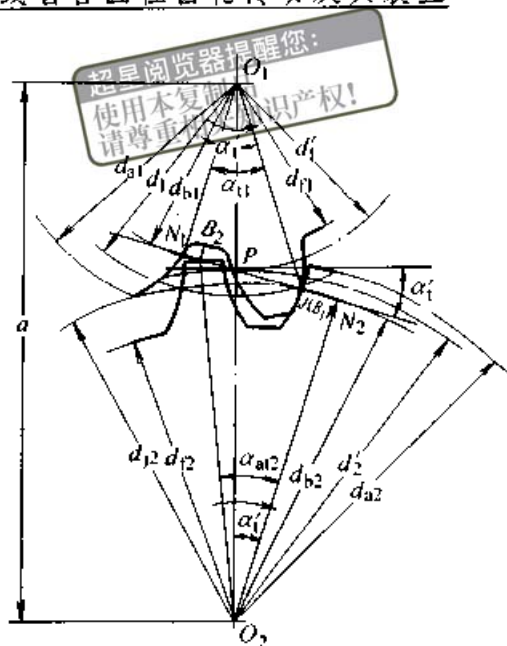


图 32.3-5 点线啮合齿轮传动

点线啮合齿轮通常做成斜齿,但也可做成直齿。

(3) 能满足正确啮合的条件

斜齿点线啮合齿轮传动同普通渐开线斜齿传动相同,只要

$$m_{n1} = m_{n2} = m_n; \alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha_n; \beta_1 = -\beta_2$$

就能满足正确啮合的条件。

(4) 具有变位齿轮的特点

点线啮合齿轮传动同普通渐开线齿轮传动一样,可按无侧隙啮合方程确定变位系数和

$$x_{\Sigma} = \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha_n)}{2\tan\alpha_n}$$

(5) 接触点处的曲率半径

一对齿轮在到达啮合终点 J 时,为了增加凸凹齿廓接触处的接触面积和避免干涉,应使小齿轮在啮合点 J 处的曲率半径小于大齿轮在啮合点 J 处的曲率半径,即

$$\rho_{J1} \leq \rho_{J2}$$

3 点线啮合齿轮传动的参数选择和几何尺寸计算

(1) 基本齿廓和模数系列

点线啮合齿轮的基本齿廓和模数系列与普通渐开线齿轮完全相同,详见本篇第1章1.1节。

(2) 参数选择和封闭图

点线啮合齿轮传动的参数选择比渐开线齿轮

复杂，各参数之间有密切关系，又相互制约。主要的参数有：法向模数 m_n 、齿数 z 、端面重合度 ϵ_a 、纵向重合度 ϵ_β 、齿宽系数 ϕ_a 或 ϕ_d 、以及变位系数 x_2 （或 x_1 ）和分度圆柱螺旋角 β 。其中 x_2 和 β 必须从封闭图中选取。

通常可取 $m_n = (0.01 \sim 0.03) a$ 。式中 a 为中心距。对于大中心距、载荷平稳、工作连续的传动， m_n 可取较小值。对于小中心距、载荷不平稳、间断工作的传动， m_n 可取较大值。对于高速传动，为了增加传动的平稳性， m_n 可取较小值。对于轧钢机人字齿轮座等有尖峰载荷的场合，可取 $m_n = (0.025 \sim 0.04) a$ 。所取的 m_n 值是否恰当要通过齿轮的强度计算确定。

点线啮合齿轮的最少齿数可取到 $z_{\min} = 2 \sim 4$ ，一般为了滚齿加工方便，可取 $z_1 \geq 8$ 。磨齿加工随磨齿机最少齿数而定，一般可取 $z_1 \geq 11$ 。

通常取点线啮合齿轮传动的总重合度 $\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta \geq 1.25$ ，最好使 $\epsilon_\gamma \geq 2.25$ 。

对于中硬齿面与硬齿面通用齿轮箱，通常可取齿宽系数 $\phi_a = 0.35$ ；对于软齿面通用齿轮箱可取 $\phi_a = 0.4$ 。

点线啮合齿轮传动的变位系数 x_2 和分度圆柱螺旋角 β 要利用封闭图来确定。渐开线齿轮变位系数选择的封闭图最早由苏联学者提出，它

展现了渐开线齿轮变位系数与各影响参数之间的关系。但是这种封闭图不能应用于点线啮合齿轮传动的计算，因为点线啮合齿轮大部分做成斜齿，其变位系数不能由通常的几种因素决定，而要考虑螺旋角对变位系数的影响。点线啮合齿轮的封闭图，主要显示大齿轮变位系数 x_2 和螺旋角 β 对各因素的影响。如果变位系数选择不当，就可能发生严重的干涉现象，以致使齿轮无法正常运转，或者齿厚太薄造成轮齿强度不足。大量实际计算表明，封闭图与中心距 a 、模数 m_n 无关，而主要与齿数 z_1 、 z_2 和刀具的参数有关。不同的齿数 (z_1 、 z_2) 就有不同的封闭图，这些封闭图可供设计者选用。

封闭图中已计及：大小齿轮根切限制曲线，小齿轮齿顶变尖，大齿轮最小齿厚，大小齿轮啮合时的最小径向间隙，端面重合度的大小，旋动曲线干涉量的大小，选择齿轮传动在节点后啮合还是节点前后啮合的曲线，以及滑动率相等的曲线等。不同的 β 值可选取不同的 x_2 值，就可得到不同的啮合状态和不同的齿轮尺寸（不同的承载能力），选择的范围很大，灵活性很好。图 32.3-6 所示为 $z_1 = 14$ ， $z_2 = 67$ ， $i = 4.786$ ， $c^* = 0.25$ 齿轮传动的封闭图。

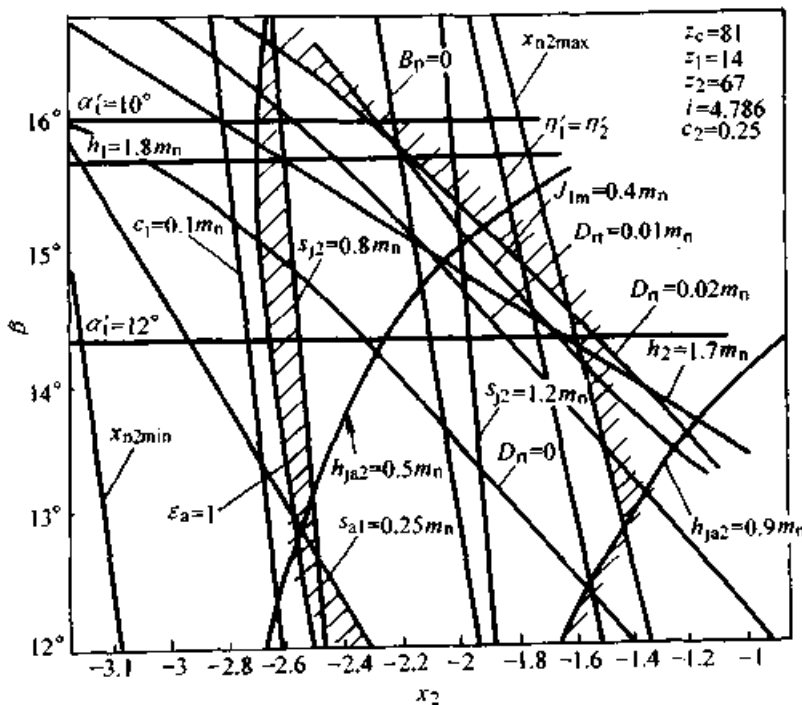


图 32.3-6 点线啮合齿轮传动的封闭图

图中 x_{n2max} ——大齿轮的最大变位系数 (小齿轮根切限制曲线);
 x_{n2min} ——大齿轮的根切限制曲线;
 s_{a1} ——小齿轮出顶厚限制曲线, $s_{a1} = 0, 0.25m_n$;
 s_{j2} ——大齿轮上的渐开线与过渡曲线相交处 J 点的齿厚, $s_{j2} = 0.8m_n, 1.2m_n$;
 $B_p = 0$ ——大齿轮顶圆通过节点与小齿轮相啮合 (称节点啮合);
 D_n ——小齿轮齿顶旋动曲线与大齿轮过渡曲线的干涉量, $D_n = 0.01m_n, 0.02m_n$;
 $c_1 = 0, 0.1m_n$ ——大齿轮齿顶与小齿轮齿根间隙为 0 或 $0.1m_n$ 时的限制曲线;

J_{1m} ——大齿轮的 J 点与小齿轮啮合时的啮合弧长, $J_{1m} = 0.4m_n$;
 ϵ_a ——端面重合度, $\epsilon_a = 1$;
 h_{ja2} ——大齿轮上渐开线部分的高度, $h_{ja2} = 0.5m_n, 0.9m_n$;
 α'_1 ——大齿轮与小齿轮啮合时的端面啮合角, $\alpha'_1 = 10^\circ, 12^\circ$;
 $\eta'_1 = \eta'_2$ ——大小齿轮滑动率相等曲线;
 h_1 ——小齿轮全齿高, $h_1 = 1.8m_n$;
 h_2 ——大齿轮全齿高, $h_2 = 1.7m_n$ 。

值得注意的是: β 值的选取要考虑滚齿机床差动挂轮的搭配方便, 使 β 的误差尽可能小。

(3) 几何尺寸计算

点线啮合齿轮传动的几何尺寸计算式列于表 32.3-1。

表 32.3-1 点线啮合齿轮传动几何尺寸计算式

名称	代号	计算式
法向模数	m_n	由强度计算或结构设计确定, 并按表 32.1-4 取标准值
压力角	α_n	$\alpha_n = 20^\circ$
分度圆柱螺旋角	β	取 $\beta = 8^\circ \sim 30^\circ$
分度圆直径	d	$d = m_n z / \cos\beta$
端面压力角	α_1	$\alpha_1 = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\beta)$
节圆直径	d'	$d' = d \cos\alpha_n / \cos\alpha'_1$
理论中心距	a	$a = m_n (z_1 + z_2) / 2 \cos\beta$
实际中心距	a'	$a' = m_n (z_1 + z_2) \cos\alpha_n / 2 \cos\beta \cos\alpha'_1$
端面啮合角	α'_1	$\alpha'_1 = \arccos(a \cos\alpha_1 / a')$
小齿轮顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} \leq 2 \left[a' - \frac{d_2}{2} + (1 - x_{n2}) m_n \right]$
大齿轮顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} \leq 2 \sqrt{\left(\frac{d_{b2}}{2} \right)^2 + \left[a' \sin\alpha'_1 - m_n (x_{n1} - x_{n1min}) / \sin\alpha_1 \right]^2}$

注: 表中 x_{n1} 、 x_{n2} 分别为小齿轮和大齿轮的变位系数, x_{n2} 要从封闭图中选取。 x_{n1min} 为小齿轮的最小变位系数, d_{b2} 为大齿轮的基圆直径。

(4) 设计举例

点线啮合齿轮的设计计算已有完整的程序, 可将齿轮箱中的普通渐开线齿轮在中心距和传动比不变的条件下, 全部更换成点线啮合齿轮, 以提高齿轮箱的承载能力。也可以按承载能力要求

设计齿轮传动的中心距和各部分几何尺寸。

表 32.3-2 所列是 ZQ650 减速器高速级普通渐开线齿轮改为点线啮合齿轮各参数的对比实例。

表 32.3-2 普通渐开线齿轮改为点线啮合齿轮各参数对比实例

名称	代号	普通渐开线齿轮		点线啮合齿轮	
		小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
中心距/mm	a	250		250	
齿数	z	26	73	27	74
传动比	i	2.807		2.7407	
法向模数/mm	m_n	5		5	
螺旋角	β	$8^{\circ}06'34''$		$13^{\circ}37'40''$	
变位系数	x_n	0	0	0.345	-2.0
顶圆直径/mm	d_n	141.320	378.680	148.800	366.400
分度圆直径/mm	d	131.320	368.680	138.920	380.720
齿高	h	$2.25m_n$	$2.25m_n$	$1.89m_n$	$1.82m_n$

4 DNK 系列点线啮合齿轮减速器

DNK 系列点线啮合齿轮减速器是由武汉交通科技大学(研究)与南京高速齿轮箱厂联合开发的新产品。

点线啮合齿轮是近年来研制成功的新齿型。DNK 系列是在国内外首次将该技术应用到中硬齿面领域,成功地开发出上规模、上档次、高技术附加值的标准系列产品,属国内外首创。其综合性能达到国际先进水平,已取得明显的经济效益,市场前景良好。该系列也是采用换肚子的方法把 YNK 系列中的硬齿面渐开线圆柱齿轮换成中硬齿面的点线啮合齿轮得到的。点线啮合齿轮材料为 42CrMoA,调质硬度 300~340 HBS,滚齿加工,精度 ISO 1328-1:1995 的 7 级。该系列减速器的主要特点为:

1) 承载能力为同样的中硬齿面渐开线齿轮减速器的 2~3 倍,传递同样的功率,可选小 1

~2 档,重量降低 30%~50%。

2) 制造简单,齿轮可在普通滚齿机上用标准渐开线滚刀来加工,制造成本低。

3) 点线啮合齿轮兼具渐开线齿轮和圆弧齿轮的优点,有可分性,中心距误差和切齿深度误差不影响传动和强度,有端面重合度。

4) 容易达到近 100% 的齿宽接触,齿向载荷分布较均匀,不会发生崩角断齿。

5) 总重合度大,运转平稳,噪声比同样精度的渐开线齿轮减速器低 5~10 dB(A),且具有载荷越高,噪声越低的特点。

该系列产品包括 DN 系列 1~4 级圆柱齿轮减速器和 DK 系列 2~4 级圆锥-圆柱齿轮减速器两大类产品 18 种基本型式,见表 32.3-3。

4.1 型式、主要技术参数和应用范围

DN、DK 系列减速器的型式和主要技术参数见表 32.3-3。

表 32.3-3 DN、DK 系列减速器的型式代号与主要参数

类别	级数	型式代号			传动比范围 i	最大末级中心距/mm	最小单级中心距/mm	最大传递功率/kW
		基本型	悬挂型	空心轴型				
DN 系列 圆柱齿轮 减速器	1	DND	—	—	1.25~6.3	560	100	3 790
	2	DNL	DNLO	DNLA	6.3~20	800		5 200
	3	DNS	DNSO	DNSA	20~100			2 640
	4	DNF	DNFO	DNFA	100~500	80	610	
DN 系列 圆锥圆柱齿 轮减速器	2	DKL	DKLO	DKLA	5~16	560	100	1 430
	3	DKS	DKSO	DKSA	11.2~90	800		1 600
	4	DKF	—	DKFA	90~500		80	620

表 32.3-3 中, DND、DNL、DNS、DNF 为箱体有底座、输出轴为实心轴的基本型, DNLO、DNSO、DNFO 为箱体无底座, 输出轴为空心轴的悬挂型, DNLA、DNSA、DNFA 为

箱体有底座、输出轴为空心轴的空心轴型, 后两类为派生系列。装配型式见图 32.3-7, 与 YB/T 050—1993 YNK 系列硬齿面减速器的装配型式相同。

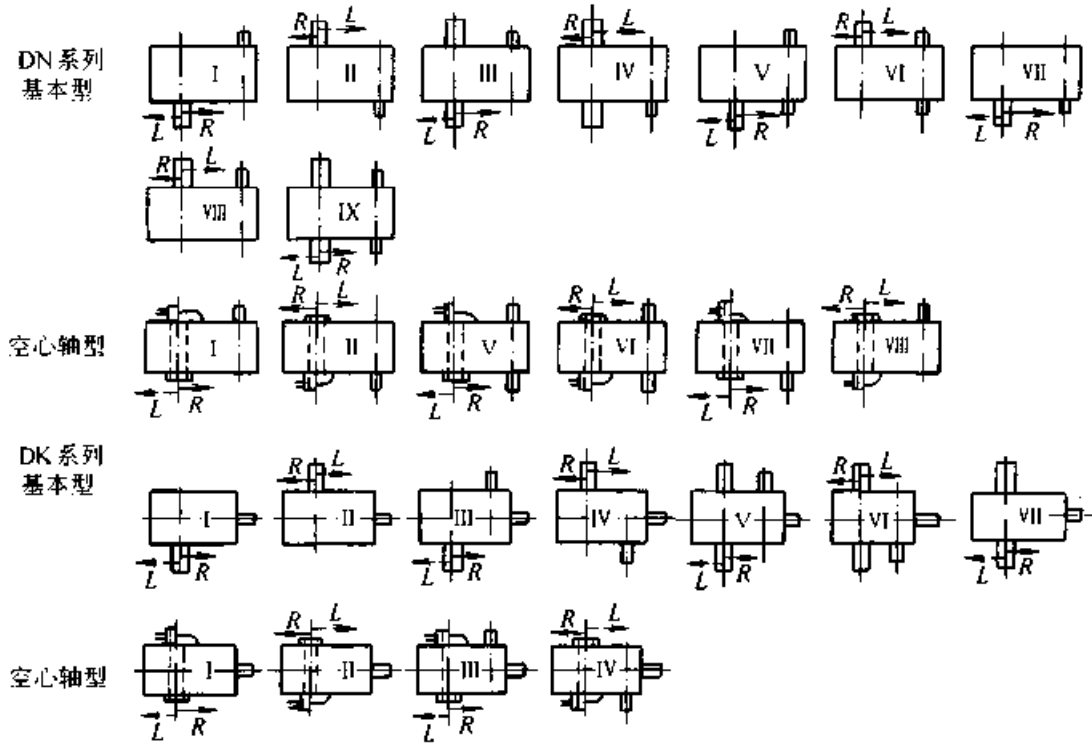
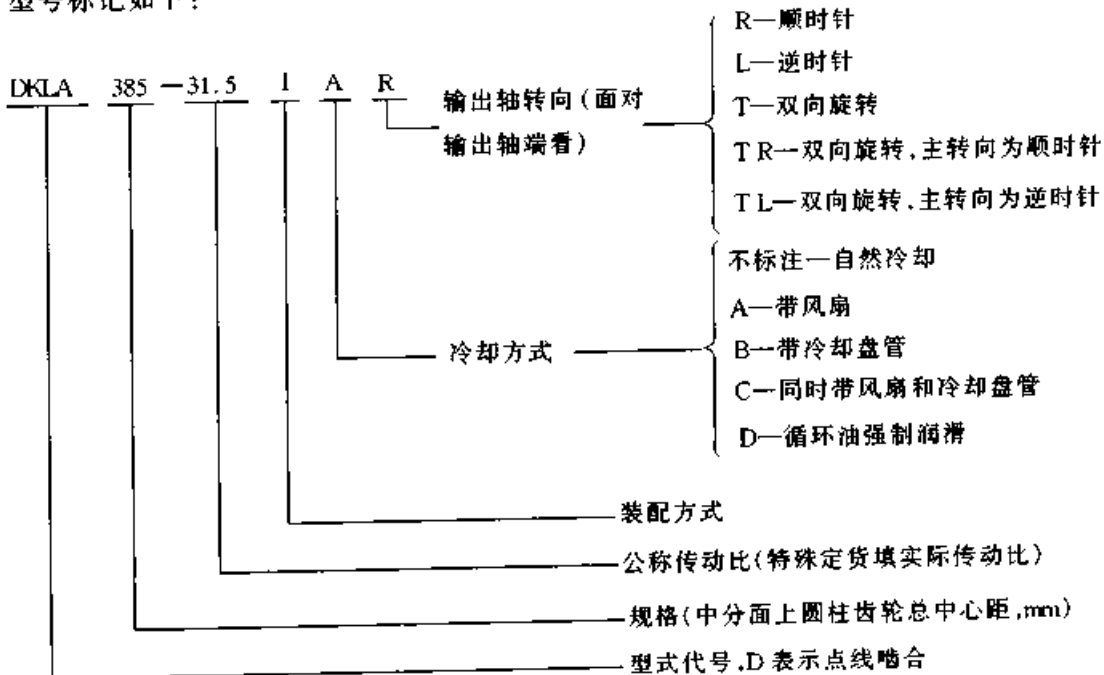


图 32.3-7 DN、DK 系列减速器的装配型式

型号标记如下:



各型减速器齿轮均采用 42CrMoA, 调质处理, 硬度 290 ~ 330 HBS。齿轮加工精度为 ISO1328-1: 1995 的 7 级。

减速器的润滑冷却方式, 除油池润滑自然冷却外, 还有带风扇、盘管、循环油等多种方式。润滑油一般采用 220 或 320 号重载荷工业齿轮

油。

减速器的适用范围为：

- 1) 环境温度 - 40 ~ + 50℃；低于 0℃ 时，起动前润滑油应预热；
- 2) 输入转速 $n_1 \leq 1\,500$ r/min；
- 3) 可单向或正、反向运转；
- 4) 可承受的起动转矩为额定转矩的 2 倍。

DN、DK 系列减速器可广泛应用于冶金、矿山、石油、化工、建材、起重、运输、纺织、造

纸、食品、塑料、橡胶、工程机械、能源等工业部门。



4.2 DN 系列减速器的承载能力

DND 型减速器的公称功率和许用热功率见表 32.3-4。其他 (DNL、DNS、DNF) 减速器的功率表可查生产厂产品样本。

DN 系列减速器的外形安装尺寸查生产厂样本。

表 32.3-4 DND 型减速器的公称功率和热功率

公称传动比 i_N	公称转速 / (r/min)		规格 (中心距) / mm											
	n_1	n_2	100	125	160	200	250	280	320	360	400	450	500	560
			公称功率 P_N / kW											
1.25	1 500	1 200	80	150	296	533	1 028*							
	1 000	800	53	105	195	360	690							
	750	600	41	83	150	270	540							
1.4	1 500	1 070	74	143	279	465	938*							
	1 000	715	48	98	188	323	653							
	750	535	38	79	146	255	518							
1.6	1 500	940	66	135	263	435	855*	1 245*	1 628*	2 175*				
	1 000	625	45	93	176	308	630	863	1 095	1 598				
	750	470	36	75	139	240	495	683	908	1 140				
1.8	1 500	835	59	125	248	405	810	1 080*	1 500*	1 980*				
	1 000	555	41	86	165	270	585	790	1 050	1 380				
	750	415	33	68	128	218	473	630	863	1 080				
2.0	1 500	750	53	116	233	375	765	990	1 380*	1 890*	—	—	—	—
	1 000	500	38	79	158	255	540	720	990	1 290	1 973*	2 798*	3 488*	—
	750	375	30	60	120	203	435	600	810	1 020	1 493	2 213	2 865	3 788
2.24	1 500	670	48	105	210	345	720	923	1 260*	1 725*	—	—	—	—
	1 000	445	35	72	143	233	525	653	930	1 200	1 800	2 588	3 225	—
	750	335	27	57	113	188	405	563	750	938	1 380	2 063	2 663	3 413
2.5	1 500	600	44	96	185	323	675	863	1 200	1 628*	—	—	—	—
	1 000	400	32	68	131	210	473	608	870	1 110	1 680	2 400	3 075*	—
	750	300	24	53	101	173	383	525	690	870	1 290	1 913	2 475	3 188
2.8	1 500	535	41	86	180	300	630	810	1 110	1 470	—	—	—	—
	1 000	360	29	60	120	195	428	563	788	1 050	1 530	2 175	2 813*	—
	750	270	21	45	94	158	353	470	630	800	1 170	1 763	2 325	3 000
3.15	1 500	475	36	71	158	270	563	750	1 020	1 350	1 868	2 715*	3 548*	—
	1 000	315	26	53	105	180	383	518	720	945	1 410	2 025	2 588	3 525
	750	235	19	39	79	135	300	435	570	720	1 050	1 613	2 063	2 775

* 一要求强制润滑

续表 32.3-4

公称 传动比 i_N	公称转速 /(r/min)		规格(中心距) / mm											
	n_1	n_2	100	125	160	200	250	280	320	360	400	450	500	560
			公称功率 P_N /kW											
3.55	1 500	425	32	60	135	240	525	675	930	1 215	1 725	2 475	3 188	—
	1 000	280	23	45	94	160	345	458	645	870	1 260	1 800	2 325	3 188
	750	210	17	34	71	120	278	383	510	675	975	1 463	1 875	2 550
4	1 500	375	27	50	120	225	465	615	863	1 095	1 575	2 213	2 850	—
	1 000	250	19	39	83	140	300	428	585	780	1 110	1 575	2 063	2 888
	750	187	14	30	60	105	225	338	465	600	825	1 313	1 650	2 288
4.5	1 500	335	23	41	101	188	405	540	780	975	1 380	1 950	2 513	—
	1 000	220	17	30	71	128	255	370	525	695	975	1 350	1 758	2 550
	750	166	12	23	53	90	188	300	420	525	720	1 080	1 425	2 063
5	1 500	300	20	34	90	165	353	473	698	870	1 230	1 763	2 250	—
	1 000	200	14	27	60	105	225	338	480	610	870	1 238	1 575	2 288
	750	150	10.5	19	45	75	170	248	360	450	630	938	1 200	1 800
5.6	1 500	270	17	27	75	140	308	420	630	780	1 095	1 538	1 950	—
	1 000	180	12	21	53	98	203	300	420	555	750	1 050	1 313	1 988
	750	134	9	15	38	68	158	225	330	390	555	788	1 013	1 500
6.3	1 500	240	13	22	64	116	248	375	598	690	930	1 365	1 650	—
	1 000	160	9	19	45	79	165	263	385	510	623	938	1 088	1 650
	750	120	7	14	38	64	128	195	255	353	465	690	825	1 238
环境冷却条件		空气流 速/ (m/s)	热功率 P_t /kW											
无冷却 措施	厂房小	≥ 0.5	19	31	48	77	115	145	190	230	290	370	460	550
	厂房大	≥ 1.4	28	43	67	110	160	210	280	320	420	535	640	770
	室外	≥ 3.7	37	58	91	144	220	280	370	430	560	710	860	1 030
风扇冷却 风扇和 盘管冷 却	n_1 /(r/ min)	1 500	38	60	91	148	225	300	400	470	—	—	—	需向制 造厂方 咨询
		1 000	24	52	80	130	195	260	350	410	520	670	820	
		750	30	48	72	120	182	240	320	380	480	610	750	
		1 500	148	210	280	410	520	630	810	920	—	—	—	
		1 000	144	204	275	390	500	600	760	860	1 100	1 280	1 500	
		750	139	198	265	370	490	570	730	840	1 030	1 180	1 400	

注：生产厂：南京高速齿轮箱厂。

4.3 DK 系列减速器的承载能力

DK 系列为 2~4 级圆锥圆柱齿轮减速器。其中高速级（四级减速器的第 2 级）为硬齿面的弧齿锥齿轮，圆柱齿轮为中硬齿面的点线啮合齿

轮。

DKL 型减速器的公称功率和许用热功率见表 32.3-5。DKS、DKF 型减速器的功率表和 DK 系列减速器的外形安装尺寸可查生产厂产品样本。

表 32.3-5 DKL、DKLO、DKLA 型减速器的公称功率和热功率

公称 传动比 i_N	公称转速 / (r/min)		规格 (中心距) /mm											
	n_1	n_2	100	125	160	200	250	280	320	360	400	450	500	560
			公 称 功 率 P_N /kW											
5	1 500	300	16	29	64	113	231	299	400	546	832	1 196*	—	—
	1 000	200	10.4	22	46	85	176	228	302	406	637	910	1 157	1 430
	750	150	7.8	16	36	68	137	182	244	322	507	676	930	1 105
5.6	1 500	270	16	29	64	113	231	299	400	546	832	1 196*	—	—
	1 000	180	10.4	22	46	85	176	228	302	406	637	910	1 157	1 430
	750	134	7.8	16	36	68	137	182	244	322	507	676	930	1 105
6.3	1 500	240	16	29	64	113	231	299	400	546	832	1 196*	—	—
	1 000	160	10.4	22	46	85	176	228	302	406	637	910	1 157	1 430
	750	120	7.8	16	36	68	137	182	244	322	507	676	930	1 105
7.1	1 500	210	16	29	64	113	231	299	400	546	832	1 196*	—	—
	1 000	140	10.4	22	46	85	176	228	302	406	637	910	1 157	1 430
	750	106	7.8	16	36	68	137	182	244	322	507	676	930	1 105
8	1 500	185	13	26	53	101	208	273	351	494	741	1 066	—	—
	1 000	125	8.8	19	38	75	158	208	269	371	546	806	1 040	1 300
	750	94	6.8	14	29	60	120	163	218	293	439	610	845	1 008
9	1 500	167	11.7	23	48	91	189	250	319	442	663	949	—	—
	1 000	111	7.8	16	32	68	140	189	242	338	488	715	936	1 138
	750	83	6.1	13	24	53	107	146	191	267	390	546	754	894
10	1 500	150	10.4	21	43	84	169	231	291	403	595	845	—	—
	1 000	100	6.8	14	29	61	124	172	221	309	439	637	858	1 008
	750	75	5.4	11.4	22	48	95	133	169	241	341	494	676	780
11.2	1 500	134	9.1	19	39	76	153	211	265	361	520	728	—	—
	1 000	89	6.0	12.4	26	55	108	156	200	280	380	546	767	861
	750	67	4.8	10	20	42	82	120	146	211	293	416	598	666
12.5	1 500	120	8	17	35	68	137	189	234	322	442	611	—	—
	1 000	80	5.2	11	24	49	91	140	176	247	325	445	676	715
	750	60	4.1	8.5	18	37	72	109	127	182	244	341	520	546
14	1 500	107	6.6	14.3	* — 要求强制润滑									
	1 000	71	4.4	9.1										
	750	54	3.5	7.4										
16	1 500	94	5.2	11.7	* — 要求强制润滑									
	1 000	62	3.4	7.2										
	750	47	2.7	5.9										
环境冷却条件		空气流 速/ (m/s)	许用热功率 P_t /kW											

续表 32.3-5

公称传动比 i_N	公称转速 n / (r/min)		规格 (中心距) / mm											
	n_1	n_2	100	125	160	200	250	280	320	360	400	450	500	560
			公称功率 P_N / kW											
无冷却措施	厂房小	≥ 0.5	10	17	25	40	64	80	100	120	150	190	230	300
	厂房大	≥ 1.4	15	25	37	57	90	113	138	170	220	270	340	430
	室外	≥ 3.7	21	32	50	75	118	145	188	230	280	360	450	540
风扇冷却	n_1	1 500		33	53	82	138	170	214	270	340	440	550	700
		1 000		29	45	71	118	145	188	235	290	380	480	620
		750		28	41	65	108	140	170	220	270	350	440	550
风扇和盘管冷却	r / mm	1 500		80	153	184	238	280	320	440	620	720	865	1 100
		1 000		76	148	178	218	260	290	400	570	660	760	910
		750		75	143	160	211	250	270	380	550	630	700	830

注：生产厂：南京高速齿轮箱厂。

4.4 减速器的选用

DN、DK 系列点线啮合齿轮减速器的选用方法和一般通用减速器相同，即强度条件应满足工作机功率与工况系数的乘积小于样本上的公称功

率，同时考虑适当的可靠度，还要满足热功率等条件。可参见 YB/T 050—1993《冶金设备用 YNK 齿轮减速器》的标准文本和产品样本，也可参见本篇第 1 章有关减速器的选用说明。

参 考 文 献

- 1 手册编委会·齿轮手册（上册）·北京：机械工业出版社，1990
- 2 手册编委会·机械工程手册（第 6 卷）·第二版·北京：机械工业出版社，1997
- 3 成大先主编·机械设计手册（第 3 卷）·第三版·北京：化学工业出版社，1993
- 4 徐灏主编·机械设计手册（第 3 卷）·北京：机械工业出版社，1991
- 5 蔡春源主编·机电液设计手册（上册）·北京：机械工业出版社、沈阳：东北大学出版社，1997
- 6 手册编委会·现代机械传动手册·北京：机械工业出版社，1995
- 7 [德] G. 尼曼、H. 温特尔·机械零件（第 2 卷）·余梦生等译·北京：机械工业出版社，1989
- 8 余梦生、吴宗泽主编·机械零部件手册·北京：机械工业出版社，1996
- 9 手册编委会·机械传动装置选用手册·北京：机械工业出版社，1999
- 10 [德] W. Beitz 等著·机械工程手册（第一卷）·张维等译·北京：清华大学出版社，1991
- 11 蔡叔华等编著·齿轮传动润滑及其用油·北京：中国石化出版社，1998
- 12 萨本信·高速齿轮传动·北京：机械工业出版社，1986
- 13 朱孝录、鄂中凯主编·齿轮承载能力分析·北京：高等教育出版社，1992
- 14 邵家辉主编·圆弧齿轮·第二版·北京：机械工业出版社，1994
- 15 陈荣增、陈式椿、陈湛闻编著，陈湛闻主编·圆弧圆柱齿轮传动·北京：高等教育出版社，1995
- 16 王铁、邵家辉·双圆弧齿轮弹流膜厚形成的研究·太原工业大学学报·1990（2）：8~14
- 17 王铁、邵家辉·圆弧齿轮精度及测量尺寸的 CAD·矿山机械·1991（6）：30~32

- 18 王铁, 邵家辉, 蒋志伟, 武宝林·双圆弧齿轮动态特性的试验研究·太原工业大学学报·1993 (1): 82~85
- 19 王铁, 李进宝, 樊智敏, 邵家辉·双圆弧齿轮传动计算机辅助设计系统·机械与电子·1993 (2): 14~16
- 20 王铁, 邵家辉, 陈永康·超短齿硬齿面双圆弧齿轮传动的强度计算和应用·机械传动·1993 (3): 12~15
- 21 王铁, 孙桓五, 蒋志伟·双圆弧齿轮副的跑合机理·机械传动·1997 (2): 79~80
- 22 厉海洋等·渐开线点啮合齿轮传动·齿轮·1986 (5)
- 23 厉海洋等·渐开线点啮合齿轮的试验研究·齿轮·1990 (3)
- 24 厉海洋·低噪声高强度齿廓的研制——点线啮合齿轮传动·机械科学与技术·1994 (增刊)
- 25 厉海洋·用于机械立窑的点线啮合齿轮减速器·水泥技术·1995. 5
- 26 厉海洋·ZQDX点线啮合圆柱齿轮减速器系列的研制·中国机械工程·1996. 7卷(专刊)
- 27 Li Haixing·A New Type of Meshing Transmission in Crane or Transport Machinery—Point-Line Meshing Gear Transmission·ICMH/ICFP'99
- 28 Zhang Yuchuan·Analysis of Bending Strength on Point-Line Meshing Gear Transmission·ICMH/ICFP'99

第
33
篇

锥齿轮传动及其装置

主 编 董学朱 韩翠蝉

编 写 董学朱 徐鸿钧
陈亚文 孔 益
佟家彦 陶 捷
孙艳玲 张 萌

审 稿 朱孝录 王培榭
韩翠蝉 武文辉



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第 1 章 锥齿轮传动设计

浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

1 锥齿轮及准双曲面齿轮传动概述

1.1 锥齿轮及准双曲面齿轮的特点和用途

1.1.1 锥齿轮传动

锥齿轮传动用于传递相交轴之间的运动和动力（见图 33.1-1）。无特殊要求时，取轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 。

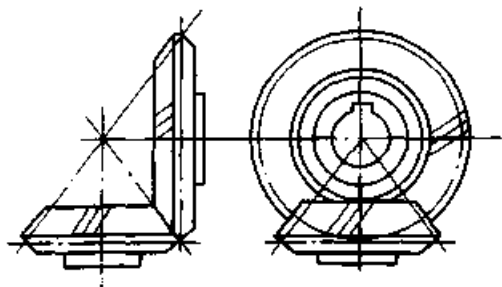


图 33.1-1 锥齿轮传动

按齿线的形状可分为直齿、斜齿和曲齿；曲齿又分弧齿、延伸外摆线齿（简称摆线齿）和准渐开线齿。斜齿虽然重合度较直齿略大，但对误差十分敏感，因此，逐渐被曲齿代替。用锥滚刀铣齿的准渐开线齿锥齿轮，由于刀具复杂、难于控制齿面接触区等原因，在与弧齿、摆线齿锥齿轮竞争中处于劣势，逐渐被淘汰，我国未曾引进过这类铣齿机。摆线齿锥齿轮采用等高齿，沿分度锥母线各点处齿高不变；直齿、斜齿及弧齿锥齿轮采用收缩齿，从齿的大端（外端）沿分度锥母线到齿的小端（内端），齿高逐渐降低。

直齿锥齿轮轴向力较小、支承系统比较简单；但重合度小、对误差比较敏感，噪声大。一般用于圆周速度 $v < 5 \text{ m/s}$ 的传动，如汽车差速器和重型机械齿轮。

曲齿锥齿轮与直齿和斜齿锥齿轮比较：重合度大、齿面接触点相对曲率半径大；齿面接触区易控制；对误差不太敏感。因而承载能力高、传动平稳噪声低。一般用于 $v > 5 \text{ m/s}$ 的传动，如各种车辆、拖拉机和直升飞机的中央传动。

参考点螺旋角 $\beta = 0$ 的齿轮称为零度齿轮，具有轴向力较小、易控制齿面接触区和对误差不

太敏感的特点，用于取代直齿锥齿轮而又不需对支承系统作较大改变的场合。

1.1.2 准双曲面齿轮传动

准双曲面齿轮用于传递交错轴之间的运动和动力（见图 33.1-2）。无特殊要求时取轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 。按齿线和齿高分为弧齿收缩齿和延伸外摆线等高齿。小轮偏置可达到以下目的：①传动比 i_{12} 较大时，可以增大小轮直径，便于实现跨装支承，从而增大小轮的刚度和两轮的强度；②小轮下偏，车辆重心下降，可以减少振动，增加轿车的舒适性；③小轮上偏可以提高越野车通过障碍的能力。小轮偏置使相接触两齿面间的相对滑动较大，需要选用极压润滑油——准双曲面齿轮油，减少齿面的磨损和防止胶合。准双曲面齿轮多用于汽车后桥的减速传动。

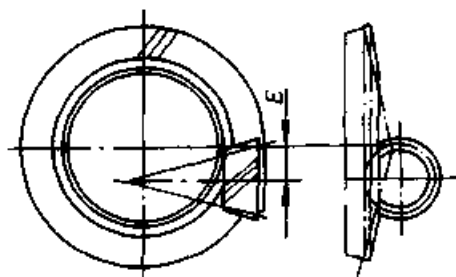


图 33.1-2 准双曲面齿轮传动

1.1.3 锥齿轮及准双曲面齿轮传动的分类、特点和用途（见表 33.1-1）

1.2 节锥面、分度锥面和齿面的形成

1.2.1 锥齿轮的节锥面和分度锥面

相交轴两锥齿轮的相对运动，是绕过两轴线交点的相对转动轴的转动，将相对转动轴分别绕两轮轴线回转，形成一对相切于该轴的圆锥瞬轴面。齿轮转动时，这对瞬轴面作纯滚动，因而又称为节锥面。节锥面几何参数之间存在如下关系：

$$u = i_{12} = z_2/z_1 = d'_2/d'_1 = \sin\delta'_2/\sin\delta'_1$$

$$\Sigma = \delta'_1 + \delta'_2$$

$$\beta_m = \beta_{m1} = \beta_{m2}$$

表 33.1-1 锥齿轮及准双曲面齿轮传动的分类、特点和用途

齿轮类型	齿轮特点	齿形加工方法			生产效率/%	最大传动比	机床特点及加工的最大尺寸/mm				最大圆周速度 $v/(m/s)$	用途		
		展成法	成形法	仿形法			国产机床	国外机床	d	m			d	m
直齿	齿线为直线, 并相交于节线顶; 收缩齿	展成法	成形法	仿形法	97~99.5	8	800	20	886	20	20	$v < 5$ 或转速 $< 1000 r/min$; 磨齿可用于高速 ($v < 50$)	轻载或低速重载传动 汽车变速器 重型齿轮	
								10	406	10	10.2			
								3	150	齿深 14.8	齿深 14.9			
斜齿	齿线为斜线, 并相切于一圆; 收缩齿	展成法	成形法	仿形法	97~99.5	8	1600	30				不易控制齿面接触区, 对误差敏感, 逐渐被曲齿取代		
								8						
锥齿	齿线为斜线, 并相切于一圆; 收缩齿	展成法	成形法	仿形法	97~99.5	8	1600	30	2540	30	42.3	$v < 5$	速度较高的各种机械	
								10						
								10	500	12	齿深 31.75			
								10						
准双曲面齿	摆线齿锥齿轮; 延伸外摆线齿线; 等高齿	展成法 ("奥"制)	成形法	仿形法	97~99.5	10	500	—	680	—	13	$v > 5$ 或转速 $> 1000 r/min$; 磨齿后可用于 $v > 40$	各种车辆 速度较高的各种机械	
								10						
								10	—	—	680			13
								10						

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权

续表 33.1.1-1

齿轮类型	齿轮特点	齿形加工方法		生产效率	传动效率/%	最大传动比	机床特点及加工的最大尺寸/mm			最大圆周速度 $v/(m/s)$	用途	
							国产机床		国外机床			
							d	m	d			m
锥齿	摆线齿锥齿轮; 延伸外摆线齿线; 等高齿	展成法 ("克"制)	连续分齿法铣齿	高	97~99.5		—	—	2 000	35	特别适用于精度较高的重型齿轮	
	零度齿轮; 参考点处 $\beta=0$ 的齿锥齿轮	展成法	弧齿用间歇分齿摆线齿用连续分齿法铣齿	高	97~99.5	10	铣齿机与 $\beta \neq 0$ 的曲齿锥齿轮的相同				用于取代直齿锥齿轮而保持原支承结构不变的情况	
准双曲面齿	弧齿准双曲面齿轮; 圆弧齿线; 双重收辐; 小轮偏置	展成法	间歇分齿法铣齿 (用于全展成法两齿轮和半展成法的小齿轮)	高	90~98	10					各种车	
		成形法	成形法拉齿 (用于半展成法的大齿轮)	很高								
	展成法 ("奥"制)	连续分齿法铣齿 (用于全展成法两齿轮和半展成法小齿轮)	高									
		切入法 ("奥"制)	连续分齿切入法无限成齿 (用于半展成法大齿轮)	很高								
		展成法 ("克"制)	连续分齿法铣齿	高							可达 $v \approx 30$	

超星浏览器提醒您: 使用本复制品 尊重相关知识产权!

式中 u ——齿数比；
 i_{12} ——传动比；
 z_1, z_2 ——轮 1 和轮 2 的齿数；
 d'_1, d'_2 ——轮 1 和轮 2 的节圆直径；
 δ'_1, δ'_2 ——轮 1 和轮 2 的节锥角；
 β_m ——参考点螺旋角，一般取齿宽中点为参考点；弧齿锥齿轮略去下标“m”，代号为 β 。

现有锥齿轮一般采用高变位制，分度锥角 δ_1 和 δ_2 无修正时等于节锥角 δ'_1 和 δ'_2 ；分度圆直径 d_1 和 d_2 分别等于节圆直径 d'_1 和 d'_2 。

摆线齿锥齿轮若采用跨装支承的小齿轮，为了避免切坏小端轴颈，有时需要在保证参考点分度圆直径与节圆直径相等的条件下，将小轮分度锥角减小 $\Delta\delta$ ，大轮分度锥角增大 $\Delta\delta$ ，即 $\delta_1 = \delta'_1 - \Delta\delta$ ； $\delta_2 = \delta'_2 + \Delta\delta$ 。

1.2.2 准双曲面齿轮的瞬轴面和分度锥面

交错轴齿轮的相对运动为绕相对转动滑动轴转动和沿该轴移动。此轴与两轮轴线的公垂线正交；分别绕齿轮轴线回转时，形成一对单叶双曲面，称为瞬轴面。以瞬轴面为基础设计准双曲面齿轮有以下缺点：齿数比 u 大时，小轮直径较小，刚度和强度差；大轮直径较大，总体结构不紧凑；轮坯做成单叶双曲面，形状复杂难加工。通常以一对圆锥面代替单叶双曲面作为分度曲面，因而这种齿轮被称为准双曲面齿轮。

图 33.1-3 所示为准双曲面齿轮分度锥面的形成。 O_1 和 O_2 为两轴线公垂线垂足，轴间最短距离 $E = \overline{O_1O_2}$ 称为偏置距。小轮轴线在与其平行且过大轮轴线的平面内的投影线与大轮轴线的夹角 Σ 称为轴交角。取参考点 M ，过点 M 可作唯一的一条直线 $\overline{K_1K_2}$ 与两轴线分别交于 K_1 和 K_2 ；过点 M 作垂直于 $\overline{K_1K_2}$ 的分度平面 T ， T 平面与两轮轴线交于 O'_1 和 O'_2 ；以 $\overline{O'_1M}$ 和 $\overline{O'_2M}$ 为母线分别绕两轮轴线回转，形成小轮和大轮的分度锥面，它们相切于参考点 M ，并与分度平面 T 分别沿 $\overline{O'_1M}$ 和 $\overline{O'_2M}$ 相切。 $\overline{O'_1M}$ 和 $\overline{O'_2M}$ 与轮 1 和轮 2 轴线的夹角为分度锥角 δ_1 和 δ_2 ；点 M 到两轮轴线的距离为分度圆半径 r_{m1} 和 r_{m2} 。以分度锥面为摩擦轮，可以取代单叶双曲面瞬轴面，按给定的传动比运动，不同之处是分度锥面相切于参考点 M ，而不是相对转动滑动

轴。两齿面在参考点 M 的相对速度 v_{12} 在分度平面 T 上，若使两轮齿线在参考点 M 处与相对速度 v_{12} 相切，两齿面有相同的压力角，则两齿面在参考点 M 共轭。 v_{12} 与两轮分度锥母线的夹角分别为两轮在参考点 M 处齿线的螺旋角 β_{m1} 和 β_{m2} 。由齿面在参考点共轭的条件，得到 Σ 、 E 、 u 以及分度锥面 6 个几何参考数 r_{m1} 、 r_{m2} 、 δ_1 、 δ_2 、 β_{m1} 和 β_{m2} 之间的 3 个关系式（详见准双曲面齿轮几何设计），是准双曲面齿轮几何设计的基本公式。

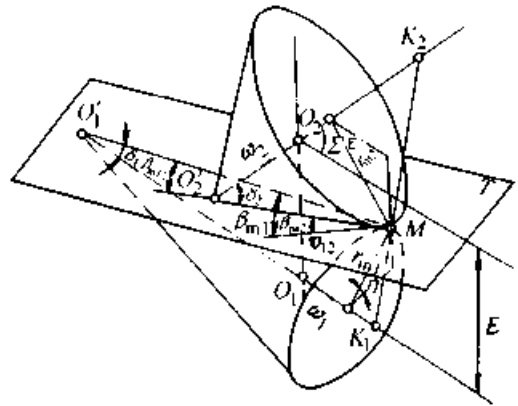


图 33.1-3 准双曲面齿轮分度锥面的形成

以分度锥面代替单叶双曲面瞬轴面作为确定齿轮尺寸的基础，其优点是：增大了小轮直径，从而使齿轮传动的刚度和强度增加；结构紧凑；轮坯形状简单，便于制造。

1.2.3 齿面的形成

精度要求较低的锥齿轮可用成形法和仿形法加工。对精度有一定要求的锥齿轮和准双曲面齿轮一般用展成法（滚切法）加工；由一个作为刀具的产形轮与轮坯作切齿啮合；以刀刃作切削运动形成的产形面包络出被加工齿面。

(1) 产形轮的分类

1) 冠轮 分度锥角为 90° ，分度曲面为平面的产形轮称为冠轮。用于加工等高齿时，例如克林根贝尔格摆线齿锥齿轮（如图 33.1-4a 所示），刀具轴线与冠轮轴线平行，刀顶面与轮坯根锥面相切；用于加工收缩齿时，刨齿时需要按齿根角调整刨刀移动方向、铣齿时需倾斜刀轴，使刀顶面与轮坯根锥面相切（见图 33.1-4b）。

2) 平顶产形轮 按齿根角调整刨刀或使铣刀轴倾斜，不仅使机床复杂化，而且降低了机床刚度，采用平顶产形轮可使刀顶面与轮坯根锥面

相切，此时产形轮顶面为平面，分度曲面为锥面，分度锥角 $\delta_p = 90^\circ - \theta_f$ (θ_f —— 轮坯齿根角)，如图 33.1-4c 所示。采用平顶产形轮使铣

齿机结构简单、刚性好，但铣齿调整计算复杂化。

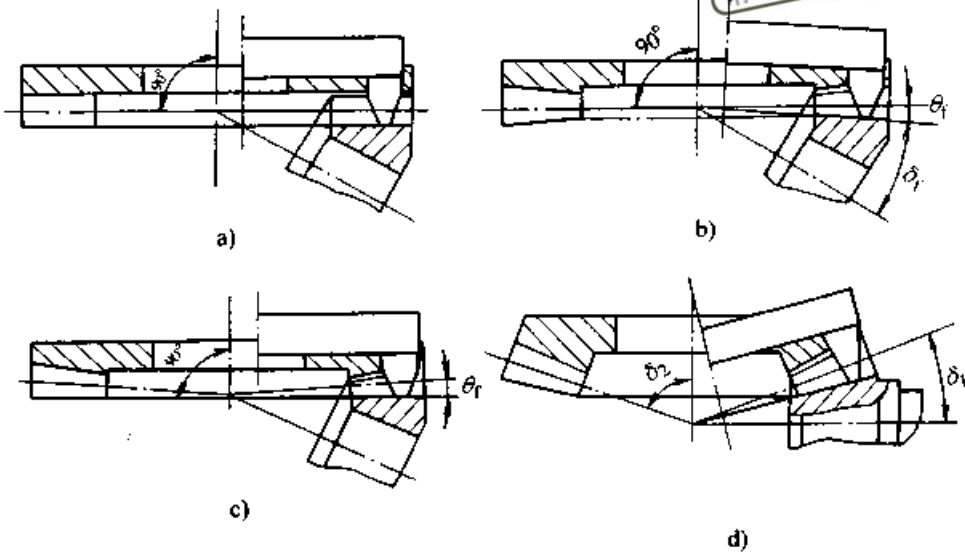


图 33.1-4 常用的产形轮

a) 冠轮展成等高齿 b) 冠轮展成收缩齿 c) 平顶产形轮 d) 对偶展成法的圆锥产形轮

3) 对偶展成法的圆锥产形轮 半展成锥齿轮副的大轮用成形法或连续分齿切入法无展成加工；小轮则用对偶法展成，产形轮是一个与配对大齿轮相似的圆锥产形轮。对偶法展成小轮时，轮坯安装角接近零度，产形轮的分度锥角接近大轮的分度锥角。为使刀顶面与轮坯根锥面相切，铣齿机的刀倾角必须很大（见图 33.1-4d）。

锥齿轮和准双曲面齿轮按冠轮齿线形状分类。常用的直线刀刃相对于冠轮的切削运动形成的轨迹曲面为冠轮的产形面 Σ_p ；产形面 Σ_p 与冠轮分度平面的交线为冠轮齿线。按冠轮齿线形状把锥齿轮和准双曲面齿轮分成 5 种齿形：

(2) 产形轮的齿线

1) 直齿 刀刃作直线运动，产形轮的直齿线通过冠轮中心，加工出直齿锥齿轮（见图 33.1-5a）。

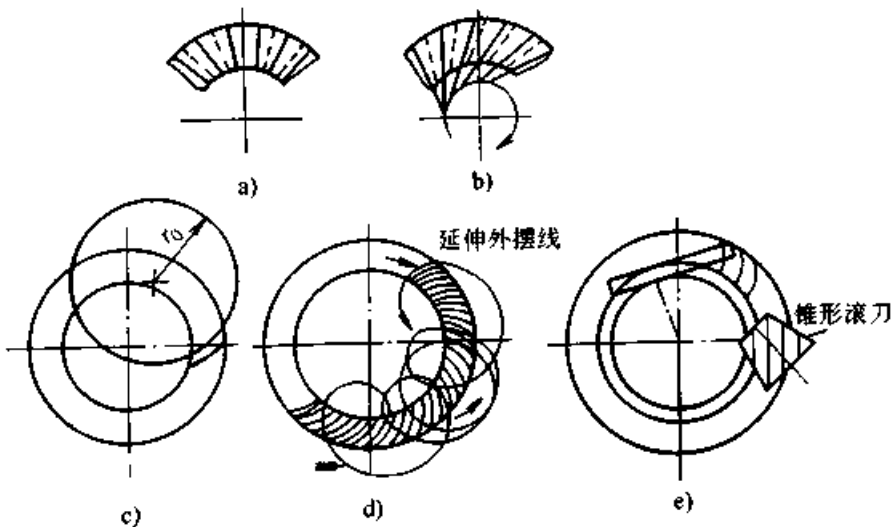


图 33.1-5 按产形轮齿线分类的主要齿形

a) 直齿 b) 斜齿 c) 弧齿 d) 摆线齿 e) 准渐开线齿

2) 斜齿 刀刃作直线运动, 产形轮直齿线切于分度平面上与冠轮同心的一个圆, 加工出斜齿锥齿轮 (图 33.1-5b)。

3) 弧齿 铣刀盘直线刀刃形成的刃锥面与冠轮分度平面的交线为圆弧齿线, 加工出弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮 (见图 33.1-5c)。

4) 延伸外摆线齿 图 33.1-5d 和图 33.1-6 所示, 铣刀盘除自转外, 刀盘上半径为 E_b 的滚圆在冠轮半径为 E_v 的基圆上作纯滚动, 刀刃上半径为 r_0 ($r_0 > E_b$) 的一点在冠轮分度平面上形成延伸外摆线齿线。奥利康铣齿机和克林根贝尔格铣齿机 (AMK 系列), 按此原理加工出延伸外摆线齿 (简称摆线齿) 锥齿轮。

5) 准渐开线齿 图 33.1-5e 所示, 锥滚刀除自转外还相对于冠轮运动, 刀刃在其分度平面上形成准渐开线齿线。克林根贝尔格-AFK 系列铣齿机, 用锥滚刀加工出准渐开线齿锥齿轮。

平顶产形轮和圆锥产形轮的分度曲面是锥面, 产形轮分度锥面齿线变异, 对此在几何设计和铣齿调整计算时需要加以考虑, 但不影响按以上 5 种齿线命名和分类。

(3) 铣齿时的分齿法

1) 间歇分齿法 加工每一齿时, 刀具切入、展成切齿; 加工完一齿后刀具与轮坯脱开、摇台返回、分齿; 然后刀具再次切入加工另一齿。直齿、斜齿、弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮, 都用间歇分齿法刨齿或铣齿。其特点是: 刨刀和铣刀的切削运动与切齿啮合的展成运动无关, 可以根据需要提高或降低切削速度; 间歇分齿法便于磨齿。

2) 连续分齿法 用于摆线齿和准渐开线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的加工。图 33.1-6 为摆线齿的形成: 刀盘有 Z_0 组刀齿 (图中 $Z_0 = 3$), 每组至少有加工齿凸面的内刀 i 和齿凹面的外刀 e 两个刀齿 (加工软齿面时还有中刀); 刀盘转过一组齿, 冠轮和轮坯各转过一个齿, 图中“1”、“2”和“3”为冠轮的齿: 即加工轮坯的齿槽。连续分齿的特点是节省了间歇分齿的辅助时间。但刀盘的转速与轮坯的转速有关。

1.3 当量圆柱齿轮

1.3.1 端面当量齿轮和法面当量齿轮

圆锥齿轮空间啮合理论比较复杂, 在误差允

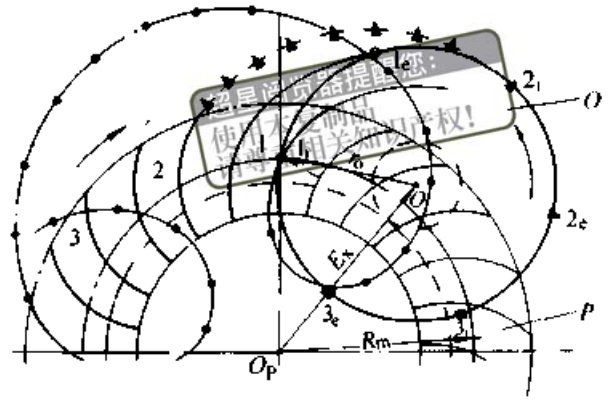


图 33.1-6 摆线齿锥齿轮连续分齿法铣齿示意图
许范围内引入当量圆柱齿轮概念可以把问题简化。当量齿轮可用于成形刀具的选取、重合度计算、轮齿根切和齿顶变尖的校核及齿轮的强度计算。

(1) 端面当量齿轮

图 33.1-7 为由冠轮展成齿数为 z 、分度锥角为 δ 的锥齿轮。在参考点 M 处, 分度圆半径为 r_m , 螺旋角为 β_m 。过参考点 M , 沿分度圆切线方向作法截面 $t-t$, 在 $t-t$ 截面内, 冠轮分度平面的截线为直线, 产形面截线近似于直线, 得到一个产形齿条。齿轮分度锥面的截线为 2 次曲线, 由微分几何默尼埃定理得此截线在点 M 处的曲率半径: $r_v = r_m / \cos \delta$ 。以 r_v 为分度圆半径可得到一个螺旋角为 β_m 的斜齿圆柱齿轮, 称之为端面当量齿轮。端面当量齿轮的齿数为

$$z_v = z / \cos \delta$$

由近似于直线齿廓的齿条展成的端面当量齿轮的齿廓与渐开线近似。锥齿轮副的端面当量齿轮可视为一对斜齿渐开线圆柱齿轮。

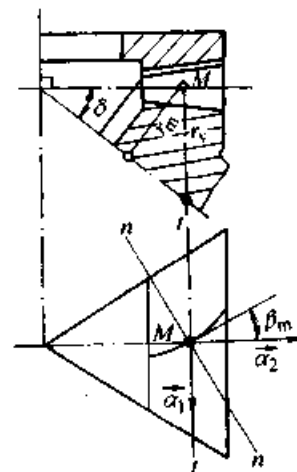


图 33.1-7 锥齿轮当量齿轮的端面和法面的选取

(2) 法面当量齿轮

图 33.1-7 中过参考点 M 作齿线法向的法截面 $n-n$ ，在 $n-n$ 截面内，冠轮分度平面的截线为直线，产形面的截线也是直线，得到一个直线齿廓的产形齿条。过点 M 垂直于直母线的 $t-t$ 方向及直母线方向是分度锥面的主方向，其主曲率分别为 $K_1 = 1/r_v$ 和 $K_2 = 0$ ，由微分几何的欧拉公式，齿轮分度锥面沿 $n-n$ 方向法截线在点 M 处的曲率半径 $r_{vm} = r_v / \cos^2 \beta_m = r_m / (\cos \delta \cos^2 \beta_m)$ 。以 r_{vm} 为分度圆半径得到一个直齿圆柱齿轮，称之为法面当量齿轮。法面当量齿轮齿数为

$$z_{vm} = z / (\cos \delta \cos^3 \beta_m)$$

由直线齿廓的齿条展成的法面当量齿轮齿廓与渐开线近似。锥齿轮副的法面当量齿轮，近似于一对直齿渐开线圆柱齿轮。

文献中见到的另一种方法是，在垂直于端面当量齿轮接触线的法截面内得到锥齿轮的法面当量齿轮。法面当量齿轮的齿数又可由下式求得

$$z_{vn} = z_v / (\cos \beta_m \cos^2 \beta_{vb}) = z / (\cos \delta \cos \beta_m \cos^2 \beta_{vb})$$

式中 $\beta_{vb} = \arcsin (\sin \beta_m \cos \alpha_n)$

α_n —— 压力角；

β_{vb} —— 端面当量齿轮的基圆螺旋角。

以上两种公式计算得到的 z_{vn} 值不同，可按不同齿制的习惯用法选用。

1.3.2 球面渐开线和“8”字啮合

(1) 球面渐开线

沿用圆柱齿轮渐开线齿廓形成的方法，取半径等于锥距 R 的圆为周边的平面与锥齿轮的基锥面相切，使周边圆的圆心与基锥顶重合。当该平面在基锥上作纯滚动时，周边圆上的一点在半径为 R 的球面上的轨迹为球面渐开线。齿廓为球面渐开线的锥齿轮可以传递等速比运动。但是，在以分度锥顶为球心、不同锥距为半径的同心球上，球面渐开线齿廓是不相同的，因此，既不可能用成形刀具精确加工出球面渐开线齿廓，又不可能以同一刀刀形成球面渐开线冠轮的产形面精确加工齿轮。因此，只有用靠模板以仿形法才能加工出球面渐开线锥齿轮，但此法只用于小批量加工大模数锥齿轮，且精刨刀尖的半径只有 1 mm，效率低。本章不以球面渐开线作为研究问题的基础。

(2) “8”字啮合 (Octoid)

用冠轮展成锥齿轮时，垂直于节锥母线的平面与切齿啮合面的交线呈“8”字形。若配对两齿

轮的齿根角 θ_f 相等，则可使两齿轮的切齿啮合面重合，得到线接触的“8”字啮合齿轮。对于平顶产形轮展成的锥齿轮，或者虽用冠轮展成，但齿根角不相等的锥齿轮，得到的是非共轭齿面。

1.4 锥齿轮几何参数的名称

1.4.1 锥齿轮主要尺寸的名称

锥齿轮主要尺寸的名称和代号见图 33.1-8。两轮节锥顶与两轮轴线交点重合；分度锥角无修正时，分度锥面与节锥面重合。等顶隙要求顶锥母线与相配齿轮的根锥母线平行。锥齿轮的大端锥距 R (或简称锥距) 确定齿轮的轮廓尺寸，小端锥距 R_f 限制其齿宽。

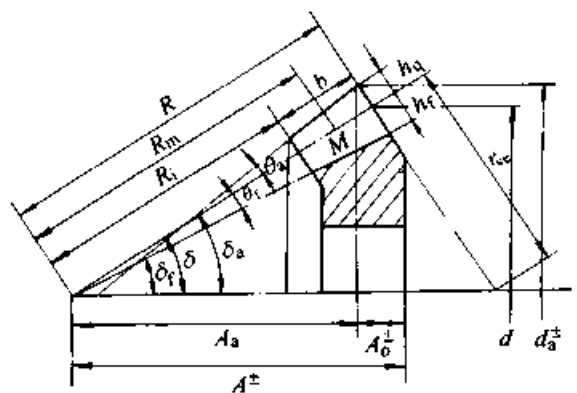


图 33.1-8 锥齿轮各参数名称与代号

- R —大端锥距 R_f —小端锥距 R_m —参考点锥距
- r_v —参考点背锥距 A —安装距 A_a —冠顶距
- A_o —轮冠距 b —齿宽 h_a —齿顶高
- h_f —齿根高 θ_s —齿顶角 θ_f —齿根角
- d_a —大端顶圆直径 d —大端分度圆直径
- δ_s —顶锥角 δ —分度锥角 δ_f —根锥角

由齿的大端沿分度锥母线到齿的小端，齿轮的螺旋角、齿厚、收缩齿的齿高都逐渐减小。为得到它们的平均值，在分度锥母线上取参考点 M ，参考锥距为 R_m 。点 M 一般为齿宽中点，此时 R_m 为齿中点锥距。

直齿、弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮的分度圆直径、齿高和模数一般以大端为基准，代号加下标“e”，不致引起混乱时可略去下标“e”。摆线齿锥齿轮及准双曲面齿轮则以参考点 M 处的法向模数 m_n 为基准值。锥齿轮和准双曲面齿轮取参考点螺旋角 β_m 为名义值，不致引起混乱时可略去下标“m”。

锥齿轮的模数、齿厚、齿距、分度圆、节圆、端面和法面的定义与渐开线圆柱齿轮的相

同，齿高则在垂直于分度锥母线的截面内度量。需要说明计算点的位置在齿的大端、参考点 M 或齿的小端，因为参数值与锥距有关。

等高齿沿分度锥母线齿高不变： $\theta_o = \theta_f = 0$ ； $\delta_o = \delta_f = \delta$ 。

准双曲面齿轮与锥齿轮相似的部分，参数名称和代号与锥齿轮的相同。由于小轮偏置，准双曲面齿轮副的图形与锥齿轮的不同，详见几何设计部分。

1.4.2 锥齿轮专用的术语和定义

(1) 轮齿各部分的名称

图 33.1-9 所示为齿的大端（外端）、小端（内端）、齿的凸面和凹面。齿顶、槽底和齿根过渡曲面的定义则与圆柱齿轮的相同。

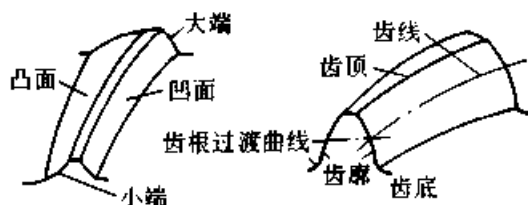


图 33.1-9 轮齿各部分名称

(2) 螺旋角和螺旋方向

分度锥面齿线任一点的切线与过该点分度锥母线的夹角为该点的螺旋角，齿的大端和小端螺旋角分别记为 β_o 和 β_f ，参考点的螺旋角记为 β_m （或 β ）。螺旋方向按下面方法确定：面对齿轮顶锥面，自齿宽中点到大端，齿线的旋向为顺时针方向为右旋齿轮；齿线的旋向逆时针为左旋齿轮（见图 33.1-10）。

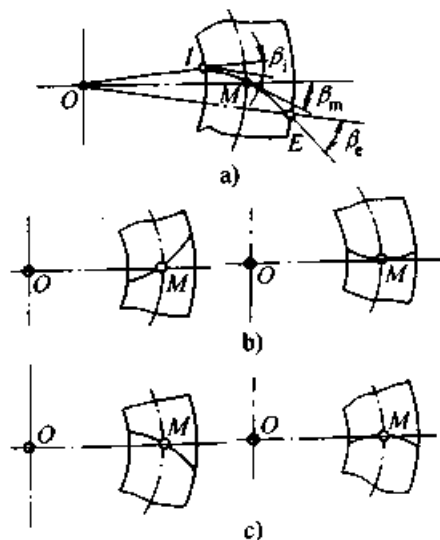


图 33.1-10 齿的螺旋方向

a) 螺旋角 b) 左旋齿轮 c) 右旋齿轮

(3) 齿高类型

齿高类型分为收缩齿和等高齿（图 33.1-11c）。收缩齿又分非等顶隙收缩齿（图 33.1-11a）和等顶隙收缩齿（图 33.1-11b），等顶隙收缩齿允许齿的小端有较大的齿根圆角，对刀齿的寿命和齿轮强度都有利。双重收缩齿（图 33.1-11d）的目的在于修正沿齿长方向齿厚的收缩，以便能用最大刀顶宽的粗切刀，但此法使齿高方向的收缩加剧。另一种倾斜根线收缩齿，介于一般收缩齿和双重收缩齿之间，它避免了双重收缩齿可能导致的齿高过度收缩和一般收缩齿可能导致的齿厚过度收缩。

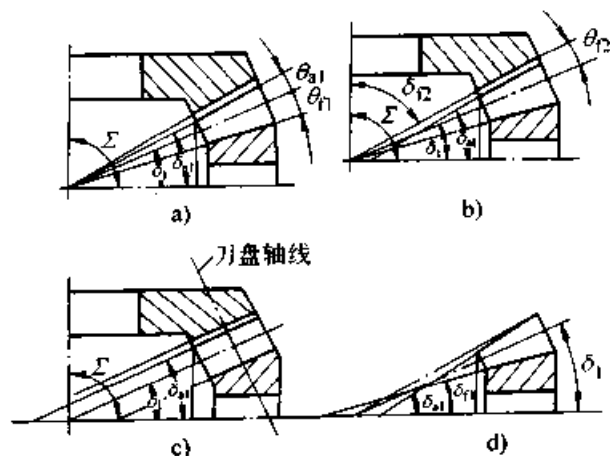


图 33.1-11 齿高的类型

a) 非等顶隙收缩 b) 等顶隙收缩
c) 等高齿 d) 双重收缩齿

(4) 安装距和轮冠距

安装距 A 为锥齿轮和准双曲面齿轮由轴向安装基面到锥齿轮两轴线交点，或准双曲面齿轮两轴线公垂线垂足的距离，用以控制齿轮的轴向位置。轮冠距 $A_o = A - A_s$ ，用以控制轮齿与轴向安装基面的相对位置， A_s 为大端齿顶圆心到两轮轴线交点或两轮轴线公垂线垂足之间的距离。

1.5 锥齿轮和准双曲面齿轮的 3 种齿制

1.5.1 弧齿锥齿轮与格利森制

弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮，用于各种机械和车辆的传动装置。多年来我国生产的弧齿锥齿轮铣齿机及其配套设备，能满足一般的工业要求。美国格利森（Gleason）公司是弧齿锥齿轮铣齿机著名厂家，格利森制的几何设计、强度计算和切齿调整算法被各国所广泛采用。

格利森制采用圆弧收缩齿，以端面铣刀的直线刀刃由切削运动形成的刃锥面为产形面，其特点是：刀盘回转速度与切齿啮合运动无关，可以根据需要调节其转速，因此，可以用成形法拉齿加工半展成齿轮副的大轮，提高生产率；也可以将刀盘换成砂轮进行磨齿，提高齿轮的加工精度。但是只能用间歇分齿法加工，增加了辅助时间。粗切用双面法铣齿；精切大轮，大批量生产时用双面法铣齿，一次加工出大齿轮的凸面和凹面，单件小批量生产时用单面法铣齿；按大轮齿面，用单面法分别配切小轮的凸面和凹面。

1.5.2 摆线齿锥齿轮的两种齿制

生产摆线齿锥齿轮铣齿机的厂家有瑞士奥利康 (Oerlikon) 公司和德国克林根贝尔格 (Klingenberg) 公司，分别形成奥利康制 (简称“奥”制) 和克林根贝尔格制 (简称“克”制) 几何设计、强度计算和切齿调整计算法。其共同特点是：轮齿为延伸外摆线等高齿；采用连续分齿双面铣齿法，又称端面滚齿法，节省了分齿的辅助时间。“奥”制与“克”制之间存在以下主要差别：

(1) 铣齿机的主要差别

1) 铣齿机结构不同 “奥”制铣齿机有刀倾机构，通过改变刀倾角，控制齿面接触区的大小和形状；S17 和 S27 等铣齿机有较大的刀倾角，可用对偶法展成半展成齿轮副的小轮。“克”制铣齿机无刀倾机构。

2) 铣齿机规格不同 “克”制有小型铣齿机 FK41C，加工最小法向模数 $m_n = 0.2 \text{ mm}$ ；也有大型铣齿机 AMK1602，加工最大法向模数 $m_n = 35 \text{ mm}$ ，齿轮最大外径 $d_{a2} = 2\,000 \text{ mm}$ 。“奥”制铣刀盘模数范围 $m_n = 1.5 \sim 13 \text{ mm}$ ，齿轮最大外径 $d_{a2} = 680 \text{ mm}$ 。

(2) 铣刀盘的主要差别

1) 铣刀盘结构不同 “克”制采用双层刀盘，通过调整外刀与内刀回转中心的偏距和增大外刀半径，来控制相接触凸凹两齿面的相对法曲率；在保证齿厚的条件下得到要求的接触区。图 33.1-12 为克林根贝尔格双层刀盘。装有内刀齿的内刀盘 2 固定在铣齿机主轴 1 上；装有外刀齿的外刀盘 3，通过十字滑块 4、5 和 6 与铣齿机主轴联结。外刀盘既可以与内刀盘同步回转，又可以调整内外刀盘回转中心之间的偏距 E_{XB} ，以

便控制齿面接触区。“奥”制内外刀齿装在整体刀盘上，其回转中心重合。

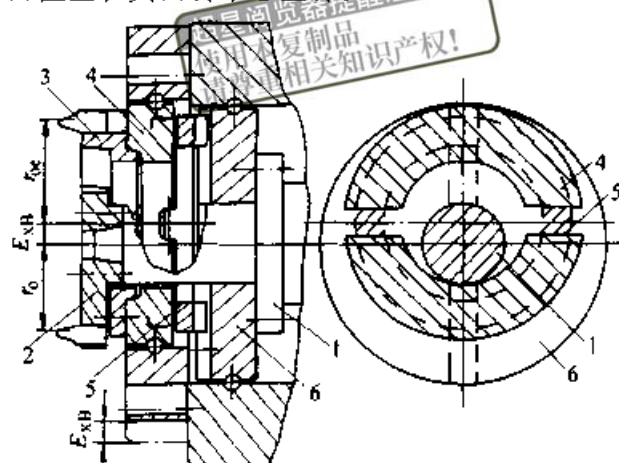


图 33.1-12 克林根贝尔格双层铣刀盘

2) 刀盘的规格不同 两种齿制刀盘系列标准名义半径 r_o 和刀齿组数 Z_o 都不相同。“克”制常用刀齿组数 $Z_o = 5$ ，刀盘名义半径 $r_o = 135 \sim 260 \text{ mm}$ ，最大可达 $r_o = 450 \text{ mm}$ 。“奥”制 FS 系列刀盘： $r_o = 39 \sim 181 \text{ mm}$ ； $m_n = 1.5 \sim 8.5 \text{ mm}$ ； $Z_o = 5 \sim 13$ 。FSS 系列刀盘： $r_o = 160 \sim 181 \text{ mm}$ ； $m_n = 5 \sim 10 \text{ mm}$ ； $Z_o = 11 \sim 13$ 。

(3) 加工方法不同

“奥”制一般用刀倾全展成法 (Spiroflex 法) 加工；当传动比 $i_{12} \geq 3$ 或大轮分度锥角 $\delta_2 \geq 60^\circ$ 时，可以用刀倾半展成法 (Spirac 法) 加工。在“奥”制铣齿机上不能进行硬齿面刮削。“克”制铣齿机只能用全展成法加工，但其中某些铣齿机 (例如 AMK635、AMK852、AMK855 和 AMK1602 等) 允许进行硬齿面刮削。

(4) 使用场合不同

“奥”制铣刀盘刀齿组数多、传动比较大时可用半展成法加工，生产效率高，但刀具齿形角与刀倾角有关，难于标准化。比较适用于大批量生产的汽车行业，不适用于小模数齿轮和重型齿轮。“克”制 FK41C 铣齿机适用于小模数齿轮；AMK1602 等铣齿机特别适合于重型齿轮的硬齿面刮削。由于刀轴不倾斜，刀具齿形角便于标准化，对单件、小批量生产十分有利。

1.5.3 计算机数控 (CNC) 技术使 3 种齿制铣齿机趋同

3 种齿制是由生产曲齿锥齿轮铣齿机 3 厂家根据其铣齿机和刀具的特点制定的，在发展过程中，3 种齿制取长补短互有渗透，如两种摆线齿

制采用了相同的基本齿廓，“奥”制采用了回转式刀倾机构。但 3 种齿制仍自成一体，采用的计算方法甚至代号都各不相同。使用户十分不便。

在使用 CNC 技术方面，格利森公司于 1986 年开发的 G-MAXX2010 铣齿机，奥利康公司开发的 S25 和 S30 型铣齿机，既可以加工弧齿锥齿轮，又可以加工摆线齿锥齿轮，使 3 种齿制的铣齿机趋同。克林根贝尔格公司开发的 WNC30 和 WNC80 型磨齿机可以磨摆线齿锥齿轮。CNC 铣齿机结构十分简单，无疑会使机床刚度增加和提高加工精度，但是目前 CNC 铣齿机价格十分昂贵。因此，既能满足要求、价格又比较便宜的非数控铣齿机仍占有相当大的份额。显然随着 CNC 铣齿机的广泛使用，基于传统铣齿机的 3 种齿制会有较大变革。

2 锥齿轮及准双曲面齿轮主要参数的选择

几何设计时，需要选定齿轮传动的一些主要参数，其中包括：齿数比 u ，取值应接近要求的传动比；对齿轮传动总体尺寸起决定作用的小轮或大轮大端分度圆直径；确定两轮相对位置的轴交角和准双曲面齿轮的偏置距；影响齿轮强度的齿数、模数、齿宽和螺旋角；决定轮齿尺寸的基本齿廓；为改善传动质量而选取的高变位系数、切向变位系数和齿侧间隙；与给定旋转方向最佳组合的轮齿螺旋方向和准双曲面小齿轮的偏置方向；铣齿刀盘的名义半径以及刀齿组数等。格利森、克林根贝尔格和奥利康公司，对锥齿轮和准双曲面齿轮传动主要参数的选择各有推荐，虽然齿制不同，但同一类齿轮有许多共同之处，有共同规律。

2.1 锥齿轮的基本齿廓

(1) 直齿及斜齿锥齿轮的基本齿廓（见 GB/T 12369—1990，见图 33.1-13 和表 33.1-2）

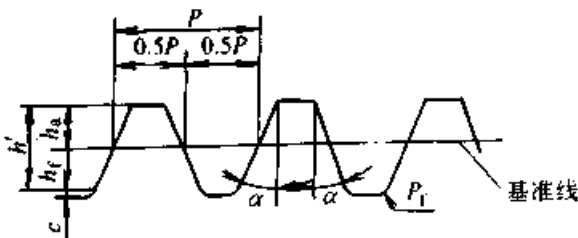


图 33.1-13 直齿及斜齿锥齿轮的基本齿廓

表 33.1-2 直齿及斜齿锥齿轮基本齿廓的参数

名称	代号	数值	说明
齿形角	α	20°	指齿面法截面值
齿顶高	h_a	m_n	m_n 为斜齿的大端法向模数
工作齿高	h	$2m_n$	
齿距	p	$\pi m_n / \cos \beta$	基准线上同侧齿廓间的距离， β 为螺旋角
顶隙	c	$0.2m_n$	
齿根圆角半径	ρ_f	$0.3m_n$	

- 注：1. 适用于大端端面模数 $m \geq 1 \text{ mm}$ （直齿锥齿轮 $m = m_n$ ）的通用及重型机械。
 2. 与齿高有关的各参数按大端法向模数计算。
 3. 需要修缘时，原则上只修齿顶，其最大值在齿高方向为 $0.6m_n$ ，在齿厚方向为 $0.02m_n$ 。
 4. $\alpha = 20^\circ$ 为基本齿形角，根据需要允许采用 $\alpha = 14^\circ 30'$ 或 $\alpha = 25^\circ$ 。
 5. 齿根圆角半径应尽量大些，啮合条件允许时可取 $\rho_f = 0.35m_n$ 。

(2) 格利森制直齿锥齿轮

齿形角 $\alpha = 20^\circ$ ， $h_a = m$ ， $h' = 2m$ ， $c = 0.188m + 0.05 \text{ mm}$ （允许采用 $\alpha = 14^\circ 30'$ 或 $\alpha = 25^\circ$ ）；短齿制： $\alpha = 22^\circ 30'$ ， $h_a = 0.8m$ ， $h' = 1.6m$ ， $c = 0.188m + 0.05 \text{ mm}$ 。以上各项为齿的大端参数。

(3) 格利森制弧齿锥齿轮

法向齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$ ， $h_a = 0.85m_t$ ， $h' = 1.7m_t$ ， $c = 0.188m_t$ ，无根切条件下允许取 $\alpha_n = 14^\circ 30'$ 和 $\alpha_n = 16^\circ$ 。以上各项为齿的大端参数， m_t 为大端端面模数。

(4) 格利森制零度弧齿锥齿轮

$\alpha_n = 20^\circ$ ， $h_a = m_t$ ， $h' = 2m_t$ ， $c = 0.188m_t + 0.05 \text{ mm}$ （允许采用 $\alpha_n = 22^\circ 30'$ 和 $\alpha_n = 25^\circ$ ）。

(5) 摆线齿锥齿轮和准双曲面内轮

克林根贝尔格齿制和奥利康齿制均在参考点 M（一般为齿宽中点）法面内取值， $\alpha = 20^\circ$ （ α 为准双曲面齿轮基本齿廓两侧面齿形角平均值，锥齿轮一般用代号 α_n ）， $h_a = m_n$ ， $h' = 2m_n$ ， $c = 0.25m_n$ ， m_n 为参考点法向模数。“克”制刀

顶圆角半径 $\rho_{a0} = 0.3 m_n$, m_n 为刀齿模数, 取值应接近 m_n 。

一般齿形角 $\alpha = 20^\circ$ (曲齿为 α_n)。增大齿形角可以增加轮齿强度, 采用较少齿数, 但是, 齿顶易变尖; 齿底槽宽变窄, 刀顶宽受到限制; 端面重合度小, 不利于传动的平稳性。减小压力角则端面重合度增大, 有利于平稳传动, 但强度较差, 易根切。

为了方便和与圆柱齿轮一致, 引入齿顶高系数 h_a^* 和顶隙系数 c^* 。对于直齿锥齿轮: $h_a = m h_a^*$, $c = m c^* + 0.05 \text{ mm}$; 弧齿锥齿轮: $h_a = m_n h_a^*$, $c = m_n c^* + 0.05 \text{ mm}$; 摆线齿锥齿轮: $h_a = m_n h_a^*$, $c = m_n c^*$ 。

2.2 锥齿轮的大端分度圆直径

2.2.1 一般工业用弧齿锥齿轮

格里森制, 根据齿数比 $u = z_2/z_1$ 和小轮转矩 T_1 , 按接触强度和弯曲强度由图 33.1-14 和图 33.1-15 分别确定小轮大端分度圆直径, 取其中较大者为初值 d_{10} 。

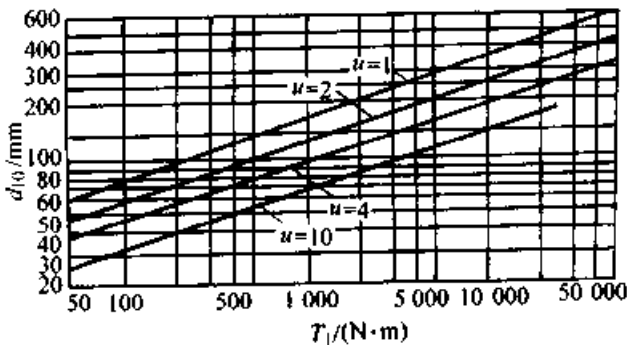


图 33.1-14 根据接触强度确定小轮分度圆直径

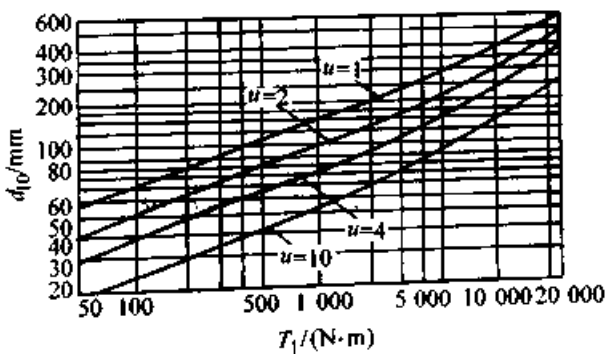


图 33.1-15 根据弯曲强度确定小轮分度圆直径

由线图确定初值 d_{10} 时需要注意以下几点:

- 1) 两线图是按渗碳钢、齿面硬度为 55HRC

的正交弧齿锥齿轮绘制的。当齿轮材料与齿面硬度与此不相符时, 需要将 d_{10} 乘以由表 33.1-3 查得的材料与硬度修正系数。

2) 确定 T_1 时应注意小齿轮的峰值载荷: 在预期的齿轮寿命内, 若峰值载荷总循环数超过 10^7 次, 则取峰值载荷为 T_1 值; 若峰值载荷少于 10^7 次, 则将峰值载荷的一半与持续载荷的最大值比较, 取其中大者为 T_1 值。

表 33.1-3 材料与硬度修正系数

大 轮		小 轮		材料 硬度 修正 系数
材 料	最低 硬度	材 料	最低 硬度	
钢(表面硬化处理)	58HRC	钢(表面硬化处理)	60HRC	0.85
钢(表面硬化处理)	55HRC	钢(表面硬化处理)	55HRC	1.00
钢(火焰淬火)	50HRC	钢(表面硬化处理)	55HRC	1.05
钢(火焰淬火)	50HRC	钢(火焰淬火)	50HRC	1.05
钢(油淬火)	375HB	钢(油淬火)	375HB	1.20
钢(热处理)	250HB	钢(表面硬化处理)	55HRC	1.45
钢(热处理)	210HB	钢(热处理)	245HB	1.65
铸铁		钢(表面硬化处理)	55HRC	1.95
铸铁		钢(火焰淬火)	50HRC	2.00
铸铁		钢(退火)	160HB	2.10
铸铁		铸铁		3.10

3) 直齿和零度齿锥齿轮的小轮直径应稍大, 由图 33.1-14 按接触强度查得的 d_{10} 值, 零度锥齿轮应乘以 1.3; 鼓形直齿锥齿轮应乘以 1.2。表面硬化处理并经磨齿的弧齿锥齿轮应乘以 0.8。将求得的 d_{10} 值与由图 33.1-15 按弯曲强度查得的 d_{10} 值比较, 取两者中较大者。

4) 承受不变载荷的齿轮, 按弯曲强度确定 d_{10} 时, 由图 33.1-15 查得的 d_{10} 值偏大, 有振动的工况乘 0.7, 无振动时乘以 0.6。

5) 汽车、航空和船舶齿轮, 不能用图 33.1-14 和图 33.1-15。

2.2.2 汽车弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮

格里森制弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮, 按齿数比 u 和大轮持续转矩 T_2 , 由图 33.1-16 和图 33.1-17 确定大轮大端分度圆直径初值 d_{20} 。

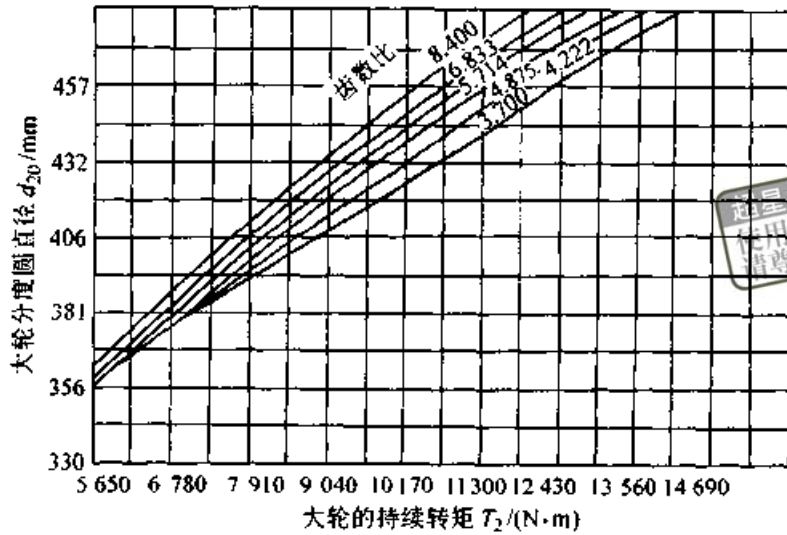


图 33.1-16 弧齿锥齿轮大轮大端分度圆直径线图

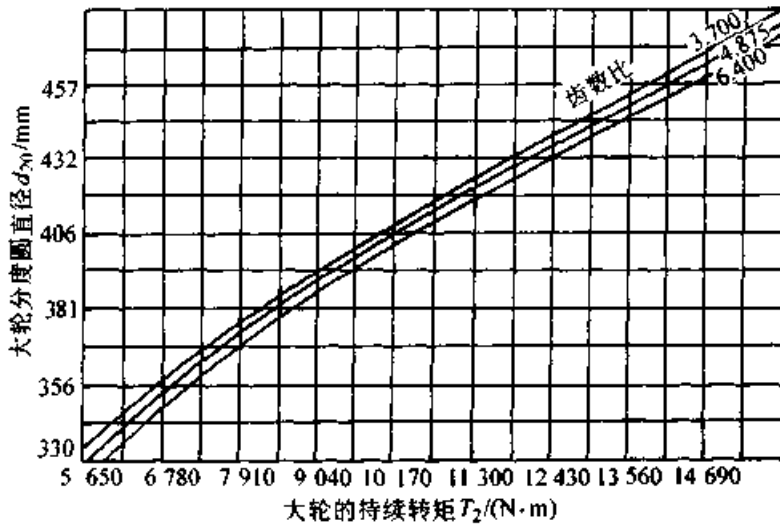


图 33.1-17 弧齿准双曲面齿轮大轮大端分度圆直径线图

图 33.1-16 按 $\beta = 35^\circ$, $\alpha_n = 22^\circ 30'$, 大轮齿宽 $b_2 = 0.28R$ (R ——大端锥距); 小轮齿宽 $b_1 = 0.32R$ 绘成。图 33.1-17 按小轮螺旋角 $\beta_1 = 50^\circ$, 平均齿形角 $\alpha = 22^\circ 30'$, $b_2 = 0.28R_2$ (R_2 ——大轮大端锥距), $b_1 = 1.12b_2$, 偏置距 $E = 0.11d_{e2}$ 绘成。

2.2.3 克林根贝尔格摆线齿锥齿轮

“克”制摆线齿锥齿轮, $\Sigma = 90^\circ$ 时, 按下式计算大轮大端节圆直径

$$(d'_{e2})^{2.8} = 1000 T_1 \left(\frac{u^3}{u^2 + 1} \right)^{.5} \sqrt{n_1}$$

式中 d'_{e2} ——大轮大端节圆直径 (mm);

T_1 ——小轮转矩 (N·m);

n_1 ——小轮转速 (r/min)。

为避免跨装支承小轮小端轴颈被切坏, 有时

需要在参考点分度圆直径不变的条件下, 将小轮分度锥角减小、大轮分度锥角加大相同的 $\Delta\delta$ 值, 此时需要由 d'_{e2} 和 $\Delta\delta$ 换算出大轮大端分度圆直径 d_{e2} 。 $\Delta\delta = 0$ 时, $d_{e2} = d'_{e2}$ 。

2.3 准双曲面齿轮的偏置距 (见表 33.1-4)

表 33.1-4 准双曲面齿轮的偏置距

用途	齿制	
	格利森制弧齿	奥利康制摆线齿
轿车、轻型车及一般工业用	$E \leq 0.4R_2$ 或 $E \leq 0.2d_{e2}$	$E = (0.15 \sim 0.25)d_{e2}$
载重车、拖拉机及铁路机车	$E \leq 0.2R_2$ 或 $E \leq 0.1d_{e2}$	$E = (0.1 \sim 0.15)d_{e2}$

d_2 、 E 和大轮偏离角 ϵ 之间存在一定的关系。图 33.1-18 中，奥利康制推荐，所选 E 值对应的 ϵ 值应在以下范围内：载重车， $\epsilon = 10^\circ \sim 16^\circ$ （图中“1”区）；轿车， $\epsilon = 14^\circ \sim 34^\circ$ （图中“2”区）。 ϵ 值详见准双曲面齿轮几何设计一节。

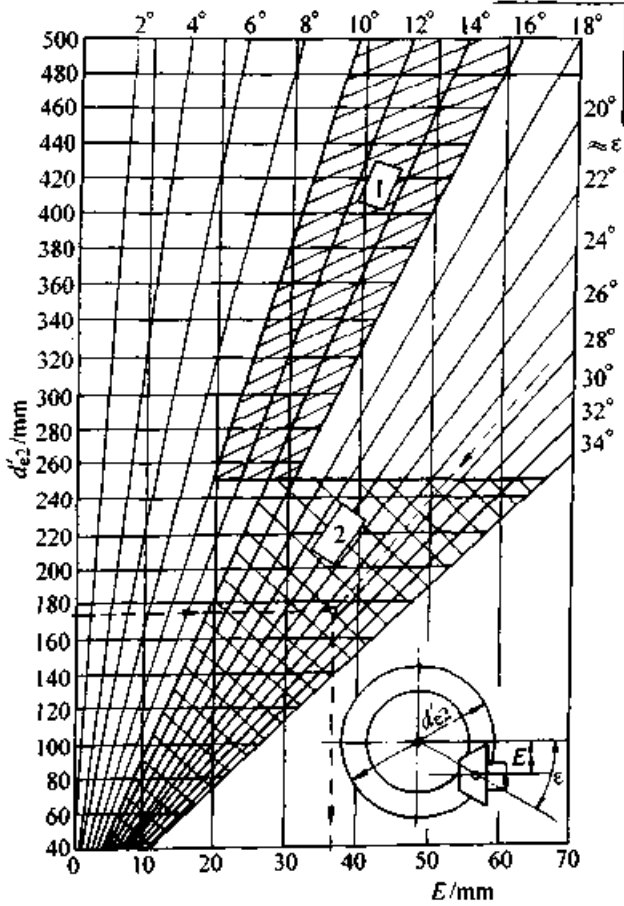


图 33.1-18 d_2 、 E 和大轮偏离角之间的关系

2.4 齿数、模数、齿宽和螺旋角

2.4.1 齿数

在齿轮尺寸相同的情况下，齿数少又无根切，有利于弯曲强度；齿数多有利于接触强度和传动的平稳性，但会增加工时和刀具成本。图 33.1-19、33.1-20 为直齿与零度齿及弧齿锥齿轮的小轮齿数。

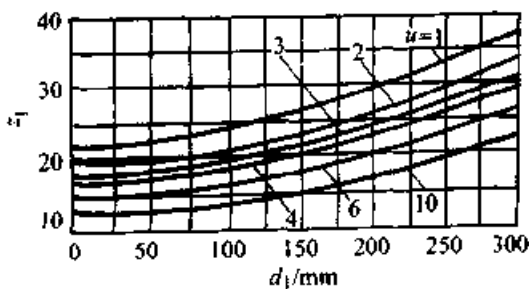


图 33.1-19 直齿与零度齿锥齿轮的小轮齿数

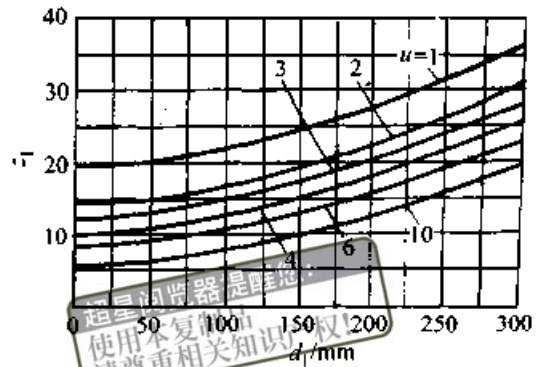


图 33.1-20 弧齿锥齿轮的小轮齿数

1) 一般工业用锥齿轮 轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 时，小轮和大轮的最少齿数列于表 33.1-5。

表 33.1-5 不同齿形角和齿数比的
齿轮最少齿数 ($\Sigma = 90^\circ$)

齿形角	直齿锥齿轮 (一般工业用)		弧齿锥齿轮 (一般工业用)		零度锥齿轮	
	小轮	大轮	小轮	大轮	小轮	大轮
20° (标准)	16	16	17	17	17	17
	15	17	16	18	16	20
	14	20	15	19	15	25
	13	30	14	20		
14.5°			13	22		
			12	26		
	29	29	28	28	不用	
	28	29	27	29		
	27	31	26	30		
	26	35	25	32		
	25	40	24	33		
	24	57	23	36		
			22	40		
			21	42		
		20	50			
		19	70			
16°			24	24	不用	
			23	25		
			22	26		
			21	27		
			20	29		
			19	31		
			18	36		
			17	45		
		16	59			
22.5°	13	13	14	14	14	14
25°	12	12	12	12	13	13

2) 汽车弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮 小轮最小齿数及允许范围列于表 33.1-6。

表 33.1-6 汽车弧齿锥齿轮及准双曲面齿轮最少齿数

传动比	小轮齿数	允许范围
1.5~1.75 ^①	14	12~16
1.75~2.00 ^①	13	11~15
2.0~2.5 ^①	11	10~13
2.5~3.0 ^①	10	9~11
3.0~3.5	10	9~11
3.5~4.0	10	9~11
4.0~4.5	9	8~10
4.5~5.0	8	7~9
5.0~6.0	7	6~8
6.0~7.5	6	5~7
7.5~10.0	5	5~6

① 传动比在 1.5~3.0 之间只能用展成法加工两齿轮。

3) 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮 $z_{1min} = 5$, $z_1 > 8$ 时传动质量较好。锥齿轮和准双曲面齿轮分别按表 33.1-19 和表 33.1-42 算出 z_1 值并加以圆整。

由小轮齿数和要求的传动比 i_{120} , 算出大轮齿数 z_2 加以圆整, 齿数比 $u = z_2/z_1$ 与要求的 i_{120} 之差值应在允许范围内。配对两轮齿数尽可能无公因数。

2.4.2 模数和齿宽

(1) 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮

1) 模数 由大轮 (或小轮) 大端分度圆直径和齿数 z_2 (或 z_1) 求出大端端面模数。直齿锥齿轮需按 GB/T 12368—1990 标准值 (见表 33.1-7) 进行圆整。

2) 齿宽 齿宽不得大于 $0.3R_c$ 和 $10m_1$, 取两者中较小值。弧齿零度锥齿轮齿宽 $b \leq 0.25R_c$ 。对于锥齿轮, 齿过于宽无助于齿的强度和耐久性的增加, 因为偏载到小端时齿易损坏。此外, 小端齿底槽宽过窄, 难于加工。

表 33.1-7 锥齿轮模数 (摘自 GB/T 12368—1990) (mm)

0.1	0.12	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
1	1.125	1.25	1.375	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5
3.75	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	8	9	10	11	12
14	16	18	20	22	25	28	30	32	36	40	45	50

注: 1. 表中模数指的是锥齿轮大端端面模数。
2. 该表适用于直齿、斜齿及曲齿锥齿轮。

(2) 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的齿宽和模数 (见表 33.1-8)

2.4.3 螺旋角

齿中点的螺旋角, 根据要求的纵向重合度 ϵ_β 和允许的轴向力确定。螺旋角大传动平稳, 但轴向力大。

1) 弧齿锥齿轮 一般工业用弧齿锥齿轮 $\beta \approx 35^\circ$ 。汽车和航空用弧齿锥齿轮, 可参照表 33.1-9 选取, 纵向重合度至少应为 $\epsilon_\beta \approx 1.25$ 。 ϵ_β 与 b 、 m_t 和 β 有关, 可由图 33.1-21 查得。

表 33.1-8 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的齿宽和模数

传动类型	齿宽 b 或大轮齿宽 b_2	法向模数 m_n
锥齿轮	轻载和中载 $b = (0.2 \sim 0.29)R'_c$	硬齿面重载齿轮 $m_n = (0.1 \sim 0.14)b$
	重载 $b = (0.29 \sim 0.33)R'_c$	调质钢软齿面 $m_n = (0.083 \sim 0.1)b$
准双曲面齿轮	$b_2 \approx 0.29R'_c$	$m_n \approx 0.1b_2$

注: R'_c 和 R'_c 为按 d'_c 和初值 $u_0 = i_{120}$ 求得的大轮大端节锥母线长度。

表 33.1-9 汽车拖拉机及航空工业用螺旋角

用途		螺旋角 / (°)	
		弧齿锥齿轮	准双曲面齿轮 (小轮)
汽车	载重汽车	30~45	约 45 ^①
	小客车	35~40	约 50
拖拉机	农业用	25~35	
	工业用	25~35	
	工程用	0~20	
航空工业	直升飞机传动	30~45	
	发动机辅助传动	0~20	

① 合理的螺旋角，可在准双曲面齿轮计算中根据传动比及偏置距与大轮分度圆直径的比值算出。

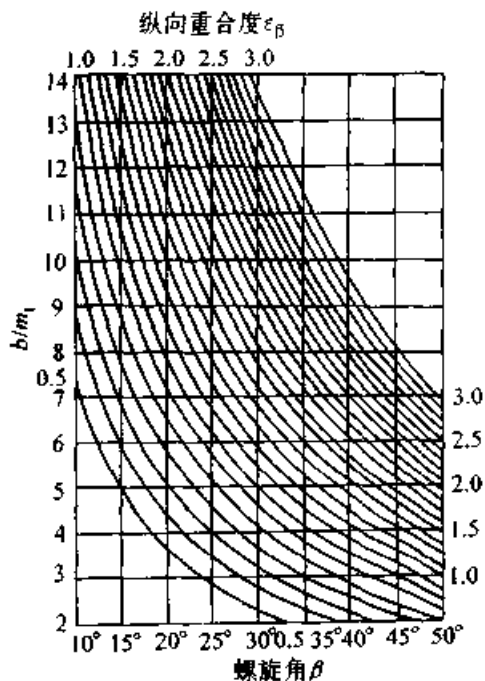


图 33.1-21 弧齿锥齿轮的纵向重合度 ϵ_β

2) 弧齿准双曲面齿轮的小轮螺旋角 轿车 $\beta_1 \approx 50^\circ$ ，载重汽车 $\beta_1 \approx 45^\circ$ 。

3) 摆线齿锥齿轮 “克”制推荐 $\beta_m = 30^\circ \sim 35^\circ$ ；“奥”制推荐，轴承能承受较大轴向力的情况下可增至 $\beta_m \approx 40^\circ$ 。

4) 摆线齿准双曲面齿轮 大轮参考点螺旋角 $\beta_{m2} \approx 30^\circ$ 。

2.5 变位系数

弧齿、摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮，一般采用高变位制和切向变位制：小轮高变位系数为

正， $x_1 > 0$ ，大轮高变位系数的数值与小轮的相同，符号相反，即 $x_2 = -x_1$ ， $x_1 + x_2 = 0$ ；切向变位系数 $x_{t2} = -x_{t1}$ ， $x_{t1} + x_{t2} = 0$ 。高变位系数总和及切向变位系数总和均为零，又称为零变位。高变位的目的是为了使小轮避免根切、两轮齿面磨损大体相同。切向变位的目的是使两轮的弯曲强度大体一致。非零变位无论径向变位系数总和及切向变位系数总和都不为零，可以优选变位系数，但计算比较繁复。

2.5.1 高变位系数

1) 直齿、弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮 格利森制根据不同齿形角和齿顶高系数，给出直齿锥齿轮的高变位系数计算公式（见表 33.1-12）；弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮大轮的齿顶高系数的选择考虑到了高变位问题（见表 33.1-17 和表 33.1-35）。

2) “克”制摆线齿锥齿轮 确定高变位系数的准则是：小轮齿顶滑动率 η_{a1} 与大轮齿根滑动率 $|\eta_{f2}|$ 之和等于大轮齿顶滑动率 η_{a2} 与小轮齿根滑动率 $|\eta_{f1}|$ 之和，即

$$\eta_{a1} + |\eta_{f2}| = \eta_{a2} + |\eta_{f1}|$$

3) “奥”制摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮 “奥”制考虑到小齿轮齿面接触频率比大轮高 u 倍，对“克”制的准则作了修正，即

$$u\eta_{a1} + |\eta_{f2}| = \eta_{a2} + |u\eta_{f1}|$$

一般情况，“奥”制得到的 x_1 值较“克”制的大。

2.5.2 切向变位系数

锥齿轮的两齿面由内刀和外刀最后形成，通过改变两刀刃的相对位置，改变基本齿廓的齿厚，称之为切向变位（也称为齿厚变动）。

1) 直齿、弧齿锥齿轮 格利森制直齿、零度齿和弧齿锥齿轮，给出了小轮切向变位系数的线图（见图 33.1-24、图 33.1-28 和图 33.1-29）。

2) 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮 以大小两齿轮齿形系数相等为条件，通过迭代计算出切向变位系数 x_{t1} 值（详见本章第 5 节和第 7 节）。

2.6 齿侧间隙

齿侧间隙有 4 种推荐值，其中摆线齿的“奥”制计算公式所得结果换算后与“克”制的大端圆周侧隙接近，可以统一用“奥”制公式。

1) 按齿轮模数和精度等级, 由锥齿轮精度标准 GB/T 11365—1989 查得最小法向侧隙 $j_{n\min}$ 值 (见表 33.1-96) 和侧隙变动公差 F_{vj} 。

2) 美国 AGMA 锥齿轮标准规定的直齿、弧齿锥齿轮的法向侧隙列于表 33.1-10。

表 33.1-10 AGMA 7~13 级规定的
法向齿侧间隙 (mm)

模数	法向齿侧间隙	模数	法向齿侧间隙
0.51~1.27	0~0.05	7.26~8.47	0.20~0.28
1.27~1.59	0.03~0.08	8.47~10.16	0.25~0.33
1.59~2.54	0.05~0.10	10.16~12.27	0.31~0.41
2.54~3.18	0.08~0.13	12.27~14.51	0.36~0.46
3.18~4.23	0.10~0.15	14.51~16.93	0.41~0.56
4.23~5.08	0.13~0.18	16.93~20.32	0.46~0.66
5.08~6.53	0.15~0.20	20.32~25.4	0.51~0.76
6.53~7.26	0.18~0.23		

3) 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的法向齿侧间隙

$$j_n = 0.05 + 0.03m_n$$

对于研齿的锥齿轮, 侧隙可略减小。

2.7 齿的螺旋方向和准双曲面齿轮小轮的偏置

2.7.1 曲齿锥齿轮的螺旋方向

齿轮正反转所承受的载荷一般不相同, 持续承受较大载荷的齿面称为工作面, 承受载荷较小的齿面称为非工作面。主动轮齿的凹面与从动轮齿的凸面啮合时, 两轮的轴向力均指向各自的大端, 齿侧间隙有增大趋势, 轮齿不会卡死, 作为工作齿面比较安全。相反, 主动轮的凸面与从动轮凹面啮合时, 轴向力指向齿轮各自的小端, 侧隙有减小趋势, 轮齿有卡死的危险, 只能作非工作齿面。

一般小轮为主动齿轮, 小轮凹面、大轮凸面为工作齿面, 根据小轮旋转方向确定齿的螺旋方向。图 33.1-22 所示: 小轮从大端看、大轮从正面看均为逆时针转动时, 取小轮右旋大轮左旋; 顺时针转动时, 取小轮左旋大轮右旋。

2.7.2 准双曲面齿轮的螺旋方向和小轮偏置方向

通常小齿轮为主动轮, 小齿轮的凹面和大齿轮的凸面为工作齿面。两轮螺旋方向相反时啮合效率较高。参考点螺旋角 $\beta_{m1} > \beta_{m2}$ 时, 可以增大小齿轮直径, 提高齿轮的刚度和强度。

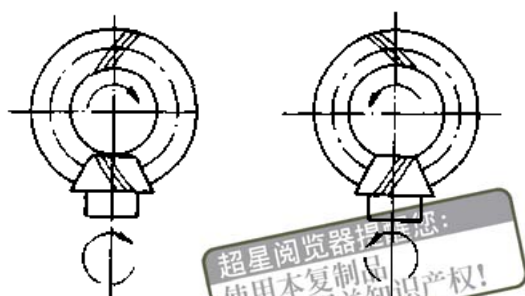


图 33.1-22 主动小锥齿轮的旋转方向和齿的螺旋方向

图 33.1-23 所示: 小轮从大端看, 大轮从正面看均为顺时针转时, 取小轮齿的螺旋方向为左旋 (称为左旋传动), 大轮右旋; 小轮右置时下偏, 见图 33.1-23a, 左置时偏置方向见图 33.1-23b。大小轮均为逆时针转时, 取小轮为右旋 (称为右旋传动), 大轮左旋; 小轮右置时上偏, 见图 33.1-23d, 左置时偏置方向见图 33.1-23c。

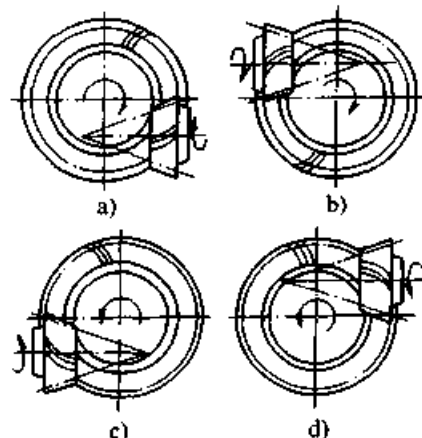


图 33.1-23 准双曲面齿轮的螺旋方向和小轮偏置方向

小轮偏置方向根据工作需要确定, 例如轿车要求小轮下偏, 可以降低重心, 增加舒适性。通常先确定小轮偏置方向, 再由小轮的旋转方向确定其螺旋方向。

奥利康制齿轮, 大小轮刀盘不同, 而齿的螺旋方向不同时刀盘又不同, 相同的刀盘名义半径 r_0 和刀齿组数 Z_0 , 需要 4 把刀盘。在保证主动齿轮凹面为工作面的条件下, 通过齿轮旋转方向和螺旋方向的组合, 尽可能只用左旋小轮和右旋大轮, 使刀盘数量减少一半。

2.8 铣刀盘参数的选择

铣刀盘的直径影响到被加工齿轮齿面曲率参数, 从而影响到轮齿强度和对制造及装配误差的敏感程度。对于摆线齿锥齿轮, 刀盘直径选择不

当还会引起刀盘干涉（二次切削）。弧齿准双曲面齿轮、摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮，需要在几何设计阶段给出刀盘的主要参数。

1) 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮 给出刀盘名义直径和刀具齿形角(见本章第4节和第6节)。

2) 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮 给出刀盘名义半径 r_0 和刀齿组数 Z_0 (见本章第5节和第7节)。

3 直齿锥齿轮几何设计

直齿锥齿轮用于圆周速度 $v < 5 \text{ m/s}$ 的低速相交轴传动。其特点是：便于制作；轴向力小支承系统简单，甚至可用滑动轴承，可以减少安装空间。但不用鼓形齿时，齿面接触区窄而长，对误差敏感，圆周速度高时产生较大噪声。

直齿锥齿轮的基本齿廓见 GB/T 12369—1990 (见表 33.1-2)，大端模数系列标准值可由 GB/T 12368—1990 (见表 33.1-7) 查得。

车辆差速器中，直齿锥齿轮用于行星齿轮和半轴齿轮，由于受到空间限制，其行星轮齿数可少到 10；一般用鼓形齿；大量生产时用圆拉法或精锻法加工轮齿。其几何设计与一般直齿锥齿轮传动不同，用圆拉法加工时，需按圆拉直齿锥齿轮标准系列选定参数和进行计算。

3.1 直齿锥齿轮的变位

GB/T 12369—1990 基本齿廓的参数 ($\alpha = 20^\circ$ 、 $h_a^* = 1$ 和 $c^* = 0.2$) 与格利森制 $\alpha = 20^\circ$ 、 $h_a^* = 1$ 和 $c^* = 0.188$ 时的参数接近，可按格利森制选择变位系数和检验轮齿是否根切。

3.1.1 切向变位系数

切向变位的目的是使两齿轮的弯曲强度接近，通常使小轮分度圆弧齿厚增大、大轮分度圆弧齿厚减小相同数值；小轮正变位 $x_{d1} > 0$ ，大轮负变位 $x_{d2} = -x_{d1}$ 。当 $\alpha = 20^\circ$ ， $\Sigma = 90^\circ$ ， $z_1 \geq 13$ 时，根据小轮齿数 z_1 和齿数比 u ，由图 33.1-24 查得小轮切向变位系数 x_{d1} 。

3.1.2 高变位系数

高变位的目的是使小轮避免根切；使两齿轮齿面磨损均匀。小轮正变位 $x_1 > 0$ ，大轮负变位 $x_2 = -x_1$ 。当 $\alpha = 20^\circ$ 、 $z_1 \geq 13$ 时，按下式计算

小轮高变位系数：

$$x_1 = 0.46 [1 - \cos \delta_2 / (u \cos \delta_1)]$$

δ_1 和 δ_2 为轮 1 和轮 2 的分度锥角。

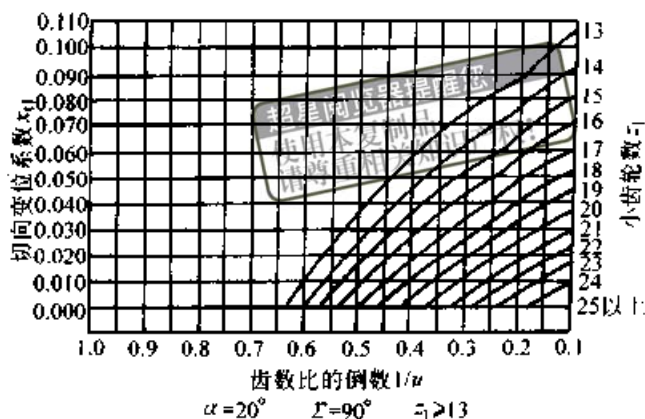


图 33.1-24 $\alpha = 20^\circ$ 、 $\Sigma = 90^\circ$ 时的小齿轮切向变位系数

3.1.3 无根切的最大齿根角

用齿形角与齿轮压力角相同、刀顶棱边未倒圆角的刨刀展成齿轮时，无根切最大齿根角 ($^\circ$) 按下式计算：

$$\theta_{fmax} = \frac{180}{\pi} \left[\frac{(1 + 4 \tan^2 \delta \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha)^{0.5} - 1}{2 \tan \delta \cos^2 \alpha} \right] \quad (33.1-1)$$

式中 δ 为齿轮的分度锥角。由于 GB/T 12369—1990 中顶隙系数 $c^* = 0.2 > 0.188$ ，根切危险性较格利森制略大，但通常刀顶棱边倒圆角，按式 (33.1-1) 算出的 θ_{fmax} 可保证轮齿无根切。

3.2 直齿锥齿轮主要参数初算 (见表 33.1-11)

3.3 直齿锥齿轮几何计算

3.3.1 直齿锥齿轮几何计算表 (见表 33.1-12)

3.3.2 表 33.1-12 的说明

- 1) 代号下标 “i”：小轮 $i = 1$ ；大轮 $i = 2$ 。
- 2) 标准和高变位直齿锥齿轮传动，节锥角等于分度锥角，即 $\delta'_1 = \delta_1$ ， $\delta'_2 = \delta_2$ 。
- 3) 直齿锥齿轮以齿的大端为计算基准，模数、锥距、分度圆直径、齿距、齿高以及齿厚等参数均按大端计算，各代号中略去表示大端的下标 “e”。
- 4) 表 33.1-12 的公式中，只给出小轮的高变位系数 x_1 和切向变位系数 x_{d1} ；式中双符号项，小轮取上面符号，大轮取下面符号；标准锥齿轮代入 $x_1 = 0$ 。

表 33.1-11 直齿锥齿轮主要参数初算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	原始参数	轴交角	$\Sigma / (^{\circ})$	90
2		齿数比初值	u_0, i_{120}	$u_0 = i_{120} = n_1/n_2$ 3.125
3		小轮转矩	$T_1 / (\text{N}\cdot\text{m})$	114
4	小轮大端分度圆直径初值	d_{10} / mm	$\Sigma = 90^{\circ}, \alpha = 20^{\circ}$ 时由图 33.1-14 和图 33.1-15 查得, 取其中较大值	55
5	小轮齿数	z_1	由图 33.1-19 查得	19
6	大轮齿数	z_2	$z_2 = u_0 z_1$ (圆整)	59
7	齿数比	u	$u = z_2/z_1$	3.105
8	模数	m' / mm	$m' = d_{10}/z_1$	2.895
		m / mm	圆整到表 33.1-7 中的标准值	3
9	小轮分度锥角	$\delta_1 / (^{\circ})$	$\Sigma \leq 90^{\circ}$ 时 $\delta_1 = \arctan \left[\frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} \right]$ $\Sigma > 90^{\circ}$ 时 $\delta_1 = \arctan \left[\frac{\sin (180^{\circ} - \Sigma)}{u - \cos (180^{\circ} - \Sigma)} \right]$	17.850
10	锥距	R / mm	$R = 0.5 m z_1 / \sin \delta_1$	92.976
11	齿宽	b / mm	取 $b = 0.3R$ 和 $b = 10m$ 中小者	28

注: n_1 —小轮转速; n_2 —大轮转速。

表 33.1-12 直齿锥齿轮的几何计算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
原始参数					
1	齿数	z_i	见表 33.1-11 (5)、(6)	19	59
2	大端模数	m / mm	见表 33.1-11 (8)	3	
3	齿宽	b / mm	见表 33.1-11 (11)	28	
4	齿顶高系数	h_a^*	见表 33.1-2, GB/T 12369—1990	1	
5	顶隙系数	c^*	见表 33.1-2	0.2	
6	压力角	$\alpha / (^{\circ})$	见表 33.1-2	20	
7	轴交角	$\Sigma / (^{\circ})$	见表 33.1-11 (1)	90	
8	高变位系数	x_i	$x_1 = 0.46[1 - \cos \delta_2 / (u \cos \delta_1)]$; $x_2 = -x_1$	0.41	-0.41
9	切向变位系数	x_{ti}	x_{t1} 见图 33.1-24; $x_{t2} = -x_{t1}$	0.015	-0.015
几何参数计算					
10	大端分度圆直径	d_i / mm	$d_i = m z_i$	57	177
11	分度锥角	$\delta_i / (^{\circ})$	δ_1 见表 33.1-11 (9); $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	17.850	72.150

续表 33.1-12

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
几 何 参 数 计 算					
12	大端锥距	R/mm	见表 33.1-11 (10)	92.976	
13	大端齿距	p/mm	$p = \pi m$	9.425	
14	大端齿顶高	h_{a1}/mm	$h_{a1} = m (h_a^* \pm x_1)$	4.23	1.77
15	大端齿根高	h_{f1}/mm	$h_{f1} = m (h_f^* + c^* \mp x_1)$	2.37	4.83
16	大端全齿高	h/mm	$h = h_{a1} + h_{f1}$	6.60	
17	齿根角	$\theta_{f1}/(^{\circ})$	$\theta_{f1} = \arctan (h_{f1}/R)$	1.460	2.973
18	无根切许用最大齿根角	$\theta_{f1\max}/(^{\circ})$	$\theta_{f1\max} = 180 [(1 + 4 \tan^2 \delta_1 \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha)^{0.5} - 1] / (2 \pi \tan \delta_1 \cos^2 \alpha)$	2.136	12.877
19	齿顶角	$\theta_{a1}/(^{\circ})$	不等顶隙收缩 $\theta_{a1} = \arctan (h_{a1}/R)$		
			等顶隙收缩 $\theta_{a1} = \theta_{f2}; \theta_{a2} = \theta_{f1}$	2.973	1.460
20	顶锥角	$\delta_{a1}/(^{\circ})$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$	20.824	73.610
21	根锥角	$\delta_{f1}/(^{\circ})$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	16.391	69.176
22	大端齿顶圆直径	d_{a1}/mm	$d_{a1} = d_1 + z h_{a1} \cos \delta_1$	65.053	178.085
23	冠顶距	A_{a1}/mm	$A_{a1} = R \cos \delta_1 - h_{a1} \sin \delta_1$	87.203	26.815
24	大端分度圆弧齿厚	s_1/mm	$s_1 = m (\pi/2 \pm 2 x_1 \tan \alpha \pm x_{11})$	5.653	3.772
25	大端分度圆弦齿厚	\bar{s}_1/mm	$\bar{s}_1 = s_1 - s_1^2 / (6 d_1^2)$	5.643	3.772
26	大端分度圆弦齿高	\bar{h}_{a1}/mm	$\bar{h}_{a1} = h_{a1} + S_1^2 \cos \delta_1 / (4 d_1)$	4.363	1.776
27	刨齿机的齿角	$\lambda_1 / (^{\circ})$	$\lambda_1 \approx 180 (s_1/2 + h_{f1} \tan \alpha) / (\pi R)$	2.273	2.456

超星阅读器提醒您
使用本复制品
请尊重相关知识

5) 当 $\theta_{f1} > \theta_{f1\max}$ 时, 小轮根切, 应适当增大 x_1 值, 但同时还应保证 $\theta_{f2} < \theta_{f2\max}$ 。

6) 表 33.1-12 (19), 等顶隙收缩时, 可取较大的刀顶圆角半径, 有利于增加齿轮的弯曲强

度和延长刀具寿命。

7) 表 33.1-12 (27), λ 为调整刨齿机用的齿角。

8) 图 33.1-25 为直齿锥齿轮的几何尺寸。

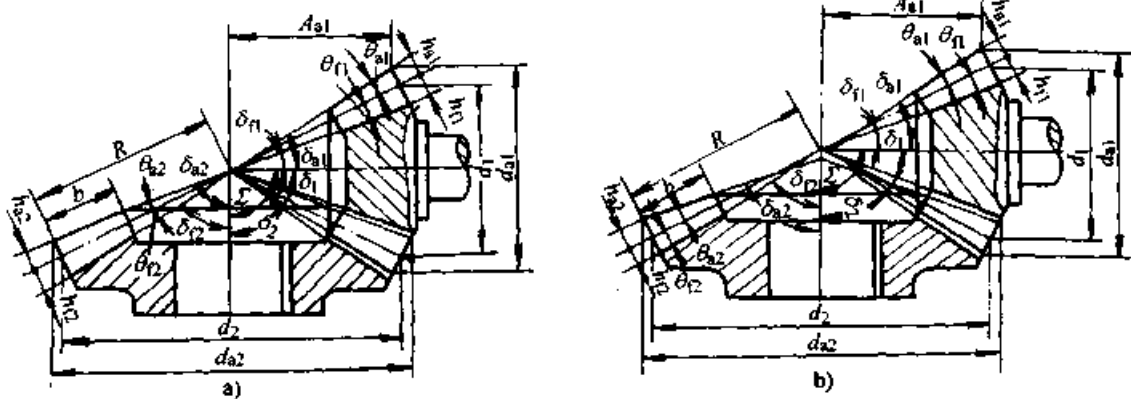


图 33.1-25 直齿锥齿轮的几何尺寸
a) 不等顶隙收缩 b) 等顶隙收缩

3.4 直齿锥齿轮的当量齿轮和重合度

3.4.1 当量齿轮和重合度计算表

直齿锥齿轮的重合度和强度计算,可简化为过参考点 M (齿宽中点) 垂直于节锥母线 (即两轮分度锥母线) 的截面内当量直齿圆柱齿轮的

重合度和强度计算。

表 33.1-13 为直齿锥齿轮的当量齿轮几何参数和重合度计算。以参考点 M 为基准,各参数代号中引入下标“m”;在当量齿轮各参数代号中引入下标“v”。

表 33.1-13 直齿锥齿轮的当量齿轮几何计算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
1	参考点锥距	R_m/mm	$R_m = R - 0.5b$	78.976	
2	参考点模数	m_m/mm	$m_m = mR_m/R$	2.548	
3	参考点分度圆直径	d_{mi}/mm	$d_m = d_i - b \sin \delta_i$	48.417	150.348
4	参考点齿顶高	h_{ami}/mm	$h_{am} = h_a R_m/R$	3.593	1.503
5	参考点齿根高	h_{fmi}/mm	$h_{fm} = h_f R_m/R$	2.013	4.102
6	参考点分度圆弧齿厚	s_{mi}/mm	$s_m = s_i R_m/R$	4.801	3.204
7	当量齿轮齿数	z_v	$z_v = z_i / \cos \delta_i$	19.961	192.476
8	当量齿轮齿数比	u_v	$u_v = z_{v2} / z_{v1}$	9.643	
9	当量齿轮分度圆直径	d_v/mm	$d_v = d_m / \cos \delta_i$	50.866	490.481
10	当量齿轮中心距	a_v/mm	$a_v = (d_{v1} + d_{v2}) / 2$	270.674	
11	当量齿轮齿顶圆直径	d_{va1}/mm	$d_{va} = d_v + 2h_{am}$	58.052	493.488
12	当量齿轮基圆直径	d_{vb1}/mm	$d_{vb} = d_v \cos \alpha$	47.798	460.902
13	当量齿轮啮合线有效长度	g_{va}/mm	$g_{va} = 0.5 \left[(d_{va1}^2 - d_{vb1}^2)^{0.5} + (d_{va2}^2 - d_{vb2}^2)^{0.5} \right] - a_v \sin \alpha$	12.073	
14	当量齿轮基圆齿距	p_{vb}/mm	$p_{vb} = p R_m \cos \alpha / R$	7.523	
15	当量齿轮端面重合度	ϵ_{va}	$\epsilon_{va} = g_{va} / p_{vb}$	1.605	
16	刀具齿顶高	h_{a0}/mm	$h_{a0} = m_m (h_a^* + c^*)$	3.058	
17	刀尖圆角半径	ρ_{a0}/mm	按表 33.1-14 选取	0.7	

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

3.4.2 表 33.1-13 的说明

1) 表 33.1-13 (15) 中得到的当量齿轮的端面重合度为直齿锥齿轮的总重合度,即 $\epsilon_{v\tau} = \epsilon_{va}$ 。

2) 表 33.1-13 (17) 中刀尖圆角半径 ρ_{a0} , 可根据 JB/T9990.1—1999 按模数 m , 由表 33.1-14 选取。

3.5 汽车差速器直齿锥齿轮

3.5.1 展成的汽车差速器直齿锥齿轮

展成的汽车差速器直齿锥齿轮仍可用表 33.1-12 计算,但有以下不同之处:

1) 差速器直齿锥齿轮推荐的齿数范围:小齿轮 $z_1 \geq 10$;大齿轮 $z_2 = 14 \sim 25$ 。

表 33.1-14 刨刀圆角半径 (mm)

模数 m	刀尖圆角半径 ρ_{a0}	模数 m	刀尖圆角半径 ρ_{a0}	模数 m	刀尖圆角半径 ρ_{a0}
1.0~1.25	0.30	5.0~5.5	1.5	11	3.30
1.375~1.75	0.40	6.0~6.5	1.8	12	3.60
2.0~2.25	0.60	7	2.1	14	4.20
2.5~2.75	0.75	8	2.4	16	4.80
3.0~3.25	0.90	9	2.7	18	5.40
3.5~3.75	1.00	10	3.0	20	6.00
4.0~4.5	1.20				

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

2) 齿顶高系数： $h_a^* = 0.8$ 。

3) 顶隙系数： $c^* = 0.188$ ；齿顶间隙为 $c = c^* m + 0.05 \text{ mm}$ 。

4) 压力角：基本压力角 $\alpha = 22^\circ 30'$ ；需要用较大压力角时，取 $\alpha = 25^\circ$ 。

5) 高变位系数： $x_1 = 0.37 (1 - 1/u^2)$ ； x_2

$= -x_{10}$ 。

6) 切向变位系数：当 $\alpha = 22.5^\circ$ 时，按图 33.1-27 选取小轮切向变位系数 x_{t1} ； $\alpha = 25^\circ$ 时，按图 33.1-26 选取 x_{t1} 。 $x_{t2} = -x_{t1}$ 。

7) 齿宽 齿宽应小于大端锥距的三分之一，即 $b < R/3$ 。

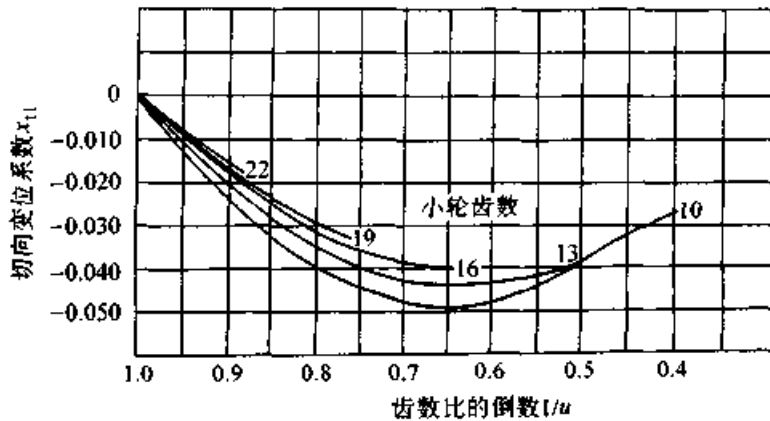


图 33.1-26 $\alpha = 25^\circ$ 时展成直齿小锥齿轮的 x_{t1}

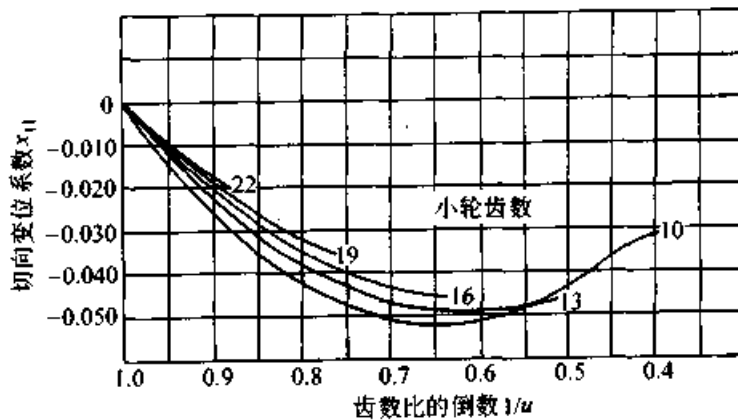


图 33.1-27 $\alpha = 22.5^\circ$ 时展成直齿小锥齿轮的 x_{t1}

在 $z_1 < 10$ 、 $z_2 < 14$ 和 $\alpha < 22.5^\circ$ 这三种情况下，差速器直齿锥齿轮不能用上述方法计算，必须特殊设计。

3.5.2 用圆盘拉刀加工（圆拉）的差速器直齿锥齿轮系列

大批量生产时，可用圆盘拉刀拉削汽车差速器直齿锥齿轮，每一种齿轮都需要耗费许多时间计算轮坯尺寸、圆盘拉刀和机床调整参数。为节省生产准备时间，根据汽车差速器传动比和尺寸范围，把圆拉差速器直齿锥齿轮系列化：

- 1) 差速器直齿锥齿轮传动比系列： $z_1/z_2 = 10/14$ 、 $10/15$ 、 $10/16$ 、 $10/17$ 、 $10/18$ 、 $10/19$ 和 $10/20$ 。
- 2) 5套标准圆盘拉刀可加工直齿锥齿轮大端锥距范围 $R = 32.5 \sim 55 \text{ mm}$ 。
- 3) 圆拉直齿锥齿轮的顶锥顶、根锥顶不与分度锥顶重合；圆拉大小直齿锥齿轮的小端端面必须做成与齿轮轴线垂直的平面，不能用一般直齿锥齿轮轮坯。

4 弧齿锥齿轮几何设计

弧齿锥齿轮传动平稳、噪声低、承载能力高于直齿锥齿轮；便于控制和调整齿面接触区，对误差和变形不太敏感，用于圆周速度 $v > 5 \text{ m/s}$ 的相交轴传动。制作弧齿锥齿轮需要铣齿机、滚动检验机和磨刀机等专用设备以及专用的铣刀盘，这些设备在我国已进行专业化生产。

我国未制定弧齿锥齿轮基本齿廓标准，各厂家多沿用格利森制。本章按格利森制进行弧齿锥齿轮几何设计。

弧齿锥齿轮采用收缩齿。通常轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ ，有特殊要求时允许 $\Sigma \neq 90^\circ$ ；常用螺旋角 $\beta = 35^\circ$ 。 $\beta = 0^\circ$ 称为零度弧齿锥齿轮。零度弧齿锥齿轮其受力情况与直齿锥齿轮接近，轴向力不

大，但较直齿易于控制和调整齿面接触区，对安装误差和变形不如直齿敏感，传动平稳；在不改变传动装置总体结构的情况下用零度齿代换直齿可以提高传动质量。

4.1 弧齿锥齿轮的变位

4.1.1 切向变位系数

切向变位的目的是使两齿轮的弯曲强度接近。

1) 弧齿锥齿轮 图 33.1-28 所示为 $\alpha_n = 20^\circ$ 、 $\beta = 35^\circ$ 弧齿锥齿轮的切向变位系数线图。横坐标为 $[z_1 \cos \delta_2 / (z_2 \cos \delta_1)]^{0.5}$ ；当 $\Sigma = 90^\circ$ 时横坐标为 z_1/z_2 。纵坐标为 x_{H1} 。

2) 零度弧齿锥齿轮 图 33.1-29 为 $\alpha_n = 20^\circ$ 、零度弧齿锥齿轮的切向变位系数 x_{H1} 的线图。

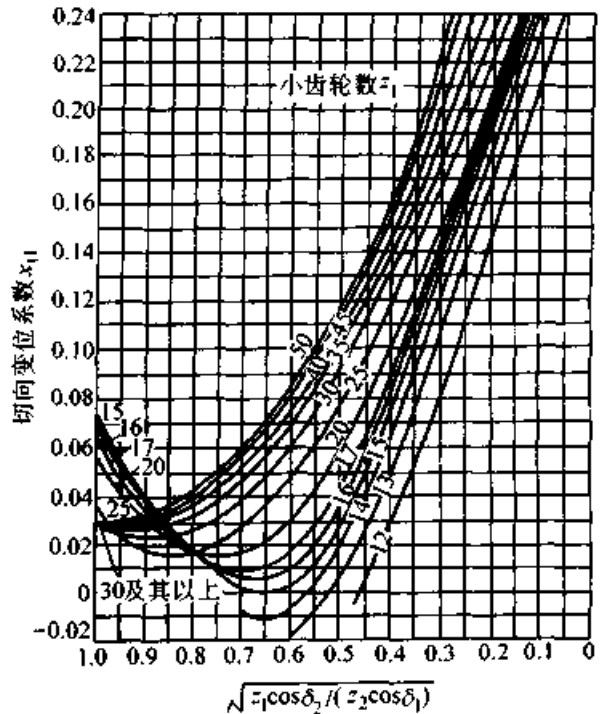


图 33.1-28 弧齿锥齿轮切向变位系数 ($\alpha_n = 20^\circ$, $\beta = 35^\circ$)

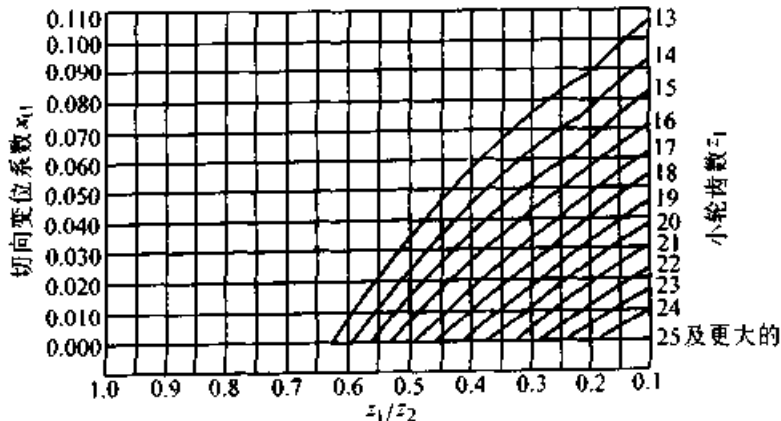


图 33.1-29 零度弧齿锥齿轮的切向变位系数 ($\alpha_n = 20^\circ$)

4.1.2 大轮的齿顶高

格利森制弧齿锥齿轮，直接给出大轮齿顶高，其效用与给出高变位系数相同，目的是避免小轮根切和使两轮齿面磨损接近。

1) 弧齿锥齿轮

$$h_{a2} = m_1 \left(0.46 + \frac{0.39 z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1} \right)$$

2) 零度弧齿锥齿轮

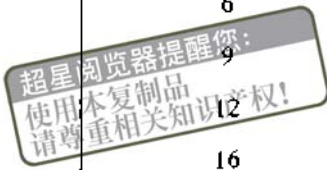
$$h_{a2} = m_1 \left(0.54 + \frac{0.46 z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1} \right)$$

4.2 刀盘名义直径

弧齿锥齿轮几何设计时不需给出刀盘名义直径，但强度校核需要知道刀盘名义直径。常用的刀盘名义直径 d_0 (in) 系列为：3.5、4.5、5、6、7.5、9、12、16 和 18。 $\beta \neq 0$ 的弧齿锥齿轮，一般取刀盘名义半径 r_0 等于或略小于齿轮的大端锥距 R 。 $\beta = 0$ 的零度齿轮，按齿宽 b 由表 33.1-15 选定刀盘名义直径。

表 33.1-15 零度齿轮的刀盘名义直径

齿宽 b /mm	刀盘名义直径 d_0 /in
7.94~12.70	3.5
12.70~23.81	6
23.81~34.92	9
34.92~47.62	12
47.62~63.50	16



4.3 弧齿锥齿轮的主要参数初算

一般工业用弧齿锥齿轮，先确定小轮大端分度圆直径初值 d_{10} ，而汽车弧齿锥齿轮则先确定大轮大端分度圆直径初值 d_{20} ，主要参数初算的原始参数与计算顺序略有不同，详见表 33.1-16。

4.4 弧齿锥齿轮几何参数计算

4.4.1 弧齿锥齿轮几何参数计算表 (见表 33.1-17)

表 33.1-16 弧齿锥齿轮主要参数初算

序号	名称		代号/单位	计算公式和说明	算例
1	原始参数	轴交角		$\Sigma / (^{\circ})$	90
2		齿数比初值		u_0	$u_0 = i_{120}$ 3.05
3		小轮转矩	工业用	$T_1 / (N \cdot m)$	850
		大轮转矩	汽车	$T_2 / (N \cdot m)$	
4	小轮大端分度圆直径初值		工业用	d_{10}/mm	由图 33.1-14 和图 33.1-15 查得 123.30
	大轮大端分度圆直径初值		汽车	d_{20}/mm	由图 33.1-16 查得
5	小轮齿数		工业用	z_1	由表 33.1-5 和图 33.1-20 查得 15
			汽车		由表 33.1-6 查得
6	大轮齿数			$z_2 = u_0 z_1$ (圆整)	46
7	大端端面模数		工业用	m_t/mm	$m_t = d_{10}/z_1$ 8.220 0
			汽车		$m_t = d_{20}/z_2$
8	小轮分度锥角		$\Sigma \leq 90^{\circ}$	$\delta_1 / (^{\circ})$	$\delta_1 = \arctan \left(\frac{\sin \Sigma}{z_2/z_1 + \cos \Sigma} \right)$ 18.060 5
			$\Sigma > 90^{\circ}$		$\delta_1 = \arctan \left[\frac{\sin (180^{\circ} - \Sigma)}{z_2/z_1 - \cos (180^{\circ} - \Sigma)} \right]$
9	大端锥距		工业用	R/mm	$R = 0.5 d_{10} / \sin \delta_1$ 198.857 8
			汽车		$R = 0.5 d_{20} / \sin (\Sigma - \delta_1)$

续表 33.1-16

序号	名称		代号/单位	计算公式和说明	算例
10	齿宽	$\beta \neq 0^\circ$	b/mm	取 $0.3R$ 和 $10m_1$ 中小者	57.150 0
		$\beta = 0$		$b = 0.25R$	
11	螺旋角		$\beta/^\circ$	见表 33.1-9, 保证 $\epsilon_\beta \geq 1.25 \epsilon_\alpha$ 由图 33.1-21 查得	35

表 33.1-17 弧齿锥齿轮几何参数计算

序号	名称		代号/单位	计算公式和说明	算例	
					小齿轮	大齿轮
原始参数						
1	齿数		z_1	见表 33.1-16 (5)、(6)	15	46
2	大端端面模数		m_1/mm	见表 33.1-16 (7)	8.22	
3	齿宽		b/mm	见表 33.1-16 (10)	57.15	
4	齿顶高系数	$\beta \neq 0^\circ$	h_a^*	0.85	0.85	
		$\beta = 0^\circ$		1.00		
5	顶隙系数		c^*	0.188	0.188	
6	法向压力角		$\alpha_n/^\circ$	20	20	
7	工作齿高		h'/mm	$h' = 2h_a^* m_1$	13.974 0	
8	轴交角		$\Sigma/^\circ$	见表 33.1-16 (1)	90	
9	切向变位系数		x_u	由图 33.1-28 和图 33.1-29 线图查得	0.12	-0.12
10	螺旋角		$\beta/^\circ$	见表 33.1-16 (11)	35	
11	螺旋方向			由图 33.1-22 按主动轮转向确定	左旋	右旋
几何参数计算						
12	大端分度圆直径		d_1/mm	$d_1 = m_1 z_1$	123.300 0	378.120 0
13	分度锥角		$\delta_1/^\circ$	δ_1 见表 33.1-16 (8) $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	18.060 5	71.939 5
14	大端锥距		R/mm	见表 33.1-16 (9)	198.857 8	
15	大端齿距		p/mm	$p = \pi m_1$	25.823 9	
16	大轮齿顶高	$\beta \neq 0$	h_{a2}/mm	$h_{a2} = m_1 \left(0.46 + \frac{0.39 z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1} \right)$	4.122 1	
		$\beta = 0$		$h_{a2} = m_1 \left(0.54 + \frac{0.46 z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1} \right)$		
17	小轮齿顶高		h_{a1}/mm	$h_{a1} = h' - h_{a2}$	9.851 9	
18	齿顶间隙		c/mm	$c = c^* m_1$	1.545 4	

续表 33.1-17

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
几 何 参 数 计 算					
19	全齿高	$\beta \neq 0$	$h = h' + c$	5.667 5	11.397 3
		$\beta = 0$	$h = h' + c + 0.05$		
20	齿根高	h_{fi}/mm	$h_{fi} = h - h_{a_i}$		
21	齿根角	$\beta \neq 0$	$\theta_{fi} = \arctan(h_{fi}/R)$	1.632 5	3.280 3
		$\beta = 0$	$\theta_{fi} = \arctan(h_{fi}/R) + \Delta\theta_i$		
22	顶锥角	$\delta_{a_i}/(^{\circ})$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$	21.340 8	73.572 0
23	根锥角	$\delta_{fi}/(^{\circ})$	$\delta_{fi} = \delta_i - \theta_{fi}$	16.428 0	68.659 2
24	顶圆直径	d_{a_i}/mm	$d_{a_i} = d_i + 2h_{a_i}\cos\delta_i$	142.033 0	380.675 9
25	冠顶距	A_{a_i}/mm	$A_{a_i} = R\cos\delta_i - h_{a_i}\sin\delta_i$	186.005 7	57.731 0
26	大端理论弧齿厚	s_i/mm	$s_2 = p/2 - (h_{a1} - h_{a2})\tan\alpha_n/\cos\beta -$ $x_{t1}m_1$ $s_1 = p - s_2$	16.444 3	9.379 6

超星阅读器提醒您：
 使用本馆制品
 请尊重相关知识产权！

4.4.2 表 33.1-17 的说明

1) 本表适用于正交和 $\Sigma \neq 90^{\circ}$ 的弧齿锥齿轮和零度齿轮 ($\beta = 0$) 的几何参数计算。

2) 下标：“i”：小齿轮 $i = 1$ ；大齿轮 $i = 2$ 。

3) 采用高变位制，节锥角等于分度锥角，即 $\delta'_1 = \delta_1, \delta'_2 = \delta_2$ 。

4) 以大端为计算基准，模数、锥距、分度圆直径、齿距、齿高以及齿厚均按大端计算，各代号中略去表示大端的下标“e”，螺旋角则按参考点 M (齿圈中点) 计算，略去表示参考点的下标“m”。

5) 本表中直接给出大轮齿顶高，取代给出高变位系数；计算公式中只出现小轮切向变位系数 x_{t1} ，以 $x_{t2} = -x_{t1}$ 代换了大轮切向变位系数。

6) 图 33.1-30 为不产生根切的最大齿根角 θ_{fmax} 线图，求得的齿根角 θ_{fi} 应小于许用最大值 θ_{fmax} 。

7) 表 33.1-17 (21) $\beta = 0, \alpha_n = 20^{\circ}$ 时，齿根角修正量 $\Delta\theta_i (^{\circ})$ 由下式求得

$$\Delta\theta_i = \frac{111.13}{z_p} - \frac{25.20}{b} \sqrt{\frac{m_1}{z_p(\tan\delta_1 + \tan\delta_2)}} - \frac{5.93}{z_p m_1}$$

式中 $z_p = z_2/\sin\delta_2$

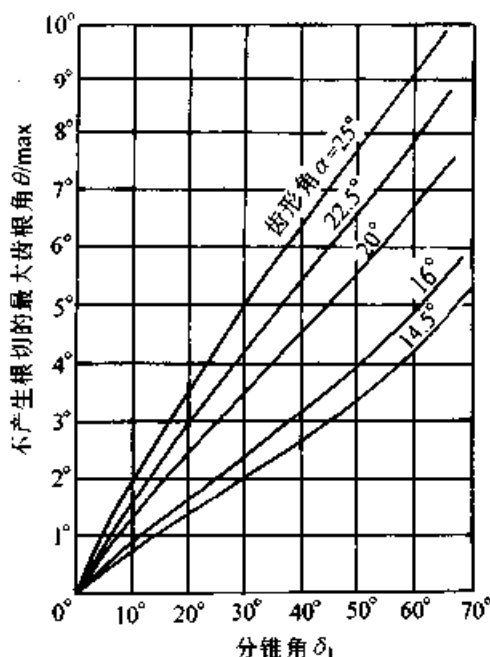


图 33.1-30 许用最大齿根角 θ_{fmax}

4.5 弧齿锥齿轮的当量齿轮和重合度

弧齿锥齿轮的重合度和强度计算，可简化为其参考点 M 处 (齿宽中点) 端面当量齿轮和法面当量齿轮的重合度和强度计算。过参考点 M 垂直于节锥母线的截面内得到一对当量斜齿渐开

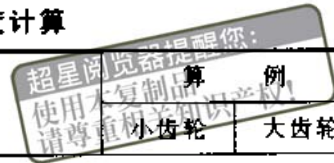
线圆柱齿轮，称之为端面当量齿轮；过参考点 M 齿线的法截面内，得到一对当量直齿渐开线圆柱齿轮，称之为法面当量齿轮。

数和重合度计算。参考点处各参数代号（除螺旋角 β 外）引入下标“m”；在当量齿轮各参数代号中引入下标“v”。

表 33.1-18 为弧齿锥齿轮的当量齿轮几何参

表 33.1-18 弧齿锥齿轮的当量齿轮参数和重合度计算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
参考点 M 处齿轮的参数					
1	参考点锥距	R_m/mm	$R_m = R - 0.5b$	170.282 8	
2	参考点端面模数	m_{m1}/mm	$m_{m1} = m_n R_m / R$	7.038 8	
3	参考点法面模数	m_{mn}/mm	$m_{mn} = m_{m1} \cos \beta$	5.765 9	
4	参考点分度圆直径	d_{m1}/mm	$d_{m1} = d_n R_m / R$	105.582 3	323.785 8
5	参考点齿顶高	h_{am1}/mm	$h_{am1} = h_{an} R_m / R$	8.436 2	3.529 8
6	参考点齿根高	h_{fm1}/mm	$h_{fm1} = h_{fn} R_m / R$	4.853 1	9.759 6
7	参考点分度圆法向弧齿厚	s_{m1}/mm	$s_{m1} = s_n R_m \cos \beta / R$	11.534 7	6.579 3
端面当量齿轮参数					
8	端面当量齿数	z_v	$z_v = z_n / \cos \delta_i$	15.777 4	148.377 0
9	端面当量齿数比	u_v	$u_v = z_{v2} / z_{v1}$	9.404 4	
10	端面当量齿轮分度圆直径	d_{v1}/mm	$d_{v1} = d_{m1} / \cos \delta_1$	111.054 0	1 044.399 6
11	端面当量齿轮中心距	a_v/mm	$a_v = 0.5 (d_{v1} + d_{v2})$	577.726 8	
12	端面当量齿轮顶圆直径	d_{va1}/mm	$d_{va1} = d_{v1} + 2h_{am1}$	127.926 4	1 051.459 2
13	端面当量齿轮基圆螺旋角	$\beta_{vb}/(^{\circ})$	$\beta_{vb} = \arcsin (\sin \beta \cos \alpha_n)$	32.614 6	
14	端面当量齿轮压力角	$\alpha_{vt}/(^{\circ})$	$\alpha_{vt} = \arctan (\tan \alpha_n / \cos \beta)$	23.956 8	
15	端面当量齿轮基圆直径	d_{vb1}/mm	$d_{vb1} = d_{v1} \cos \alpha_{vt}$	101.486 9	954.426 5
16	端面当量齿轮基圆齿距	p_{vb}/mm	$p_{vb} = \pi m_{m1} \cos \alpha_{vt}$	20.208 0	
17	端面当量齿轮啮合线有效长	g_{va}/mm	$g_{va} = \frac{1}{2} [(d_{va2}^2 - d_{vb1}^2)^{0.5} + (d_{va2}^2 - d_{vb2}^2)^{0.5}] - a_v \sin \alpha_{vt}$	24.944 3	
18	端面当量齿轮的端面重合度	ϵ_{va}	$\epsilon_{va} = g_{va} / p_{vb}$	1.234 4	
19	端面当量齿轮的纵向重合度	ϵ_{vp}	$\epsilon_{vp} = b \tan \beta / (\pi m_{m1})$	1.809 6	
20	总重合度	$\epsilon_{v\gamma}$	$\epsilon_{v\gamma} = (\epsilon_{va}^2 + \epsilon_{vp}^2)^{0.5}$	2.190 5	
法面当量齿轮参数					
21	法面当量齿轮齿数	z_{vn1}/mm	$z_{vn1} = z_{v1} / \cos^3 \beta$	28.704 0	269.943 6
22	法面当量齿轮分度圆直径	d_{vn1}/mm	$d_{vn1} = d_{v1} / \cos^2 \beta$	165.502 7	1 556.458 9



续表 33.1-18

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
法 面 当 量 齿 轮 参 数					
23	法面当量齿轮中心距	a_{vn}/mm	$a_{vn} = (d_{vn1} + d_{vn2}) / 2$	860.980 8	
24	法面当量齿轮顶圆直径	d_{van1}/mm	$d_{van1} = d_{vn1} + 2h_{am1}$	182.375 1	1 563.518 5
25	法面当量齿轮基圆直径	d_{vbn1}/mm	$d_{vbn1} = d_{vn1} \cos \alpha_n$	155.521 7	1 462.592 9
26	法面当量齿轮啮合线有效长	g_{vm}/mm	$g_{vm} = \frac{1}{2} [(d_{van1}^2 - d_{vbn1}^2)^{0.5} + (d_{van2}^2 - d_{vbn2}^2)^{0.5}] - a_{vn} \sin \alpha_n$	29.475 6	
27	法面当量齿轮重合度	ϵ_{van}	$\epsilon_{van} = \epsilon_{va} / \cos^2 \beta_{vb}$	1.739 8	
28	刀盘名义半径	r_{11}/mm	$\beta = 0$ 时, 由表 33.1-15 查得 $\beta \neq 0$ 时, 一般取 r_{11} 值接近或略小于 R 值	152.4	
29	刀尖圆角半径	ρ_{a0}/mm	$\rho_{a0} = (0.12 \sim 0.24) m_1$	1.5	2.0

注: 对强度计算要求比较高的齿轮, ρ_{a0} 值需取切齿时所取的刀尖圆角半径实际值。

5 摆线齿锥齿轮几何设计

摆线齿锥齿轮分克林根贝尔格制和奥利康制两种, 有两套几何设计方法。两种齿制的共同特点是: 采用连续分齿双面铣齿法; “克”制冠轮齿线为延伸外摆线, “奥”制由于刀倾齿线变异, 但仍与延伸外摆线接近; 两种齿制基本齿廓的参数相同。以这些共同点为基础, 可选两者中较好的方法形成一套统一的设计方法。但两齿制所用的方法形成一套统一的设计方法。但两齿制所用的铣齿机不同; 刀具结构及参数不同; 选择变位系数的准则不同。在统一的设计方法中, 必须考虑到这些不同之处, 才能保持两种齿制的特点。

5.1 变位系数的选择

1) 滑动率 沿用渐开线圆柱齿轮公式, 计算锥齿轮参考点法面当量齿轮的滑动率。两轮齿顶滑动率 η_{a1} 和 η_{a2} 及齿根滑动率 η_{f1} 和 η_{f2} , 可由下面公式求得:

$$\eta_{a1} = \frac{(z_{vn1} + z_{vn2})(\tan \alpha_{van1} - \tan \alpha_n)}{z_{vn2} \tan \alpha_{van1}}$$

$$\eta_{a2} = \frac{(z_{vn1} + z_{vn2})(\tan \alpha_{van2} - \tan \alpha_n)}{z_{vn1} \tan \alpha_{van2}}$$

$$\eta_{f1} = \frac{(z_{vn1} + z_{vn2})(\tan \alpha_n - \tan \alpha_{van2})}{(z_{vn1} + z_{vn2}) \tan \alpha_n - z_{vn2} \tan \alpha_{van2}}$$

$$\eta_{f2} = \frac{(z_{vn1} + z_{vn2})(\tan \alpha_n - \tan \alpha_{van1})}{(z_{vn1} + z_{vn2}) \tan \alpha_n - z_{vn1} \tan \alpha_{van1}}$$

式中 z_{vn1} 和 z_{vn2} 为轮 1 和轮 2 参考点的法面当量齿轮齿数。 α_{van1} 和 α_{van2} 为两法面当量齿轮齿顶压力角, 由下面 2 式求得:

$$\cos \alpha_{van1} = \frac{z_{vn1} \cos \alpha_n}{z_{vn1} + 2(h_a^* + x_1)}$$

$$\cos \alpha_{van2} = \frac{z_{vn2} \cos \alpha_n}{z_{vn2} + 2(h_a^* - x_1)}$$

2) “克”制高变位系数的选择准则 为使两轮齿面磨损均匀, “克”制高变位系数选择的准则是: 相啮合两齿轮齿顶和齿根的滑动率绝对值之和相等, 即

$$\eta_{a1} + |\eta_{f2}| = \eta_{a2} + |\eta_{f1}| \quad (33.1-2)$$

3) “奥”制高变位系数的选择准则 考虑到小轮齿面接触频率比大轮大 u 倍, “奥”制高变位系数选择的准则是

$$u\eta_{a1} + |\eta_{f2}| = \eta_{a2} + |u\eta_{f1}| \quad (33.1-3)$$

4) 变位系数的选择

①高变位系数的选择 通常给出高变位系数初值 $x_1 = 0.5$, “克”制按式 (33.1-2)、“奥”制按 (33.1-3) 迭代求解 x_1 值。一般按“奥”制求得的 x_1 值比“克”制的大。

②切向变位系数的选择 通常给出小轮切向

变位系数初值 $x_{i1} = 0.1$ ，按两轮齿形系数 Y_{Fa} （详见本章第 8 节）相等迭代求解 x_{i1} 值。

5.2 分度锥角修正

小轮小端无轴颈时，小轮分度锥角等于节锥角，即 $\delta_1 = \delta'_1$ ，勿须修正。小轮跨装支承，需检查铣刀盘是否会切坏小轮小端轴颈。由设计图给出小轮小端轴颈的直径 d_z 和小轮轴向安装基面到小端轴颈端面的距离 A_z 。由图 33.1-31 求得小轮分度锥角许用最大值 δ_{1max} ，即

$$\delta_{1max} = \arctan(\overline{BC}/\overline{AC})$$

式中 $\overline{BC} = (d_{m1} - d_z)/2 - m_n(h_a^* + c^* - x_1 + 0.03)/\cos\delta'_1$

$$\overline{AC} = A_z + A_{m1} - A_1$$

$$A_{m1} = 0.5d_{m1}/\tan\delta'_1$$

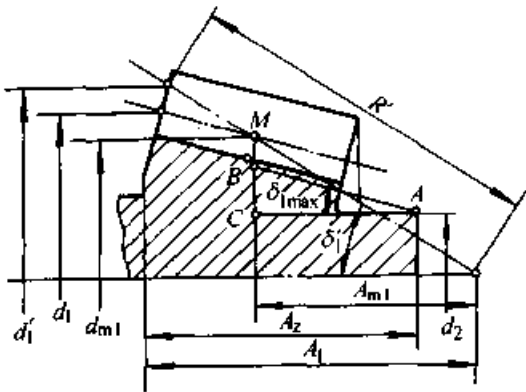


图 33.1-31 分度锥角修正

当小轮节锥角 $\delta'_1 \leq \delta_{1max}$ 时，不修正，取 $\delta_1 = \delta'_1$ ， $\delta_2 = \delta'_2$ 。当 $\delta'_1 > \delta_{1max}$ 时，保持参考点分度圆直径 d_{m1} 不变，修正分度锥角，修正量为

$$\Delta\delta = \delta'_1 - \delta_{1max}$$

将小轮分度锥角减小 $\Delta\delta$ ，大轮分度锥角增大 $\Delta\delta$ ，即 $\delta_1 = \delta'_1 - \Delta\delta$ ， $\delta_2 = \delta'_2 + \Delta\delta$ 。修正后两轮分度锥和参考点分度锥距如图 33.1-32 所示。“克”制规定，分度锥角允许修正范围为 $\pm 4^\circ$ 。

5.3 小轮齿顶变尖检查和小端齿顶倒坡

(1) 小轮小端齿顶厚许用最小值

几何设计时，需要算出小轮小端法面当量齿顶圆直径 d_{vak} 和齿顶厚半角 ψ_{vak} ，从而求得小轮小端法面当量齿顶厚 s_{ai1} 。摆线齿锥齿轮两种齿制对 s_{ai1} 许用最小值的规定如下：

“克”制： $s_{ai1} \geq 0.3m_n$ ；

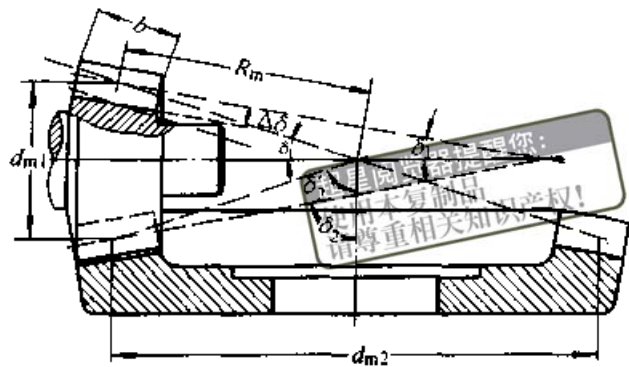


图 33.1-32 修正后两轮分度锥和参考点分度锥距 R_m

“奥”制： $s_{ai1} \geq 0.2m_n$

(2) 小轮小端齿顶倒坡

当 $s_{ai1} < 0.3m_n$ （或 $0.2m_n$ ）时，小轮齿顶变尖，需要在小轮顶锥小端倒坡，切去齿顶变尖部分，形成双顶锥面（见图 33.1-33）。

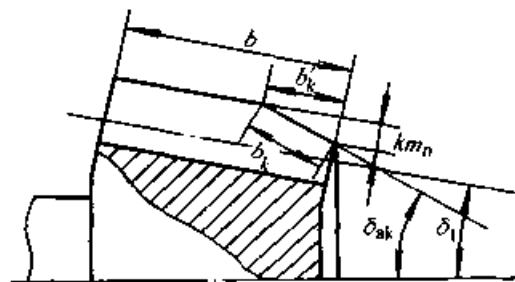


图 33.1-33 小轮小端顶锥倒坡

首先求出 $s_{ai1} = 0.3m_n$ 时小轮小端法面当量齿轮的顶圆直径 d_{vak} ，即

$$d_{vak} = d_{vanil} - 2m_nK$$

式中 $K = \sum_{j=1}^n K_j$

d_{vanil} 为小轮小端法面当量齿轮齿顶圆直径。

$j=1$ 时 $K_j = 0$ ， $d_{vak} = d_{vanil}$ ；当 $j > 1$ 时，由图 33.1-34 得到

$$K_j \approx \frac{0.3 - s_{ak}/m_n}{2 \tan(\alpha_{vak} - \psi_{vak})}$$

式中 $\alpha_{vak} = \arccos(m_n z_{vnil} \cos \alpha_n / d_{rak})$

$$\psi_{vak} = \psi_{vnil} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{vak}$$

$$s_{ak} = \psi_{vak} d_{vak}$$

式中 m_{ni} 见表 33.1-22 (19)； z_{vnil} 见表 33.1-24 (21)； ψ_{vnil} 见表 33.1-25 (3)。

迭代求解 d_{vak} 值，此时以上诸式中： α_{vak} 为齿顶压力角； ψ_{vak} 为齿顶厚半角； s_{ak} 为齿顶厚。当 $\Delta s_{ai1} = s_{ak} - 0.3m_n > 0$ 或 $|\Delta s_{ai1}| \leq 10^{-3}$ 时迭代结束。

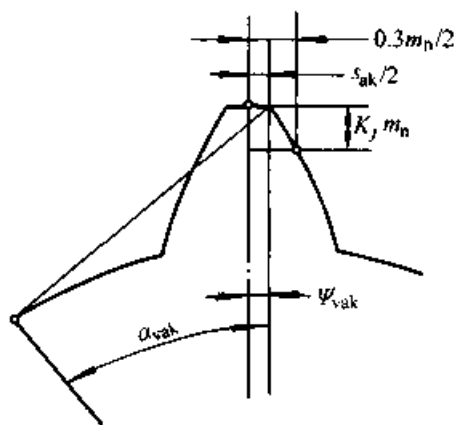


图 33.1-34 小轮小端顶圆半径减小量 $K_j m_n$

然后，按比例关系找出从齿的小端沿顶锥母线到齿顶厚为 $0.3m_n$ 处的距离 b'_k ，即

$$b'_k \approx \frac{b(0.3m_n - s_{a1})}{2(s_{am1} - s_{a1})}$$

式中 s_{am1} 为参考点锥距为 R_m 处法面当量小齿轮的齿顶厚。

倒坡顶锥角由图 33.1-33 求得：

$$\delta_{ak} = \delta_1 + \arctan(Km_n/b'_k)$$

倒坡宽度

$$b_k = b'_k / \cos(\delta_{ak} - \delta_1)$$

5.4 刀盘干涉检查

对于等高摆线齿锥齿轮，当大轮的分度锥角较大，采用的刀盘名义半径又比较小时，会产生刀盘干涉，即一组刀齿加工齿槽时，其他组刀齿切坏了齿轮的顶锥面（如图 33.1-35 中 E 区发生干涉）。刀盘干涉又称为 2 次切削。

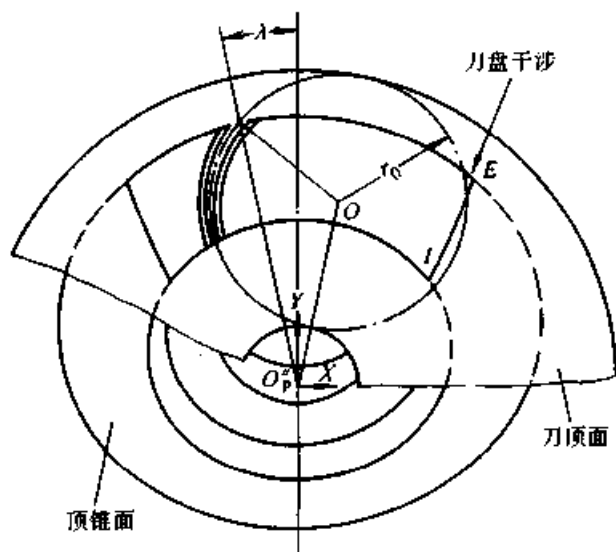


图 33.1-35 刀盘干涉检查示意图

图 33.1-35 所示，取大齿轮坯与冠轮切齿啮合起始位置、刀盘切入齿的大端，作为刀盘干涉的检查位置。由起始位置到产形面与齿面在参考点 M 啮合，产形轮转过 λ 角。近似地取大端面压力角 $\alpha_{te} \approx \alpha_n$ ，则 λ 值可由下式求得：

$$\lambda = \frac{1}{R_e} [(h_{a0} + x_1 m_n - 0.5 b \sin \Delta \delta) \cot \alpha_n + h_{a0} \tan \alpha_n]$$

式中 $h_{a0} = (h_a^* + c^*) m_n$

刀顶面扩大后与齿轮顶锥面分别相交于顶锥面大端的点 E 和小端的点 I。在刀顶面上取坐标系 $\sigma(O'_p; x, y)$ ，原点 O'_p 在冠轮轴线上， $O'_p y$ 坐标轴和冠轮轴线所在平面过参考点 M。刀盘中心 O 的坐标为

$$x_0 = E_x \sin(q_e - \lambda)$$

$$y_0 = E_x \cos(q_e - \lambda)$$

刀位 E_x 和 q_e 值由表 33.1-22 求得。分度锥距为 R_k 处，刀顶面与齿轮顶锥面交点 K 的坐标为

$$x_k = [2h(R_k \tan \delta_2 + h_{a2} - \Delta h) - (h/\cos \delta_2)^2]^{0.5}$$

$$y_k = R_k - h \tan \delta_2$$

式中 $\Delta h = R_m \tan \Delta \delta$

点 O 到点 K 之间的距离为

$$\overline{OK} = [(x_0 - x_k)^2 + (y_0 - y_k)^2]^{0.5}$$

对于大端点 E，在上面各式中以“E”代“K”，以下标“e”代下标“k”；对于小端点 I，以“I”代“K”，以下标“i”代下标“k”。

不发生刀盘干涉（二次切削）的条件为

$$\overline{OE} < (r_0 + h_{a0} \tan \alpha_n)$$

$$\overline{OI} < (r_0 + h_{a0} \tan \alpha_n)$$

对于“奥”制锥齿轮，切齿调整计算时需要考虑刀盘干涉对刀倾角的限制。

5.5 摆线齿锥齿轮主要参数初算

本节摆线齿锥齿轮几何设计方法，适用于奥利康和克林根贝尔格两种齿制。算例大轮大端节圆直径 $d'_{e2} = 760 \text{ mm}$ 超过了“奥”制铣齿机使用范围，只能用“克”制。齿轮主要参数初算见表 33.1-19。

5.6 摆线齿锥齿轮几何参数计算

5.6.1 几何参数计算的原始参数

- (1) 原始参数表（见表 33.1-20）
- (2) 表 33.1-20 的说明

表 33.1-19 摆线齿锥齿轮主要参数初算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	轴交角	$\Sigma / (^{\circ})$		90
2	传动比和齿数比理论值	i_{120}, u_0	$u_0 = i_{120}$	6
3	主动小齿轮转速	$n_1 / (r/min)$		1 000
4	主动小齿轮转矩	$T_1 / (N \cdot m)$		5 000
5	大轮大端节圆直径	d'_{e2} / mm	$\Sigma = 90^{\circ}$ 时 $(d'_{e2})^{2.8} \approx 1\,000 T_1 \left(\frac{u_0^3}{1+u_0^2} \right)^{1/5} \sqrt{n_1}$	759.340 3 取 760
6	大轮节锥角初值	$\delta'_{20} / (^{\circ})$	$\Sigma \leq 90^{\circ}$ 时 $\delta'_{20} = \arctan \left(\frac{\sin \Sigma}{1/u_0 + \cos \Sigma} \right)$ $\Sigma > 90^{\circ}$ 时 $\delta'_{20} = \arctan \left[\frac{\sin (180^{\circ} - \Sigma)}{1/u_0 - \cos (180^{\circ} - \Sigma)} \right]$	80.537 7
7	大轮大端节锥距初值	R'_{e0} / mm	$R'_{e0} = 0.5 d'_{e2} / \sin \delta'_{20}$	385.241 6
8	齿宽	b / mm	轻载、中载传动 $b = (0.2 \sim 0.29) R'_{e0}$ 重载传动 $b = (0.29 \sim 0.33) R'_{e0}$	110
9	参考点法向模数	m_n / mm	硬齿面重载齿轮 $m_n = (0.1 \sim 0.14) b$ 调质钢软齿面齿轮 $m_n = (0.083 \sim 0.1) b$	10.5
10	参考点螺旋角初值	$\beta_{m0} / (^{\circ})$	一般 $\beta_{m0} = 30^{\circ} \sim 45^{\circ}$	35
11	小轮齿数	z_1	$z_1 \approx \frac{(d'_{e2} - b \sin \delta'_{02}) \cos \beta_{m0}}{u_0 m_n}$ 加以圆整, $z_1 \geq 5$	8.471 取 9
12	大轮齿数	z_2	$z_2 = u_0 z_1$, 加以圆整	54
13	齿数比	u	$u = z_2 / z_1$	6
14	传动比误差百分比	Δi_{12}	$\Delta i_{12} = 100 (u - u_0) / u_0$	0
15	大轮节锥角	$\delta'_2 / (^{\circ})$	$\Sigma \leq 90^{\circ}$ $\delta'_2 = \arctan \left[\frac{\sin \Sigma}{1/u + \cos \Sigma} \right]$ $\Sigma > 90^{\circ}$ $\delta'_2 = \arctan \left[\frac{\sin (180^{\circ} - \Sigma)}{1/u - \cos (180^{\circ} - \Sigma)} \right]$	80.537 7
16	参考点螺旋角	$\beta_m / (^{\circ})$	$\beta_m = \arccos \left(\frac{z_1 u m_n}{d'_{e2} - b \sin \delta'_2} \right)$	29.506 0

表 33.1-20 摆线齿锥齿轮几何参数计算的原始参数

序号	名称	代号/单位	说明	算例
1	大轮大端节圆直径	d'_{e2}/mm	见表 33.1-19 (5)	
2	轴交角	$\Sigma/ (^{\circ})$	见表 33.1-19 (1)	
3	齿宽	b/mm	见表 33.1-19 (8)	110
4	参考点螺旋角	$\beta_m/ (^{\circ})$	见表 33.1-19 (16)	29.506 0
5	参考点法向模数	m_n/mm	见表 33.1-19 (9)	10.5
6	小轮齿数	z_1	见表 33.1-19 (11)	9
7	大轮齿数	z_2	见表 33.1-19 (12)	54
8	齿数比	u	见表 33.1-19 (13)	6
9	法向压力角	$\alpha_n/ (^{\circ})$	$\alpha_n = 20$	20
10	齿顶高系数	h_a^*	$h_a^* = 1$	1
11	顶隙系数	c^*	$c^* = 0.25$	0.25
12	法向齿侧间隙	j_n/mm	$j_n \approx 0.05\text{mm} + 0.03m_n$	0.3
13	小轮螺旋方向		按图 33.1-22 选取	左旋
14	大轮螺旋方向		按图 33.1-22 选取	右旋
15	分度锥角修正量	$\Delta\delta/ (^{\circ})$	初值 $\Delta\delta = 0$, 由表 33.1-24 (20) 得终值	0
16	铣齿机型号			AMK852
克 林 根 贝 尔 格 制				
17 _K	铣刀盘名义半径	r_0/mm	取 $m_0 \approx m_n$, 根据铣齿机型号按图 33.1-36 和图 33.1-37 选取	210
18 _K	刀齿组数	z_0		5
19 _K	刀齿模数	m_0/mm		10
20 _K	小轮高变位系数	x_1	初值 $x_1 = 0.5$, 由表 33.1-24 (23) 得终值	0.54
21 _K	小轮切向变位系数	x_{t1}	初值 $x_{t1} = 0.1$, 由表 33.1-29 迭代得终值	0.034
奥 利 康 制				
17 _O	铣刀盘名义半径	r_0/mm	按图 33.1-38 和表 33.1-21 选取	
18 _O	刀齿组数	z_0		
19 _O	刀齿节点高度	h_{w0}/mm		
20 _O	小轮高变位系数	x_1	初值 $x_1 = 0.5$, 由表 33.1-24 (23) 得终值	
21 _O	小轮切向变位系数	x_{t1}	初值 $x_{t1} = 0.1$, 由表 33.1-29 迭代得终值	

1) 摆线齿锥齿轮的两种齿制, 刀盘参数和变位系数必须分别选择或计算。序号的下标

“K”和“O”分别表示“克”制和“奥”制。

2) 表 33.1-20 (17_K~19_K) 由图 33.1-36

和图 33.1-37, 按齿轮参考点法向模数 m_n 、铣齿机型号, 选定刀盘名义半径 r_0 、刀齿组数 z_0 和刀齿模数 m_0 。图中粗实线为标准范围, 粗点

线为扩展范围。所选刀齿模数应接近参考点法向模数 m_n 。

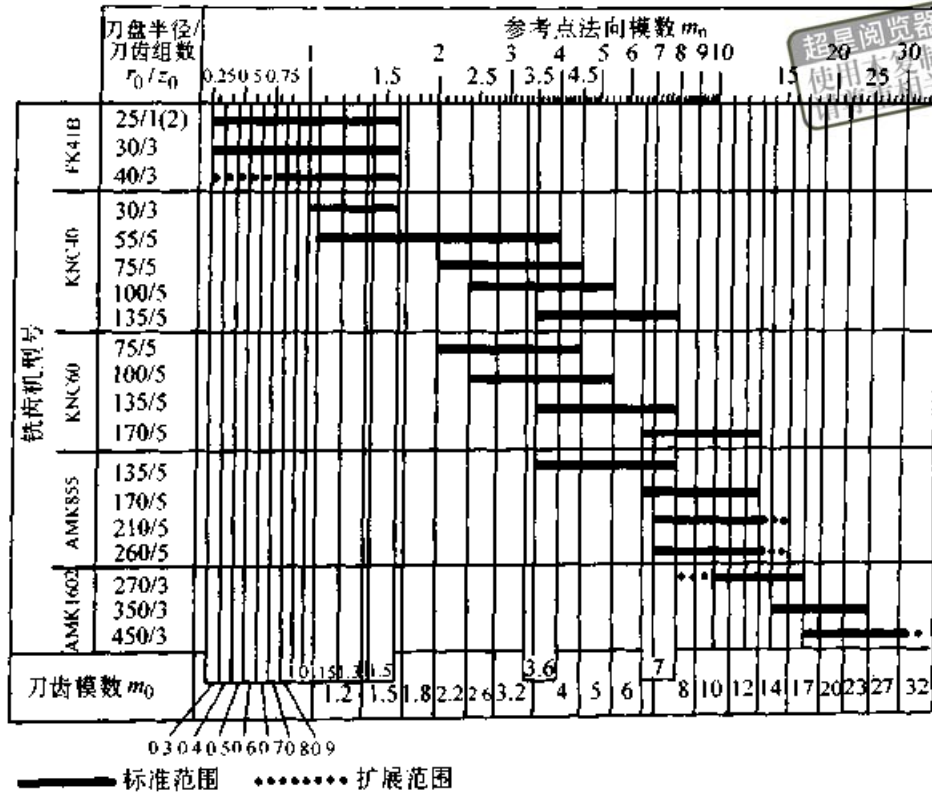


图 33.1-36 克林根贝尔格刀盘 r_0 、 z_0 和 m_0 (单位为 mm) 选择范围之一

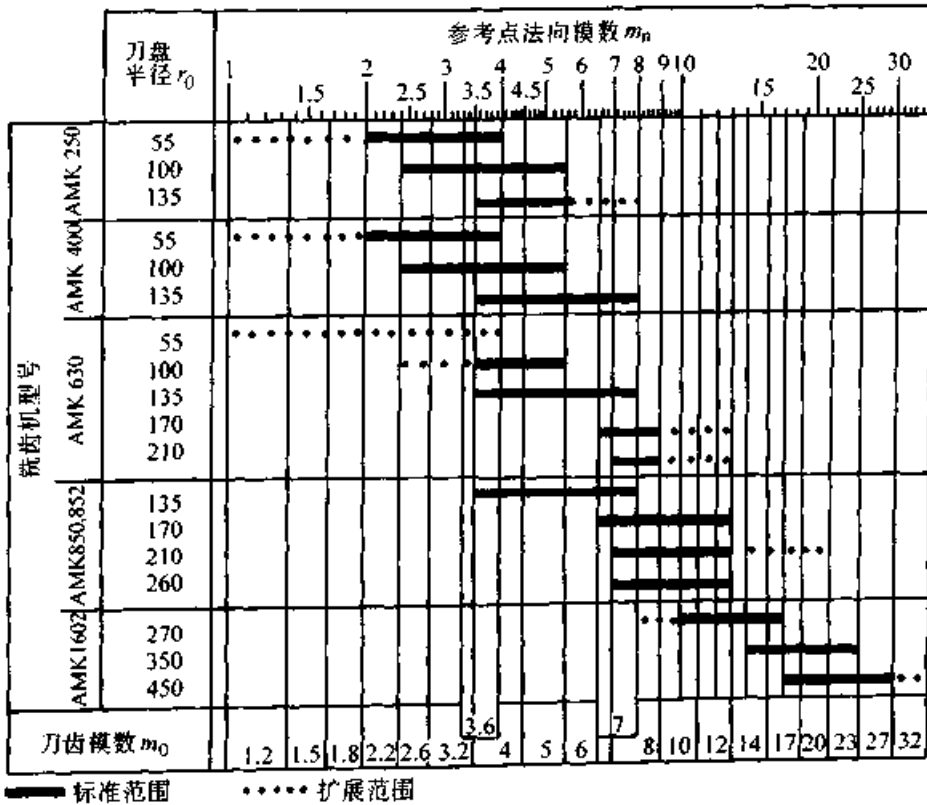


图 33.1-37 克林根贝尔格刀盘 r_0 、 z_0 和 m_0 (单位为 mm) 选择范围之二

3) 表 33.1-20 ($17_0 \sim 19_0$) 由图 33.1-38 和表 33.1-21, 根据参考点法向模数 m_n 选择刀盘参数 r_0 、 z_0 和刀齿节点高 h_{w0} 。

表 33.1-21 中, m_n 、刀齿高 (刀槽深方向) H 、刀齿宽 (刀槽宽方向) B 、 r_0 和刀齿节点高

h_{w0} 的单位均为 mm。刀盘类型分 FS 和 FSS 两种系列。每一种 z_0-r_0 组合有 1 套加工左旋小轮和右旋大轮的刀盘, 1 套加工右旋小轮和左旋大轮的刀盘; 即 2 套 4 个刀盘。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

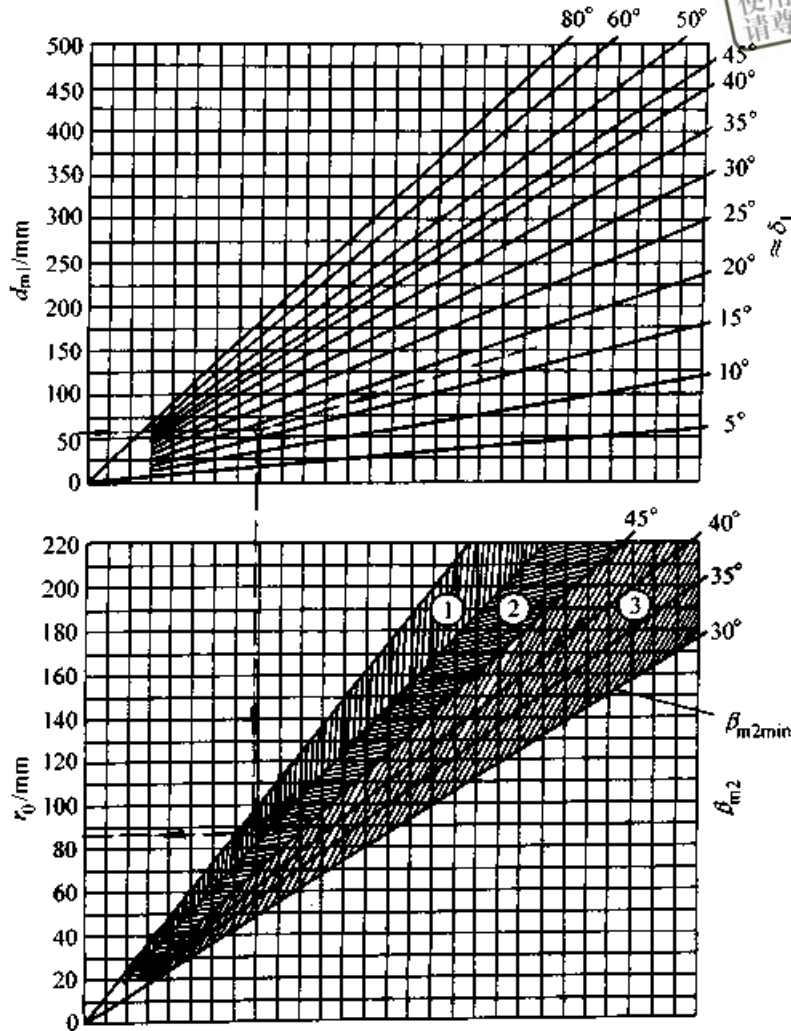


图 33.1-38 选择奥利康刀盘名义半径的线图

表 33.1-21 奥利康刀盘参数系列

模数范围	$m_n = 1.5 \sim 4.5$		$m_n = 4.5 \sim 8.5$		$m_n = 5 \sim 10$	
刀齿尺寸	$H \times B = 9 \times 7.5$		$H \times B = 17.5 \times 13.5$		$H \times B = 20 \times 16$	
刀盘参数	刀盘代号 $z_0 - r_0$	h_{w0}	刀盘代号 $z_0 - r_0$	h_{w0}	刀盘代号 $z_0 - r_0$	h_{w0}
	FSS-39 ^①	119	FS5-62 ^②	124	(FSS9-132)	
	FS7-49	119	FS7-88	124	FSS11-160	116
	FS11-74	119	FS9-110	109	FSS13-181	116
FS13-88	119	FS11-140	109			
			FS13-160	109		
			(FS13-181)			
刀盘数量	8 套 16 个		10 套 20 个		4 套 8 个	

① 模数范围 $m_n = (1.5 \sim 3.75)$ mm。

② 模数范围 $m_n = (4.5 \sim 7.5)$ mm。

5.6.2 摆线齿锥齿轮几何参数计算

和槽底留埂检查

(1) 节锥面参数、冠轮参数计算及齿面刮伤

1) 计算表见表 33.1-22。

表 33.1-22 节锥面参数、冠轮参数计算及齿面刮伤和槽底留埂检查

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	
节 锥 面 参 数				
1	大轮节锥角	$\delta'_2 / (^{\circ})$	见表 33.1-19 (15)	80.537 678
2	小轮节锥角	$\delta'_1 / (^{\circ})$	$\delta'_1 = \Sigma - \delta'_2$	9.462 322
3	小轮大端节圆直径	d'_{e1} / mm	$d'_{e1} = d'_{e2} / u$	126.666 667
4	小轮参考点节圆直径	d'_{m1} / mm	$d'_{m1} = m_n z_1 / \cos \beta_m$	108.582 778
5	大轮参考点节圆直径	d'_{m2} / mm	$d'_{m2} = m_n z_2 / \cos \beta_m$	651.496 668
冠 轮 参 数				
6	冠轮齿数	z_p	$z_p = z_2 \cos \Delta \delta / \sin \delta'_2$	54.744 863
7	冠轮大端锥距	R_e / mm	$R_e = 0.5 d'_{e2} \cos \Delta \delta / \sin \delta'_2$	385.241 627
8	冠轮参考点锥距	R_m / mm	$R_m = R_e - 0.5 b \cos \Delta \delta$	330.241 627
9	冠轮小端锥距	R_i / mm	$R_i = R_e - b \cos \Delta \delta$	275.241 627
10	刀齿方向角	$\delta_0 / (^{\circ})$	$\delta_0 = \arcsin (0.5 m_n z_0 / r_0)$	7.180 756
11	刀位	E_x / mm	$E_x = [R_m^2 + r_0^2 - 2R_m r_0 \sin(\beta_m - \delta_0)]^{0.5}$	316.972 821
12	刀位值适用范围检查	mm	$E_{x \min} \leq E_x \leq E_{x \max}$ $E_{x \min}$ 和 $E_{x \max}$ 值见表 33.1-23	$0 < 316.97 < 400$
大 小 端 法 向 模 数				
13	基圆半径	E_y / mm	$E_y = E_x / (1 + z_0 / z_p)$	290.445 618
14		$q_c / (^{\circ})$	$q_c = \arccos \left(\frac{R_e^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R_e E_x} \right)$	33.016 853
15		$q_i / (^{\circ})$	$q_i = \arccos \left(\frac{R_i^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R_i E_x} \right)$	40.778 389
16	大端螺旋角	$\beta_c / (^{\circ})$	$\beta_c = \arctan \left(\frac{R_e - E_y \cos q_c}{E_y \sin q_c} \right)$	41.840 115
17	小端螺旋角	$\beta_i / (^{\circ})$	$\beta_i = \arctan \left(\frac{R_i - E_y \cos q_i}{E_y \sin q_i} \right)$	16.253 227

超星阅读器提醒您：
使用本复制品算例！
请尊重相关知识产权！

续表 33.1-22

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
大小端法向模数				
18	大端法向模数	m_{nc}/mm	$m_{nc} = 2R_v \cos\beta_c / z_p$	
19	小端法向模数	m_n/mm	$m_n = 2R_v \cos\beta_1 / z_p$	9.653 558
20	大小端模数检验	mm	$m_{nc} \geq m_n$	10.49 ≈ 10.5
			$m_{nc} > m_n$	10.49 > 9.65
小端刮伤和槽底留埂检查				
21	法截面内最大齿槽宽处的锥距	R_v/mm	$R_v = \sqrt{\left(\frac{z_p - z_0}{z_p + z_0}\right) E_x^2 + r_0^2}$	357.428 265
22	冠轮齿顶高	h_{a0}/mm	$h_{a0} = m_n (h_a^* + c^*)$	13.125
23		H_w/mm	$H_w = x_{t1} m_n + 2h_{a0} \tan\alpha_n$	9.911 219
24	在 R_v 处	e_{fn1}/mm	$e_{fn1} = \pi E_y / z_p - H_w$	6.756 315
		e_{fn2}/mm	$e_{fn2} = e_{fn1} + 2x_{t1} m_n$	7.470 315
25	在 R_c 处	e_{fc1}/mm	$e_{fc1} = \pi m_{nc} / 2 - H_w$	6.559 074
		e_{fc2}/mm	$e_{fc2} = e_{fc1} + 2x_{t1} m_n$	7.273 074
26	在 R_1 处	e_{f11}/mm	$e_{f11} = \pi m_{n1} / 2 - H_w$	5.252 554
		e_{f12}/mm	$e_{f12} = e_{f11} + 2x_{t1} m_n$	5.966 554
27	刀顶宽	s_{a0}/mm	对于“克”制 $\alpha_n = 20^\circ$ 的万能刀齿 $s_{a0} = 0.344 m_n$	3.44
28	小端齿面无刮伤检查	mm	$(e_{fn})_{\min} \geq s_{a0} > 0.2 m_n$	5.25 > 3.44 > 2.1
29	齿槽底不留埂检查	mm	$(e_{fn})_{\max} < 3.0 s_{a0} < 3.0 (e_{fn})_{\min}$	7.47 < 10.32 < 15.75
小端刮伤起始点的锥距 (允许略有刮伤时计算)				
30	刮伤起始点锥距	R_v/mm	$R_v = \frac{z_p}{\pi \cos\beta_v} (s_{a0} + x_{t1} m_n + 2h_{a0} \tan\alpha_n)$ 取初值 $\beta_v = \beta_1$, 迭代求解	
31		$q_v/(\circ)$	$q_v = \arccos\left(\frac{R_v^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R_v E_x}\right)$	
32	R_v 处的螺旋角	$\beta_v/(\circ)$	$\beta_v = \arctan\left(\frac{R_v - E_y \cos q_v}{E_y \sin q_v}\right)$	

超星浏览器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！
 10.485 314

2) 表 33.1-22 的说明

机允许范围内。克林根贝尔格不同型号铣齿机刀

①表 33.1-22 (12) 刀位 E_x 必须在铣齿

位最小值 $E_{x\min}$ 和最大值 $E_{x\max}$ 见表 33.1-23。

表 33.1-23 克林根贝尔格铣齿机刀位许用范围

(mm)

机床型号	FK 41B	AMK 250	AMK 400	AMK 630/650
$E_{x\max}$	70	150	250	280
$E_{x\min}$	0	0	0	0
机床型号	KNC 40/60	AMK 850/852	AMK 855	AMK 1 602
$E_{x\max}$	290	400	460	900
$E_{x\min}$	0	0	0	250

②表 33.1-22 (28) $s_{a0} \leq (e_{fn})_{\min}$ 时无刮伤, 不需计算 R_v 值。 $s_{a0} > (e_{fn})_{\min}$ 时, 齿小端有刮伤。若允许齿小端略有刮伤, 须根据 s_{a0} 值, 取初值 $\beta_v = \beta_1$, 迭代求解刮伤起始点锥距

R_v , 以保证有足够的工作齿面。

(2) 高变位系数、分度锥角修正量、齿高及

分度锥角

1) 计算表见表 33.1-24。

表 33.1-24 高变位系数、分度锥角修正量、齿高及分度锥角

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
高 变 位 系 数				
1	端面当量齿轮基圆螺旋角	$\beta_{vb}/(^{\circ})$	$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cos\alpha_n)$	27.568 777
2	法面当量小齿轮齿数	z_{vn1}	$z_{vn1} = \frac{z_1}{\cos^2\beta_{vb} \cos\beta_m \cos\delta'_1}$	13.341 571
3	法面当量大齿轮齿数	z_{vn2}	$z_{vn2} = \frac{z_2}{\cos^2\beta_{vb} \cos\beta_m \cos\delta'_2}$	480.296 559
4	高变位系数	x_1	$x_1 = 0.5$ (初值)	0.544 576
5	法面当量小齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos\left[\frac{z_{vn1} \cos\alpha_n}{z_{vn1} + 2(h_a^* + x_1)}\right]$	40.268 758
6	法面当量大齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van2}/(^{\circ})$	$\alpha_{van2} = \arccos\left[\frac{z_{vn2} \cos\alpha_n}{z_{vn2} + 2(h_a^* - x_1)}\right]$	20.295 875
7	小轮齿顶滑动率	η_{s1}	$\eta_{s1} = \frac{(z_{vn1} + z_{vn2})(\tan\alpha_{van1} - \tan\alpha_n)}{z_{vn2} \tan\alpha_{van1}}$	0.586 189
8	大轮齿顶滑动率	η_{s2}	$\eta_{s2} = \frac{(z_{vn1} + z_{vn2})(\tan\alpha_{van2} - \tan\alpha_n)}{z_{vn1} \tan\alpha_{van2}}$	0.586 185
9	小轮齿根滑动率	η_{r1}	$\eta_{r1} = \frac{(z_{vn1} + z_{vn2})(\tan\alpha_n - \tan\alpha_{van2})}{(z_{vn1} + z_{vn2}) \tan\alpha_n - z_{vn2} \tan\alpha_{van2}}$	-1.416 541
10	大轮齿根滑动率	η_{r2}	$\eta_{r2} = \frac{(z_{vn1} + z_{vn2})(\tan\alpha_n - \tan\alpha_{van1})}{(z_{vn1} + z_{vn2}) \tan\alpha_n - z_{vn1} \tan\alpha_{van1}}$	-1.416 564

续表 33.1-24

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
克林根贝尔格制				
11 _K	小轮齿顶大轮齿根滑动率之和	ζ_{1K}	$\zeta_{1K} = \eta_{a1} + \eta_{t2} $	2.002 753
12 _K	小轮齿根大轮齿顶滑动率之和	ζ_{2K}	$\zeta_{2K} = \eta_{t1} + \eta_{a2}$	2.002 726
13 _K	“克”制等滑动率	$\Delta\zeta_K$	$\Delta\zeta_K = \zeta_{1K} - \zeta_{2K} < 10^{-4}$	2.68×10^{-5}
奥利康制				
11 _O	小轮齿顶大轮齿根滑动系数之和	ζ_{1O}	$\zeta_{1O} = u\eta_{a1} + \eta_{t2} $	
12 _O	大轮齿顶小轮齿根滑动系数之和	ζ_{2O}	$\zeta_{2O} = \eta_{a2} + u\eta_{t1} $	
13 _O	“奥”制等滑动系数	$\Delta\zeta_O$	$\Delta\zeta_O = \zeta_{1O} - \zeta_{2O} < 10^{-4}$	
14	高变位系数取值	x_1	按表 33.1-24 (4) 取终值	0.54
分度锥角修正 (小轮小端无轴颈时不修正)				
15	小轮小端轴颈的直径	d_1/mm	由设计图取值	
16	小轮轴向安装基面至小端轴径端面的距离	A_2/mm	由设计图取值	
17	小轮安装距	A_1/mm	由设计图取值	
18	两轴线交点至小轮参考点分度圆心的距离	A_{m1}/mm	$A_{m1} = 0.5d'_{m1}/\tan\delta'_1$	
19	小轮许用最大分度锥角	$\delta_{1\max}/(^{\circ})$	$\delta_{1\max} = \arctan \{ [(d'_{m1} - d_1)/2 - m_n \times (h_a^* + c^* - x_1 + 0.03)/\cos\delta'_1] / (A_2 + A_{m1} - A_1) \}$	
20	分度锥角修正量	$\Delta\delta/ (^{\circ})$	$\Delta\delta = \delta'_1 - \delta_{1\max}$ 小端无轴颈或 $\Delta\delta < 0$ 时, 取 $\Delta\delta = 0$	0
小 轮 根 切 校 核				
21	小轮小端法面当量齿轮齿数	z_{vml}	$z_{vml} = \frac{z_1}{(1 - \sin^2\beta \cos^2\alpha_n) \cos\beta \cos\delta'_1}$	10.210 232
22	小轮最小高变位系数	$x_{1\min}$	奥利康制 $x_{1\min} = 0.833 m_n h_a^* / m_{n1} - 0.5 z_{vml} \sin^2\alpha_n - 0.5 b \tan\Delta\delta / m_n$	
			克林根贝尔格制 $x_{1\min} = 1.1 h_a^* - 0.5 m_n z_{vml} \times \sin^2\alpha_n / m_n - 0.5 b \sin\Delta\delta / m_n$	0.550 956

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 33.1-24

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
小 轮 根 切 校 核				
23	小轮高变位系数终值	x_1	当 $x_{1min} \leq x_1$ 时, x_1 值不变 当 $x_{1min} > x_1$ 时, 取 $x_1 = x_{1min}$	0.54
齿 高 和 分 度 锥 角				
24	小轮齿顶高	h_{a1}/mm	$h_{a1} = m_n (h_a^* + x_1)$	16.17
25	大轮齿顶高	h_{a2}/mm	$h_{a2} = m_n (h_a^* - x_1)$	4.83
26	全齿高	h/mm	$h = m_n (2h_a^* + c^*)$	23.625
27	小轮分度锥角	$\delta_1/ (^{\circ})$	$\delta_1 = \delta'_1 - \Delta\delta$	9.462 322
28	大轮分度锥角	$\delta_2/ (^{\circ})$	$\delta_2 = \delta'_2 + \Delta\delta$	80.537 678

超星浏览器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！

2) 表 33.1-24 的说明

①表 33.1-24 (14) 算例按“克”制计算得 $x_1 = 0.544 57$; 按“奥”制计算 $x_1 = 0.661 93$ 。一般按“奥”制求得的 x_1 值大于“克”制的 x_1 值。

②表 33.1-24 (20) 小端无轴颈或 $\Delta\delta < 0$

时, 取 $\Delta\delta = 0$, 不需修正两齿轮的分度锥角。

③表 33.1-24 (22) 按“克”制求得 $x_{1min} = 0.551$, 偏安全; 按“奥”制求得 $x_{1min} = 0.309$ 。

(3) 小轮齿顶变尖检查及齿顶倒坡

1) 计算表见表 33.1-25。

表 33.1-25 小轮齿顶变尖检查及齿顶倒坡

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
小 轮 小 端 齿 顶 变 尖 检 查				
1	小轮小端法面当量齿顶圆直径	d_{van1}/mm	$d_{van1} = m_n z_{van1} + 2 (h_a^* + x_1) m_n + b \sin \Delta\delta / 2$	130.905 068
2	小轮小端齿顶法向压力角	$\alpha_{van1} / (^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos (m_n z_{van1} \cos \alpha_n / d_{van1})$	44.964 703
3	小轮小端法向节圆齿厚半角	ψ_{van1} / rad	$\psi_{van1} = \{ \pi/2 + m_n [x_{t1} + 2 \tan \alpha_n (x_1 + 0.5 b \sin \Delta\delta / m_n)] / m_n \} / z_{van1}$	0.199 342
4	小轮小端法向齿顶厚半角	ϕ_{van1} / rad	$\phi_{van1} = \psi_{van1} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{van1}$	2.60×10^{-4}
5	小轮小端法向齿顶厚	s_{a1} / mm	$s_{a1} = \phi_{van1} d_{van1}$	$3.406 3 \times 10^{-2}$
6	小轮小端齿顶变尖检查		$s_{a1} \geq 0.3 m_n$ 当 $s_{a1} < 0.3 m_n$ 时, 小轮小端齿顶倒坡	$3.4 \times 10^{-2} < 3.15$
小 轮 小 端 齿 顶 倒 坡 ($s_{a1} < 0.3 m_n$ 时)				
7		K	$K = 0$ (初值)	0
8	倒坡后小轮小端顶圆直径	d_{vak} / mm	$d_{vak} = d_{van1} - 2 m_n K$	127.663 598

续表 33.1-25

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
小轮小端齿顶倒坡 ($s_{a1} < 0.3m_n$ 时)				
9		$\alpha_{vak}/(^{\circ})$	$\alpha_{vak} = \arccos(m_n z_{vn1} \cos \alpha_n / d_{vk})$	43.488 938
10		ψ_{vak}/rad	$\psi_{vak} = \psi_{vn1} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{vak}$	0.024 674
11		s_{vk}/mm	$s_{vk} = \psi_{vak} d_{vk}$	3.150 000
12		$\Delta s_{a1}/\text{mm}$	$\Delta s_{a1} = s_{vk} - 0.3m_n$	0
13			$\Delta s_{a1} > 0$ 或 $ \Delta s_{a1} \leq 10^{-3}$, 执行 (15)	$0 \leq 10^{-3}$
14		K	$\Delta s_{a1} < 0$ 并且 $ \Delta s_{a1} > 10^{-3}$ 时, $K \leftarrow K + \frac{0.3 - s_{vk}/m_n}{2 \tan(\alpha_{vak} - \psi_{vak})}$ 返回 (8)	0.154 356
15	参考点法面当量小齿轮顶圆直径	d_{vn1}/mm	$d_{vn1} = m_n z_{vn1} + 2m_n (h_a^* + x_1)$	172.426 496
16	参考点法面当量小齿轮齿顶压力角	$\alpha_{vn1}/(^{\circ})$	$\alpha_{vn1} = \arccos(m_n z_{vn1} \cos \alpha_n / d_{vn1})$	40.231 098
17	参考点法面当量小轮分度圆齿厚半角	ψ_{vn1}/rad	$\psi_{vn1} = (\pi/2 + x_{t1} + 2x_{t1} \tan \alpha_n) / z_{vn1}$	0.149 749
18	参考点法面当量小轮齿顶厚半角	ψ_{van1}/rad	$\psi_{van1} = \psi_{vn1} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{vn1}$	0.020 822
19	参考点法面当量小轮齿顶厚	s_{vn1}/mm	$s_{vn1} = \psi_{van1} d_{vn1}$	3.590 261
20	倒坡后小轮齿顶宽减少量	b'_k/mm	$b'_k = \frac{b(0.3m_n - s_{a1})}{2(s_{vn1} - s_{a1})}$	48.190 940
21	小轮倒坡部分的顶锥角	$\delta_{ak}/(^{\circ})$	$\delta_k = \delta_1 + \arctan(Km_n/b'_k)$	11.388 541
22	倒坡宽度	b_k/mm	$b_k = b'_k / \cos(\delta_{ak} - \delta_1)$	48.218 164

2) 表 33.1-25 的说明

①表 33.1-25 (6) “奥”制规定小轮小端法向齿顶厚 $s_{a1} \geq 0.2m_n$; “克”制规定 $s_{a1} \geq 0.3m_n$, 比较安全。

②表 33.1-25 (7~22) 当 s_{a1} 小于许用值时, 小轮小端必须倒坡, 将变尖部分切去。由表中相关公式求出倒坡宽度 b_k 和倒坡部分的顶锥角 δ_{ak} 。

(4) 刀盘干涉检查 (见表 33.1-26)

若发生刀盘干涉, 则需加大刀盘半径重算。“奥”制刀盘干涉还与刀倾角有关, 切齿调整时必须考虑到刀盘干涉对刀倾角的限制。

(5) 齿轮尺寸 (见表 33.1-27)

5.7 摆线齿锥齿轮的当量齿轮参数和重合度 (见表 33.1-28)

齿轮的重合度计算和强度计算需要用当量齿轮参数。表 33.1-28 中, 凡参考点 M 处的参数代号中引入下标 “m”; (参考点法向模数 m_n 除外); 端面当量齿轮的代号中引入下标 “v”; 法面当量齿轮的代号中引入下标 “vn”。刀顶圆角半径系数 $\rho_{a0}^* = 0.3$; “克”制刀顶圆角 $\rho_{a0} = \rho_{a0}^* m_n$, “奥”制 $\rho_{a0} = \rho_{a0}^* m_n$ 。

5.8 摆线齿锥齿轮的齿形系数

5.8.1 齿形系数计算公式 (见表 33.1-29)

表 33.1-26 刀盘干涉检查

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1		$\Delta h/\text{mm}$	$\Delta h = R_m \tan \Delta \delta$	0
2		$\lambda/ (^{\circ})$	$\lambda = \frac{180}{\pi R_c} [(h_{a1} + x_1 m_n - 0.5 b \sin \Delta \delta) / \tan \alpha_n + h_{a0} \tan \alpha_n]$	8.390 567
3	切入时刀盘中心横坐标	x_0/mm	$x_0 = E_x \sin (q_c - \lambda)$	132.081 904
4	切入时刀盘中心纵坐标	y_0/mm	$y_0 = E_x \cos (q_c - \lambda)$	288.142 569
5	刀顶面与顶锥面交点 E 的横坐标	x_e/mm	$x_e = [2h (R_1 \tan \delta_2 + h_{a2} - \Delta h) - (h / \cos \delta_2)^2]^{0.5}$	297.981 569
6	刀顶面与顶锥面交点 E 的纵坐标	y_e/mm	$y_e = R_1 - h \tan \delta_2$	243.491 627
7	刀顶面与顶锥面交点 I 的横坐标	x_i/mm	$x_i = [2h (R_1 \tan \delta_2 + h_{a2} - \Delta h) - (h / \cos \delta_2)^2]^{0.5}$	240.016 699
8	刀顶面与顶锥面交点 I 的纵坐标	y_i/mm	$y_i = R_1 - h \tan \delta_2$	133.491 627
9	距离 \overline{OE}	\overline{OE}/mm	$\overline{OE} = [(x_e - x_0)^2 + (y_e - y_0)^2]^{0.5}$	171.803 392
10	距离 \overline{OI}	\overline{OI}/mm	$\overline{OI} = [(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2]^{0.5}$	188.591 712
11	刀盘无干涉的条件	mm	$\overline{OE} < r_0 + h_{a0} \tan \alpha_n$ $\overline{OI} < r_0 + h_{a0} \tan \alpha_n$	171.80 < 214.78 188.59 < 214.78

表 33.1-27 齿轮尺寸

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	小轮大端顶圆直径	d_{ae1}/mm	$d_{ae1} = d'_{e1} + (2h_{a1} - b \sin \Delta \delta) \cos \delta_1$	158.566 646
2	大轮大端顶圆直径	d_{ae2}/mm	$d_{ae2} = d'_{e2} + (2h_{a2} + b \sin \Delta \delta) \cos \delta_2$	761.588 094
3	分度锥齿宽	b_s/mm	$b_s = b \cos \Delta \delta$	110
4	倒坡前小轮小端顶圆直径	d_{a1}/mm	$d_{a1} = d_{ae1} - 2b_s \sin \delta_1$	122.398 869
5	倒坡后小轮小端顶圆直径	d_{ak1}/mm	$d_{ak1} = d_{a1} - 2K m_n \cos \delta_1$	119.201 498
6	大轮小端顶圆直径	d_{a2}/mm	$d_{a2} = d_{ae2} - 2b_s \sin \delta_2$	544.581 431
7	小轮节锥顶至大端节圆心的距离	A'_{e1}/mm	$A'_{e1} = 0.5 d'_{e1} / \tan \delta'_1$	380.000 000
8	大轮节锥顶至大端节圆心的距离	A'_{e2}/mm	$A'_{e2} = 0.5 d'_{e2} / \tan \delta'_2$	63.333 333
9	无倒坡小轮轴向齿宽	b_{x1}/mm	$b_{x1} = b_s \cos \delta_1$	108.503 332
10	倒坡后小轮轴向齿宽	b_{xk}/mm	$b_{xk} = b_{x1} - K m_n \sin \delta_1$	108.236 884
11	大轮轴向齿宽	b_{x2}/mm	$b_{x2} = b_s \cos \delta_2$	18.083 889

续表 33.1-27

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
12	小轮冠顶距	A_{a1}/mm	$A_{a1} = A'_{a1} - (h_{a1} - 0.5b \sin \Delta \delta) \sin \delta_1$	377.341 669
13	大轮冠顶距	A_{a2}/mm	$A_{a2} = A'_{a2} - (h_{a2} + 0.5b \sin \Delta \delta) \sin \delta_2$	58.569 054
14	小轮安装距	A_1/mm	由设计图确定	
15	大轮安装距	A_2/mm	由设计图确定	
16	小轮轮冠距	A_{o1}/mm	$A_{o1} = A_1 - A_{a1}$	$A_1 - 377.341 7$
17	大轮轮冠距	A_{o2}/mm	$A_{o2} = A_2 - A_{a2}$	$A_2 - 58.569 1$
18	小轮参考点法向分度圆弧齿厚	$s_{\text{nom}1}/\text{mm}$	$s_{\text{nom}1} = m_n(\pi/2 + 2x_1 \tan \alpha_n + x_1) - j_n/2$	20.827 784
19	大轮参考点法向分度圆弧齿厚	$s_{\text{nom}2}/\text{mm}$	$s_{\text{nom}2} = m_n(\pi/2 - 2x_1 \tan \alpha_n - x_1) - j_n/2$	11.858 939

注：不倒坡时 $K=0$ 。

表 33.1-28 摆线齿锥齿轮的当量齿轮参数和重合度计算

序号	名称	代号/单位	计算公式	算例	
				小轮	大轮
1	大端端面模数	m_{e1}/mm	$m_{e1} = d'_{e2}/z_2$	14.074 074	
2	参考点端面模数	m_{m1}/mm	$m_{m1} = m_{e1} R_m/R_e$	12.064 758	
3	参考点分度圆直径	d_{m1}/mm	$d_{m1} = m_n z_1 / \cos \beta_m$	108.582 778	651.496 668
4	参考点齿根高	h_{f1}/mm	$h_{f1} = m_n (h_a^* + c' + x_1)$	7.455	18.795
端面当量齿轮参数					
5	端面当量齿数	z_{v1}	$z_{v1} = z_1 / \cos \delta'_1$	9.124 144	328.469 177
6	端面当量齿数比	u_v	$u_v = z_{v2} / z_{v1}$	36	
7	端面当量齿轮分度圆直径	d_{v1}/mm	$d_{v1} = d_{m1} / \cos \delta'_1$	110.080 542	3 962.899 5
8	端面当量齿轮中心距	a_v/mm	$a_v = 0.5 (d_{v1} + d_{v2})$	203 6.490 0	
9	端面当量齿轮顶圆直径	d_{va1}/mm	$d_{va1} = d_{v1} + 2h_{a1}$	142.420 542	397 2.559 5
10	端面当量齿轮压力角	$\alpha_{v1}/(^{\circ})$	$\alpha_{v1} = \arctan (\tan \alpha_n / \cos \beta_m)$	22.695 197	
11	端面当量齿轮基圆直径	d_{vb1}/mm	$d_{vb1} = d_{v1} \cos \alpha_{v1}$	101.557 054	3 656.053 9
12	端面当量齿轮基圆齿距	p_{vb}/mm	$p_{vb} = \pi m_{m1} \cos \alpha_{v1}$	34.967 763	
13	端面当量齿轮啮合线有效长度	g_{va}/mm	$g_{va} = 0.5 [(d_{va1}^2 - d_{vb1}^2)^{0.5} + (d_{va2}^2 - d_{vb2}^2)^{0.5}] - a_v \sin \alpha_{v1}$	41.120 938	
14	端面当量齿轮的端面重合度	ϵ_{va}	$\epsilon_{va} = g_{va} / p_{vb}$	1.175 697	

续表 33.1-28

序号	名称	代号/单位	计算公式	算 例	
				小齿轮	大齿轮
15	端面当量齿轮的纵向重合度	ϵ_{vp}	$\epsilon_{vp} = b \sin \beta_m / (\pi m_n)$	1.642 379	
16	总重合度	$\epsilon_{v\gamma}$	$\epsilon_{v\gamma} = (\epsilon_{va}^2 + \epsilon_{vp}^2)^{1/2}$	2.019 977	
法面当量齿轮参数					
17	法面当量齿轮分度圆直径	d_{vni}/mm	$d_{vni} = z_{vm} m_n$	140.086 459	5 043.113 8
18	法面当量齿轮中心距	a_{vm}/mm	$a_{vm} = 0.5 (d_{vni} + d_{vn2})$	2 591.600 2	
19	法面当量齿轮顶圆直径	d_{van1}/mm	$d_{van1} = d_{vni} + 2h_{a1}$	172.426 459	5 052.773 8
20	法面当量齿轮根圆直径	d_{vni}/mm	$d_{vni} = d_{vni} - 2h_{f1}$	125.176 459	5 005.523 8
21	法面当量齿轮基圆直径	d_{vbi1}/mm	$d_{vbi1} = d_{vni} \cos \alpha_n$	131.638 246	4 738.976 8
22	法面当量齿轮啮合线有效长度	k_{vm}/mm	$k_{vm} = 0.5 [(d_{vni}^2 - d_{vbi1}^2)^{0.5} + (d_{vn2}^2 - d_{vbi2}^2)^{0.5}] - a_{vm} \sin \alpha_n$	45.748 052	
23	法面当量齿轮重合度	ϵ_{van}	$\epsilon_{van} = \epsilon_{va} / \cos^2 \beta_{vb}$	1.496 514	
24	刀尖圆角半径	ρ_{d0}/mm	$\rho_{d0} = \rho_{d0}^* m_0$	3	

表 33.1-29 摆线齿锥齿轮齿形系数计算

序号	名称	代号/单位	计算公式	算 例	
				小轮	大轮
1		E/mm	$E = (\pi/4 \mp x_{t1}/2) m_n - h_{d0} \tan \alpha_n - \rho_{d0} (1 - \sin \alpha_n) / \cos \alpha_n$	1.190 449	1.547 449
2		G	$G = \rho_{d0} / m_n - h_{d0} / m_n \pm x_t$	-0.424 286	-1.504 286
3		H	$H = \frac{2}{z_{vm1}} (\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n}) - \frac{\pi}{3}$	-0.828 719	-1.041 270
4		θ/rad	$\theta = 2G \tan \theta / z_{vm1} - H$	0.767 369	1.030 820
5	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{F0}}{m_n}$	$\frac{s_{F0}}{m_n} = z_{vm1} \sin (\frac{\pi}{3} - \theta) + \sqrt{3} (\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{d0}}{m_n})$	2.168 907	2.302 938
6	30°切线切点处齿廓曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_F}{m_n}$	$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{d0}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_{vm1} \cos^2 \theta - 2G)}$	0.350 178	0.353 451
7	齿顶法向压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos (d_{vbi1} / d_{van1})$	40.231 098	20.298817

续表 33.1-29

序号	名称	代号/单位	计算公式	算 例	
				小齿轮	大齿轮
8	法向顶圆齿厚半角	$\psi_{van1}/(^{\circ})$	$\psi_{van1} = \frac{180}{\pi} \left\{ \frac{1}{z_{vni}} \left[\frac{\pi}{2} \pm (2x_1 \tan \alpha_n + x_{11}) \right] + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{van1} \right\}$	1.193 012	0.096 204
9	法向载荷作用角	$\alpha_{Fan}/(^{\circ})$	$\alpha_{Fan} = \alpha_{van1} - \psi_{van1}$	39.038 087	20.202 614
10	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_n}$	$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{z_{vni}}{2} \left[\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Fan}} - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] + 0.5 \left(\frac{\rho_0}{m_n} - \frac{G}{\cos \theta} \right)$	2.096 679	1.949 045
11	齿形系数	Y_{Fa}	$Y_{Fa} = \frac{6 \frac{h_{Fa}}{m_n} \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fa}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$	2.210 468	2.202 148

5.8.2 表 33.1-29 的说明

1) 表 33.1-29 为锥齿轮的法面当量齿轮齿形系数计算, 用于切向变位系数和轮齿弯曲强度的计算。此算法沿用了渐开线圆柱齿轮的齿形系数算法, 即齿顶加载 30°切线法, 详见本章第 8 节。

2) 表 33.1-29 中双符号项, 上面符号适用于小轮, 下面符号适用于大轮。

3) 表 33.1-29 (4) 迭代求解时, 取初值 $\theta = \pi/6$ 。

4) 表 33.1-29 (1)、(8) 考虑到切向变位系数的影响, 以配对大小轮的齿形系数相等为准则, 迭代求解 x_{11} 值。

5.9 摆线齿锥齿轮的几何参数和图形

(1) 摆线齿锥齿轮的几何参数(见表 33.1-30)

表 33.1-30 摆线齿锥齿轮几何参数

序号	名称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算 例	表号和序号	算 例	表号和序号
1	齿 数	z_1, z_2	9	表 33.1-20 (6)	54	表 33.1-20 (7)
2	轴交角	Σ	90°			表 33.1-20 (2)
3	参考点法向模数	m_n/mm	10.5			表 33.1-20 (5)
4	齿 宽	b/mm	110			表 33.1-20 (3)
5	螺旋方向		左 旋	表 33.1-20 (13)	右 旋	表 33.1-20 (14)
6	螺旋角	β_m	29°30'22"			表 33.1-20 (4)
7	法向压力角	α_n	20°			表 33.1-20 (9)
8	齿顶高系数	h_a^*	1			表 33.1-20 (10)
9	顶隙系数	c^*	0.25			表 33.1-20 (11)

续表 33.1-30

序号	名称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算 例	表号和序号	算 例	表号和序号
10	齿侧间隙	f_n/mm	0.3			表 33.1-20 (12)
11	高变位系数	x_1, x_2	0.54	表 33.1-20 (20 _K)	-0.54	
12	切向变位系数	x_{t1}, x_{t2}	0.034	表 33.1-20 (21 _K)	-0.034	
13	分度锥角修正量	$\Delta\delta$	0	表 33.1-20 (15)	0	
14	大端节圆直径	$d'_{e1}, d'_{e2}/\text{mm}$	126.67	表 33.1-22 (3)		表 33.1-20 (1)
15	大端理论顶圆直径	$d_{ae1}, d_{ae2}/\text{mm}$	158.57	表 33.1-27 (1)	761.59	表 33.1-27 (2)
16	小端理论顶圆直径	$d_{ak1}, d_{ak2}/\text{mm}$	119.20	表 33.1-27 (5)	544.58	33.1-27 (6)
17	小轮倒坡顶锥角	δ_{sk}	11°23'19"	表 33.1-25 (21)		
18	小轮倒坡宽	b_k/mm	48.22	表 33.1-25 (22)		
19	节锥角	δ'_1, δ'_2	9°27'44"	表 33.1-22 (2)	80°32'16"	表 33.1-22 (1)
20	分度锥角	δ_1, δ_2	9°27'44"	表 33.1-24 (27)	80°32'16"	表 33.1-24 (28)
21	齿顶高	$h_{a1}, h_{a2}/\text{mm}$	16.17	表 33.1-24 (24)	4.83	表 33.1-24 (25)
22	全齿高	h/mm	23.63			表 33.1-24 (26)
23	参考点法向分度圆弧齿厚	$s_{nm1}, s_{nm2}/\text{mm}$	20.83	表 33.1-27 (18)	11.86	表 33.1-27 (19)
24	安装距	$A_1, A_2/\text{mm}$		表 33.1-27 (14)		表 33.1-27 (15)
25	轮冠距	$A_{01}, A_{02}/\text{mm}$	$A_1 - 377.34$	表 33.1-27 (16)	$A_2 - 58.57$	表 33.1-27 (17)

(2) 摆线齿锥齿轮的图形及主要几何尺寸

1) 不修正分度锥角及小端齿顶无倒坡的摆线齿锥齿轮的图形和主要尺寸见图 33.1-39。

2) 修正分度锥角、小端齿顶倒坡时的摆线

齿锥齿轮的图形和主要尺寸见图 33.1-40。

3) 齿两端倒圆的圆角半径 r_c 由表 33.1-31 查得。

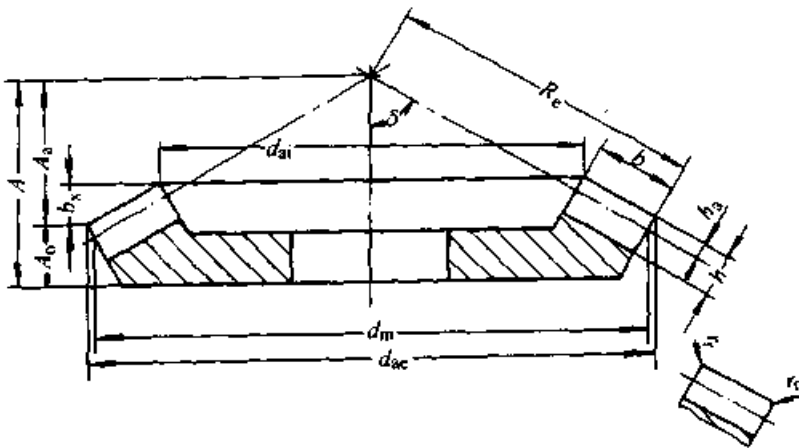


图 33.1-39 不修正分度锥角、齿顶无倒坡的摆线齿锥齿轮

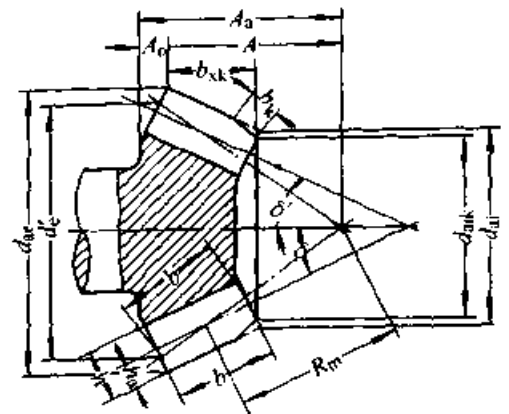


图 33.1-40 修正分度锥角、小端齿顶倒坡的摆线齿锥齿轮

表 33.1-31 齿端圆角半径 (mm)

m_n	1~2	2~3.5	3.5~5	5~6	6~7	7~9
r_f	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
m_n	9~10	10~13	13~14	14~16	16~19	19~25
r_f	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0

6 弧齿准双曲面齿轮的几何设计

准双曲面齿轮副的小轮偏置，与锥齿轮比较：在大轮尺寸相同的情况下，小轮直径增大，两轮均可采用跨装支承，从而提高齿轮的强度和刚度，传动比大时效果更明显；小轮下偏可降低车辆的重心，增加舒适性；但齿面间的相对滑动较大，需要用极压润滑油，以防止齿面胶合和减少磨损。

本节采用国内外通用的格利森制进行弧齿准双曲面齿轮几何设计：运用格利森制的设计思想；采用经过实践考验的格利森制的一些数据。但是，各种手册中多年来一直沿用的格利森计算卡的数学模型比较陈旧，也不便于电算，本节作了改进：1) 将只适用于轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 的计算卡扩展为适用于 $\Sigma \neq 90^\circ$ 的弧齿准双曲面齿轮传动；2) 将格利森计算卡中一些近似而又并不十分简便的公式换成精确公式；3) 将比较零乱、不便于掌握的格利森计算卡改造成一有机整体，便于理解；4) 本节的计算卡便于电算。

6.1 弧齿准双曲面齿轮几何设计原理

6.1.1 分度锥面几何参数

(1) 保证两齿面在参考点共轭

确定两轮相对位置的参数为轴交角 Σ 和偏置距 E ；确定两轮相对运动参数为传动比 $i_{12} = z_2/z_1$ 。给定参考点 M ，过该点可以得到一对分度锥面（见图 33.1-3），它们由参考点分度圆半径 r_{m1} 和 r_{m2} 、分度锥角 δ_1 和 δ_2 、参考点螺旋角 β_1 和 β_2 等 6 个参数确定。

由表 33.1-35 初算求得： Σ 、 z_1 、 z_2 、 E 、 β_1 、 d_2 和 b_2 ；初值 δ_{20} 和 ϵ_0 。暂取外层迭代初值 $\delta_2 = \delta_{20}$ 得到

$$r_{m2} = (d_2 - b_2 \sin \delta_2) / 2 \quad (33.1-4)$$

为便于迭代求解引入辅助参数大轮偏离角

ϵ_0 。根据两齿面在参考点 M 共轭条件得到下面 3 个公式：

$$\delta_1 = \arcsin[(\cos \epsilon \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2)] \quad (33.1-5)$$

$$\beta_{12} = \arcsin(\sin \epsilon \sin \Sigma / \cos \delta_1) \quad (33.1-6)$$

$$r_{m1} = z_1 r_{m2} \cos \beta_2 / (z_2 \cos \beta_1) \quad (33.1-7)$$

以 $\epsilon = \epsilon_0$ 为内层迭代初值，由上 3 式求得 δ_1 、 β_{12} 、 $\beta_2 = \beta_1 - \beta_{12}$ 和 r_{m1} 。迭代计算误差为

$$\Delta E = \frac{\sin \beta_{12}}{\sin \Sigma} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1) - E \quad (33.1-8)$$

当 $|\Delta E| \leq 10^{-6}$ 时，内层迭代结束，否则按下式算出 ϵ 的新值：

$$\epsilon = \arcsin\left(\frac{E}{r_{m2} + r_{m1} \cos \delta_2 / \cos \delta_1}\right) \quad (33.1-9)$$

进行下一次计算。

内层迭代求得的分度锥面几何参数，可保证两轮齿面在参考点 M 共轭（两齿面相切于点 M ，在该点处瞬时传动比 $i_{12} = z_2/z_1$ ），但不能保证齿的工作面和非工作面啮合对称。

(2) 保证齿的两面啮合对称

曲齿准双曲面齿轮，主动齿轮（一般为小齿轮）以齿的凹面与从动齿轮的凸面为承受较大载荷的工作面，代号为“i”；主动轮的凸面和从动轮的凹面为承受较小载荷的非工作面，代号为“e”。所谓齿的两面啮合对称，指的是一个齿的两面，接触区的位置、尺寸和形状相同。经证明，齿两面啮合对称必须满足以下 3 个条件：

1) 参考点处工作面“i”的压力角

$$\alpha_m = \alpha + \alpha_0 \quad (33.1-10)$$

非工作面“e”的压力角

$$\alpha_{nr} = \alpha - \alpha_0 \quad (33.1-11)$$

式中 $\alpha_0 = \arctan(-a_0/b_0)$ (33.1-12)

α 为基本齿廓齿形角平均值； α_0 为极限压力角； a_0 和 b_0 的计算公式见表 33.1-39 (10、11)。

通常 $\alpha_0 < 0$, $\alpha_{ni} < \alpha_{ne}$ 。齿轮基本齿廓的齿形角应等于或接近对应的理论压力角, 即加工从动大齿轮的内刀齿形角 $\alpha_i \approx \alpha_{ni}$, 外刀齿形角 $\alpha_e \approx \alpha_{ne}$ 。

2) 参考点处大轮齿两面齿线的平均曲率 K_0 等于极限法曲率 K_{jv} , 即

$$K_0 = K_{jv} \quad (33.1-13)$$

对于成形法加工的大轮 $K_0 = 1/r_0$ (r_0 为刀盘名义半径); 对于展成法加工的大轮, 格利森制也近似地取 $K_0 \approx 1/r_0$ 。选定初值 $\delta_2 = \delta_{20}$ 时, 不能保证 $K_0 = K_{jv}$, 曲率半径的差值为

$$\Delta\rho = 1/K_{jv} - r_0 \quad (33.1-14)$$

$$\text{式中 } K_{jv} = \frac{\cos\alpha_0}{\sin\beta_{12}} \left(\frac{\sin\delta_1 \cos\beta_2}{r_{m1}} - \frac{\sin\delta_2 \cos\beta_1}{r_{m2}} \right) - e_0 W \sin\alpha_0 \quad (33.1-15)$$

K_{jv} 为极限法曲率; 式中 e_0 和 W 的计算公式见表 33.1-39 (13、14)。

3) 参考点处大轮齿两面沿齿线方向的短程挠率相等, 即

$$\tau_{vi} = \tau_{ve}$$

对于成形法加工的大轮 $\tau_{vi} = \tau_{ve}$; 对于展成法加工的大轮, $\tau_{vi} \approx \tau_{ve}$ 。此条件自然得到保证。

(3) 分度锥面几何参数计算框图

图 33.1-41 所示, 取 $\delta_2 = \delta_{20}$ 为外层迭代初值; 先以 $\epsilon = \epsilon_0$ 为内层迭代初值, 当 $|\Delta E| \leq 10^{-6}$ 时得到 ϵ 终值, 算出 δ_1 、 β_{12} 、 β_2 和 r_{m1} 以及 α_0 和 K_{jv} 。当 $|\Delta\rho| \leq 5 \times 10^{-4}$ 时得到 δ_2 的终值。

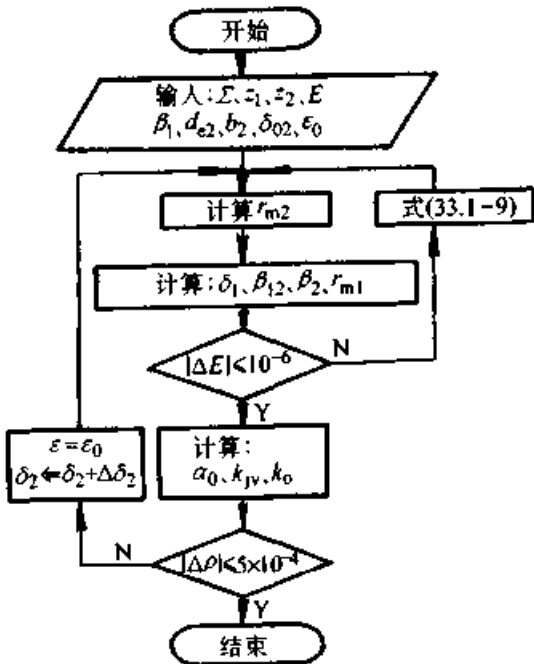


图 33.1-41 分度锥面几何参数计算框图

外层迭代后的分度锥面参数, 既保证齿两面在参考点 M 共轭, 又保证一个齿的两面啮合对称。

6.1.2 齿的变位和齿的收缩

(1) 齿的变位

按格利森制, 表 33.1-32 中列出大齿轮工作齿高系数 k_h 值; 表 33.1-33 列出 $z_1 \geq 21$ 时, 展成法加工的大轮齿顶高系数 k_a ; 表 33.1-34 列出 $z_1 < 21$ 且 $z_2/z_1 > 2$ 时的大轮齿顶高系数 k_a 。

表 33.1-32 工作齿高系数 k_h

小轮齿数 z_1	工作齿高系数 k_h	
	轿 车	昆 明 普 通
6	3.5	3.5
7	3.6	3.6
8	3.8	3.7
9	3.9	3.8
10	4.0	3.9
11	4.1	4.0
12 及更大	4.2	4.0

表 33.1-33 大轮齿顶高系数 k_a

(展成法加工且 $z_1 \geq 21$)

z_1/z_2	k_a	z_1/z_2	k_a
1.0	0.500	0.6	0.375
0.9	0.450	0.5	0.350
0.8	0.425	0.4	0.325
0.7	0.400	0.3	0.300

表 33.1-34 大轮齿顶高系数 k_a

(展成法或成形法加工, $z_1 < 21$ 且 $z_2/z_1 > 2$)

小轮齿数 z_1	k_a
6	0.110
7	0.130
8	0.150
9~20	0.170

大轮参考点工作齿高 $h'_{m2} = 0.5k_h m_n$

大轮参考点齿顶高 $h_{am2} = k_a h'_{m2}$

大轮参考点齿根高 $h_{fm2} = (1.15 - k_a) h'_{m2} + 0.05$

齿顶间隙 $c = 0.15h'_{m2} + 0.05$

采用高变位制, 由大轮尺寸计算出配对小齿轮的尺寸。由齿高可以换算出:

齿顶高系数 $h_a^* = 0.25k_h$

齿顶间隙系数 $c^* = 0.075k_h$

小轮的高变位系数 $x_1 = k_h (0.25 - 0.5k_h)$

与弧齿锥齿轮不同之处在于 h_a^* 和 c^* 随小轮齿数而变： $h_a^* = 0.875 \sim 1.050$ ； $c^* = 0.261 \sim 0.315$ 。小轮高变位系数 x_1 与小轮齿数有关，目的在于避免小齿轮根切；小轮齿数较多时还与传动比有关，主要目的是使两轮齿面磨损均匀。

(2) 齿的收缩

准双曲面齿轮沿齿宽方向等顶隙，即齿轮的齿顶角等于配对齿轮的齿根角： $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ ； $\theta_{a2} = \theta_{f1}$ 。

标准收缩时齿根角由下2式求得：

$$\theta_{f2} = \arctan (h_{fm2}/R_{m2})$$

$$\theta_{f1} \approx \theta_{a2} = \arctan (h_{am2}/R_{m2})$$

式中 R_{m2} 为大轮参考点分度锥距。

由于大轮用双面法加工，标准收缩会导致沿分度锥母线大轮齿厚收缩过快，小轮小端齿槽过窄，使刀尖圆角半径小，刀具寿命短，齿轮强度差。此时可采用双重收缩，两轮齿根角之和 $\sum \theta_D$ (°) 为：

$$\sum \theta_D = \frac{176}{z_2 \tan \alpha} \left(\frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_2} - \frac{r_{m2} \tan \beta_2}{r_o} \right)$$

这样可以缓解齿厚的过分收缩，增大小轮小端槽宽。但是采用此法有时齿高的收缩过快，需要采取一种介于普通收缩和双重收缩之间的倾斜齿根线收缩。格利森制按下面两式确定齿高收缩系数：

$z_1 < 12$ 时， $K_\theta = 0.02z_1 + 1.05$

$z_1 \geq 12$ 时， $K_\theta = 1.3$

倾斜齿根线收缩齿根角之和为

$$\sum \theta_{sk} = K_\theta (\theta_{f2} + \theta_{f1})$$

非标准收缩时，取 $\sum \theta_D$ 和 $\sum \theta_{sk}$ 中小者为齿根角之和，即

$$\sum \theta_f = \min (\sum \theta_D, \sum \theta_{sk})$$

大轮的齿顶角和齿根角分别为

$$\theta_{a2} = K_s \sum \theta_f$$

$$\theta_{f2} = \sum \theta_f - \theta_{a2}$$

6.1.3 轮坯尺寸

求得分度锥面几何参数、大轮齿顶角、齿根角和齿高，根据大端锥距和分度圆直径，可以很方便地算出大齿轮的全部尺寸。根据大齿轮尺寸和等顶隙啮合，可以确定小齿轮的尺寸。

(1) 小齿轮的顶锥角 δ_{a1} 和根锥角 δ_{f1}

小齿轮的顶锥面应与无顶隙时的大轮根锥面相切；根据等距共轭曲面原理，过大轮参考点

M 作一对与大轮根锥面等距及与小轮顶锥面等距的锥面，求得大轮等距锥面的偏离角 ϵ_f ，从而求得小轮等距锥面的锥角 δ_{a1} ，此即为小轮的顶锥角。同理，小轮无顶隙的根锥面应与大轮顶锥面相切，过参考点 M 作一对它们的等距共轭曲面，求出大轮等距锥面的偏离角 ϵ_a 和小轮根锥角 δ_{f1} 。上述各参数的计算公式详见表 33.1-39 (45~55)。

(2) 小轮大端顶圆直径和齿宽

图 33.1-42 上部为准双曲面齿轮的分度平面 T ， $\overline{O_1M}$ 为小轮分度锥母线； $\overline{O_2M}$ 为大轮分度锥母线。将两齿轮的分度锥面展开在分度平面上。如果准双曲面齿轮副为线接触，可求得啮合面与分度平面的交线；该交线过点 M 处的切线与 $\overline{O_2M}$ 的夹角为 θ_m ，可由下式求得：

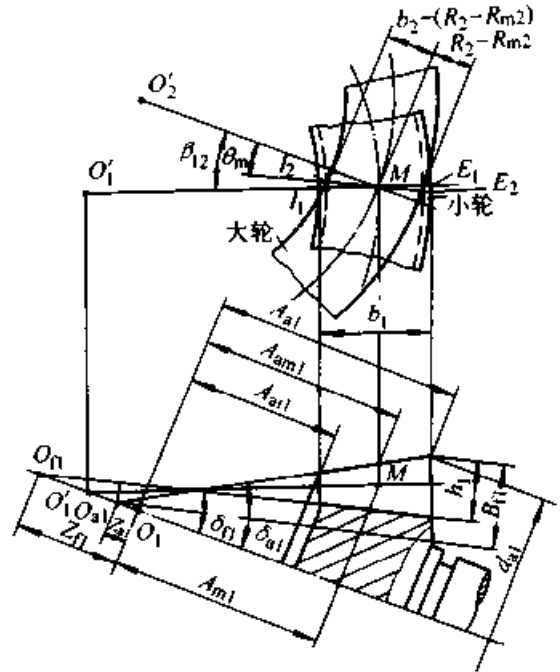


图 33.1-42 小轮顶圆直径和齿宽的确定

$$\theta_m = \arctan \left(\frac{\eta_2 \cos \beta_1}{\sin \beta_{12} \cos \beta_2} - \tan \beta_2 \right)$$

式中 $\eta_2 = \frac{1}{b_0} \left[\frac{\cos \alpha_{ni} (\cos \alpha_0 / r_0 - K_{\nu})}{W \sin (\alpha_{ni} - \alpha_0)} + e_0 \right]$

此切线与展开在 T 面上的大轮分度锥面两端分别交于点 I_2 和 E_2 。为充分利用大轮齿宽，小轮展开在 T 面上的分度锥面应包容 I_2 和 E_2 两点；并从两端略加宽相同值 Δb_1 ，在 $\overline{O_1M}$ 直线上得到 I_1 和 E_1 两点。由图 33.1-42 中的几何关系可得到

$$A_{a1} = A_{am1} + \frac{(R_2 - R_{m2}) \cos(\beta_{12} - \theta_m) \cos \delta_{a1}}{\cos \theta_m \cos(\delta_{a1} - \delta_1)} + \Delta b_1$$

$$A_{ai1} = A_{am1} - \frac{(R_{m2} - R_2 + b_2) \cos(\beta_{12} - \theta_m) \cos \delta_{a1}}{\cos \theta_m \cos(\delta_{a1} - \delta_1)} - \Delta b_1$$

式中 $A_{am1} = A_{m1} - h_{am1} \sin \delta_{a1}$
 $h_{am1} = h_{m2} - C$
 $A_{m1} = l(\sin \delta_1 + \sin \delta_2 \cos \Sigma) / \sin^2 \Sigma - r_{m1} \tan \delta_1$
 $l = r_{m1} / \cos \delta_1 + r_{m2} / \cos \delta_2$
 $\Delta b_1 = h'_{m2} (1 - z_1/z_2) \sin \epsilon_j$
 小轮轴向齿宽 $b_{x1} = A_{a1} - A_{ai1}$
 小轮顶锥齿宽 $b_{a1} = b_{x1} / \cos \delta_{a1}$
 小轮大端顶圆直径 $d_{a1} = 2(Z_{a1} + A_{a1}) \tan \delta_{a1}$

小轮大端全齿高 (垂直于根锥母线度量)
 $h_1 = (Z_{a1} + A_{a1}) \sin(\delta_{a1} - \delta_{f1}) / \cos \delta_{a1} - (Z_{f1} - Z_{a1}) \sin \delta_{f1}$

6.2 弧齿准双曲面齿轮主要参数初算

6.2.1 齿轮主要参数初算表 (见表 33.1-35)

6.2.2 表 33.1-35 的说明

- 1) 大端参数代号的下标“e”，不会引起误会时可以略去。
- 2) 表 33.1-35(1) 无特殊要求时取 $\Sigma = 90^\circ$ 。
- 3) 表 33.1-35(2) i_{120} 为要求的传动比。
- 4) 表 33.1-35(6~9) 两轮齿数尽可能无公因数；实际传动比 $i_{12} = u$ 与要求传动比 i_{120} 的偏差值 Δi_{12} 应在允许范围内。

表 33.1-35 弧齿准双曲面齿轮主要参数初算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	原始参数	轴交角	$\Sigma / (^\circ)$	90
2		齿数比初值	u_0	$u_0 = i_{120}$ 3.9
3		大轮转矩	$T_2 / (N \cdot m)$	120
4	大轮大端分度圆直径	d_2 / mm	由图 33.1-17 查得	205
5	偏置距	E / mm	轿车, $E \leq 0.2 d_2$	34
			载重车, $E \approx 0.1 d_2$	
6	小轮齿数	z_1	$z_1 \geq 6$, 参考表 33.1-6 选取	11
7	大轮齿数	z_2	$z_2 = u_0 z_1$ (圆整)	43
8	齿数比	u	$u = z_2 / z_1$	3.909 1
9	传动比差值的百分比	Δi_{12}	$\Delta i_{12} = (u - u_0) / u_0 \times 100$	0.233 3
10	大轮大端端面模数	m_{12} / mm	$m_{12} = d_2 / z_2$	4.767 4
11	小轮参考点螺旋角	$\beta_1 / (^\circ)$	轿车: $\beta_1 = 50^\circ$	50
			载重汽车: $\beta_1 = 45^\circ$	
12	大轮分度锥角初值	$\delta_{20} / (^\circ)$	$\delta_{20} = \arctan [z_2 / (1.2 z_1)]$	72.934 7
13	大轮分度锥大端锥距初值	R_{20} / mm	$R_{20} = 0.5 d_2 / \sin \delta_{20}$	107.220 8
14	大轮齿宽	b_2 / mm	在 $b_2 \leq 0.3 R_{20}$ 和 $b_2 \leq 10 m_{12}$ 中取小值	30
15	大轮偏离角初值	$\epsilon_0 / (^\circ)$	$\epsilon_0 = \arcsin (2E / d_2)$	19.372 4

续表 33.1-35

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
16	大轮工作齿高系数	k_h	由表 33.1-32 查得	4.1
17	大轮齿顶高系数	k_a	由表 33.1-33 和表 33.1-34 查得	0.17
18	刀盘名义半径	r_0/mm	由表 33.1-36 查得	95.25
19	齿形角平均值	$\alpha/(^{\circ})$	由表 33.1-37 查得	19
20	最小法向齿侧间隙	j_{\min}/mm	由表 33.1-38 查得	0.15
21	最大法向齿侧间隙	j_{\max}/mm		0.20
22	小轮螺旋方向		由图 33.1-23 按主动轮转向确定	左旋
23	大轮螺旋方向		由图 33.1-23 按主动轮转向确定	右旋

5) 表 33.1-35 (18) 刀盘名义半径的选择见表 33.1-36。

表 33.1-36 刀盘名义半径的选择 (mm)

大轮分度圆直径 d_2	刀盘半径 r_0	大轮分度圆直径 d_2	刀盘半径 r_0
75~135	44.450	165~285	95.25
100~170	57.150	195~345	114.30
110~190	63.500	260~455	152.40
130~230	76.200	350~610	203.20
135~240	79.375	455~800	266.70

6) 表 33.1-35 (19) 基本齿廓平均齿形角 α 的选择见表 33.1-37。

表 33.1-37 基本齿廓平均齿形角

用途	$\alpha/(^{\circ})$	
一般工业用	$z_1 \geq 8$	21.25
	$z_1 < 8$	22.5
载重汽车、拖拉机	22.5	
轿车	19.0	

7) 表 33.1-35 (20) 法向齿侧间隙最大和最小值的选择见表 33.1-38。

表 33.1-38 法向齿侧间隙 (mm)

m_{t2}	$j_{\min} \sim j_{\max}$	m_{t2}	$j_{\min} \sim j_{\max}$
2.5	0.05~0.10	9	0.20~0.28
4.5	0.10~0.15	12	0.30~0.40
6	0.15~0.20	25	0.50~0.75

6.3 弧齿准双曲面齿轮几何参数计算

6.3.1 齿轮几何计算表 (见表 33.1-39)

6.3.2 弧齿准双曲面齿轮副参数表 (见表 33.1-40)

图 33.1-43 所示为 $\Sigma = 90^{\circ}$ 的弧齿准双曲面齿轮的图形和主要尺寸。

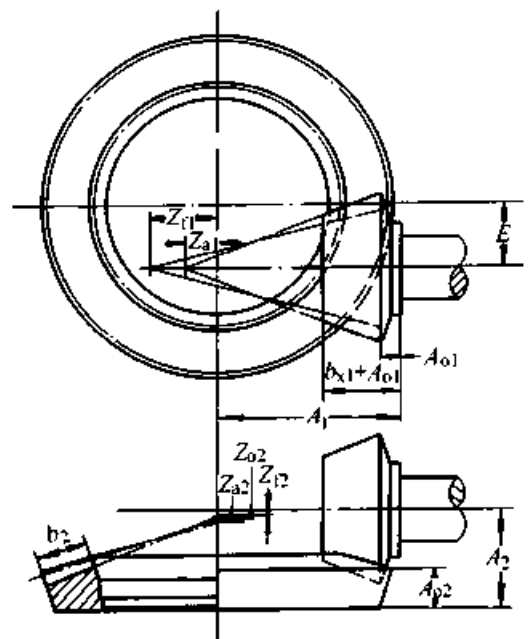


图 33.1-43 $\Sigma = 90^{\circ}$ 的弧齿准双曲面齿轮副的图形

6.4 弧齿准双曲面齿轮的当量齿轮和重合度

6.4.1 准双曲面齿轮的当量齿轮参数计算的特点
准双曲面齿轮重合度计算和强度计算,要用到法面当量齿轮和端面当量齿轮,与锥齿轮不同之处是:

表 33.1-39 弧齿准双曲面齿轮的几何计算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
分度锥面几何参数计算				
1	大轮分度锥角初值	$\delta_2 / (^{\circ})$	$\delta_2 = \delta_{20}$	72.934 7
2	大轮参考点分度圆半径	r_{m2}/mm	$r_{m2} = 0.5 (d_2 - b_2 \sin \delta_2)$	188.223 744
3	大轮偏离角初值	$\epsilon / (^{\circ})$	$\epsilon = \epsilon_0$	19.372 4
4	小轮分度锥角	$\delta_1 / (^{\circ})$	$\delta_1 = \arcsin(\cos \epsilon \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2)$	16.729 087
5	两轮参考点螺旋角差值	$\beta_{12} / (^{\circ})$	$\beta_{12} = \arcsin(\sin \epsilon \sin \Sigma / \cos \delta_1)$	21.220 500
6	大轮参考点螺旋角	$\beta_2 / (^{\circ})$	$\beta_2 = \beta_1 - \beta_{12}$	28.779 500
7	小轮参考点分度圆半径	r_{m1}/mm	$r_{m1} = z_1 r_{m2} \cos \beta_2 / (z_2 \cos \beta_1)$	30.773 984
8	偏置距计算误差	$\Delta E/\text{mm}$	$\Delta E = \sin \beta_{12} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1) / \sin \Sigma - E$ 当 $ \Delta E \leq 10^{-6}$ 时, 执行 (10)	-2.42×10^{-7}
9	大轮偏离角终值	$\epsilon / (^{\circ})$	$\epsilon = \arcsin[E / (r_{m2} + r_{m1} \cos \delta_2 / \cos \delta_1)]$ 返回 (4)	20.281 865
10		a_0/mm	$a_0 = r_{m1} \sin \beta_1 \sin \delta_2 - r_{m2} \sin \beta_2 \sin \delta_1$	10.210 660
11		b_0/mm	$b_0 = \cos \beta_{12} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1)$	87.564 296
12	极限压力角	$\alpha_0 / (^{\circ})$	$\alpha_0 = \arctan(-a_0/b_0)$	-6.651 085
13		e_0/mm	$e_0 = \sin \beta_{12} (r_{m1} \cos \delta_2 \tan \beta_2 + r_{m2} \cos \delta_1 \tan \beta_1)$	38.323 530
14		W/mm^{-2}	$W = \cos \beta_1 \cos \beta_2 / (r_{m1} r_{m2} \sin^2 \beta_{12})$	$1.583 9 \times 10^{-3}$
15	极限法曲率	K_{jv}/mm^{-1}	$K_{jv} = \cos \alpha_0 (\sin \delta_1 \cos \beta_2 / r_{m1} - \sin \delta_2 \cos \beta_1 / r_{m2}) / \sin \beta_{12} - e_0 W \sin \alpha_0$	$1.049 9 \times 10^{-2}$
16	曲率半径差	$\Delta \rho/\text{mm}$	$\Delta \rho = 1/K_{jv} - r_0$ 当 $ \Delta \rho \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 执行 (18)	-1.62×10^{-4}
17	大轮分度锥角终值	$\delta_2 / (^{\circ})$	$\delta_2 \leftarrow \delta_2 + \Delta \delta_2$ 返回 (2)	72.129 1
大 齿 轮 几 何 尺 寸				
18	参考点法向模数	m_n/mm	$m_n = 2r_{m2} \cos \beta_2 / z_2$	3.596 570

续表 33.1-39

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
大 齿 轮 几 何 尺 寸				
19	大轮大端分度锥距	R_2/mm	$R_2 = 0.5d_2/\sin\delta_2$	107.696 305
20	大轮参考点分度锥距	R_{m2}/mm	$R_{m2} = r_{m2}/\sin\delta_2$	92.696 305
21	大轮小端分度锥距	R_{i2}/mm	$R_{i2} = R_2 - b_2$	77.696 305
22	大轮参考点工作齿高	h'_{m2}/mm	$h'_{m2} = k_h m_n/2$	7.372 969
23	大轮参考点齿顶高	h_{am2}/mm	$h_{am2} = k_a h'_{m2}$	1.253 405
24	大轮参考点齿根高	h_{fm2}/mm	$h_{fm2} = (1.15 - k_a) h'_{m2} + 0.05$	7.275 509
25	标准收缩齿根角之和	$\sum\theta_s/(\circ)$	$\sum\theta_s = \arctan(h_{am2}/R_{m2}) + \arctan(h_{fm2}/R_{m2})$	5.262 492
26	双重收缩齿根角之和	$\sum\theta_D/(\circ)$	$\sum\theta_D = 176 (\sin\delta_2/\cos\beta_2 - r_{m2} \tan\beta_2 / r_{f1}) / (z_2 \tan\alpha)$	6.860 103
27	齿高收缩系数	k_g	$z_1 < 12$ 时, $k_g = 0.02z_1 + 1.06$	1.28
			$z_1 \geq 12$ 时, $k_g = 1.3$	
28	倾斜根线收缩齿根角之和	$\sum\theta_{sk}/(\circ)$	$\sum\theta_{sk} = k_g \sum\theta_s$	6.735 990
29	非标准收缩齿根角之和	$\sum\theta_f/(\circ)$	$\sum\theta_f = \min(\sum\theta_{sk}, \sum\theta_D)$	6.735 990
30	大轮齿顶角	$\theta_{a2}/(\circ)$	标准收缩, $\theta_{a2} = \arctan(h_{am2}/R_{m2})$	
			非标准收缩, $\theta_{a2} = k_s \sum\theta_f$	1.145 118
31	大轮齿根角	$\theta_{f2}/(\circ)$	标准收缩, $\theta_{f2} = \sum\theta_s - \theta_{a2}$	
			非标准收缩, $\theta_{f2} = \sum\theta_f - \theta_{a2}$	5.590 872
32	大轮大端齿顶高	h_{a2}/mm	$h_{a2} = h_{am2} + (R_2 - R_{m2}) \sin\theta_{a2}$	1.553 176
33	大轮大端齿根高	h_{f2}/mm	$h_{f2} = h_{fm2} - (R_2 - R_{m2}) \sin\theta_{f2}$	8.736 874
34	大轮大端全齿高	h_2/mm	$h_2 = h_{a2} + h_{f2}$	10.290 050
35	齿顶间隙	c/mm	$c = 0.15h'_{m2} + 0.05$	1.155 945
36	大轮顶锥角	$\delta_{a2}/(\circ)$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	73.274 218
37	大轮根锥角	$\delta_{f2}/(\circ)$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	66.538 228
38	大轮大端顶圆直径	d_{a2}/mm	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos\delta_2$	205.953 256
39		l/mm	$l = r_{m1}/\cos\delta_1 + r_{m2}/\cos\delta_2$	319.626 443
40	大轮参考点分度圆心至公垂线的距离	A_{n2}/mm	$A_{n2} = l (\sin\delta_2 + \sin\delta_1 \cos\Sigma) / \sin^2\Sigma - r_{m2} \tan\delta_2$	30.583 555

续表 33.1-39

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
大 齿 轮 几 何 尺 寸				
41	大轮分度锥顶至公垂线的距离	Z_{02}/mm	$Z_{02} = r_{m2}/\tan\delta_2 - A_{m2}$	- 2.137 536
42	大轮大端顶圆心至公垂线的距离	A_{a2}/mm	$A_{a2} = A_{m2} + (R_2 - R_{m2})\cos\delta_2 - h_{a2}\sin\delta_2$	33.708 418
43	大轮顶锥顶至公垂线的距离	Z_{a2}/mm	$Z_{a2} = Z_{02} - (R_{a2}\sin\theta_{a2} - h_{a2}\cos\theta_{a2})/\sin\delta_{a2}$	- 2.763 372
44	大轮根锥顶至公垂线的距离	Z_{f2}/mm	$Z_{f2} = Z_{02} + (R_{m2}\sin\theta_{f2} - h_{f2}\cos\theta_{f2})/\sin\delta_{f2}$	- 0.186 238
小 齿 轮 几 何 尺 寸				
45		Q_f/mm	$Q_f = R_{m2}\cos\theta_{f2}/\cos\delta_{f2} - Z_{f2}$	233.855 056
46		$\epsilon_{f1}/(^{\circ})$	$\epsilon_{f1} = \arctan[E/(Q_f\tan\Sigma)]$ 当 $\Sigma = 90^{\circ}$ 时 $\epsilon_{f1} = 0$	0
47		$\epsilon_{f2}/(^{\circ})$	$\epsilon_{f2} = \arcsin(E\tan\delta_{f2}\cos\epsilon_{f1}/Q_f)$	19.571 523
48		$\epsilon_f/(^{\circ})$	$\epsilon_f = \epsilon_{f1} + \epsilon_{f2}$	19.571 523
49	小轮顶锥角	$\delta_{a1}/(^{\circ})$	$\delta_{a1} = \arcsin(\cos\delta_{f2}\cos\epsilon_{f1}\sin\Sigma - \sin\delta_{f2}\cos\Sigma)$	22.032 617
50	小轮顶锥顶至公垂线的距离	Z_{a1}/mm	$Z_{a1} = (E\sin\epsilon_{f1}\cos\delta_{f2} - Z_{f2}\sin\delta_{f2} - c)/\sin\delta_{a1}$	9.461 813
51		Q_a/mm	$Q_a = R_{m2}\cos\theta_{a2}/\cos\delta_{a2} - Z_{02}$	324.168 577
52		$\epsilon_{a1}/(^{\circ})$	$\epsilon_{a1} = \arctan[E/(Q_a\tan\Sigma)]$ 当 $\Sigma = 90^{\circ}$ 时 $\epsilon_{a1} = 0$	0
53		$\epsilon_{a2}/(^{\circ})$	$\epsilon_{a2} = \arcsin(E\tan\delta_{a2}\cos\epsilon_{a1}/Q_a)$	20.427 685
54		$\epsilon_a/(^{\circ})$	$\epsilon_a = \epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}$	20.427 685
55	小轮根锥角	$\delta_{f1}/(^{\circ})$	$\delta_{f1} = \arcsin(\cos\delta_{a2}\cos\epsilon_{a1}\sin\Sigma - \sin\delta_{a2}\cos\Sigma)$	15.646 016
56	小轮根锥顶至公垂线的距离	Z_{f1}/mm	$Z_{f1} = (E\sin\epsilon_{a1}\cos\delta_{a2} - Z_{a2}\sin\delta_{a2} - c)/\sin\delta_{f1}$	18.189 903
57		η_2	$\eta_2 = \frac{1}{b_0} \left[\frac{\cos(\alpha + \alpha_0)(\cos\alpha_0/r_0 - K_{iv})}{W\sin\alpha} + e_0 \right]$	0.436 133
58		$\theta_m/(^{\circ})$	$\theta_m = \arctan\left(\frac{\eta_2\cos\beta_1}{\sin\beta_{12}\cos\beta_2} - \tan\beta_2\right)$	18.488 557
59	小轮参考点分度圆心至公垂线的距离	A_{m1}/mm	$A_{m1} = l(\sin\delta_1 + \sin\delta_2\cos\Sigma)/\sin^2\Sigma - r_{m1}\tan\delta_1$	82.753 757

续表 33.1-39

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
小 齿 轮 几 何 尺 寸				
60	小轮参考点齿顶高	h_{a01}/mm	$h_{a01} = h_{f02} - c$	6.119 564
61	小轮参考点齿根高	h_{f01}/mm	$h_{f01} = h_{a02} + c$	2.409 350
62		A_{a01}/mm	$A_{a01} = A_{a01} - h_{a01} \sin \delta_{a1}$	80.458 098
63	小轮大端顶圆心至公垂线的距离	A_{a1}/mm	$A_{a1} = A_{a01} + (R_2 - R_{n2}) \cos(\beta_{12} - \theta_m) \cdot \cos \delta_{a1} [\cos \theta_m \cos(\delta_{a1} - \delta_1)] + h'_{n2} \sin \varepsilon_f (1 - z_1/z_2)$	97.003 674
64	小轮小端顶圆心至公垂线的距离	A_{a1}/mm	$A_{a1} = A_{a01} - (b_2 + R_{n2} - R_2) \cos(\beta_{12} - \theta_m) \cos \delta_{a1} / [\cos \theta_m \cos(\delta_{a1} - \delta_1)] - h'_{n2} \sin \varepsilon_f (1 - z_1/z_2)$	63.912 523
65	小轮轴向齿宽	b_{x1}/mm	$b_{x1} = A_{a1} - A_{a1}$	33.091 150
66	小轮顶锥齿宽	b_{a1}/mm	$b_{a1} = b_{x1} / \cos \delta_{a1}$	35.698 172
67	小轮大端顶圆直径	d_{a1}/mm	$d_{a1} = 2(Z_{a1} + A_{a1}) \tan \delta_{a1}$	86.170 735
68	小轮大端全齿高 (垂直于根锥方向度量)	h_1/mm	$h_1 = (Z_{a1} + A_{a1}) \sin(\delta_{a1} - \delta_{f1}) / \cos \delta_{a1} - (Z_{f1} - Z_{a1}) \sin \delta_{f1}$	10.421 962

注： Z_{02} 、 Z_{a2} 和 Z_{f2} 为负值，表示大轮分度锥顶、顶锥顶和根锥顶在大轮与公垂线之间； Z_{a1} 和 Z_{f1} 为正，表示小轮顶锥顶和根锥顶在小轮与公垂线之外侧。

表 33.1-40 弧齿准双曲面齿轮副的几何参数

序号	名称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算 例	表号和序号	算 例	表号和序号
1	齿数	z_1, z_2	11	表 33.1-35 (6)	43	表 33.1-35 (7)
2	轴交角	$\Sigma / (^{\circ})$	90			表 33.1-35 (1)
3	大轮大端端面模数	m_{e2}/mm	4.767 4			表 33.1-35 (10)
4	平均齿形角	$\alpha / (^{\circ})$	19			表 33.1-35 (19)
5	偏置距	E/mm	34			表 33.1-35 (5)
6	大轮大端分度圆直径	d_2/mm	205			表 33.1-35 (4)
7	小轮轴向齿宽	b_{x1}/mm	33.09	表 33.1-39 (65)		
8	大轮齿宽	b_2/mm	30			表 33.1-35 (14)
9	螺旋方向		左旋	表 33.1-35 (22)	右旋	表 33.1-35 (23)
10	螺旋角	β_1, β_2	50°	表 33.1-35 (11)	28°46'46"	表 33.1-39 (6)
11	分度锥角	δ_1, δ_2	16°43'45"	表 33.1-39 (4)	72°7'45"	表 33.1-39 (17)

续表 33.1-40

序号	名称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算 例	表号和序号	算 例	表号和序号
12	顶锥角	δ_{n1}, δ_{n2}	22°1'57"	表 33.1-39 (49)	73°16'27"	表 33.1-39 (36)
13	根锥角	δ_{f1}, δ_{f2}	15°38'46"	表 33.1-39 (55)	66°32'18"	表 33.1-39 (37)
14	大端顶圆理论直径	$d_{a1}, d_{a2}/\text{mm}$	86.17	表 33.1-39 (67)	205.95	表 33.1-39 (38)
15	大端顶圆心至两轴公垂线的距离	$A_{a1}, A_{a2}/\text{mm}$	97.00	表 33.1-39 (63)	33.71	表 33.1-39 (42)
16	分度锥顶距	Z_{02}/mm			-2.14	表 33.1-39 (41)
17	顶锥顶距	$Z_{a1}, Z_{a2}/\text{mm}$	9.46	表 33.1-39 (50)	-2.76	表 33.1-39 (43)
18	根锥顶距	$Z_{f1}, Z_{f2}/\text{mm}$	18.19	表 33.1-39 (56)	-0.19	表 33.1-39 (44)
19	大轮大端齿顶高	h_{a2}/mm			1.55	表 33.1-39 (32)
20	大轮大端全齿高	h_2/mm			8.74	表 33.1-39 (34)
21	法向齿侧最小间隙	j_{min}/mm		0.15		表 33.1-35 (20)
22	法向齿侧最大间隙	j_{max}/mm		0.20		表 33.1-35 (21)

1) 啮合不对称要求对法面当量齿轮的啮合角进行修正, 即

$$\alpha'_{ni} = \alpha_i - \alpha_0$$

$$\alpha'_{ne} = \alpha_e + \alpha_0$$

下标“i”表示工作面(主动小轮的凹面, 从动大轮的凸面); 下标“e”表示非工作面(小轮凸面, 大轮凹面)。 α'_{ni} 和 α'_{ne} 分别为工作面与非工作面的啮合角; α_i 和 α_e 分别为基本齿廓工作面与非工作面的齿形角, 对于“克”制齿轮分别为加工大轮凸面内刀和凹面外刀的刀具齿形角。如果基本齿廓齿形角等于理论压力角, 即 $\alpha_i = \alpha_{ni}$, $\alpha_e = \alpha_{ne}$, 则 $\alpha'_{ni} = \alpha'_{ne} = \alpha$, 否则需要分别对“i”面和“e”面的某些参数进行计算。

2) 过参考点 M, 两齿轮的端面不重合, 进行接触强度和弯曲强度计算时, 近似地沿用克林根贝尔格标准 KN3030 的方法, 在过参考点 M 垂直于大轮分度锥母线的端面内计算端面当量齿轮。此时大轮的参数不变, 按下面方法确定假想小齿轮的参数:

①假想小齿轮分度锥角

$$\delta_{01} = \Sigma - \delta_2$$

②假想小齿轮参考点螺旋角

$$\beta_{01} = \beta_2$$

③假想小齿轮参考点分度圆直径

$$d_{n01} = 2r_{m2} \sin \delta_{01} / \sin \delta_2$$

④假想小轮齿数

$$Z_{01} = d_{n01} \cos \beta_{01} / m_n$$

6.4.2 准双曲面齿轮当量齿轮的参数和重合度计算 (见表 33.1-41)

7 摆线齿准双曲面齿轮的几何设计

摆线齿准双曲面齿轮与弧齿准双曲面齿轮同属一类, 具有相同的特点和性能, 差别仅在于前者为延伸外摆线等高齿, 后者为弧齿收缩齿, 但两者采用不同的几何设计方法。摆线齿准双曲面齿轮, 根据铣齿机不同又分为两种齿制: 奥利康制采用 CDS (Controlled Disk System) 软件进行几何设计; 克林根贝尔格制按该公司的 KN3029 标准进行几何设计。两种设计方法差别很大, 而且都存在一些缺点和不足之处, 例如, 两者均未引入极限法曲率概念, 对准双曲面齿轮啮合不对称问题概念不清; 数学模型缺乏严格的理论支持; 采用近似的几何设计及切齿调整计算方法, 难以对齿面接触区预控。

表 33.1-41 弧齿准双曲面齿轮当量齿轮参数和重合度计算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例		
				小齿轮	大齿轮	
1	分度锥刀具齿形角	i	$\alpha_i / (^\circ)$	$\alpha_i \approx \alpha_n = \alpha + \alpha_0$	12.348 915	
		e	$\alpha_e / (^\circ)$	$\alpha_e \approx \alpha_{nc} = \alpha - \alpha_0$	25.651 085	
2	法面当量齿轮啮合角	i	$\alpha'_n / (^\circ)$	$\alpha'_n = \alpha_i - \alpha_0$	19	
		e	$\alpha'_n / (^\circ)$	$\alpha'_n = \alpha_e + \alpha_{11}$	19	
3	小轮参考点端面模数	m_{m1} / mm	$m_{m1} = m_n / \cos \beta_1$	5.595 270		
4	大轮参考点端面模数	m_{m2} / mm	$m_{m2} = m_n / \cos \beta_2$	4.103 430		
法 面 当 量 齿 轮 参 数						
5	法面当量齿轮齿数	z_{vni}	$z_{vni} = z_i / (\cos \delta_i \cos^3 \beta_i)$	43.248 532	208.106 126	
6	法面当量齿轮分度圆直径	d_{vni} / mm	$d_{vni} = m_n z_{vni}$	155.546 378	748.468 278	
7	法面当量齿轮中心距	a_{vn} / mm	$a_{vn} = 0.5 (d_{vnl} + d_{vn2})$	452.007 328		
8	法面当量齿轮顶圆直径	d_{vna} / mm	$d_{vna} = d_{vni} + 2h_{am}$	167.785 506	750.975 088	
9	法面当量齿轮根圆直径	d_{vna} / mm	$d_{vna} = d_{vni} - 2h_{fm}$	150.727 678	733.917 259	
10	法面当量齿轮基圆直径	i	d_{vbi} / mm	$d_{vbi} = d_{vni} \cos \alpha'_n$	147.071 990	707.690 660
		e			147.071 990	707.690 660
11	法面当量齿轮啮合 线有效长度	i	g_{van} / mm	$g_{van} = 0.5 [(d_{vnl}^2 - d_{vbl}^2)^{0.5} + (d_{vn2}^2 - d_{vb2}^2)^{0.5}] - a_{vn} \sin \alpha'_n$	18.855 552	
		e			18.855 552	
12	法面当量齿轮重合度	i	ϵ_{vn}	$\epsilon_{vn} = g_{van} / (\pi m_n \cos \alpha'_n)$	1.764 943	
		e			1.764 943	
13	刀尖圆角半径	ρ_{at} / mm	$\rho_{at} = (0.12 \sim 0.24) m_{i2}$	0.6	1.2	
接触强度和弯曲强度计算的端面当量齿轮参数						
14	假想小齿轮分度锥角	$\delta_{01} / (^\circ)$	$\delta_{01} = \Sigma - \delta_2$	17.870 9		
15	假想小齿轮参考点螺旋角	$\beta_{01} / (^\circ)$	$\beta_{01} = \beta_2$	28.779 500		
16	假想小齿轮参考点分度圆直径	d_{m01} / mm	$d_{m01} = 2r_{m2} \sin \delta_{01} / \sin \delta_2$	56.892 037		
17	假想小齿轮齿数	z_{01}	$z_{01} = d_{m01} \cos \beta_{01} / m_n$	13.864 5		
18	大齿轮与假想小齿轮齿数比	u'	$u' = z_2 / z_{01}$	3.101 444		
19	端面当量齿数	z_{v1}	$z_{v1} = z_{01} / \cos \delta_{01}; z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$	14.567 378	140.122 989	
20	端面当量齿数比	u_v	$u_v = z_{v2} / z_{v1}$	9.618 957		
21	端面当量齿轮分度圆直径	d_{v1} / mm	$d_{v1} = d_{m01} / \cos \delta_{01};$	59.776216	574.984 870	
			$d_{v2} = 2r_{m2} / \cos \delta_2$			
22	端面当量齿轮中心距	a_v / mm	$a_v = 0.5 (d_{v1} + d_{v2})$	317.380 543		
23	端面当量齿轮顶圆直径	d_{va} / mm	$d_{va} = d_{v1} + 2h_{ma}$	72.015 345	577.491 679	

续表 33.1-41

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
24	端面当量齿轮端面压力角	i	$\alpha'_{vn}/(^{\circ})$	$\alpha'_{vn} = \arctan(\tan\alpha'_{n1}/\cos\beta_2)$	21.447 543
		e			21.447 543
25	端面当量齿轮基圆螺旋角	i	$\beta_{vb}/(^{\circ})$	$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_2\cos\alpha'_{vn})$	27.078 484
		e			27.078 484
26	端面当量齿轮基圆直径	i	d_{vb}/mm	$d_{vb} = d_n\cos\alpha'_{vn}$	55.636 877
		e			55.636 877
27	端面当量齿轮基圆齿距	i	p_{vb}/mm	$p_{vb} = \pi m_{n12}\cos\alpha'_{vn}$	11.998 618
		e			11.998 618
重 合 度					
28	端面当量齿轮端面重合度	i	ϵ_{va}	$\epsilon_{va} = \epsilon_{va}\cos^2\beta_{vb}$	1.399 218
		e			1.399 218
29	纵向重合度		$\epsilon_{v\beta}$	$\epsilon_{v\beta} = b_2\sin\beta_2/(\pi m_n)$	1.278 277
30	总重合度	i	$\epsilon_{v\gamma}$	$\epsilon_{v\gamma} = (\epsilon_{va}^2 + \epsilon_{v\beta}^2)^{0.5}$	1.895 205
		e			1.895 205

注：小轮取 $\rho_{m1} = 0.12 m_{n12}$ ，大轮取 $\rho_{m2} = 0.24 m_{n12}$ ；对于强度十分重要的齿轮，刀尖圆角半径应取实际值。

摆线齿准双曲面齿轮两种齿制的共同点是：采用连续分齿双面铣齿法；冠轮齿线为延伸外摆线。本节以这些共同点为基础，选两种齿制中较好的方法，对其缺点和不足之处加以改进，形成一种适用于两种齿制统一的摆线齿准双曲面齿轮几何设计新方法；但在这种新方法中也考虑到两种齿制的铣齿机不同、刀具结构及参数不同等特点。

7.1 摆线齿准双曲面齿轮几何设计原理

7.1.1 分度锥面几何参数计算

(1) 保证两齿面在参考点共轭

与弧齿准双曲面齿轮分度锥面几何计算相似，根据两齿面在参考点 M 共轭条件，在轴交角 Σ 、偏置距 E、传动比 i_{12} 以及参考点分度圆半径 r_{m1} 和 r_{m2} 、分度锥角 δ_1 和 δ_2 、参考点螺旋角 β_{m1} 和 β_{m2} 等 9 个参数中，存在 3 个关系式。不同之处是，摆线齿准双曲面齿轮给出大轮参考点螺旋角 β_{m2} ，而不是 β_{m1} ，计算公式略有区别。

由表 33.1-42 初算求得： Σ 、 z_1 、 z_2 、E、 β_{m2} 、大轮大端分度圆直径 d_{e2} 和 b_2 ；初值 δ_{20} 和

ϵ_0 。暂取外层迭代初值 $\delta_2 = \delta_{20}$ ；内层迭代初值 $\epsilon = \epsilon_0$ 。由式 (33.1-4) ~ 式 (33.1-6) 求得 r_{m2} 、 δ_1 和 β_{m12} (即式中 β_{12})。小轮参考点螺旋角

$$\beta_{m1} = \beta_{m2} + \beta_{m12} \quad (33.1-16)$$

由式 (33.1-7) 求得 r_{m1} ，由式 (33.1-8) 求得迭代计算误差 ΔE 。当 $|\Delta E| \leq 10^{-6}$ 时，内层迭代结束，否则按式 (33.1-9) 算出 ϵ 的新值进行下一次计算。

内层迭代求得的分度锥面几何参数，可保证两齿面在参考点 M 共轭，但不能保证齿的工作面和非工作面啮合对称。

(2) 保证齿的两面啮合对称

准双曲面齿轮主动小轮的凹面与配对大轮的凸面为工作面“i”，小轮的凸面与大轮的凹面为非工作面“e”。齿两面啮合对称条件 (见本章 6.1 节) 与极限压力角 α_0 和极限法曲率 K_{jv} 有关；而且要求大轮齿两面沿齿线方向的短程挠率 $\tau_{vi} = \tau_{ve}$ 。算例表明，无论用展成法或连续分齿无展成切入法加工都能得到 $\tau_{vi} \approx \tau_{ve}$ ，而 α_0 和 K_{jv} 值则与分度锥面几何参数有关，必须在几何

设计时加以考虑。

1) 齿面参考点的压力角

① 参考点处工作面“i”的压力角

$$\alpha_{ni} = \alpha + \alpha_0$$

② 参考点处非工作面“e”的压力角

$$\alpha_{ne} = \alpha - \alpha_0$$

加工“克”制摆线齿准双曲面齿轮时，刀轴不倾斜，刀具齿形角即为被加工齿轮的基本齿廓齿形角。加工大轮凸面的内刀和小轮凹面外刀齿形角 α_i 应等于或接近 α_{ni} ；加工大轮凹面的外刀和小轮凸面的内刀齿形角应等于或接近 α_{ne} 。

加工“奥”制准双曲面齿轮时，需要根据 α_{ni} 、 α_{ne} 值以及刀倾角和对产形轮分度锥角的修正，计算出刀具齿形角。

2) 全展成法冠轮的参数和冠轮齿线曲率

全展成法以冠轮 P 的产形面 Σ_4 展成齿轮 1 的齿面 Σ_1 ；冠轮 P 的产形面 Σ_3 展成齿轮 2 的齿面 Σ_2 。保证齿轮 1 和 2 啮合对称的条件为：产形轮 P 分别与齿轮 1、2 切齿啮合的极限压力角 α_{01} 和 α_{02} 等于齿轮 1 与 2 啮合的极限压力角 α_0 ，即

$$\alpha_{01} = \alpha_{02} = \alpha_0 \quad (33.1-17)$$

冠轮 P 分别与齿轮 1、2 切齿啮合极限法曲率 K_{jv1} 、 K_{jv2} 及齿轮 1 和 2 啮合的极限法曲率 K_{jv} ，等于冠轮参考点齿线曲率 K_0 ，即

$$K_{jv1} = K_{jv2} = K_{jv} = K_0 \quad (33.1-18)$$

由 $\alpha_{02} = \alpha_0$ 和 $K_{jv2} = K_{jv}$ 求得冠轮参考点的螺旋角 β_p 和冠轮分度圆半径 r_p ，即

$$\beta_p = \beta_{p2} + \beta_{m2} \quad (33.1-19)$$

$$r_p = R_{mp} = \frac{r_{m2} \sin \beta_{m2}}{\tan \alpha_0 \cos \beta_{p2} \cos \delta_2 + \sin \beta_p \sin \delta_2} \quad (33.1-20)$$

式中

$$\beta_{p2} = \arctan \left[\frac{-\tan \alpha_0 \cos^3 \beta_{m2}}{\tan \delta_2 - \frac{K_{jv} r_{m2} \sin \beta_{m2}}{\cos \alpha_0 \cos \delta_2} + \tan \alpha_0 \sin^3 \beta_{m2}} \right] \quad (33.1-21)$$

根据式 (33.1-18) 中 $K_{jv} = K_0$ 迭代求解齿轮分度锥面几何参数。 K_0 值由表 33.1-44 (18~30) 求得。

图 33.1-44 为分度平面上冠轮参数和刀位。

3) 半展成法齿两面啮合对称的条件 半展

成的大轮用连续分齿无展成切入法加工，大轮齿面为刀刃相对于大轮坯切削运动的轨迹曲面。小轮由与大轮相似的圆锥产形轮用对偶法展成。齿两面啮合对称的条件为

$$K_{jv} = K'_0 \approx K_0 \quad (33.1-22)$$

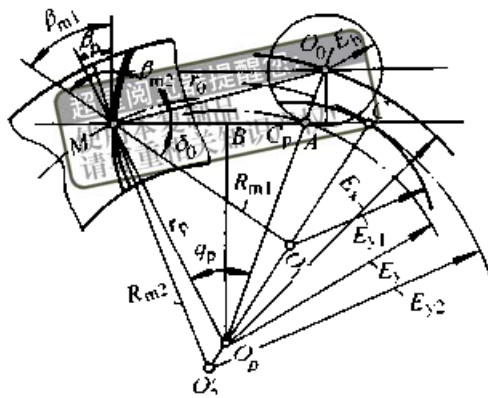


图 33.1-44 分度平面上冠轮参数和刀位

K'_0 为大轮齿两面齿线曲率的平均值。小轮虽用对偶法展成，经过切齿调整修正，圆锥产形轮已与大轮不一样，况且刀倾角还影响到 K'_0 值。这里采用与弧齿准双曲面齿轮相似的方法，将大轮的分度锥面展开到分度平面上，得到一个平面当量齿轮，取 $R_{mp} = r_p = R_{m2}$ (R_{m2} ——大轮参考点锥距) 和 $\beta_p = \beta_{m2}$ ，利用求冠轮齿线曲率的计算公式求出 K_0 值 [见表 33.1-45 (18~30)]。

采用本节的方法计算分度锥面几何参数，两种齿制都可保证齿面在参考点共轭；“克”制冠轮齿线为延伸外摆线，可保证齿两面啮合对称；“奥”制由于刀倾和产形轮分度锥角修正，齿线变异，齿的两面接触区略有差别，但接触质量好。

(3) 分度锥面几何计算框图

与图 33.1-41 相似，不同之处是给出 β_{m2} ，而不是 β_{m1} 。由内层迭代求得 δ_1 、 β_{m12} 、 β_{m1} 、 r_{m1} 、 α_0 、 K_{jv} 、 r_p 、 β_p 和 K_0 ；由外层迭代求得 δ_2 以及其他各参数的终值。

7.1.2 小轮齿宽

图 33.1-45 所示，冠轮 P 的分度平面过参考点 M 沿直线 \overline{MO}'_1 和 \overline{MO}'_2 与两轮分度锥面相切。 O'_1 和 O'_2 分别为两轮分度锥顶， O_p 为冠轮的回转中心。根据大轮参考点锥距 R_{m2} 和大轮齿宽 b_2 ，确定大轮大小端锥距 R_{s2} 和 R_{i2} 。将大轮分度锥面展开在冠轮分度平面上，其大小端圆周与分度平面母线交于点 E_p 和点 I_p ；与小轮分

度锥母线交于点 E_A 和 I_{Ac}

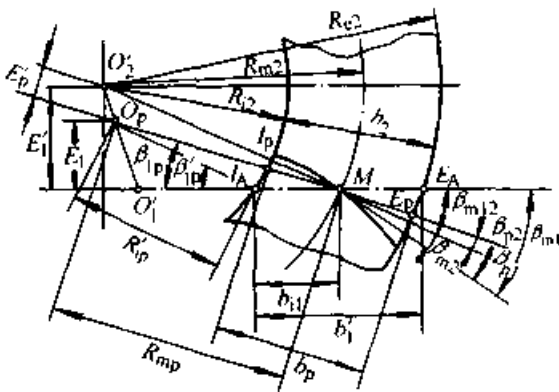


图 33.1-45 小轮齿宽的确定

冠轮齿宽

$$b_p = \overline{E_p I_p} = \sqrt{R_{e2}^2 - E_p'^2} - \sqrt{R_{i2}^2 - E_p'^2} \quad (33.1-23)$$

式中 $E_p' = R_{m2} \sin \beta_{p2}$

参考点 M 到冠轮小端的宽度

$$b_{ip} = \overline{M I_p} = \sqrt{R_{m2}^2 - E_p'^2} - \sqrt{R_{i2}^2 - E_p'^2} \quad (33.1-24)$$

小轮沿分度锥母线的理论宽度

$$b_1' = \overline{E_A I_A} = \sqrt{R_{e2}^2 - E_1'^2} - \sqrt{R_{i2}^2 - E_1'^2}$$

式中 $E_1' = R_{m2} \sin \beta_{m12}$

应将小轮适当加宽，小轮分度锥面齿宽

$$b_1 \approx b_1' + 3 m_n \tan \beta_{m12} \quad (33.1-25)$$

7.1.3 高变位系数

采用高变位的目的是首先是使小齿轮避免根切，此外应使两齿轮的齿面磨损均匀。

CDS 软件计算结果表明，“奥”制准双曲面齿轮选择高变位系数的准则与“奥”制锥齿轮相同。KN3029 标准中未给出“克”制准双曲面齿轮高变位系数选择的方法。按本章的方法比较容易计算法面当量齿轮齿顶和齿根的滑动率，建议按“克”制锥齿轮的准则选择高变位系数。

(1) “奥”制高变位系数选择准则

$$u \eta_{a1} + |\eta_{i1}| = \eta_{a2} + |u \eta_{i1}|$$

求 x_1 值的迭代计算公式见表 33.1-47 (1~12) 和 (13₀~17₀)。

(2) “克”制高变位系数选择准则

$$\eta_{a1} + |\eta_{i2}| = \eta_{a2} + |\eta_{i1}|$$

求 x_1 值的迭代计算公式见表 33.1-47 (1~

12) 和 (13_K~17_K)。

(3) 小轮无根切最小变位系数

由小轮易根切的小端来确定小轮无根切最小变位系数。

图 33.1-45 所示，冠轮小端与小轮小端对应点 I_p' 处的节圆半径

$$R'_{ip} = [(R_{mp} \cos \beta_{1p} - b_{i1})^2 + E_1'^2]^{0.5}$$

式中 $E_1' = R_{mp} \sin \beta_{1p}$

$$\beta_{1p} = \beta_{m1} - \beta_p$$

b_{i1} 由表 33.1-46 (29) 求得。

求出冠轮上点 I_p' 处的螺旋角 β'_{ip} [见表 33.1-47 (22)] 之后，由下式求得小轮小端节圆半径

$$r'_{i1} = z_1 R'_{ip} \cos \beta'_{ip} / (z_p \cos \beta'_{i1})$$

由冠轮上点 I_p' 的参数 R'_{ip} 、 β'_{ip} 、 $\delta_p = 90^\circ$ 及小轮对应接触点的参数 r'_{i1} 、 β'_{i1} 和 δ_1 ，确定小轮小端的极限压力角 α'_0 ，即

$$\alpha'_0 = \arctan \left(\frac{R'_{ip} \sin \beta'_{ip} \sin \delta_1 - r'_{i1} \sin \beta'_{i1}}{R'_{ip} \cos \delta_1 \cos \beta'_{ip}} \right)$$

式中 $\beta'_{i1p} = \beta'_{i1} - \beta'_{ip}$

小轮小端点 I_A 处法面当量齿轮工作面和非工作面的啮合角分别为

$$\alpha'_{i1} = \alpha_1 - \alpha'_0$$

$$\alpha'_{ie} = \alpha_e + \alpha'_0$$

按 α'_{i1} 和 α'_{ie} 中数值小者计算无根切的最小变位系数较安全，取

$$\alpha'_{min} = \min (\alpha'_{i1}, \alpha'_{ie})$$

根据小轮小端锥距 R_{i1} 和分度锥角 δ_1 求得小端分度圆半径

$$r_{i1} = R_{i1} \sin \delta_1$$

通常节圆半径 r'_{i1} 与分度圆半径 r_{i1} 不相等，切齿啮合时，小轮小端法面当量齿轮节圆与分度圆的分离值为

$$\Delta r = (r'_{i1} - r_{i1}) \cos \delta_1$$

小轮小端法面当量齿轮的齿数

$$z_{vni1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta'_{i1})$$

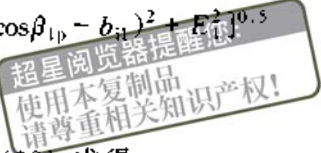
小轮小端法向模数

$$m_{ni1} = 2 r'_{i1} \cos \beta'_{i1} / z_1$$

1) “奥”制小轮无根切最小变位系数

$$x_{1min} = 0.833 h_{ai}^* - z_{vni1} \sin^2 \alpha_{min} / 2 + (r'_{i1} - r_{i1}) \cos \delta_1 / m_n$$

2) “克”制小轮无根切最小变位系数



$$x_{1min} = 1.1h_a^* - z_{vni1} m_{ni1} \sin^2 \alpha_{em} / (2m_n) + (r'_{i1} - r_{i1}) \cos \delta_1 / m_n$$

7.1.4 小轮分度锥角许用最大值

小轮用跨装支承时，需要检查铣刀盘是否会切坏小轮小端轴颈。用与本章 5.2 节类似的方法求得小轮分度锥角许用最大值 δ_{1max} ，即

$$\delta_{1max} = \arctan(\overline{BC}/\overline{AC})$$

式中 $\overline{BC} = 0.5(d_{m1} - d_2) - m_n(h_a^* + c^* - x_1 + 0.03)/\cos \delta_1$

$$\overline{AC} = A_z + A_{ni1} - A_1$$

$$A_{ni1} = \frac{l}{\sin^2 \Sigma} (\sin \delta_1 + \sin \delta_2 \cos \Sigma) - r_{ni1} \tan \delta_1$$

$$l = r_{ni1} / \cos \delta_1 + r_{ni2} / \cos \delta_2$$

A_1 为小轮安装距； d_2 为小轮小端轴颈的直径； A_z 为由小轮轴向安装基面到小端轴颈端面的距离。

小轮无轴颈时不用算 δ_{1max} 值。当 $\delta_1 < \delta_{1max}$ 时，勿需修正 δ_1 值。当 $\delta_1 > \delta_{1max}$ 时，必须改变原始参数，重新计算 δ_1 值，使其符合要求。

7.1.5 小轮齿顶变尖检查和齿顶倒坡

(1) 小轮齿顶变尖检查

齿的两面参考点处压力角不相等，使齿顶压力角也不相等。计算齿顶厚时可取参考点压力角（基本齿廓齿形角）平均值 α ，得到的齿顶压力角和齿顶厚半角均为齿两侧面的平均值。

1) 小轮小端法面当量齿轮的顶圆直径

$$d_{vani1} = m_{ni1} z_{vni1} + 2 [m_n (h_a^* + x_1) - (r'_{i1} - r_{i1}) \cos \delta_1]$$

2) 小轮小端齿顶压力角

$$\alpha_{vani1} = \arccos (m_{ni1} z_{vni1} \cos \alpha / d_{vani1})$$

3) 小轮小端法面当量齿轮节圆齿厚半角

$$\psi_{vni1} = \frac{1}{z_{vni1}} \left\{ \frac{\pi}{2} + \frac{m_n x_{i1}}{m_{ni1}} + \frac{2 \tan \alpha}{m_{ni1}} [m_n x_1 - (r'_{i1} - r_{i1}) \cos \delta_1] \right\}$$

4) 小轮小端法面当量齿轮齿顶厚半角

$$\psi_{vani1} = \psi_{vni1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{vani1}$$

5) 小轮小端法向齿顶厚

$$s_{ni1} = \psi_{vani1} d_{vani1}$$

一般要求 $s_{ni1} \geq 0.3m_n$ ，特殊情况下可允许

$$s_{ni1} \geq 0.2m_n$$

(2) 小轮齿顶倒坡

当 $s_{ni1} < 0.3m_n$ 时，需要对小轮齿顶小端倒坡，切去齿顶变尖部分。倒坡部分的顶锥角 δ_{sk} 和倒坡宽度 b_k 的计算方法与摆线齿锥齿轮相似（详见本章 5.3 节），公式中的压力角取平均值 α 。

7.1.6 刀盘干涉检查

当大齿轮分度锥角较大、刀盘名义半径又比较小时，会产生刀盘干涉，切坏大轮顶锥面，需要进行刀盘干涉检查。

图 33.1-46 所示，取刀盘切入齿的大端、大齿轮坯与冠轮切齿啮合起始位置，作为刀盘干涉的检查位置。刀顶面扩大后与大轮顶锥面大端相交于点 E ，与小端相交于点 I ；与刀轴的交点为 O ；与冠轮轴线的交点为 O'_p 。由大轮分度锥顶 O'_2 向刀顶面作垂线，垂足为 O''_2 。

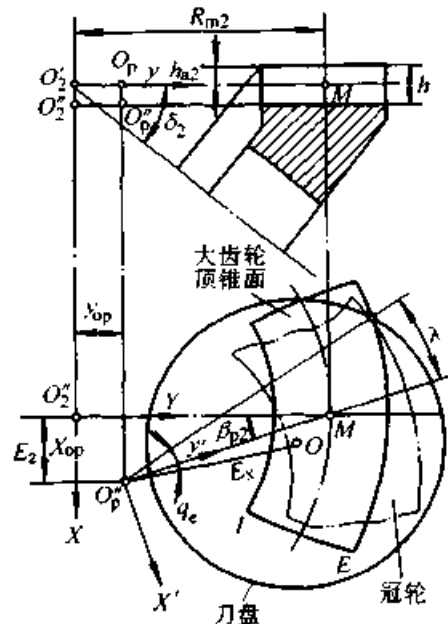


图 33.1-46 刀盘干涉检查

在刀顶面上的坐标系 $\sigma (O'_2xy)$ 里，大轮分度锥距为 R_{k2} ($k=i, e$) 处，刀顶面与大轮顶锥面的交点 K ($K=I, E$) 的坐标仍按本章 5.4 节的方法求得：

$$x_k = [2h (R_{k2} \tan \delta_2 + h_2) - (h / \cos \delta_2)^2]^{0.5}$$

$$y_k = R_{k2} - h \tan \delta_2$$

求大端交点 E 时，上 2 式中以下标 “e” 代换 “k”，求小端交点 I 时，以下标 “i” 代换 “k”。

冠轮由切入齿大端切齿啮合起始位置（图 33.1-46 所示位置）到参考点 M 切齿啮合位置，

所转过的角度 λ 可以近似地由下式求得：

$$\lambda = \frac{180}{\pi R_{ep}} \left(\frac{h_{a0} + x_1 m_n}{\tan \alpha_i} + h_{a0} \tan \alpha_i \right)$$

式中 $h_{a0} = m_n (h_a^* + c^*)$

R_{ep} 为冠轮大端锥距； α_i 为大轮凸面基本齿廓齿形角。

加工准双曲面齿轮与加工锥齿轮大轮不同之处是：在冠轮分度平面上，冠轮回转中心 O_p 与大轮分度锥顶 O'_2 不重合。

刀轴不倾斜时，刀顶面与冠轮分度平面平行。在刀顶面上取坐标系 σ' ($O'_p x' y'$)； $O'_p y'$ 轴与冠轮轴线所确定的平面过参考点 M 。

在 σ 坐标系里，点 O'_p 的坐标为

$$x_{0p} = E_2 = R_{mp} \sin \beta_{p2}$$

$$y_{0p} = R_{n2} - R_{mp} \cos \beta_{p2}$$

在 σ' 坐标系里，刀顶面与大轮顶锥面的交点 K ($K = I, E$) 的坐标为

$$x'_k = (x_k - x_{0p}) \cos \beta_{p2} + (y_k - y_{0p}) \sin \beta_{p2}$$

$$y'_k = - (x_k - x_{0p}) \sin \beta_{p2} + (y_k - y_{0p}) \cos \beta_{p2}$$

在 σ' 坐标系里，刀盘中心 O 的坐标为

$$x'_0 = E_x \sin (q_e - \lambda)$$

$$y'_0 = E_x \cos (q_e - \lambda)$$

刀盘中心 O 到点 K ($K = I, E; k = i, e$) 的距离

$$\overline{OK} = [(x'_k - x'_0)^2 + (y'_k - y'_0)^2]^{0.5}$$

不发生刀盘干涉的条件为

$$\overline{OE} < r_0 + h_{a0} \tan \alpha_i$$

$$\overline{OI} < r_0 + h_{a0} \tan \alpha_i$$

加工“奥”制齿轮时，刀盘主轴倾斜，刀倾角对刀盘干涉有影响，切齿调整时需要再次检查刀盘是否干涉。

7.1.7 齿形系数

几何设计阶段，需要确定小轮的切向变位系数 x_{t1} ，而大轮的切向变位系数 $x_{t2} = -x_{t1}$ 。确定 x_{t1} 的准则是，两法面当量齿轮工作面“i”的齿形系数相等。ISO/DIS 10300 标准中无准双曲面齿轮的强度计算，本节以克林根贝尔格标准 KN3029 为基础，经过改进，提出了摆线齿准双曲面齿轮齿形系数计算方法。采用的仍然是齿顶加载 30° 切线法，就其原理而言与 ISO/DIS 10300 标准中锥齿轮弯曲强度计算 B 法一致，但计算方法略有改变，采用了近似公式，避免了内层迭

代。

准双曲面齿轮齿的两侧压力角不同，经过修正之后，工作面与非工作面的啮合角 α'_{ni} 与 α'_{ne} 也不一定相等，因此不仅需要分别计算两齿轮的齿形系数，而且同一齿轮齿形角不相等时，还需分别计算齿两侧面的齿形系数。

图 33.1-47 所示，由冠轮齿的法截面直线齿廓展成法面当量齿轮齿廓。KN3029 标准中，考虑到啮合不对称，不用基本齿廓齿形角 α_i 和 α_c ，而用啮合角 α'_{ni} 和 α'_{ne} 确定冠轮与轮坯的切齿啮合线。图 33.1-47 中所示为齿廓危险截面点 T 与冠轮齿顶过渡圆弧啮合， r_{vn} 为法面当量齿轮分度圆半径， P_T 为瞬心。齿轮齿廓分度圆上点 A 与冠轮直线齿廓上点 A_p 共轭；当两齿廓在点 A 和 A_p 接触时， A 为瞬心。由点 A_p 到点 T 啮合时，冠轮齿廓相对于齿轮转过了 $\varphi_a + \varphi_b$ 角。

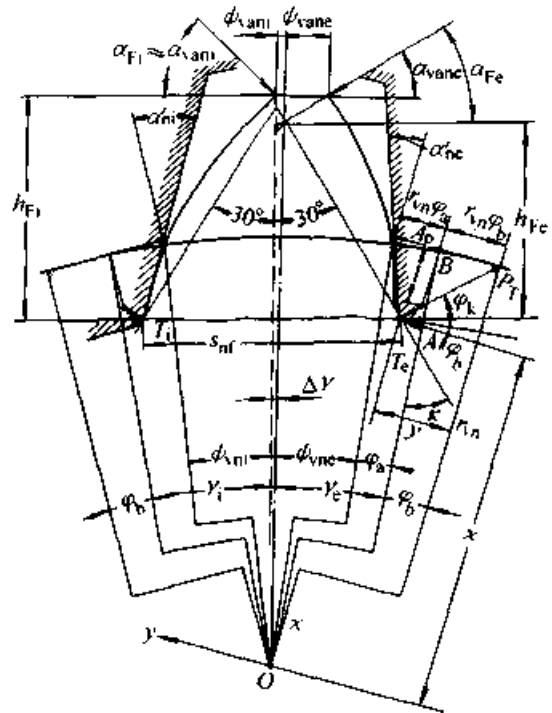


图 33.1-47 法面当量齿轮危险截面齿厚 s_{Fn} 和弯曲力臂 h_T

齿两侧分度圆齿厚半角 ψ_{vni} 和 ψ_{vne} 通常不相等。作齿两侧分度圆齿厚的划分线，当 $\alpha_i \neq \alpha_c$ 时，由该划分线确定的两侧齿顶厚半角 ψ_{vani} 和 ψ_{vane} 不相等；危险截面点两条 30° 切线的交点与法面当量齿轮中心连线也不与划分线重合，它们之间的夹角为 $\Delta\gamma$ 。

取右旋直角坐标系 σ ($Ox y$)， x 轴与 $\overline{OP_T}$ 重合。在 σ 里危险截面上点 T 的坐标由下 2 式

求得:

$$x = r_{v0} - I - \rho_{a0} \sin \theta \quad (33.1-26)$$

$$y = \varphi_b r_{v0} + \rho_{a0} \cos \theta \quad (33.1-27)$$

式中 $I = h_{a0} - \rho_{a0} \mp x_1 m_n \quad (33.1-28)$

$$\theta = \varphi_k + \varphi_b \quad (33.1-29)$$

$$\varphi_b = I / (r_{v0} \tan \theta) \quad (33.1-30)$$

$$\varphi_k = \gamma_m + 30^\circ \quad (33.1-31)$$

$$\gamma_m = 0.5 (\gamma_i + \gamma_e) \quad (33.1-32)$$

$$\psi_{v0} = \frac{m_n}{2r_{v0}} \left[\frac{\pi}{2} \pm (2x_1 \tan \alpha_{i,e} + x_{i1}) \right] \quad (33.1-33)$$

$$\gamma_{i,e} = \psi_{v0} + \varphi_a \quad (33.1-34)$$

$$\varphi_a = (I \sin \alpha'_n + \rho_{a0}) / (r_{v0} \cos \alpha'_n) \quad (33.1-35)$$

上面各式中双符号项, 小轮用上面符号, 大轮用下面符号, 下文约定与此相同。式 (33.1-33) 中, $\alpha_{i,e}$ 为基本齿廓齿形角, 工作面代入 α_i , 非工作面代入 α_e 。

θ 值可由式 (33.1-29) 和式 (33.1-30) 迭代求解, 但由于 φ_b 值较小可近似地取 $\varphi_b \approx \tan \varphi_b$, 由式 (33.1-30) 求得 φ_b , 即

$$\varphi_b = \left\{ [0.5 (1 + I/r_{v0}) \tan \varphi_k]^2 + I/r_{v0} \right\}^{0.5} - 0.5 (1 + I/r_{v0}) \tan \varphi_k \quad (33.1-36)$$

然后由式 (33.1-29) 求得 θ 值。

由图 33.1-47 得到危险截面齿厚

$$s_{F0} = 2 \left[x \sin (\gamma_m + 180 \varphi_b / \pi) - y \cos (\gamma_m + 180 \varphi_b / \pi) \right] \quad (33.1-37)$$

弯曲刀臂

$$h_F = \frac{m_n z_{v0} \cos \alpha'_n}{2 \cos \alpha_{Fi,e}} - y \sin (\gamma_m + 180 \varphi_b / \pi) - x \cos (\gamma_m + 180 \varphi_b / \pi) \quad (33.1-38)$$

式中工作面“i”和非工作面“e”载荷作用角 α_{Fi} 和 α_{Fe} , 由表 33.1-53 (12~15) 求得。

齿形系数

$$Y_F = \frac{6 (h_F / m_n) \cos \alpha_{Fi,e}}{(s_{F0} / m_n) \cos \alpha'_n} \quad (33.1-39)$$

7.1.8 齿廓危险截面点的曲率半径

冠轮法截面齿条展成法面当量齿轮时, 半径为 ρ_{a0} 的刀刃齿顶圆角展成法面当量齿轮的过渡曲线, 齿廓危险截面点的曲率半径为 ρ_F 。由齿轮啮合理论得到

$$-1/\rho_{a0} + 1/\rho_F = N_b^2 / \Psi_b$$

式中 $N_b = I / [\rho_{a0} \sin (\varphi_k + 180 \varphi_b / \pi)]$

$$\Psi_b = -\rho_{a0} N_b [1 + N_b + d_{v0} \sin (\varphi_k + 180 \varphi_b / \pi) / (2\rho_{a0} N_b)]$$

由上3式得到

$$\rho_F = \rho_{a0} / \{ 1 - N_b [1 + N_b + d_{v0} \sin (\varphi_k + 180 \varphi_b / \pi) / (2\rho_{a0} N_b)] \}$$

7.2 摆线齿准双曲面齿轮主要参数初算

7.2.1 齿轮主要参数初算表 (见表 33.1-42)

7.2.2 表 33.1-42 的说明

1) 表 33.1-42 至表 33.1-44 适用于奥利康制和克林根贝尔格制摆线齿准双曲面齿轮。

表 33.1-42 摆线齿准双曲面齿轮主要参数初算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	轴交角	$\Sigma / (^\circ)$		90
2	原始参数	齿数比理论值	u_0, i_{120}	4.1
3		小轮转速	$n_1 / (r/min)$	875
4		小轮转矩	$T_1 / (N \cdot m)$	250
5		大轮大端分度圆直径	d_{e2} / mm	
6	偏置距	E / mm	轿车: $E = (0.15 \sim 0.25) d_{e2}$ 载重汽车: $E = (0.1 \sim 0.15) d_{e2}$	20
7	大轮偏离角初值	$\epsilon_0 / (^\circ)$	$\epsilon_0 = \arcsin (2E/d_{e2}) \leq 1.4u_0 - 20/u_0 + 18.6$	11.537 0
8	大轮大端分度锥距初值	R_{e20} / mm	$R_{e20} = \frac{d_{e2} \sqrt{u_0^2 + 1}}{2u_0 \cos \epsilon_0}$	105.054 0

续表 33.1-42

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
9	大轮齿宽	b_2/mm	$b_2 \approx 0.29 R_{c20}$	30
10	大轮参考点螺旋角	$\beta_{m2}/(^{\circ})$	$\beta_{m2} \approx 30^{\circ}$	37.134 444
11	参考点法向模数初值	m_{n0}/mm	$m_{n0} \approx 0.1 b_2$	3
12	大轮分度锥角初值	$\delta_{20}/(^{\circ})$	$\delta_{20} = \arcsin\left(\frac{u_0 \cos \varepsilon_0}{\sqrt{u_0^2 + 1}}\right)$	72.155 467
13	小轮齿数	z_1	$z_1 = \frac{(d_{a2} - b_2 \sin \delta_{12}) \cos \beta_{m2}}{u_0 m_{n0}}$ (圆整) 浏览器提醒您取 10	11.112 0
14	大轮齿数	z_2	$z_2 = u_0 z_1$ (圆整) 应用本复制品 请尊重相关知识产权!	41
15	齿数比	u	$u = z_2/z_1$	4.1
16	传动比误差百分比	Δi_{12}	$\Delta i_{12} = \left(\frac{u - u_0}{u_0}\right) \times 100$	0

2) 表 33.1-42 选用了现有算例, 个别参数与推荐值不符, 如 E 值偏小; β_{m2} 值未圆整。新设计不受限制时, 应在推荐范围内取值。

3) 表 33.1-42 (5) 文献中未见到关于摆线齿准双曲面齿轮大轮大端分度圆直径 d_{a2} 的推荐值, 可参考同类产品和弧齿准双曲面齿轮推荐值取值。

4) 表 33.1-42 (13~16) 两轮齿数尽可

能无公因数; 实际传动比 $i_{12} = u$ 与要求传动比 i_{120} 的偏差值应在允许范围内。

7.3 摆线齿准双曲面齿轮几何计算

7.3.1 摆线齿准双曲面齿轮几何参数计算的原始参数

(1) 原始参数表 (见表 33.1-43)

表 33.1-43 摆线齿准双曲面齿轮几何计算的原始参数

序号	名称	代号/单位	说明	算例
1	轴交角	$\Sigma/ (^{\circ})$	见表 33.1-42 (1)	90
2	偏置距	E/mm	见表 33.1-42 (6)	20
3	小轮齿数	z_1	见表 33.1-42 (13)	10
4	大轮齿数	z_2	见表 33.1-42 (14)	41
5	大轮大端分度圆直径	d_{a2}/mm	见表 33.1-42 (5)	200
6	大轮齿宽	b_2/mm	见表 33.1-42 (9)	30
7	大轮参考点螺旋角	$\beta_{m2}/ (^{\circ})$	见表 33.1-42 (10)	37.134 444
8	基本齿廓平均齿形角	$\alpha/ (^{\circ})$	$\alpha = 20^{\circ}$	20
9	齿顶高系数	h_a^*	$h_a^* = 1$	1
10	顶隙系数	c^*	$c^* = 0.25$	0.25
11	法向齿侧间隙	j_n/mm	$j_n = 0.05 + 0.03 m_n$	0.15

续表 33.1-43

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
12	小轮螺旋方向		由图 33.1-23 按主动轮旋向确定	左旋
13	大轮螺旋方向		由图 33.1-23 按主动轮旋向确定	右旋
14	铣齿机型号			S17
15	大轮分度锥角初值	$\delta_{20}/(^{\circ})$	见表 33.1-42 (12)	72.155 467
16	大轮偏离角初值	$\epsilon_{11}/(^{\circ})$	见表 33.1-42 (7)	11.537 0
奥 利 康 制				
17 ₀	刀盘名义半径	r_0/mm	根据 m_n 值按图 33.1-38 和表 33.1-21 选取	13
18 ₀	刀齿组数	Z_0		
19 ₀	刀齿节点高	h_{s0}/mm		
20 ₀	小轮高变位系数	x_1	初值 $x_1 = 0.5$, 由表 33.1-47 (33) 得 终值	0.4
21 ₀	小轮切向变位系数	x_{t1}	初值 $x_{t1} = 0.1$, 由表 33.1-53 迭代得 终值	0.010 4
克 林 根 贝 尔 格 制				
17 _K	刀盘名义半径	r_0/mm	取 $m_p \approx m_n$, 根据铣齿机型号按图 33.1-36 和图 33.1-37 选取	
18 _K	刀齿组数	Z_0		
19 _K	刀齿模数	m_0/mm		
20 _K	小轮高变位系数	x_1	初值 $x_1 = 0.5$, 由表 33.1-47 (33) 得 终值	
21 _K	小轮切向变位系数	x_{t1}	初值 $x_{t1} = 0.1$, 由表 33.1-53 迭代得 终值	

(2) 表 33.1-43 的说明

1) 摆线齿准双曲面齿轮两种齿制, 刀盘参数和变位系数必须分别选择或计算, 序号下标“O”和“K”分别表示“奥”制和“克”制。

2) 表 33.1-43 (17_K~19_K) 由图 33.1-36 和图 33.1-37, 按参考点法向模数 m_n 、铣齿机型号, 选定刀盘名义半径 r_0 、刀齿组数 Z_0 和刀齿模数 m_0 。图中粗实线为标准范围, 粗点线为扩展范围。所选 m_0 应接近 m_n 。

3) 表 33.1-43 (17₀~19₀) 由图 33.1-38 和表 33.1-21, 根据参考点法向模数 m_n 选择 r_0 、 Z_0 和刀齿节点高 h_{s0}

7.3.2 摆线齿准双曲面齿轮分度锥面参数计算

(1) 全展成准双曲面齿轮计算

表 33.1-44 用于“奥”制和“克”制全展成

摆线齿准双曲面齿轮。

(2) 半展成准双曲面齿轮计算

表 33.1-45 适用于“奥”制半展成 (Spirac) 摆线齿准双曲面齿轮计算。

7.3.3 齿面刮伤、齿底留埂检查及小轮齿宽计算 (见表 33.1-46)

表 33.1-46 至表 33.1-54, 适用于两种齿制及全展成和半展成摆线齿准双曲面齿轮。

7.3.4 高变位系数计算和根切校核

(1) 高变位系数计算表 (见表 33.1-47)

(2) 表 33.1-47 的说明

1) 表 33.1-47 (13₀~17₀) 用于“奥”制准双曲面齿轮高变位系数计算。

2) 表 33.1-47 (13_K~17_K) 用于“克”制摆线齿准双曲面齿轮高变位系数计算。

3) 表 33.1-47 (33) 根据无根切最小变位系数 x_{1min} 最后选定高变位系数 x_1 值。

分度锥角。采用跨装支承、小端有轴颈时, 若 $\delta_1 > \delta_{1max}$ 需要重选原始参数计算, 以免铣坏小端轴颈。

7.3.5 小轮分度锥角检查和齿高计算 (见表 33.1-48)

小轮悬臂支承、小端无轴颈时, 勿需检查其

表 33.1-44 全展成摆线齿准双曲面齿轮分度锥面和冠轮参数计算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	大轮分度锥角初值	$\delta_2 / (^\circ)$	$\delta_2 = \delta_{20}$	72.155 467
2	大轮参考点分度圆半径	r_{n2} / mm	$r_{n2} = 0.5 (d_{12} - b_2 \sin \delta_2)$	85.735 221
3	参考点法向模数	m_n / mm	$m_n = 2 r_{n2} \cos \beta_{n2} / z_2$	3.334 143
4	刀齿方向角	$\delta_0 / (^\circ)$	$\delta_0 = \arcsin [m_n z_n / (2 r_n)]$	14.257 013
5	大轮偏离角初值	$\epsilon / (^\circ)$	$\epsilon = \epsilon_0$ (初值)	11.537
6	小轮分度锥角	$\delta_1 / (^\circ)$	$\delta_1 = \arcsin (\cos \epsilon \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2)$	17.588 496
7	参考点螺旋角差值	$\beta_{n12} / (^\circ)$	$\beta_{n12} = \arcsin (\sin \epsilon \sin \Sigma / \cos \delta_1)$	12.876 109
8	小轮参考点螺旋角	$\beta_{n1} / (^\circ)$	$\beta_{n1} = \beta_{n2} + \beta_{n12}$	50.010 553
9	小轮参考点分度圆半径	r_{n1} / mm	$r_{n1} = z_1 r_{n2} \cos \beta_{n2} / (z_2 \cos \beta_{n1})$	25.940 723
10	偏置距计算误差	$\Delta E / \text{mm}$	$\Delta E = \sin \beta_{n12} (r_{n1} \cos \delta_2 + r_{n2} \cos \delta_1) / \sin \Sigma - E$ 当 $ \Delta E \leq 10^{-6}$ 时, 执行 (12)	-3.8×10^{-7}
11	大轮偏离角终值	$\epsilon / (^\circ)$	$\epsilon = \arcsin [E / (r_{n2} + r_{n1} \cos \delta_2 / \cos \delta_1)]$ 返回 (6)	12.264 560
12		a_0 / mm	$a_0 = r_{n1} \sin \beta_{n1} \sin \delta_2 - r_{n2} \sin \beta_{n2} \sin \delta_1$	3.260 726
13		b_0 / mm	$b_0 = \cos \beta_{n12} (r_{n1} \cos \delta_2 + r_{n2} \cos \delta_1)$	87.492 214
14	极限压力角	$\alpha_0 / (^\circ)$	$\alpha_0 = \arctan (-a_0 / b_0)$	-2.134 354
15		e_0 / mm	$e_0 = \sin \beta_{n12} (r_{n1} \cos \delta_2 \tan \beta_{n2} + r_{n2} \cos \delta_1 \tan \beta_{n1})$	23.066 450
16		W / mm^{-2}	$W = \cos \beta_{n1} \cos \beta_{n2} / (r_{n1} r_{n2} \sin^2 \beta_{n12})$	$4.638 837 \times 10^{-3}$
17	极限法曲率	K_{jv} / mm^{-1}	$K_{jv} = \cos \alpha_0 (\sin \delta_1 \cos \beta_{n2} / r_{n1} - \sin \delta_2 \cos \beta_{n1} / r_{n2}) / \sin \beta_{n12} - e_0 W \sin \alpha_0$	$1.366 388 \times 10^{-2}$
18	冠轮与大轮参考点螺旋角之差	$\beta_{12} / (^\circ)$	$\beta_{12} = \arctan \{ -\tan \alpha_0 \cos^3 \beta_{n2} / [\tan \delta_2 - \frac{K_{jv} r_{n2} \sin \beta_{n2}}{\cos \alpha_0 \cos \delta_2} + \tan \alpha_0 \sin^3 \beta_{n2}] \}$	1.389 429
19	冠轮参考点螺旋角	$\beta_v / (^\circ)$	$\beta_v = \beta_{12} + \beta_{n2}$	38.523 873

续表 33.1-44

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
20	冠轮锥距、分度圆半径	$R_{m2}, r_p/\text{mm}$	$R_{m2} = r_p = r_{m2} \sin \beta_{m2} / (\tan \alpha_n \cos \beta_{m2} \cos \delta_2 + \sin \beta_p \sin \delta_2)$	89.115 159
21		$\beta_{1p}/(^{\circ})$	$\beta_{1p} = \beta_{m1} - \beta_p$	11.486 680
22		E_1/mm	$E_1 = r_p \sin \beta_{1p}$	17.746 404
23		E_2/mm	$E_2 = -r_p \sin \beta_{12}$	-2.160 840
24	刀位	E_x/mm	$E_x = [r_p^2 + r_0^2 - 2r_p r_0 \sin(\beta_p - \delta_0)]^{0.5}$	96.122 211
25		$\Delta_p/(^{\circ})$	$\Delta_p = \arcsin[(r_0 \cos \delta_0 - r_p \sin \beta_p)/E_x]$	18.051 229
26	冠轮齿数	z_p	$z_p = 2r_p \cos \beta_p / m_n$	41.821 319
27		i_{p0}	$i_{p0} = z_n / z_p$	0.310 846
28	刀盘滚圆半径	E_b/mm	$E_b = E_x i_{p0} / (1 + i_{p0})$	22.793 847
29		r_{cb}/mm	$r_{cb} = r_0 \cos \delta_0 - E_b \sin \Delta_p$	78.226 602
30	参考点冠轮齿线曲率	K_n/mm^{-1}	$K_n = \frac{1}{r_{cb}} \left[1 + \frac{E_b \sin \Delta_p}{r_{cb}(1 + i_{p0})} \right]$	$1.366\ 388 \times 10^{-2}$
31	参考点冠轮齿线曲率半径与极限法曲率半径之差	$\Delta\rho/\text{mm}$	$\Delta\rho = 1/K_n - 1/K_n$ $ \Delta\rho > 5 \times 10^{-4}$ 时, $\delta_2 \leftarrow \delta_2 + \Delta\delta_2$ 返回(2)	-1.7×10^{-6}
32	大轮分度锥角终值	$\delta_2/(^{\circ})$	$ \Delta\rho \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 外层迭代结束	71.986 797
33	工作面理论压力角	$\alpha_{n1}/(^{\circ})$	$\alpha_{n1} = \alpha + \alpha_0$	17.865 646
34	非工作面理论压力角	$\alpha_{n2}/(^{\circ})$	$\alpha_{n2} = \alpha - \alpha_0$	22.134 354

注: 刀位 E_x 应在所用铣齿机的许用范围内。

表 33.1-45 奥利康半展成准双曲面齿轮分度锥面参数计算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	大轮分度锥角初值	$\delta_2/(^{\circ})$	$\delta_2 = \delta_{20}$	72.155 461
2	大轮参考点分度圆半径	r_{m2}/mm	$r_{m2} = 0.5 (d_{c2} - b_2 \sin \delta_2)$	85.737 332
3	参考点法向模数	m_n/mm	$m_n = 2r_{m2} \cos \beta_{m2} / z_2$	3.334 225
4	刀齿方向角	$\delta_0/(^{\circ})$	$\delta_0 = \arcsin [m_n z_n / (2r_0)]$	14.257 372
5	大轮偏离角初值	$\epsilon/(^{\circ})$	$\epsilon = \epsilon_0$	11.537 0
6	小轮分度锥角	$\delta_1/(^{\circ})$	$\delta_1 = \arcsin (\cos \epsilon \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2)$	17.614 035
7	参考点螺旋角差值	$\beta_{m12}/(^{\circ})$	$\beta_{m12} = \arcsin (\sin \epsilon \sin \Sigma / \cos \delta_1)$	12.875 842
8	小轮参考点螺旋角	$\beta_{m1}/(^{\circ})$	$\beta_{m1} = \beta_{m2} + \beta_{m12}$	50.010 286

续表 33.1-45

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	计算结果
9	小轮参考点分度圆半径	r_{m1}/mm	$r_{m1} = z_2 r_{m2} \cos \beta_{m2} / (z_2 \cos \beta_{m1})$	25.941 218
10	偏置距计算误差	$\Delta E/\text{mm}$	$\Delta E = \sin \beta_{m12} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1) / \sin \Sigma - E$ 当 $ \Delta E \leq 10^{-6}$ 时, 执行 (12)	-3.8×10^{-7}
11	大轮偏离角终值	$\epsilon/(\circ)$	$\epsilon = \arcsin [E / (r_{m2} + r_{m1} \cos \delta_2 / \cos \delta_1)]$ 返回 (6)	12.262 546
12		a_{11}/mm	$a_{11} = r_{m1} \sin \beta_{m1} \sin \delta_2 - r_{m2} \sin \beta_{m2} \sin \delta_1$	3.235 839
13		b_{11}/mm	$b_{11} = \cos \beta_{m12} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1)$	87.494 088
14	极限压力角	$\alpha_{11}/(\circ)$	$\alpha_{11} = \arctan (-a_{11}/b_{11})$	-2.118 034
15		W/mm^{-2}	$W = \cos \beta_{m1} \cos \beta_{m2} / (r_{m1} r_{m2} \sin^2 \beta_{m12})$	$4.638 8 \times 10^{-3}$
16		e_0/mm	$e_0 = \sin \beta_{m12} (r_{m1} \cos \delta_2 \tan \beta_{m2} + r_{m2} \cos \delta_1 \tan \beta_{m1})$	23.065 159
17	极限法曲率	K_{jv}/mm^{-1}	$K_{jv} = \cos \alpha_{11} (\sin \delta_1 \cos \beta_{m2} / r_{m1} - \sin \delta_2 \cos \beta_{m1} / r_{m2}) / \sin \beta_{m12} - e_0 W \sin \alpha_{11}$	$1.369 661 \times 10^{-2}$
18	大轮参考点锥距	R_{m2}/mm	$R_{m2} = r_{m2} / \sin \delta_2$	90.169 662
19	冠轮锥距、分度圆半径	$R_{mp}, r_p/\text{mm}$	$R_{mp} = r_p = R_{m2}$	90.169 662
20	冠轮参考点螺旋角	$\beta_p/(\circ)$	$\beta_p = \beta_{m2}$	37.134 444
21		$\beta_{1p}/(\circ)$	$\beta_{1p} = \beta_{m12}$	12.875 842
22		E_1/mm	$E_1 = R_{mp} \sin \beta_{1p}$	20.093 327
23		E_2/mm	$E_2 = R_{mp} \sin (\beta_p - \beta_{m2})$	0
24	刀位	E_x/mm	$E_x = [R_{mp}^2 + r_0^2 - 2R_{mp} r_0 \sin (\beta_p - \delta_0)]^{0.5}$	98.514 342
25		$\Delta_p/(\circ)$	$\Delta_p = \arcsin [(r_0 \cos \delta_0 - R_{mp} \sin \beta_p) / E_x]$	18.252 524
26		z_p	$z_p = 2r_p \cos \beta_p / m_n$	43.119 561
27		i_{p0}	$i_{p0} = z_0 / z_p$	0.301 487
28	刀盘滚圆半径	E_b/mm	$E_b = i_{p0} E_x / (1 + i_{p0})$	22.820 678
29		r_{cb}/mm	$r_{cb} = r_n \cos \delta_{11} - E_b \sin \Delta_p$	78.141 967

续表 33.1-45

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
30	参考点冠轮齿线曲率	K_H/mm^{-1}	$K_H = \frac{1}{r_{cb}} \left[1 + \frac{E_b \sin \Delta_p}{r_{cb}(1+i_{p0})} \right]$	$1.369\ 661 \times 10^{-2}$
31	参考点冠轮齿线曲率半径与极限法曲率半径之差	$\Delta\rho/\text{mm}$	$\Delta\rho = 1/K_H - 1/K_{Hv}$ $ \Delta\rho > 5 \times 10^{-4}$ 时, $\delta_2 \Leftarrow \delta_2 + \Delta\delta_2$ 返回(2)	-1.9×10^{-6}
32	大轮分度锥角终值	$\delta_2/(\circ)$	$ \Delta\rho \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 外层迭代结束	71.960 741
33	工作面理论压力角	$\alpha_m/(\circ)$	$\alpha_m = \alpha + \alpha_0$	17.881 966
34	非工作面理论压力角	$\alpha_{m0}/(\circ)$	$\alpha_{m0} = \alpha - \alpha_0$	22.118 034

注: 刀位 E_x 应在所用铣齿机许用范围内。

表 33.1-46 大小端模数、齿面刮伤和齿底留埂检查及小轮齿宽

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
冠 轮 参 数				
1	基圆半径	E_y/mm	$E_y = E_x - E_b$	73.328 364
2	大轮参考点锥距	R_{m2}/mm	$R_{m2} = r_{m2}/\sin\delta_2$	90.154 098
3	大轮小端锥距	R_{c2}/mm	$R_{c2} = R_{m2} - 0.5b_2$	75.154 098
4	大轮大端锥距	R_{e2}/mm	$R_{e2} = R_{m2} + 0.5b_2$	105.154 098
5		E'_p/mm	$E'_p = R_{m2} \sin\beta_{p2}$	2.186 032
6	冠轮齿宽	b_p/mm	$b_p = (R_{e2}^2 - E_p'^2)^{0.5} - (R_{c2}^2 - E_p'^2)^{0.5}$	30.009 075
7	冠轮参考点至小端齿宽	b_{ip}/mm	$b_{ip} = (R_{m2}^2 - E_p'^2)^{0.5} - (R_{c2}^2 - E_p'^2)^{0.5}$	15.005 293
8	冠轮小端锥距	R_{ip}/mm	$R_{ip} = R_{mp} - b_{ip}$	74.109 867
9	冠轮大端锥距	R_{ep}/mm	$R_{ep} = R_{ip} + b_p$	104.118 941
10		$q_c/(\circ)$	$q_c = \arccos\left(\frac{R_{ep}^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R_{ep}E_x}\right)$	51.952 844
11		$q_i/(\circ)$	$q_i = \arccos\left(\frac{R_{ip}^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R_{ip}E_x}\right)$	60.628 876
12	冠轮大端螺旋角	$\beta_c/(\circ)$	$\beta_c = \arctan\left(\frac{R_{ep} - E_y \cos q_c}{E_y \sin q_c}\right)$	45.579 255
13	冠轮小端螺旋角	$\beta_i/(\circ)$	$\beta_i = \arctan\left(\frac{R_{ip} - E_y \cos q_i}{E_y \sin q_i}\right)$	30.833 841
14	冠轮大端法向模数	m_{nc}/mm	$m_{nc} = 2R_{ep} \cos\beta_c / z_p$	3.485 071
15	冠轮小端法向模数	m_{ni}/mm	$m_{ni} = 2R_{ip} \cos\beta_i / z_p$	3.043 184

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
冠 轮 参 数				
16	大小端法向模数检查	mm	要求 $m_n \geq m_n$	3.49 > 3.33
			要求 $m_{nc} > m_n$	3.49 > 3.04
小端齿面刮伤和齿槽底留埂检查				
17	工作面基本齿廓齿形角	$\alpha_1/(\circ)$	“奥”制 $\alpha_1 = \alpha_{n1}$; “克”制 $\alpha_1 \approx \alpha_{n1}$	17.865 646
18	非工作面基本齿廓齿形角	$\alpha_c/(\circ)$	“奥”制 $\alpha_c = \alpha_{nc}$; “克”制 $\alpha_c \approx \alpha_{nc}$	22.134 354
19	冠轮最大法向齿槽宽处的锥距	R_{yp}/mm	$R_{yp} = \left[\frac{(z_p - z_0)}{(z_p + z_0)} E_x^2 + r_0^2 \right]^{0.5}$	112.256 356 > R_{cp}
20	冠轮齿顶高	h_{a0}/mm	$h_{a0} = m_n(h_a^* + c^*)$	4.167 679
21		H_w/mm	$H_w = x_{t1} m_n + h_{a0}(\tan \alpha_1 + \tan \alpha_c)$	3.073 270
22		e_{fn1}/mm	$e_{fn1} = \pi E_y / z_p - H_w$	2.435 113
		e_{fn2}/mm	$e_{fn2} = e_{fn1} + 2x_{t1} m_n$	2.504 463
23		e_{fnc1}/mm	$e_{fnc1} = \pi m_{nc} / 2 - H_w$	2.401 067
		e_{fnc2}/mm	$e_{fnc2} = e_{fnc1} + 2x_{t1} m_n$	2.470 417
24		e_{fn1}/mm	$e_{fn1} = \pi m_n / 2 - H_w$	1.706 952
		e_{fn2}/mm	$e_{fn2} = e_{fn1} + 2x_{t1} m_n$	1.776 302
25	小端齿面无刮伤检查	mm	$(e_{fn})_{\min} > 0.2 m_n$	1.71 > 0.67
26	齿槽底不留埂检查	mm	$(e_{fn})_{\max} < 3.0(e_{fn})_{\min}$	2.50 < 5.13
小 轮 的 齿 宽 和 锥 距				
27		E'_1/mm	$E'_1 = R_{m2} \sin \beta_{m12}$	20.090 268
28	冠轮分度平面上的小轮齿宽	b'_1/mm	$b'_1 = (R_{d2}^2 - E_1'^2)^{0.5} - (R_{d2}^2 - E_1'^2)0.5$	30.798 024
29	小轮参考点至小端齿宽	b_{d1}/mm	$b_{d1} = (R_{m2}^2 - E_1'^2)^{0.5} - (R_{d2}^2 - E_1'^2)0.5$	15.468 046
30	小轮齿宽	b_1/mm	$b_1 \approx b'_1 + 3m_n \tan \beta_{m12}$	取 33
31	小轮两端齿宽加宽值	$\Delta b_1/\text{mm}$	$\Delta b_1 = 0.5(b_1 - b'_1)$	1.100 099
32	小轮参考点锥距	R_{m1}/mm	$R_{m1} = r_{m1} / \sin \delta_1$	85.845 696
33	小轮小端有效锥距	R_{d1}/mm	$R_{d1} = R_{m1} - b_{d1}$	70.377 650
34	小轮大端有效锥距	R_{e1}/mm	$R_{e1} = R_{d1} + b'_1$	101.175 674

表 33.1-47 高变位系数计算和根切校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
高 变 位 系 数				
1	小轮端面当量齿轮基圆螺旋角	$\beta_{vb1}/(^{\circ})$	$\beta_{vb1} = \arcsin(\sin\beta_{m1}\cos\alpha)$	46.050 976
2	大轮端面当量齿轮基圆螺旋角	$\beta_{vb2}/(^{\circ})$	$\beta_{vb2} = \arcsin(\sin\beta_{m2}\cos\alpha)$	34.560 807
3	小轮法面当量齿轮齿数	z_{vn1}	$z_{vn1} = z_1 / (\cos^2\beta_{vb1}\cos\beta_{m1}\cos\delta_1)$	33.890 566
4	大轮法面当量齿轮齿数	z_{vn2}	$z_{vn2} = z_2 / (\cos^2\beta_{vb2}\cos\beta_{m2}\cos\delta_2)$	245.223 244
5	法面当量齿轮齿数和	$z_{vn\Sigma}$	$z_{vn\Sigma} = z_{vn1} + z_{vn2}$	279.113 809
6	高变位系数初值	x'_1	$x'_1 = 0.5$	0.5
7	法面当量小齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos\left[\frac{z_{vn1}\cos\alpha}{z_{vn1} + 2(h_a^* + x'_1)}\right]$	29.683 693
8	法面当量大齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van2}/(^{\circ})$	$\alpha_{van2} = \arccos\left[\frac{z_{vn2}\cos\alpha}{z_{vn2} + 2(h_a^* - x'_1)}\right]$	20.773 503
9	小轮齿顶滑动率	η_{a1}	$\eta_{a1} = \frac{z_{vn\Sigma}(\tan\alpha_{van1} - \tan\alpha)}{z_{vn2}\tan\alpha_{van1}}$	0.411 426
10	大轮齿顶滑动率	η_{a2}	$\eta_{a2} = \frac{z_{vn\Sigma}(\tan\alpha_{van2} - \tan\alpha)}{z_{vn1}\tan\alpha_{van2}}$	0.333 590
11	小轮齿根滑动率	η_{f1}	$\eta_{f1} = \frac{z_{vn\Sigma}(\tan\alpha - \tan\alpha_{van2})}{z_{vn\Sigma}\tan\alpha - z_{vn2}\tan\alpha_{van2}}$	-0.500 577
12	大轮齿根滑动率	η_{f2}	$\eta_{f2} = \frac{z_{vn\Sigma}(\tan\alpha - \tan\alpha_{van1})}{z_{vn\Sigma}\tan\alpha - z_{vn1}\tan\alpha_{van1}}$	-0.699 022
奥 利 康 制				
13 _O	大轮齿顶小轮齿根滑动系数之和	ξ_{20}	$\xi_{20} = \eta_{a2} + u \eta_{f1} $	2.385 955
14 _O	小轮齿顶大轮齿根滑动系数之和	ξ_{10}	$\xi_{10} = u\eta_{a1} + \eta_{f2} $	2.385 870
15 _O		$\Delta\xi_0$	$\Delta\xi_0 = \xi_{20} - \xi_{10}$ $ \Delta\xi_0 \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 执行(18)	8.52×10^{-5}
16 _O		$\Delta x'_1$	$\Delta x'_1 = (\xi_{20} - \xi_{10})\sin\alpha$	-1.7311×10^{-4}
17 _O	高变位系数计算值	x'_1	$x'_1 \leftarrow x'_1(1 + \Delta x'_1)$, 转向(7)	0.383 287
克 林 根 贝 尔 格 制				
13 _K	大轮齿顶小轮齿根滑动率之和	ξ_{2K}	$\xi_{2K} = \eta_{a2} + \eta_{f1} $	
14 _K	小轮齿顶大轮齿根滑动率之和	ξ_{1K}	$\xi_{1K} = \eta_{a1} + \eta_{f2} $	

续表 33-1-47

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
克林根贝尔格制				
15 _K		$\Delta \xi_K$	$\Delta \xi_K = \xi_{2K} - \xi_{1K}$ $ \Delta \xi_K \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 执行(18)	
16 _K		$\Delta x'_1$	$\Delta x'_1 = (\xi_{2K} - \xi_{1K}) \sin \alpha$	
17 _K	高变位系数计算值	x'_1	$x'_1 \leftarrow x'_1 (1 + \Delta x'_1)$, 转向(7)	
小轮小端无根切最小变位系数				
18	小轮小端对应点冠轮锥距	R'_{ip}/mm	$R'_{ip} = [(R_{np} \cos \beta_{ip} - b_{il})^2 + E_1^2]^{0.5}$	74.021 042
19		$q'_1/(\circ)$	$q'_1 = \arccos \left(\frac{R'_{ip} + E_1^2 - r_0^2}{2R'_{ip}E_1} \right)$	60.650 969
20	小轮小端对应点冠轮螺旋角	$\beta'_{ip}/(\circ)$	$\beta'_{ip} = \arctan \left(\frac{R'_{ip} - E_1 \cos q'_1}{E_1 \sin q'_1} \right)$	30.785 930
21	小轮与冠轮小端螺旋角之差	$\beta'_{ilp}/(\circ)$	$\beta'_{ilp} = \arcsin(E_1/R'_{ip})$	13.871 673
22	小轮小端螺旋角	$\beta'_{il}/(\circ)$	$\beta'_{il} = \beta'_{ip} + \beta'_{ilp}$	44.657 603
23	小轮小端节圆半径	r'_{il}/mm	$r'_{il} = z_1 R'_{ip} \cos \beta'_{ip} / (z_p \cos \beta'_{il})$	21.376 128
24	小轮切齿啮合小端极限压力角	$\alpha'_0/(\circ)$	$\alpha'_0 = \arctan \left[\frac{(R'_{ip} \sin \beta'_{ip} \sin \delta_1 - r'_{il} \sin \beta'_{il}) / (R'_{ip} \cos \delta_1 \cos \beta'_{ilp})}{r'_{il} \sin \beta'_{il}} \right]$	-2.988 402
25	小轮小端工作面切齿啮合角	$\alpha'_{il}/(\circ)$	$\alpha'_{il} = \alpha_1 - \alpha'_0$	20.854 047
26	小轮小端非工作面切齿啮合角	$\alpha'_{ie}/(\circ)$	$\alpha'_{ie} = \alpha_c + \alpha'_0$	19.145 953
27	小轮小端最小切齿啮合角	$\alpha'_{min}/(\circ)$	$\alpha'_{min} = \min(\alpha'_{il}, \alpha'_{ie})$	19.145 953
28	小轮小端法面当量齿轮齿数	z_{vnl}	$z_{vnl} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta'_{il})$	29.147 273
29	小轮小端分度圆半径	r_{il}/mm	$r_{il} = R_{il} \sin \delta_1$	21.266 612
30	小轮小端法向模数	m_{nl}/mm	$m_{nl} = 2r'_{il} \cos \beta'_{il} / z_1$	3.041 052
奥 利 康 制				
31 ₍₁₎	小端齿顶高系数	h_{al}^*	$h_{al}^* = m_n h_a^* / m_{nl}$	1.096 378
32 ₍₁₎	小轮无根切最小变位系数	x'_{1min}	$x'_{1min} = 0.833 h_{al}^* - z_{vnl} \sin^2 \alpha'_{min} / 2 + (r'_{il} - r_{il}) \cos \delta_1 / m_n$	-0.623 064
克林根贝尔格制				
31 _K	小轮无根切最小变位系数	x'_{1min}	$x'_{1min} = 1.1 h_{al}^* - z_{vnl} m_{nl} \sin^2 \alpha'_{min} / (2m_n) + (r'_{il} - r_{il}) \cos \delta_1 / m_n$	
33	小轮高变位系数取值	x_1	当 $x'_{1min} < x'_1$ 时, $x_1 \approx x'_1$ 当 $x'_{1min} > x'_1$ 时, $x_1 \approx x'_{1min}$	0.4

超星阅读器提醒
使用本书制品
请尊重相关知识产权

表 33.1-48 小轮分度锥角检查和齿高计算

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
小轮许用最大分度锥角				
1	小轮小端轴颈的直径	d_2/mm	由设计图取值	
2	小轮轴向安装基面至小端轴颈端面的距离	A_2/mm	由设计图取值	
3	小轮安装距	A_1/mm	由设计图取值	
4		l/mm	$l = r_{m1}/\cos\delta_1 + r_{m2}/\cos\delta_2$	304.461 272
5	小轮参考点分度圆心至两轴线公垂线的距离	A_{m1}/mm	$A_{m1} = l(\sin\delta_1 + \sin\delta_2\cos\Sigma)/\sin^2\Sigma - r_{m1}\tan\delta_1$	83.778 499
6	小轮许用最大分度锥角	$\delta_{1\max}/(^{\circ})$	$\delta_{1\max} = \arctan\{0.5(d_{m1} - d_2) - m_n(h_a^* + c^* - x_1 + 0.03)/\cos\delta_1\}/(A_2 + A_{m1} - A_1)\}$	
7	小轮分度锥角检查		当 $\delta_1 \leq \delta_{1\max}$ 时勿需修正 δ_1 值, 否则需调整原始参数	
齿顶高、齿根高和全齿高				
8	小轮齿顶高	h_{a1}/mm	$h_{a1} = m_n(h_a^* + x_1)$	4.667 800
9	大轮齿顶高	h_{a2}/mm	$h_{a2} = m_n(h_a^* - x_1)$	2.000 486
10	小轮齿根高	h_{f1}/mm	$h_{f1} = m_n(h_a^* + c^* - x_1)$	2.834 022
11	大轮齿根高	h_{f2}/mm	$h_{f2} = m_n(h_a^* + c^* + x_1)$	5.501 336
12	全齿高	h/mm	$h = m_n(2h_a^* + c^*)$	7.501 822

7.3.6 小轮齿顶变尖检查和齿顶倒坡

(1) 小轮齿顶变尖检查和齿顶倒坡计算表 (见表 33.1-49)

(2) 表 33.1-49 的说明

1) 表 33.1-49 (6) “奥”制规定 $s_{a1} > 0.2m_n$; “克”制规定 $s_{a1} \geq 0.3m_n$, 比较安全。

2) 表 33.1-49 (7~22) 当 s_{a1} 小于许用值时, 小轮小端必须倒坡, 切去齿顶变尖部分。由表中序号 (7~22) 的公式, 求出倒坡部分的顶锥角 δ_k 和倒坡宽度 b_k 。

7.3.7 刀盘干涉检查 (见表 33.1-50)

若发生刀盘干涉, 需要加大刀盘半径重算。“奥”制刀盘干涉还与刀倾角有关, 切齿调整时必须考虑到刀盘干涉对刀倾角的限制。

7.3.8 摆线齿准双曲面齿轮的几何尺寸 (见表 33.1-51)

7.4 摆线齿准双曲面齿轮的当量齿轮和重合度

准双曲面齿轮的重合度计算和强度计算, 需要用到法面当量齿轮和端面当量齿轮, 详见本章 6.4.1 节。计算公式见表 33.1-52。

7.5 摆线齿准双曲面齿轮的齿形系数

7.5.1 齿形系数计算表 (见表 33.1-53)

7.5.2 表 33.1-53 的说明

1) 表 33.1-53 为准双曲面齿轮法面当量齿轮齿形系数计算, 用于切向变位系数计算和轮齿弯曲强度计算。

表 33.1-49 小轮齿顶变尖检查和齿顶倒坡

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
小轮齿顶变尖检查				
1	小轮小端法面当量齿轮齿顶圆半径	$d_{v\text{ant}}/\text{mm}$	$d_{v\text{ant}} = m_{\text{nl}} z_{\text{vnl}} + 2[m_{\text{n}}(h_{\text{a}}' + x_1) - (r'_{\text{a1}} - r_{\text{a1}})\cos\delta_1]$	97.765 194
2	小轮小端齿顶压力角	$\alpha_{v\text{ant}}/(\circ)$	$\alpha_{v\text{ant}} = \arccos(m_{\text{nl}} z_{\text{vnl}} \cos\alpha / d_{v\text{ant}})$	31.573 609
3	小轮小端法面当量齿轮节圆齿厚半角	$\psi_{v\text{nt}}/\text{rad}$	$\psi_{v\text{nt}} = \frac{1}{z_{\text{vnt}}} \left\{ \frac{\pi}{2} - \frac{m_{\text{n}} z_{\text{vnt}}}{m_{\text{nl}} z_{\text{vnl}}} \frac{2 \tan\alpha}{\cos\alpha} \times [m_{\text{n}} x_1 - (r'_{\text{a1}} - r_{\text{a1}})\cos\delta_1] \right\}$	$6.437\ 818 \times 10^{-2}$
4	小轮小端法面当量齿轮齿顶厚半角	$\psi_{v\text{ant}}/\text{rad}$	$\psi_{v\text{ant}} = \psi_{v\text{nt}} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{v\text{ant}}$	$1.577\ 665 \times 10^{-2}$
5	小轮小端法向齿顶厚	s_{ant}/mm	$s_{\text{ant}} = \psi_{v\text{ant}} d_{v\text{ant}}$	1.542 408
6	小轮齿顶变尖检查		$s_{\text{ant}} \geq 0.3 m_{\text{n}}$ 当 $s_{\text{ant}} < 0.3 m_{\text{n}}$ 时, 小轮小端需要倒坡	$1.54 > 1.00$
小轮小端齿顶倒坡($s_{\text{ant}} < 0.3 m_{\text{n}}$ 时)				
7		K	$K = 0$ (初值)	
8	倒坡后小轮小端顶圆直径	$d_{v\text{ak}}/\text{mm}$	$d_{v\text{ak}} = d_{v\text{ant}} - 2 m_{\text{n}} K$	
9		$\alpha_{v\text{ak}}/(\circ)$	$\alpha_{v\text{ak}} = \arccos(m_{\text{nl}} z_{\text{vnl}} \cos\alpha / d_{v\text{ak}})$	
10		$\psi_{v\text{ak}}/(\circ)$	$\psi_{v\text{ak}} = \psi_{v\text{nt}} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{v\text{ak}}$	
11		s_{ak}/mm	$s_{\text{ak}} = \psi_{v\text{ak}} d_{v\text{ak}}$	
12		$\Delta s_{\text{ant}}/\text{mm}$	$\Delta s_{\text{ant}} = s_{\text{ak}} - 0.3 m_{\text{n}}$	
13			$\Delta s_{\text{ant}} > 0$ 或 $ \Delta s_{\text{ant}} \leq 10^{-3}$, 执行(15)	
14		K	$\Delta s_{\text{ant}} < 0$ 并且 $ \Delta s_{\text{ant}} > 10^{-3}$ 时, $K \leftarrow K + \frac{0.3 - s_{\text{ak}}/m_{\text{n}}}{2 \tan(\alpha_{v\text{ak}} - \psi_{v\text{ak}})}$ 返回(8)	
15	参考点法面当量小齿轮顶圆直径	$d_{v\text{ant}}/\text{mm}$	$d_{v\text{ant}} = m_{\text{n}} z_{\text{vnl}} + 2 m_{\text{n}} (h_{\text{a}}' + x_1)$	
16	参考点法面当量小齿轮齿顶压力角	$\alpha_{v\text{ant}}/(\circ)$	$\alpha_{v\text{ant}} = \arccos(m_{\text{n}} z_{\text{vnl}} \cos\alpha / d_{v\text{ant}})$	
17	参考点法面当量小齿轮分度圆齿厚半角	$\psi_{v\text{nt}}/\text{rad}$	$\psi_{v\text{nt}} = (\pi/2 + x_{\text{t1}} + 2 x_1 \tan\alpha) / z_{\text{vnl}}$	
18	参考点法面当量小齿轮齿顶厚半角	$\psi_{v\text{ant}}/\text{rad}$	$\psi_{v\text{ant}} = \psi_{v\text{nt}} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{v\text{ant}}$	
19	参考点法面当量小齿轮齿顶厚	s_{ant}/mm	$s_{\text{ant}} = \psi_{v\text{ant}} d_{v\text{ant}}$	
20	倒坡后小轮齿顶宽减少量	b'_k/mm	$b'_k = b_{\text{t1}} (0.3 m_{\text{n}} - s_{\text{ant}}) / (s_{\text{ant}} - s_{\text{ak}})$	
21	小轮倒坡部分的顶锥角	$\delta_{\text{ak}}/(\circ)$	$\delta_{\text{ak}} = \delta_1 + \arctan(K m_{\text{n}} / b'_k)$	
22	倒坡宽度	b_k/mm	$b_k = b'_k / \cos(\delta_{\text{ak}} - \delta_1)$	

表 33.1-50 刀盘干涉检查

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1		$\lambda/(\circ)$	$\lambda = \frac{180}{\pi R_{ep}} [(h_{a0} + x_1 m_n) / \tan \alpha_i + h_{a0} \tan \alpha_i]$	10.131 315
2	切入时刀盘中心横坐标	x'_0/mm	$x'_0 = E_x \sin(q_c - \lambda)$	64.095 496
3	切入时刀盘中心纵坐标	y'_0/mm	$y'_0 = E_x \cos(q_c - \lambda)$	71.632 721
4		x_c/mm	$x_c = [2h(R_{c2} \tan \delta_2 + h_{a2}) - (h / \cos \delta_2)^2]^{0.5}$	65.523 630
5		y_c/mm	$y_c = R_{c2} - h \tan \delta_2$	82.083 954
6		x_1/mm	$x_1 = [2h(R_{c2} \tan \delta_2 + h_{a2}) - (h / \cos \delta_2)^2]^{0.5}$	53.936 420
7		y_1/mm	$y_1 = R_1 - h \tan \delta_2$	52.083 954
8		x_{0p}/mm	$x_{0p} = E_2 $	2.160 840
9		y_{0p}/mm	$y_{0p} = R_{n2} - R_{n0} \cos \beta_{p2}$	1.065 141
10		x_{0c}/mm	$x_{0c} = x_c - x_{0p}$	63.362 789
11		y_{0c}/mm	$y_{0c} = y_c - y_{0p}$	81.018 813
12		x_{0i}/mm	$x_{0i} = x_1 - x_{0p}$	51.775 580
13		y_{0i}/mm	$y_{0i} = y_1 - y_{0p}$	51.018 813
14	刀顶面与大轮顶锥面大端交点 E 的横坐标	x'_e/mm	$x'_e = x_{0c} \cos \beta_{p2} + y_{0c} \sin \beta_{p2}$	65.308 682
15	刀顶面与大轮顶锥面大端交点 E 的纵坐标	y'_e/mm	$y'_e = -x_{0c} \sin \beta_{p2} + y_{0c} \cos \beta_{p2}$	79.458 588
16	刀顶面与大轮顶锥面小端交点 I 的横坐标	x'_i/mm	$x'_i = x_{0i} \cos \beta_{p2} + y_{0i} \sin \beta_{p2}$	52.997 447
17	刀顶面与大轮顶锥面小端交点 I 的纵坐标	y'_i/mm	$y'_i = -x_{0i} \sin \beta_{p2} + y_{0i} \cos \beta_{p2}$	49.748 373
18	距离 \overline{OE}	\overline{OE}/mm	$\overline{OE} = [(x'_e - x'_0)^2 + (y'_e - y'_0)^2]^{0.5}$	7.919 344
19	距离 \overline{OI}	\overline{OI}/mm	$\overline{OI} = [(x'_i - x'_0)^2 + (y'_i - y'_0)^2]^{0.5}$	24.537 551
20	刀盘无干涉的条件		$\overline{OE} < r_0 + h_{a0} \tan \alpha_i$	7.92 < 89.34
			$\overline{OI} < r_0 + h_{a0} \tan \alpha_i$	24.54 < 89.34

表 33.1-51 摆线齿准双曲面齿轮的几何尺寸

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	小轮大端分度圆直径	d_{e1}/mm	$d_{e1} = 2r_{m1} + 2(b_1 - b_{11} - \Delta b_1)\sin\delta_1$	61.863 219
2	小轮大端顶圆直径	d_{a1}/mm	$d_{a1} = d_{e1} + 2h_{a1}\cos\delta_1$	70.762 392
3	大轮大端顶圆直径	d_{a2}/mm	$d_{a2} = d_{e2} + 2h_{a2}\cos\delta_2$	201.237 245
4	小轮小端顶圆直径	d_{a1}/mm	$d_{a1} = d_{a1} - 2b_1\sin\delta_1$	50.767 546
5	大轮小端顶圆直径	d_{a2}/mm	$d_{a2} = d_{a2} - 2b_2\sin\delta_2$	144.178 128
6	大轮参考点分度圆心至两轴线公垂线的距离	A_{m2}/mm	$A_{m2} = l(\sin\delta_2 + \sin\delta_1\cos\Sigma)/\sin^2\Sigma - r_{m2}\tan\delta_2$	25.879 057
7	小轮大端分度圆心至两轴线公垂线的距离	A_{e1}/mm	$A_{e1} = A_{m1} + (b_1 - b_{11} - \Delta b_1)\cos\delta_1$	99.522 734
8	大轮大端分度圆心至两轴线公垂线的距离	A_{e2}/mm	$A_{e2} = A_{m2} + 0.5b_2\cos\delta_2$	30.517 599
9	小轮无倒坡时的轴向齿宽	b_{x1}/mm	$b_{x1} = b_1\cos\delta_1$	31.537 842
10	小轮倒坡后的轴向齿宽	b_{xK}/mm	$b_{xK} = b_{x1} - Km_a\sin\delta_1$	
11	大轮轴向齿宽	b_{x2}/mm	$b_{x2} = b_2\cos\delta_2$	9.277 084
12	小轮大端顶圆心至两轴线公垂线的距离	A_{a1}/mm	$A_{a1} = A_{e1} - h_{a1}\sin\delta_1$	98.112 225
13	大轮大端顶圆心至两轴线公垂线的距离	A_{a2}/mm	$A_{a2} = A_{e2} - h_{a2}\sin\delta_2$	28.615 166
14	小轮安装距	A_1/mm	由设计图确定	
15	大轮安装距	A_2/mm	由设计图确定	
16	小轮轮冠距	A_{01}/mm	$A_{01} = A_1 - A_{a1}$	$A_1 - 98.11$
17	大轮轮冠距	A_{02}/mm	$A_{02} = A_2 - A_{a2}$	$A_2 - 28.62$
18	小轮参考点分度圆法向弧齿厚	s_{mn1}/mm	$s_{mn1} = m_n[\pi/2 + x_1(\tan\alpha_i + \tan\alpha_e) + x_{11}] - j_n/2$	6.169 285
19	大轮参考点分度圆法向弧齿厚	s_{mn2}/mm	$s_{mn2} = m_n[\pi/2 - x_1(\tan\alpha_i + \tan\alpha_e) - x_{11}] - j_n/2$	4.155 234

表 33.1-52 摆线齿准双曲面齿轮的当量齿轮参数和重合度

序号	名称	代号/单位	计算公式	算例	
				小齿轮	大齿轮
1	法面当量齿轮啮合角	i 面 e 面	$\alpha'_n/(\circ)$	$\alpha'_n = \alpha_i - \alpha_0$	20
				$\alpha'_n = \alpha_e + \alpha_0$	20
2	大轮大端面模数	m_{e2}/mm	$m_{e2} = d_{e2}/z_2$		4.878 049

续表 33.1-52

序号	名称	代号/单位	计算公式	算 例		
				小齿轮	大齿轮	
3	小轮参考点端面模数	m_{n01}/mm	$m_{n01} = m_n / \cos\beta_{n01}$	5.188 145		
4	大轮参考点端面模数	m_{n02}/mm	$m_{n02} = m_n / \cos\beta_{n02}$		4.182 206	
法 面 当 量 齿 轮						
5	法面当量齿轮分度圆直径	d_{vn1}/mm	$d_{vn1} = m_n z_{vn1}$	112.995 994	817.609 370	
6	法面当量齿轮中心距	a_{vn}/mm	$a_{vn} = (d_{vn1} + d_{vn2})/2$	465.302 862		
7	法面当量齿轮顶圆直径	d_{vna1}/mm	$d_{vna1} = d_{vn1} + 2h_{a1}$	122.331 594	821.610 342	
8	法面当量齿轮根圆直径	d_{vni}/mm	$d_{vni} = d_{vn1} - 2h_{f1}$	107.327 950	806.606 698	
9	法面当量齿轮基圆直径	i 面	d_{vbn}/mm	$d_{vbn} = d_{vn} \cos\alpha'_n$	106.181 502	768.301 491
		e 面			106.181 502	768.301 491
10	法面当量齿轮啮合线有效长度	i 面	g_{van}/mm	$g_{van} = 0.5 [(d_{vna1}^2 - d_{vni}^2)^{0.5} + (d_{vna2}^2 - d_{vni}^2)^{0.5}] - d_{vn} \sin\alpha'_n$	16.796 622	
		e 面			16.796 622	
11	法面当量齿轮重合度	i 面	ϵ_{vn}	$\epsilon_{vn} = \frac{g_{van}}{\pi m_n \cos\alpha'_n}$	1.706 483	
		e 面			1.706 483	
12	刀尖圆角半径	ρ_{a1}/mm	$\rho_{a1} = \rho_{a0} m_n$, 取 $\rho_{a0}' = 0.3$	1		
接触强度和弯曲强度计算的端面当量齿轮						
13	假想小齿轮分度锥角	$\delta_{01}/(^{\circ})$	$\delta_{01} = \Sigma - \delta_2$	18.013 203		
14	假想小齿轮参考点螺旋角	$\beta_{n01}/(^{\circ})$	$\beta_{n01} = \beta_{m2}$	37.134 444		
15	假想小齿轮参考点分度圆直径	d_{m01}/mm	$d_{m01} = 2r_{m2} \sin\delta_{01} / \sin\delta_2$	55.757 811		
16	假想小齿轮齿数	z_{v1}	$z_{v1} = d_{m01} \cos\beta_{n01} / m_n$	13.332 154		
17	大轮与假想小齿轮齿数比	u'	$u' = z_2 / z_{v1}$	3.075 272		
18	端面当量齿数	z_{v1}	$z_{v1} = z_{01} / \cos\delta_{01}; z_{v2} = z_2 / \cos\delta_2$	14.019 306	132.584 760	
19	端面当量齿轮齿数比	u_v	$u_v = z_{v2} / z_{v1}$	9.457 298		
20	端面当量齿轮分度圆直径	d_{v1}/mm	$d_{v1} = d_{m01} / \cos\delta_{01};$ $d_{v2} = d_{m2} / \cos\delta_2$	58.631 624	554.496 766	
21	端面当量齿轮中心距	a_v/mm	$a_v = (d_{v1} + d_{v2})/2$	306.564 195		
22	端面当量齿轮顶圆直径	d_{vna1}/mm	$d_{vna1} = d_{v1} + 2h_{a1}$	67.967 223	558.497 738	
23	端面当量齿轮压力角	i 面	$\alpha'_{v1}/(^{\circ})$	$\alpha'_{v1} = \arctan(\tan\alpha'_n / \cos\beta_{m2})$	24.539 004	
		e 面			24.539 004	
24	端面当量齿轮基圆螺旋角	i 面	$\beta_{vb}/(^{\circ})$	$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_{m2} \cos\alpha'_n)$	34.560 807	
		e 面			34.560 807	

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 33.1-52

序号	名称	代号/单位	计算公式	算 例		
				小齿轮	大齿轮	
接触强度和弯曲强度计算的端面当量齿轮						
25	端面当量齿轮基圆直径	i 面	d_{vb}/mm	$d_{vb} = d_{v1} \cos \alpha'_{v1}$	53.335 943	504.413 930
		e 面			53.335 943	504.413 930
26	端面当量齿轮基圆齿距	i 面	p_{vb}/mm	$p_{vb} = \pi m_{n12} \cos \alpha'_{v1}$	11.952 076	
		e 面			11.952 076	
重 合 度						
27	端面当量齿轮重合度	i 面	ϵ_{va}	$\epsilon_{va} = \epsilon_{vn} \cos^2 \beta_{vb}$	1.157 325	
		e 面			1.157 325	
28	纵向重合度		$\epsilon_{v\beta}$	$\epsilon_{v\beta} = b_2 \sin \beta_{n12} / (\pi m_n)$	1.729 017	
29	总重合度	i 面	$\epsilon_{v\gamma}$	$\epsilon_{v\gamma} = (\epsilon_{va}^2 + \epsilon_{v\beta}^2)^{0.5}$	2.080 601	
		e 面			2.080 601	

表 33.1-53 摆线齿准双曲面齿轮的齿形系数计算

序号	名称	代号/单位	计算公式	算 例		
				小齿轮	大齿轮	
1		I'	$I' = h_{a0}/m_n - \rho_{a0}/m_n \mp x_1$	0.550 073	1.350 073	
2	法面当量齿轮齿厚半角	i 面	$\psi_{vn}/(^{\circ})$	$\psi_{vn} = \frac{180}{\pi z_{vn}} \left[\frac{\pi}{2} \pm (2x_1 \tan \alpha_{i,c} + x_{H1}) \right]$	3.109 136	0.304 333
		e 面			3.223 323	0.288 552
3		i 面	$\varphi_a/(^{\circ})$	$\varphi_a = \frac{360(I' \sin \alpha'_{an} + \rho_{a0}/m_n)}{\pi z_{vn} \cos \alpha'_n}$	1.756 160	0.378 772
		e 面			1.756 160	0.378 772
4		i 面	$\gamma/(^{\circ})$	$\gamma = \psi_{vn} + \varphi_a$	4.865 296	0.683 105
		e 面			4.979 483	0.667 324
5		$\Delta\gamma/(^{\circ})$	$\Delta\gamma = 0.5(\gamma_i - \gamma_e)$	-0.057 094	$7.890 5 \times 10^{-3}$	
6		$\gamma_m/(^{\circ})$	$\gamma_m = 0.5(\gamma_i + \gamma_e)$	4.922 389	0.675 214	
7		$\varphi_k/(^{\circ})$	$\varphi_k = \gamma_m + 30^{\circ}$	34.922 389	30.675 214	
8		φ_b/rad	$\varphi_b = \left\{ \left[\left(1 + \frac{2I'}{z_{vn}} \right) \frac{\tan \varphi_k}{2} \right]^2 + \frac{2I'}{z_{vn}} \right\}^{0.5} - \left(1 + \frac{2I'}{z_{vn}} \right) \frac{\tan \varphi_k}{2}$	0.042 524	0.017 831	
9		y'	$y' = 0.5 z_{vn} \varphi_b + \rho_{a0} \cos(\varphi_k + 180 \varphi_b / \pi) / m_n$	0.958 974	2.441 424	

续表 33.1-53

序号	名称	代号/单位	计算公式	算例	
				小齿轮	大齿轮
10		x'	$x' = 0.5z_{\text{齿}} - I - \rho_{\text{齿}} \sin(\varphi_{\text{齿}} + 180\varphi_b/\pi)/m_D$	16.213 210	121.103 960
11	危险截面齿厚与模数比	s'_{Fn}	$s'_{Fn} = 2[x' \sin(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi) - y' \cos(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi)]$	2.251 117	2.291 299
12	法面当量齿轮齿顶压力角	i 面	$\alpha_{\text{van}} = \arccos\left[\frac{z_{\text{齿}} \cos \alpha'_n}{z_{\text{齿}} + 2(h'_a \pm x_1)}\right]$	29.775 140	20.753 005
		e 面		29.775 140	20.753 005
13	法面当量齿轮齿顶厚半角	i 面	$\psi_{\text{van}} = \psi_{\text{齿}} + \frac{180}{\pi} (\text{inv} \alpha'_n - \text{inv} \alpha_{\text{van}})$	0.957 638	0.200 431
		e 面		1.071 825	0.184 465
14	工作面载荷作用角	$\alpha_{Fi} / (^\circ)$	$\alpha_{Fi} = \alpha_{\text{van}i} - \psi_{\text{van}i} - \Delta\gamma$	28.874 596	20.544 683
15	非工作面载荷作用角	$\alpha_{Fe} / (^\circ)$	$\alpha_{Fe} = \alpha_{\text{van}e} - \psi_{\text{van}e} + \Delta\gamma$	28.646 222	20.576 245
16	弯曲力臂与模数之比	i 面	$h'_F = \frac{z_{\text{齿}} \cos \alpha'_{Fn}}{2 \cos \alpha_{Fi,e}} - y' \sin(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi) - x' \cos(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi)$	1.981 517	1.919 766
		e 面		1.941 780	1.945 192
17	齿形系数	i 面	$Y_{Fa} = \frac{6h'_F \cos \alpha_{Fi,e}}{(s'_F)^2 \cos \alpha'_n}$	2.186 311	2.186 306
		e 面		2.147 159	2.214 804

2) 表 33.1-53 中双符号项, 上面符号用于小齿轮, 下面符号用于大齿轮。

3) 表 33.1-53 (2) 取初值 $x_{i1} = 0.1$, 以配对大小两齿轮工作面齿形系数相等为准则, 迭代求解 x_{i1} 终值。

7.6 摆线齿准双曲面齿轮的几何参数表和图形

(1) 摆线齿准双曲面齿轮几何参数表 (见表 33.1-54)

表 33.1-54 摆线齿准双曲面齿轮副的几何参数

序号	名称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算 例	表号和序号	算 例	表号和序号
1	齿数	z_1, z_2	10	表 33.1-43 (3)	41	表 33.1-43 (4)
2	轴交角	Σ	90°			表 33.1-43 (1)
3	参考点法向模数	m_n/mm	3.334 1			表 33.1-44 (3)
4	偏置距	E/mm	20			表 33.1-43 (2)
5	齿宽	$b_1, b_2/\text{mm}$	33	表 33.1-46 (30)	30	表 33.1-43 (6)
6	螺旋方向		左旋	表 33.1-43 (12)	右旋	表 33.1-43 (13)
7	螺旋角	β_{m1}, β_{m2}	50°0'38"	表 33.1-44 (8)	37°8'4"	表 33.1-43 (7)

续表 33.1-54

序号	名称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算 例	表号和序号	算 例	表号和序号
8	基本齿廓齿形角平均值	α	20°		表 33.1-43 (8)	
9	齿顶高系数	h_a'	1		表 33.1-43 (9)	
10	顶隙系数	c'	0.25		表 33.1-43 (10)	
11	法向齿侧间隙	j_n/mm	0.15		表 33.1-43 (11)	
12	高变位系数	x_1, x_2	0.4	表 33.1-43 (20 ₀)	-0.4	
13	切向变位系数	x_{t1}, x_{t2}	0.010 4	表 33.1-43 (21 ₀)	-0.010 4	
14	大端分度圆直径	$d_{e1}, d_{e2}/\text{mm}$	61.86	表 33.1-51 (1)	200	表 33.1-43 (5)
15	大端顶圆理论直径	$d_{ae1}, d_{ae2}/\text{mm}$	70.76	表 33.1-51 (2)	201.24	表 33.1-51 (3)
16	小端顶圆理论直径	$d_{ai1}, d_{ai2}/\text{mm}$	50.77	表 33.1-51 (4)	144.18	表 33.1-51 (5)
17	小轮倒坡顶锥角	δ_{sk}		表 33.1-49 (21)		
18	小轮倒坡宽	b_{sk}		表 33.1-49 (22)		
19	分度锥角	δ_1, δ_2	17°35'19"	表 33.1-44 (6)	71°59'12"	表 33.1-44 (32)
20	齿顶高	$h_{a1}, h_{a2}/\text{mm}$	4.67	表 33.1-48 (8)	2.00	表 33.1-48 (9)
21	全齿高	h/mm	7.50		表 33.1-48 (2)	
22	参考点法向分度圆弧齿厚	$s_{mn1}, s_{mn2}/\text{mm}$	6.17	表 33.1-51 (18)	4.16	表 33.1-51 (19)
23	安装距	$A_1, A_2/\text{mm}$		表 33.1-51 (14)		表 33.1-51 (15)
24	轮冠距	$A_{01}, A_{02}/\text{mm}$	$A_1 - 98.11$	表 33.1-51 (16)	$A_2 - 28.62$	表 33.1-51 (17)

(2) 摆线齿准双曲面齿轮的图形和主要尺寸 (见图 33.1-48)

8 锥齿轮和准双曲面齿轮强度计算方法

我国颁布过 GB/T 10062—1988《锥齿轮承载能力计算方法》和 GB/T 11367—1989《锥齿轮胶合承载能力计算方法》。对于直齿锥齿轮、弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮，以美国格利森法为基础的 AGMA 标准仍被广泛应用。奥利康制摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮设计和制造软件 CDS 采用了 G. Niemann 的强度算法。克林根贝尔格公司制定了摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮强度

计算标准 KN 3030。4 种方法计算结果不同。为使各种齿制有可比性，逐步采用统一的强度计算方法是有益的，国际标准化组织颁布过锥齿轮承载能力计算标准 ISO 10300，于 1996 年又提出修订草案 ISO/DIS 10300。该标准的 B 法接近于 GB/T 10062—1988 和 KN 3030 的计算方法；C 法的弯曲强度计算应用格利森法弯曲强度几何系数 Y_j (格利森法代号为 J)。本章将 ISO/DIS 10300 标准的 B 法用于直齿锥齿轮、摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的承载能力计算；弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮的承载能力计算则采用 ISO/DIS 10300 的 C 法，但同时保留了格利森法。

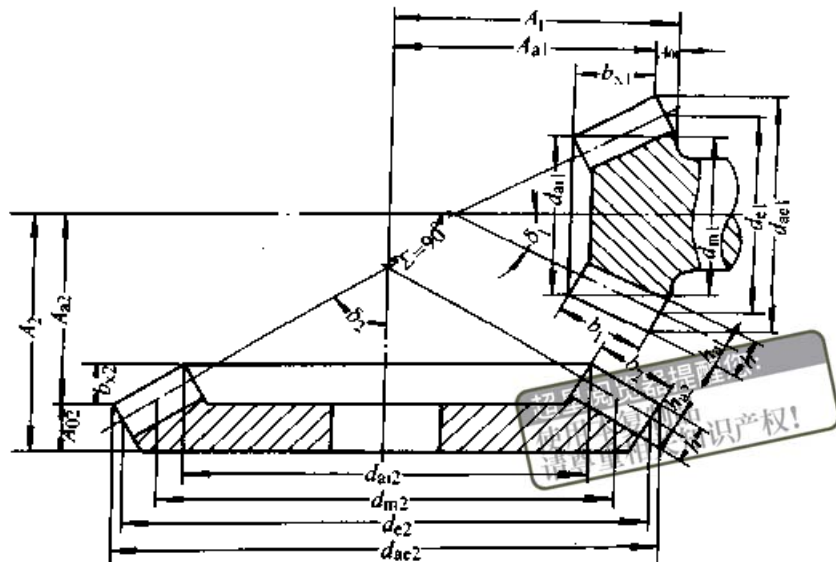


图 33.1-48 摆线齿准双曲面齿轮的图形

ISO/DIS 10300 标准适用于直齿和曲齿（包括直齿、弧齿、摆线齿以及它们的零度齿）锥齿的接触强度和弯曲强度计算，可用于收缩齿和等高齿。该标准的计算方法分为3种：精确计算A法建立在对传动系统的综合分析、精确测量和已有丰富使用经验的基础上，需耗费大量人力物力，标准中未给出具体计算公式；一般工业用齿轮采用B法和C法精度已足够。

准双曲面齿轮接触强度和弯曲强度计算，以ISO/DIS 10300 标准为基础，参照克林根贝尔格标准 KN 3030 和 KN 3029 的方法计算其端面当量齿轮参数（见本章第 6.4 节）。

ISO/DIS 10300 标准中无锥齿轮胶合承载能力计算方法，需要计算时可参阅 GB/T 11367—1989、KN 3030 和格林森公司的资料。

8.1 锥齿轮的强度计算公式

8.1.1 齿面接触强度计算

(1) 齿面的计算接触应力 (MPa)

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (33.1-40)$$

式中 σ_{HP} ——许用接触应力 (MPa)；

$K_{H\beta}$ 、 $K_{H\alpha}$ 等——影响 σ_H 值的载荷系数（见本章 8.2 节）；

σ_{H0} ——齿面的计算接触应力基本值 (MPa)；

$$\sigma_{H0} = Z_{MB} Z_H Z_F Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} l_b} \left(\frac{u_v + 1}{u_v} \right)} \quad (33.1-41)$$

式中 $u_v = u \cos \delta_1 / \cos \delta_2$

F_{mt} ——参考点（齿宽中点）分度圆周切向力 (N)；

u_v ——端面当量齿轮齿数比；

d_{v1} ——端面当量小齿轮分度圆直径 (mm)；

Z_{MB} 等——影响 σ_{H0} 的各系数（见本章 8.3.1 节）；

l_b ——轮齿中点接触线长 (mm)；

当 $\epsilon_{v\beta} < 1$ 时

$$l_b = \frac{b \epsilon_{v\alpha}}{\epsilon_{v\gamma}^2 \cos \beta_{vb}} \sqrt{\epsilon_{v\gamma}^2 - [(2 - \epsilon_{v\alpha})(1 - \epsilon_{v\beta})]^2} \quad (33.1-42)$$

当 $\epsilon_{v\beta} \geq 1$ 时

$$l_b = b \epsilon_{v\alpha} / (\epsilon_{v\gamma} \cos \beta_{vb}) \quad (33.1-43)$$

(2) 许用接触应力

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W / S_{Hmin} \quad (33.1-44)$$

式中 σ_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限 (MPa)，与材料、热处理和齿面硬度有关（见第 32 篇第 1 章）；

S_{Hmin} ——接触强度最小安全系数，与要求的失效率有关。

Z_{NT} 等——影响 $\sigma_{H\beta}$ 值的各系数 (见本章 8.3.2 节)。

$\sigma_{H\min}$ 与 $S_{H\min}$ 的取值方法与渐开线圆柱齿轮相同 (见第 32 篇第 1 章)。

(3) 接触强度的计算安全系数

$$S_{Hl} = \frac{\sigma_{H\min} Z_{NT} Z_X Z_L Z_R Z_W}{\sigma_{H\beta} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \geq S_{H\min} \quad (33.1-45)$$

8.1.2 轮齿弯曲强度计算

(1) 计算齿根应力 (MPa)

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (33.1-46)$$

式中 σ_{FP} ——许用齿根应力 (MPa);

$K_{F\beta}$ 、 $K_{F\alpha}$ 等——影响 σ_F 的载荷系数 (见本章 8.2 节);

σ_{F0} ——齿根应力基本值 (MPa), 可用 B 法和 C 法计算。

1) B 法齿根应力基本值 $\sigma_{F0.B}$

$$\sigma_{F0.B} = \frac{F_{mt}}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\epsilon} Y_K Y_{LS} \quad (33.1-47)$$

Y_{Fa} 等为影响 $\sigma_{F0.B}$ 的各系数 (见本章 8.4.1 节)。

2) C 法齿根应力基本值 $\sigma_{F0.C}$

$$\sigma_{F0.C} = \frac{F_{mt} m_{mt} Y_{K-C}}{b m_{et}^2 Y_J} \quad (33.1-48)$$

式中 m_{mt} ——参考点端面模数 (mm);

m_{et} ——大端端面模数 (弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮略去下标“e”, 记为 m_t);

Y_J ——弯曲强度计算几何系数 (格利森法代号 J);

Y_{K-C} ——修正系数, 目的在于使以 ISO 6336 为基础的 B 法与利用格利森 Y_J 系数的 C 法计算结果一致。系数 Y_J 和 Y_{K-C} 见本章 8.4 节。

(2) 许用齿根应力

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\beta relT} Y_{R relT} Y_X / S_{Fmin} \quad (33.1-49)$$

式中 σ_{Flim} ——试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限 (MPa);

S_{Fmin} ——弯曲强度最小安全系数, 取值方法与渐开线圆柱齿轮相同

(见第 32 篇第 1 章)。

(3) 弯曲强度的计算安全系数

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\beta relT} Y_{R relT} Y_X}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} \geq S_{Fmin} \quad (33.1-50)$$

8.2 载荷及与其有关的系数

8.2.1 名义切向力和参考点的线速度

(1) 名义切向力 F_{mt} (N)

参考点处名义切向力为

$$F_{mt.2} = 2000 T_{1.2} / d_{mt.2} \quad (33.1-51)$$

式中 $T_{1.2}$ ——轮 1 或轮 2 的名义转矩 (N·m),

$$T_{1.2} = 9549 P / n_{1.2} \quad (33.1-52)$$

P ——所传递功率 (kW);

$n_{1.2}$ ——轮 1 或轮 2 转速 (r/min)。

(2) 参考点的切线速度 v_{mt} (m/s)

$$v_{mt.2} = d_{mt.2} n_{1.2} / 19098 \quad (33.1-53)$$

8.2.2 使用系数 K_A

使用系数 K_A 考虑到齿轮啮合过程中外部因素引起的过载对承载能力的影响。取值方法与渐开线圆柱齿轮相同 (见第 32 篇第 1 章)。

8.2.3 动载系数 K_V

动载系数 K_V 是考虑齿轮本身啮合振动产生的内部附加动载荷对齿轮承载能力的影响。

(1) B 法的动载系数 $K_{v.B}$

1) 临界转速比

$$N = n_1 / n_{E1}$$

$$c_Y = 20 C_F C_b$$

式中 n_{E1} ——临界转速 (r/min),

$$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_Y}{m_{redx}}}$$

m_{redx} ——两齿轮的诱导质量 (kg/mm), 即转化到端面当量齿轮啮合线上单位齿宽的质量,

$$m_{redx} = \frac{\pi \rho d_{mt}^2}{8 \cos^2 \alpha_n} \left(\frac{u^2}{1+u^2} \right);$$

c_Y ——轮齿啮合刚度 [$N / (mm \cdot \mu m)$];

α_n ——法面当量齿轮啮合角, $\alpha_n = 20^\circ$;

ρ ——密度, 钢制齿轮 $\rho = 7.86 \times 10^6$ kg/mm³;

C_F 、 C_b ——轮齿啮合刚度修正系数:

$$F_{Kb} = F_{mt} K_A / b_e \geq 100 \text{ N/mm 时, } C_F = 1;$$

$F_{KH} < 100 \text{ N/mm}$ 时, $C_p = F_{KH}/100$;
 $b_e^* = b_e/b > 0.85$ 时, $C_b = 1$;
 $b_e^* \leq 0.85$ 时, $C_b = b_e^*/0.85$;
 b_e —— 有效工作齿宽 (mm); 根据
 KN 3030, 通常取 $b_e^* = 0.85$ 。

2) B 法动载系数计算公式见表 33.1-55。

表 33.1-55 B 法动载系数计算公式

运行速度 区 间	临界转速比 N	K_{vB} 计算公式
亚临界区	$N \leq 0.75$	$K_{vB} = N[B_v(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v3}] + 1$
主共振区	$0.75 < N \leq 1.25$	$K_{vB} = B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v4} + 1$
超临界区	$N \geq 1.5$	$K_{vB} = B_p(C_{v5} + C_{v6}) + C_{v7}$
过渡区	$1.25 < N < 1.5$	$K_{vB} = K_{v(N=1.5)} + \frac{K_{v(N=1.25)} - K_{v(N=1.5)}}{0.25} \times (1.5 - N)$

按 B 法, 动载系数与由临界转速比确定的运行速度区间有关, 计算公式见表 33.1-55。

表 33.1-57 齿轮跑合量 y_a

齿轮材料	齿轮跑合量/ μm	限制条件	
		圆周切线速度/(m/s)	跑合量最大值/ μm
调质钢	$y_a = 160 f_{pt} / \sigma_{Hlim}$	$v_{mt} \leq 5$	不限
		$5 < v_{mt} \leq 10$	$y_a \leq 12\ 800 / \sigma_{Hlim}$
		$v_{mt} > 10$	$y_a \leq 6\ 400 / \sigma_{Hlim}$
灰铸铁	$y_a = 0.275 f_{pt}$	$v_{mt} \leq 5$	不限
		$5 < v_{mt} \leq 10$	$y_a \leq 22$
		$v_{mt} > 10$	$y_a \leq 11$
淬火钢和渗氮钢	$y_a = 0.075 f_{pt}$	不限	$y_a \leq 3$
两齿轮材料不同	$y_a = (y_{a1} + y_{a2}) / 2$	y_{a1} 按齿轮 1 材料求得 y_{a2} 按齿轮 2 材料求得	

(2) C 法的动载系数

1) 以代号 C 表示 ISO 1328-1 精度等级。当 $C \leq 5$ 时, $K_{vc} = 1.0 \sim 1.1$, 取值偏大或偏小则须根据使用经验来确定。

表 33.1-55 中的 B_p 按下式计算

$$B_p = b f_{peff} c' / (F_{mt} K_A) \quad (33.1-54)$$

式中 c' —— 单对齿刚度 [$\text{N}/(\text{mm}^2 \mu\text{m})$],

$$c' = 14 C_F C_b$$

f_{peff} —— 有效齿距偏差 (μm),

$$f_{peff} = f_{pt} - y_p$$

f_{pt} —— 齿距极限偏差 (μm), 可根据精度等级由 GB/T 11365—1989 查得, 也可以按下式计算:

$$f_{pt} = A_p (m_n + 0.25 \sqrt{d_{m2}}) + C_p \quad (33.1-55)$$

式中 A_p 和 C_p 值根据精度等级由表 33.1-56 查得。

表 33.1-56 A_p 和 C_p 值

精度等级 (GB/T11365 —1989)	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A_p	0.25	0.4	0.63	0.9	1.25	1.8	2.5	3.55	5
C_p	3.15	5	8	11.2	16	22.4	31.5	45	63

$y_p \approx y_a$, y_a 为跑合量, 可按表 33.1-57 算得。

表 33.1-55 公式中的系数 C_{v1} 至 C_{v7} 由表 33.1-58 查得。

2) $6 \leq C \leq 9$ 时

$$K_{vc} = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 v_{ec}}} \right)^B \quad (33.1-56)$$

表 33.1-58 系数 C_{v1} 至 C_{v7}

系数	影响因素	$\epsilon_{vy} > 2$		
		$1 < \epsilon_{vy} \leq 2$	$1.5 < \epsilon_{vy} \leq 2.5$	$\epsilon_{vy} > 2.5$
C_{v1}	齿距偏差影响系数	0.32	0.32	0.32
C_{v2}	齿形相对误差影响系数	0.34	0.57 / ($\epsilon_{vy} - 0.3$)	0.57 / ($\epsilon_{vy} - 0.3$)
C_{v3}	啮合刚度周期变化的影响系数	0.23	0.096 / ($\epsilon_{vy} - 1.56$)	0.096 / ($\epsilon_{vy} - 1.56$)
C_{v4}	啮合刚度周期变化引起齿轮副扭转共振的影响系数	0.90	$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_{vy}}{\epsilon_{vy} - 1.44}$	$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_{vy}}{\epsilon_{vy} - 1.44}$
C_{v5}	超临界区内齿距偏差影响系数	0.47	0.47	0.47
C_{v6}	超临界区内齿形相对误差影响系数	0.47	0.12 / ($\epsilon_{vy} - 1.74$)	0.12 / ($\epsilon_{vy} - 1.74$)
C_{v7}	啮合刚度变化轮齿变形产生的分力的影响系数	$1 < \epsilon_{vy} \leq 1.5$	$1.5 < \epsilon_{vy} \leq 2.5$	$\epsilon_{vy} > 2.5$
		0.75	$0.125 \sin [\pi (\epsilon_{vy} - 2)] + 0.875$	1.0

式中 v_{et} ——分度锥大端切线速度 (m/s),

$$v_{et} = v_{m1} / 0.8$$

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

$$B = 0.25 (C - 5.0)^{0.667}$$

按 GB/T 11365—1989 给出精度等级确定 f_{μ} 值后, 由下式换算和圆整成 ISO 1328-1 的精度等级 C:

$$C = -0.504 8 \ln z_2 - 1.144 \ln m_n + 2.852 \ln f_{\mu} + 3.22 \quad (33.1-57)$$

精度等级为 C 时, 分度锥大端切线速度的许用最大值 v_{etmax} (m/s) 由下式求得:

$$v_{etmax} = \frac{[A + (14 - C)]^2}{200} \quad (33.1-58)$$

8.2.4 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$

齿向载荷分布受到轮齿的鼓形量、失配修形量和受力后产生变形的影响。

在接触强度计算中, $K_{H\beta}$ 为单位齿宽最大载荷与单位齿宽平均载荷之比; 在弯曲强度计算中 $K_{F\beta}$ 为最大齿根应力与平均齿根应力之比。

在 ISO/DIS 10300 中, 未给出 B 法 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 系数的计算公式和取值方法。在 KN 3030 标准中, $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 的取值与 ISO/DIS 10300 中 C 法相同。建议 B 法 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 两系数取值与 C 法相同。

(1) 接触强度计算的 $K_{H\beta}$

$$b_c^* > 0.85 \text{ 时, } K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta bc}$$

$$b_c^* \leq 0.85 \text{ 时, } K_{H\beta} = 1.275 K_{H\beta bc} / b_c^*$$

上两式不能用于无鼓形量的齿轮。式中装配系数 $K_{H\beta bc}$ 按表 33.1-59 选取。

表 33.1-59 装配系数 $K_{H\beta bc}$

接触区检验的条件	大小齿轮装配条件		
	两轮均跨装支承	一轮跨装支承	两轮均悬臂支承
每对齿轮都装到箱体座孔中满载检验	1.00	1.00	1.00
每对齿轮都在轻载下检验	1.05	1.10	1.25
齿轮副抽样满载检验	1.20	1.32	1.50

(2) 弯曲强度计算的 $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} / K_{F0}$$

K_{F0} 为齿线曲率系数, 与齿线曲率和螺旋角有关, 按下面公式计算:

1) 曲齿锥齿轮

$$K_{F0} = 0.211 (r_0 / R_m)^q + 0.789$$

式中 r_0 ——刀盘名义半径 (mm);

R_m ——参考点分度锥距 (mm);

$$q = 0.279 / \log (\sin \beta_m)$$

2) 直齿和零度锥齿轮

$$K_{F0} = 1$$

8.2.5 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$

$K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 是考虑同时啮合各对轮齿间载荷分配不均匀的系数。若干对齿啮合时，总切向力的分配与齿轮的精度等级和总切向力的数值有关。 $K_{H\alpha}$ 用于接触强度计算； $K_{F\alpha}$ 用于弯曲强度计算。

(1) B 法的 $K_{H\alpha-B}$ 和 $K_{F\alpha-B}$

1) 锥齿轮的端面当量齿轮总重合度 $\epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时

$$K_{H\alpha-B} = K_{F\alpha-B} = \frac{\epsilon_{v\gamma}}{2} \left[0.9 + \frac{0.4c_y (f_{pt} - y_a)}{F_{mH}/b} \right] \quad (33.1-59)$$

式中 c_y —— 啮合刚度，其近似值为 $c_y = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ ；

f_{pt} —— 两齿轮中齿距极限偏差最大值；

y_a —— 跑合留量；

$$F_{mH} = F_{m1} K_A K_V K_{H\beta}$$

2) 锥齿轮的端面当量齿轮总重合度 $\epsilon_{v\gamma} > 2$ 时

$$K_{H\alpha-B} = K_{F\alpha-B} = 0.9 + \frac{0.4c_y (f_{pt} - y_a)}{F_{mH}/b} \sqrt{\frac{2(\epsilon_{v\gamma} - 1)}{\epsilon_{v\gamma}}} \quad (33.1-60)$$

3) $K_{H\alpha-B}$ 和 $K_{F\alpha-B}$ 的界限

当 $K_{H\alpha-B} < 1$ 时，取 $K_{H\alpha-B} = 1$ ； $K_{F\alpha-B} < 1$ 时，取 $K_{F\alpha-B} = 1$ 。

$$K_{H\alpha\max} = \epsilon_{v\gamma} / (\epsilon_{v\alpha} Z_{LS}^2), \quad Z_{LS} \text{ 见本章 8.3.1 节}$$

节； $K_{F\alpha\max} = \epsilon_{v\gamma} / (\epsilon_{v\alpha} Y_c)$ ， Y_c 见本章 8.4 节。

当 $K_{H\alpha-B} > K_{H\alpha\max}$ 时，取 $K_{H\alpha-B} = K_{H\alpha\max}$ ； $K_{F\alpha-B} > K_{F\alpha\max}$ 时，取 $K_{F\alpha-B} = K_{F\alpha\max}$ 。

(2) C 法的 $K_{H\alpha-C}$ 和 $K_{F\alpha-C}$

按表 33.1-60，根据 ISO 1328-1 精度等级 C [见式 (33.1-57)] 选取 $K_{H\alpha-C}$ 和 $K_{F\alpha-C}$ 值。

表 33.1-60 C 法的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha-C}$ 和 $K_{F\alpha-C}$

载荷比 F_{kb}		$\geq 100 \text{ N/mm}$						$< 100 \text{ N/mm}$
		6 级以上	7	8	9	10	11	12 级以下
ISO 1328-1 齿轮精度级 C								所有精度等级
硬齿面	直齿锥齿轮	$K_{H\alpha-C}$	1.0		1.1	1.2	$1/Z_{LS}^2 \geq 1.2$	
		$K_{F\alpha-C}$	1.0		1.1	1.2	$1/Y_c \geq 1.2$	
	曲齿锥齿轮	$K_{H\alpha-C}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_{v\alpha} > 1.4$	
		$K_{F\alpha-C}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_{v\alpha} > 1.4$	
软齿面	直齿锥齿轮	$K_{H\alpha-C}$	1.0		1.1	1.2	$1/Z_{LS}^2 \geq 1.2$	
		$K_{F\alpha-C}$	1.0		1.1	1.2	$1/Y_c \geq 1.2$	
	曲齿锥齿轮	$K_{H\alpha-C}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_{v\alpha} \geq 1.4$	
		$K_{F\alpha-C}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_{v\alpha} \geq 1.4$	

注： $\epsilon_{v\alpha}$ 为法面当量齿轮的重合度。

8.3 接触强度计算的有关系数

8.3.1 影响齿面接触应力基本值的系数

(1) 节点区域系数 Z_H

Z_H 考虑了节点处齿廓曲率对接触应力的影响。

$$Z_H = 2 \sqrt{\cos\beta_{vb} / \sin 2\alpha_{vt}} \quad (33.1-61)$$

式中 β_{vb} —— 端面当量齿轮的基圆螺旋角；

α_{vt} —— 端面当量齿轮的端面压力角。

(2) 单对齿啮合系数 Z_{M-B}

Z_{M-B} 把节点的 Z_H ，也就是把节点的接触压力换算到小轮单对齿啮合区内载荷作用下界点 B。

$$Z_{M-B} =$$

$$\frac{\tan\alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{z_{v1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{z_{v2}} \right]}} \quad (33.1-62)$$

式中 F_1 和 F_2 按表 33.1-61 的公式计算。

表 33.1-61 计算单对齿啮合系数所用的 F_1 和 F_2

$\epsilon_{v\beta}$	F_1	F_2
$\epsilon_{v\beta} = 0$	2	$2(\epsilon_{v\alpha} - 1)$
$0 < \epsilon_{v\beta} < 1$	$2 + (\epsilon_{v\alpha} - 2)\epsilon_{v\beta}$	$2\epsilon_{v\alpha} - 2 + (2 - \epsilon_{v\alpha})\epsilon_{v\beta}$
$\epsilon_{v\beta} > 1$	$\epsilon_{v\alpha}$	$\epsilon_{v\alpha}$

(3) 弹性系数 Z_E ($\sqrt{\text{MPa}}$)

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (33.1-63)$$

对于钢材: 弹性模量 $E = 2.06 \times 10^5$ (MPa); 泊松比 $\nu = 0.3$ 。

(4) 载荷分配系数 Z_{LS} ^①

考虑到载荷在两对齿或多对齿之间分配。

当 $\epsilon_{\nu\gamma} \leq 2$ 和 $\epsilon_{\nu\beta} \leq 1$ 时, $Z_{LS} = 1$ 。

当 $\epsilon_{\nu\gamma} > 2$ 和 $\epsilon_{\nu\beta} > 1$ 时

$$Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \left[1 - (2/\epsilon_{\nu\gamma})^{1.5} \right] \sqrt{1 - 4/\epsilon_{\nu\gamma}^2} \right\}^{-0.5}$$

(5) 螺旋角系数

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos\beta_m}$$

(6) 锥齿轮系数 Z_K

$$Z_K = 0.8$$

8.3.2 影响许用接触应力的系数

(1) 尺寸系数 Z_x

$$Z_x = 1$$

(2) 润滑油膜形成的影响系数 Z_L 、 Z_V 和 Z_R

1) B 法的 Z_L 、 Z_V 和 Z_R

润滑剂系数 Z_L

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1.2 + 80/\nu_{50})^2} \quad (33.1-64)$$

或者

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1.2 + 134/\nu_{40})^2} \quad (33.1-65)$$

式中 $C_{ZL} = 0.08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) + 0.83$ (33.1-66)

$\sigma_{Hlim} < 850$ MPa 时以 850 MPa 计; $\sigma_{Hlim} > 1200$ MPa 时, 以 1200 MPa 计。

ν_{50} 和 ν_{40} 分别为在 50℃ 和 40℃ 时润滑油的名义运动黏度, 单位为 mm^2/s 。

速度系数 Z_V

$$Z_V = C_{zV} + \frac{2(1 - C_{zV})}{\sqrt{0.8 + 32/\nu_m}} \quad (33.1-67)$$

式中 $C_{zV} = 0.08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{380} \right) + 0.85$ (33.1-68)

σ_{Hlim} 在公式中的取值与计算 C_{ZL} 相同。

粗糙度系数 Z_R

$$Z_R = (3/R_{Z10})^{C_{ZR}} \quad (33.1-69)$$

式中 $R_{Z10} = 0.5 (R_{Z1} + R_{Z2}) \sqrt[3]{10/\rho_{red}}$ (33.1-70)

$$\rho_{red} = \frac{a_v \sin\alpha_{vt}}{\cos\beta_{vb}} \left[\frac{1}{(1+\nu_c)^2} \right] \quad (33.1-71)$$

$$C_{ZR} = 0.12 + (1000 - \sigma_{Hlim}) / 5000 \quad (33.1-72)$$

R_{Z1} 、 R_{Z2} —— 小轮和大轮齿面微观不平度 10 点平均高度 (μm), 若表面粗糙度以齿面轮廓算术平均值 R_a 给出, 可近似取 $R_z \approx 6R_a$;

a_v —— 参考点端面当量齿轮中心距 (mm);

ρ_{red} —— 相对曲率半径 (mm)。

计算 C_{ZR} 时, σ_{Hlim} 取值与计算 C_{ZL} 时相同。

2) C 法的 $Z_{LVR} = Z_L Z_V Z_R$

调质钢铁齿的齿轮 $Z_{LVR} = 0.85$;

铣齿后研齿的齿轮 $Z_{LVR} = 0.92$ 。

淬硬后磨齿或硬齿面刮削的齿轮

$$R_{Z10} \leq 4 \mu\text{m} \text{ 时, } Z_{LVR} = 1.0;$$

$$R_{Z10} > 4 \mu\text{m} \text{ 时, } Z_{LVR} = 0.92。$$

若不能满足上面条件, 则按 B 法分别求 Z_L 、 Z_V 和 Z_R 。

(3) 工作硬化系数 Z_W

$$Z_W = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

当 $HB < 130$ 时, $Z_W = 1.2$; $HB > 470$ 时, $Z_W = 1$, 否则按上式计算 Z_W 值。

(4) 接触疲劳寿命系数 Z_{NT}

取值方法与渐开线圆柱齿轮相同 (见 32 篇第 1 章)。

8.4 弯曲强度计算的有系数

8.4.1 影响齿根应力基本值的系数

8.4.1.1 按 B 法计算

(1) 齿形系数 Y_{Fa}

按 30° 切线法确定危险截面, 取齿顶为加载点, 在齿的受拉侧只考虑弯曲应力。

1) 展成法加工成齿轮的齿形系数见表 33.1-62。

① 载荷分配系数 (Load Sharing Factor), 考虑到载荷在几对齿间分配, 但未计及误差和载荷分配是否均匀的问题。

表 33.1-62 展成法加工成齿轮的齿形系数

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明
1		E/mm	$E = \left(\frac{\pi}{4} + \frac{x_{11}}{2}\right) m_n - h_{a0} \tan \alpha_n - [\rho_{a0}(1 - \sin \alpha_n) - P_m] / \cos \alpha_n$
2		G	$G = \rho_{a0} / m_n - h_{a0} / m_n \pm x_1$
3		H	$H = 2(\pi/2 - E/m_n) / Z_{v0} - \pi/3$
4		θ/rad	$\theta = 2G \tan \theta / z_{v0} - H$
5	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{S_{F0}}{m_n}$	$\frac{S_{F0}}{m_n} = z_{v0} \sin(\pi/3 - \theta) + \sqrt{3}(G/\cos \theta - \rho_{a0}/m_n)$
6	30°切线切点处齿廓曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_F}{m_n}$	$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{a0}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_{v0} \cos^2 \theta - 2G)}$
7	齿顶压力角	$\alpha_{a0}/(^{\circ})$	$\alpha_{a0} = \arccos(d_{ob0}/d_{va0})$
8	法向齿顶圆齿厚半角	$\psi_{a0}/(^{\circ})$	$\psi_{a0} = \frac{180}{\pi} \left\{ \frac{1}{z_{v0}} \left[\frac{\pi}{2} \pm (2x_1 \tan \alpha_n + x_{11}) \right] + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{a0} \right\}$
9	法向载荷作用角	$\alpha_{F0}/(^{\circ})$	$\alpha_{F0} = \alpha_{a0} - \psi_{a0}$
10	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_n}$	$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{z_{v0}}{2} \left[\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{F0}} - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] + 0.5 \left(\frac{\rho_{a0}}{m_n} - \frac{G}{\cos \theta} \right)$
11	齿形系数	Y_{Fa}	$Y_{Fa} = 6(h_{Fa}/m_n) \cos \alpha_{F0} / [(S_{F0}/m_n)^2 \cos \alpha_n]$

注：1. 双符号项，小轮 1 用上面符号，大轮 2 用下面符号。

2. x_{11} 为切向变位系数代号（见 GB/T 2821—1992），在 ISO/DIS 10300 中代号为 x_{sm} ，两者之间的关系为

$$x_{11} = 2x_{sm}$$

3. P_m 为考虑到刀顶部的凸台，不带凸台的刀具，计算 E 的公式 $P_m = 0$ 。

4. 迭代求解 θ 值时，取初值 $\theta = \pi/6$ 。

2) 成形法加工成齿轮的齿形系数 半展成法加工的锥齿轮副，以直线刀刃用成形法加工大齿轮 2，其齿形系数可用下面公式计算：

① 30°切线切点处齿廓曲率半径 ρ_{F2} (mm)

$$\rho_{F2} = \rho_{a02}$$

ρ_{a02} 为大轮刀尖圆角半径。

② 危险截面齿厚 S_{F02} (mm)

$$S_{F02} = \pi m_n - 2E - 2\rho_{a02} \cos 30^{\circ} \quad (33.1-73)$$

式中 E 按表 33.1-62 的公式计算。

③ 弯曲力臂 h_{Fa2} (mm)

$$h_{Fa2} = h_{a02} - \rho_{a02}/2 + h_s^* m_n - \left(\frac{\pi}{4} + \frac{x_{11}}{2} - h_s^* \tan \alpha_n \right) m_n \tan \alpha_n \quad (33.1-74)$$

④ 齿形系数 Y_{Fa2}

$$Y_{Fa2} = (6h_{Fa2}/m_n) / (S_{F02}/m_n)^2 \quad (33.1-75)$$

(2) 应力修正系数 Y_{sa}

$$Y_{sa} = (1.2 + 0.13L_a) q_s \left(\frac{1}{1.21 + 2.3/L_s} \right) \quad (33.1-76)$$

式中 $L_a = S_{F0}/h_{Fa}$

$$q_s = S_{F0}/(2\rho_F) \quad (33.1-77)$$

Y_{sa} 计算公式适用于 $1 \leq q_s < 8$ 。

(3) 重合度系数 Y_e

Y_e 是将载荷作用于齿顶时的齿根应力，换算成载荷作用于单对齿啮合区上界点时齿根应力的系数。

1) $\epsilon_{v\beta} = 0$

$$Y_e = 0.25 + 0.75/\epsilon_{va} \geq 0.625$$

2) $0 < \epsilon_{v\beta} \leq 1$

$$Y_e = 0.25 + 0.75/\epsilon_{va} - \epsilon_{v\beta} (0.75/\epsilon_{va} - 0.375) \geq 0.625$$

3) $\epsilon_{v\beta} > 1$

$$Y_e = 0.625$$

(4) 锥齿轮系数 Y_K

$$Y_K = \left(\frac{1}{2} + \frac{l'_b}{2b} \right)^2 \frac{b}{l'_b} \quad (33.1-78)$$

式中 $l'_b = l_b \cos \beta_{vb}$

l_b 为齿中点接触线长度, 见本章 8.1 节。

(5) 载荷分配系数 Y_{LS}

$$Y_{LS} = Z_L^2$$

8.4.1.2 C 法弯曲强度计算的系数 Y_j 和 Y_{K-C}

(1) 锥齿轮弯曲强度计算几何系数 Y_j

$$Y_j = \frac{2r_{m\gamma 0} b_{e-c} m_m Y_K}{d_v b m_{et} \epsilon_N Y_j} \quad (33.1-79)$$

1) 载荷作用点半径 $r_{m\gamma 0}$ (mm) $r_{m\gamma 0}$ 为参考点端面当量齿轮的载荷作用点半径。

① 椭圆接触区中心至接触线的距离 y_j (mm)

弧齿锥齿轮

$\epsilon_{v\gamma} \leq 2.0$ 时

$$y_j = p_{vb} \cos \beta_{vb} - g_\eta / 2 \quad (33.1-80)$$

式中 $g_\eta = [(g_{van} \cos^2 \beta_{vb})^2 + (b \sin \beta_{vb})^2]^{0.5}$

$\epsilon_{v\gamma} > 2.0$ 时, $y_j = 0$ 。

静载直齿锥齿轮和零度锥齿轮 (齿顶加载)

$$y_j = g_\eta / 2$$

② 最大弯曲应力的载荷作用点

参考点处的法截面内, 从节点到最大弯曲应力载荷作用点的距离 y_3 (mm) 由下面公式求得:

弧齿锥齿轮

$$y_3 = \frac{g_{van}}{2} + \frac{1}{g_\eta^2} (g_{van}^2 y_j \cos^2 \beta_{vb} \pm b g_{van} g_j K' \sin \beta_{vb}) \quad (33.1-81)$$

式中 $K' = \frac{z_2 - z_1}{3.2 z_2 + 4 z_1}$

$$g_j = (g_\eta^2 - 4 y_j^2)^{0.5}$$

式中双符号项, 两轮凹面用上面符号; 两轮凸面用下面符号。

直齿和零度锥齿轮

$$y_3 = g_{van} / 2 + g_{van} y_j / g_\eta^2$$

③ g''_0 (mm)

弧齿锥齿轮

$$g''_0 = \frac{b}{g_\eta^2} (g_{van} g_j K' \cos^2 \beta_{vb} \mp b y_j \sin \beta_{vb}) \quad (33.1-82)$$

式中双符号项, 齿的凹面用上面符号, 齿的凸面用下面符号。

直齿和零度锥齿轮

$$g''_0 = b g_{van} g_j K' / g_\eta^2$$

④ 法向载荷作用角 α_h ($^\circ$)

$$\alpha_h = \alpha_L - \xi_h$$

式中

$$\tan \alpha_{L1,2} = \frac{y_{31,2} + a_{vn} \sin \alpha_n - 0.5 (d_{van2,1}^2 - d_{vbn2,1}^2)^{0.5}}{0.5 d_{vbn1,2}} \quad (33.1-83)$$

$$\xi_h = \frac{180}{\pi} \left(\frac{s_{m0}}{d_{vm}} \sin \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_n \right) \quad (33.1-84)$$

式中 $\alpha_{L1,2}$ —— 载荷作用点的法向压力角 ($^\circ$);

ξ_h —— 法面当量齿轮载荷作用点齿厚半角 ($^\circ$);

a_{vn} —— 法面当量齿轮中心距 (mm);

s_{m0} —— 参考点法向分度圆齿厚 (mm)。

式 (33.1-83) 和式 (33.1-84) 中下标 “1, 2” 和 “2, 1”, 1 表示小轮参数, 2 表示大轮参数; 计算 α_{L1} 时用前面下标, 计算 α_{L2} 时用后面下标。

⑤ 分度圆至载荷作用点的距离 Δr_{y0} (mm)

$$\Delta r_{y0} = 0.5 (d_{vbn} / \cos \alpha_h - d_{vn}) \quad (33.1-85)$$

⑥ 载荷作用点半径 $r_{m\gamma 0}$ (mm)

$$r_{m\gamma 0} = \frac{d_v}{2} \left(\frac{R_m + g'_0}{R_m} \right) + \Delta r_{y0} \quad (33.1-86)$$

2) 含应力修正的齿形系数 Y_K

① 危险截面齿厚之半 (mm)

$$s_N = 0.5 d_{vm} \sin \zeta - \rho_{a0} \cos V - g_{zb} \quad (33.1-87)$$

式中 $V = \arctan (g_{za} / g_{zb})$

$$g_{za} = g_{yb} \cos \zeta - g_{xb} \sin \zeta$$

$$g_{zb} = g_{yb} \sin \zeta + g_{xb} \cos \zeta$$

$$g_{xb} = g_{x0} - g_0$$

$$g_{yb} = h_{fm} - \rho_{a0}$$

$$\zeta = 360 g_{f0} / (\pi d_{vm}) \quad (33.1-88)$$

② 弯曲力臂 h_N (mm)

$$h_N = \Delta r_{y0} + 0.5 d_{vn} (1 - \cos \zeta) + \rho_{a0} \sin V + g_{za} \quad (33.1-89)$$

③ s_N 和 h_N 的迭代求解

给出初值

$$g_{f0} = g_0 + g_{yb} \quad (33.1-90)$$

式中 $g_0 = 0.5s_{mn} + h_{fm} \tan \alpha_n + \rho_{a0} \left(\frac{1 - \sin \alpha_n}{\cos \alpha_n} \right)$
 (33.1-91)

由式(33.1-88)求出 ζ 之后,由式(33.1-87)和式(33.1-89)求得 s_N 和 h_N , 要求

$$s_N / (h_N \tan V) = 2.0 \pm 0.001 \quad (33.1-92)$$

当不满足式(33.1-92)要求时,进行下一次计算,取

$$g_{0(2)} = g_{0(1)} + \Delta g_0$$

通常可取 $\Delta g_0 \approx 0.005 m_{et}$, 有时须根据实际计算情况对 Δg_0 值加以调整。

④齿形系数 Y

$$Y = \frac{2}{3} \frac{1}{m_{et} [1/x_N - \tan \alpha_h / (3s_N)]} \quad (33.1-93)$$

式中 $x_N = s_N^2 / h_N$

⑤应力修正系数 Y_f

$$Y_f = H + \left(\frac{2s_N}{r_{mf}} \right)^L \left(\frac{2s_N}{h_N} \right)^M \quad (33.1-94)$$

式中 $H = 0.325 454 5 - 0.007 272 7 \alpha_n$

$L = 0.331 818 2 - 0.009 090 9 \alpha_n$

$M = 0.268 181 8 + 0.009 090 9 \alpha_n$

$$r_{mf} = \frac{(h_{fm} - \rho_{a0})^2}{0.5d_{vm} + h_{fm} - \rho_{a0}} + \rho_{a0}$$

式中 α_n ——法向压力角 ($^\circ$);

r_{mf} ——齿根圆弧半径 (mm)。

⑥含应力修正的齿形系数 Y_K

$$Y_K = Y / Y_f \quad (33.1-95)$$

3) 载荷分配率 ϵ_N

①弧齿锥齿轮

$$\epsilon_N = g_j^3 / g_j'^3$$

式中 $g_j'^3 = g_j^3 +$

$$\sum_{k=1}^4 \sqrt{[g_j^2 - 4kp_{vb} \cos \beta_{vb} (kp_{vb} \cos \beta_{vb} + 2y_j)]^3} + \sum_{k=1}^2 \sqrt{[g_j^2 - 4kp_{vb} \cos \beta_{vb} (kp_{vb} \cos \beta_{vb} - 2y_j)]^3} \quad (33.1-96)$$

上式展开后各项均应为实数(即根号内为正值),略去虚数项。大多数情况下 x 和 y 不大于 2。

②承受静载荷的直齿和零度锥齿轮

$$\epsilon_N = 1.0$$

4) 惯性系数 Y_i

① $\epsilon_{vy} < 2.0$ 时, $Y_i = 2 / \epsilon_{vy}$

② $\epsilon_{vy} \geq 2.0$ 时, $Y_i = 1.0$ 。

5) 有效齿宽 $b_{e,c}$ (mm)

$$b_{e,c} = h_N \cos \beta_m \left[\arctan \left(\frac{\Delta b_e}{h_N} \right) + \arctan \left(\frac{\Delta b_i}{h_N} \right) \right] \frac{\pi}{180} + g_K \quad (33.1-97)$$

式中 $g_K = bg_{v0} g_j \cos^2 \beta_{vb} / g_j^2$

$$\Delta b'_i = \frac{b - g_K}{2 \cos \beta_m} + \frac{g'_0}{\cos \beta_m}$$

$$\Delta b'_e = \frac{b - g_K}{2 \cos \beta_m} - \frac{g'_0}{\cos \beta_m}$$

$\Delta b'_i$ 为小端增量, $\Delta b'_e$ 为大端增量。

当 $\Delta b'_i > 0$ 和 $\Delta b'_e > 0$ 时, $\Delta b_i = \Delta b'_i$;

$\Delta b_e = \Delta b'_e$ 。

当 $\Delta b'_i > 0$ 和 $\Delta b'_e < 0$ 时, $\Delta b_i = (b - g_K) / \cos \beta_m$; $\Delta b_e = 0$ 。

当 $\Delta b'_i < 0$ 和 $\Delta b'_e > 0$ 时, $\Delta b_i = 0$;
 $\Delta b_e = (b - g_K) / \cos \beta_m$ 。

(2) 锥齿轮的修正系数

引入修正系数 Y_{K-C} 的目的是使 C 法计算得到的齿根应力基本值与 B 法一致,以便能够用 ISO 6336 第 3 部分的计算方法。

1) 修正系数 Y_{K-C} 的近似值 按 $m_n = 5$ mm, 标准值 $\alpha_n = 20^\circ$ 和 $\beta_m = 35^\circ$, 对 $z_1 \geq 15$, 材料为渗碳淬火钢的齿轮进行计算, 得到 Y_{K-C} 的近似值:

$$Y_{K-C} = 1.2$$

2) 修正系数 Y_{K-C} 的计算公式 B 法的弯曲强度计算以 ISO 6336 第 3 部分第 5 节的方法为基础。C 法以格利森法为基础, 主要差别在于 C 法不仅考虑到齿的受拉侧的弯曲应力, 而且还考虑到压缩应力。除此之外, 应力修正系数也不相同。为使 C 法计算结果与 B 法一致, 修正系数可按下式计算:

$$Y_{K-C} = \frac{Y_f}{2.3 [1 - s_N \tan \alpha_h / (3h_N)]} \quad (33.1-98)$$

8.4.2 影响许用齿根应力的系数

(1) 相对齿根圆角敏感系数 Y_{relT}

1) B1 法

$$Y_{\text{relT}} = (1 + \sqrt{\rho' x^*}) / (1 + \sqrt{\rho' x_T^*})$$

式中 $x^* = (1 + 2q_s) / 5$

$$x_T^* = 1.2$$

q_s ——齿根圆角参数 [见式(33.1-77)];

ρ' ——材料滑移层厚度 (mm) (见第 32

篇第 1 章)。

2) B2 法 此法用于工业用齿轮已够精确。

$q_s \geq 1.5$ 时, $Y_{srelT} = 1.0$; $q_s > 2.5$ 时, 此式得到的结果偏安全。

$q_s < 1.5$ 时, $Y_{srelT} = 0.95$ 。

(2) 相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}

1) B1 法 B1 法的 Y_{RrelT} 按表 33.1-63 中的公式计算。

表 33.1-63 B1 法 Y_{RrelT} 的推荐值或计算公式

材 料	$R_z < 1 \mu\text{m}$	$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$
调质钢或渗碳淬火钢	$Y_{RrelT} = 1.12$	$Y_{RrelT} = 1.624 - 0.529 (R_z + 1)^{0.1}$
软 钢	$Y_{RrelT} = 1.07$	$Y_{RrelT} = 5.306 - 4.203 (R_z + 1)^{0.01}$
灰铸铁与渗氮钢	$Y_{RrelT} = 1.025$	$Y_{RrelT} = 4.299 - 3.259 (R_z + 1)^{0.005}$

2) B2 法 当齿根的 $R_z \leq 16 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RrelT} = 1.0$, 当 $R_z < 10 \mu\text{m}$ 时, 此式得到的结果偏安全。

(3) 尺寸系数 Y_s

Y_s 可按表 33.1-64 的公式计算和取值。

(4) 试验齿轮应力修正系数 Y_{ST}

表 33.1-64 尺寸系数 Y_s 的计算公式和取值范围

材 料	Y_s 的计算公式	Y_s 取值范围
结构钢、调质钢、球墨铸铁和珠光体可锻铸铁	$Y_s = 1.03 - 0.006 m_n$	$0.85 \leq Y_s \leq 1.0$
表面硬化钢	$Y_s = 1.05 - 0.01 m_n$	$0.80 \leq Y_s \leq 1.0$
灰 铸 铁	$Y_s = 1.075 - 0.015 m_n$	$0.70 \leq Y_s \leq 1.0$

按 GB/T 3480—1997 选取 σ_{Flim} 时, $Y_{ST} = 2$ 。

(5) 寿命系数 Y_{NT}

取值方法与渐开线圆柱齿轮相同 (见第 32 篇第 1 章)。

9 直齿锥齿轮的强度校核

推荐采用 ISO/DIS 10300 的 B 法对直齿锥齿轮的接触强度和弯曲强度进行校核。

在强度校核之先, 应按本章第 3 节表 33.1-11 至表 33.1-13 进行直齿锥齿轮几何设计; 还应给出强度校核的其他原始参数 (见表 33.1-65)。本节算例的几何参数与本章第 3 节的相同。

9.1 直齿锥齿轮强度校核的原始参数

9.1.1 强度校核原始参数表 (见表 33.1-65)

表 33.1-65 直齿锥齿轮强度校核的原始参数

序号	名 称	代号/单位	算 例
1	传递功率	P/kW	
2	小轮转矩	$T_1/(\text{N}\cdot\text{m})$	114
3	小轮转速	$n_1/(\text{r}/\text{min})$	1 000
4	有效齿宽系数	b_c^*	0.85
5	齿轮材料及热处理	小轮	20Cr, 渗碳淬火
6		大轮	

续表 33.1-65

序号	名称	代号/单位	算例
7	齿面硬度	小轮	58HRC
8		大轮	
9	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	1 370
10		大轮	
11	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	380
12		大轮	
13	齿轮材料的密度	小轮	7.86×10^{-6}
14		大轮	
15	材料的弹性模量	小轮	2.06×10^5
16		大轮	
17	材料的泊松比	小轮	0.3
18		大轮	
19	齿轮的精度等级		GB/T 11365—1989, 7级
20	齿面粗糙度	小轮	6.3
21		大轮	
22	润滑油		100 (GB 5903—1995)
23	40℃时润滑油的名义运动黏度	$\nu_{40}/(\text{mm}^2/\text{s})$	100
24	使用场合		金属切削机床
25	使用寿命	h	5 000 ($N_{L1} = 3 \times 10^8, N_{L2} = 9.7 \times 10^7$)

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

9.1.2 表 33.1-65 的说明

1) 表 33.1-65 (1~3) 若给出传递功率 P 和小轮转速 n_1 , 可由式 (33.1-52) 算出小轮转矩 T_1 。

2) 表 33.1-65 (4) b_e^* 为有效齿宽与齿宽之比, 一般应采用鼓形齿, 取 $b_e^* = 0.85$ 。

3) 表 33.1-65 (9~12) 根据齿轮材料、热处理和齿面硬度, 由 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》(见第 32 篇第 1 章) 查得 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 值。

4) 表 33.1-65 (20~21) 若给出的齿面粗糙度为 R_a 时, 可近似地求出得 $R_z \approx 6R_a$ 。

9.2 直齿锥齿轮的切向力及载荷系数

9.2.1 切向力及载荷系数计算表(见表 33.1-66)

9.2.2 表 33.1-66 的说明

1) 表 33.1-66 (16) 按参考点模数 m_m 和大轮参考点分度圆直径 d_{m2} 计算齿距极限偏差。

2) 表 33.1-66 (17) 齿轮跑合量受到圆周切线速度的限制, 详见表 33.1-57。

3) 表 33.1-66 (20~27) 根据不同的临界转速比 N 值, 用不同的公式计算 K_v 值。

9.3 直齿锥齿轮的齿面接触强度校核(见表 33.1-67)

表 33.1-66 直齿锥齿轮的切向力及载荷系数

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	小轮转矩	$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	见表 33.1-65 (2)	114
2	参考点切向力	F_{mt}/N	$F_{mt} = 2\,000 T_1/d_{mt}$	4 709.078
3	参考点切线速度	$v_{mt}/(\text{m}/\text{s})$	$v_{mt} = d_{mt} n_1/19\,098$	2.535 193
4	使用系数	K_A	根据工况按第 32 篇第 1 章的方法选取	1.25
动 载 荷 系 数 K_v				
5	有效齿宽	b_r/mm	$b_r = b_c' b$	23.8
6		$F_{Kb}/(\text{N}/\text{mm})$	$F_{Kb} = F_{mt} K_A/b_e$	247.325 5
7	齿轮啮合刚度修正系数之一	C_F	$F_{Kb} \geq 100$ 时, $C_F = 1$	1
			$F_{Kb} < 100$ 时, $C_F = F_{Kb}/100$	
8	齿轮啮合刚度修正系数之二	C_b	$b_c' \geq 0.85$ 时, $C_b = 1$	1
			$b_c' < 0.85$ 时, $C_b = b_c' / 0.85$	
9	轮齿的啮合刚度	$c_y/[\text{N}/(\text{mm}\cdot\mu\text{m})]$	$c_y = 20 C_F C_b$	20
10	单对齿刚度	$c' / [\text{N}/(\text{mm}\cdot\mu\text{m})]$	$c' = 14 C_F C_b$	14
11	诱导质量	$m_{redx}/(\text{kg}/\text{mm})$	$m_{redx} = \frac{\pi \rho d_{mt}^2}{8 \cos^2 \alpha} \left(\frac{u^2}{1+u^2} \right)$	0.007 424
12	临界转速	$n_{E1}/(\text{r}/\text{min})$	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_y}{m_{redx}}}$	26 085.86
13	临界转速比	N	$N = n_1/n_{E1}$	0.038 335
14		A_p	根据齿轮精等级由表 33.1-56 查得	0.9
15		C_p		11.2
16	齿距极限偏差	$f_{pt}/\mu\text{m}$	$f_{pt} = A_p (m_m + 0.25 \sqrt{d_{m2}}) + C_p$	16.25
17	轮齿跑合量	$y_a/\mu\text{m}$	调质钢, $y_a = 160 f_{pt}/\sigma_{Hlim}$	
			灰铸铁, $y_a = 0.275 f_{pt}$	
			渗碳淬火钢和氮化钢, $y_a = 0.075 f_{pt}$	1.218 923
			两种不同材料, $y_a = (y_{a1} + y_{a2})/2$	
18	有效齿距偏差	$f_{peff}/\mu\text{m}$	$f_{peff} = f_{pt} - y_a$	15.033 389
19		B_p	$B_p = b f_{peff} c' / (F_{mt} K_A)$	1.001 145
20	$N \leq 1.25$ 时的 C_{v1} 和 C_{v2}	C_{v1}	$C_{v1} = 0.32$	0.32
C_{v2}		$1 < \epsilon_{va} \leq 2$ 时, $C_{v2} = 0.34$	0.34	
21		C_{v2}	$\epsilon_{va} > 2$ 时, $C_{v2} = 0.57 / (\epsilon_{va} - 0.3)$	
22	$N \leq 0.75$ 时的 C_{v3}	C_{v3}	$1 < \epsilon_{va} \leq 2$ 时, $C_{v3} = 0.23$	0.23
		C_{v3}	$\epsilon_{va} > 2$ 时, $C_{v3} = 0.096 / (\epsilon_{va} - 1.56)$	

续表 33.1-66

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
23	0.75 < N ≤ 1.25 时的 C _{v1}	C _{v1}	1 < ε _{va} ≤ 2 时, C _{v1} = 0.9 ε _{va} > 2 时, C _{v1} = (0.57 - 0.05ε _{va}) / (ε _{va} - 1.44)	
24	N ≥ 1.5 时的 C _{v5} 、C _{v6} 和 C _{v7}	C _{v5}	C _{v5} = 0.47	
25		C _{v6}	1 < ε _{va} ≤ 2 时, C _{v6} = 0.47 ε _{va} > 2 时, C _{v6} = 0.12 / (ε _{va} - 1.74)	
26		C _{v7}	1 < ε _{va} ≤ 1.5 时, C _{v7} = 0.75	
			1.5 < ε _{va} ≤ 2.5 时, C _{v7} = 0.125 sin [π (ε _{va} - 2)] + 0.875 ε _{va} > 2.5 时, C _{v7} = 1.0	
27	动载系数	K _v	N ≤ 0.75 时, K _v = N [B _p (C _{v1} + C _{v2}) + C _{v3}] + 1 0.75 < N ≤ 1.25 时, K _v = B _p (C _{v1} + C _{v2}) + C _{v4} + 1 N ≥ 1.5 时, K _v = B _p (C _{v5} + C _{v6}) + C _{v7} 1.25 < N < 1.5 时, K _v = K _{v(N=1.5)} + $\frac{K_{v(N=1.25)} - K_{v(N=1.5)}}{0.25} (1.5 - N)$	1.034 147
齿向载荷分布系数 K _{Hβ} 、K _{Fβ} 以及 Z _{LS} 和 Y _c				
28	装配系数	K _{Hβbc}	根据装配条件和接触区检验条件, 按表 33.1-59 选取	1.1
29	接触强度计算的齿向载荷分布系数	K _{Hβ}	b _c [*] > 0.85 时, K _{Hβ} = 1.5 K _{Hβbc} b _c [*] ≤ 0.85 时, K _{Hβ} = 1.275 K _{Hβbc} / b _c [*]	1.65
30	齿线曲率系数	K _{Fβ}	K _{Fβ} = 1	1
31	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	K _{Fβ}	K _{Fβ} = K _{Hβ} / K _{Fβ}	1.65
32	接触强度计算的载荷分配系数	Z _{LS}	Z _{LS} = 1	1
33	重合度系数	Y _c	Y _c = 0.25 + 0.75 / ε _{va} ≥ 0.625	0.717 334
齿间载荷分配系数 K _{Hα} 和 K _{Fα}				
34		F _{mH} / N	F _{mH} = F _m K _A K _v K _{Hβ}	10 044.126
35	接触强度计算的齿间载荷分配系数	K _{Hα}	ε _{va} ≤ 2 时, K _{Hα} = $\frac{\epsilon_{va}}{2} [0.9 + \frac{0.4c_y(f_{pl} - Y_c)}{F_{mH}/b}]$	0.991 208

续表 33.1-66

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
35	接触强度计算的齿间载荷分配系数	$K_{H\alpha}$	$\epsilon_{v\alpha} > 2$ 时, $K_{H\alpha} = 0.9 + \frac{0.4c_{v\alpha}(f_{H\alpha} - \gamma_{\alpha})}{F_{mH}/b} \sqrt{\frac{2(\epsilon_{v\alpha} - 1)}{\epsilon_{v\alpha}}}$	
36	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$	0.991 208
37		$K_{H\alpha max}$	$K_{H\alpha} = 1/Z_{\alpha S}^2$	1
38		$K_{F\alpha max}$	$K_{F\alpha} = 1/Y_c$	1.394 051
39		$K_{H\alpha}$	当 $K_{H\alpha} < 1$ 时, 取 $K_{H\alpha} = 1$ 当 $K_{H\alpha} > K_{H\alpha max}$ 时, 取 $K_{H\alpha} = K_{H\alpha max}$	1
40		$K_{F\alpha}$	当 $K_{F\alpha} < 1$ 时, 取 $K_{F\alpha} = 1$ 当 $K_{F\alpha} > K_{F\alpha max}$ 时, 取 $K_{F\alpha} = K_{F\alpha max}$	1

表 33.1-67 直齿锥齿轮的齿面接触强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	节点区域系数	Z_H	$Z_H = 2(1/\sin 2\alpha)^{0.5}$	2.494 573
2		F_1	$F_1 = 2$	2
3		F_2	$F_2 = 2(\epsilon_{v\alpha} - 1)$	1.209 692
4	单对齿啮合系数	Z_{M-U}	$Z_{M-U} = \frac{\tan \alpha}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{vb1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{Z_{v1}}\right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{vb2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{Z_{v2}}\right]}}$	0.987 357
5	弹性系数	$Z_E/\sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$	189.811 7
6	螺旋角系数	Z_{β}	$Z_{\beta} = 1$	1
7	锥齿轮系数	Z_K	$Z_K = 0.8$	0.8
8	尺寸系数	Z_s	$Z_s = 1$	1
9		C_{ZL}	$C_{ZL} = 0.08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350}\right) + 0.83$	0.91
10	润滑剂系数	Z_L	$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1.2 + 134/\nu_{40})^2}$	0.965 800
11		C_{ZV}	$C_{ZV} = 0.08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350}\right) + 0.85$	0.93
12	速度系数	Z_V	$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{(0.8 + 32/\nu_{mt})^{0.5}}$	0.968 213

续表 33.1-67

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
13	小轮齿面微观不平度	$R_{z1}/\mu\text{m}$	$R_{z1} \approx 6R_{a1}$	6.3
14	大轮齿面微观不平度	$R_{z2}/\mu\text{m}$	$R_{z2} \approx 6R_{a2}$	6.3
15	相对曲率半径	$\rho_{\text{red}}/\text{mm}$	$\rho_{\text{red}} = u_v a_v \sin \alpha / (1 + u_v)^2$	7.881 230
16		R_{z10}	$R_{z10} = 0.5 (R_{z1} + R_{z2}) \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{\text{red}}}}$	6.820 390
17		C_{zR}	$C_{zR} = 0.12 + (1000 - \sigma_{\text{Hlim}}) / 5000$	0.08
18	粗糙度系数	Z_R	$Z_R = (3/R_{z10})^{C_{zR}}$	0.936 408
19	工作硬化系数	Z_w	HB < 130 时, $Z_w = 1.2$	1
			HB > 470 时, $Z_w = 1$	
			$130 \leq \text{HB} \leq 470$ 时, $Z_w = 1.2 - (\text{HB} - 130) / 1700$	
20	接触疲劳寿命系数	Z_{Nf}	由第 32 篇第 1 章查得 $Z_{\text{Nf}} = (10^6 / N_L)^{0.057}$	1.07
21	齿面中点接触线长	l_b/mm	$l_b = 2b \sqrt{\epsilon_{va} - 1} / \epsilon_{va}$	27.137 953
22	齿面接触应力基本值	$\sigma_{\text{H0}}/\text{MPa}$	$\sigma_{\text{H0}} = Z_M \cdot u_v Z_H Z_E Z_K \sqrt{\frac{F_m (u_v + 1)}{d_{v1} l_b u_v}}$	725.732 5
23	接触强度计算安全系数	S_H	$S_H = \frac{\sigma_{\text{Hlim}} Z_{\text{Nf}} Z_R Z_L Z_V Z_H Z_W}{\sigma_{\text{H0}} (K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha})^{0.5}}$	1.211 052
24	许用接触强度最小安全系数	S_{Hmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1

9.4 直齿锥齿轮的弯曲强度校核

9.4.1 弯曲强度校核表 (见表 33.1-68)

9.4.2 表 33.1-68 的说明

1) 表 33.1-68 中双符号项, 小轮用上面符号; 大轮用下面符号。

2) 表 33.1-68 (4) θ 值需要迭代求解, 初值可取 $\theta = \pi/6$ (rad)。

表 33.1-68 直齿锥齿轮的弯曲强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
1		E/mm	$E = (\pi/4 \mp x_{i1}/2) m_m - h_{a1} \tan \alpha - \rho_{a0} (1 - \sin \alpha) / \cos \alpha$	0.379 156	0.417 380
2		G	$G = \rho_{a0} / m_m - h_{a0} / m_m \pm x_1$	-0.515 304	-1.335 304
3		H	$H = (\pi - 2E/m_m) / z_{vi} - \pi/3$	-0.904 718	-1.032 577
4		θ/rad	$\theta = 2G \tan \theta / z_{vi} - H$	0.846 374	1.010 463
5	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_F}{m_m}$	$\frac{s_F}{m_m} = z_{vi} \sin (\frac{\pi}{3} - \theta) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{a0}}{m_m} \right)$	2.159 141	2.241 413
6	30°切线切点处齿廓曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_F}{m_m}$	$\frac{\rho_F}{m_m} = \frac{\rho_{a0}}{m_m} + \frac{2G^2}{\cos \theta (Z_{vi} \cos^2 \theta - 2G)}$	0.356 495	0.392 336

续表 33.1-68

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
7	齿顶压力角	$\alpha_a / (^\circ)$	$\alpha_a = \arccos(d_{vb}/d_{va})$	34.576 412	20.938 137
8	齿顶圆齿厚半角	$\psi_a / (^\circ)$	$\psi_a = \frac{180}{\pi} \left\{ \frac{1}{Z_{va}} \left[\frac{\pi}{2} \pm (2x_1 \tan \alpha + x_{v1}) \right] + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right\}$	1.348 019	0.243 537
9	载荷作用角	$\alpha_{Fa} / (^\circ)$	$\alpha_{Fa} = \alpha_a - \psi_a$	33.228 393	20.694 600
10	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_n}$	$\frac{h_{Fa}}{m_n} = 0.5 Z_{vi} \left[\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{Fa}} - \cos \left(\frac{\pi}{3} + \theta \right) \right] + 0.5 \left(\rho_{a0}/m_n - G/\cos \theta \right)$	1.958 027	1.892 164
11	齿形系数	Y_{Fa}	$Y_{Fa} = \frac{6 (h_{Fa}/m_n) \cos \alpha_{Fa}}{(s_F/m_n)^2 \cos \alpha}$	2.243 285	2.249 644
12		L_s	$L_s = s_F/h_{Fa}$	1.102 710	1.184 576
13		q_s	$q_s = 0.5 s_F/\rho_F$	3.028 283	2.856 497
14	应力修正系数	Y_{Sa}	$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13 L_s) q_s \left(\frac{1}{1.31 + 2.3/L_s} \right)$	1.880 157	1.889 086
15		l'_b/mm	$l'_b = l_b$	27.137 953	
16	锥齿轮系数	Y_K	$Y_K = \frac{b}{l'_b} \left(\frac{1}{2} + \frac{l'_b}{2b} \right)^2$	1.000 244	
17	载荷分配系数	Y_{LS}	$Y_{LS} = Z_{LS}^2$	1	
18	齿根应力基本值	σ_{F0}/MPa	$\sigma_{F0} = \frac{F_{mt}}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\epsilon} Y_K$	199.728 9	201.245 3
19	材料滑移层厚度	ρ'/mm	第 32 篇第 1 章查得	0.003	
20		x^*	$x^* = (1 + 2q_s) / 5$	1.411 313	1.342 599
21	相对齿根圆角敏感系数	Y_{relT}	$Y_{\text{relT}} = (1 + \sqrt{\rho' x^*} / (1 + \sqrt{1.2 \rho'}))$	1.004 782	1.003 269

相对齿根表面状况系数

22	调质钢与渗碳淬火钢	Y_{relT}	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relT}} = 1.2$	1.024 202
			$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relT}} = 1.674 - 0.529 (Rz + 1)^{0.1}$	
23	软钢		$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relT}} = 1.07$	
			$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relT}} = 5.306 - 4.203 (Rz + 1)^{0.01}$	
24	灰铸铁渗氮钢	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relT}} = 1.025$		
		$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relT}} = 4.299 - 3.259 (Rz + 1)^{0.005}$		

续表 33.1-68

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
尺 寸 系 数					
25	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	Y_x	$Y_x = 1.03 - 0.006 m_m$ $0.85 \leq Y_x \leq 1.0$	$Y_x = 1.024 517$ 取 $Y_x = 1$	
26	表面硬化钢		$Y_x = 1.05 - 0.010 m_m$ $0.80 \leq Y_x \leq 1.0$		
27	灰铸铁		$Y_x = 1.075 - 0.015 m_m$ $0.70 \leq Y_x \leq 1.0$		
28	试验齿轮应力修正系数	Y_{ST}	$Y_{ST} = 2.0$	2.0	
29	弯曲疲劳寿命系数	Y_{NT}	由第 32 篇第 1 章查得, $Y_{NT} = (3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$	0.912	0.933
30	弯曲强度计算安全系数	S_F	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\Delta rect} Y_{R rect} Y_x}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}$	1.674 359	1.697 446
31	许用弯曲强度最小安全系数	S_{Fmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1.25	

10 弧齿锥齿轮的强度校核

采用 ISO/DIS 10300 的 C 法对弧齿锥齿轮的接触强度和弯曲强度进行校核，同时保留了格利森强度校核法供初算。

在强度校核之先，应按本章第 4 节表 33.1-16 至表 33.1-18 进行弧齿锥齿轮几何设计。表 33.1-69 中给出强度校核的原始参数。本节算例的几何参数与本章第 4 节的相同。

10.1 按 ISO/DIS 10300 的 C 法校核弧齿锥齿轮的强度

10.1.1 弧齿锥齿轮强度校核的原始参数（见表 33.1-69）

表 33.1-69 的说明与表 33.1-65 的相同。

10.1.2 弧齿锥齿轮的切向力和载荷系数（见表 33.1-70）

10.1.3 弧齿锥齿轮的接触强度校核（见表 33.1-71）

10.1.4 弧齿锥齿轮的弯曲强度校核

(1) 弯曲强度校核表（见表 33.1-72）

(2) 表 33.1-72 的说明

1) 需要分别对两个齿轮的每一齿侧面计算其齿根应力基本值 σ_{F0} 。表 33.1-72 的公式中双符号项，齿的凹面（以“凹”字表示）取上面符号；齿的凸面（以“凸”字表示）取下面符号。大轮凸面和小轮凹面为工作面“i”，大轮凹面和小轮凸面为非工作面“e”。对于大轮为主动件的增速传动，大轮凹面和小轮凸面为工作面。

2) 表 33.1-72 (7) 下标“1, 2”和“2, 1”中，“1”表示小轮，“2”表示大轮；计算 α_{L1} 时用前面下标，计算 α_{L2} 时用后面下标。

3) 表 33.1-72 (14 ~ 23) 给出 g_{tol} 的初值，迭代求角 S_N 和 h_N 值。一般可取 $\Delta g_f = 0.005 m_1$ ，但应根据具体情况进行调整。

4) 表 33.1-72 (32) 展开后各项均应为实数，略去虚数项。一般情况下 x 和 y 不大于 2。

表 33.1-69 弧齿锥齿轮强度校核的原始参数

序号	名称		代号/单位	算例
1	传递功率		P/kW	
2	小轮转矩		$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	850
3	小轮转速		$n_1/(\text{r}/\text{min})$	1 000
4	有效齿宽系数		b_c	0.85
5	齿轮材料及热处理	小轮	20CrMnTi, 渗碳淬火	
6		大轮		
7	齿面硬度	小轮	58~63HRC	
8		大轮		
9	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	$\sigma_{H\text{lim}1}/\text{MPa}$	1 500
10		大轮	$\sigma_{H\text{lim}2}/\text{MPa}$	
11	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	$\sigma_{F\text{lim}1}/\text{MPa}$	500
12		大轮	$\sigma_{F\text{lim}2}/\text{MPa}$	
13	齿轮材料的密度	小轮	$\rho_1/(\text{kg}/\text{mm}^3)$	7.86×10^{-6}
14		大轮	$\rho_2/(\text{kg}/\text{mm}^3)$	
15	材料的弹性模量	小轮	E_1/MPa	2.06×10^5
16		大轮	E_2/MPa	
17	材料的泊松比	小轮	ν_1	0.3
18		大轮	ν_2	
19	齿轮的精度等级			GB/T 11365—1989, 7 级
20	齿面粗糙度	小轮	$R_{z1}/\mu\text{m}$	9.6
21		大轮	$R_{z2}/\mu\text{m}$	
22	润滑油			100 (GB 5903—1995)
23	40℃时润滑油的运动黏度		mm^2/s	100
24	使用场合			冶金机械
25	使用寿命		h	5 000 ($N_L = 3 \times 10^8$)

表 33.1-70 弧齿锥齿轮的切向力和载荷系数

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	小轮转矩	$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	见表 35.3-69 (2)	850
2	参考点切向力	F_{m1}/N	$F_{m1} = 2\,000 T_1/d_{m1}$	16 101.18
3	参考点切线速度	$v_{m1}/(\text{m}/\text{s})$	$v_{m1} = d_{m1} n_1/19\,098$	5.528 4
4	分度锥大端切线速度	$v_{ct}/(\text{m}/\text{s})$	$v_{ct} = v_{m1}/0.8$	6.910 6

续表 33.1-70

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
5	使用系数	K_A	根据工况按第 32 篇第 1 章的方法选取	1.25
6		$F_{Kb}/(N/mm)$	$F_{Kb} = F_{tm} K_A / (b_c^* b)$	414.316 8
7		A_p	根据齿轮的精度等级由表 33.1-56 查得	0.9
8		C_p		11.2
9	齿距极限偏差	$f_{pt}/\mu m$	$f_{pt} = A_p (m_{nr} \cos \beta + 0.25 \sqrt{d_{nr}}) + C_p$	20.438 0
10	相当于 ISO 1328-1 的精度等级	C	$C = -0.504 8 \ln z_2 - 1.144 \ln (m_{nr} \cos \beta) + 2.852 \ln f_{pt} + 3.32$ (圆整)	8
11	$C \leq 5$ 时的动载系数	K_v	$K_v = 1.0 \sim 1.1$	
12		B	$B = 0.25 (C - 5.0)^{0.667}$	0.520 2
13		A	$A = 50 + 56 (1 - B)$	76.868 8
14	v_{et} 许用最大值	$v_{etmax}/(m/s)$	$v_{etmax} = [A + (14 - C)]^2 / 200$	34.336 2
15	$C > 5$ 时的动载系数	K_v	$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 v_{et}}} \right)^{-B}$	1.227 8
16	装配条件系数	$K_{H\beta bc}$	根据装配条件由表 33.1-59 查得	1.1
17	接触强度计算的齿向载荷分布系数	$K_{H\beta}$	$b_c^* > 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta bc}$ $b_c^* \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.275 K_{H\beta bc} / b_c^*$	1.65
18		q	$q = 0.279 / \log \sin \beta$	-1.155 7
19		$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = 0.211 (r_0 / R_m)^q + 0.789$	1.028 9
20	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta} / K_{F\beta}$	1.603 7
21	硬齿面	接触强度计算的齿间载荷分配系数 $F_{Kb} \geq 100 N/mm$ $C \leq 9$	$C \leq 6$ 时, $K_{H\alpha} = 1$	
			$C = 7$ 时, $K_{H\alpha} = 1.1$	
			$C = 8$ 时, $K_{H\alpha} = 1.2$	1.2
			$C = 9$ 时, $K_{H\alpha} = 1.4$	
	软齿面	$F_{Kb} < 100 N/mm$ 或 $C > 9$	$K_{H\alpha} = \epsilon_{van} > 1.4$	
			$C \leq 7$ 时, $K_{H\alpha} = 1.0$	
			$C = 8$ 时, $K_{H\alpha} = 1.1$	
			$C = 9$ 时, $K_{H\alpha} = 1.2$	
硬齿面	$F_{Kb} \geq 100 N/mm$ $C \leq 10$	$C = 10$ 时, $K_{H\alpha} = 1.4$		
		$K_{H\alpha} = \epsilon_{van} > 1.4$		
		$F_{Kb} < 100 N/mm$ 或 $C > 10$		
		$K_{H\alpha} = \epsilon_{van} > 1.4$		
22	弯曲强度齿间载荷分配系数	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$	1.2

表 33.1-71 弧齿锥齿轮的接触强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	节点区域系数	Z_H	$Z_H = 2 (\cos\beta_{vb}/\sin 2\alpha_{va})^{0.5}$	2.130 7
2		F_1	$\epsilon_{\alpha\beta} = 0, F_1 = 2$	1.234 4
			$0 < \epsilon_{\alpha\beta} \leq 1$ 时, $F_1 = 2 + (\epsilon_{\alpha\beta} - 2) \epsilon_{\alpha\beta}$ $\epsilon_{\alpha\beta} > 1$ 时, $F_1 = \epsilon_{\alpha\beta}$	
3		F_2	$\epsilon_{\alpha\beta} = 0, F_2 = 2(\epsilon_{\alpha\beta} - 1)$	1.234 4
			$0 < \epsilon_{\alpha\beta} \leq 1$ 时, $F_2 = 2\epsilon_{\alpha\beta} - 2 + (2 - \epsilon_{\alpha\beta}) \epsilon_{\alpha\beta}$ $\epsilon_{\alpha\beta} > 1$ 时, $F_2 = \epsilon_{\alpha\beta}$	
4	单对齿啮合系数	Z_{M-U}	$Z_{M-U} = \frac{\tan\alpha_{va}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{db1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{Z_1}\right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{db2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{Z_2}\right]}}$	0.951 3
5	弹性系数	$Z_E/\sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$	189.811 7
6	螺旋角系数	Z_β	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$	0.905 1
7	接触强度计算的载荷分配系数	Z_{LS}	$\epsilon_{\alpha\beta} \leq 2$ 和 $\epsilon_{\alpha\beta} \leq 1$ 时, $Z_{LS} = 1$ $\epsilon_{\alpha\beta} > 2$ 和 $\epsilon_{\alpha\beta} > 1$ 时 $Z_{LS} = \{1 + 2[1 - (2/\epsilon_{\alpha\beta})^{1.5}] \sqrt{1 - 4/\epsilon_{\alpha\beta}^2}\}^{-0.5}$	0.951 7
8	锥齿轮系数	Z_K	$Z_K = 0.8$	0.8
9	尺寸系数	Z_s	$Z_s = 1$	1
10	润滑油膜形成系数	Z_{LVR}	调质钢铣齿, $Z_{LVR} = 0.85$	0.92
			铣齿后研齿, $Z_{LVR} = 0.92$	
		淬硬磨齿 或刮削	$R_{Z10} \leq 4 \mu\text{m}$ 时, $Z_{LVR} = 1$ $R_{Z10} > 4 \mu\text{m}$ 时, $Z_{LVR} = 0.92$	
11	工作硬化系数	Z_w	$H < 130, Z_w = 1.2$ (H ——硬度 HB 数值)	1
			$H > 470, Z_w = 1.0$	
			$130 \leq H \leq 470, Z_w = 1.2 - (H - 130)/1700$	
12	接触疲劳寿命系数	Z_{NT}	由第 32 篇第 1 章查得 $Z_{NT} = (10^9/N_L)^{0.057}$	1.071 0
13	齿中点接触线长度	l_b/mm	$\epsilon_{\alpha\beta} < 1,$ $l_b = \frac{b\epsilon_{\alpha\beta}}{\epsilon_{\alpha\beta}^2 \cos\beta_{vb}} \sqrt{\epsilon_{\alpha\beta}^2 - [(2 - \epsilon_{\alpha\beta})(1 - \epsilon_{\alpha\beta})]^2}$	38.234 4
			$\epsilon_{\alpha\beta} \geq 1, l_b = b\epsilon_{\alpha\beta} / (\epsilon_{\alpha\beta} \cos\beta_{vb})$	

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 33.1-71

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
14	齿面计算接触应力基本值	σ_{H0}/MPa	$\sigma_{H0} = Z_M \cdot Z_H Z_E Z_L Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{nt}(u_v + 1)}{d_{v1} l_1 u_v}}$	543.051 3
15	接触强度计算安全系数	S_H	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_{LVR} Z_W}{\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}}$	1.561 3
16	接触强度最小安全系数	S_{Hmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1

表 33.1-72 弧齿锥齿轮的弯曲强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
1		g_q/mm	$g_q = (g_{van}^2 \cos^4 \beta_{vb} + b^2 \sin^2 \beta_{vb})^{0.5}$	37.231 3	
2		y_1/mm	$\epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $y_1 = \rho_{vb} \cos \beta_{vb} - q_1/2$ $\epsilon_{v\gamma} > 0$ 时, $y_1 = 0$	0	
3		K'	$K' = (z_2 - z_1) / (3.2z_2 + 4z_1)$	0.149 6	
4		g_j/mm	$g_j = (g_q^2 - 4y_1^2)^{0.5}$	37.231 3	
5		凹	$y_3 = g_{van}/2 + (g_{van}^2 y_1 \cos^2 \beta_{vb} \pm b g_{van} g_j K' \sin \beta_{vb}) / g_q^2$	18.386 3	
		凸		11.089 3	
6		凹	$g''_0 = b(g_{van} g_j K' \cos^2 \beta_{vb} \mp b y_1 \sin \beta_{vb}) / g_q^2$	4.802 8	
		凸		4.802 8	
7	载荷作用点的法向压力角	凹	$\tan \alpha_{L1,2} = [y_3 + a_m \sin \alpha_n - 0.5 \times (d_{van2,1}^2 - d_{vb2,1}^2)^{0.5}] / (0.5 d_{vb1,2})$	25.168 1	19.935 0
		凸		20.608 5	19.428 2
8	载荷作用点的法向齿厚半角	凹	$\xi_{hi} = 180(s_{min}/d_{vn} - \text{inv} \alpha_{L1} + \text{inv} \alpha_n) / \pi$	3.092 9	0.250 4
		凸		3.909 9	0.315 6
9	法向载荷作用角	凹	$\alpha_{hi} = \alpha_{L1} - \xi_{hi}$	22.075 2	19.684 2
		凸		16.698 6	19.112 5
10	分度圆至载荷作用点的距离	凹	$\Delta r_{yhi} = 0.5(d_{vbni} / \cos \alpha_{hi} - d_{vni})$	1.161 0	-1.546 1
		凸		-1.566 9	-4.270 3
11	载荷作用点的半径	凹	$r_{m0i} = 0.5 d_{vi} (R_m + g''_0) / R_m + \Delta r_{yhi}$	58.254 1	535.382 1
		凸		55.526 2	532.657 9
12		g_{ybi}/mm	$g_{ybi} = h_{fmi} - \rho_{di}$	3.353 1	7.759 6
13		g_{hi}/mm	$g_{hi} = 0.5 S_{min} + h_{fmi} \tan \alpha_n + \rho_{di} (1 - \sin \alpha_n) / \cos \alpha_n$	8.584 0	8.242 3
14		凹	$g_{0i} = g_{hi} + g_{ybi}$ (初值)	12.589 1	24.232 9
		凸		10.935 2	18.821 5

续表 33.1-72

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
15		凹	$g_{xb} = g_{b1} - g_{b2}$	4.005 1	15.990 6
		凸		2.351 2	10.579 2
16		凹	$\zeta = 360 g_{b1} / (\pi d_{v1})$	8.716 5	1.784 1
		凸		7.751 4	1.385 7
17		凹	$g_{zb} = g_{y1} \cos \zeta_1 - g_{xb} \sin \zeta_1$	2.707 4	7.258 0
		凸		3.014 1	7.501 5
18		凹	$g_{db} = g_{yb} \sin \zeta_1 + g_{zb} \cos \zeta_1$	4.467 0	16.224 5
		凸		2.772 5	10.763 8
19		凹	$V_1 = \arctan(g_{zb} / g_{db})$	31.219 8	24.101 3
		凸		47.390 4	34.873 4
20	危险截面齿厚之半	凹	$s_{N1} = 0.5 d_{v1} \sin \zeta_1 - \rho_{a1} \cos V_1 - g_{db}$	6.790 9	6.178 9
		凸		7.115 4	6.415 0
21	弯曲力臂	凹	$h_{N1} = \Delta r_{y1} + 0.5 d_{v1} (1 - \cos \zeta_1) + \rho_{a1} \sin V_1 + g_{zb}$	5.601 7	6.905 9
		凸		3.272 6	4.602 3
22		凹	$s_{hv1} = s_{N1} / (h_{N1} \tan V_1) - 2$	1.79×10^{-4}	7.11×10^{-5}
		凸		2.57×10^{-6}	4.83×10^{-5}
23		凹	当 $ s_{hv1} < 10^{-3}$ 时, 执行(24) 否则 $g_{R(2)} = g_{R(1)} + \Delta g_1$, 返回(15)	12.589 1	24.232 9
		凸		10.935 2	18.821 5
24		凹	$x_{N1} = s_{N1}^2 / h_{N1}$	8.232 6	5.528 4
		凸		15.470 5	8.941 8
25	齿形系数	凹	$Y = \frac{2}{3} \left\{ \frac{1}{m_s [1/x_{N1} - \tan \alpha_{N1} / (3S_{N1})]} \right\}$	0.798 6	0.501 9
		凸		1.603 3	0.864 4
26		H	$H = 0.325 454 5 - 0.007 272 7 \alpha_n$	0.18	
27		L	$L = 0.331 818 2 - 0.009 090 9 \alpha_n$	0.15	
28		M	$M = 0.268 181 8 + 0.009 090 9 \alpha_n$	0.45	
29	齿根圆角半径	r_{mf1} / mm	$r_{mf1} = (h_{fm1} - \rho_{af1})^2 / (0.5 d_{v1} + h_{fm1} - \rho_{af1}) + \rho_{af1}$	1.630 6	2.076 6
30	应力修正系数	凹	$Y_f = H + \left(\frac{2s_{N1}}{r_{mf1}} \right)^L \left(\frac{2s_{N1}}{h_{N1}} \right)^M$	2.227 3	1.877 9
		凸		2.861 5	2.264 5
31	含应力修正系数的齿形系数	凹	$Y_K = Y / Y_f$	0.358 6	0.267 3
		凸		0.560 3	0.381 7

续表 33.1-72

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
32		g_i^3/mm^3	$g_i^3 = g_i^3 + \sum_{k=1}^n [g_k^3 - 4k p_{vb} \cos \beta_{vb} \cdot (k p_{vb} \cos \beta_{vb} + 2Y_j)]^{3/2} + \sum_{k=1}^n [g_k^3 - 4k p_{vb} \cos \beta_{vb} (k p_{vb} \cos \beta_{vb} - 2Y_j)]^{3/2}$	58 460.17	
33	载荷分配率	ϵ_N	$\epsilon_N = g_j^3/g_i^3$	0.882 8	
34	惯性系数	Y_j	$\epsilon_{v7} < 2.0$ 时, $Y_j = 2/\epsilon_{v7}$ $\epsilon_{v7} \geq 2.0$ 时, $Y_j = 1$	1	
35		g_k/mm	$g_k = b g_{v0} g_j \cos^2 \beta_{vb} / g_i^2$	32.101 1	
36		$\Delta b'_i/\text{mm}$	$\Delta b'_i = (b - g_k) / (2 \cos \beta) + g''_0 / \cos \beta$	21.152 6	
37		$\Delta b'_e/\text{mm}$	$\Delta b'_e = (b - g_k) / (2 \cos \beta) - g''_0 / \cos \beta$	9.426 4	
38		$\Delta b_i/\text{mm}$	$\Delta b'_i > 0$ 和 $\Delta b'_e > 0$, 则 $\Delta b_i = \Delta b'_i$	21.152 6	
			$\Delta b'_i > 0$ 和 $\Delta b'_e < 0$, 则 $\Delta b_i = (b - g_k) / \cos \beta$		
			$\Delta b'_i < 0$ 和 $\Delta b'_e > 0$, 则 $\Delta b_i = 0$		
39		$\Delta b_e/\text{mm}$	$\Delta b'_e > 0$ 和 $\Delta b'_i > 0$, 则 $\Delta b_e = \Delta b'_e$	9.426 4	
			$\Delta b'_e > 0$ 和 $\Delta b'_i < 0$, 则 $\Delta b_e = (b - g_k) / \cos \beta$		
			$\Delta b'_e < 0$ 和 $\Delta b'_i > 0$, 则 $\Delta b_e = 0$		
40	有效齿宽	凹 凸 b_e/mm	$b_e = h_{N1} \cos \beta [\arctan(\Delta b_i / h_{N1}) + \arctan(\Delta b_e / h_{N1})] \pi / 180 + g_k$	42.868 5	44.511 0
				39.215 7	41.424 9
41	锥齿轮弯曲强度几何系数	凹 凸 Y_j	$Y_j = \frac{Y_k}{\epsilon_N Y_i} \frac{2 r_{m2} b_e m_{m1}}{d_{v1} b m_1}$	0.274 5	0.206 9
				0.374 1	0.273 7
42	锥齿轮修正系数	凹 凸 Y_{K-C}	$Y_{K-C} = \frac{Y_j}{2.3 [1 - s_{N1} \tan \alpha_w / (3 h_{N1})]}$	1.158 2	0.914 0
				1.589 8	1.173 5
43	齿根应力基本值	凹 凸 σ_{F0}/MPa	$\sigma_{F0} = \frac{F_{m1} m_{m1}}{b m_1^2} \frac{Y_{K-C}}{Y_j}$	123.814 3	129.649 1
				124.741 3	125.832 9
44	相对齿根圆角敏感性系数	Y_{relT}	$Y_{\text{relT}} = 1.0$	1.0	
45	相对齿根表面状况系数	Y_{relT}	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relT}} = 1.12$ $1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relT}} = 1.674 - 0.529(Rz + 1)^{0.1}$		
	调质钢与渗碳淬火钢			1.0041	

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知
识产权！0.882 8

续表 33.1-72

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
45	软钢	Y_{RelT}	$Rz < 1 \mu m$ 时, $Y_{RelT} = 1.07$		
			$1 \mu m \leq Rz \leq 40 \mu m$ 时 $Y_{RelT} = 5.306 - 4.203(Rz + 1)^{0.01}$		
	灰铸铁渗氮钢		$Rz < 1 \mu m$ 时, $Y_{RelT} = 1.025$		
			$1 \mu m \leq Rz \leq 40 \mu m$ 时 $Y_{RelT} = 4.299 - 3.259(Rz + 1)^{0.005}$		
46	尺寸系数	Y_x	$Y_x = 1.03 - 0.006 m_{mn}$ $0.85 \leq Y_x \leq 1.0$		
	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁				
	表面硬化钢		$Y_x = 1.05 - 0.01 m_{mn}$ $0.80 \leq Y_x \leq 1.0$		0.992 3
	灰铸铁		$Y_x = 1.075 - 0.015 m_{mn}$ $0.7 \leq Y_x \leq 1.0$		
47	试验齿轮应力修正系数	Y_{St}	$Y_{St} = 2.0$		2.0
48	弯曲疲劳寿命系数	Y_{Nt}	由第 32 篇第 1 章查得, $Y_{Nt} = (3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$		0.912 0
49	弯曲强度计算安全系数	凹	$S_F = \frac{\sigma_{Hlim} Y_{St} Y_{Nt} Y_{RelT} Y_{RelI} Y_x}{\sigma_{FH} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}$	2.484 9	2.373 0
		凸		2.466 5	2.445 1
50	许用弯曲强度最小安全系数	S_{Fmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得		1

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

5) 表 33.1-72 (49) 通常工作面“i”(主动小轮凹面, 从动大轮凸面) 受力大, 应根据工作面进行强度校核。

10.2 按格利森法校核弧齿锥齿轮的强度

将格利森弧齿锥齿轮强度计算公式的参数和系数代号换成 ISO/DIS 10300 的代号, 并对个别系数作适当变化之后得到强度校核公式。

10.2.1 接触强度校核

(1) 齿面的接触应力 σ_H (MPa)

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} Z_x Z_R} \cdot \sqrt{\frac{3000 T_{1max}}{b d_1^2 I}} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{1max}}} \quad (33.1-99)$$

式中 T_{1max} ——小轮最大转矩 (N·m);
 T_1 ——小轮工作转矩 (N·m);
 b ——齿宽(mm), 取两轮齿宽中较小值;
 d_1 ——小轮大端分度圆直径 (mm);
 I ——齿面接触强度几何系数。由图 33.1-49 至图 33.1-50 根据两轮齿数用插值法求得。各图适用于轴交角 $\Sigma = 90^\circ$, 齿宽 $b \leq 10 m_n$, 且 $0.25R \leq b \leq 0.3R$ 的情况。

(2) 接触强度计算安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{Nt} Z_w}{\sigma_H Z_\theta} \geq S_{Hmin} \quad (33.1-100)$$

σ_{Hlim} 为接触疲劳极限 (MPa), 根据材料、热处理条件和齿面硬度, 由表 33.1-73 查得。

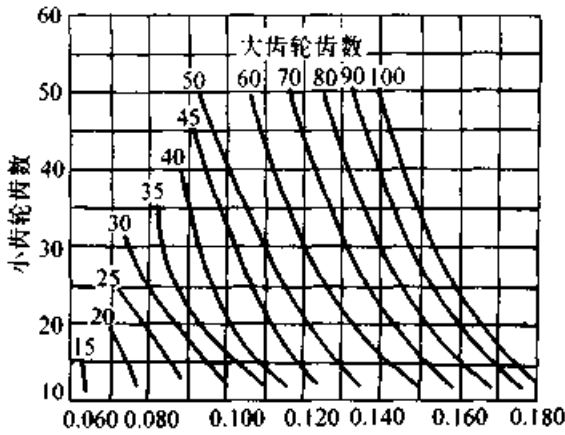


图 33.1-49 弧齿锥齿轮接触强度几何系数 I
($\Sigma = 90^\circ, \alpha_n = 20^\circ, \beta = 35^\circ$)

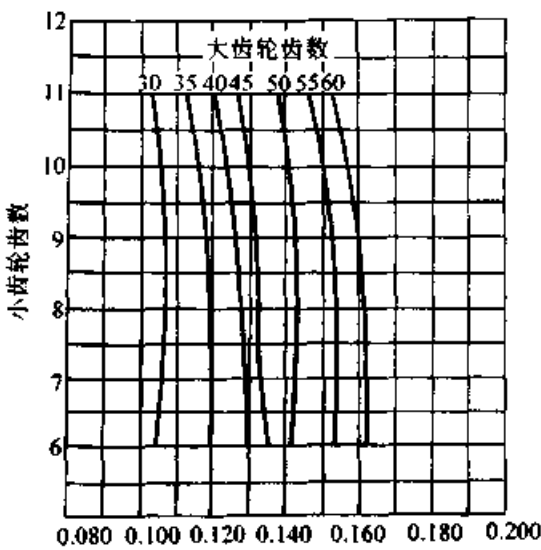


图 33.1-50 汽车弧齿锥齿轮接触强度几何系数 I
($\Sigma = 90^\circ, \alpha_n = 20^\circ, \beta = 35^\circ$)

表 33.1-73 试验齿轮齿面接触疲劳极限 σ_{Hlim}

材料	热处理	齿面最低硬度		σ_{Hlim}/MPa
		HBS	HRC	
钢	渗碳、表面淬硬		≥ 60	1 724
			≥ 55	1 379
	火焰或高频表面淬硬		≥ 50	1 310
		渗氮		≥ 60
	调质		≥ 440	1 310
		≥ 300	931	
		≥ 180	655	
铸铁			≥ 200	448
			≥ 175	345
			—	207

(3) 各系数的确定

各系数的代号虽与 ISO/DIS 10300 相同，但除个别之外，其数值不相同，需要按格利森法选取。

1) Z_E ($\sqrt{\text{MPa}}$) 弹性系数。由式 (33.1-63) 求得；与格利森公式中的弹性系数 C_P 存在如下关系： $C_P = Z_E \sqrt{1.5}$ 。

2) K_A 使用系数。按工况由第 32 篇第 1 章查得。格利森公式中的冲击系数为 $C_0 = K_A$ ；而使用系数则除冲击系数 C_0 之外还包括寿命系数和安全系数。

3) K_v 动载系数。接触质量好、精度较高的锥齿轮取 $K_v = 1$ ；精度较低的弧齿锥齿轮由图 33.1-51 曲线 2 取值；精度较低的零度锥齿轮按该图曲线 3 取值。格利森公式中动载系数为 C_v ， $C_v = 1/K_v$ 。

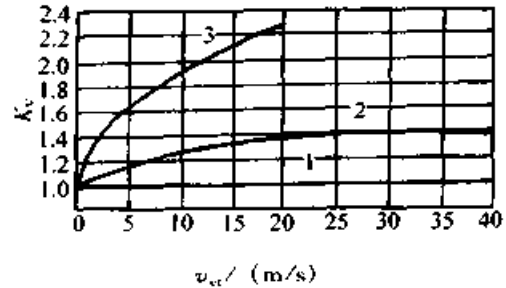


图 33.1-51 动载系数 K_v

v_{a1} —大端分度圆圆周速度

4) $K_{H\beta}$ 载荷分布系数。由表 33.1-74 选取。

表 33.1-74 载荷分布系数 $K_{H\beta}$

应用	两轮均跨装支承	其中一轮跨装支承	两轮均悬臂支承
一般应用	1.00~1.10	1.10~1.25	1.25~1.40
汽车	1.00~1.10	1.10~1.25	—
航空	1.00~1.25	1.10~1.40	1.25~1.5

5) Z_x 尺寸系数。此系数反映材料的淬硬性与其尺寸的关系，无可靠的经验数据时，一般取 $Z_x = 1$ 。

6) Z_R 表面状态系数，取决于齿面的加工方法，如铣、研和磨所确定的齿面粗糙度以及喷丸、镀铜等处理。制造精良，而缺乏试验数据时，取 $Z_R = 1.0$ 。

7) Z_w 工作硬化系数，取决于传动比和配

对齿轮的相对硬度，当两轮材料不同，且齿数比 $u > 8$ 时计及 Z_w ，否则取 $Z_w = 1$ 。

8) Z_θ 温度系数。正常条件下 $Z_\theta = 1$ 。对于渗碳淬火锅，且油温 $\theta = 71 \sim 149 \text{ }^\circ\text{C}$ 时

$$Z_\theta = (273 + \theta) / 344$$

9) Z_{NT} 接触强度寿命系数，由图 33.1-52 线图取值。

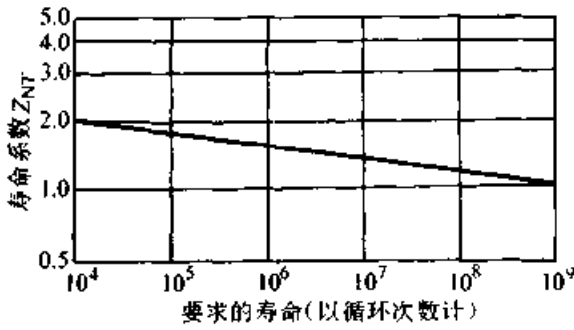


图 33.1-52 接触强度寿命系数

10) S_{Hmin} 接触强度最小安全系数，按表 33.1-75 选取。

表 33.1-75 接触强度最小安全系数 S_{Hmin}

使用要求	S_{Hmin}
最安全	≥ 1.25
失效率低于 1/100	1.0
失效率低于 1/3	0.8

10.2.2 弯曲强度校核

(1) 齿根应力 σ_F (MPa)

$$\sigma_F = K_A K_V K_{PB} Y_x \left(\frac{F_t}{b m_t J} \right) \quad (33.1-101)$$

式中 F_t —— 齿轮大端切向力 (N)，

$$F_t = 2000 T_1 / d_1 \quad (33.1-102)$$

m_t —— 齿轮大端面模数 (mm)；

J —— 弯曲强度几何系数。由图 33.1-53

和图 33.1-54，根据齿数用插值法分别求得两轮的 J 值。各线图适于轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ ，齿宽 $b \leq 10 m_t$ 和 $0.3R \geq b \geq 0.25R$ 。图中曲线按刀尖圆角半径 $\rho_{ad} = 0.12 m_t$ 和配对两齿轮等应力的齿厚确定。

(2) 弯曲强度计算安全系数

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{NT}}{\sigma_F Y_\theta} > S_{Fmin} \quad (33.1-103)$$

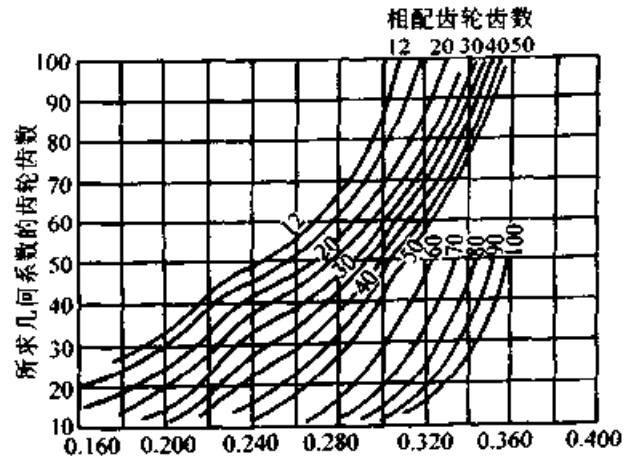


图 33.1-53 弧齿锥齿轮弯曲强度几何系数 J
($\Sigma = 90^\circ, \alpha_n = 20^\circ, \beta = 35^\circ$)

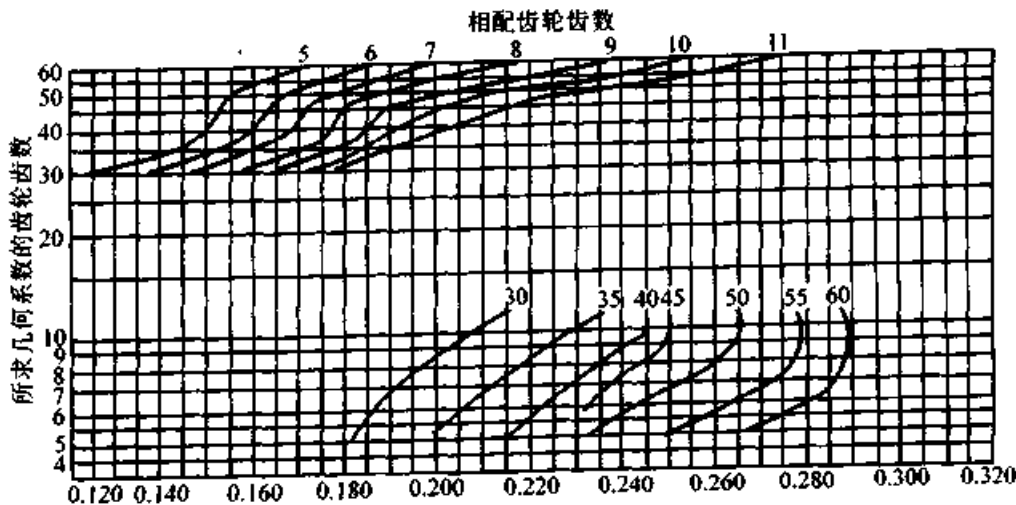


图 33.1-54 汽车弧齿锥齿轮弯曲强度几何系数 J
($\Sigma = 90^\circ, \alpha_n = 20^\circ, \beta = 35^\circ$)

σ_{Flim} 为齿根弯曲疲劳极限 (MPa), 根据材料、热处理条件和齿面硬度由表 33.1-76 查得。

表 33.1-76 试验齿轮齿根弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

材料	热处理	齿面硬度		σ_{Flim}/MPa
		HB	HRC	
钢	渗碳、表面淬硬	557~625	≥ 55	206.89
	火焰或高频表面淬硬	450~550	≥ 50	93.10
	渗氮	—	—	151.72
	调质	≥ 450		172.41
		≥ 300		131.03
≥ 180			93.10	
正火	≥ 140		75.86	
铸铁		≥ 200		48.27
		≥ 175		31.72
		—		18.62

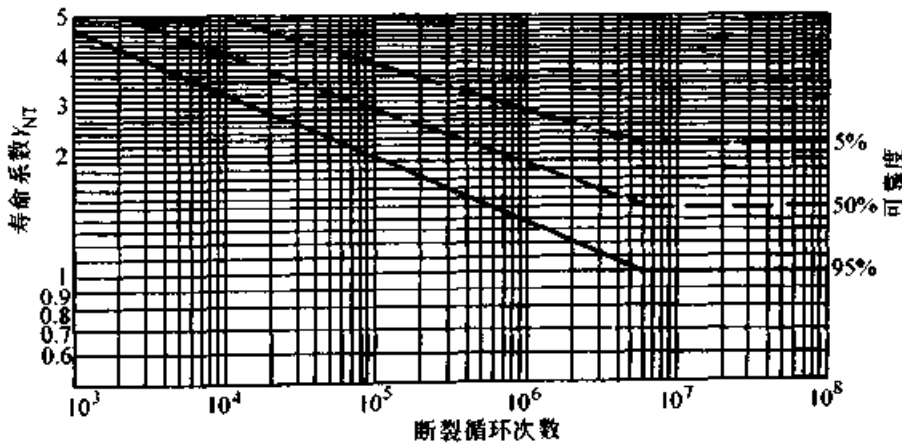


图 33.1-55 弯曲强度寿命系数

表 33.1-77 弯曲强度最小安全系数 S_{Fmin}

使用要求	S_{Fmin}
最安全	≥ 2.0
失效率低于 1/100	1.0
失效率低于 1/3	0.8

弧齿锥齿轮材料为 20CrMnTi; 渗碳淬火; 齿面硬度为 58~63 HRC; 要求油池温度低于 70 °C; 齿轮副用于冶金机械; 使用寿命为 5 000 h; 失效率为 1/100; 小轮转速 $n_1 = 1\ 000\ \text{r/min}$ 。

(2) 接触强度校核

- 1) 由表 33.1-73 取 $\sigma_{Hlim} = 1\ 724\ \text{MPa}$
- 2) 根据工况取 $K_A = 1.25$ 。

(3) 各系数的确定

K_A 和 K_v 与接触强度校核相同; $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $Y_\theta = Z_\theta$ 。

1) Y_x 尺寸系数。 $m_t > 1.58\ \text{mm}$, 取 $Y_x = \left(\frac{25.4}{m_t}\right)^{-0.25}$; $m_t \leq 1.58\ \text{mm}$ 时, 取 $Y_x = 0.5$ 。

2) Y_{NT} 弯曲强度寿命系数。当循环次数 $N_L \geq 6 \times 10^6$ 时取 $Y_{NT} = 1$ 。否则 Y_{NT} 由图 33.1-55 曲线取值。

3) S_{Fmin} 弯曲强度最小安全系数。按表 33.1-77 选取。

10.2.3 强度校核算例

(1) 已知条件

由表 33.1-16 已知: $T_1 = T_{1max} = 850\ \text{N}\cdot\text{m}$, $z_1 = 15$, $z_2 = 46$, $\Sigma = 90^\circ$, $b = 57.15\ \text{mm}$, $m_t = 8.22\ \text{mm}$, $d_1 = 123.3\ \text{mm}$ 。

3) 由图 33.1-51 取 $K_v = 1.2$ 。

4) 小轮悬臂, 大轮跨装。由表 33.1-74 取 $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.2$ 。

5) 取 $Z_x = Z_R = Z_w = Z_\theta = Y_\theta = 1$ 。

6) 小轮使用寿命期间的循环次数 $N_L = 5\ 000 \times 60 \times 1\ 000 = 3 \times 10^8$

7) 根据 N_L 值由图 33.1-52 得到 $Z_{NT} = 1.08$ 。

8) 根据 Σ 、 β 、 α_n 、 z_1 和 z_2 , 由图 33.1-49 查得接触强度几何系数

$$I = 0.119 + (0.129 - 0.119) \times 1/5 = 0.121$$

9) 由式 (33.1-63) 求得 $Z_E = 189.81\ \sqrt{\text{MPa}}$ 。

10) 根据允许的失效率, 由表 33.1-75 和表 33.1-77 取 $S_{Hmin} = S_{Fmin} = 1.0$ 。

11) 将相关各参数和系数代入式 (33.1-99) 得到齿面接触应力 $\sigma_H = 1\,255.20 \text{ MPa}$ 。

12) 将相关各系数和参数代入式 (33.1-100) 得到接触强度计算安全系数 $S_H = 1.48 > 1.0$ 。

(3) 弯曲强度校核

1) 齿轮大端切向力 由式 (33.1-102) 得到

$$F_t = 13\,787.51 \text{ N}$$

2) 由表 33.1-76 取 $\sigma_{Flim} = 206.89 \text{ MPa}$ 。

3) 尺寸系数 $Y_A = (25.4/8.22)^{-0.25} = 0.754$ 。

4) 根据 N_L 值, 由图 33.1-55 查得 $Y_{NT} = 1$ 。

5) 根据 Σ 、 β 、 α_n 、 z_1 和 z_2 , 由图 33.1-53 查得小轮和大轮的弯曲强度几何系数:

$$J_1 = 0.239 + (0.255 - 0.239) \times 1/5 = 0.242$$

$$J_2 = 0.241$$

6) 齿根应力 σ_F 由于 $J_1 \approx J_2$, 两轮齿根应力 $\sigma_{F1} \approx \sigma_{F2}$, 可以取 $\sigma_F = \sigma_{F2}$ 。将相关参数代入式 (33.1-101) 得到 $\sigma_F = 164.40 \text{ MPa}$ 。

7) 弯曲强度计算安全系数 由式 (33.1-103) 得到 $S_F = 1.26 > 1.0$ 。

10.3 按 ISO/DIS 10300 的 B 法校核弧齿锥齿轮强度

为了便于比较, 本节运用 ISO/DIS 10300 的 B 法对弧齿锥齿轮进行强度校核。算例与 C 法的相同, 所用计算表为表 33.1-80 至表 33.1-82。计算结果见表 33.1-78。

10.4 弧齿锥齿轮强度校核方法的选择

10.4.1 3 种强度校核方法的对比和分析

用 3 种方法对两轮工作面 (小轮凹面, 大轮凸面) 进行强度校核, 计算结果列于表 33.1-78。

表 33.1-78 弧齿锥齿轮 3 种方法强度校核的计算结果

名称	代号/单位	强度校核方法		
		B 法	C 法	格利森法
齿面接触应力基本值	σ_{H0}/MPa	543.05	543.05	
接触强度计算安全系数	S_H	1.66	1.56	1.48
齿根应力基本值	小轮凹面 σ_{F01}/MPa	126.44	123.81	
	大轮凸面 σ_{F02}/MPa	132.27	125.83	
弯曲强度计算安全系数	小轮凹面 S_{F1}	3.05	2.48	1.26
	大轮凸面 S_{F2}	2.90	2.45	1.26

一般情况, 3 种方法计算结果不同, 需要实践验证。但通过分析和对比仍可以选择一种比较接近实际的方法。

从接触强度看, B 法和 C 法的 σ_{H0} 值相同, 由于一些系数不同 S_H 略有差别, 但比较接近; 格利森法的 S_H 略小。

在 ISO/DIS 10300 中 C 法被称为简化计算方法, 即利用格利森弯曲强度几何系数线图查得 Y_j 值 (格利森线图中代号为“J”), 再引入修正系数 K_{Kc} 使之适应于 ISO 6336 的弯曲强度计算方法。问题出在近似地取 $Y_{Kc} = 1.2$, 有时误差很大。一般需要用解析法求得 Y_j 和 Y_{Kc} 值

(见表 33.1-72), 计算量不比 B 法小。从计算结果看: 计算得 $Y_j = 0.27$, 查线图得 $J = 0.24$ 。两者不相同的原因是, Y_j 的解析式是在线图 J 的解析式基础上由 W. Coleman 作了进一步改进; 其次是, 线图有限, 其参数不可能完全与 C 法算例参数对应。 Y_j 值应以解析式为准。C 法求得的弯曲强度计算安全系数, 一般比 B 法的小; 比格利森法的大。

从弯曲强度看, 格利森法 S_F 最小; C 法计算结果与格利森法并不一致; B 法的 S_F 值则较大。3 种方法中格利森法得到的计算安全系数最小, 比较安全。

10.4.2 弧齿锥齿轮强度校核方法的选择

格利森法由于利用接触强度几何系数 I 和弯曲强度几何系数 J 的线图, 使强度校核变得十分简便, 只须由表 33.1-16 算出齿轮的主要参数, 不需进行几何计算, 即可进行强度校核。不足之处是 I 、 J 线图有限, 有一定局限性。一般可用于能从线图上查到 I 、 J 值和对强度计算精度要求不高的场合。

ISO/DIS 10300 的 C 法, 可用于线图无法查到 I 和 J 值的情况; 或对强度计算要求较高, 先用格利森法进行初算, 再用 C 法复核。

11 摆线齿锥齿轮的强度校核

推荐采用 ISO/DIS 10300 的 B 法对摆线齿锥齿轮的接触强度和弯曲强度进行校核。

强度校核之先应按本章第 5 节表 33.1-20 至表 33.1-29 进行摆线齿锥齿轮的几何设计。

此外还应给出强度校核的原始参数 (见表 33.1-79)。本节算例的几何参数与本章第 5 节的相同。

11.1 摆线齿锥齿轮强度校核的原始参数 (见表 33.1-79)

表 33.1-79 的说明与表 33.1-65 的相同。

11.2 摆线齿锥齿轮的切向力及载荷系数 (见表 33.1-80)

表 33.1-80 的说明与表 33.1-66 的相同。

11.3 摆线齿锥齿轮的齿面接触强度校核 (见表 33.1-81)

11.4 摆线齿锥齿轮的弯曲强度校核 (见表 33.1-82)

表 33.1-79 摆线齿锥齿轮强度校核的原始参数

序号	名称	代号/单位	算例
1	传递功率	P/kW	
2	小轮转矩	$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	5 000
3	小轮转速	$n_1/(\text{r}/\text{min})$	1 000
4	有效齿宽系数	b_c^*	0.85
5	齿轮材料及热处理	小轮	20CrMnTi, 渗碳淬火
6		大轮	
7	齿面硬度	小轮	58~63HRC
8		大轮	
9	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	1 550
10		大轮	
11	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	380
12		大轮	
13	齿轮材料的密度	小轮	7.86×10^{-6}
14		大轮	
15	材料的弹性模量	小轮	2.06×10^5
16		大轮	
17	材料的泊松比	小轮	0.3
18		大轮	
19	齿轮的精度等级		GB/T 11365—1989, 7 级

续表 33.1-79

序号	名称	代号/单位	算例
20	齿面粗糙度	小轮	$Rz_1/\mu\text{m}$
21		大轮	$Rz_2/\mu\text{m}$
22	润滑油		100 (GB 5903—1995)
23	40℃时润滑油的运动黏度	$\nu_{40}/(\text{mm}^2/\text{s})$	100
24	使用场合		冶金机械
25	使用寿命	h	5 000 ($N_{L1} = 3 \times 10^6$; $N_{L2} = 5 \times 10^7$)

表 33.1-80 摆线齿锥齿轮的切向力及载荷系数

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	小轮转矩	$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	见表 33.1-79 (2)	5 000
2	参考点切向力	F_{m1}/N	$F_{m1} = 2\,000T_1/d_{m1}$	92 095.636
3	参考点切线速度	$v_{m1}/(\text{m}/\text{s})$	$v_{m1} = d_{m1}n_1/19\,098$	5.685 558
4	使用系数	K_A	根据工况按第 32 篇第 1 章的方法选取	1.25
动 载 荷 系 数 K_v				
5	有效齿宽	b_e	$b_e = b_c^* b$	93.5
6		$F_{kb}/(\text{N}/\text{mm})$	$F_{kb} = F_{m1}K_A/b_e$	1 231.225 1
7	齿轮啮合刚度修正系数之一	C_F	$F_{kb} \geq 100$ 时, $C_F = 1$	1
			$F_{kb} < 100$ 时, $C_F = F_{kb}/100$	
8	齿轮啮合刚度修正系数之二	C_b	$b_c^* \geq 0.85$ 时, $C_b = 1$	1
			$b_c^* < 0.85$ 时, $C_b = b_c^*/0.85$	
9	轮齿啮合刚度	$c_y/[\text{N}/(\text{mm}\cdot\mu\text{m})]$	$c_y = 20C_FC_b$	20
10	单对齿刚度	$c'/[\text{N}/(\text{mm}\cdot\mu\text{m})]$	$c' = 14C_FC_b$	14
11	诱导质量	$m_{redx}/(\text{kg}/\text{mm})$	$m_{redx} = \frac{\pi\rho d_{m1}^2}{8\cos^2\alpha_n} \left(\frac{u^2}{1+u^2} \right)$	0.040 099
12	轮 1 临界转速	$n_{E1}/(\text{r}/\text{min})$	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_y}{m_{redx}}}$	23 696.114 2
13	临界转速比	N	$N = n_1/n_{E1}$	0.042 201
14		A_p	根据齿轮精度等级由表 33.1-56 查得	0.9
15		C_v		11.2
16	齿距极限偏差	$f_{p1}/\mu\text{m}$	$f_{p1} = A_p (m_a + 0.25 \sqrt{d_{m2}}) + C_v$	26.39

续表 33.1-80

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
17	轮齿跑合量	$y_a/\mu\text{m}$	调质钢, $y_a = 160 f_{\mu} / \sigma_{Hlim}$	
			灰铸铁, $y_a = 0.275 f_{\mu}$	
			淬火钢和氮化钢, $y_a = 0.075 f_{\mu}$	1.979 475
			两种不同材料, $y_a = (y_{a1} + y_{a2}) / 2$	
18	有效齿距偏差	$f_{\text{pelt}}/\mu\text{m}$	$f_{\text{pelt}} = f_{\text{pl}} - y_a$	24.413 523
19		B_p	$B_p = b f_{\text{pelt}} c' / (F_{\text{ml}} K_A)$	0.326 589
20	$N \leq 1.25$ 时的 C_{v1} 和 C_{v2}	C_{v1}	$C_{v1} = 0.32$	0.32
21		C_{v2}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v2} = 0.34$ $\epsilon_{v\gamma} > 2$, $C_{v2} = 0.57 / (\epsilon_{v\gamma} - 0.3)$	0.331 400
22	$N \leq 0.75$ 的 C_{v3}	C_{v3}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v3} = 0.23$ $\epsilon_{v\gamma} > 2$, $C_{v3} = 0.096 / (\epsilon_{v\gamma} - 1.56)$	0.208 706
23	$0.75 < N \leq 1.25$ 的 C_{v4}	C_{v4}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v4} = 0.9$ $\epsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v4} = (0.57 - 0.05\epsilon_{v\gamma}) / (\epsilon_{v\gamma} - 1.44)$	
24	$N \geq 1.5$ 时的 C_{v5} 、 C_{v6} 和 C_{v7}	C_{v5}	$C_{v5} = 0.47$	
25		C_{v6}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v6} = 0.47$ $\epsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v6} = 0.12 / (\epsilon_{v\gamma} - 1.74)$	
26		C_{v7}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 1.5$ 时, $C_{v7} = 0.75$ $1.5 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2.5$ 时, $C_{v7} = 0.125 \sin [\pi (\epsilon_{v\gamma} - 2)] + 0.875$ $\epsilon_{v\gamma} > 2.5$ 时, $C_{v7} = 1.0$	
27	动载系数	K_v	$N \leq 0.75$ 时, $K_v = N [B_p (C_{v1} + C_{v2}) + C_{v3}] + 1$	1.017 785
			$0.75 < N \leq 1.25$ 时, $K_v = B_p (C_{v1} + C_{v2}) + C_{v4} + 1$	
			$N \geq 1.5$ 时, $K_v = B_p (C_{v5} + C_{v6}) + C_{v7}$	
			$1.25 < N < 1.5$ 时, $K_v = K_{v(N=1.5)} + \frac{K_{v(N=1.25)} - K_{v(N=1.5)}}{0.25} (1.5 - N)$	
齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 以及 Z_{LS} 和 Y_e				
28	装配系数	$K_{H\beta bc}$	根据装配条件和接触区检验条件, 按表 33.1-59 选取	1.1

续表 33.1-80

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
29	接触强度计算的齿向载荷分布系数	$K_{H\beta}$	$b_c' > 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.5K_{H\beta 0}$	1.65
			$b_c' \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.275K_{H\beta 0}/b_c'$	
30		q	$q = 0.279/\log(\sin\beta_m)$	0.907 080
31	曲齿锥齿轮的 K_{F0}	K_{F0}	$K_{F0} = 0.211 (r_m/R_m)^{0.789}$	1.107 146
32	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta}/K_{F0}$	1.490 319
33	接触强度计算的载荷分配系数	Z_{LS}	$\epsilon_{vy} \leq 2$ 和 $\epsilon_{v\beta} \leq 1$ 时, $Z_{LS} = 1$	0.997 930
			$\epsilon_{vy} > 2$ 和 $\epsilon_{v\beta} > 1$ 时 $Z_{LS} = 1 + 2 \left[1 - \left(2/\epsilon_{vy} \right)^{1.5} \right] \sqrt{1 - 4/\epsilon_{vy}^2}^{-0.5}$	
34	重合度系数	Y_ϵ	$\epsilon_{v\beta} = 0$ 时, $Y_\epsilon = 0.25 + 0.75/\epsilon_{v\alpha} \geq 0.625$	0.625
			$0 < \epsilon_{v\beta} \leq 1$ 时 $Y_\epsilon = 0.25 + 0.75/\epsilon_{v\alpha} - \epsilon_{v\beta} (0.75/\epsilon_{v\alpha} - 0.375) \geq 0.625$	
			$\epsilon_{v\beta} > 1$ 时, $Y_\epsilon = 0.625$	
齿间载荷分配系数 K_{H0} 和 K_{F0}				
35		F_{mH}/N	$F_{mH} = F_m K_A K_V K_{H\beta}$	193 325.550
36	接触强度计算的齿间载荷分配系数	K_{H0}	$\epsilon_{vy} \leq 2$ 时, $K_{H0} = \frac{\epsilon_{vy}}{2} \left[0.9 + \frac{0.4c_y (f_{\beta} - y_a)}{F_{mH}/b} \right]$	1.011 676
			$\epsilon_{vy} > 2$ 时, $K_{H0} = 0.9 + \frac{0.4c_y (f_{\beta} - y_a)}{F_{mH}/b} \sqrt{\frac{2(\epsilon_{vy} - 1)}{\epsilon_{vy}}}$	
37	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	K_{F0}	$K_{F0} = K_{H0}$	1.011 676
38		K_{Hmax}	$K_{Hmax} = \epsilon_{vy}/(Z_{LS}^2 \epsilon_{vy})$	1.724 847
39		K_{Fmax}	$K_{Fmax} = \epsilon_{vy}/(Y_\epsilon \epsilon_{v\alpha})$	2.748 345
40		K_{H0}	当 $K_{H0} < 1$ 时, 取 $K_{H0} = 1$ 当 $K_{H0} > K_{Hmax}$ 时, 取 $K_{H0} = K_{Hmax}$	
41		K_{F0}	当 $K_{F0} < 1$ 时, 取 $K_{F0} = 1$ 当 $K_{F0} > K_{Fmax}$ 时, 取 $K_{F0} = K_{Fmax}$	

表 33.1-81 摆线齿锥齿轮的齿面接触强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	节点区域系数	Z_H	$Z_H = 2 (\cos\beta_{vb}/\sin 2\alpha_{v1})^{0.5}$	2.231 755
2		F_1	$\epsilon_{v\beta} = 0, F_1 = 2$	1.175 967
			$0 < \epsilon_{v\beta} \leq 1$ 时, $F_1 = 2 + (\epsilon_{v\beta} - 2) \epsilon_{v\beta}$	
3		F_2	$\epsilon_{v\beta} = 0, F_2 = 2 (\epsilon_{v\beta} - 1)$	1.175 967
			$0 < \epsilon_{v\beta} \leq 1$ 时, $F_2 = 2\epsilon_{v\beta} - 2 + (2 - \epsilon_{v\beta}) \epsilon_{v\beta}$	
4	单对齿啮合系数	Z_{M-11}	$Z_{M-11} =$	0.854 971
			$\frac{\tan\alpha_{v1}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{val}}{d_{v1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{Z_{v1}}\right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{v2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{Z_{v2}}\right]}}$	
5	弹性系数	$Z_E/\sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$	189.811 7
6	螺旋角系数	Z_β	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_m}$	0.932 901
7	锥齿轮系数	Z_k	$Z_k = 0.8$	0.8
8	尺寸系数	Z_s	$Z_s = 1$	1
9		C_{ZL}	$C_{ZL} = 0.08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350}\right) + 0.83$	0.91
10	润滑剂系数	Z_L	$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1.2 + 134/\nu_{40})^2}$	0.965 800
11		C_{ZV}	$C_{ZV} = 0.08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350}\right) + 0.85$	0.93
12	速度系数	Z_V	$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{(0.8 + 32/\nu_{m1})^{0.5}}$	0.985 218
13	小轮齿面微观不平度	$Rz_1/\mu\text{m}$	$Rz_1 \approx 6Ra_1$	9.6
14	大轮齿面微观不平度	$Rz_2/\mu\text{m}$	$Rz_2 \approx 6Ra_2$	9.6
15	相对曲率半径	ρ_{red}/mm	$\rho_{red} = u_v a_v \sin\alpha_{v1} / [\cos\beta_{vb} (1 + u_v)^2]$	23.308 737
16		Rz_{10}	$Rz_{10} = 0.5 (Rz_1 + Rz_2) \sqrt[3]{10/\rho_{red}}$	7.240 440
17		C_{zR}	$C_{zR} = 0.12 + (1000 - \sigma_{Hlim}) / 5000$	0.08
18	粗糙度系数	Z_R	$Z_R = (3/Rz_{10})^{C_{zR}}$	0.931 941
19	工作硬化系数	Z_w	$H < 130$ 时, $Z_w = 1.2$ (H ——硬度 HB 数值)	1.0
			$H > 470$ 时, $Z_w = 1$	
			$130 \leq H \leq 470$ 时, $Z_w = 1.2 - (H - 130) / 1700$	

续表 33.1-81

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
20	接触疲劳寿命系数	Z_{NT}	由第 32 篇第 1 章查得 $Z_{NT} = (10^9/N_L)^{0.057}$	1.07
21	齿中点接触线长度	l_b/mm	$\epsilon_{vp} < 1, l_b = \frac{be_{vg}}{\epsilon_{vy}^2 \cos \beta_{vb}} \sqrt{\epsilon_{vy}^2 - [(2 - \epsilon_{vg})(1 - \epsilon_{vp})]^2}$	72.241 099
			$\epsilon_{vp} \geq 1, l_b = be_{vg} / (\epsilon_{vy} \cos \beta_{vb})$	
22	齿面计算接触应力基本值	σ_{H0}/MPa	$\sigma_{H0} = Z_{M-D} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}(u_v+1)}{d_m l_b}}$	930.611 586
23	接触强度计算安全系数	S_H	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_v Z_L Z_R Z_W}{\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}}$	1.084 449
24	许用接触强度最小安全系数	S_{Hmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1

表 33.1-82 摆线齿锥齿轮的弯曲强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
1	齿形系数	Y_{Fa}	见表 33.1-29(11)	2.210 468	2.202 148
2		L_s	$L_s = s_{Fn}/h_{Fa}$	1.034 449	1.181 572
3		q_s	$q_s = 0.5s_{Fn}/\rho_F$	3.096 859	3.257 786
4	应力修正系数	Y_{Sa}	$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_s) q_s^{(1/(1.31+2.3/L_s))}$	1.854 792	1.967 823
5		l'_b/mm	$l'_b = l_b \cos \beta_{vb}$	64.038 550	
6	锥齿轮系数	Y_K	$Y_K = b(0.5 + 0.5l'_b/b)^2/l'_b$	1.074 971	
7	载荷分配系数	Y_{LS}	$Y_{LS} = Z_{LS}^2$	0.995 865	
8	齿根应力基本值	σ_{F0}	$\sigma_{F0} = \frac{F_{mt}}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_K Y_{LS}$	218.732 8	231.188 9
9	材料滑移层厚度	ρ'/mm	由第 32 篇第 1 章查得	0.003	
10		x^*	$x^* = (1 + 2q_s)/5$	1.438 743	1.503 115
11	相对齿根圆角敏感系数	Y_{RelT}	$Y_{RelT} = (1 + \sqrt{\rho' x^*}) / (1 + \sqrt{1.2\rho'})$	1.005 375	1.006 747

相对齿根表面状况系数

12	调质钢与渗碳淬火钢	Y_{RelT}	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.12$	1.004 137
			$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.674 - 0.529(Rz + 1)^{0.1}$	
13	软钢	Y_{RelT}	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.07$	
			$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 5.306 - 4.203(Rz + 1)^{0.01}$	

续表 33.1-82

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
14	灰铸铁渗氮钢	Y_{HrelT}	$Rz < 1 \mu m$ 时, $Y_{HrelT} = 1.025$		
			$1 \mu m \leq Rz \leq 40 \mu m$ 时, $r_{HrelT} = 4.299 - 3.259(Rz + 1)^{0.0015}$		
尺 寸 系 数					
15	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	Y_x	$Y_x = 1.03 - 0.006 m_n$ $0.85 \leq Y_x \leq 1.0$		
16	表面硬化钢		$Y_x = 1.05 - 0.01 m_n$ $0.80 \leq Y_x \leq 1.0$	0.945	0.000
17	灰铸铁		$Y_x = 1.075 - 0.015 m_n$ $0.70 \leq Y_x \leq 1.0$		
18	试验齿轮应力修正系数	Y_{ST}	$Y_{ST} = 2$	2	
19	弯曲疲劳寿命系数	Y_{NT}	由第 32 篇第 1 章查得, $Y_{NT} = (3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$	0.912	0.945
20	弯曲强度的计算安全系数	S_F	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{HrelT} Y_{HrelF} Y_S}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{H\beta} K_{F\beta}}$	1.576 014	1.547 163
21	许用弯曲强度最小安全系数	S_{Fmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1	

12 弧齿准双曲面齿轮的强度校核

弧齿准双曲面齿轮的强度校核以格利森法为主。参照克林根贝尔格标准 KN 3030 和 KN 3029 的方法, 计算准双曲面齿轮的端面当量齿轮参数, 引入 ISO/DIS 10300 中的 C 法, 作为弧齿准双曲面齿轮强度校核的辅助方法。

强度校核之前, 应按本章第 6 节表 33.1-35 至表 33.1-41, 进行弧齿准双曲面齿轮的几何设计。此外, 还应给出强度校核的原始参数 (见表 33.1-83)。本节算例的几何参数与本章第 6 节的相同。

12.1 按 ISO/DIS 10300 的 C 法校核弧齿准双曲面齿轮的强度

12.1.1 弧齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数 (见表 33.1-83)

表 33.1-83 的说明与表 33.1-65 的相同。

12.1.2 弧齿准双曲面齿轮的切向力和载荷系数 (见表 33.1-84)

12.1.3 弧齿准双曲面齿轮的接触强度校核 (见表 33.1-85)

12.1.4 弧齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核

(1) 弯曲强度校核表 (见表 33.1-86)

(2) 表 33.1-86 的说明

1) 需要分别对两个齿轮的每一齿侧面计算其齿根应力基本值 σ_{F0} 。表 33.1-86 公式中的双符号项, 齿的凹面取上面符号, 齿的凸面取下面符号。大轮凸面、小轮凹面代入工作面“i”的参数; 大轮凹面、小轮凸面代入非工作面“e”的参数。

2) 表 33.1-86 (8) 下标“1, 2”和“2, 1”中, “1”表示小轮, “2”表示大轮; 计算 α_{L1} 用前面下标, 计算 α_{L2} 时用后面下标。

3) 表 33.1-86 (15~24) 给出 g_{ω} 的初值, 迭代求解 S_N 和 h_N 值。一般可取 $\Delta g_{\omega} = 0.005 m_d$, 但应根据具体情况调整。

4) 表 33.1-86 (33) 展开后各项均应为实数, 略去虚数项。一般情况下 x 和 y 不大于 2。

5) 表 33.1-86 (50) 通常工作面“i” (小轮凹面, 大轮凸面) 受力大, 应根据小轮凹面和大轮凸面进行强度校核。

表 33.1-83 弧齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数

序号	名 称		代号/单位	算 例	
1	传递功率		P/kW		
2	小轮转矩		$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	120	
3	小轮转速		$n_1/(\text{r}/\text{min})$	1 000	
4	有效齿宽系数		b_c^*	0.85	
5	齿轮材料及热处理	小轮	20CrMnMo, 渗碳淬火	58~63HRC	
6		大轮			
7	齿面硬度	小轮	58~63HRC		
8		大轮			
9	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	$\sigma_{Hlim1}/\text{MPa}$		1 500
10		大轮	$\sigma_{Hlim2}/\text{MPa}$		
11	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	$\sigma_{Flim1}/\text{MPa}$		500
12		大轮	$\sigma_{Flim2}/\text{MPa}$		
13	齿轮材料的密度	小轮	$\rho_1/(\text{kg}/\text{mm}^3)$	7.86×10^{-6}	
14		大轮	$\rho_2/(\text{kg}/\text{mm}^3)$		
15	材料的弹性模量	小轮	E_1/MPa	2.06×10^5	
16		大轮	E_2/MPa		
17	材料的泊松比	小轮	ν_1	0.3	
18		大轮	ν_2		
19	齿轮精度等级			GB/T 11365—1989, 7 级	
20	齿面粗糙度	小轮	$Rz_1/\mu\text{m}$	9.6	
21		大轮	$Rz_2/\mu\text{m}$		
22	润滑油			80 W/90 GL-4	
23	50℃时润滑油的运动黏度		$\nu_{50}/(\text{mm}^2/\text{s})$	50	
24	使用场合			车辆	
25	使用寿命		h	5 000	

表 33.1-84 弧齿准双曲面齿轮的切向力和载荷系数

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮转速	$n_1/(\text{r}/\text{min})$	见表 33.1-83 (3)	1 000
2	小轮转矩	$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	见表 33.1-83 (2)	120
3	大轮转速	$n_2/(\text{r}/\text{min})$	$n_2 = n_1 z_1 / z_2$	255.814 0

续表 33.1-84

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
4	大轮转矩	$T_2/\text{N}\cdot\text{m}$	$T_2 = T_1 z_2 / z_1$	469.090 9
5	大轮参考点切向力	F_{m2}/N	$F_{m2} = 2\,000 T_2 / d_{m2}$	5 317.059 6
6	小轮参考点切线速度	$v_{m1}/(\text{m/s})$	$v_{m1} = d_{m1} n_1 / 19\,098$	3.222 7
7	小轮分度锥大端切线速度	$v_{e1}/(\text{m/s})$	$v_{e1} = v_{m1} / 0.8$	4.028 4
8	使用系数	K_A	根据工况按第 32 篇第 1 章的方法选取	1.25
9		$F_{kb}/(\text{N/mm})$	$F_{kb} = F_{m2} K_A / (b'_1 b'_2)$	260.640 2
10		A_p	根据齿轮精度等级由表 33.1-56 查得	0.9
11		C_p		11.2
12	齿距极限偏差	$f_{p\mu}/\mu\text{m}$	$f_{p\mu} = A_p (m_n + 0.25 \sqrt{d_{m2}}) + C_p$	17.425 8
13	相当于 ISO 1328-1 的精度等级	C	$C = -0.504\,8 \ln z_2 - 1.144 \ln m_n + 2.852 \ln f_{p\mu} + 3.32$ (圆整)	8.107 9 取 $C = 8$
14	$C \leq 5$ 时的动载系数	K_v	$K_v = 1.0 \sim 1.1$	
15		B	$B = 0.25 (C - 5.0)^{0.667}$	0.520 2
16		A	$A = 50 + 56 (1 - B)$	76.868 8
17	v_{e1} 许用最大值	$v_{e1\text{max}}/(\text{m/s})$	$v_{e1\text{max}} = [A + (14 - C)]^2 / 200$	34.336 2
18	$C > 5$ 时的动载系数	K_v	$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 v_{e1}}} \right)^B$	1.177 6
19	装配条件系数	$K_{H\beta bc}$	根据装配条件由表 33.1-59 查得	1.1
20	接触强度计算的齿向载荷分布系数	$K_{H\beta}$	$b'_c > 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta bc}$ $b'_c \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.275 K_{H\beta bc} / b'_c$	1.65
21		q	$q = 0.279 / \log(\sin \beta_2)$	-0.878 9
22		$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = 0.211 (r_n / R_{m2})^q + 0.789$	0.995 0
23	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta} / K_{F\beta}$	1.658 3
24	硬齿面 接触强度计算的齿间载荷分配系数 $F_{kb} \geq 100 \text{ N/mm}$ $C \leq 9$	$K_{H\alpha}$	$C \leq 6$ 时, $K_{H\alpha} = 1$	
			$C = 7$ 时, $K_{H\alpha} = 1.1$	
			$C = 8$ 时, $K_{H\alpha} = 1.2$	1.2
			$C = 9$ 时, $K_{H\alpha} = 1.4$	
			$F_{kb} < 100 \text{ N/mm}$ 或 $C > 9$	$K_{H\alpha} = \epsilon_{\text{齿间}} > 1.4$

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
24	软齿面 $F_{Kl} \geq 100 \text{ N/mm}$ $C \leq 10$	$K_{H\beta}$	$C \leq 7$ 时, $K_{H\beta} = 1$	
			$C = 8$ 时, $K_{H\beta} = 1.1$	
			$C = 9$ 时, $K_{H\beta} = 1.2$	
			$C = 10$ 时, $K_{H\beta} = 1.4$	
	$F_{Kl} < 100 \text{ N/mm}$ 或 $C > 10$		$K_{H\beta} = \epsilon_{\text{ver}} > 1.4$	
25	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\beta}$	1.2

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 33.1-85 弧齿准双曲面齿轮的接触强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	节点区域系数	Z_H	$Z_H = 2 (\cos \beta_{vb} / \sin 2\alpha_{vt})^{0.5}$	2.287 5
2		F_1	$\epsilon_{\text{v}\beta} > 1$ 时, $F_1 = \epsilon_{\text{ve}}$	1.399 2
			$0 \leq \epsilon_{\text{v}\beta} \leq 1$ 时, $F_1 = 2 + (\epsilon_{\text{ve}} - 2) \epsilon_{\text{v}\beta}$	
3		F_2	$\epsilon_{\text{v}\beta} > 1$ 时, $F_2 = \epsilon_{\text{va}}$	1.399 2
			$0 \leq \epsilon_{\text{v}\beta} \leq 1$ 时, $F_2 = 2\epsilon_{\text{ve}} - 2 + (2 - \epsilon_{\text{ve}}) \epsilon_{\text{v}\beta}$	
4	单对齿啮合系数	$Z_{M-\text{B}}$	$Z_{M-\text{B}} = \frac{\tan \alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{\text{val}}}{d_{\text{vb1}}} \right)^2 - 1 - \frac{\pi F_1}{z_{v1}}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{\text{va2}}}{d_{\text{vb2}}} \right)^2 - 1 - \frac{\pi F_2}{z_{v2}}} \right]}}$	0.890 6
5	弹性系数	$Z_E / \sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$	189.811 7
6	螺旋角系数	Z_β	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_2}$	0.936 2
7	接触强度计算的载荷分布系数	Z_{LS}	$\epsilon_{\text{v}\beta} \leq 2$ 和 $\epsilon_{\text{v}\beta} \leq 1$ 时, $Z_{LS} = 1$	1
			$\epsilon_{\text{v}\beta} > 2$ 和 $\epsilon_{\text{v}\beta} > 1$ 时 $Z_{LS} = 1 + 2 \left[1 - (2/\epsilon_{\text{v}\beta})^{1.5} \right] \cdot \sqrt{1 - 4/\epsilon_{\text{v}\beta}^2}^{-0.5}$	
8	锥齿轮系数	Z_k	$Z_k = 0.8$	0.8
9	尺寸系数	Z_x	$Z_x = 1.0$	1.0
10	润滑油膜形成系数	Z_{LVR}	调质钢铣齿, $Z_{LVR} = 0.85$	0.92
			铣齿后研齿, $Z_{LVR} = 0.92$	
			淬硬磨齿或刮削	$Rz_{10} \leq 4 \mu\text{m}$ 时, $Z_{LVR} = 1$ $Rz_{10} > 4 \mu\text{m}$ 时, $Z_{LVR} = 0.92$

续表 33.1-85

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
11	工作硬化系数	Z_w	$H < 130, Z_w = 1.2$ (H — 硬度 HB 数值)	1.0
			$H > 470, Z_w = 1.0$	
			$130 \leq H \leq 470, Z_w = 1.2 - (H - 130) / 1700$	
12	接触疲劳寿命系数	Z_{NT}	由第 32 篇第 1 章查得 $Z_{NT} = (10^9 / N_L)^{0.057}$	1.071 0
13	齿中点接触线长度	l_b / mm	$\epsilon_{\gamma} < 1,$ $l_b = \frac{b_2 \epsilon_{\gamma}}{\epsilon_{\gamma}^2 \cos \beta_{ob}} \sqrt{\epsilon_{\gamma}^2 - \left[\frac{2 + \epsilon_{\gamma}}{1 + \epsilon_{\gamma}} \right]^2}$	24.875 3
			$\epsilon_{\gamma} \geq 1, l_b = b_2 \epsilon_{\gamma} / (\epsilon_{\gamma} \cos \beta_{ob})$	
14	齿面接触应力基本值	σ_{H0} / MPa	$\sigma_{H0} = Z_{M-L} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \sqrt{\frac{F_{m2}}{d_{v1} l_b} \frac{u_v + 1}{u_v}}$	575.426 3
15	接触强度计算安全系数	S_H	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_{LVR} Z_w}{\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{F\beta} K_{H\beta}}}$	1.50
16	接触强度最小安全系数	S_{Hmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1.0

表 33.1-86 弧齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
1	参考点法向弧齿厚	s_{mn} / mm	$s_{mn} = \pi m_n / 2 + (2h_{ma} - h'_{n2}) \tan \alpha$	7.325 0	3.973 9
2		g_y / mm	$g_y = (g_{van}^2 \cos^4 \beta_{ob} + b_2^2 \sin^2 \beta_{ob})^{0.5}$	20.247 2	
3		y_j / mm	$\epsilon_{\gamma} \leq 2$ 时, $y_j = p_{ob} \cos \beta_{ob} - g_y / 2$ $\epsilon_{\gamma} > 2$ 时, $y_j = 0$	0.559 8	
4		K'	$K' = (z_2 - z_1) / (3.2z_2 + 4z_1)$	0.176 2	
5		g_j / mm	$g_j = (g_y^2 - 4y_j^2)^{0.5}$	20.216 2	
6		凹	y_3 / mm	12.050 2	
		凸		7.575 1	
7		凹	g'_0 / mm	3.337 5	
		凸		4.456 3	
8	载荷作用点的法向压力角	凹	$\alpha_{Li} / (^{\circ})$	24.539 5	18.563 4
		凸		21.588 8	17.909 7
9	载荷作用点的法向齿厚半角	凹	$\xi_{hi} / (^{\circ})$	1.807 3	0.354 7
		凸		2.343 5	0.425 7
10	法向载荷作用角	凹	$\alpha_{hi} / (^{\circ})$	22.732 2	18.208 7
		凸		19.245 4	17.484 1

续表 33.1-86

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
11	分度圆至载荷作用点的距离	凹	$\Delta r_{yoi} = 0.5(d_{vbi}/\cos\alpha_{hi} - d_{vi})$	1.956 1	-1.735 8
		凸		0.115 6	-3.249 5
12	载荷作用点的半径	凹	$r_{mvoi} = 0.5d_v(R_{m2} + g''_0)/R_{m2} + \Delta r_{yoi}$	32.920 3	296.107 6
		凸		31.440 5	298.064 0
13		g_{ybi}/mm	$g_{ybi} = h_{fmi} - \rho_{an}$	1.809 4	6.075 5
14		g_{oi}/mm	$g_{oi} = 0.5S_{mvi} + h_{fmi} \tan\alpha'_{in} + \rho_{an}(1 - \sin\alpha'_{in})/\cos\alpha'_{in}$	4.920 1	5.348 1
15		凹	$g_{koi} = g_{oi} + g_{ybi}$ (初值)	7.741 3	17.868 1
		凸		6.652 5	14.535 1
16		凹	$g_{kbi} = g_{koi} - g_{oi}$	2.821 2	12.520 0
		凸		1.732 4	9.187 0
17		凹	$\zeta_i = 360g_{koi}/(\pi d_{vm})$	5.703 0	2.735 6
		凸		4.900 9	2.225 3
18		凹	$g_{zoi} = g_{ybi} \cos\zeta_i - g_{kbi} \sin\zeta_i$	1.520 1	5.471 0
		凸		1.654 8	5.714 2
19		凹	$g_{zbi} = g_{ybi} \sin\zeta_i + g_{kbi} \cos\zeta_i$	2.987 0	12.795 7
		凸		1.880 6	9.416 0
20		凹	$V_i = \arctan(g_{zoi}/g_{zbi})$	26.971 4	23.150 0
		凸		41.344 5	31.251 9
21	危险截面齿厚之半	凹	$s_{Ni} = 0.5d_{vm} \sin\zeta_i - \rho_{aoi} \cos V_i - q_{zbi}$	4.206 7	3.962 2
		凸		4.313 3	4.089 6
22	弯曲力臂	凹	$h_{Ni} = \Delta r_{yoi} + 0.5d_{vm}(1 - \cos\zeta_i) + \rho_{aoi} \sin V_i + g_{zoi}$	4.133 3	4.633 5
		凸		2.451 1	3.369 5
23		凹	$s_{hvi} = s_{Ni}/(h_{Ni} \tan V_i) - 2$	-3.56×10^{-5}	-5.75×10^{-6}
		凸		-5.00×10^{-5}	-1.15×10^{-5}
24		凹	当 $ s_{hvi} < 10^{-3}$ 时, 执行(25) 否则 $g_{koi(2)} = g_{koi(1)} + \Delta g_f$, 返回(16)	7.741 3	17.868 1
		凸		6.652 5	14.535 1
25		凹	$x_{Ni} = s_{Ni}^2/h_{Ni}$	4.281 4	3.388 2
		凸		7.590 3	4.963 6
26	齿形系数	凹	$Y = \frac{2}{3} \left\{ \frac{1}{m_2 [1/x_{Ni} - \tan\alpha_{hi}/(3S_N)]} \right\}$	0.697 9	0.522 8
		凸		1.334 8	0.795 5
27		H	$H = 0.325 454 5 - 0.007 272 7 \alpha'_{in}$	0.187 273	

续表 33.1-86

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
28		L	$L = 0.331\ 818\ 2 - 0.009\ 090\ 9\alpha'_n$	0.159 091	
29		M	$M = 0.268\ 181\ 8 + 0.009\ 090\ 9\alpha'_n$	0.440 909	
30	齿根圆角半径	r_{mf}/mm	$r_{mf} = (h_{fmi} - \rho_{sa})^2 / (0.5d_{vni} + h_{fmi} - \rho_{sa}) + \rho_{sa}$	0.641 1	1.297 1
31	应力修正系数	凹	$Y_f = H + \left(\frac{2s_{fn}}{r_{mf}}\right)^L \left(\frac{2s_{fn}}{h_{fn}}\right)^M$	2.247 8	1.876 9
		凸		2.820 9	2.169 0
32	含应力修正系数的齿形系数	凹	$Y_k = Y/Y_f$	0.310 5	0.278 5
		凸		0.473 2	0.366 8
33		g_j^3/mm^3	$g_j^3 = g_j^3 + \sum_{i=1}^j [g_i^2 - 4kp_{vb}\cos\beta_{vb}(kp_{vb}\cos\beta_{vb} + 2Y_i)]^{3/2} + \sum_{i=j+1}^n [g_i^2 - 4kp_{vb}\cos\beta_{vb}(kp_{vb}\cos\beta_{vb} - 2Y_i)]^{3/2}$	8 262.27	
34	载荷分配率	ϵ_N	$\epsilon_N = g_j^3/g_j^3$	1.0	
35	惯性系数	Y_i	$\epsilon_{vY} < 2.0$ 时, $Y_i = 2/\epsilon_{vY}$	1.055 3	
			$\epsilon_{vY} \geq 2.0$ 时, $Y_i = 1$		
36		g_k/mm	$g_k = b_2 g_{ven} g_i \cos^2 \beta_{vb} / g_\eta^2$	22.114 9	
37		凹	$\Delta b'_i = (b_2 - g_k) / (2\cos\beta_2) + g''_n / \cos\beta_2$	8.306 0	
		凸		9.582 5	
38		凹	$\Delta b'_e = (b_2 - g_k) / (2\cos\beta_2) - g''_n / \cos\beta_2$	0.690 3	
		凸		-0.586 2	
39		凹	$\Delta b_i/\text{mm}$	$\Delta b'_i > 0$ 和 $\Delta b'_e > 0$, 则 $\Delta b_i = \Delta b'_i$	
		凸		$\Delta b'_i > 0$ 和 $\Delta b'_e < 0$, 则	
		凹		$\Delta b_i = (b_2 - g_k) / \cos\beta_2$	
		凸		8.996 3	
40		凹	$\Delta b_e/\text{mm}$	$\Delta b'_e < 0$ 和 $\Delta b'_i > 0$, 则 $\Delta b_e = 0$	
		凸		$\Delta b'_e > 0$ 和 $\Delta b'_i > 0$, 则 $\Delta b_e = \Delta b'_e$	
		凹		$\Delta b'_e > 0$ 和 $\Delta b'_i < 0$, 则	
		凸		$\Delta b_e = (b_2 - g_k) / \cos\beta_2$	
40		凹	$\Delta b_e/\text{mm}$	$\Delta b'_e < 0$ 和 $\Delta b'_i > 0$, 则 $\Delta b_e = 0$	
		凸		0	

续表 33.1-86

序号	名称		代号/单位	计算公式和说明	算例			
					小齿轮	大齿轮		
41	有效齿宽	凹	b_c/mm	$b_c = h_{a1} \cos \beta_2 [\arctan(\Delta b_1/h_{a1}) + \arctan(\Delta b_2/h_{a2})] \pi/180 + g_k$	26.732 2	27.028 2		
		凸			24.918 0	25.695 5		
42	准双曲面齿轮弯曲强度几何系数		Y_i	$Y_i = \frac{Y_K}{\epsilon_N Y_s} \frac{2r_{\text{max}} b_c m_{n2}}{d_n b_2 m_{i2}}$	0.248 5	0.210 8		
					0.337 2	0.265 7		
43	准双曲面齿轮修正系数		Y_{K-c}	$Y_{K-c} = \frac{Y_{K-c}}{2.3[1 - s_N \tan \alpha_{fb} / (3h_{a1})]}$	1.139 2	0.900 5		
					1.542 3	1.080 8		
44	齿根应力基本值		σ_{F0}/MPa	$\sigma_{F0} = \frac{F_{m2} m_{n2}}{b m_{i2}^2} \frac{Y_{K-c}}{Y_i}$	146.684 6	136.662 3		
					146.352 3	130.186 1		
45	相对齿根圆角敏感性系数		Y_{relT}	$Y_{\text{relT}} = 1.0$	1.0			
46	相对齿根表面状况系数		Y_{relR}	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relT}} = 1.2$ $1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relT}} = 1.674 \cdot 0.529(Rz + 1)^{0.1}$	1.004 1			
	调质钢与渗碳淬火钢				$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relR}} = 1.07$ $1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relR}} = 5.306 - 4.203(Rz + 1)^{0.01}$			
	软钢					$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relR}} = 1.025$ $1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relR}} = 4.299 - 3.259(Rz + 1)^{0.005}$		
	灰铸铁							
47	尺寸系数		Y_s	$Y_s = 1.03 - 0.006 m_n$ $0.80 \leq Y_s \leq 1.0$				
	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁				$Y_s = 1.05 - 0.01 m_n$ $0.85 \leq Y_s \leq 1.0$	1.0		
	表面硬化钢					$Y_s = 1.075 - 0.015 m_n$ $0.7 \leq Y_s \leq 1.0$		
	灰铸铁							
48	试验齿轮应力修正系数		Y_{ST}	$Y_{ST} = 2.0$	2.0			
49	弯曲疲劳寿命系数		Y_{NT}	由第 32 篇第 1 章查得, $Y_{NT} = (3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$	0.912 0			
50	弯曲强度计算安全系数		S_F	$S_F = \frac{\sigma_{\text{lim}} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\text{relT}} Y_{\text{relR}} Y_s}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}$	2.131 3	2.287 5		
					2.136 1	2.401 3		
51	许用弯曲强度最小安全系数		S_{Fmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1.0			

12.2 按格利森法进行弧齿准双曲面齿轮强度校核

将格利森弧齿准双曲面齿轮强度计算公式中的参数和系数的代号换成 ISO/DIS 10300 的代号, 并对个别系数作适当变化之后得到强度校核公式。

12.2.1 接触强度校核

(1) 齿面的接触应力 σ_H (MPa)

$$\sigma_H = Z_E z_2 / z_1 \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} Z_x Z_K}$$

$$\sqrt{\frac{3\,000 T_{1max}}{b_2 d_2^2 l}} \sqrt{\frac{T_1}{T_{1max}}} \quad (33.1-104)$$

- 式中 b_2 ——大轮齿宽 (mm);
 d_2 ——大轮大端分度圆直径 (mm);
 T_1 ——小轮工作转矩 (N·m);
 T_{1max} ——小轮最大转矩 (N·m);
 l ——齿面接触强度几何系数, 由图

33.1-56 至图 33.1-61 根据齿轮齿数用插值法确定;

超期使用本资料者, 请尊重相关知识。

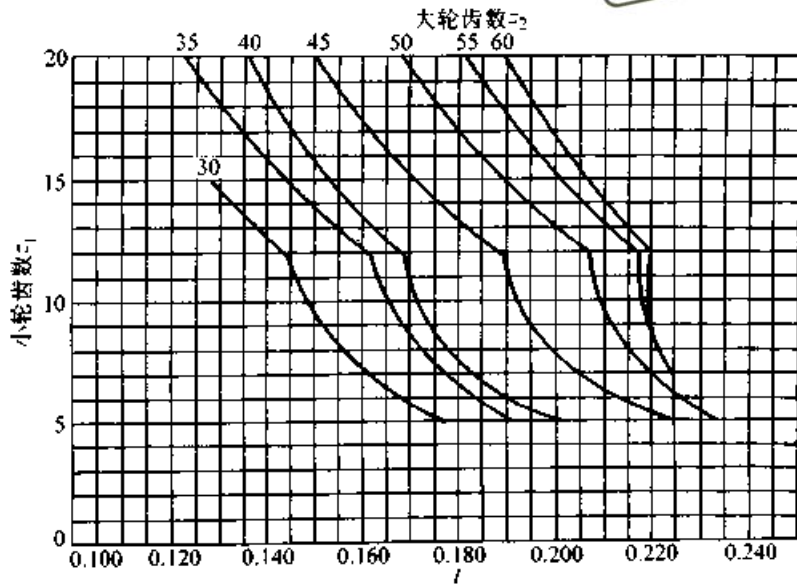


图 33.1-56 准双曲面齿轮接触强度几何系数 l
 $(\alpha = 19^\circ; E/d_2 = 0.10)$

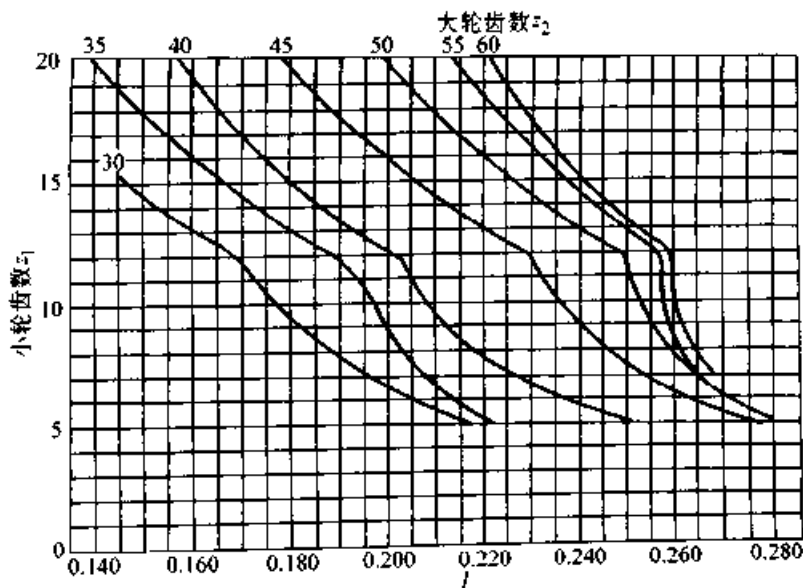


图 33.1-57 准双曲面齿轮接触强度几何系数 l
 $(\alpha = 19^\circ; E/d_2 = 0.15)$

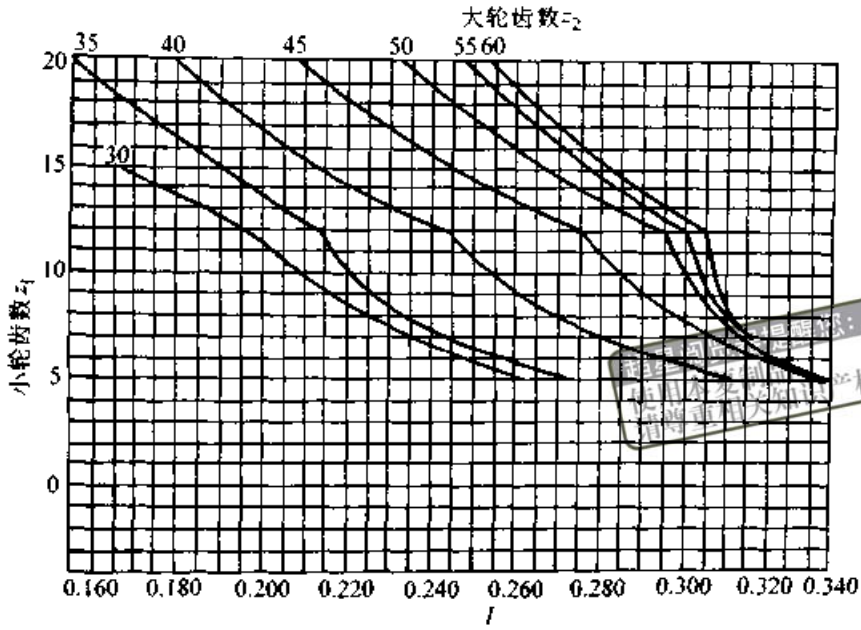


图 33.1-58 准双曲面齿轮接触强度几何系数 I
($\alpha = 19^\circ$; $E/d_2 = 0.20$)

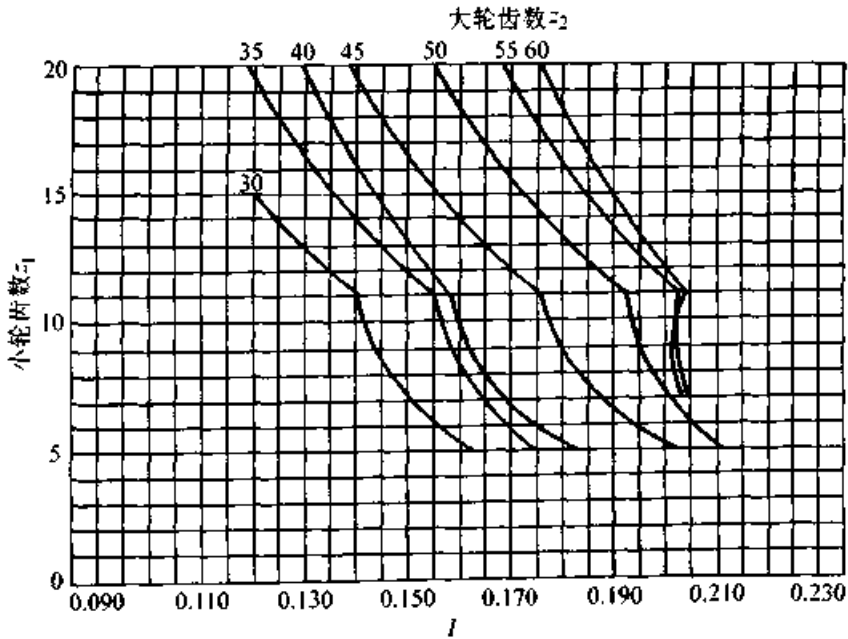


图 33.1-59 准双曲面齿轮接触强度几何系数 I
($\alpha = 22.5^\circ$; $E/d_2 = 0.10$)

(2) 接触强度安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_W}{\sigma_H Z_\theta} > S_{Hmin} \quad (33.1-105)$$

σ_{Hlim} 为接触疲劳极限 (MPa), 根据材料、热处理和齿面硬度, 由表 33.1-87 查得。

(3) 各系数的确定

各系数的确定与弧齿锥齿轮接触强度校核相同。

12.2.2 弯曲强度校核

(1) 齿根应力 σ_F (MPa)

$$\sigma_{F2} = K_A K_V K_{F\beta} Y_x \left(\frac{2000 T_1 z_2}{b_2 d_2 m_\alpha J_2 z_1} \right) \quad (33.1-106)$$

$$\sigma_{F1} = K_A K_V K_{F\beta} Y_x \left(\frac{2000 T_1 z_2}{b_2 d_2 m_\alpha J_1 z_1} \right) \quad (33.1-107)$$

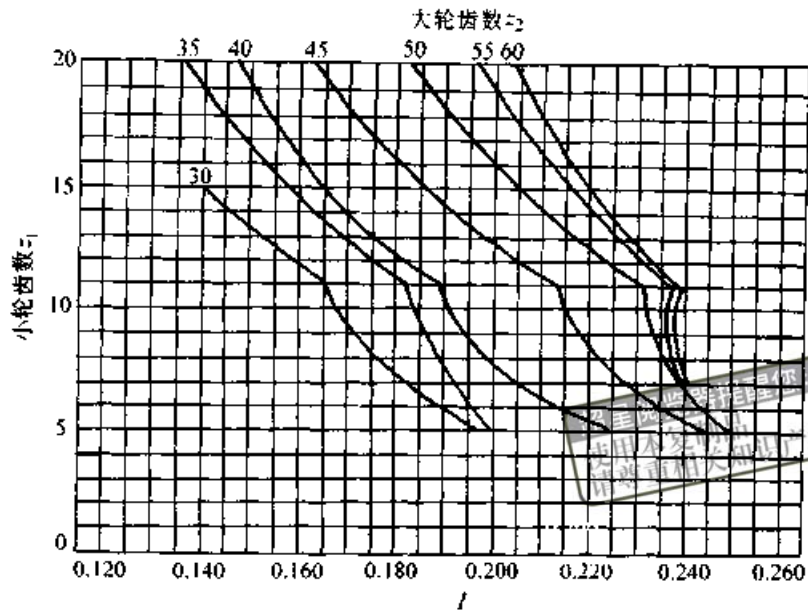


图 33.1-60 准双曲面齿轮接触强度几何系数 I
($\alpha = 22.5^\circ$; $E/d_2 = 0.15$)

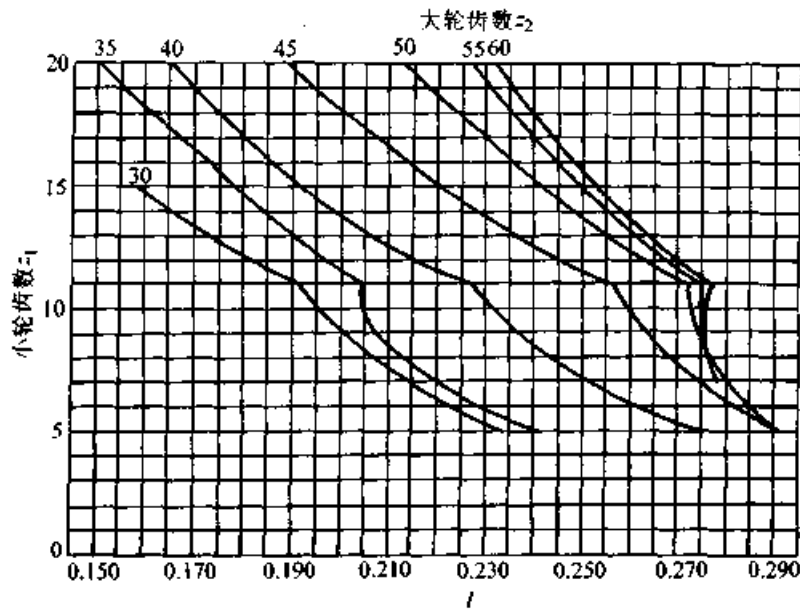


图 33.1-61 准双曲面齿轮接触强度几何系数 I
($\alpha = 22.5^\circ$; $E/d_2 = 0.20$)

表 33.1-87 接触疲劳极限 σ_{Hlim} 和
齿根弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

材料	热处理	齿面硬度		σ_{Hlim} /MPa	σ_{Flim} /MPa
		HB	HRC		
钢	渗碳淬火		≥ 60	1 724	206.89
			≥ 55	1 379	189.65
	火焰或感应淬火		≥ 50	1 310	93.10
	调质		≥ 440	1 310	172.41
			≥ 300	931	131.03
			≥ 180	655	93.10
渗氮	心部 ≥ 300	≥ 60	1 103	151.72	

式中 $J'_1 = J_1 b_1 / b_2$

σ_{F1} , σ_{F2} —— 小轮和大轮齿根应力 (MPa);

T_1 —— 小轮工作转矩 (N·m);

m_d —— 大轮大端端面模数 (mm);

b_1 —— 小轮齿宽 (mm);

J_1, J_2 —— 小轮和大轮弯曲强度几何系数;

J'_1 —— 修正后的小轮弯曲强度几何系数。

由图 33.1-62 至图 33.1-67, 根据齿轮齿数

用插值法确定 J'_1 和 J_2 。每一线图中，上部曲线族给出 J_2 值；下部曲线族给出 J'_1 。绘制各线图时所取参数如下： $b_2 = 0.155d_2$ ； $\beta_1 = 25^\circ + 5^\circ \times \sqrt{z_2/z_1 + 90^\circ E/d_2}$ ；大轮刀尖圆角半径 $\rho_{a02} =$

$0.24m_2$ ；小轮刀尖圆角半径 $\rho_{a01} = 0.12m_2$ ；大轮刀盘直径 $d_0 = 0.85d_2$ ；大轮与小轮的弯曲强度平衡。

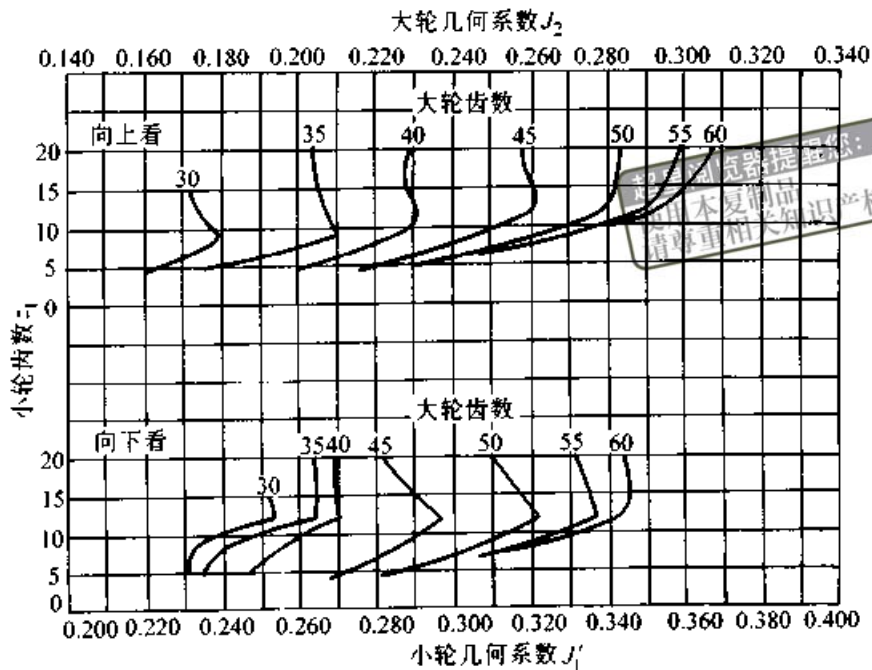


图 33.1-62 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数 J'_1 和 J_2
($\alpha = 19^\circ$ ； $E/d_2 = 0.10$)

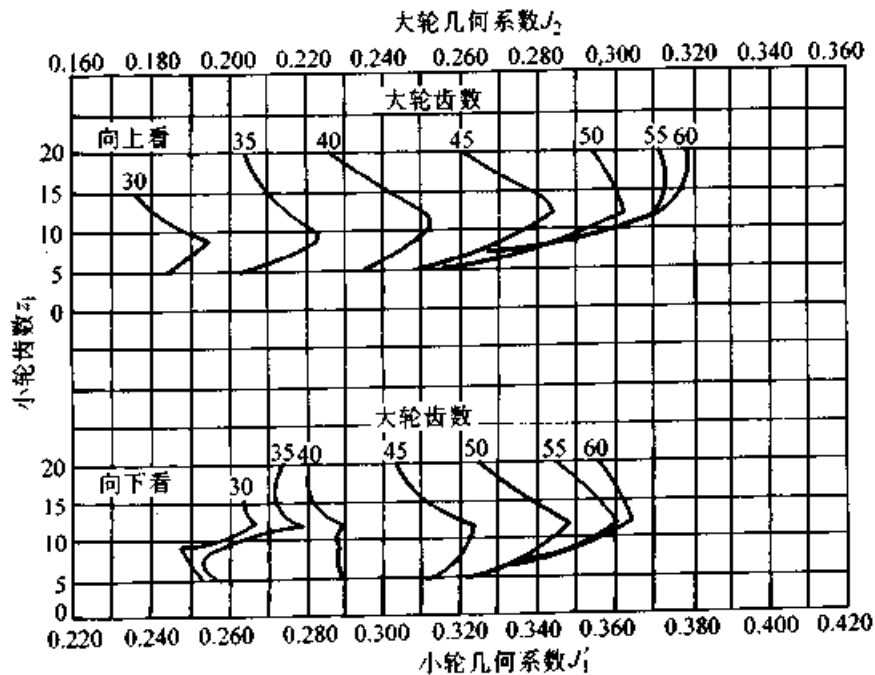


图 33.1-63 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数 J'_1 和 J_2
($\alpha = 19^\circ$ ； $E/d_2 = 0.15$)

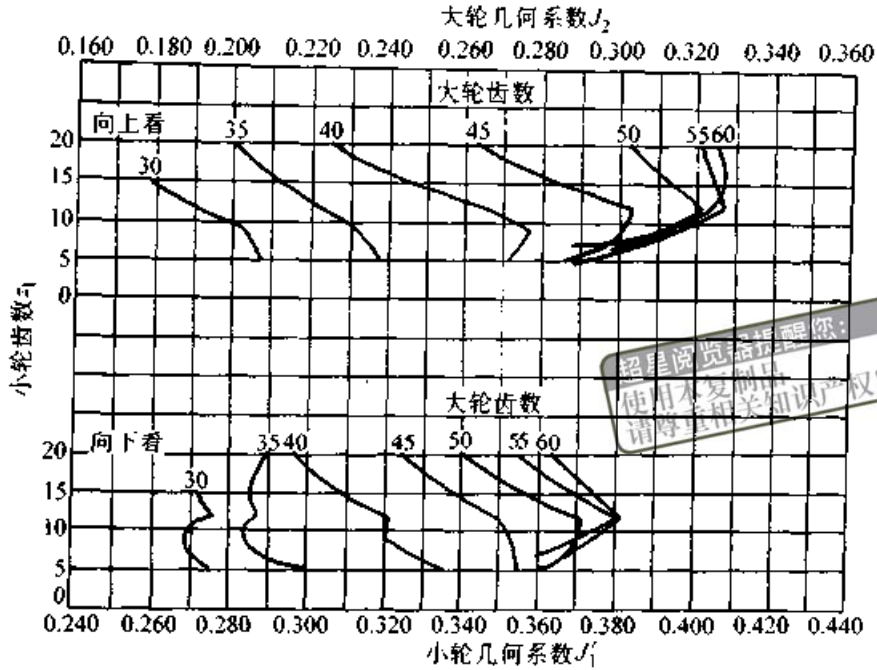


图 33.1-64 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数 J_1 和 J_2
 ($\alpha = 19^\circ$; $E/d_2 = 0.20$)

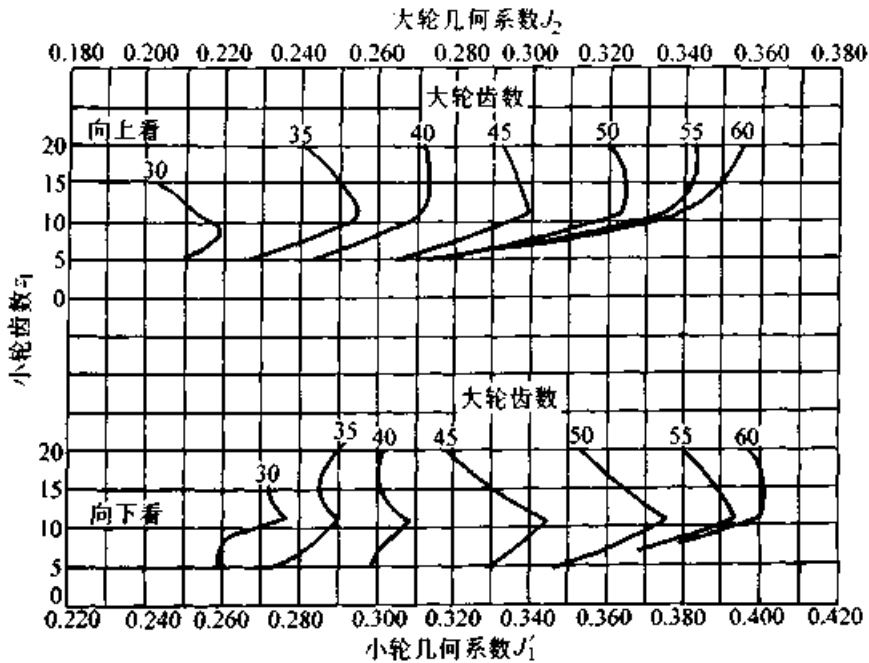


图 33.1-65 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数 J_1 和 J_2
 ($\alpha = 22.5^\circ$; $E/d_2 = 0.10$)

(2) 弯曲强度计算安全系数

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{NT}}{\sigma_F Y_\theta} > S_{Fmin} \quad (33.1-108)$$

σ_{Flim} 为齿根弯曲疲劳极限 (MPa), 根据材料、热处理条件和齿面硬度, 由表 33.1-87 查

得。

(3) 各系数的确定

与弧齿锥齿轮弯曲强度校核相同。

12.2.3 弧齿准双曲面齿轮强度校核算例

(1) 已知条件

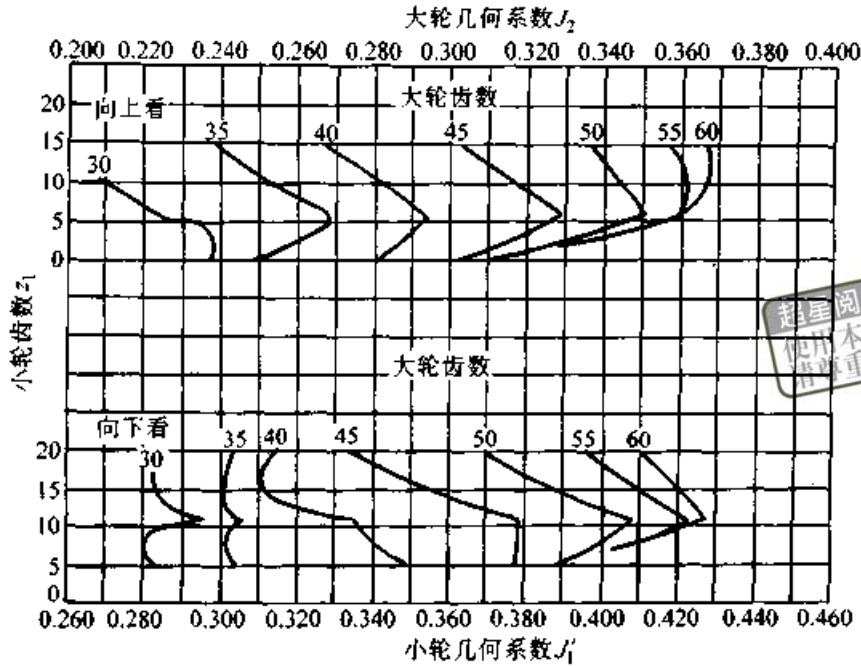


图 33.1-66 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数 J_1 和 J_2
($\alpha = 22.5^\circ$; $E/d_2 = 0.15$)

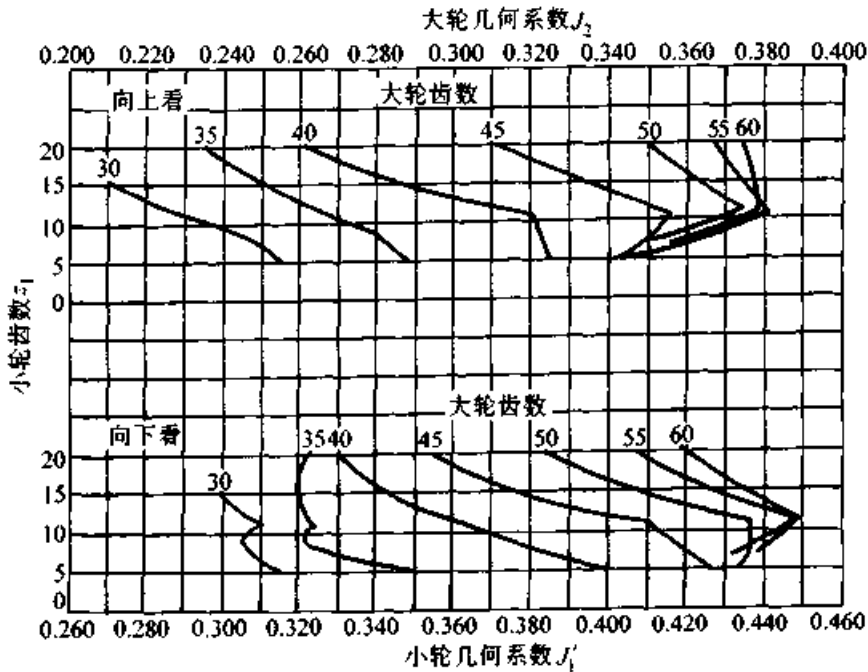


图 33.1-67 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数 J_1 和 J_2
($\alpha = 22.5^\circ$; $E/d_2 = 0.20$)

由表 33.1-35 已知: $T_1 = T_{1max} = 120 \text{ N}\cdot\text{m}$;
 $z_1 = 11$; $z_2 = 43$; $\Sigma = 90^\circ$; $E = 34 \text{ mm}$; $d_2 =$
 205 mm ; $m_{d2} = 4.7674 \text{ mm}$; $b_2 = 30 \text{ mm}$; $\alpha =$
 19° ; 大轮刀盘半径 $r_0 = 95.25 \text{ mm}$ 。

齿轮材料为 20CrMnMo; 渗碳淬火; 齿面硬

度为 58~63HRC; 要求油池温度低于 70°C ; 齿
轮副用于汽车; 使用寿命 5 000 h; 失效率 1/100;
小轮转速 1 000 r/min。

(2) 接触强度校核

1) 由表 33.1-87 取 $\sigma_{Hlim} = 1\,724 \text{ MPa}$ 。

2) 根据工况由第32篇第1章得 $K_A = 1.25$ 。

3) 由图 33.1-51 取 $K_v = 1.2$ 。

4) 小轮悬臂, 大轮跨装, 由表 33.1-74 取 $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.2$ 。

5) 取 $Z_x = Z_R = Z_w = Z_\theta = Y_\theta = 1$ 。

6) 小轮使用寿命期间的循环次数

$$N_L = 5\,000 \times 60 \times 1\,000 = 3 \times 10^8$$

7) 根据 N_L 值, 由图 33.1-52 查得 $Z_{NT} = 1.08$

8) $\alpha = 19^\circ$; $E/d_2 = 0.165\,9$ 。

9) $\alpha = 19^\circ$, $E/d_2 = 0.15$ 时, 由图 33.1-57 查得

$$I_a = 0.205 + (0.232 - 0.205) \times 3/5 = 0.221\,2$$

$\alpha = 90^\circ$, $E/d_2 = 0.2$ 时, 由图 33.1-58 查得

$$I_b = 0.254 + (0.286 - 0.254) \times 3/5 = 0.273\,2$$

$\alpha = 19^\circ$, $E/d_2 = 0.165\,9$ 时

$$I = 0.221\,2 + (0.273\,2 - 0.221\,2) \times 0.015\,9/0.05 = 0.237\,7$$

10) 由式 (33.1-63) 求得 $Z_E = 189.81 \sqrt{\text{MPa}}$ 。

11) 根据失效率, 由表 33.1-75 和表 33.1-77 取 $S_{H\min} = S_{F\min} = 1$ 。

12) 齿面接触应力 由式 (33.1-104) 得 $\sigma_H = 1\,091.07 \text{ MPa}$ 。

13) 接触强度计算安全系数 由式 (33.1-105) 得 $S_H = 1.71 > 1.0$ 。

(2) 弯曲强度校核

1) 由表 33.1-87 取 $\sigma_{Flim} = 206.89 \text{ MPa}$ 。

2) 尺寸系数 $Y_x = (25.4/4.767\,4)^{-0.25} = 0.658$ 。

3) 根据 N_L 值, 由图 33.1-55 得到 $Y_{NT} = 1$ 。

4) 当 $\alpha = 19^\circ$, $E/d_2 = 0.15$ 时由图 33.1-63 查得

$$J'_{1a} = 0.289 + (0.323 - 0.289) \times 3/5 = 0.309\,4$$

$$J_{2a} = 0.252 + (0.282 - 0.252) \times 3/5 = 0.270\,0$$

当 $\alpha = 19^\circ$, $E/d_2 = 0.2$ 时, 由图 33.1-64 查得

$$J'_{1b} = 0.321 + (0.351 - 0.321) \times 3/5 = 0.339\,0$$

$$J_{2b} = 0.270 + (0.303 - 0.271) \times 3/5 = 0.289\,0$$

当 $\alpha = 19^\circ$, $E/d_2 = 0.165\,9$ 时

$$J'_1 = 0.309\,4 + (0.339\,0 - 0.309\,4) \times$$

$$0.015\,9/0.05 = 0.319$$

$$J_2 = 0.270\,0 + (0.289\,0 - 0.270\,0) \times 0.015\,9/0.05 = 0.276$$

5) 齿根应力 σ_F 由式 (33.1-107) 和式 (33.1-106) 得: $\sigma_{F1} = 118.81 \text{ MPa}$; $\sigma_{F2} = 137.32 \text{ MPa}$ 。

6) 弯曲强度计算安全系数 由式 (33.1-108) 得到: $S_{F1} = 1.74$; $S_{F2} = 1.51$ 。

13 摆线齿准双曲面齿轮的强度校核

参照克林根贝尔格标准 KN3030 和 KN3029 的方法, 计算准双曲面齿轮的端面当量齿轮参数, 利用 ISO/DIS 10300 的 B 法, 作为摆线齿准双曲面齿轮接触强度和弯曲强度校核方法。

强度校核之先, 应按本章第 7 节表 33.1-42 至表 33.1-53 进行摆线齿准双曲面齿轮的几何设计, 并算出齿形系数。表 33.1-88 中给出强度校核的原始参数。本节算例的几何参数与本章第 7 节的相同。

13.1 摆线齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数 (见表 33.1-88)

表 33.1-88 的说明与表 33.1-65 的相同。

13.2 摆线齿准双曲面齿轮的切向力和载荷系数 (见表 33.1-89)

表 33.1-89 的说明见表 33.1-66。

13.3 摆线齿准双曲面齿轮的接触强度校核 (见表 33.1-90)

13.4 摆线齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核 (见表 33.1-91)

14 锥齿轮精度

14.1 锥齿轮精度标准 GB/T 11365—1989

该标准适用于 $m_n \geq 1 \text{ mm}$ 的直齿、斜齿、曲齿锥齿轮和准双曲面齿轮。设置 12 个精度等级, 1 级最高。受篇幅所限, 本节只给出 5~10 级的部分公差表; 并将外径和中点 (参考点) 锥距限制在常用范围内。

表 33.1-88 摆线齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数

序号	名称	代号/单位	算例
1	传递功率	P/kW	
2	小轮转矩	$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	250
3	大轮转矩	$T_2/\text{N}\cdot\text{m}$	1 025
4	小轮转速	$n_1/(\text{r}/\text{min})$	875
5	大轮转速	$n_2/(\text{r}/\text{min})$	213.414 6
6	大轮有效齿宽系数	b_c^*	0.85
7	齿轮材料及热处理	小轮	20CrMnMo, 渗碳淬火
8		大轮	
9	齿面硬度	小轮	58~63HRC
10		大轮	
11	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	1 500
12		大轮	
13	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	500
14		大轮	
15	齿轮材料的密度	小轮	7.86×10^{-6}
16		大轮	
17	材料的弹性模量	小轮	2.06×10^5
18		大轮	
19	材料的泊松比	小轮	0.3
20		大轮	
21	齿轮的精度等级		GB/T 11365—1989, 7级
22	齿面粗糙度	小轮	9.6
23		大轮	
24	润滑油		80 W/90 GL-4
25	50℃时润滑油的运动黏度	$\nu_{50}/(\text{mm}^2/\text{s})$	50
26	使用场合		车辆
27	使用寿命	h	5 000 ($N_{L1} = 2.625 \times 10^8$; $N_{L2} = 6.402 \times 10^7$)

表 33.1-89 摆线齿准双曲面齿轮的切向力及载荷系数

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	小轮转速	$n_1/(r/min)$	见表 33.1-88(4)	875
2	小轮转矩	$T_1/N \cdot m$	见表 33.1-88(2)	250
3	大轮转速	$n_2/(r/min)$	$n_2 = n_1 z_1 / z_2$	213.414 6
4	大轮转矩	$T_2/N \cdot m$	$T_2 = T_1 n_1 / n_2$	11 955.413 3
5	大轮参考点切向力	F_{m2}/N	$F_{m2} = 1\,000 T_2 / r_{m2}$	2.377 017
6	小轮参考点切线速度	$v_{m1}/(m/s)$	$v_{m1} = 2 r_{m1} n_1 / 19\,098$	1.4
7	使用系数	K_A	根据工况按第 32 篇第 1 章的方法选取	
动 载 系 数 K_v				
8	大轮有效齿宽	b_e/mm	$b_e = b_e' b_2$	25.5
9		$F_{kb}/(N/mm)$	$F_{kb} = F_{m2} K_A / b_e$	656.375 6
10	齿轮啮合刚度修正系数之一	C_F	$F_{kb} \geq 100$ 时, $C_F = 1$ $F_{kb} < 100$ 时, $C_F = F_{kb}/100$	1
11	齿轮啮合刚度修正系数之二	C_b	$b_e^* \geq 0.85$ 时, $C_b = 1$ $b_e^* < 0.85$ 时, $C_b = b_e^*/0.85$	1
12	轮齿啮合刚度	$c_Y/[N/(mm \cdot \mu m)]$	$c_Y = 20 C_F C_b$	20
13	单对齿刚度	$c'/[N/(mm \cdot \mu m)]$	$c' = 14 C_F C_b$	14
14	诱导质量	$m_{redx}/(kg/mm)$	$m_{redx} = \frac{\pi \rho d_{0m1}^2}{8 \cos^2 \alpha} \left(\frac{u^2}{1+u^2} \right)$	$9.828 1 \times 10^{-3}$
15	轮 I 临界转速	$n_{E1}/(r/min)$	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_{01}} \sqrt{\frac{c_Y}{m_{redx}}}$	32 311.055 8
16	临界转速比	N	$N = n_1 / n_{E1}$	$2.708 051 \times 10^{-2}$
17		A_p	根据精度等级由表 33.1-56 查得	0.9
18		C_p	根据精度等级由表 33.1-56 查得	11.2
19	齿距极限偏差	$f_{p1}/\mu m$	$f_{p1} = A_p (m_n + 0.25 \sqrt{2 r_{m2}}) + C_p$	17.147 030
20	轮齿跑合量	$y_o/\mu m$	调质钢, $y_o = 160 f_{p1} / \sigma_{FHm}$	
			灰铸铁, $y_o = 0.275 f_{p1}$	
			淬火钢和渗氮钢, $y_o = 0.075 f_{p1}$	1.286 027
			两种不同材料, $y_o = 0.5 (y_{o1} + y_{o2})$	
21	有效齿距偏差	$f_{ped1}/\mu m$	$f_{ped1} = f_{p1} - y_o$	15.861 003

超星阅读器提醒您：
使用本复制品，请尊重知识版权！
1.025!

续表 33.1-89

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
22		B_p	$B_p = b_2 f_{pc11} c' / (F_{m2} K_A)$	0.398 004	
23		C_{v1}	$C_{v1} = 0.32$	0.32	
24	$N \leq 1.25$ 时的系数 C_{v1} 和 C_{v2}	C_{v2}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v2} = 0.34$		
			i 面 e 面	$\epsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v2} = 0.57 / (\epsilon_{v\gamma} - 0.3)$	0.320 117 0.320 117
25	$N \leq 0.75$ 时的系数 C_{v3}	C_{v3}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v3} = 0.23$		
			i 面 e 面	$\epsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v3} = 0.096 / (\epsilon_{v\gamma} - 1.56)$	0.184 402 0.184 402
26	$0.75 < N \leq 1.25$ 时的 系数 C_{v4}	C_{v4}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v4} = 0.9$		
			i 面 e 面	$\epsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v4} = (0.57 - 0.05\epsilon_{v\gamma}) / (\epsilon_{v\gamma} - 1.44)$	
27		C_{v5}	$C_{v5} = 0.47$		
28	$N \geq 1.5$ 时的系数 C_{v5} 、 C_{v6} 和 C_{v7}	C_{v6}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v6} = 0.47$		
			i 面 e 面	$\epsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v6} = 0.12 / (\epsilon_{v\gamma} - 1.74)$	
29		C_{v7}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 1.5$ 时, $C_{v7} = 0.75$		
			i 面 e 面	$1.5 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2.5$ 时 $C_{v7} = 0.125 \sin[\pi(\epsilon_{v\gamma} - 2)] + 0.875$	
			$\epsilon_{v\gamma} > 2.5$ 时, $C_{v7} = 1.0$		
30	动载系数	K_v	i 面	$N \leq 0.75$ 时	1.011 893
			e 面	$K_v = N[B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v3}] + 1$	1.011 893
			i 面	$0.75 < N \leq 1.25$ 时	
			e 面	$K_v = B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v4} + 1$	
			i 面	$N \geq 1.5$ 时	
			e 面	$K_v = B_p(C_{v5} + C_{v6}) + C_{v7}$	
			$1.25 < N < 1.5$ 时, $K_v = K_{v(N=1.5)} + \frac{K_{v(N=1.25)} - K_{v(N=1.5)}}{0.25} \times (1.5 - N)$		
齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 以及 Z_{LS} 和 Y_e					
31	装配系数	$K_{H\beta be}$	根据装配条件和接触区检验条件, 按表 33.1-59 选取	1.1	
32	接触强度计算的齿向 载荷分布系数	$K_{H\beta}$	$b_e^* > 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.5K_{H\beta be}$		
			$b_e^* \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.275K_{H\beta be} / b_e^*$	1.65	

续表 33.1-89

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例
33		q	$q = 0.279 / \log(\sin \beta_{m2})$	-1.272 880
34		K_{F0}	$K_{F0} = 0.211(r_{f0}/R_{m2})^q + 0.789$	1.006 596
35	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta}/K_{H\alpha}$	1.639 188
36	接触强度计算的载荷分配系数	Z_{LS}	$\epsilon_{vy} \leq 2$ 和 $\epsilon_{v\beta} \leq 1$ 时, $Z_{LS} = 1$	
			i 面 $\epsilon_{vy} > 2$ 和 $\epsilon_{v\beta} > 1$ 时	0.984 507
			e 面 $Z_{LS} = \left\{ 1 + 2[1 - (2/\epsilon_{vy})^{1.5}] \cdot \sqrt{1 - 4/\epsilon_{vy}^2} \right\}^{-0.5}$	0.984 507
37	重合度系数	Y_ϵ	当 $\epsilon_{v\beta} > 1$ 时, $Y_\epsilon = 0.625$	0.625
			i 面 $0 < \epsilon_{v\beta} \leq 1$ 时	
			e 面 $Y_\epsilon = 0.25 + 0.75/\epsilon_{v\beta} - \epsilon_{v\beta}(0.75/\epsilon_{v\beta} - 0.375) \geq 0.625$	

超星阅览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$

38		F_{mH}/N	i 面	$F_{mH} = F_{mH2} K_A K_V K_{H\beta}$	27 945.453 3
			e 面		27 945.453 3
39	接触强度计算的齿间载荷分配系数	$K_{H\alpha}$	i 面 $\epsilon_{vy} \leq 2$ 时, $K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_{vy}}{2} [0.9 + \frac{0.4c_y(f_{pt} - y_a)}{F_{mH}/b_2}]$		
			e 面		
			i 面 $\epsilon_{vy} > 2$ 时, $K_{H\alpha} = 0.9 + \frac{0.4c_y(f_{pt} - y_a)}{F_{mH}/b_2} \sqrt{\frac{2(\epsilon_{vy} - 1)}{\epsilon_{vy}}}$	1.038 830	
			e 面	1.038 830	
40	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	$K_{F\alpha}$	i 面	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$	1.038 830
			e 面		1.038 830
41		$K_{H\alpha max}$	i 面	$K_{H\alpha max} = \epsilon_{vy} / (Z_{LS}^2 \epsilon_{v\alpha})$	1.854 795
			e 面		1.854 795
42		$K_{F\alpha max}$	i 面	$K_{F\alpha max} = \epsilon_{vy} / (Y_\epsilon \epsilon_{v\alpha})$	2.876 428
			e 面		2.876 428
43		$K_{H\alpha}$	i 面	当 $K_{H\alpha} < 1$ 时, 取 $K_{H\alpha} = 1$ 当 $K_{H\alpha} > K_{H\alpha max}$ 时, 取 $K_{H\alpha} = K_{H\alpha max}$	
			e 面		
44		$K_{F\alpha}$	i 面	当 $K_{F\alpha} < 1$ 时, 取 $K_{F\alpha} = 1$ 当 $K_{F\alpha} > K_{F\alpha max}$ 时, 取 $K_{F\alpha} = K_{F\alpha max}$	
			e 面		

表 33.1-90 摆线齿准双曲面齿轮的齿面接触强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例		
1	节点区域系数	Z_H	i 面	$Z_H = 2 (\cos\beta_{vb}/\sin 2\alpha'_{vt})^{0.5}$	2.087 958	
			e 面		2.087 958	
2		F_1	i 面	$0 < \epsilon_{vp} \leq 1$ 时, $F_1 = 2 + (\epsilon_{va} - 2) \epsilon_{vp}$	1.157 325	
			e 面			
			i 面			$\epsilon_{vp} > 1$ 时, $F_1 = \epsilon_{va}$
			e 面			
3		F_2	i 面	$0 < \epsilon_{vp} \leq 1$ 时, $F_2 = 2\epsilon_{va} - 2 + (2 - \epsilon_{va}) \epsilon_{vp}$	1.157 325	
			e 面			
			i 面			$\epsilon_{vp} > 1$ 时, $F_2 = \epsilon_{va}$
			e 面			
4	单对齿啮合系数	Z_{M-B}	i 面	$Z_{M-B} = \frac{\tan\alpha'_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{z_{v1}}\right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{z_{v2}}\right]}}$	0.936 568	
			e 面		0.936 568	
5	弹性系数	$Z_E/\sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$	189.811 7		
6	螺旋角系数	Z_β	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_{m2}}$	0.892 872		
7	锥齿轮系数	Z_K	$Z_K = 0.8$	0.8		
8	尺寸系数	Z_x	$Z_x = 1$	1		
9		C_{ZL}	$C_{ZL} = 0.08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350}\right) + 0.83$	0.91		
10	润滑剂系数	Z_L	$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1.2 + 80/\nu_{50})^2}$	0.955 918		
11		C_{ZV}	$C_{ZV} = 0.08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350}\right) + 0.85$	0.93		
12	速度系数	Z_V	$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{(0.8 + 32/\nu_{m1})^{0.5}}$	0.967 071		
13	小轮齿面微观不平度	$Rz_1/\mu\text{m}$	$Rz_1 \approx 6Ra_1$	9.6		
14	大轮齿面微观不平度	$Rz_2/\mu\text{m}$	$Rz_2 \approx 6Ra_2$	9.6		
15	相对曲率半径	ρ_{red}/mm	i 面	$\rho_{red} = \frac{a_v \sin\alpha'_{vt}}{\cos\beta_{vh}} \frac{u_v}{(1 + u_v)^2}$	13.370 513	
			e 面		13.370 513	
16		Rz_{10}	i 面	$Rz_{10} = 0.5 (Rz_1 + Rz_2) \sqrt[3]{(10/\rho_{red})}$	8.714 087	
			e 面		8.714 087	

续表 33.1-90

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
17		C_{ZK}	$C_{ZK} = 0.12 + (1000 - \sigma_{Hlim}) / 5000$	0.08	
18	粗糙度系数	Z_R	i 面 $Z_R = (3/Rz_{(i)}) C_{ZK}$	0.918 231	
			e 面	0.918 231	
19	工作硬化系数	Z_w	$H < 130$ 时, $Z_w = 1.2$ (H ——硬度 HB 数值)	1	
			$H > 470$ 时, $Z_w = 1$		
			$130 \leq H \leq 470$ 时, $Z_w = 1.2 - (H - 130) / 1700$		
20	接触疲劳寿命系数	Z_{NT}	由第 32 篇第 1 章查得 $Z_{NT} = (10^9/N_L)^{0.057}$	1.079 219	
21	齿中点接触线长度	l_b/mm	i 面 $\epsilon_{v\beta} < 1, l_b = \frac{b\epsilon_{va}}{\epsilon_{v\gamma}^2 \cos\beta_{cb}} \sqrt{\epsilon_{v\gamma}^2 - [(2 - \epsilon_{va})(1 - \epsilon_{v\beta})]^2}$		
			e 面		
			i 面 $\epsilon_{v\beta} \geq 1, l_b = b\epsilon_{va} / (\epsilon_{v\gamma} \cos\beta_{cb})$		20.263 348
			e 面		20.263 348
22	齿面计算接触应力基本值	$\sigma_{H(i)}/\text{MPa}$	i 面 $\sigma_{H(i)} = Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_{\gamma} \sqrt{\frac{F_{mv}(u_v + 1)}{d_{v1} l_b u_v}}$	870.700 5	
			e 面	870.700 5	
23	接触强度计算安全系数	S_H	i 面 $S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_x Z_L Z_v Z_R Z_w}{\sigma_{H(i)} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}}$	1.012 786	
			e 面	1.012 786	
24	许用接触强度最小安全系数	S_{Hmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1	

表 33.1-91 摆线齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算例	
				小齿轮	大齿轮
1	齿形系数	Y_{Fa}	i 面 见表 33.1-53(17)	2.186 311	2.186 306
			e 面	2.147 159	2.214 804
2		N_b	$N_b = l' m_n / [\rho_{a0} \sin(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi)]$	3.023 286	8.566 623
3	法面当量齿轮齿廓危险截面点曲率半径	ρ_F/mm	$\rho_F = \rho_{a0} / [1 - N_b / (1 + N_b + d_{m0} \sin(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi) / (2\rho_{a0} N_b))] $	1.245 064	1.328 540
4		q_s	$q_s = s'_{Fa} m_n / (2\rho_F)$	3.003 943	2.884 913
5		L_s	i 面 $L_s = s'_{Fa} / h'_F$	1.142 572	1.190 588
			e 面	1.142 572	1.190 588
6	应力修正系数	Y_{Sa}	i 面 $Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_s) q_s^{(1.21 + 2.3/L_s)}$	1.897 035	1.898 112
			e 面	1.897 035	1.898 112
7		l'_b/mm	i 面 $l'_b = l_b \cos\beta_{cb}$	16.687 366	
			e 面	16.687 366	

续表 33.1-91

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明	算 例		
				小齿轮	大齿轮	
8	锥齿轮系数	Y_K	i 面	$Y_K = (0.5 + 0.5l'_v/b)^2 b/l'_v$	1.088 503	
			e 面		1.088 503	
9	载荷分配系数	Y_{LS}	i 面	$Y_{LS} = Z_{LS}^2$	0.969 254	
			e 面		0.969 254	
10	齿根应力基本值	σ_{F0}/MPa	i 面	$\sigma_{F0} = \frac{F_{m2}}{b_2 m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta Y_K Y_{LS}$	326.884 0	327.068 9
			e 面		321.030 2	331.332 2
11	材料滑移层厚度	ρ'/mm	由第 32 篇第 1 章查得	0.003		
12		x^*	$x^* = (1 + 2q_x)/5$	1.401 577	1.353 965	
13	相对齿根圆角敏感系数	$Y_{\delta relT}$	$Y_{\delta relT} = (1 + \sqrt{\rho' x^*}) / (1 + \sqrt{1.2\rho'})$	1.004 570	1.003 521	
相对齿根表面状况系数						
14	调质钢与渗碳淬火钢	Y_{RelT}	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.12$	1.004 137	1.004 137	
			$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{RelT} = 1.674 - 0.529(Rz + 1)^{0.1}$			
15	软钢	Y_{RelT}	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.07$			
			$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{RelT} = 5.306 - 4.203(Rz + 0.1)^{0.01}$			
16	灰铸铁渗氮钢	Y_{RelT}	$Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.025$			
			$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{RelT} = 4.299 - 3.259(Rz + 1)^{0.005}$			
尺 寸 系 数						
17	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	Y_x	$Y_x = 1.03 - 0.006 m_n$ $0.85 \leq Y_x \leq 1.0$	1		
18	表面硬化钢		$Y_x = 1.05 - 0.01 m_n$ $0.80 \leq Y_x \leq 1.0$			
19	灰铸铁		$Y_x = 1.075 - 0.015 m_n$ $0.70 \leq Y_x \leq 1.0$			
20	试验齿轮应力修正系数	Y_{ST}	$Y_{ST} = 2$	2		
21	弯曲疲劳寿命系数	Y_{NT}	由第 32 篇第 1 章查得, $Y_{NT} = (3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$	0.914 450	0.940 624	
22	弯曲强度的计算安全系数	S_F	i 面	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RelT} Y_x}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}$	1.169 777	1.201 325
			e 面		1.191 107	1.185 868
23	许用弯曲强度最小安全系数	S_{Fmin}	根据要求的失效率由第 32 篇第 1 章查得	1		

根据齿轮圆周速度、传递功率、运动精确性和传动平稳性等工作条件，按类比法或通过计算选定精度等级。

(1) 公差组和检验组

表 33.1-92 所示，各公差项目按其特点及对齿轮传动性能的影响分成 3 个公差组；第 I 组影

响运动精度；第 II 组影响工作平稳性；第 III 组影响接触质量。允许各组选用不同精度等级，但配对两轮必须一致。各公差组又分适用于不同精度等级的检验组，根据精度等级、批量大小和检验条件选定。

表 33.1-92 公差组、检验组及其适用的精度等级

公差组	检验对象	检验组		适用的精度等级	
		公差与极限偏差项目	代号		
第 I 公差组	齿轮	切向综合公差	F'_i	4~8	
		轴交角综合公差	F'_{Σ}	7~12	对斜齿、曲齿锥齿轮用于 9~12 级
		齿距累积公差与 k 个齿距累积公差	F_p 与 F_{pk}	4~6	
		齿距累积公差	F_p	7~8	
		齿圈跳动公差	F_r	7~12	其中 7~8 级用于分度圆直径大于 1 600 mm
	齿轮副	齿轮副切向综合公差	F'_{ic}	4~8	
		齿轮副轴交角综合公差	$F'_{\Sigma c}$	7~12	对于斜齿、曲齿锥齿轮用于 9~12 级
齿轮副侧隙变动公差		F_{η}	9~12		
第 II 公差组	齿轮	一齿切向综合公差	f_i	4~12	
		一齿轴交角综合公差	f_{Σ}	7~12	对于斜齿、曲齿锥齿轮用于 9~12 级
		齿距极限偏差与齿形相对误差的公差	f_{pi} 与 f_c	4~6	
		周期公差	f_{ak}	4~8	纵向重合度 ϵ_{β} 大于界限值
		齿距极限偏差	f_{pi}	7~12	
	齿轮副	齿轮副一齿切向综合公差	f_{ic}	4~8	
		齿轮副一齿轴交角综合公差	$f_{\Sigma c}$	7~12	对于斜齿、曲齿锥齿轮用于 9~12 级
		齿轮副周期误差的公差	f_{akc}	4~8	纵向重合度 ϵ_{β} 大于界限值
齿轮副齿频周期误差的公差		$f_{\omega c}$	4~8	纵向重合度 ϵ_{β} 小于界限值	
第 III 公差组	齿轮	接触斑点		4~12	
	齿轮副	接触斑点		4~12	

注：1. 纵向重合度 ϵ_{β} 的界限值：第 III 公差组精度 4~6 级时为 1.35；6~7 级时为 1.55；8 级时为 2.0。

2. 第 III 公差组中齿轮的接触斑点，是指批量互换中被测工件齿轮与测量母轮对滚时，得到的接触印痕。



(2) 圆锥齿轮的齿坯公差

锥齿轮加工、检验和装配时的定位基准面应尽量一致，并在图样上标明。齿坯公差见表 33.1-93~表 33.1-95。

表 33.1-93 齿坯尺寸公差

精度等级	5	6	7	8	9	10
轴径尺寸公差	IT5		IT6		IT7	
孔径尺寸公差	IT6		IT7		IT8	
外径尺寸极限偏差	IT8				IT9	

注：1. IT——标准公差。
2. 当三个公差组精度等级不同时，按最高精度等级确定公差值。

表 33.1-94 圆锥齿轮齿坯顶锥母线跳动和基准端面跳动公差 (μm)

外径或基准端面直径 /mm		顶锥母线跳动公差 (按外径查)			基准端面跳动公差 (按基准端面直径查)		
		精度等级 ^①					
大于	到	5~6	7~8	9~10	5~6	7~8	9~10
—	30	15	25	50	6	10	15
30	50	20	30	60	8	12	20
50	120	25	40	80	10	15	25
120	250	30	50	100	12	20	30
250	500	40	60	120	15	25	40
500	800	50	80	150	20	30	50
800	1 250	60	100	200	25	40	60
1 250	2 000	80	120	250	30	50	80

① 当三个公差组精度等级不同时，按最高精度等级确定公差值。

表 33.1-95 圆锥齿坯轮冠距和顶锥角极限偏差

中点法向模数 /mm	轮冠距极限偏差 /μm	顶锥角极限偏差 / (°)
≤1.2	0 -50	+15 0
>1.2~10	0 -75	+8 0
>10	0 -100	+8 0

(3) 圆锥齿轮副的法向侧隙

圆锥齿轮副的最小法向侧隙设置 a、b、c、d、e 和 h6 种；a 最大，h 为零。法向侧隙原则上与精度等级无关，但低精度不宜用小侧隙。按表 33.1-96 确定最小法向侧隙 j_{nmin} 。

表 33.1-96 圆锥齿轮副最小法向侧隙 j_{amin} (μm)

中点锥距 /mm		小轮分锥角 / (°)		h	e	d	c	b	a
大于	到	大于	到						
—	50	—	15	0	15	22	36	58	90
		15	25	0	21	33	52	84	130
		25	—	0	25	39	62	100	160
50	100	—	15	0	21	33	52	84	130
		15	25	0	25	39	62	100	160
		25	—	0	30	46	74	120	190
100	200	—	15	0	25	39	62	100	160
		15	25	0	35	54	87	140	220
		25	—	0	40	63	100	160	250
200	400	—	15	0	30	46	74	120	190
		15	25	0	46	72	115	185	290
		25	—	0	52	81	130	210	320
400	800	—	15	0	40	63	100	160	250
		15	25	0	57	89	140	230	360
		25	—	0	70	110	175	280	440

最大法向侧隙

$$j_{nmax} = (|E_{s\Delta 1} + E_{s\Delta 2}| + T_{s1} + T_{s2} + E_{s\Delta 1} + E_{s\Delta 2}) \cos \alpha_n$$

由表 33.1-98 查得齿厚上偏差 E_{s0} 。 j_{nmin} 为非标准值时，用插值法求 E_{s0} 值。 $E_{s\Delta}$ 为制造误差补偿部分，由表 33.1-97 查得；齿厚公差 T_s 由表 33.1-99 查得。

法向侧隙公差有 A、B、C、D、H 5 种类型，与最小法向侧隙的对应关系如图 33.1-68 所示。

(4) 锥齿轮的安装精度

为保证齿轮副在要求的相对位置正确啮合，锥齿轮规定了安装距的极限偏差 $\pm \Delta f_{AM}$ (见表 33.1-100)、轴间距极限偏差 $\pm f_a$ (见表 33.1-101) 和轴交角的极限偏差 $\pm E_{\Sigma}$ (见表 33.1-102)。

表 33.1-97 圆锥齿轮副最大法向侧隙 (j_{nmax}) 的制造误差补偿部分 E_{Δ} 值 (μm)

第Ⅱ公差组 精度等级	中点法向模数 /mm	中点分度圆直径/mm											
		≤ 125			$> 125 \sim 400$			$> 400 \sim 800$			$> 800 \sim 1600$		
		分 锥 角 / (°)											
		≤ 20	> 20 ~45	> 45	≤ 20	> 20 ~45	> 45	≤ 20	> 20 ~45	> 45	≤ 20	> 20 ~45	> 45
4~6	$\geq 1 \sim 3.5$	18	18	20	25	28	28	32	45	40	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	20	20	22	28	28	28	34	50	40	67	75	72
	$> 6.3 \sim 10$	22	22	25	32	32	30	36	50	45	72	80	75
	$> 10 \sim 16$	25	25	28	32	34	32	45	55	50	72	90	75
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	36	36	36	45	56	45	72	90	85
7	$\geq 1 \sim 3.5$	20	20	22	28	32	30	36	50	45	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	22	22	25	32	32	30	38	55	45	75	85	80
	$> 6.3 \sim 10$	25	25	28	36	36	34	40	55	50	80	90	85
	$> 10 \sim 16$	28	28	30	36	38	36	48	60	55	80	100	85
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	40	40	40	50	65	60	80	100	95
8	$\geq 1 \sim 3.5$	22	22	24	30	36	32	40	55	50	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	24	24	28	36	36	32	42	60	50	80	90	85
	$> 6.3 \sim 10$	28	28	30	40	40	38	45	60	55	85	100	95
	$> 10 \sim 16$	30	30	32	40	42	40	55	65	60	85	110	95
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	45	45	45	55	72	65	85	110	105
9	$\geq 1 \sim 3.5$	24	24	25	32	38	36	45	65	55	—	—	—
	$\geq 3.5 \sim 6.3$	25	25	30	38	38	36	45	65	55	90	100	95
	$> 6.3 \sim 10$	30	30	32	45	45	40	48	65	60	95	110	100
	$> 10 \sim 16$	32	32	36	45	45	45	48	70	65	95	120	100
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	48	48	48	60	75	70	95	120	115
10	$\geq 1 \sim 3.5$	25	25	28	36	42	40	48	65	60	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	28	28	32	42	42	40	50	70	60	95	110	105
	$> 6.3 \sim 10$	32	32	36	48	48	45	50	70	65	105	115	110
	$> 10 \sim 16$	36	36	40	48	50	48	60	80	70	105	130	110
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	50	50	50	65	85	80	105	130	125

(5) 接触斑点

根据齿轮用途、载荷的大小、轮齿的刚性及齿线形状特点,可参考表 33.1-103,由设计者自行规定接触斑点的形状、位置和大小。

(6) 公差数值

标准中公差数值表和公差关系式规定了各检

验项目的公差数值,详见 GB/T 11365—1989。

(7) 图样标注

在圆锥齿轮工作图上应标注齿轮精度等级和最小法向侧隙种类及法向侧隙公差种类的代号,举例如下:

表 33.1-98 圆锥齿轮齿厚上偏差 E_g 值 (μm)

基本值	中点法向模数 /mm	中点分度圆直径/mm								
		>125		>125-400		>400-800				
		分锥角 / (°)								
		≤ 20	>20	≤ 20	>20	≤ 20	>20			
		-45	>45	-45	>45	-45	>45			
$\geq 1-3.5$		-20	-20	-22	-28	32	-30	-36	-50	-45
>3.5-6.3		-22	-22	-25	-32	32	-30	-38	-55	-45
>6.3-10		-25	-25	-28	-36	36	-34	-40	-55	-50
>10-16		-28	-28	-30	-36	38	-36	-48	-60	-55
>16-25		-	-	-	-40	40	-40	-50	-65	-60

系数	最小法向侧隙种类	第 II 公差组精度等级				
		5-6	7	8	9	10
	h	0.9	1.0	-	-	-
	e	1.45	1.6	-	-	-
	d	1.8	2.0	2.2	-	-
	c	2.4	2.7	3.0	3.2	-
	b	3.4	3.8	4.2	4.6	4.9
	a	5.0	5.5	6.0	6.6	7.0

注: E_g 值由基本值栏查出的数值乘上系数得出。

表 33.1-99 圆锥齿轮齿厚公差 T_s (μm)

齿圈跳动公差		法向侧隙公差种类				
大于	到	H	D	C	B	A
-	8	21	25	30	40	52
8	10	22	28	34	45	55
10	12	24	30	36	48	60
12	16	26	32	40	52	65
16	20	28	36	45	58	75
20	25	32	42	52	65	85
25	32	38	48	60	75	95
32	40	42	55	70	85	110
40	50	50	65	80	100	130
50	60	60	75	95	120	150
60	80	70	90	110	130	180
80	100	90	110	140	170	220
100	125	110	130	170	200	260
125	160	130	160	200	250	320
160	200	160	200	260	320	400
200	250	200	250	320	380	500
250	320	240	300	400	480	630

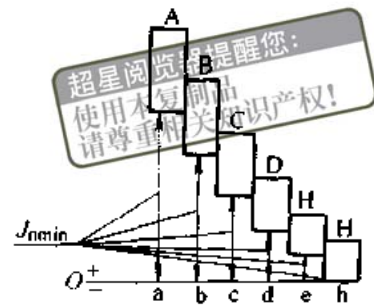
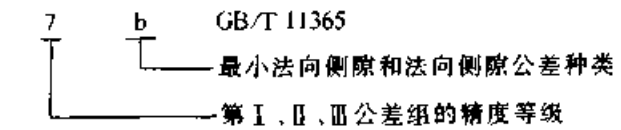
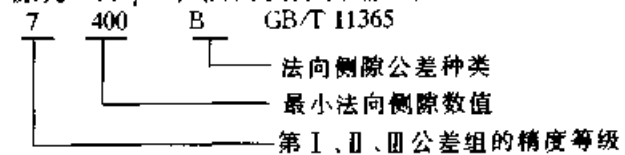


图 33.1-68 最小法向侧隙与公差种类的对应

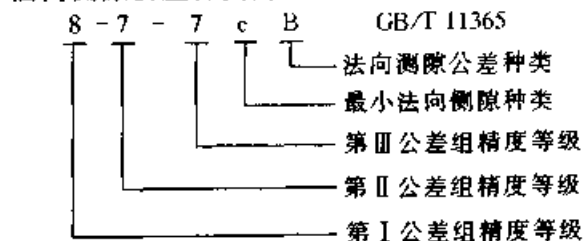
1) 3 个公差组精度同为 7 级, 最小法向侧隙种类为 b, 法向侧隙公差种类为 B;



2) 3 个公差组精度同为 7 级, 最小法向侧隙为 $400 \mu\text{m}$, 法向侧隙公差种类为 B;



3) 齿轮的第 I 公差组精度为 8 级, 第 II、III 公差组精度为 7 级, 最小法向侧隙种类为 c, 法向侧隙公差种类为 B;



14.2 AGMA 390.03 锥齿轮和准双曲面齿轮标准

美国 AGMA390.03 标准把精度设置为 13 级, 第 13 级精度最高。主要检验项目为齿圈跳动、齿距及齿距累积误差等项。对不同精度等级给出了推荐的法向侧隙。对齿坯给出了外径公差、轮冠距公差、顶锥角及背锥角公差。

(1) 精度等级适用范围

航空锥齿轮用 13 级精度。小轿车锥齿轮用 11 级精度; 大客车和载重用 10 级精度; 牵引车用 9 级精度; 变速器齿轮用 8 级精度。铁路机车锥齿轮用 11 级精度。气垫船、水翼船锥齿轮用 13 级精度; 舷外发动机和小型推进器锥齿轮用 10 级精度。

表 33.1-100 圆锥齿轮安装极限偏差 $\pm f_{AM}$ (μm)

中点锥距 /mm	分锥角 /(°)	精 度 等 级																										
		中 点 法 向 模 数/mm																										
		5	6	7	8	9	10																					
大 于	到	到	>16~25	>10~16	>6.3~10	>3.5~6.3	≦1~3.5	>16~25	>10~16	>6.3~10	>3.5~6.3	≦1~3.5	>16~25	>10~16	>6.3~10	>3.5~6.3	≦1~3.5											
		—	9	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5										
50	—	到	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—											
		—	7.5	4.2	—	12	6.7	—	17	9.5	—	24	13	—	34	19	—	48	26									
100	—	到	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45										
		—	3	1.7	—	5	2.8	—	7	4	—	10	5.6	—	14	8	—	20	11									
200	—	到	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45									
		—	30	16	11	8	48	26	17	13	67	38	24	18	—	140	75	50	38	—	190	105	71	50				
400	—	到	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45										
		—	10.5	6	3.8	3	17	9.5	6	4.5	24	13	8.5	6.7	—	48	26	17	13	—	160	90	60	45				
800	—	到	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45									
		—	60	36	24	16	105	60	38	28	150	80	53	40	30	200	120	75	56	45	300	160	140	90	67	38	24	18
200	—	到	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45										
		—	21	13	8.5	5.6	38	21	13	10	53	30	19	14	11	75	40	26	20	15	105	60	38	28	22	150	80	53
400	—	到	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45									
		—	130	80	53	36	240	130	85	60	340	180	120	85	67	480	250	170	120	95	670	360	240	170	130	950	500	320
800	—	到	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45										
		—	48	28	18	12	85	45	30	21	120	63	40	30	22	170	90	60	42	32	240	130	85	60	48	340	180	120
200	—	到	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45									
		—	300	180	110	75	530	280	186	130	750	400	250	180	140	1050	560	360	260	200	1500	800	500	380	280	2100	1000	710
400	—	到	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45									
		—	250	160	95	63	450	240	150	110	630	340	210	160	120	900	480	300	220	170	1300	670	440	300	240	1700	950	600
800	—	到	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45	—	20	45										
		—	105	63	40	26	190	100	63	45	270	140	90	67	50	380	200	125	90	70	530	280	180	130	100	750	400	250

注：对于修形圆锥齿轮允许采用低一级的 $\pm f_{AM}$ 值， $\alpha \neq 20^\circ$ 时，表中数值乘以 $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

表 33.1-101 圆锥齿轮副轴间距极限
偏差 $\pm f_a$ (μm)

中点锥距/mm		精度等级					
大于	到	5	6	7	8	9	10
—	50	10	12	18	28	36	67
50	100	12	15	20	30	45	75
100	200	15	18	25	36	55	90
200	400	18	25	30	45	75	120
400	800	25	30	36	60	90	150

注：对纵向修形齿轮允许采用低一级的 $\pm f_a$ 值。

表 33.1-102 圆锥齿轮副轴交角极限
偏差 $\pm E_{\Sigma}$ (μm)

中点锥距/mm		小轮分锥角/(°)		最小法向侧隙种类						
大于	到	大于	到	h	e	d	c	b	a	
—	50	—	15	7.5	11	18	30	45		
		15	25	10	16	26	42	63		
		25	—	12	19	30	50	80		
50	100	—	15	10	16	26	42	63		
		15	25	12	19	30	50	80		
		25	—	15	22	32	60	95		
100	200	—	15	12	19	30	50	80		
		15	25	17	26	45	71	110		
		25	—	20	32	50	80	125		
200	400	—	15	15	22	32	60	95		
		15	25	24	36	56	90	140		
		25	—	26	40	63	100	160		
400	800	—	15	20	32	50	80	125		
		15	25	28	45	71	110	180		
		25	—	34	56	85	140	220		

注：当 $\alpha \neq 20^\circ$ 时，表中数值乘以 $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

表 33.1-103 圆锥齿轮副接触斑点

精度等级	6~7	8~9	10
沿齿长方向/%	60~80	50~70	25~55
沿齿高方向/%	65~85	55~75	40~70

注：表中数值用于齿面修形的齿轮，对不修形齿轮，其接触斑点大小不小于其平均值。

(2) 轮坯公差 (见表 33.1-104)

表 33.1-104 轮坯公差 (mm)

模数/mm	公差/mm		公差/(°)	
	外径	轮冠距	顶锥角	背锥角
≥ 10	+0.00 -0.25	+0.00 -0.10	+8 -0	+15 -15
10~1.75	+0.00 -0.13	+0.00 -0.08	+8 -0	+15 -15
1.75~0.5	+0.00 -0.10	+0.00 -0.05	+15 -0	+30 -30
0.5~0.3	+0.00 -0.08	+0.000 -0.025	+30 -0	+60 -60
≤ 0.3	+0.00 -0.05	+0.000 -0.025	+40 -0	+60 -60

注：外径及轮冠距只能在轮坯的轮冠处没有倒圆角的情况下测量。通常在倒圆角之前检查，因为在精加工的齿轮上此基准点已不存在。

(3) 锥齿轮孔和轴颈公差 (见表 33.1-105)

图 33.1-69 为轴齿轮， d_{ae} 为齿轮外径， A_0 为轮冠距。图中规定了各定位面允许的跳动感。

图 33.1-70 规定了扁平环形齿轮各定位面的跳动感。无凸缘的环形齿轮在平板上检验定位基面跳动感时，外端 X 处与内端 Y 处的要求不同，塞尺通过的最大厚度见表 33.1-106。

表 33.1-105 孔及轴颈公差 (mm)

孔及轴颈 名义直径	AGMA12~13 级 高精度齿轮		AGMA10~11 级 精密齿轮		AGMA3~9 级 一般齿轮	
	轴颈	孔	轴颈	孔	轴颈	孔
≤ 25	-0.002 5	+0.002 5	-0.013	+0.013	-0.025	+0.025
25~100	-0.005	+0.005	-0.013	+0.013	-0.025	+0.025
100~250	-0.0075	+0.007 5	-0.025	+0.025	-0.05	+0.05
250~500			-0.025	+0.025	-0.075	+0.075
≥ 500			-0.05	+0.05	-0.10	+0.10

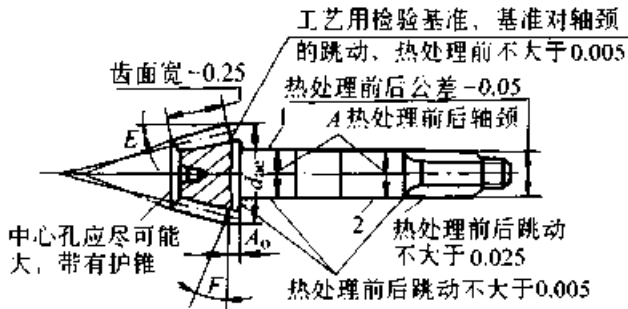


图 33.1-69 锥齿轮轴的轮坯公差

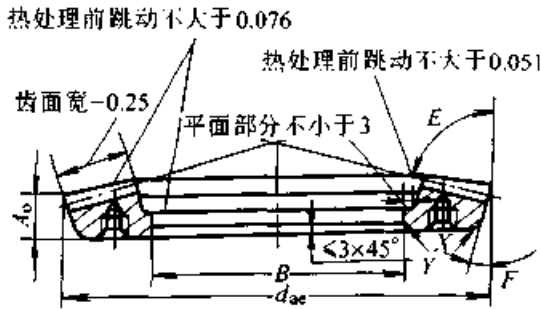


图 33.1-70 无凸缘环形齿轮的轮坯公差

表 33.1-106 塞尺通过的最大厚度

序号	热处理前后	齿轮直径/mm	检验部位	塞尺通过的最大厚度/ μm	检验部位	塞尺通过的最大厚度/ μm
1	热处理前			25		25
2		150~200		25		51
3		200~250	X	38	Y	76
4	热处理后	250~300	处	51	处	102
5		300~450		76		127
6		450 以上		按上述比例增加		按上述比例增加

15 锥齿轮传动的安装、调整及齿轮结构

15.1 锥齿轮及准双曲面齿轮的安装形式

(1) 悬臂式安装 (见图 33.1-71)

用于刚性较好、转矩较小的场合，如小客车、轻型载重车和齿轮刚性较好的载重车。要求小轮两轴承间的距离大于 2 倍悬臂长度。悬臂长度指的是前轴承中心至小轮齿宽中点的距离。

(2) 双支承跨装 (见图 33.1-72)

双支承跨装，小轮大小端有轴颈支承，可减

少变形，提高承载能力。但要求小轮小端有支承的空间；而且小端轴颈切齿时无干涉。

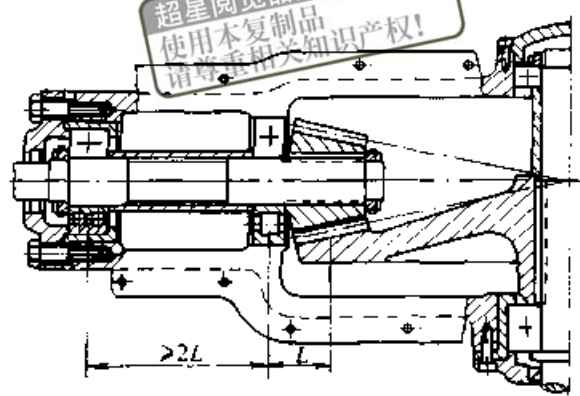


图 33.1-71 悬臂安装

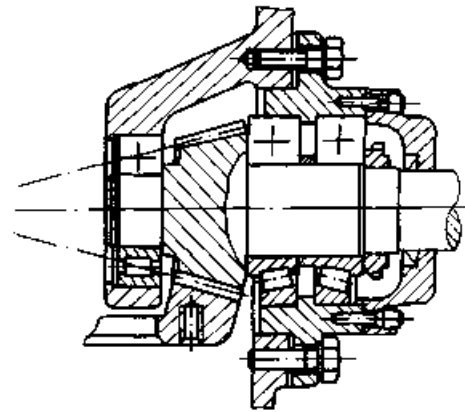


图 33.1-72 双支承跨装

15.2 锥齿轮齿面和轴承受力分析

(1) 锥齿轮和准双曲面齿轮齿面受力分析

假定齿面接触区的合力作用在齿面参考点 M 的法线方向，称之为法向力，可分解为：圆周力（切向力） F_{mr} ，其方向与主动轮圆周速度方向相反，与从动轮圆周速度方向相同；径向力 F_{mr} ，指向齿轮中心为正；轴向力 F_{mx} ，指向齿轮大端为正。

圆周力 F_{mr}

$$F_{mr} = 2000 T_i / d_{m_i} \quad (i=1, 2)$$

式中 T_i —— 轮 i (小轮 $i=1$, 大轮 $i=2$) 转矩 (N·m);

$$T_i = 9549 P / n_i$$

P —— 传递的功率 (kW);

n_i —— 轮 i 转速 (r/min)。

径向力 F_{mr} 和轴向力 F_{mx} 的计算公式见表 33.1-107。

表 33.1-107 中 α_n 为法向压力角，工作面 “i”

表 33.1-107 齿轮 i 上的径向力和轴向力

受力齿面		凹 面		凸 面	
图形					
螺旋方向		右旋	左旋	右旋	左旋
旋转方向	主动轮	逆时针	顺时针	顺时针	逆时针
	从动轮	顺时针	逆时针	逆时针	顺时针
径向力		$F_{mr_i} = F_{mt_i} \left(\frac{\tan \alpha_n \cos \delta_i}{\cos \beta_{mi}} - \tan \beta_{mi} \sin \delta_i \right)$		$F_{mr_i} = F_{mt_i} \left(\frac{\tan \alpha_n \cos \delta_i}{\cos \beta_{mi}} + \tan \beta_{mi} \sin \delta_i \right)$	
轴向力		$F_{mx_i} = F_{mt_i} \left(\frac{\tan \alpha_n \sin \delta_i}{\cos \beta_{mi}} + \tan \beta_{mi} \cos \delta_i \right)$		$F_{mx_i} = F_{mt_i} \left(\frac{\tan \alpha_n \sin \delta_i}{\cos \beta_{mi}} - \tan \beta_{mi} \cos \delta_i \right)$	

(主动小轮凹面从动大轮凸面)代入 $\alpha_n = \alpha_{ni}$; 非工作面“e”(小轮凸面,大轮凹面)代入 $\alpha_n = \alpha_{ne}$ 。

(2) 悬臂式安装轴承受力分析

图 33.1-73 所示, L 为参考点(齿宽中点)到轴承 A 中间的轴向距离, M 为前后轴承中心之间的轴向距离。

$$L = H - J_i \quad (i=1, 2)$$

H 为相配齿轮轴线到轴承 A 中心的距离。

对于小齿轮

$$J_1 = 0.5 d_{m2} \cos \varepsilon_1$$

式中 $\varepsilon_1 = \arctan(\tan \beta_{m12} \sin \delta_{12})$

对于大齿轮

$$J_2 = 0.5 d_{m1}$$

d_{mi} 为齿轮 i 参考点分度圆直径。

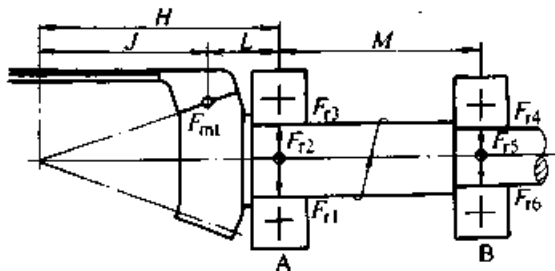


图 33.1-73 悬臂式安装轴承 A、B 的作用力

1) 作用在轴承 A 上的总径向力

$$F_{rA} = [F_{r2}^2 + (F_{r1} - F_{r3})^2]^{0.5}$$

式中 $F_{r1} = F_{mn} (L + M) / M$

$$F_{r2} = F_{mt} (L + M) / M$$

$$F_{r3} = 0.5 d_{mi} F_{mx} / M$$

2) 作用在轴承 B 上的总径向力

$$F_{rB} = [F_{r5}^2 + (F_{r4} - F_{r6})^2]^{0.5}$$

式中 $F_{r4} = F_{mn} L / M$

$$F_{r5} = F_{mt} L / M$$

$$F_{r6} = 0.5 d_{mi} F_{mx} / M$$

(3) 双支承跨装的轴承受力分析

图 33.1-74 所示, N 为参考点到轴承 C 中心的轴向距离; K 为参考点到轴承 D 中心的轴向距离。

$$K = G - J_i \quad (i=1, 2)$$

G 为相配齿轮轴线到轴承 D 中心的轴向距离。

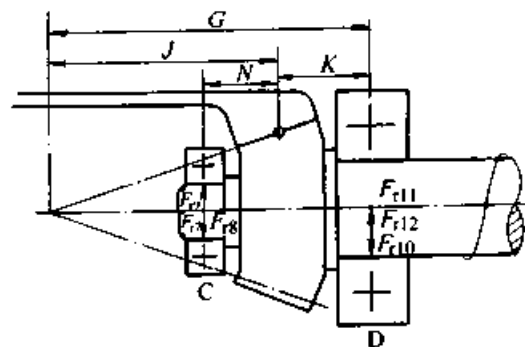


图 33.1-74 双支承跨装轴承 C、D 的作用力

1) 作用在轴承 C 上的总径向力

$$F_{rC} = [F_{r8}^2 + (F_{r7} - F_{r9})^2]^{0.5}$$

式中 $F_{r7} = F_{m1}K / (N + K)$
 $F_{r8} = F_{m1}K / (N + K)$
 $F_{\varphi} = 0.5d_{m1}F_{mxi} / (N + K)$

2) 作用在轴承 D 上的总径向力

$$F_{rD} = [F_{r11}^2 + (F_{r10} + F_{r12})^2]^{0.5}$$

式中 $F_{r10} = F_{m1}N / (N + K)$
 $F_{r11} = F_{m1}N / (N + K)$
 $F_{r12} = 0.5d_{m1}F_{mxi} / (N + K)$

15.3 曲齿锥齿轮齿面接触区的调整

制造和安装误差使齿面接触区的位置、大小和形状以及法向侧隙不符合要求时，若误差不是很大，对曲齿锥齿轮，可以通过增减垫片调整两齿轮的安装距 A_1 和 A_2 ，使接触区符合要求。维修时，由于齿面和支承系统已有磨损，齿面接触区与法向侧隙，对安装距调整量的要求可能有矛盾，此时应以保证齿面接触区为主，但要注意到法向侧隙不能太小。

(1) 曲齿锥齿轮齿面接触区调整

1) 接触区沿齿高方向的调整 增大安装距 (记为“ A_+ ”或 $\Delta A > 0$)，接触印痕向被调齿轮齿根移动，调小轮效果更明显。一般在大轮齿面上拓接触印痕，减小小轮安装距 $\Delta A_1 < 0$ 或增加大轮安装距 $\Delta A_2 > 0$ 时，使接触印痕移向大轮齿根。

2) 接触区沿齿长方向的调整 调整安装距时，接触区在齿面上沿齿长的移动方向和幅度，除与 ΔA 有关之外，还与齿轮和刀具的参数有关。

被调齿轮在相配齿轮参考点处螺旋角的增量

$$\Delta\beta = K\Delta A_i \cos\delta_i / (R_m \cos\beta_m) \quad (i = 1, 2)$$

式中 $K = k \sin\beta_m - R_m/r_0 \pm \tan\alpha_n \tan\delta_i / (1 - R_m \sin\beta_m/r_0)$

k 为运动传递系数，根据试验结果： $i_{12} > 2$ 时， $k = 1.7$ 。式中双符号项，被调齿轮凹面取正号；凸面取负号。

根据判别式求得 K 值，由 K 值的符号和齿面的凹凸，按表 33.1-107 判断接触印痕沿齿长的移动方向。

表 33.1-107 增大安装距 ($\Delta A_i > 0$) 时，接触印痕沿齿长的移动方向

K	K > 0		K < 0	
	凹面	凸面	凹面	凸面
被调齿轮的传动齿面				
印痕在被调齿面上的移动方向	向大端	向小端	向小端	向大端

3) 改变安装距时印痕沿大轮齿的凸面和凹面移动的基本规律见表 33.1-108。



表 33.1-108 曲齿锥齿轮改变安装距时印痕在大轮齿的凸面和凹面上的移动规律

类别	名称	增加小轮安装距 A_{1+} (A_2 不变)	增加大轮安装距 A_{2+} (A_1 不变)	A_{1+} 、 A_{2+} (法向侧隙不变)
1	弧齿锥齿轮 $\beta_m \approx 35^\circ$			
2	零度和小螺旋角 弧齿锥齿轮			
3	延伸外摆线齿锥齿轮 $\beta_m \approx 35^\circ$			

(2) 准双曲面齿轮齿面接触区的调整

表 33.1-109 所示为准双曲面齿轮改变安装距时，接触区在大轮齿的凸面和凹面上的移动规律。

表 33.1-109 准双曲面齿轮改变安装距时大轮齿的凸面和凹面印痕移动规律

增加小轮安装距 A_1 , (A_2 不变)	增加大轮安装距 A_2 , (A_1 不变)
	

15.4 锥齿轮的结构

15.4.1 直齿锥齿轮结构

(1) 锻造齿轮和轴齿轮 (见图 33.1-75)

齿轮小端齿槽底离键槽的距离 (最小壁厚) $x < (1.6 \sim 2) m$ 时 (m 为大端模数), 齿轮与轴做成整体 (见图 33.1-75a)。

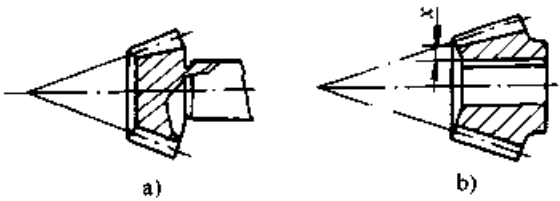


图 33.1-75 锻造齿轮和轴齿轮

(2) $d_{ac} \leq 500$ mm 的锻造锥齿轮 (见图 33.1-76)

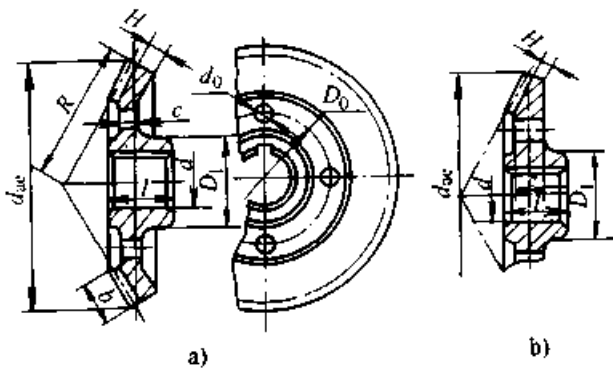


图 33.1-76 $d_{ac} \leq 500$ mm 的锻造锥齿轮

a) 模锻 b) 自由锻

图中 d 为内孔直径, 其余尺寸为: $D_1 = 1.6d$; $l = (1 \sim 1.2) d$; $H = (3 \sim 4) m$, 但不小于 10 mm; $c = (0.1 \sim 0.17) R$ (R 为大端锥距); D_0 和 d_0 按结构而定。

(3) $d_{ac} > 300$ mm 的铸造齿轮

图 33.1-77 中 d 为内孔直径, 其余尺寸为: $D_1 = 1.6d$ (铸钢); $D_1 = 1.8d$ (铸铁); $l = (1 \sim 1.2) d$; $H = (3 \sim 4) m$, 但不小于 10 mm; $c = (0.1 \sim 0.17) R$, 但不小于 10 mm; $s = 0.8 c$, 但不小于 10 mm; D_0 和 d_0 按结构而定。

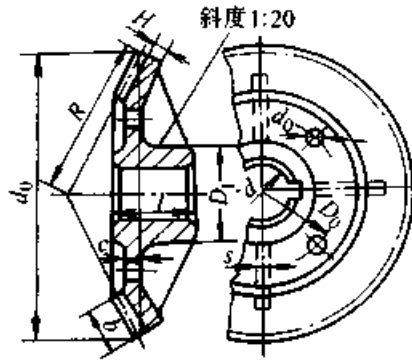


图 33.1-77 $d_{ac} > 300$ mm 的铸造锥齿轮

15.4.2 曲齿锥齿轮结构

曲齿锥齿轮结构主要有整体式和环形式两种。整体式多用于小锥齿轮 (见图 33.1-75)。若开孔后轮毂壁厚不够, 可做成轴锥齿轮。

(1) 锥齿轮的几种环形结构

1) 无辐板式 (见图 33.1-78 和图 33.1-79)

热处理变形小, 适用于直径大于 180 mm 的大齿轮。齿轮与轮毂为间隙配合和过渡配合, 用细牙螺钉 (图 33.1-78 和图 33.1-79)、铆钉或螺栓 (图 33.1-80) 固定在一起。

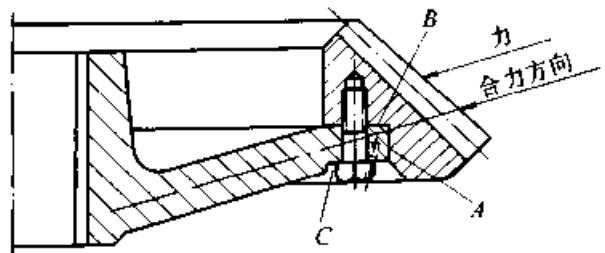


图 33.1-78 无辐板式环形齿轮之一

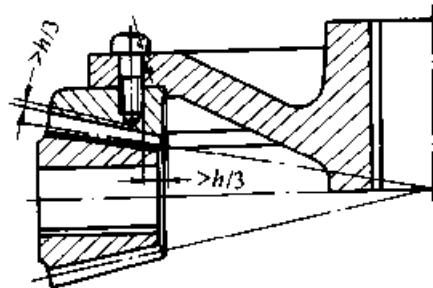


图 33.1-79 无辐板式环形齿轮之二

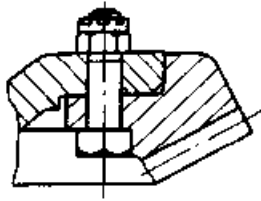


图 33.1-80 用铰光孔螺栓及槽形螺母固紧的环形齿轮

2) 扩孔式环形齿轮(见图 33.1-81) 常用于分度锥角接近 45° 的齿轮。

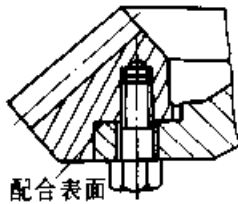


图 33.1-81 扩孔式环形齿轮的配合

3) 有辐板的环形齿轮(见图 33.1-82)

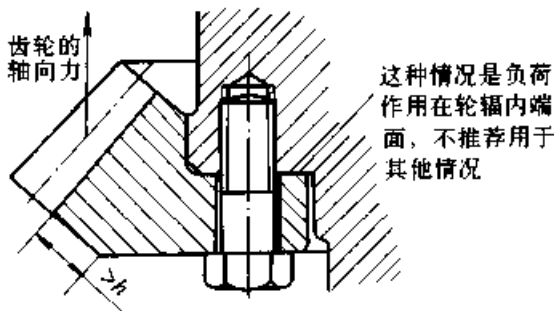


图 33.1-82 有辐板的环形齿轮

(2) 锥齿轮环形结构设计注意事项

1) 为减少变形, 辐板方向应与受力方向一致(见图 33.1-78)。

2) 轴向力作用在轮毂或辐板上, 而不是紧固螺钉上。

3) 为使齿轮有足够的刚性, 以利于提高加工精度和效率, 尽量不用小安装孔和薄辐板; 孔的两端凸台最好做成锥形而不是加强肋。

4) 齿轮基准面要与孔垂直, 而且尽可能大, 当分度圆直径为轮毂直径的 2.5 倍时, 应设辅助支承面作为工艺基面(见图 33.1-83), 以增强切齿时齿轮的刚性。

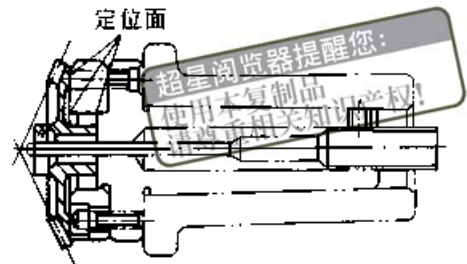


图 33.1-83 带有辅助支承端面的锥齿轮

5) 齿根下方壁厚应大于全齿高 h (见图 33.1-82)。无凸缘的环形齿轮, 螺孔与齿根之间的距离应不小于全齿高的 $1/3$ (图 33.1-79)。

6) 辐板厚度一般取 $(0.1 \sim 0.17) R$ 。

16 锥齿轮和准双曲面齿轮工作图

16.1 锥齿轮工作图的内容

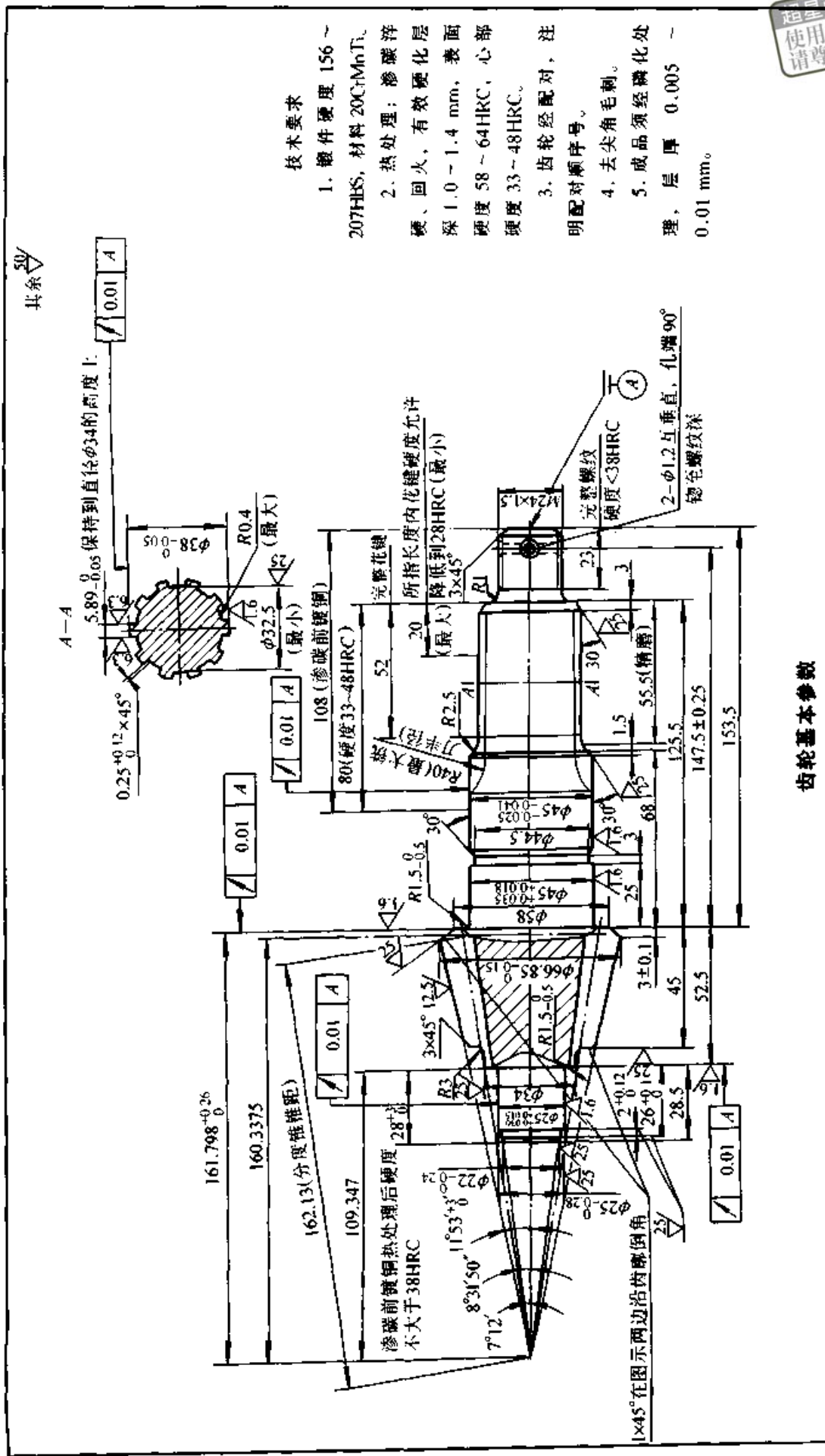
不同齿制的锥齿轮和准双曲面齿轮的结构和工作图大体相同, 差别主要在齿部。工作图应包含以下内容:

- 1) 齿轮材料牌号及热处理技术要求;
- 2) 齿轮的结构尺寸及其公差、形位公差和表面粗糙度;
- 3) 齿轮的基本参数和数据;
- 4) 齿轮的精度和轮坯公差

16.2 弧齿锥齿轮工作图(见图 33.1-84 和图 33.1-85)

16.3 弧齿准双曲面齿轮工作图(见图 33.1-86 和图 33.1-87)

超星阅读器提醒您：
 使用本阅读器
 请尊重知识版权！



技术要求

1. 锻件硬度 156 ~ 207HBS, 材料 20CrMnTi.
2. 热处理: 渗碳淬硬、回火, 有效硬化层深 1.0 ~ 1.4 mm, 表面硬度 58 ~ 64HRC, 心部硬度 33 ~ 48HRC.
3. 齿轮经配对, 注明配对顺序号.
4. 去尖角毛刺.
5. 成品须经磷化处理, 层厚 0.005 ~ 0.01 mm.

齿轮基本参数

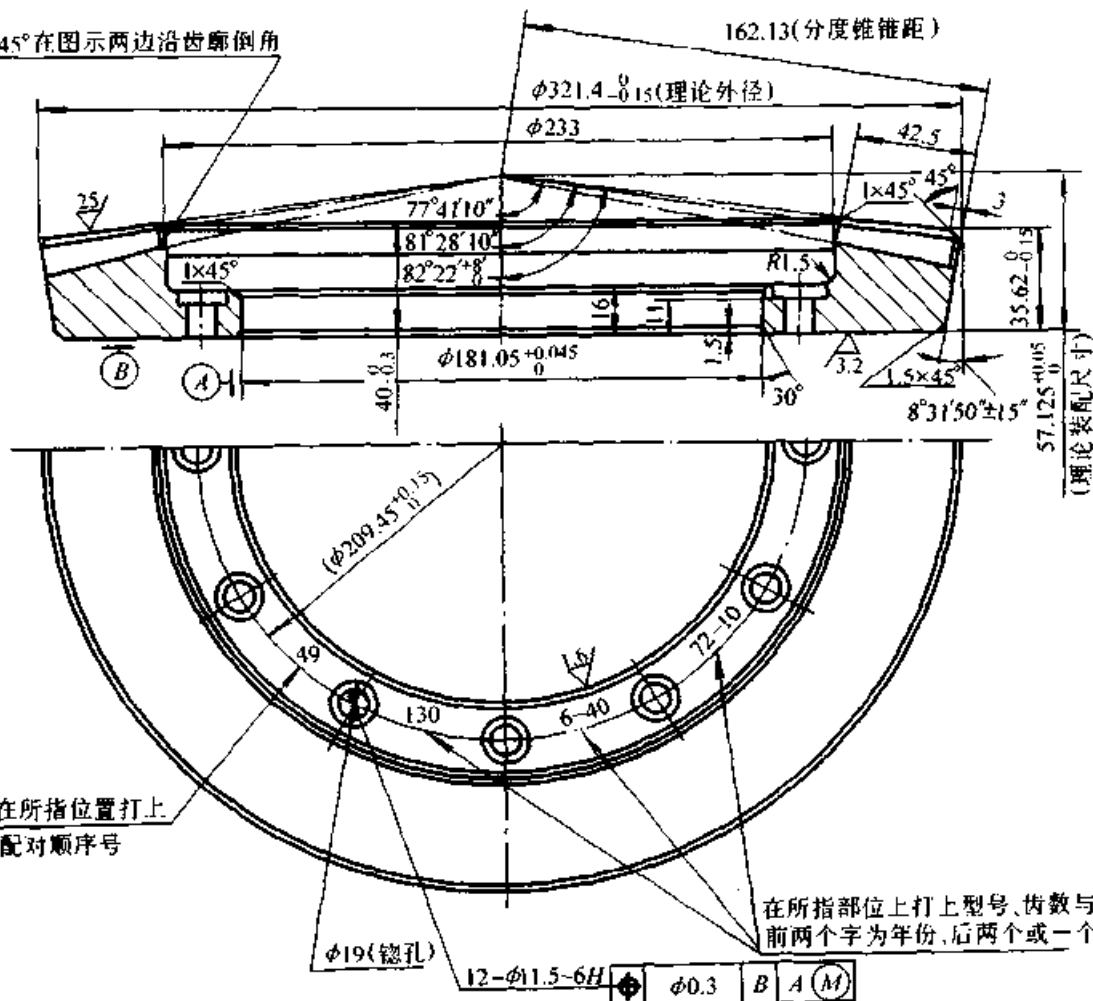
1	齿数	6	螺旋方向	左	配对	11	12	13
2	大端端面模数	8.0169	齿顶高	9.5	齿法向侧隙极限偏差	0.15 ~ 0.35	齿表面粗糙度	304.8
3	压力角	20°	全齿高	13.284	机上齿侧间隙变动量	0.15	齿面粗糙度	Ra 3.2 μm
4	大端分度圆直径	48.101	分度圆锥大端法向弦齿厚	13.462	检验噪声强度	按标准	相吻合齿轮零件号及齿数	- / 40
5	中点螺旋角	33°37'	弦齿高	9.855	接触斑点	按标准		

图 33.1-84 主动弧齿锥齿轮

超星阅读器
使用本复制品
请尊重相关知识版权!

其余 ∇_{5U}

1x45°在图示两边沿齿廓倒角



在所指位置打上
配对顺序号

在所指部位上打上型号、齿数与制造日期
前两个字为年份,后两个或一个字为月份

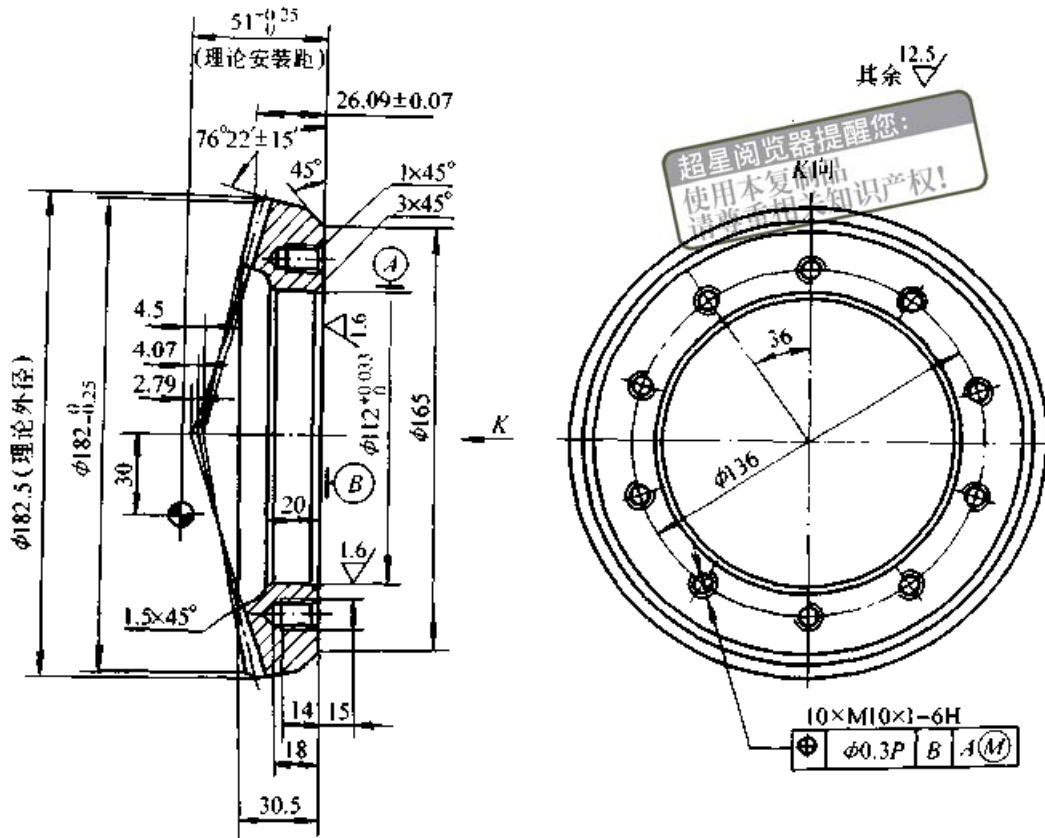
技术要求

1. 锻件硬度 156~207HBS, 材料 20CrMnTi。
2. 热处理: 渗碳淬硬、回火, 有效硬化层深 1.0~1.4 mm, 表面硬度 58~64HRC, 心部硬度 33~48HRC。
3. B 端面应平整, 铣齿前精磨, 热处理后平面度误差外端不大于 0.01 mm, 内端不大于 0.2 mm (用厚薄规检查)。
4. 支尖角毛刺。
5. 成品须经磷化处理, 层厚 0.005~0.01 mm。

齿轮基本参数

1	齿数	40	9	分度圆锥大端法向弦齿厚	5.944
2	大端端面模数	8.016 9		弦齿高	2.515
3	压力角	20°		配对 机上 检验 时	齿法向侧隙极限偏差 齿侧间隙变动量 噪声声强级 接触斑点
4	大端分度圆直径	320.675	10		0.15~0.35 0.15 按标准 按标准
5	中点螺旋角	33°37'			
6	螺旋方向	右	11	刀盘直径	304.8
7	齿顶高	2.45	12	齿表面粗糙度	Ra 3.2 μm
8	全齿高	13.183	13	相啮合齿轮零件号及齿数	- /6

图 33.1-85 从动弧齿锥齿轮



技术要求

1. 锻件硬度 156~207HBS; 材料 20CrMnTi。
2. 热处理: 渗碳淬硬、回火, 有效硬化层深 1.0~1.4 mm, 表面硬度 58~64HRC, 心部硬度 33~48HRC。
3. B 端面热处理前磨削, 对孔 $\phi 12_{+0.03}^{0.025}$ mm 轴线端跳不大于 0.03 mm, 热处理后平面度误差不大于 0.08 mm (薄片规检查)。
4. 磨孔时, 以分度锥定位调整端面 B, 跳动不大于 0.05 mm。
5. 法向齿根圆角半径最小值为 $R1.5$ mm。
6. 去尖角毛刺。
7. 成品须经磷化处理, 层厚 0.005~0.01 mm。

齿轮基本参数

1	齿数	37	9	分度圆锥大端法向弧齿厚	—	
2	大端端面模数	4.919	10	配对机上检验时	齿法向侧隙极限偏差 齿侧间隙变动量 噪声及接触斑点	
3	压力角	19°				0.15~0.25
4	大端分度圆直径	182				0.08
5	中点螺旋角	28°47'				按标准
6	螺旋方向	右	11	刀盘直径	190.5	
7	齿顶高	1.27	12	齿表面粗糙度	Ra1.6 μm	
8	全齿高	9.57	13	相啮合齿轮零件号及齿数	- /8	

图 33.1-87 弧齿准双曲面从动齿轮

第2章 圆锥、圆锥-圆柱齿轮减速器设计和选用

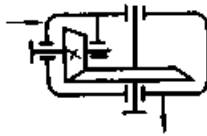
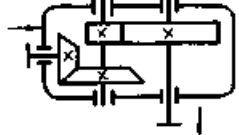
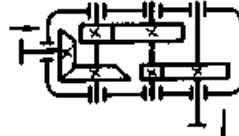

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
侵犯相关知识产权！

1 概述

单级渐开线圆锥齿轮减速器和多级圆锥-圆柱齿轮减速器，均为输入轴与输出轴轴线正交的传动装置。多级传动用以扩大传动比的范围和适用面，这时锥齿轮应置于高速级，使锥齿轮尺寸不致太大。对于四级传动，也可将锥齿轮放在第二级传动中。常用的圆锥、圆锥-圆柱齿轮减速器的传动简图、传动比范围、特点和应用列于表 33.2-1。

锥齿轮的类型很多，有直线齿锥齿轮（直齿、斜齿），曲齿锥齿轮（弧齿、摆线齿）等。直齿和斜齿锥齿轮虽然有设计、工艺简单的优点，但承载能力和运转性能较差，所以在通用闭式圆锥齿轮减速器和圆锥-圆柱齿轮减速器中，已很少采用直齿、斜齿锥齿轮，而多采用曲齿锥齿轮（弧齿、摆线齿）。目前，格利森（Gleason）制的弧齿锥齿轮在通用减速器中得到较广泛的应用，因为这种弧齿锥齿轮传动平稳、噪声低、磨齿后承载能力高，可用于高速传动。

表 33.2-1 圆锥、圆锥-圆柱齿轮减速器传动比范围、特点和应用

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆锥、圆锥-圆柱齿轮减速器	单级		直齿 $i \leq 5$ 曲线齿、斜齿 $i \leq 8$	轮齿可制成直齿、斜齿或曲线齿。适用于输入轴和输出轴二轴线垂直相交的传动中。可为水平式或立式。其制造安装复杂、成本高，仅在设备布置必要时才采用
	两级		直齿 $i = 6.3 \sim 31.5$ 曲线齿、斜齿 $i = 8 \sim 40$	特点同单级圆锥齿轮减速器。圆锥齿轮应在高速级，使圆锥齿轮尺寸不致太大，否则加工困难。圆柱齿轮可为直齿或斜齿
	三级		$i = 35.5 \sim 160$	特点同两级圆锥-圆柱齿轮减速器
	四级		$i = 90 \sim 500$	在三级圆锥-圆柱齿轮之前增加一级圆柱齿轮

最近我国一些工厂引进克林根贝尔格(Klingelnberg)铣齿机床,克林根贝尔格等高齿曲齿锥齿轮在减速器中也逐渐采用。它属于摆线齿锥齿轮,加工时机床调整方便,计算简单,但不能磨齿,应用场合与格利森弧齿锥齿轮基本相同。

在本章中,除明确指出为其他齿制外,均指格利森弧齿锥齿轮。

通用圆锥、圆锥-圆柱齿轮减速器设计的原始资料、数据和设计程序,特别是其中的圆柱齿轮设计与第32篇第1章所述通用传动装置的设计基本相同,但锥齿轮及其支承结构设计和整机结构设计有其特点,以下各节将分别叙述。

目前,我国有多种圆锥、圆锥-圆柱齿轮减速器系列在用,本章将介绍常用减速器的性能、尺寸和选用方法。

2 锥齿轮主要参数初选

设计锥齿轮时,一般根据工况条件及传递载荷,先按经验公式或图表初选齿轮的基本参数,选择时应尽可能与已有的同类产品进行类比,以减少反复。然后利用初选参数进行齿轮的几何和强度计算,当强度不能满足要求时,调整参数重算,直至满足要求为止。重要的还要进行台架实验,以验证设计是否可靠。

锥齿轮参数初选详见本篇第1章。

3 减速器的基本参数

3.1 传动级数和传动比分配

3.1.1 确定传动级数

首先根据总传动比确定减速器的传动级数。一般圆锥、圆锥-圆柱齿轮减速器的传动级数与传动比的关系可参考表33.2-2。

表 33.2-2 传动级数与传动比范围

传动级数	传动比范围	
	调质齿轮	淬硬齿轮
一级圆锥齿轮	1~7.1	1~5.6
一级圆锥加一级圆柱	8~22.4	6.3~16

续表 33.3-2

传动级数	传动比范围	
	调质齿轮	淬硬齿轮
一级圆锥加二级圆柱	25~160	18~56
一级圆锥加三级圆柱	180~500	63~400

3.1.2 多级减速器传动比分配

传动比分配的好坏对减速器的承载能力、润滑、使用寿命、体积和重量等技术经济指标有较大影响。在第32篇第1章第9.4节中所叙述的传动比分配时要考虑的因素在此也适用。

在圆锥-圆柱齿轮传动中,锥齿轮在高速级,传动比过大时,大锥齿轮直径过大,加工困难,同时易与下一级的轴干涉,一般取圆锥齿轮的传动比 $i=2.5\sim 3.55$,最佳的 $i=1.6\sim 3.15$ 。

当锥齿轮的传动比确定后,圆柱齿轮的传动比分配可参考第32篇第1章第9.4节。

3.2 圆锥-圆柱齿轮减速器的圆锥齿轮与圆柱齿轮的搭配

在多级圆锥-圆柱齿轮减速器设计中,圆柱齿轮中心距的搭配,可引用第32篇第1章第9.4节的中心距搭配方法,以扩大互换性,即利于制造,也利于使用维护,而且在此基础上确定锥齿轮与圆柱齿轮搭配就比较容易。搭配的原则首先是强度和承载能力必须匹配,这就要求按图33.1-14、图33.1-15初选锥齿轮的大端分度圆直径,其次要考虑几何关系,即大锥齿轮的直径受第一级圆柱齿轮中心距尺寸与第2级圆柱齿轮小齿轮的外径尺寸制约。图33.2-1,表33.2-3

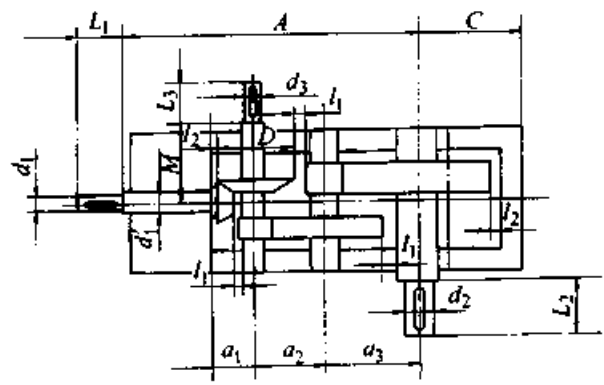


图 33.2-1 圆锥-圆柱齿轮搭配方案

所示的具体例子是一种锥齿轮与圆柱齿轮的搭配方案。表中给出了大锥齿轮的大端齿顶圆直径值。在此条件下可以通过选定适当的齿轮材料、工艺、几何参数以满足强度和传动比等要求。

表 33.2-3 的数据为一级锥齿轮加两级圆柱

齿轮搭配方案。去掉其中的第二级圆柱齿轮则成为一级圆锥齿轮加一级圆柱齿轮。在第三级之后再加第四级 (a_4) 圆柱齿轮, 则成为四级传动, 增加的方法是使 $a_4/a_3 \approx 1.4$, 即 $a_3 = 140 \text{ mm}$, 之后配 $a_4 = 200 \text{ mm}$ 。

表 33.2-3 圆锥齿轮圆柱齿轮搭配方案举例

规格	a_3	a_2	a_1	A	D_{\max}	l_1	d_1/L_1	d_2/L_2	
140	140	100	65	455	100	≥ 3	20/50	60/140	
160	160	112	75	510	112		≥ 15	25/60	70/140
180	180	125	85	575	125			30/80	80/170
200	200	140	95	640	140	≥ 25	35/80	90/170	
224	224	160	105	725	160			40/110	100/210
250	250	180	120	815	180	≥ 35	42/110	110/210	
280	280	200	135	905	200			50/110	120/210
315	315	224	150	1020	224			55/110	140/250
355	355	250	170	1140	250	≥ 5	60/140	160/300	
400	400	280	190	1275	315			65/140	170/300
450	450	315	210	1425	355	≥ 40	75/140	190/350	
500	500	355	235	1580	400			90/170	220/350
560	560	400	265	1775	450			100/210	250/410
630	630	450	300	1995	500		110/210	300/470	
710	710	500	355	760	560		120/210	340/550	
800	800	560	375	840	630		130/25	400/650	

4 锥齿轮的几何计算

几何计算和承载能力计算 (或强度校核) 相互关联。没有计算出基本几何尺寸, 无法进行承载能力计算, 没通过承载能力计算的几何尺寸不可用。所以几何计算之前必须考虑有关承载能力与负载特性等问题, 并需要反复调整。最后采用的几何尺寸是强度计算通过之后的一次几何计算的结果。

几何计算详见本篇第 1 章。

5 承载能力计算

弧齿锥齿轮减速器的承载能力计算与圆柱齿

轮减速器的承载能力计算大同小异。同样要计算机械功率和热功率, 计算中要考虑的问题也基本相同。

圆锥齿轮减速器的热功率计算原理、方法与圆柱齿轮减速器的相同, 不同之处是圆锥齿轮的啮合效率 η_k 稍低:

圆柱齿轮磨齿 $\eta_k \approx 0.995$, 滚齿 $\eta_k \approx 0.994$;

圆锥齿轮磨齿 $\eta_k \approx 0.994$, 铣齿 $\eta_k \approx 0.993$ 。

圆锥齿轮传动的轴向力较大, 轴承的功率损耗也略大。

但这些效率的差异对减速器整机的效率 η

影响很小,一般取:

单级圆锥齿轮减速器 $\eta = 0.975$;

n 级圆锥-圆柱齿轮减速器 $\eta = 0.98^n$ 。

这样,第32篇第1章计算圆柱齿轮减速器热功率的方法完全可以引用。

锥齿轮的强度和机械功率计算与圆柱齿轮一样要考虑工况系数 K_A 、安全系数 S_H 、 S_F 或可靠度系数 K_R 其值见表 32.1-148 和表 32.1-150。下面介绍其不同之点。

5.1 单机设计时的强度校核

5.1.1 锥齿轮的简化强度校核方法

简化方法适用于 $K_A \leq 1.75$ 工况条件的锥齿轮。已知条件为动力机类型、功率 P_1 (kW)、转速 n_1 (r/min) 或转矩 T_1 (N·mm)、工作机的转速 n_2 (r/min) 以及初选的齿轮几何参数、尺寸、材质、工艺、精度等级等。计算通过的齿轮副,接触强度最小安全系数 $S_{Hmin} \geq 1.2$, 弯曲强度最小安全系数 $S_{Fmin} \geq 1.4$ 。

接触应力 σ_H (MPa) 按下式计算

$$\sigma_H = \frac{690}{d_{m1}} \sqrt{\frac{T_1}{b} \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u}}}$$

弯曲应力 σ_F (MPa) 按下式计算

$$\sigma_F = 4T_1 / (d_{m1} b m_{nm})$$

对渗碳、淬火、磨齿或配研的、齿面硬度为 57~61 HRC 的锥齿轮:

$$\sigma_H \leq 900 \text{ MPa}, \sigma_F \leq 90 \text{ MPa}$$

对于合金钢锻件、调质、铣齿的锥齿轮:

$$\sigma_H \leq 1.65 H, \sigma_F \leq 0.22 H$$

以上式中 d_{m1} ——小齿轮齿宽中点分度圆直径 (mm),

$$d_{m1} = 2(R - 0.5b) \sin \delta_1;$$

σ_H ——接触应力 (MPa);

σ_F ——弯曲应力 (MPa);

m_{nm} ——齿宽中点法向模数 (mm),

$$m_{nm} = d_{m1} \cos \beta / z_1$$

b ——齿宽 (mm);

u ——齿数比 (传动比), $u = z_2 / z_1$;

z_2, z_1 ——大、小齿轮齿数;

H ——齿轮的最低布氏硬度 HBS 值。

5.1.2 按 ISO/DIS 10300 《锥齿轮承载能力计算方法》校核

详见该标准,或本篇第1章第10节,本章从略。

5.2 通用系列弧齿锥齿轮减速器承载能力计算

计算依据仍是 ISO/DIS 10300。

计算方法1步骤与圆柱齿轮减速器相同,先设定通用系列产品的适用范围、条件和计算工况条件,确定规格参数、齿轮传动参数、齿轮的材质、工艺等,然后分别按接触强度、弯曲强度计算减速器的输入公称功率 P_1 (kW) 取其中较小者列入功率表。

$$P_1 = n_1 d_{m1} F_{mt} / 1.91 \times 10^7$$

式中 n_1 ——减速器输入 (小锥齿轮) 转速 (r/min);

d_{m1} ——小锥齿轮齿宽中点分度圆直径 (mm);

F_{mt} ——按 ISO/DIS 10300 计算,允许作用于齿宽中点分度圆处的名义切向力 (N)。可根据接触强度和弯曲强度分别计算出 F_{mt} 。由 ISO/DIS 10300 校核强度的公式,可推演计算 F_{mt} 的公式。

6 减速器的结构设计

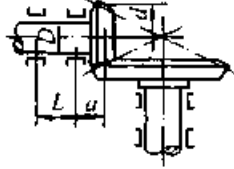
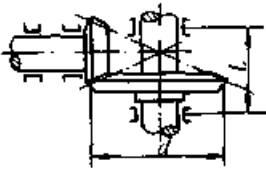
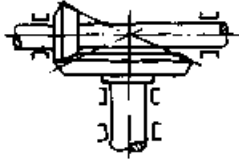
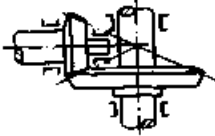
锥齿轮减速器的结构与圆柱齿轮减速器基本相同 (见第32篇第1章)。锥齿轮和弧齿锥齿轮的结构设计见本篇第1章第15节。

6.1 弧齿锥齿轮的支承结构 (表 33.2-4)

6.2 减速器的整体结构

减速器的整体结构实例见图 33.2-5 和图 33.2-6。前者为二级圆锥-圆柱齿轮减速,箱体为焊接结构,高速级的锥齿轮轴承作了增强。后者为三级圆锥-圆柱齿轮减速器,箱体为铸造结构,减速器的整体结构比较紧凑。

表 33.2-4 圆锥齿轮支承结构

支承方式		简 图	特点与应用	结构参数与轴承配置	
小齿轮	大齿轮			悬臂式	简支式
悬臂式	悬臂式		支承刚性差, 但结构简单, 装拆方便。用于一般中、轻载传动	悬臂式	<p>轴承距离 $L \geq 2a$ 且 $L > 0.7d$ 轴 径 $D > a$ 轴 挠度 $y < 0.025 \text{ mm}$ 轴承应采用轴套装入机壳内 (图 33.2-2) 便于调整。圆锥滚子轴承应背靠背布置, 以增大轴承支反力作用点间的距离, 提高轴的刚度。曲线齿和斜齿圆锥齿轮正反转时可能产生两个方向的轴向力, 因此, 需有两个方向的轴向锁紧 (图 33.2-3)</p>
悬臂式	简支式		支承刚性好, 结构较复杂, 装拆较繁。多用于中、轻载传动, 尤其是径向力 $F_{r2} > F_{r1}$ (不计方向) 的情况	简支式	<p>轴承距离 $L > 0.7d$ 但应紧凑 轴 挠度 $y < 0.025 \text{ mm}$ 小齿轮一端通常采用径向轴承支承径向力, 而另一端轴承支承径向力和轴向力, (图 33.2-4), 轴承可直接装入机壳内或用轴套装入机壳。大齿轮宜用面对面布置的圆锥滚子轴承以减小轴承支反力作用点间的距离, 增加轴的刚度。轴承的距离应足够大, 以供给调整齿轮用的空间。曲线齿和斜齿圆锥齿轮同样需有两个方向的轴向锁紧</p>
简支式	悬臂式		支承刚性好, 结构较复杂, 装拆较繁。多用于中、轻载传动, 尤其是径向力 $F_{r1} > F_{r2}$ (不计方向) 的情况	悬臂式	
简支式	简支式		支承刚性最好, 结构复杂, 装拆不便。用于重载和冲击大的传动	简支式	

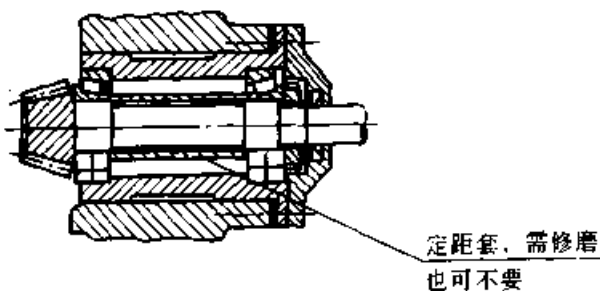


图 33.2-2 有轴套的轴承配置

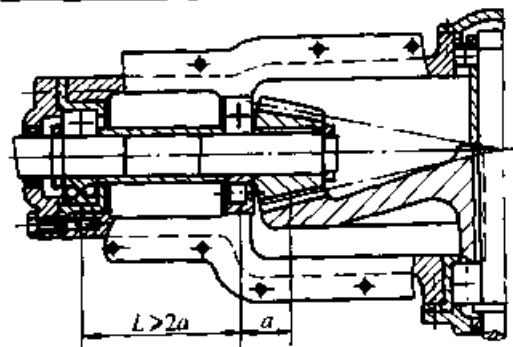


图 33.2-3 有轴向锁紧的轴承配置

7 通用系列圆锥-圆柱齿轮减速器

标准通用系列圆锥-圆柱内轮减速器现有两种：JB/T9002—1999《运输机械用减速器》（即DB、DC型圆锥-圆柱齿轮减速器）与YB/T050—1993《冶金设备用YK系列圆锥-圆柱齿轮减速器》。限于篇幅，前者较详细介绍，后者简略介绍。

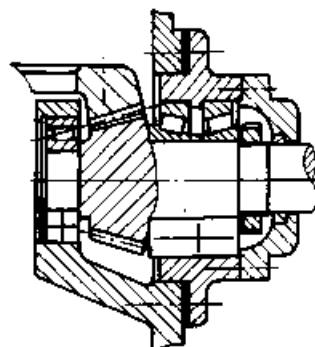


图 33.2-4 小齿轮两端支承结构

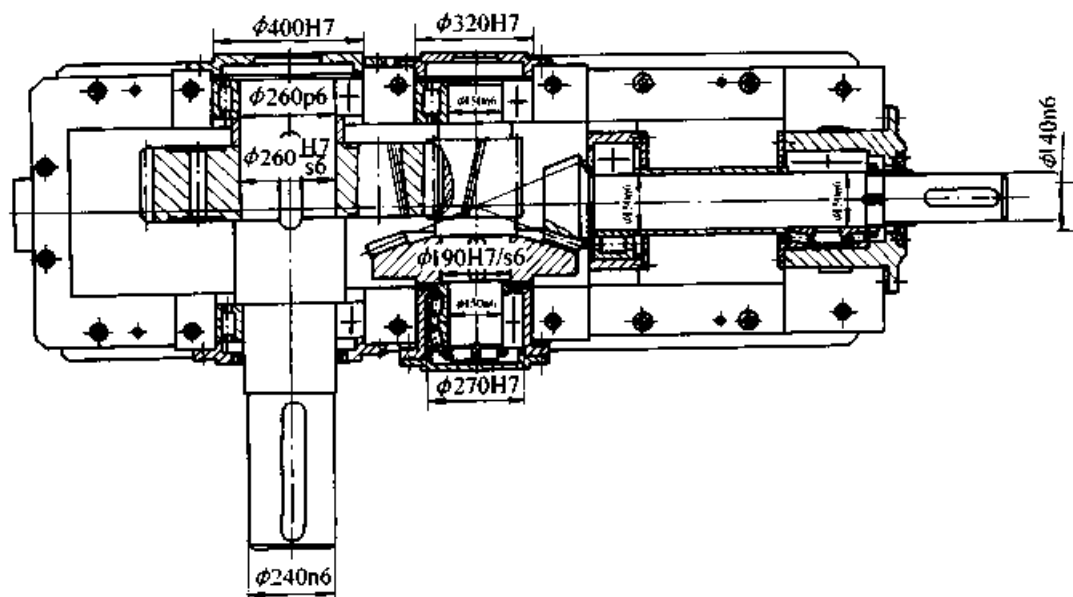
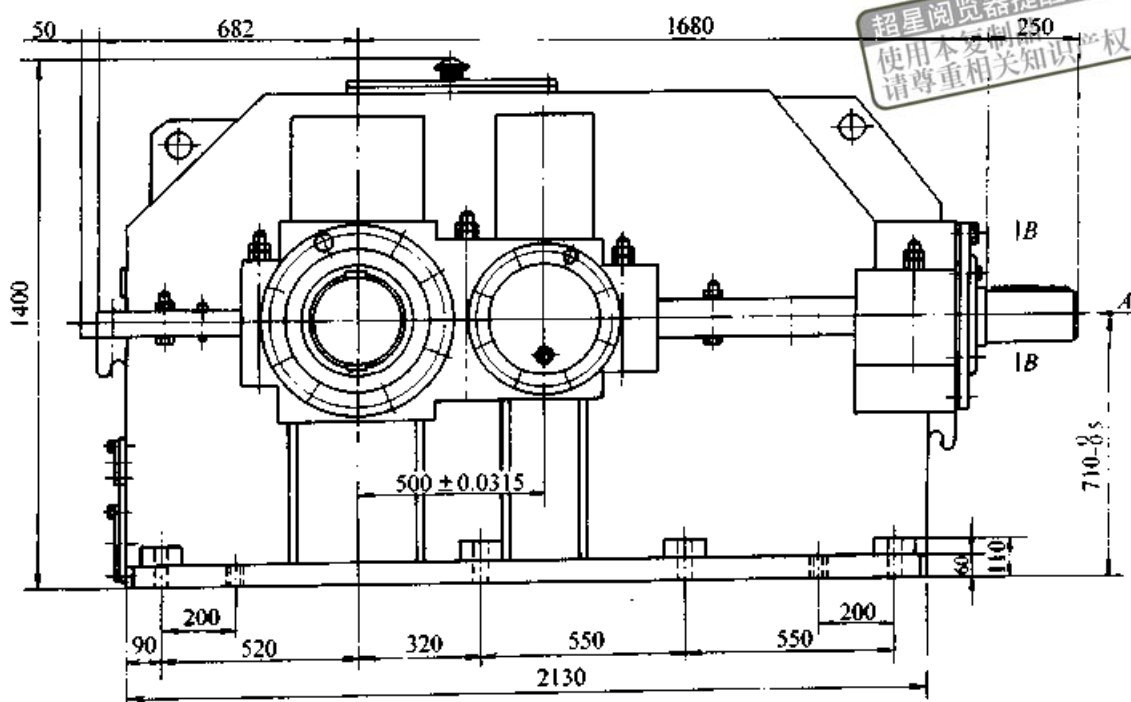


图 33.2-5 二级圆锥-圆柱齿轮减速器

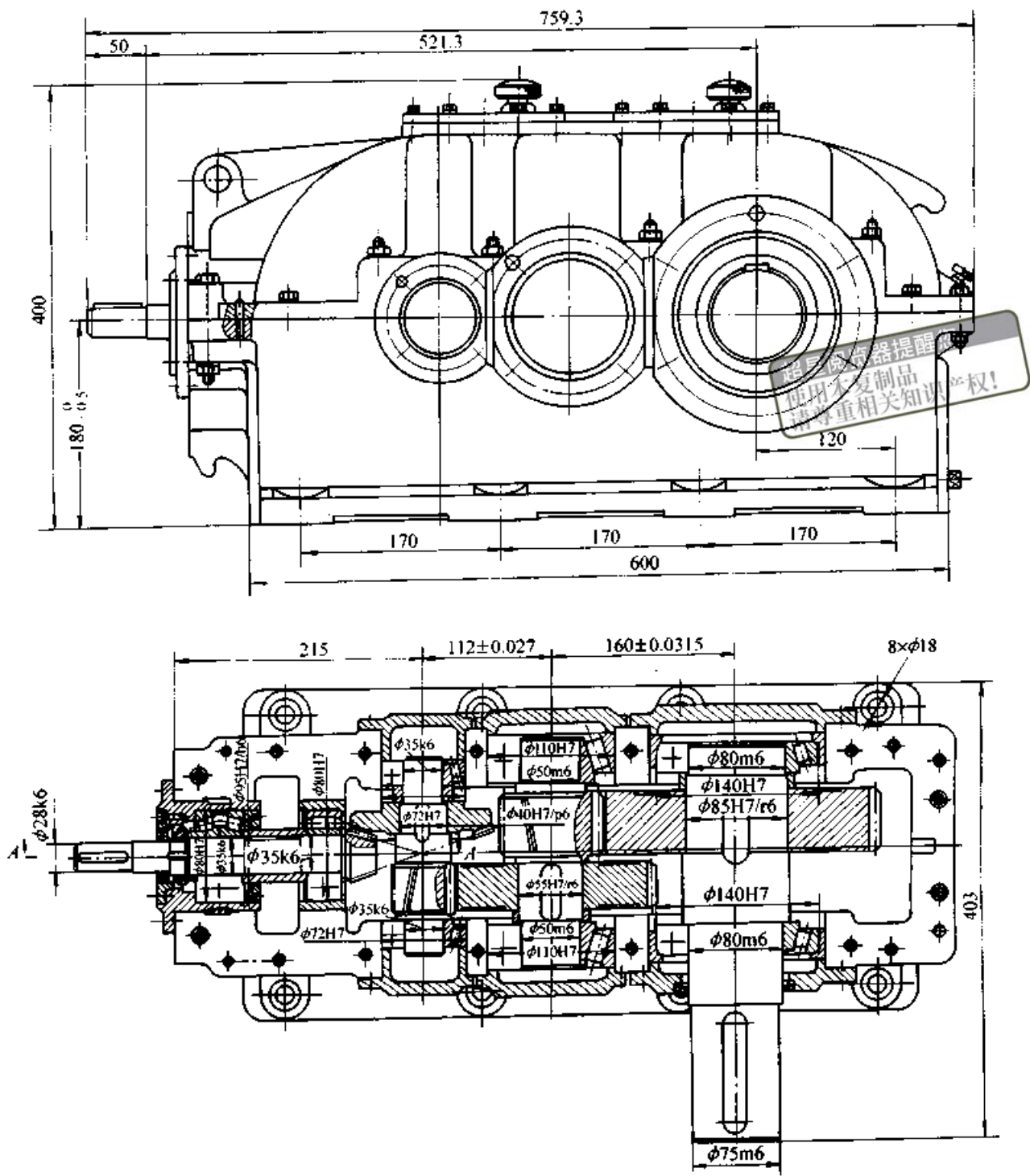


图 33.2-6 三级圆锥—圆柱齿轮减速器

7.1 DB、DC 型圆锥—圆柱齿轮减速器

7.1.1 型式、结构

型式结构见图 33.2-7~10。

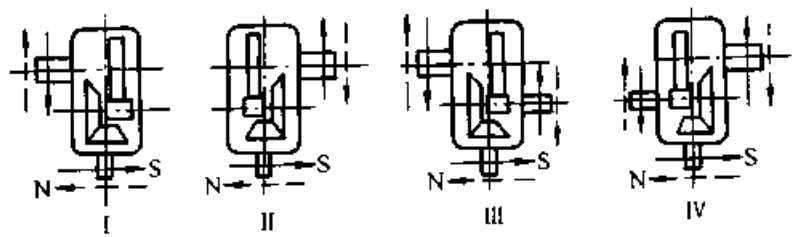


图 33.2-7 DBY、DBZ 型减速器装配型式
(S—顺时针转向, N—反时针转向)

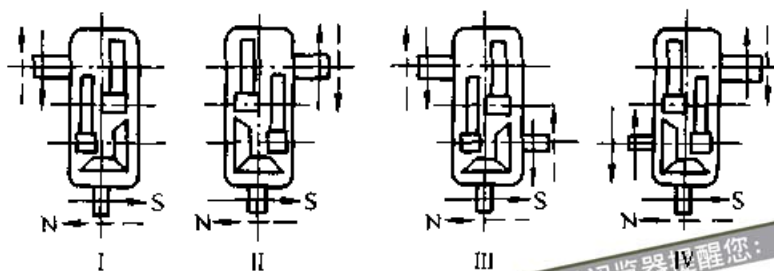


图 33.2-8 DCY、DCZ 型减速器装配型式

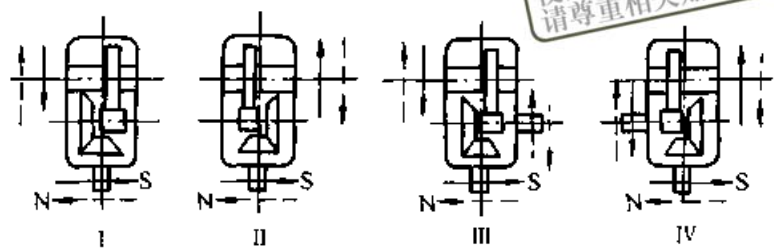


图 33.2-9 DBYK 型减速器装配型式

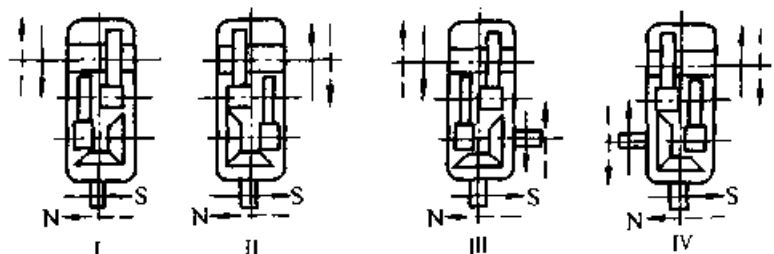


图 33.2-10 DCYK 型减速器装配型式

轴伸：输入轴为圆柱形，输出轴有圆柱形和 33.2-5。

空心轴套两种。

胀盘（收缩盘）联接轴尺寸见表 33.2-6。

空心轴套结构和尺寸见图 33.2-11 和表

键联接轴尺寸见表 33.2-7。

表 33.2-5 空心轴套及胀盘尺寸

(mm)

减速器 公称中心距 (低速级中心距) a	空心轴套					胀盘						
	d_w	L	M	R	U	型号	D	d	T_1 /N·m	螺钉		重量 /kg
										B	T_2 /N·m	
160	80	370	145	26	225	110-72	185	110	9 000	M10	58	5.9
180	90	410	160	27	250	125-72	215	125	13 000	M10	58	8.3
200	100	450	175	32	275	140-71	230	140	17 600	M12	100	10
224	110	485	190	33	295	155-71	263	155	25 000	M12	100	15
250	120	535	210	37	325	165-71	290	165	35 000	M12	240	22
280	135	590	230	35	360	175-71	300	175	48 000	M16	240	22
315	160	680	260	37	420	220-71	370	220	100 000	M16	240	54
355	180	735	285	38	450	240-71	405	240	138 000	M20	470	67
400	200	795	305	46	490	260-71	430	260	184 000	M20	470	82
450	220	895	345	48	550	280-71	460	280	245 000	M20	470	102

续表 33.2-5

减速器 公称中心距 (低速级中心距) a	空心轴套					胀盘						
	d_w	L	M	R	U	型号	D	d	T_1 /N.m	螺钉		重量 /kg
										B	T_2 /N.m	
500	280	1190	475	61	715	350-71	570	350	500 000	M20	470	204
560	310	1270	510	67	760	390-71	660	390	710 000	M20	470	260
630	340	1400	560	71	840	420-71	690	420	840 000	M20	470	316
710	380	1490	600	73	890	460-71	770	460	1140 000	M20	470	420
800	420	1600	645	82	955	500-71	850	500	1600 000	M20	470	575

注： T_1 ——紧固轴所需转矩； T_2 ——胀盘可传递之最大转矩。

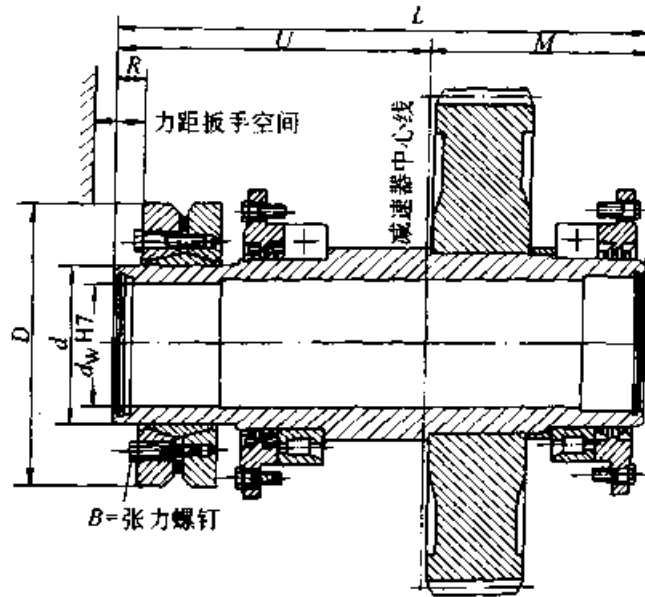
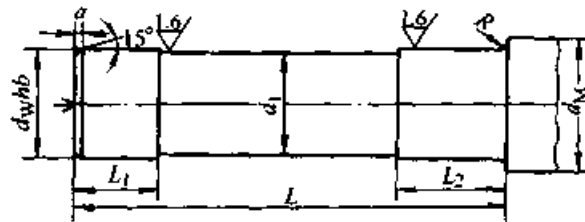


图 33.2-11 空心轴套结构

表 33.2-6 胀盘联接轴尺寸

(mm)



减速器 公称中心距	a	d_M (min)	d_w	d_1	L	L_1	L_2	R
160	5	100	80	78	355	65	90	1.6
180	5	110	90	88	395	70	100	1.6
200	5	125	100	98	430	75	110	1.6
224	5	135	110	108	465	80	120	1.6
250	6	150	120	118	510	90	130	2.5

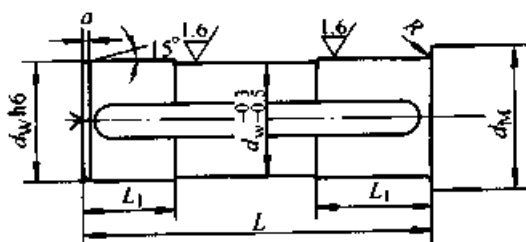
续表 33.2-6

减速器 公称中心距	a	d_M (mm)	d_w	d_1	L	L_1	L_2	R
280	6	165	135	133	565	100	140	2.5
315	6	190	160	158	655	120	160	2.5
355	6	210	180	178	710	125	170	2.5
400	8	240	200	198	765	145	190	4
450	8	260	220	218	860	150	200	4
500	10	320	280	278	1145	240	290	4
560	10	350	310	308	1225	260	310	4
630	12	380	340	338	1355	280	330	6
710	12	430	380	378	1440	300	350	6
800	12	470	420	418	1550	320	380	6

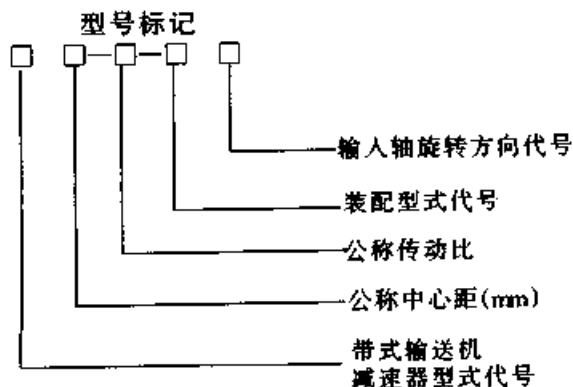
注： $d_w \geq 160$ mm 时配合公差采用 g6。

表 33.2-7 键联接轴尺寸

(mm)



减速器 公称中心距	a	d_M (mm)	d_w	L	L_1	R
160	5	95	75	287	75	4
180	5	110	90	317	90	4
200	5	125	105	347	105	4
224	5	135	110	377	115	4
250	6	150	120	417	130	6



标记示例

带式输送机硬齿面减速器公称中心距为 280 mm，公称传动比为 31.5，第Ⅲ种装配型式，输入轴为顺时针方向旋转输出轴为圆柱形轴伸的三级减速器。标记为：

减速器 DCY280—31.5—ⅢS

7.1.2 主要技术参数

(1) 传动比

DBY、DBYK 和 DBZ 型减速器的传动比见表 33.2-8。

DCY、DCYK 和 DCZ 型减速器的传动比见

表 33.2-9。

(2) 公称功率及热功率

1) DBY、DBKY 型减速器的公称输入功率
见表 33.2-10。

DBY、DBKY 型减速器的热功率见表
33.2-11。

2) DCY、DCKY 型减速器的公称输入功率

见表 33.2-12。

DCY、BCKY 型减速器的热功率见表
33.2-13。

3) DBZ 型减速器的公称输入功率见表 33.2-
14。

4) DCZ 型减速器的公称输入功率见表 33.2-
15。

表 33.2-8 DBY、DBYK 和 DBZ 型减速器传动比

公称中心距 a/mm	公称传动比 i				
	8	10	11.2	12.5	14
160	7.752	9.593	10.905	12.265	13.943
180	7.811	9.743	11.100	12.458	14.192
200	8.041	10.267	11.119	12.781	13.842
224	7.841	10.267	11.273	12.781	14.035
250	8.028	10.251	11.101	12.698	13.752
280	7.818	9.888	11.256	12.248	13.943
315	7.950	10.244	11.050	12.690	13.688
355	7.829	9.991	11.242	12.377	13.926
400	7.820	10.238	11.368	12.635	14.029
450	7.820	10.238	11.242	12.635	13.874
500	7.812	10.025	11.327	12.635	14.276
560	8.010	9.757	11.008	12.297	13.874

表 33.2-9 DCY、DCYK 和 DCZ 型减速器传动比

公称中心距 a/mm	公称传动比 i										
	16	18	20	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50
160	15.450	17.602	20.260	23.071	25.011	29.053	31.495	35.757	38.763	45.814	49.665
180	15.882	17.962	20.382	22.820	26.168	28.737	32.952	35.442	40.641	45.316	51.963
200	16.323	17.643	19.935	22.431	25.242	28.247	31.786	34.838	39.202	44.543	50.124
224	15.673	17.847	19.393	22.094	25.117	27.427	31.180	33.827	38.455	43.250	49.169
250	16.193	18.130	20.198	22.728	25.893	28.214	32.143	34.798	39.643	44.492	50.687
280	15.805	17.785	20.181	22.852	24.748	28.368	30.722	35.933	38.915	44.735	48.447
315	15.673	17.855	20.520	23.024	25.282	28.582	31.384	36.204	39.753	45.071	49.490
355	15.906	17.898	20.309	23.138	25.057	27.867	30.179	36.147	39.147	44.778	48.493
400	15.490	17.540	19.590	22.318	25.406	26.880	30.600	34.867	39.692	43.192	49.169
450	15.750	17.672	20.296	23.123	24.941	27.849	30.039	36.124	38.964	44.749	48.267
500	15.825	18.029	20.195	22.383	25.185	26.959	30.333	34.969	39.346	43.318	48.741
560	15.688	17.873	20.540	22.201	24.652	27.693	30.750	35.834	39.789	44.221	49.103

续表 33.2-9

公称中心距 a/mm	公称传动比 i										
	16	18	20	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50
630	15.412	17.559	20.179	22.990	25.244	27.901	30.637	36.103	39.643	44.554	48.922
710	15.724	17.428	20.179	22.647	25.588	27.485	31.054	34.823	39.346	43.889	49.589
800	16.123	17.428	19.641	22.376	25.244	27.156	30.637	34.407	38.817	43.364	48.922

表 33.2-10 DBY、DBYK 型减速器公称输入功率

公称传动比 i	公称转速 n (r/min)		公称中心距 a/mm											
	输入 n_1	输出 n_2	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560
			公称输入功率 P_N/kW											
8	1 500	188	81	115	145	205	320	435	610	750	1 080	1 680*	2 100*	—
	1 000	125	56	86	110	155	245	325	465	560	810	1 260	1 700	2 200*
	750	94	42	55	88	125	185	250	340	465	660	950	1 400	1 800
10	1 500	150	67	92	130	165	255	345	480	610	910	1 370	1 900*	—
	1 000	100	44	69	94	125	195	260	360	465	620	950	1 270	1 700
	750	75	34	46	73	105	155	210	295	380	510	710	950	1 300
11.2	1 500	134	59	81	115	150	235	325	450	560	840	1 200	1 550	—
	1 000	89	40	61	84	130	175	245	340	430	630	810	1 030	1 380
	750	67	31	41	65	98	140	185	240	350	470	610	780	1 040
12.5	1 500	120	53	75	105	140	210	285	390	500	760	980	1 260	1 550*
	1 000	80	36	56	74	105	145	215	265	380	480	660	850	1 110
	750	60	27	36	56	76	110	150	190	270	365	500	640	840
14	1 500	107	48	66	81	125	190	260	345	465	580	780	1 000	1 150
	1 000	71	31	42	54	84	110	165	205	310	415	520	680	900
	750	53	23	31	38	60	80	115	145	235	310	400	510	690

注：* 需采用循环油润滑。

表 33.2-11 DBY、DBYK 型减速器热功率

环境条件	空气流速 v (m/s)	公称中心距 a/mm											
		160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560
		减速器不附加冷却装置的热功率 P_{G2}/kW											
狭小车间内	≥ 0.5	32	40	50	61	76	95	118	143	180	225	279	355
中、大型车间内	≥ 1.4	45	57	71	85	106	133	165	201	252	316	391	497
室外	≥ 3.7	62	77	96	116	144	181	224	272	342	429	531	675

注：减速器附加冷却管时的热功率 P_{G2} 可根据需要进行设计。

表 33.2-12 DCY、DCYK 型减速器公称输入功率

公称 传动比 i	公称转速 /(r/min)		公称中心距 a/mm														
	输入 n_1	输出 n_2	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800
			公称输入功率 P_N/kW														
16	1 500	94	45	61	80	120	160	230	305	440	600*	830*	1 350*	1 850*	—	—	—
	1 000	63	30	43	60	85	115	170	230	330	440	630	1 010	1 420*	2 200*	2 500*	2 850*
	750	47	24	35	45	70	85	140	185	270	360	510	830	1 180	1 600	2 300*	2 600*
18	1 500	83	42	58	75	110	150	210	290	440	560	780*	1 350*	1 850*	—	—	—
	1 000	56	30	40	53	75	105	155	215	330	420	590	1 000	1 400*	1 860*	2 500*	2 850*
	750	42	23	32	42	65	80	120	175	260	345	480	790	1 120	1 460	2 180*	2 500*
20	1 500	75	39	53	68	100	135	195	270	430	550	780*	1 320*	1 800*	—	—	—
	1 000	50	27	36	48	70	95	140	200	315	380	550	880	1 240*	1 640*	2 400*	2 850*
	750	38	20	28	38	55	75	110	160	245	310	445	700	1 000	1 290	1 920*	2 500
22.4	1 500	67	34	50	65	94	130	175	250	400	510	730	1 170*	1 540*	—	—	—
	1 000	45	23	34	48	65	90	130	185	290	360	520	780	1 100	1 450*	2 120*	2 600*
	750	33	17	25	36	49	70	95	140	220	275	400	620	880	1 140	1 710	2 460*
25	1 500	60	30	44	62	83	115	160	225	350	450	650	1 030	1 460*	—	—	—
	1 000	40	20	30	42	57	80	110	165	255	315	460	730	1 040	1 350*	2 010*	2 600*
	750	30	15	23	32	43	60	85	125	195	240	350	550	780	1 010	1 510	2 180*
28	1 500	54	22	37	48	75	92	140	215	320	405	590	910	1 290*	—	—	—
	1 000	36	15	25	34	52	66	94	150	225	285	420	640	910	1 190	1 170*	2 500*
	750	27	12	19	26	39	50	71	115	170	215	315	490	690	890	1 330	1 920*
31.5	1 500	48	20	33	44	69	85	120	195	290	385	550	820	1 770	—	—	—
	1 000	32	14	22	31	46	59	83	130	200	255	370	580	820	1 070	1 600*	2 310*
	750	24	10	17	23	34	44	62	100	150	190	280	440	620	800	1 200	1 740*
35.5	1 500	42	18	30	40	62	77	110	180	260	345	500	770	1 100	1 430*	2 120*	—
	1 000	28	12	20	28	42	53	75	120	180	230	340	510	720	950	1 410	2 030*
	750	21	9	15	21	31	40	56	90	135	175	250	385	540	710	1 060	1 540
40	1 500	38	17	27	36	56	69	98	160	235	310	450	690	990	1 290	1 920*	—
	1 000	25	11	18	25	41	47	67	120	160	225	330	465	660	860	1 280*	1 850*
	750	19	8.5	14	19	29	36	52	82	125	155	230	350	495	640	960	1 390
45	1 500	33.5	15	24	33	50	64	90	145	215	275	400	620	880	1 150	1 720*	2 100*
	1 000	22	10	16	22	33	42	60	95	145	180	265	455	640	840	1 250	1 810
	750	16.6	7.5	12	17	26	32	46	74	110	140	205	320	455	600	870	1 260
50	1 500	30	13	21	30	44	57	80	130	195	245	360	550	780	1 030	1 540*	2 050*
	1 000	20	9	14	20	31	38	54	87	130	165	240	365	520	680	1 020	1 480
	750	15	7	11	15	23	29	41	65	99	120	180	290	410	540	780	1 130

注：* 需采用循环润滑。

表 33.2-13 DCY、DCYK 型减速器热功率

环境条件	空气流速 / (m/s)	公称中心距 a/mm														
		160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800
减速器不附加冷却装置时的热功率 P_{G1}/kW																
狭小车间内	≥ 0.5	22	27	34	41	52	65	81	99	124	156	192	245	299	384	482
中大型车间内	≥ 1.4	31	38	48	48	73	91	114	139	174	218	270	343	419	537	675
室外	≥ 3.7	42	52	65	79	99	124	155	189	237	296	366	465	568	730	910

注：减速器附装冷却管时的热功率 P_{G2} ，可根据需要进行设计。

(3) 输出轴伸中点处额定径向载荷

DBY、DBYK、DBZ 型减速器输入轴上的转

DBY、DCY 型减速器输出轴伸中点处额定

动惯量 J ，见表 33.2-17。

径向载荷 F_r (kN) 见表 33.2-16。

DCY、DCYK、DCZ 型减速器的转动惯量 J

(4) 转动惯量

见表 33.2-18。

表 33.2-14 DBZ 型减速器公称输入功率

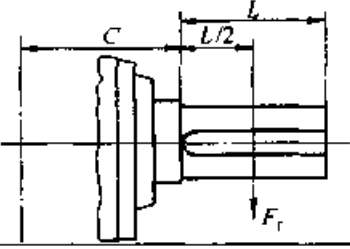
公称 传动比 i	公称转速 / (r/min)		公称中心距 a/mm											
	输入 n_1	输出 n_2	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560
			公称输入功率 P_N/kW											
8	1500	188	29.0	39.0	55.0	80	120	170	215	320	490	600	930	—
	1000	125	18.8	26.0	36.0	55	78	110	150	220	320	450	650	930
	750	94	14.0	21.0	28.5	42	59	84	110	165	240	365	485	690
10	1500	150	18.0	32.0	45.0	65	90	130	180	260	370	550	760	—
	1000	100	12.0	21.0	29.0	42	62	87	120	175	250	370	510	680
	750	75	8.5	16.0	22.0	32	46	66	90	130	185	280	370	480
11.2	1500	134	17.5	26.0	36.0	57	75	115	150	215	330	480	670	—
	1000	89	10.5	17.0	24.0	38	51	74	100	150	220	325	440	650
	750	67	8.1	12.5	18.0	28	38	56	71	105	165	250	320	460
12.5	1500	120	14.0	24.0	32.0	52	70	105	140	205	300	430	600	800
	1000	80	9.0	15.0	22.0	34	49	69	95	140	200	295	400	550
	750	60	6.5	12.0	16.5	25	36	52	68	100	145	220	290	380
14	1500	107	13.5	20.0	28.0	45	61	91	120	170	265	390	510	770
	1000	71	8.8	12.0	18.0	30	40	60	85	115	175	260	350	500
	750	53	6.3	9.5	14.0	23	30	44	60	80	130	200	250	360

表 33.2-15 DCZ 型减速器公称输入功率

公称 传动比 <i>i</i>	公称转速 / (r/min)		公称中心距 <i>a</i> /mm														
	输入 <i>n</i> ₁	输出 <i>n</i> ₂	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800
			公称输入功率 <i>P</i> ₁ /kW														
16	1500	94	14.0	20.0	28.0	42.0	60.0	85	120	165	240	350	490	710	—	—	—
	1000	63	9.4	13.5	18.7	28.0	40.0	56	80	110	160	235	330	490	670	980	1450
	750	47	7.0	10.0	13.9	21.0	30.0	41	60	85	120	175	250	350	500	730	1050
18	1500	83	12.0	18.0	26.0	35.0	50.0	75	105	150	215	320	440	630	—	—	—
	1000	56	8.2	12.0	17.3	22.0	35.0	49	70	95	145	215	305	420	590	860	1300
	750	42	6.1	8.8	12.8	18.0	26.0	36	51	73	110	160	225	320	440	640	950
20	1500	75	9.4	15.7	23.0	29.0	48.0	65	85	130	190	280	395	540	—	—	—
	1000	50	6.0	10.2	15.1	18.0	31.0	43	57	90	130	185	270	370	515	760	1050
	750	38	4.4	7.2	11.1	13.5	23.0	32	41	65	95	135	200	260	390	600	780
22.4	1500	67	9.1	14.0	19.0	28.0	39.0	53	75	110	155	210	260	450	—	—	—
	1000	45	6.1	9.3	13.0	17.5	26.0	37	50	75	105	159	190	320	420	630	900
	750	33	4.5	6.9	9.0	13.0	20.0	27	40	55	80	117	145	240	315	480	670
25	1500	60	8.0	10.7	16.0	26.5	35.0	50	68	105	140	200	250	430	—	—	—
	1000	40	5.5	6.9	11.0	17.5	23.0	33	45	70	93	145	175	290	395	580	795
	750	30	4.0	5.3	8.0	13.0	17.5	25	34	50	70	110	130	215	300	440	580
28	1500	54	7.0	10.5	15.0	22.5	32.0	45	63	90	130	190	245	380	—	—	—
	1000	36	4.8	7.3	10.4	14.0	21.0	29	41	62	87	135	165	255	365	540	750
	750	27	3.6	5.4	7.8	10.5	16.5	22	30	48	65	100	120	190	270	410	550
31.5	1500	48	6.3	8.9	12.5	21.0	28.0	40	56	82	115	180	220	350	—	—	—
	1000	32	4.2	5.7	8.8	14.0	19.0	27	38	54	80	125	145	235	330	490	665
	750	24	3.2	4.4	6.5	10.5	14.0	20	28	40	61	90	110	170	245	360	480
35.5	1500	42	5.6	8.3	12.0	18.0	26.0	35	48	70	100	160	190	300	420	650	—
	1000	28	3.9	5.5	8.0	11.5	17.0	23	33	48	70	105	125	195	275	435	575
	750	21	2.8	4.2	6.2	8.5	13.0	17	24	35	51	78	95	145	205	325	430
40	1500	38	5.1	6.9	10.5	17.0	23.0	32	43	65	91	145	170	270	390	590	—
	1000	25	3.4	4.6	7.2	11.5	15.5	21	29	42	61	97	115	175	250	400	520
	750	19	2.5	3.4	5.3	8.5	11.5	16	22	31	48	70	80	130	185	300	375
45	1500	33.5	4.5	6.7	9.0	13.7	19.0	27	39	55	80	121	150	240	330	530	685
	1000	22	2.9	4.3	6.2	9.0	13.0	18	25	36	55	85	98	155	225	345	450
	750	16.6	2.1	3.2	4.6	6.5	10.0	14	19	25	41	60	73	115	165	300	345
50	1500	30	3.8	5.1	7.8	13.0	18.0	25	34	51	71	112	130	215	310	465	610
	1000	20	2.6	3.3	5.2	8.7	12.0	17	23	33	48	76	87	140	200	300	405
	750	15	2.0	2.5	4.0	6.5	8.5	12	17	25	36	55	65	105	145	220	300

超星网
请尊重相关知识产权!

表 33.2-16 DBY、DCY 型减速器输出轴伸中点处额定径向载荷 F_r (kW)



规格	输出轴转速 / (r/min)									
	24	27	30	33	38	42	48	54	60	
160	28.7	27.8	26.2	25.2	23.9	23.3	22.4	21.6	19.6	
180	34.4	32.8	31.5	29.9	28.7	27.5	26.6	25.4	23.9	
200	41.6	40.1	37.5	36.1	34.7	33.3	32.2	31.0	28.4	
224	50.1	48.4	45.8	43.6	41.7	40.0	38.5	37.1	35.7	
250	63.7	61.4	57.6	55.0	53.2	51.0	49.2	47.5	44.0	
280	73.0	69.7	66.1	63.4	61.2	58.6	56.3	53.3	50.5	
315	87.2	84.1	78.4	75.1	72.5	67.2	65.9	64.7	62.3	
355	103.8	100.1	93.1	90.1	86.2	81.6	78.8	73.2	69.6	
400	114.3	111.3	103.9	99.7	91.3	86.0	84.7	81.8	73.6	
450	144.3	139.4	138.5	132.5	130.9	126.3	118.8	112.9	107.0	
500	189.1	171.4	163.9	157.5	153.9	145.6	135.9	124.0	110.3	
560	210.7	207.7	195.6	189.7	174.8	169.9	165.2	160.7	152.5	
630	250.3	245.3	244.7	236.0	219.2	203.3	203.7	188.6	170.5	
710	260.5	258.5	251.9	243.2	240.3	230.0	227.5	220.1	215.0	
800	390.2	320.8	319.0	310.1	300.3	297.9	291.7	286.7	278.2	

规格	输出轴转速 / (r/min)									
	67	75	83	94	107	120	134	150	187	
160	18.7	17.3	17.0	16.5	16.5	15.8	15.2	14.4	11.8	
180	22.7	22.0	21.2	20.6	20.0	18.9	18.4	17.4	14.9	
200	27.8	26.9	25.9	25.2	25.2	22.8	22.4	20.4	19.2	
224	33.9	32.7	31.2	30.2	30.2	28.9	28.7	27.0	22.5	
250	41.7	41.0	39.5	38.2	36.8	33.6	33.8	29.8	23.5	
280	48.7	41.7	46.0	39.1	39.1	39.1	38.3	34.9	23.8	
315	57.8	57.0	56.9	55.5	53.5	47.7	48.5	41.4	36.3	
355	61.1	57.8	61.2	65.2	64.0	62.8	59.5	57.9	49.3	
400	69.5	67.2	66.9	65.9	64.1	64.0	60.1	59.8	51.7	
450	99.5	93.3	85.0	80.3	70.3	70.3	65.2	62.8	61.5	
500	120.6	111.7	101.5	92.4	78.5	77.3	76.0	74.9	72.9	
560	142.2	122.9	105.3	95.8	85.4	84.6	83.8	83.6	81.0	
630	162.7	149.2	140.6	115.6						
710	195.1	158.2	144.4	119.7						
800	256.3	226.4	210.1	180.4						

- 注：1. 输出轴转速介于表列转速之间时许用径向载荷用插值法求值；
 2. 输出轴转速小于表列最小转速时许用径向载荷按该规格最大值选取。

超星浏览器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！

表 33.2-17 DBY、DBYK、DBZ 型减速器输入轴上的传动惯量 J (kg·m²)

公称中心距 a/mm	公称传动比 i				
	8	10	11.2	12.5	14
160	0.010 57	0.009 94	0.009 58	0.007 05	0.006 83
180	0.018 31	0.016 77	0.016 12	0.011 43	0.011 03
200	0.030 79	0.028 38	0.027 93	0.022 74	0.022 45
224	0.046 35	0.041 73	0.040 64	0.035 63	0.034 94
250	0.097 14	0.089 83	0.088 48	0.060 96	0.062 07
280	0.158 46	0.145 36	0.140 67	0.101 69	0.098 63
315	0.259 36	0.233 34	0.229 29	0.166 83	0.164 20
355	0.498 31	0.456 14	0.435 19	0.357 44	0.343 79
400	0.925 97	0.837 13	0.812 61	0.633 31	0.617 21
450	1.588 60	1.442 87	1.408 80	1.037 53	1.015 17
500	2.819 46	2.591 00	2.477 06	1.644 08	1.572 34
560	4.538 40	4.194 34	4.079 79	2.838 54	2.766 43

表 33.2-18 DCY、DCYK、DCZ 型减速器输入轴上的转动惯量 J (kg·m²)

公称中心距 a/mm	公称传动比 i										
	16	18	20	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50
160	0.003 98	0.003 66	0.003 38	0.003 32	0.003 21	0.002 32	0.002 25	0.001 63	0.001 58	0.001 21	0.001 18
180	0.007 41	0.006 96	0.006 51	0.006 40	0.006 03	0.004 63	0.004 39	0.003 04	0.002 88	0.002 27	0.002 17
200	0.012 46	0.012 02	0.011 33	0.011 14	0.010 55	0.007 57	0.007 20	0.005 76	0.005 52	0.004 04	0.003 89
224	0.023 41	0.021 73	0.021 01	0.020 63	0.019 52	0.014 99	0.014 27	0.010 60	0.010 13	0.007 46	0.007 17
250	0.038 48	0.035 83	0.033 37	0.032 81	0.030 79	0.024 32	0.023 01	0.017 86	0.017 00	0.012 09	0.011 57
280	0.070 20	0.065 48	0.061 26	0.060 26	0.058 59	0.048 71	0.047 62	0.030 06	0.029 38	0.023 82	0.023 39
315	0.112 48	0.102 93	0.094 98	0.092 90	0.089 21	0.069 74	0.067 35	0.044 80	0.043 31	0.037 62	0.036 65
355	0.224 35	0.209 42	0.196 08	0.192 60	0.187 33	0.155 35	0.151 72	0.095 77	0.093 61	0.066 83	0.065 42
400	0.369 09	0.340 61	0.319 33	0.313 00	0.295 76	0.253 02	0.241 13	0.156 72	0.149 65	0.109 09	0.104 48
450	0.653 06	0.600 07	0.557 75	0.547 00	0.531 35	0.423 48	0.412 69	0.251 79	0.245 37	0.178 86	0.174 68
500	1.260 30	1.166 49	1.104 88	1.098 75	1.031 13	0.787 18	0.740 56	0.492 13	0.464 43	0.380 90	0.362 85
560	2.584 08	2.409 18	2.242 61	2.229 35	2.140 37	1.633 66	1.576 47	0.898 78	0.864 63	0.673 80	0.651 37
630	4.151 33	3.845 30	3.590 63	3.527 24	3.408 49	2.703 59	2.622 97	1.538 26	1.490 11	1.100 17	1.068 56
710	7.199 55	6.918 00	6.324 30	6.192 12	5.841 99	4.369 53	4.131 82	2.779 57	2.631 50	1.762 79	1.669 57
800	11.887 33	11.421 17	10.538 34	10.300 83	9.860 73	7.332 16	7.033 36	4.565 68	4.379 55	3.072 33	2.955 15

7.1.3 外形尺寸

DBY、DBZ 型减速器的外形尺寸见图 33.2-12 和表 33.2-19。

DCY、DCZ 型减速器的外形尺寸见图 33.2-13 和表 33.2-20。

DBYK 型减速器的外形尺寸见图 33.2-14 和

表 33.2-21.

表 33.2-22.

DCYK 型减速器的外形尺寸见图 33.2-15 和

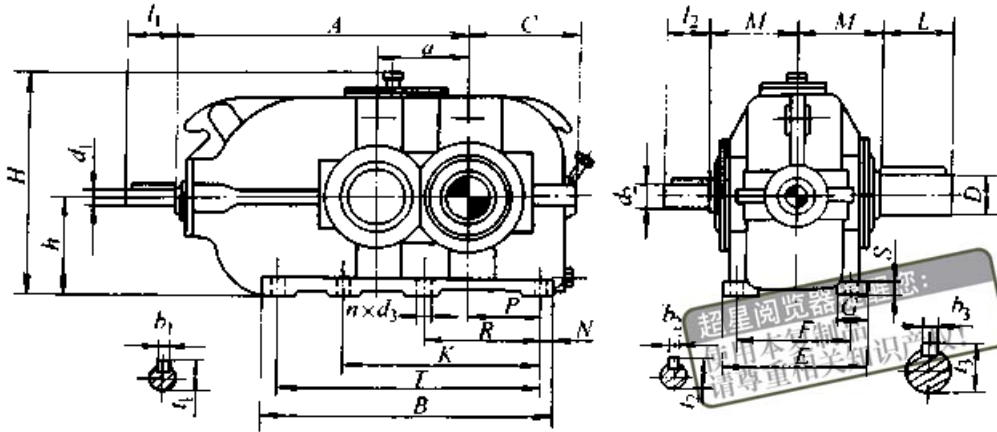


图 33.2-12 DBY、DBZ 型减速器外形

表 33.2-19 DBY, DBZ 型减速器外形尺寸

(mm)

公称 中心距 a	d_1	l_1	d_2	l_2	D	L	A	B	C	E	F	G	S	h	H	M	
160	40	110	48	110	70	140	500	500	190	250	210	65	35	180	430	145	
180	42		50		80	170	565	565	215	270	230	70		200	475	160	
200	50		55		90		625	625	240	300	250	75		40	225	520	175
224	55	140	65	140	100	210	705	705	260	320	270	80	45	250	570	190	
250	60		75		110		785	785	290	370	310	90	50	280	626	210	
280	65		85	120	875		875	325	400	340	100	55	315	702	230		
315	75	170	95	170	140	250	975	975	355	450	380	110	60	355	809	260	
355	90		100		160	300	1085	1085	390	480	410	120	65	400	900	285	
400	100		110	170	1215		1215	440	530	460	130	70	450	970	305		
450	110	210	130	250	190	350	1365	1365	490	600	510	140	80	500	1071	345	
500	120		150		220		1525	1525	570	650	560	150	90	560	1210	435	
560	130		250	160	300		250	410	1705	1705	610	750	640	160	100	630	1325
公称 中心距 a	$n \times d_3$	N	P	R	K	T	b_1	t_1	b_2	t_2	b_3	t_3	平均重量 /kg	油量/L			
160	6×18	30	115	210	—	440	12	43	14	51.5	20	74.5	173	7			
180			135	240		505		45		53.5	22	85	232	9			
200	6×23	35	145	255		555	14	53.5	16	59	25	95	305	13			
224			165	290		635	16	59	18	69	28	106	415	18			
250	6×27	40	180	315		705	18	64	20	79.5		32	127	760	36		
280			200	355		785		69	22	90	32		127	760	36		
315			220	405		875		20	79.5	25	100		36	148	1020	51	
355	6×33	55	245	450		975	25	95	28	106	40	169	1436	69			
400			280	510		1105	28	106	28	116	40	179	1966	95			
450	8×39	60	315	575		940	1245	116	32	137	45	200	2532	130			
500			350	645	1050	1385	32	127	36	158	50	231	3633	185			
560			390	715	1165	1545		137	40	169	56	262	5020	260			

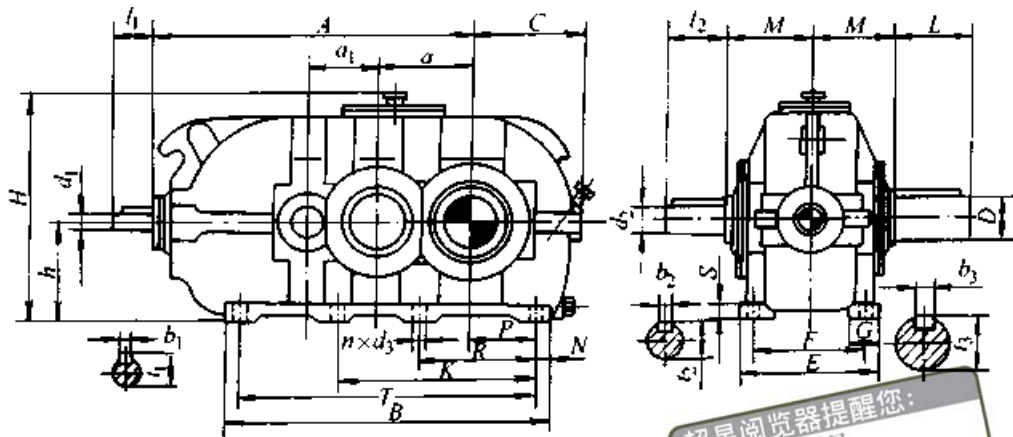


图 33.2-13 DCY、DCZ 型减速器外形

表 33.2-20 DCY、DCZ 型减速器外形尺寸

(mm)

公称 中心距 a	a_1	d_1	l_1	d_2	l_2	D	L	A	B	C	E	F	G	S	h	H	M
160	112	25	60	32	80	70	140	510	555	190	250	210	65	35	180	423	145
180	125	30	80	38		80	170	575	625	215	270	230	70		200	468	160
200	140	35		110	42	90		210	640	685	240	300	250	75	40	225	520
224	160	40	48		100	725	775		260	320	270	80	45	250	570	190	
250	180	42	50	110	110	815	860	290	370	310	90	50	280	626	210		
280	200	50	55	120	905	970	325	400	340	100	55	315	702	230			
315	224	55	140	65	140	140	250	1020	1085	355	450	380	110	60	355	809	260
355	250	60		75	160	1140	1220	390	480	410	120	65	400	900	285		
400	280	65	170	85	170	170	300	1275	1355	440	530	460	130	70	450	970	305
450	315	75		95	190	1425		1520	490	600	510	140	80	500	1065	345	
500	355	90	210	100	220	350	410	1585	1690	570	650	560	150	90	560	1208	435
560	400	100		110	250			1775	1895	610	750	640	160	100	630	1325	475
630	450	110	250	130	300	470	550	1995	2145	675	800	690	170	110	710	1460	525
710	500	120		150	340			2235	2400	760	900	770	190	125	800	1665	570
800	560	130	250	160	300	400	650	2505	2700	840	1000	870	200	140	900	1870	625
公称 中心距 a	$n \times d_3$	N	P	R	K	T	b_1	t_1	b_2	t_2	b_3	t_3	平均重量 /kg	油量/L			
160	6 × 18	30	115	210		495	8	28	10	35	20	74.5	200	9			
180			135	240		565		33		41	22	85	255	13			
200	6 × 23	35	145	255		615	10	38	12	45	25	95	325	18			
224			165	290		705		12		43	14	51.5	28	106	453	26	
250	6 × 27	40	180	315		780	14		45	16		53.5		32	116	586	33
280			200	355		880		53.5	59		127	837	46				

超星阅读器提醒您：
本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 33.2-20

公称 中心距 a	$n \times d_3$	N	P	R	K	T	b_1	t_1	b_2	t_2	b_3	t_3	平均重量 /kg	油量/L
315	8×33	50	220	405	655	985	16	59	18	69	36	148	1100	65
355		55	245	450	740	1110	18	64	20	79.5	40	169	1550	90
400			280	510	840	1245		69	22	90		179	1967	125
450	8×39	60	315	575	940	1400	20	79.5	25	100	45	200	2675	180
500		70	350	645	1050	1550	25	95	28	106	50	231	4340	240
560	8×45	80	390	715	1165	1735	28	106		32	116	56	262	5320
630			445	800	1305	1985		116	137		70	314	7170	480
710		90	500	900	1490	2220	32	127	36	158	80	355	9600	690
800	560		1100	1680	2520	137		40	169	90	417	13340	940	

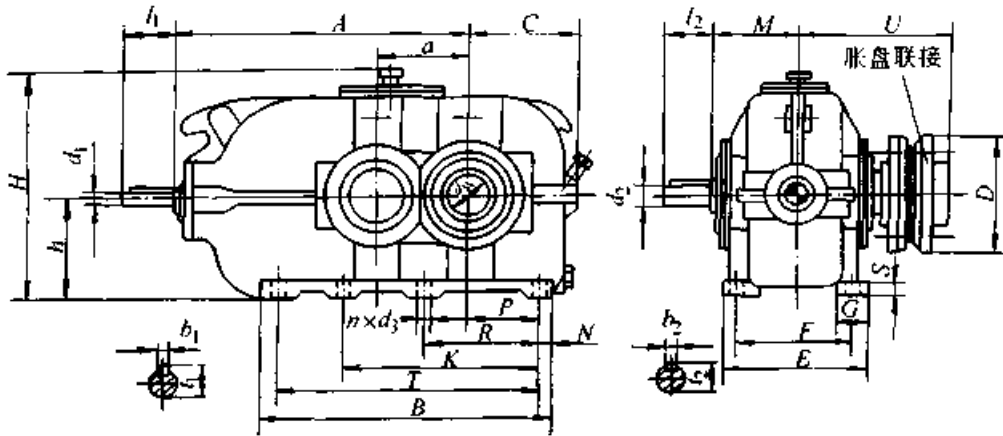


图 33.2-14 DBYK 型减速器外形

表 33.2-21 DBYK 型减速器外形尺寸

(mm)

公称 中心距 a	d_1	l_1	d_2	l_2	d_w	U	A	B	C	E	F	G	S	h	H	M
160	40	110	48	110	80	225	500	500	190	250	210	65	35	180	430	145
180	42		50		90	250	565	565	215	270	230	70		200	475	160
200	50		55		100	275	625	625	240	300	250	75		40	225	520
224	55	140	65	140	110	295	705	705	260	320	270	80	45	250	570	190
250	60		75		120	325	785	785	290	370	310	90	50	280	626	210
280	65	170	85	170	135	360	875	875	325	400	340	100	55	315	702	230
315	75		95		160	420	975	975	355	450	380	110	60	355	809	260
355	90	170	100	210	180	450	1085	1085	390	480	410	120	65	400	900	285
400	100	110	200		490	1215	1215	440	530	460	130	70	450	970	305	
450	110	210	130	250	220	550	1365	1365	490	600	510	140	80	500	1071	345
500	120		150		280	715	1525	1525	570	650	560	150	90	560	1210	435
560	130	250	160	300	310	760	1705	1705	610	750	640	160	100	630	1325	475

续表 33.2-21

公称 中心距 a	$n \times d_3$	N	P	R	K	T	b_1	t_1	b_2	t_2	D	平均重量 /kg	油量/L	
160	6 × 18	30	115	210	—	440	12	43	14	51.5	185	173	7	
180			135	240		505		45		53.5	215	232	9	
200	6 × 23	35	145	255		555	14	53.5	16	59	230	305	13	
224			165	290		635	16	59	18	69	263	415	18	
250	6 × 27	40	180	315		705	18	64	20	79.5	290	573	25	
280		45	200	355		785		69	22	90	300	760	36	
315	6 × 33	50	220	405		875	20	79.5	25	100	370	1020	51	
355		55	245	450		975	25	95	28	106	405	1436	69	
400			280	510		1105	106	116		430	1966	95		
450	8 × 39	60	315	575		940	1245	28	116	32	137	460	2532	130
500		70	350	645		1050	1385		127	36	158	570	3633	185
560	8 × 45	80	390	715		1165	1545	32	137	40	169	660	5020	260

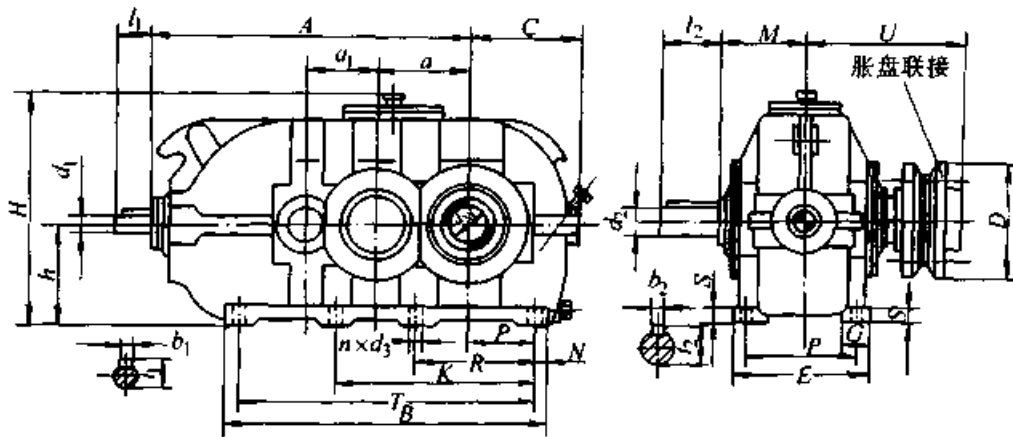


图 33.2-15 DCYK 型减速器外形

表 33.2-22 DCYK 型减速器外形尺寸

(mm)

公称 中心距 a	a_1	d_3	l_2	d_2	l_2	d_w	U	A	B	C	E	F	G	S	h	H	M
160	112	25	60	32	80	80	225	510	555	190	250	210	65	35	180	423	145
180	125	30	80	38		90	250	575	625	215	270	230	70		200	468	160
200	140	35		110	42	110	100	275	640	685	240	300	250	75	40	225	520
224	160	40	48		110		110	295	725	775	260	320	270	80	45	250	570
250	180	42	110	50	110	120	325	815	860	290	370	310	90	50	280	626	210
280	200	50		55		110	135	360	905	970	325	400	340	100	55	315	702
315	224	55	140	65	140	160	420	1020	1085	355	450	380	110	60	355	809	260
355	250	60		75		140	180	450	1140	1220	390	480	410	120	65	400	900
400	280	65	140	85	170	200	490	1275	1355	440	530	460	130	70	450	970	305
450	315	75		95		170	220	550	1425	1520	490	600	510	140	80	500	1065

续表 33.2-22

500	355	90	170	100	210	280	715	1585	1690	570	650	560	150	90	560	1208	435
560	400	100	210	110		310	760	1775	1895	610	750	640	160	100	630	1325	475
630	450	110		250	130	340	840	1995	2145	675	800	690	170	110	710	1460	525
710	500	120	150		380	890	2235	2400	760	900	770	190	125	800	1665	570	
800	560	130	250	160	300	420	955	2505	2700	840	1000	870	200	140	900	1870	625
公称 中心距 a	$n \times d_3$	N	P	R	K	T	b_1	t_1	b_2	t_2	D	平均重量 /kg	油量/L				
160	6×18	30	115	210	—	495	8	28	10	35	185	200	9				
180			135	240		565		33		41	215	255	13				
200	6×23	35	145	255	—	615	12	38	14	45	230	325	18				
224			165	290		705		43		51.5	263	453	26				
250	6×27	40	180	315	—	780	14	45	16	53.5	290	586	33				
280			200	355		880		53.5		59	300	837	46				
315	8×33	55	50	220	405	655	985	16	59	18	69	370	1100	65			
355			245	450	740	1110	18	64	20	79.5	405	1550	90				
400	8×39	60	280	510	840	1245	20	69	22	90	430	1967	125				
450			315	575	940	1400		20	79.5	25	100	460	2675	180			
500	8×45	80	70	350	645	1050	1550	25	95	28	106	570	4340	240			
560			390	715	1165	1735	28	106	32		116	660	5320	335			
630	8×45	90	445	800	1305	1985	32	116		32	137	690	7170	480			
710			500	900	1490	2220		127	36	158	770	9600	690				
800	8×45	90	560	1100	1680	2520	32	137	40	169	850	13340	940				

7.1.4 选用方法

YK系列减速器的型式代号与主要参数见表

圆锥—圆柱齿轮减速器的选用方法与圆柱齿轮减速器基本相同，见第32篇第1章。

33.2-23。减速器的装配型式见图33.2-16。

7.2 YK系列圆锥—圆柱齿轮减速器

表 33.2-23 YK系列减速器的型式代号与主要参数

类别	级数	代号			传动比范围	最大末级中心距/mm	最小单级中心距/mm
		基本型	悬挂型	空心轴型			
YK系列圆锥—圆柱 减速器	2	YKL	YKLO	YKLA	5~16	560	80
	3	YKS	YKSO	YKSA	11.2~90	800	
	4	YKF	—	YKFA	90~500		63

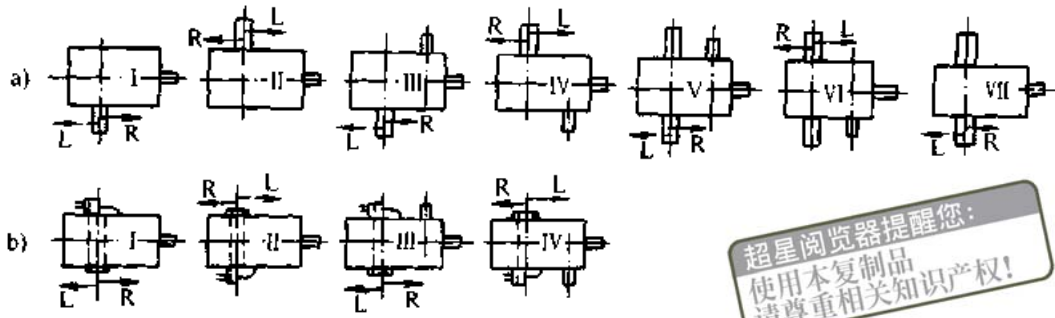
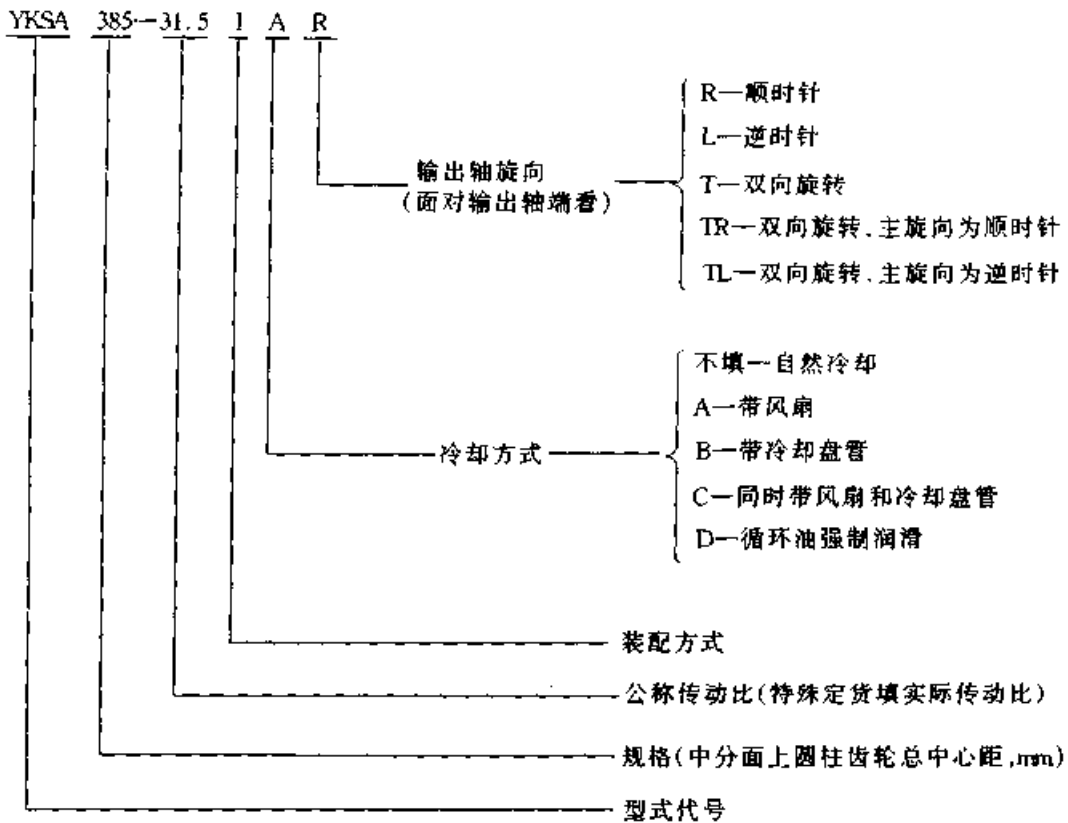


图 33.2-16 减速器的装配型式

a) 基本型 b) 空心轴型

减速器的型号标记如下：



YK 系列减速器的承载能力、外形和安装尺寸、选用方法等，详见 [5]。

8 矿山冶金用圆锥—圆柱齿轮减速器

矿山冶金机械包括采矿、洗选、冶炼和锻轧设备。其中一些设备有结构紧凑、便于移动、工作可靠、适应性强的特点。

8.1 载荷特点

矿山冶金机械恶劣的作业环境和特殊的工况决定了这些设备中齿轮减速器的载荷特点。

1) 载荷种类 由于矿冶设备速度一般比较慢，并且向大型化发展，因而载荷多属低速重载

类型。

2) 载荷变化 矿冶设备中特别是采矿机械，载荷变化剧烈，而且变化频率和峰值没有一定的规律性。

3) 载荷作用时间 大多数设备工作时间长，连续运转，每小时工作持续率高。

4) 经常带负载频繁起动。

5) 正反向运转。

6) 载荷分布不均匀。

7) 巨大的冲击性载荷会在瞬间产生。

8.2 安装方式

(1) 实心轴固定式安装

减速器输出轴通过联轴器、链轮、齿轮、带轮等与工作机械相联接,并由减速器底部地脚螺栓将减速器稳固地安装在结构坚实、无振动的基础上。绝大多数减速器采用这种安装方式。

对于大型减速器,机体地脚上应加工出螺纹孔,以便利用调整螺栓来调整安装位置;对于变幅机构减速器,应利用销栓锁紧减速器,以防其移动。

(2) 空心轴单点浮动式安装

减速器输出轴为空心轴,通过胀套与工作机械传动轴联接,而整个驱动装置(包括电动机、联轴器、制动器、减速器等均装在传动装置的支座上)用一个球铰或轴承支承着。其原理是球铰支承点与传动装置重心偏离一段距离 e ,在工作状态时,因支承点偏心而引起的弯矩可以与驱动装置负载所引起的弯矩相平衡。因此理论上传动轴不受附加力。这种安装方式特别适用于移置式带式输送机的驱动。

(3) 空心轴悬挂式安装

减速器没有地脚,输出轴与工作机械轴采用胀套联接,支承由输出轴及另一扭力杆完成,安装方便,节省占地空间,减轻了整机重量,适用于从垂直方向传递动力的传动装置。空心轴悬挂式安装方式见图 33.2-17。

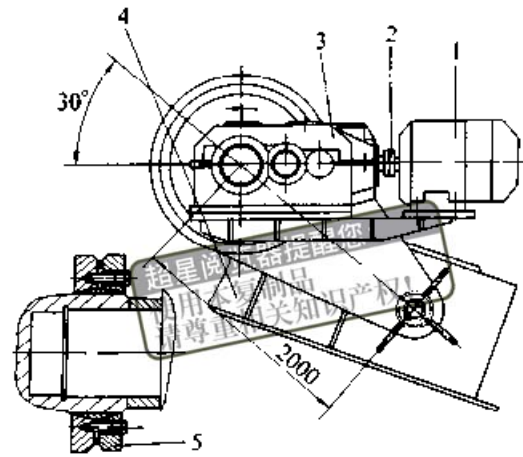


图 33.2-17 空心轴悬挂式安装方式
1—电动机 2—联轴器 3—减速器
4—工作机械机架 5—胀套

8.3 齿轮材料、热处理和齿轮精度

为节约能源和保护环境,矿山冶金齿轮减速器正朝着高承载能力、高精度、高效率、低噪声、长寿命的方向发展。中硬齿面、硬齿面齿轮减速器已得到广泛使用,并将逐步取代软齿面齿轮减速器。

(1) 中硬齿面齿轮

低速重载中硬齿面齿轮常用材料和热处理方法见表 33.2-24。

表 33.2-24 中硬齿面齿轮材料和热处理举例

齿轮材料	热处理		齿面硬度	
	小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
40CrNiMo	调质	调质	306~332HBS	273~314HBS
40CrNi2MoA	调质	调质	310~340HBS	269~302HBS
42CrMo	表面淬火	调质	45~55HRC	269~302HBS

(2) 硬齿面

见表 33.2-25。

低速重载硬齿面齿轮常用材料和热处理方法

表 33.2-25 硬齿面齿轮材料和热处理举例

齿轮材料	热处理		齿面硬度	
	小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
20CrMnMo	渗碳淬火	渗碳淬火	58~62HRC	54~58HRC
17CrNiMo6	渗碳淬火	渗碳淬火	58~62HRC	54~58HRC
45CrNiMoVA	表面淬火	表面淬火	58~62HRC	54~58HRC

常用的重载齿轮用渗碳钢还有 20Cr2Ni4、20CrNi2MoA、15CrNi3MoA、12CrNi3、20Cr2Mn2Mo

等材料。

重载齿轮渗碳淬火有效硬化层深度为 0.15

$\sim 0.25 m_n$ ，模数较大取较小值，模数较小取较大值。其心部硬度应该保持在 30~45HRC 范围内，心部硬度高会使齿部脆弱，反之又会使强度不够。

中硬齿面齿轮精度一般为 GB/T10095 规定的 7 级，硬齿面齿轮精度一般不低于 GB/T10095 规定的 6 级，但齿轮精度的最终确定还应与减速器的其他零件精度相匹配。

8.4 润滑与密封

(1) 润滑

润滑和冷却对低速重载齿轮，特别是对渗碳淬火、磨齿的高承载能力齿轮的影响非常大。由于润滑条件不好会使发热量加大，使承载能力下降，所以必须正确选用润滑油和油量，才能保证正常运行和延长使用寿命。一般采用油池润滑，自然冷却。对于大功率减速器或热功率不够时，可采用压力循环油润滑或加设冷却装置进行冷却。

在正常使用条件下，当环境温度为 0~35℃，或采用循环油润滑时，推荐选用中负荷工业齿轮油 220 号；当环境温度为 35~50℃ 时，推荐选用中负荷工业齿轮油 320 号。另外，减速器一般初次运转 400 h 后必须更换润滑油。

(2) 密封

1) 骨架式油封 大多数减速器中轴的密封通常采用这种弹性带唇边的密封圈，该油封安装方便，使用效果好，有标准件供应。油封成对使用时，应在两油封之间的空间内注满润滑脂。

与油封配合的轴颈表面应进行硬化或镀铬保证硬度不低于 30HRC；表面粗糙度应达到 $Ra1.25 \sim 0.63 \mu\text{m}$ ；加工时用切入法磨削，不留横向进给的螺纹形痕迹。

2) 组合式密封 这是一种较有特点的组合式密封，其结构见图 33.2-18。

该密封采用疏、堵并用的三重密封结构，既不影响对零件的润滑，又能防止泄漏。第一道密封是在注油孔的外侧装一材料为铜板或铝板的挡油板 3，同时在挡油板里侧适当的位置（保证轴承润滑必需的油位），钻有直通箱体内部的回油孔，从而基本上保证了大流量润滑油回油的畅通。第一道密封与第二道密封之间，在箱体内孔的正下方钻有第二道回油孔，以保证从小孔隙挤出来的油有流回箱体的通道。

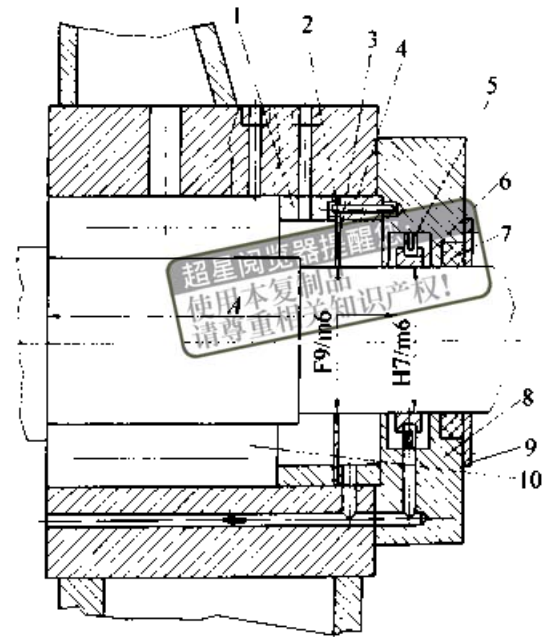


图 33.2-18 组合式密封结构

- 1—进油环 2—定位销 3—挡油板 4—定位环
5—密封片 6—定位套 7—密封条
8—剖分端盖 9—压盖 10—轴承

第二道密封是采用一组薄钢板（厚度为 1~1.2 mm）密封片 5，这组密封片由 3~5 片薄钢板组成。在密封片与剖分端盖下部配合处，再钻一处回油孔，以保证最后残存的润滑油流回箱体内。

第三道密封是填料密封条 7，采用新型填料——碳素纤维，将其压在轴与端盖之间。这种密封材料自润滑性很好，且耐热、耐腐蚀，使用寿命长，能够很好地起到防渗油、防尘的作用。

8.5 齿轮传动设计

冶金矿山用齿轮减速器的齿轮传动（圆柱齿轮传动、圆锥齿轮传动）的设计，如中心距、传动比系列的确定，模数、齿数、齿宽系数、螺旋角的选择和确定等，都与前述的圆柱齿轮传动和圆锥齿轮传动设计基本相同；要特殊考虑的是变位系数和轮齿修形。

重载齿轮一般采用变位系数较大的高度变位或正角度变位齿轮，且小齿轮的变位系数一般应达到 $x_1 > 0.5$ 。变位齿轮齿根弯曲强度可提高 30% 以上。变位系数和在 0.5~1.3 间，大、小齿轮的变位系数 x_{n1} 和 x_{n2} 可按英国 Merrit 法或本卷第 32 篇第 1 章的方法进行分配。行星传动齿轮的变位特点是外啮合传动副设计成大啮合角（23°~27°）的角度变位，内啮合传动副啮合角

可设计为 $18^\circ \sim 20^\circ$

低速重载齿轮采用硬齿面后, 齿面负载增大, 而实际齿轮是有误差的弹性体, 为减少啮合冲击, 改善啮合过程齿面载荷分配特性, 降低振动、噪声和动载, 在设计齿轮时, 常对齿面进行修形。

通常可以只对圆柱齿轮副的小齿轮进行齿向修形, 修形参数见图 33.2-19, 修形量按式 (33.2-1)、式 (33.2-2) 计算。这种修形比较简单, 一般在磨齿机上装修形板来实现。

$$\Delta s_1 = 4 f_{H\beta} \frac{+20}{0} \quad (33.2-1)$$

$$2.2 m_n + \Delta b/2 \geq \Delta b_1 \leq 0.1 b_2 + \Delta b/2 \quad (33.2-2)$$

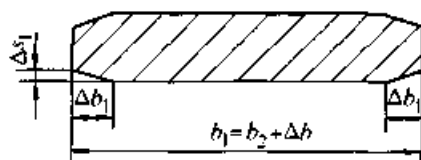


图 33.2-19 轮齿齿向修形

式中 m_n —— 圆柱齿轮模数 (mm);
 Δs_1 —— 小齿轮齿向修形量 (μm);
 $f_{H\beta}$ —— 齿向偏差允许值 (μm), 见表 33.2-26;
 b_1 —— 小轮齿宽 (mm);
 b_2 —— 大轮齿宽 (mm);
 Δb —— 大小轮齿宽之差 (mm);
 Δb_1 —— 小齿轮齿向修形长度 (mm)。

表 33.2-26 6 级精度齿轮齿向偏差允许值

μm

有效齿宽 b/mm	$>20 \sim 40$	$>40 \sim 100$	$>100 \sim 200$	$>200 \sim 315$
齿向偏差允许值 $f_{H\beta}$	9	10	11	12

注: 表中允许值比 GB/T10095-1988 中规定的值小。

8.6 FDBY 型圆锥—圆柱齿轮减速器系列

(1) 产品类型、特点

JB/T9002-1999《运输机械用减速器》标准颁布实施后, 在为输送机驱动装置选配减速器过程中, 发现二级传动减速器的传动比范围偏小, 而选用三级传动减速器。但往往为适应减速器的热功率, 人为地将其功率放大, 因此浪费极大。为适应工作需要, 将原二级传动 5 种传动比扩充为 9 种, 使原来的三级减速变为 FDBY 型的二级减速, 使减速器的结构紧凑, 重量减轻, 制造成本降低, 最为显著的是提高了减速器的热功率。

FDBY 型圆锥圆柱齿轮减速器为二级传动齿

轮减速器, 采用渗碳、淬火、磨齿加工的硬齿面齿轮。

(2) 工作条件

- 1) 输入轴最高转速不大于 1500 r/min。
- 2) 齿轮圆周速度最高为 20 m/s。
- 3) 工作温度为 $-40 \sim +45^\circ\text{C}$ 。当环境温度低于 0°C 时, 起动前润滑油应加热到 $+10^\circ\text{C}$ 。

(3) 型式

1) 结构型式和装配型式 本系列减速器为二级传动实心轴式减速器, 输入轴与输出轴呈垂直方向布置。第一级传动为克林根贝尔格摆线锥齿轮, 第二级传动为渐开线圆柱斜齿轮。

装配型式共四种, 分别为 I、II、III、IV 型, 见图 33.2-26。

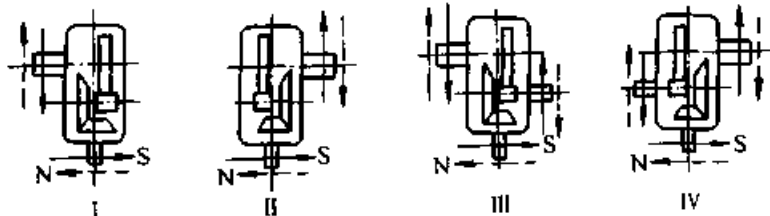


图 33.2-20 FDBY 型减速器装配型式

2) 型号标记 减速器的型号标记由型式代号, 名义中心距 (末级中心距), 公称传动比, 装配型式代号, 输入轴旋转方向代号组成。

型式代号: FDBY

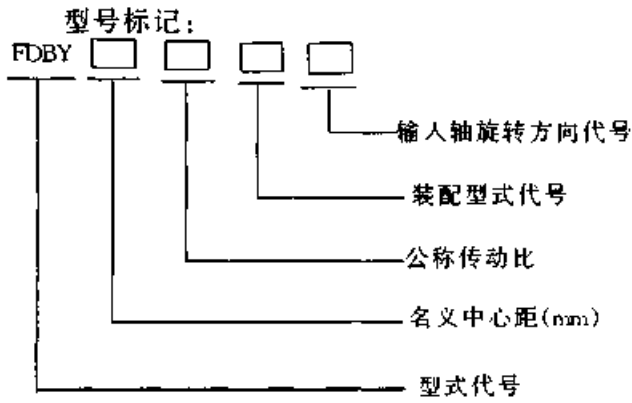
名义中心距: 用实际数字表示, 单位为

mm。

传动比: 用公称传动比表示。

装配型式: 用罗马数字 I、II、III、IV 表示。

输入轴的旋转方向: 面对输入轴方向看, S 为顺时针方向, N 为逆时针方向。



标记示例:

名义中心距为 280 mm, 公称传动比为 20, 装配型式为第 III 种, 输入轴为顺时针方向旋转的减速器标记为

减速器 FDBY280—20—III S

(4) 外形尺寸

FDBY 型减速器的外形尺寸见图 33.2-21 和表 33.2-27。

超星浏览器提醒您:
 使用超星浏览器
 请尊重相关知识

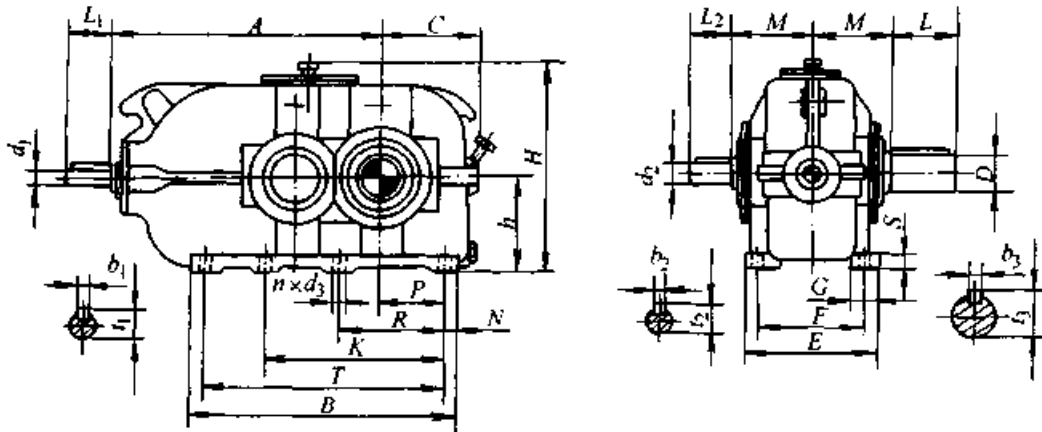


图 33.2-21 FDBY 型减速器

表 33.2-27 FDBY 型减速器外形尺寸 (mm)

规格	d_1	l_1	d_2	l_2	D	L	A	B	C	E	F	G	S	h	H	M
250	55	110	70	140	110	210	785	785	300	370	310	90	50	280	636	210
280	60	140	80	170	120		875	875	335	400	340	100	55	315	712	230
315	70		90		160	250	975	975	365	450	380	110	60	355	819	260
355	80	170	95	210	170	300	1 085	1 085	400	480	410	120	65	400	910	285
400	90		100		190		350	1 215	1 215	450	530	460	130	70	450	980
450	100	210	120	250	220	410	1 365	1 365	500	600	510	140	80	500	1 081	345
500	110		140		250		350	1 525	1 525	590	650	560	150	90	560	1 230
560	120		150		250		1 705	1 705	630	750	640	160	100	630	1 345	475
规格	$n \times d_3$	N	P	R	K	T	b_1	t_1	b_2	t_2	b_3	t_3	重量/kg	油量/L		
250	6 × 27	40	180	315	—	705	16	59	20	74.5	28	116	595	25		
280		45	200	355		785	18	64	22	85	32	127	290	36		
315		50	220	405		875	20	74.5	25	95	36	148	1 080	51		
355	6 × 33	55	245	450	975	22	85	100		40	169	1 510	69			
400		280	510	1 105	25	95	28	106	179		2 040	95				
450	8 × 39	60	315	575	940	1 245	28	106	32	127	45	200	2 610	130		
500		70	350	645	1050	1 385		116	36	148	50	231	3 740	185		
560	8 × 45	80	390	715	1165	1 545	32	127		158	56	262	5 170	260		

注: 生产厂家: 沈阳矿山机械(集团)减速机制造总公司

(5) 减速器的承载能力

表 33.2-29。

FDBY 型减速器的承载能力见表 33.2-28。

表 33.2-28 FDBY 型减速器承载能力

公称传动比 i	公称转速 / (r/min)		规 格							
	输入 n_1	输出 n_2	250	280	315	355	400	450	500	560
16	1 500	94	175	232	315	432	568	760	990	1 100
	1 000	63	105	150	202	301	382	509	670	860
	750	47	80	110	145	225	291	382	510	670
18	1 500	83	160	212	290	391	512	695	890	1 000
	1 000	56	101	140	189	261	348	470	620	740
	750	42	75	105	141	201	260	357	470	560
20	1 500	75	140	193	265	345	482	645	860	960
	1 000	50	93	125	175	231	321	434	580	680
	750	38	70	96	126	175	241	325	430	500
22.4	1 500	67	120	168	247	307	429	578	770	900
	1 000	45	81	111	165	205	286	385	510	600
	750	33	60	83	115	155	215	289	380	450

表 33.2-29 FDBY 型减速器热功率

没有冷却措施		规 格							
环境条件	环境气流速度 / (m/s)	250	280	315	355	400	450	500	560
		P_{cl}/kW							
狭小车间内	≥ 0.5	76	95	118	144	181	226	281	357
中、大型车间内	≥ 1.4	106	133	165	202	253	317	393	499
在户外露天	≥ 3.7	144	181	224	273	343	430	533	677

(6) 减速器轴伸径向载荷

式中 T_1 —— 输入轴转矩 (N·m)。1) 输入轴轴伸中点处的额定径向载荷 F_{r1} 2) 输出轴轴伸中点处的额定径向载荷 F_{r2}

(kN) 按下式计算

按表 33.2-30 选取。

$$F_{r1} = \frac{125}{1000} \sqrt{T_1}$$

表 33.2-30 输出轴轴伸中点处额定径向载荷 F_{r2}

(kN)

规格	输出轴转速 / (r/min)									
	33	38	42	48	54	60	67	75	83	94
250	55.0	53.2	51.0	49.2	47.5	44.0	41.7	41.0	39.5	38.2
280	63.4	61.0	58.6	56.3	53.3	50.5	48.7	41.7	46.0	39.1
315	75.1	72.5	67.2	65.9	64.7	62.3	57.8	57.0	56.9	55.5

续表 33.2-30

规格	输出轴转速 / (r/min)									
	33	38	42	48	54	60	67	75	83	94
355	90.1	86.2	81.6	78.8	73.2	69.6	61.1	57.8	61.2	65.2
400	99.7	91.3	86.0	84.7	81.8	73.6	69.5	67.2	66.9	65.9
450	132.5	130.9	126.3	118.8	112.9	107.0	99.5	93.3	85.0	80.3
500	157.5	153.9	145.6	135.9	124.0	110.3	120.6	111.7	101.5	92.4
560	189.7	174.8	169.9	165.2	160.7	152.5	142.2	122.9	105.3	95.8

注：1. 输出轴转速介于表列转速之间时，许用径向载荷用插值法求值；

2. 输出轴转速小于表列最小转速时，许用径向载荷按该规格最大值选取。

除了上述圆锥—圆柱齿轮减速器系列外，还有带式输送机用的 ZZL 型圆锥—圆柱齿轮减速器系列，详见 [5]。

参 考 文 献

- 1 机械工程手册编委会. 机械工程手册 (传动设计卷). 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 2 齿轮手册编委会. 齿轮手册 (上册). 北京: 机械工业出版社, 1990
- 3 机械设计手册联合编写组. 机械设计手册 (中册). 第 2 版 (修订). 化学工业出版社, 1987
- 4 徐灏主编. 机械设计手册 (第 3 卷). 北京: 机械工业出版社, 1998
- 5 机械传动装置选用手册编委会. 机械传动装置选用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 6 齿轮制造手册编辑委员会. 齿轮制造手册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 7 北京齿轮厂编. 螺旋锥齿轮. 北京: 北京科技出版社, 1974
- 8 曾韬. 螺旋锥齿轮设计与加工. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1989
- 9 北京齿轮厂编译. 格利森锥齿轮技术资料译文集: 第二分册 格利森锥齿轮设计及计算. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 10 北京齿轮厂编译. 格利森锥齿轮技术资料译文集: 第三分册 格利森锥齿轮强度分析及计算. 北京: 机械工业出版社, 1984
- 11 天津齿轮机床研究所编译. 格利森锥齿轮技术资料译文集: 第六分册 格利森锥齿轮的检验及安装. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 12 董学朱. 齿轮啮合理论基础. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 13 董学朱. 准双曲面齿轮切齿调整计算法的改进 (一)、(二). 齿轮, 1985, 9 (6); 1986, 10 (1)
- 14 董学朱, 陈济勤, 马光业, 董荣臣. 拖拉机螺旋锥齿轮接触印痕试验研究. 农业机械学报, 1982, 13 (2)
- 15 Gleason Works. Straight Bevel Gear Design. Rochester, N. Y., USA, 1972
- 16 Gleason Works. Spiral Bevel Gear System. Rochester, N. Y., USA, 1964
- 17 Gleason Works. Zerol Bevel Gear System. Rochester, N. Y., USA, 1965
- 18 Gleason Works. Method for Designing Hypoid Gear Blanks. Rochester, N. Y., USA, 1971
- 19 Gleason Works. Bending Stresses in Bevel Gear Teeth. Rochester, N. Y., USA, 1965
- 20 Gleason Works. Surface Durability Pitting Formulas for Bevel Gear Teeth. Rochester, N. Y., USA, 1966
- 21 Gleason Works. Bending and Contact Stresses in Hypoid Gear Teeth. Rochester, N. Y., USA, 1971
- 22 董学朱. 延伸外摆线锥齿轮失配研究. 北京

- 农业工程大学学报, 1993, 13 (4)
- 23 董学朱. 延伸外摆线锥齿轮切齿调整计算法的改进. 机械传动, 1997, 21 (4)
- 24 董学朱. 延伸外摆线准双曲面齿轮几何参数计算法的改进. 机械传动, 1998, 22 (2)
- 25 董学朱. 延伸外摆线准双曲面齿轮几何设计和切齿调整计算新方法. 机械传动, 1999, 23 (4)
- 26 Stadtfeld H J. Oerlikon Bevel and Hypoid Gears. Oerlikon Bührle AG, 1991
- 27 Klingelberg Standards KN 3028, Lssue No. 3
- 28 Klingelberg - Standards KN 3029, Lssue No. 1028
- 29 Klingelberg Workstandards KN 3030, Edition No. 11



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第

34

篇

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

蜗杆传动及其装置

主 编 沈蕴方 瞿 铁

编 写 沈蕴方 张 凯 赵玉良
高福根 杨钧军 张 涛
李 平 石清印 萧永明
张建刚 周干绪 张 平

审 稿 王培榘 阮忠唐
朱孝录 曹新民



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第 1 章 蜗杆传动设计

1 概述

1.1 蜗杆传动的特点

蜗杆传动是由蜗杆和蜗轮组成的传动副（图 34.1-1a）。它用于传递两空间交错轴之间的运动和动力，通常两轴交错角为 $\Sigma=90^\circ$ （图 34.1-1b），若两轮螺旋角 β_1 和 β_2 的旋向（左旋或右旋）相同则 $\Sigma=|\beta_1|+|\beta_2|$ ；相反则 $\Sigma=|\beta_1|-|\beta_2|$ 。

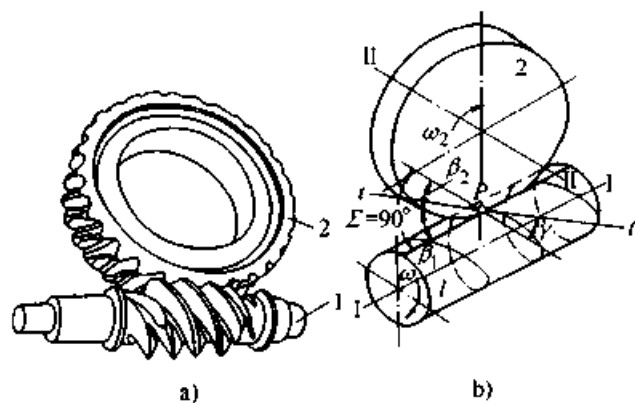


图 34.1-1 蜗杆传动
a) 蜗杆传动副 b) 运动分析
1—蜗杆 2—蜗轮

蜗杆传动的特点有：1) 传动比大，结构紧凑。2) 传动平稳，振动和噪声很小。3) 传动效率较低，引起发热和温升较高。

1.2 蜗杆传动的类型

根据蜗杆分度曲面的形状，蜗杆传动可以分为圆柱蜗杆传动、环面蜗杆传动和锥面蜗杆传动三大类（图 34.1-2）。如再按其齿廓形状及其形成原理，又可进一步细分如下：

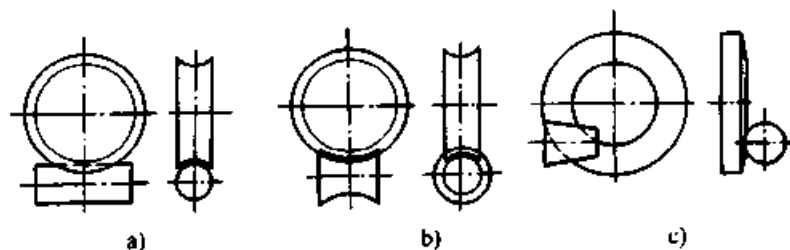
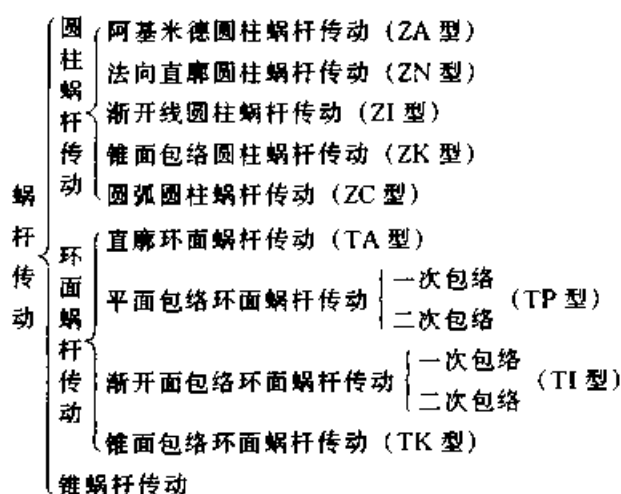


图 34.1-2 蜗杆传动的类型

a) 圆柱蜗杆传动 b) 环面蜗杆传动 c) 锥蜗杆传动

1.3 蜗杆传动的传动比

传动比 $i = n_{\text{主动}}/n_{\text{从动}}$ (34.1-1)

蜗杆主动时为减速传动 $i = n_1/n_2 > 1$

蜗轮主动时为增速传动 $i = n_2/n_1 < 1$

式中 n_1 ——蜗杆转速 (r/min);

n_2 ——蜗轮转速 (r/min)。

当蜗轮为主动用于增速传动时，其传动效率很低。因此，蜗杆传动一般常用在减速场合，尤

其是在需要较大减速比时，更能发挥其结构紧凑的特点。

蜗杆传动用于动力传动时，可取 $i = 5 \sim 80$ ，传力很小而主要用于传递运动时， i 可取到 500 或更大。表 34.1-1 给出了 i 的公称值，可参考选用。

蜗杆传动的传动比是由蜗杆头数和蜗轮齿数来实现的。蜗杆头数一般取 $z_1 = 1 \sim 4$ 。头数少易于加工但效率低，故一般在大传动比或要求自

锁的情况下， z_1 取小值。此外 z_1 亦可取至 10 或略大于 10。

表 34.1-1 传动比 i 的公称值
(GB/T 10085—1988)

i 的公称值	5	7.5	(10)	12.5	15	(20)	25
	30	(40)	50	60	70	(80)	

注：括弧内是基本值，应优先采用。

蜗轮齿数一般可在 $25 \leq z_2 \leq 80$ 范围内选取，取小值时要注意根切或干涉，取大值时要注意轮齿是否有足够的弯曲强度。

1.4 蜗杆传动的接触线、润滑角和效率

1.4.1 蜗杆传动的接触线和润滑角

蜗杆传动的齿面间具有较大的相对滑动速度 v_s ，其值可由下式求出：

蜗杆分度圆相对滑动速度 v_s (m/s)

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^4 \cos \gamma} \quad (34.1-2)$$

蜗杆节圆相对滑动速度 v'_s (m/s)

$$v'_s = \frac{v'_1}{\cos \gamma'} = \frac{\pi d'_1 n_1}{6 \times 10^4 \cos \gamma'} \quad (34.1-3)$$

式中 d_1, d'_1 ——蜗杆分度圆和节圆直径 (mm)；

γ, γ' ——蜗杆分度圆和节圆导程角；

v_1, v'_1 ——蜗杆分度圆和节圆圆周速度 (m/s)；

n_1 ——蜗杆转速 (r/min)。

蜗杆齿面间的相对滑动速度对传动效率和承载能力影响很大。在普通圆柱蜗杆传动中， v_s 是引起齿面磨损、胶合以及降低传动效率的主要因素。但是在环面蜗杆传动中， v_s 又起着有利的作用，其原因是当具有较大的润滑角时，有足够的相对滑动速度 v_s 能使两齿面间形成动压油膜而改善了啮合性能，从而减少了磨损和提高传动效率，同时也减少了胶合的可能性。

润滑角为两物体接触线的切线与相对滑动速度间的夹角 δ (图 34.1-3)。对于普通圆柱蜗杆传动 $\delta \approx 0$ (图 34.1-4a)，而对于环面蜗杆传动最大润滑角几乎可以达到 $\delta = 90^\circ$ (图 34.1-4b, c)。

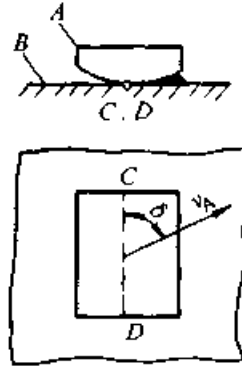


图 34.1-3 润滑角 δ

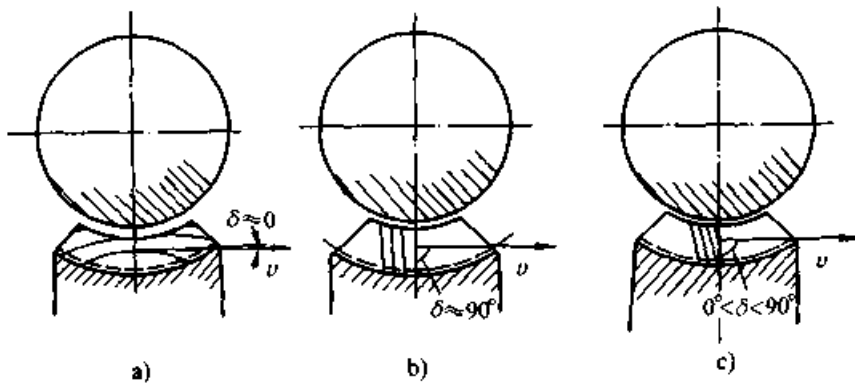


图 34.1-4 蜗杆传动的润滑角

- a) 普通圆柱蜗杆传动 b) 直廓环面蜗杆传动
c) 平面包络环面蜗杆传动

1.4.2 蜗杆的传动效率

蜗杆传动的功率损失应包括啮合损失、轴承损失和搅油损失三部分，故其总效率 η 应为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (34.1-4)$$

式中 η_3 ——轴承效率，对每对滚动轴承可取

$\eta_3 \approx 0.99 \sim 0.995$ ，滑动轴承 $\eta_3 \approx 0.97 \sim 0.98$ ；

η_2 ——搅油损失，近似可取 $\eta_2 \approx 0.96 \sim 0.99$ ；

η_1 ——齿面啮合损失，蜗杆与蜗轮齿

面间的滑动速度大，故齿面的啮合功率损失亦大，这是使蜗杆传动效率低的主要因素，理论上可用下式计算：

蜗杆主动时

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan (\gamma + \rho)} \quad (34.1-5)$$

蜗轮主动时

$$\eta_1 = \frac{\tan (\gamma - \rho)}{\tan \gamma} \quad (34.1-6)$$

式中 γ ——分度圆柱或节圆柱导程角；

ρ ——啮合摩擦角，可由啮合摩擦因数 μ 导出，即

$$\rho = \arctan \mu \quad (34.1-7)$$

μ 值受诸多因素影响，例如齿形、接触线、润滑角、润滑油、滑动速度、材料匹配、加工和安装精度及热处理状况等。此外，还受运转中的随机因素影响。因此，无论在理论上和工程上都难以确定其精确值。一般在初步设计时根据 v_s 在表 34.1-2 中取一近似值。

表 34.1-2 普通圆柱蜗杆传动的摩擦因数和摩擦角

蜗轮材料	锡 青 铜		无 锡 青 铜	灰 铸 铁 和 球 墨 铸 铁	
	>45HRC	其 他		>45HRC	>45HRC
滑动速度 / (m/s)	μ	μ	μ	μ	μ
	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ
0.01	0.11 6°17'	0.12 6°51'	0.18 10°12'	0.18 10°12'	0.19 10°45'
0.05	0.09 5°09'	0.1 5°43'	0.14 7°58'	0.14 7°58'	0.16 9°05'
0.10	0.08 4°34'	0.09 5°09'	0.17 7°24'	0.13 7°24'	0.14 7°58'
0.25	0.065 3°43'	0.075 4°17'	0.10 5°43'	0.10 5°43'	0.012 6°51'
0.50	0.055 3°09'	0.065 3°43'	0.08 5°09'	0.08 5°09'	0.10 5°43'
1.0	0.045 2°35'	0.055 3°09'	0.07 4°00'	0.07 4°00'	0.09 5°09'
1.5	0.04 2°17'	0.05 2°52'	0.065 3°43'	0.065 3°43'	0.08 4°34'
2.0	0.035 2°00'	0.045 2°35'	0.055 3°09'	0.055 3°09'	0.07 4°00'
2.5	0.03 1°43'	0.035 2°00'	0.05 2°52'		
3.0	0.028 1°36'	0.031 1°47'	0.045 2°35'		
4	0.024 1°22'	0.029 1°40'	0.04 2°17'		
5	0.022 1°16'	0.026 1°29'	0.035 2°00'		

续表 34.1-2

蜗轮材料	锡 青 铜		无锡青铜	灰铸铁和球墨铸铁	
	>45HRC	其 他		>45HRC	>45HRC
蜗杆齿面硬度	>45HRC	其 他	>45HRC	>45HRC	其 他
滑动速度 / (m/s)	μ	μ	μ	μ	μ
	ρ	ρ	ρ	ρ	ρ
8	0.018 1°02'	0.024 1°22'	0.03 1°43'		
	0.016 0°55'	0.02 1°09'			
10	0.014 0°48'				
	0.013 0°45'				
15					
24					

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

蜗杆传动效率主要决定于 η_1 ，而 η_1 除与摩擦系数 μ 与摩擦角 ρ 有关外，导程角 γ 起主要影响， η_1 随 γ 的增大而提高，但到一定值后随即下降。对式 (34.1-5) 微分求极值，得 $\gamma = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$ ，即 γ 在 40° 左右时 η_1 值最大。但计算表明 $\gamma > 30^\circ$ 后， η_1 的增长率就不显著，故要求效率高时一般常取 $\gamma = 15^\circ \sim 30^\circ$ 。 γ 的选取要视蜗杆头数 z_1 的多少及加工可能性而定，多头蜗杆的 γ 大，故效率高，但 γ 超过 15° 时则要采用法向进刀才能加工。导程角 γ 小时， η_1 随之降低，当 $\gamma < \rho$ 时，机构自锁，自锁性蜗杆传动 $\eta_1 < 0.5$ 。但应注意机器不应依靠自锁蜗杆传动作制动装置，因其在动力冲击下自锁性是不可靠的，必须另设其他制动装置（如抱闸等）方妥。综上所述，摩擦系数和导程角是影响啮合效率 η_1 的关键因素，因此，在蜗杆传动设计中，蜗杆头数的确定、配对材料、润滑方式和润滑油的选择是很重要的。

在传动尺寸未定出之前，蜗杆传动的总效率可按表 34.1-3 估计。

表 34.1-3 蜗杆传动总效率 η 的近似值

蜗杆头数 z_1	1	2	3	4
总效率 η	0.7~ 0.75	0.75~ 0.85	0.82~ 0.9	0.87~ 0.95

注：普通圆柱蜗杆传动取较低值，环面蜗杆传动取较高值。

应该指出，蜗杆传动效率的实际值，只有通过台架加载试验才能得到较为精确值。

1.5 蜗杆传动的失效形式和选材原则

1.5.1 失效形式

蜗杆传动的失效形式与齿轮传动类似，亦有齿面的点蚀、磨损、胶合以及蜗轮轮齿的折断等形式。其中以蜗杆与蜗轮齿面的点蚀及蜗轮齿面磨损最为常见，胶合亦时有发生。上述失效的出现，主要是由于蜗杆传动的啮合效率较低，齿面滑动速度较大，容易发热而温升大，以及润滑不良等原因引起。此外由于蜗杆刚度不足或制造与安装误差等因素也会导致上述失效形式的出现。蜗轮轮齿的折断多由于轮齿磨损后齿厚减薄过多，以及安装不良引起严重偏载所产生。由于蜗杆材料的力学强度比蜗轮轮齿材料的高，因此蜗轮轮齿是两者中的薄弱环节。

如果在设计时合理选择齿形和传动结构等参数，选择合适的材料组合，再配以良好的润滑方式及散热措施，选用抗磨和抗胶合的润滑油，提高加工和安装精度等，则上述失效情况可以得到改善或避免。

1.5.2 选材原则

由于蜗杆传动啮合摩擦较大、蜗轮滚刀难以精确铲背及形状尺寸误差等原因，以致加工出的蜗轮齿面很难与蜗杆齿面完全达到符合理论要求的共轭状态。因此蜗杆与蜗轮齿在材料组合上既

要有耐磨性又要有良好的跑合性能。所以蜗轮通常用青铜或铸铁做齿圈而与齿面硬度较高的蜗杆相匹配。

2 普通圆柱蜗杆传动

2.1 普通圆柱蜗杆传动的类型

根据成形方法（体现在加工方法中）和成形母面（加工刀具的刃面）的不同，普通圆柱蜗杆传动大致可有下面四种类型。

- 2.1.1 阿基米德蜗杆传动——ZA型（表 34.1-4）
- 2.1.2 法向直廓圆柱蜗杆传动——ZN型（表 34.1-5）
- 2.1.3 渐开线圆柱蜗杆传动——ZI型（表 34.1-6）
- 2.1.4 锥面包络圆柱蜗杆传动——ZK型（表 34.1-7）

更详细的分类可参见 GB/T 3374—1992 和 GB/T 10086—1988。

表 34.1-4 阿基米德蜗杆传动——ZA型

成形方法	
特点	<ol style="list-style-type: none"> 1) 端面为阿基米德螺旋线，轴截面内的轴向齿廓为直线，齿面为阿基米德螺旋面 2) 与阿基米德蜗杆啮合的蜗轮齿在中间平面内为渐开线齿廓 3) 阿基米德蜗杆传动在中间平面内相当于齿条与斜齿圆柱齿轮啮合 4) 蜗杆齿面难于精确磨削，故难以采用硬齿面。因此用蜗轮滚刀加工的蜗轮齿面精度不高，以致阿基米德蜗杆传动的强度和效率都较低

表 34.1-5 法向直廓蜗杆传动——ZN型

成形方法	
特点	<ol style="list-style-type: none"> 1) 蜗杆齿廓在法截面中为直线，在轴截面内为曲线形齿廓，在端面内为延伸渐开线 2) 由于刀具法向放置，故易于加工导程角大的多头蜗杆（三头以上或 $\gamma > 15^\circ$），但由于磨削困难而难以得到精确的蜗轮滚刀，以致影响了蜗轮的齿面精度

表 34.1-6 渐开线圆柱蜗杆传动——ZI 型

成形方法	<p>a) 车削加工 b) 磨削加工</p>
特点	<p>1) 端面为渐开线，齿面为渐开线螺旋面，在基圆柱的轴向截面内，齿廓的一侧为直线，另一侧为曲线</p> <p>2) 可精确磨削加工，故蜗杆可采用硬齿面，同时可以得到较精确的蜗轮滚刀而提高蜗轮齿面精度，得到好的啮合性能。一般可用于较大载荷和较高速度的场合</p>

表 34.1-7 锥面包络圆柱蜗杆传动——ZK 型

成形方法	<p>a) 盘状锥面包络圆柱蜗杆 (ZK₁ 型) b) 指状锥面包络圆柱蜗杆 (ZK₂ 型)</p> <p>c) 端锥面包络圆柱蜗杆 (ZK₃ 型)</p>
特点	<p>1) 蜗杆齿面是由锥面盘状铣刀或砂轮包络而成的螺旋面是非线性的。齿廓在各个截面内均为曲线形状</p> <p>2) 齿形曲线的形状与刀盘的直径有关，因此加工时要求对刀盘直径作严格控制。但是在加工时刀具难免磨损，因而加大了加工的难度</p> <p>3) 一般用于导程角比较大的场合效果较好</p>

2.2 普通圆柱蜗杆传动的基本参数

适用于模数 $m \geq 1 \text{ mm}$ ，轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 的圆柱蜗杆传动。

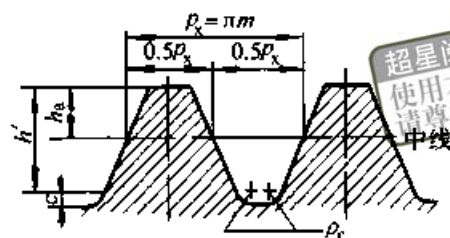
2.2.1 基本齿廓

圆柱蜗杆的基本齿廓的尺寸参数是指蜗杆轴平面内的参数，其规定列于表 34.1-8 中。此表

2.2.2 中心距 a

中心距 a 的标准值见表 34.1-9。

表 34.1-8 圆柱蜗杆基本齿廓 (摘自 GB/T 10087—1988)



- 1) 齿顶高 $h_a = 1m$ ，工作齿高 $h' = 2m$ ；
采用短齿时， $h_a = 0.8m$ ， $h' = 1.6m$ 。
- 2) 轴向齿距 $p_x = \pi m$ 。中线（系指蜗杆的轴平面与分度圆柱面的交线）上的齿厚和齿槽宽相等。
- 3) 顶隙 $c = 0.2m$ ，必要时允许减小到 $0.15m$ 或增大至 $0.35m$ 。
- 4) 齿根圆角半径 $\rho_f = 0.3m$ ，必要时允许减小到 $0.2m$ 或增大至 $0.4m$ ，也允许加工成单圆弧。
- 5) 允许齿顶倒圆，但圆角半径不大于 $0.2m$

表 34.1-9 圆柱蜗杆传动中心距 a 的标准值 (摘自 GB/T 10085—1988) (mm)

40	50	63	80	100	125	160	(180)	200
(225)	250	(280)	315	(355)	400	(450)	500	

注：括号中的数字尽可能不采用。

2.2.3 模数

对于 $\Sigma = 90^\circ$ 的蜗杆传动，蜗杆轴向齿距 p_{x1} 应与蜗轮端面齿距 p_{z2} 相等，因此蜗杆的轴向模数 m_{x1} 和蜗轮端面模数 m_{z2} 相等，均以 m 表示，蜗杆模数标准值见表 34.1-10。

2.2.4 蜗杆分度圆直径 d_1

由于加工蜗轮齿的蜗杆滚刀的参数和工作蜗杆的参数必须相同，为限制蜗杆滚刀数不致过多，所以将蜗杆分度圆直径 d_1 标准化。

蜗杆分度圆直径 d_1 标准值见表 34.1-11。

表 34.1-10 蜗杆模数 m 标准值 (摘自 GB/T 10088—1988) (mm)

第一系列	1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5	6.3
	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	
第二系列	1.5	3	3.5	4.5	5.5	6	7	12	14

注：优先采用第一系列。

表 34.1-11 蜗杆分度圆直径 d_1 标准值 (摘自 GB/T10088—1988) (mm)

第一系列	4	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20	22.4
	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140
	160	180	200	224	250	280	315	355	400							
第二系列	6	7.5	8.5	15	30	38	48	53	60	67	75	95	106	118	132	144
	170	190	300													

注：优先采用第一系列。

2.2.5 蜗杆直径系数 q

蜗杆直径系数 q 是蜗杆分度圆直径 d_1 与模数 m 的比值。同时也是蜗杆头数 z_1 与导程角 γ 正切的比值。即

$$q = d_1/m = z_1/\tan\gamma \quad (34.1-8)$$

式中 d_1 ——蜗杆分度圆直径 (mm);

m ——蜗杆模数 (mm);

z_1 ——蜗杆头数;

γ ——蜗杆导程角。

当蜗杆的分度圆直径和模数选定后, q 值也就确定了。但在设计时也可先选定 m 和 q , 然后再确定 d_1 。从式 34.1-8 中可以看到在 m 、 z_1 一定时, q 值大则 d_1 也大, 这样蜗杆的强度和刚性都得到提高。然而减小了 γ 而降低了蜗杆的传动效率。所以设计时一般要求在保证蜗杆强度和刚度的前提下, 使 q 值尽量小些。 m 和 q 的搭配关系列于表 34.1-12 中, 供设计者参考选用。

表 34.1-12 模数 m 和直径系数 q 的匹配
(摘自 GB/T 10085—1988)

模数 m /mm	直径系数 q
1	18
1.25	16 17.92
1.6	12.5 17.5
2	(9) 11.2 (14) 17.75
2.5	(8.96) 11.2 (14.2) 18
3.15	(8.889) 11.27 (14.286) 17.778
4	(7.875) 10 (12.5) 17.75
5	(8) 10 (12.6) 18
6.3	(7.936) 10 (12.698) 17.778
8	(7.875) 10 (12.5) 17.5
10	(7.1) 9 (11.2) 16
12.5	(7.2) 8.96 (11.2) 16
16	(7) 8.75 (11.25) 15.625
20	(7) 8 (11.2) 15.75
25	(7.2) 8 (11.2) 16

注: 括号中的数字尽可能不采用。

2.2.6 蜗杆传动的变位

蜗杆传动变位的目的是凑配中心距和避

免根切, 同时亦可提高承载能力和传动效率。

为了有利于蜗轮滚刀的标准, 因此只对蜗轮进行变位切削。在变位后的蜗杆传动中, 蜗杆的节圆与分度圆不重合, 而蜗轮的节圆与分度圆是重合的。其啮合情况见图 34.1-5。

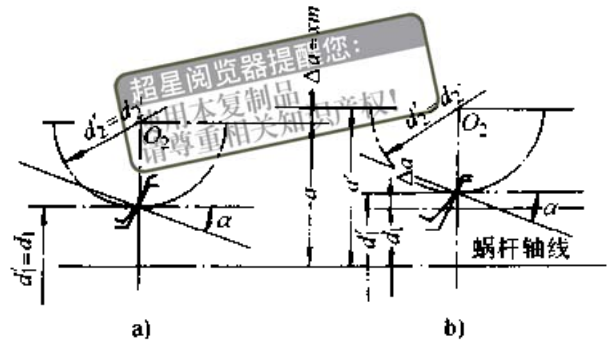


图 34.1-5 蜗杆传动的变位

蜗轮的变位系数不宜过大或过小。过大会使蜗轮齿顶厚减薄过多甚至变尖, 过小难以避免根切, 一般取在 $-0.7 < x_2 < 0.8$ 范围内。

2.2.7 普通圆柱蜗杆传动参数和几何尺寸计算

1) 蜗杆蜗轮参数的匹配见表 34.1-13。

2) 轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 的圆柱蜗杆传动的基本几何尺寸计算公式列于表 34.1-14 中。

3) 常用的 z_1 、 q 与 γ 的对应值列于表 34.1-15 中。

2.3 普通圆柱蜗杆传动承载能力计算

蜗杆传动的主要失效形式是蜗轮齿面的点蚀、胶合和磨损。此外在轮齿的弯曲强度不足时, 也会产生轮齿折断而失效。所以在设计计算时, 要进行蜗轮轮齿的接触强度和弯曲强度的计算。蜗杆的强度可以按照轴的强度计算方法进行。蜗杆刚度不够对啮合性能和强度都会产生较大的影响, 所以还需要进行蜗杆轴的刚度验算。此外由于传动效率低而温升较大, 因此还需要做热平衡计算。

2.3.1 蜗杆传动的受力分析

蜗杆传动的受力分析与斜齿轮传动类似, 齿面上的法向力可以分解成三个互相垂直的分力: 圆周力 F_t 、轴向力 F_x 和径向力 F_r , 其计算公式列于表 34.1-16 中。

2.3.2 蜗杆传动强度计算

蜗杆传动强度计算公式列于表 34.1-17 中。

表 34.1-13 圆柱蜗杆、蜗轮参数的匹配 (摘自 GB/T 10085—1988)

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆 直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数	蜗轮变位 系数 x_2	说明	
40	4.83	2	22.4	6	29	0.100		
	7.25	2	22.4	4	29	-0.100		
	9.5'	1.6	20	4	38	-0.250		
	—	—	—	—	—	—		
	14.5	2	22.4	2	29	-0.100		
	19'	1.6	20	2	38	-0.250		
	29	2	22.4	1	29	-0.100		
	38'	1.6	20	1	38	-0.250		
	49	1.25	20	1	49	-0.500		
62	1	18	1	62	0.000	自锁		
60	5.17	2.5	25	6	31	-0.500		
	7.75	2.5	25	4	31	-0.500		
	9.75'	2	22.4	4	39	-0.100		
	12.75	1.6	20	4	51	-0.500		
	15.5	2.5	25	2	31	-0.500		
	19.5'	2	22.4	2	39	-0.100		
	25.5	1.6	20	2	51	-0.500		
	31	2.5	25	1	31	-0.500		
	39'	2	22.4	1	39	-0.100		
	51	1.6	20	1	51	-0.500		
	62	1.25	22.4	1	62	+0.040		自锁
	82'	1	18	1	82	0.000		自锁
63	5.17	3.15	31.5	6	31	-0.500		
	7.75	3.15	31.5	4	31	-0.500		
	10.25'	2.5	25	4	41	-0.300		
	12.75	2	22.4	4	51	+0.400		
	15.5	3.15	31.5	2	31	-0.500		
	20.5'	2.5	25	2	41	-0.300		
	25.5	2	22.4	2	51	+0.400		
	31	3.15	31.5	1	31	-0.500		
	41'	2.5	25	1	41	-0.300		
	51	2	22.4	1	51	+0.400		

续表 34.1-13

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆 直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数	蜗轮变位 系数 x_2	说明
63	61	1.6	28	1	61	+0.125	自锁
	67	1.6	20	1	67	-0.375	
	82 [*]	1.25	22.4	1	82	+0.440	自锁
80	5.17	4	40	6	31	-0.500	
	7.75	4	40	4	31	-0.500	
	10.25 [*]	3.15	31.5	4	41	-0.103	
	13.25	2.5	25	4	53	+0.500	
	15.5	4	40	2	31	-0.500	
	20.5 [*]	3.15	31.5	2	41	-0.103	
	26.5	2.5	25	2	53	+0.500	
	31	4	40	1	31	-0.500	
	41 [*]	3.15	31.5	1	41	-0.103	
	53	2.5	25	1	53	+0.500	
	62	2	35.5	1	62	+0.125	自锁
69	2	22.4	1	69	-0.100		
82 [*]	1.6	22	1	82	+0.250	自锁	
100	5.17	5	50	6	31	-0.500	
	7.75	5	50	4	31	-0.500	
	10.25 [*]	4	40	4	41	-0.500	
	13.25	3.15	31.5	4	53	+0.246	
	15.5	5	50	2	31	-0.500	
	20.5 [*]	4	40	2	41	-0.500	
	26.5	3.15	31.5	2	53	+0.246	
	31	5	50	1	31	-0.500	
	41 [*]	4	40	1	41	-0.500	
	53	3.15	31.5	1	53	+0.246	
	62	2.5	45	1	62	0.000	自锁
70	2.5	25	1	70	0.000		
82 [*]	2	35.5	1	82	+0.125	自锁	
125	5.17	6.3	63	6	31	-0.6587	
	7.75	6.3	63	4	31	-0.6587	
	10.25 [*]	5	50	4	41	-0.500	
	12.75	4	40	4	51	+0.750	

续表 34.1-13

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆 直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数	蜗轮变位 系数 x_2	说明
125	15.5	6.3	63	2	31	-0.6587	自锁
	20.5 [*]	5	50	2	41	-0.500	
	25.5	4	40	2	51	+0.750	
	31	6.3	63	1	31	-0.6587	
	41 [*]	5	50	1	41	-0.500	
	51	4	40	1	51	+0.750	
	62	3.15	56	1	62	-0.2063	
	70	3.15	31.5	1	70	-0.3175	
	82 [*]	2.5	45	1	82	0.000	
160	5.17	8	80	6	31	-0.500	自锁
	7.75	8	80	4	31	-0.500	
	10.25	6.3	63	4	41	-0.1032	
	13.25	5	50	4	53	+0.500	
	15.5	8	80	2	31	-0.500	
	20.5	6.3	63	2	41	-0.1032	
	26.5	5	50	2	53	+0.500	
	31	8	80	1	31	-0.500	
	41 [*]	6.3	63	1	41	-0.1032	
	53	5	50	1	53	+0.500	
	62	4	71	1	62	+0.125	
	70	4	40	1	70	0.000	
	83 [*]	3.15	56	1	83	+0.4048	
180	—	—	—	—	—	—	自锁
	7.25	10	71	4	29	-0.050	
	9.5 [*]	8	63	4	38	-0.4375	
	12	6.3	63	4	48	-0.4286	
	15.25	5	50	4	61	+0.500	
	19 [*]	8	63	2	38	-0.4375	
	24	6.3	63	2	48	-0.4286	
	30.5	5	50	2	61	+0.500	
	38 [*]	8	63	1	38	-0.4375	
	48	6.3	63	1	48	-0.4286	
	61	5	50	1	61	+0.500	

超星阅读器提醒
使用本复制品
请尊重相关知
识版权

续表 34.1-13

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆 直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位 系数 x_2	说明
180	71	4	71	1	71	+0.625	自锁
	80 [*]	4	40	1	80	0.000	
200	5.17	10	90	6	31	0.000	自锁
	7.75	10	90	4	31	0.000	
	10.25 [*]	8	80	4	41	-0.500	
	13.25	6.3	63	4	53	+0.246	
	15.5	10	90	2	31	0.000	
	20.5 [*]	8	80	2	41	-0.500	
	26.5	6.3	63	2	53	+0.246	
	31	10	90	1	31	0.000	
	41 [*]	8	80	1	41	-0.500	
	53	6.3	63	1	53	+0.246	
	62	5	90	1	62	0.000	
	70	5	50	1	70	0.000	
	82 [*]	4	71	1	82	+0.125	
225	7.25	12.5	90	4	29	-0.100	自锁
	9.5 [*]	10	71	4	38	-0.050	
	11.75	8	80	4	47	-0.375	
	15.25	6.3	63	4	61	+0.2143	
	19.5 [*]	10	71	2	38	-0.050	
	23.5	8	80	2	47	-0.375	
	30.5	6.3	63	2	61	+0.2143	
	38 [*]	10	71	1	38	-0.050	
	47	8	80	1	47	-0.375	
	61	6.3	63	1	61	+0.2143	
	71	5	90	1	71	+0.500	
80 [*]	5	50	1	80	0.000		
250	7.75	12.5	112	4	31	+0.020	自锁
	10.25 [*]	10	90	4	41	0.000	
	13	8	80	4	52	+0.250	
	15.5	12.5	112	2	31	+0.020	
	20.5 [*]	10	90	2	41	0.000	
	26	8	80	2	52	+0.250	

续表 34.1-13

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆 直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位 系数 x_2	说明
250	31	12.5	112	1	31	+0.020	
	41'	10	90	1	41	0.000	
	52	8	80	1	52	+0.250	
	61	6.3	112	1	61	+0.2937	
	70	6.3	63	1	70	-0.3125	
	81'	5	90	1	81	+0.500	
280	7.25	16	112	4	29	-0.500	
	9.5'	12.5	90	4	38	-0.200	
	12	10	90	4	48	-0.500	
	15.25	8	80	4	61	-0.500	
	19'	12.5	90	2	38	-0.200	
	24	10	90	2	48	-0.500	
	30.5	8	80	2	61	-0.500	
	38'	12.5	90	1	38	-0.200	
	48	10	90	1	48	-0.500	
	61	8	80	1	61	-0.500	
	71	6.3	112	1	71	+0.0556	
80'	6.3	63	1	80	-0.5556		
315	7.75	16	140	4	31	-0.1875	
	10.25'	12.5	112	4	41	+0.220	
	13.25	10	90	4	53	+0.500	
	15.5	16	140	2	31	-0.1875	
	20.5'	12.5	112	2	41	+0.220	
	26.5	10	90	2	53	+0.500	
	31	16	140	1	31	-0.1875	
	41'	12.5	112	1	41	+0.220	
	53	10	90	1	53	+0.500	
	61	8	140	1	61	+0.125	
	69	8	80	1	69	-0.125	
82'	6.3	112	1	82	+0.1111	自锁	
355	7.25	20	140	4	29	-0.250	
	9.5'	16	112	4	38	-0.3125	
	12.25	12.5	112	4	49	-0.580	

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权！

续表 34.1-13

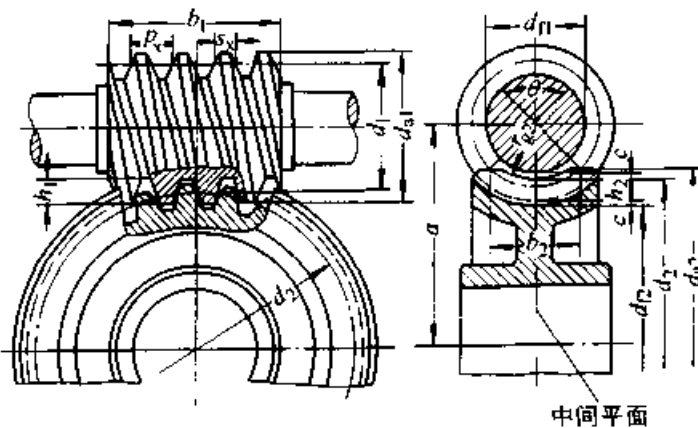
中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆 直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位 系数 x_2	说明
355	15.25	10	90	4	61	+0.500	自锁
	19 [*]	16	112	2	38	-0.3125	
	24.5	12.5	112	2	49	-0.580	
	30.5	10	90	2	61	+0.500	
	38 [*]	16	112	1	38	-0.3125	
	49	12.5	112	1	49	-0.580	
	61	10	90	1	61	+0.500	
	71	8	140	1	71	+0.125	
	79 [*]	8	80	1	79	-0.125	
400	7.75	20	160	4	31	+0.500	自锁
	10.25 [*]	16	140	4	41	+0.125	
	13.5	12.5	112	4	54	+0.520	
	15.5	20	160	2	31	+0.500	
	20.5 [*]	16	140	2	41	+0.125	
	27	12.5	112	2	54	+0.520	
	31	20	160	1	31	+0.050	
	41 [*]	16	140	1	41	+0.125	
	54	12.5	112	1	54	+0.520	
	63	10	160	1	63	+0.500	
	71 [*]	10	90	1	71	0.000	
	82 [*]	8	140	1	82	+0.250	
450	7.25	25	180	4	29	-0.100	自锁
	9.75 [*]	20	140	4	39	-0.500	
	12.25	16	112	4	49	+0.125	
	15.75	12.5	112	4	63	+0.020	
	19.5 [*]	20	140	2	39	-0.500	
	24.5	16	112	2	49	+0.125	
	31.5	12.5	112	2	63	+0.020	
	39 [*]	20	140	1	39	-0.500	
	49	16	112	1	49	+0.125	
	63	12.5	112	1	63	+0.020	
	73	10	160	1	73	+0.500	
	81 [*]	10	90	1	61	0.000	

续表 34.1-13

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆 直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位 系数 x_2	说明
500	7.75	25	200	4	31	+0.500	
	10.25*	20	160	4	41	+0.500	
	13.25	16	140	4	53	+0.375	
	15.5	25	200	2	31	+0.500	
	20.5*	20	160	2	41	+0.500	
	26.5	16	140	2	53	+0.375	
	31	25	200	1	31	+0.500	
	41*	20	160	1	41	+0.500	
	53	16	140	1	53	+0.375	
	63	12.5	200	1	63	+0.500	
	71	12.5	112	1	71	+0.020	
83*	10	160	1	83	+0.500		

- 注：1. 本表适用于 ZA、ZN、ZI 和 ZK 蜗杆传动。
 2. 有“*”者为基本传动比。
 3. 表中的自锁，只有在静止状态和无振动时才能保证。

表 34.1-14 普通圆柱蜗杆传动基本几何关系式 (摘自 GB/T 10085—1988)



序号	名称	代号	关系式	示例 1
1	中心距	a	$a = (d_1 + d_2 + 2x_2 m) / 2$	180 mm
2	蜗杆头数	z_1	由实际需要确定	2
3	蜗轮齿数	z_2	$z_2 = iz_1$	61
4	齿形角	α	$\alpha_s = 20^\circ$ 或 $\alpha_n = 20^\circ$	20°
5	模数	m	$m = m_n = \frac{m_n}{\cos \gamma}$	5 mm
6	传动比	i	$i = n_1 / n_2$	30.5

续表 34.1-14

序号	名称	代号	关系式	示例 1
7	齿数比	u	$u = z_2/z_1$ 当蜗杆主动时, $i = u$	6 1/2
8	蜗轮变位系数	x_2	$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{d_1 + d_2}{2m}$	0.5
9	蜗杆直径系数	q	$q = \frac{d_1}{m}$	10
10	蜗杆轴向齿距	p_x	$p_x = \pi m$	15.7 mm
11	蜗杆导程	p_z	$p_z = \pi m z_1$	31.4 mm
12	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = m q$	50 mm
13	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$	60 mm
14	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2(h_a^* m + c)$	38 mm
15	顶隙	c	$c = c^* m$	1 mm
16	渐开线蜗杆基圆直径	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \tan \gamma / \tan \gamma_b = m z_1 / \tan \gamma_b$	23.72 mm
17	蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* \cdot m = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_1)$	5 mm
18	蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = \frac{1}{2}(d_1 - d_{f1})$	6 mm
19	蜗杆齿高	h_1	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{f1})$	11 mm
20	蜗杆导程角	γ	$\tan \gamma = m z_1 / d_1 = z_1 / q$	11°18'36"
21	渐开线蜗杆基圆导程角	γ_b	$\cos \gamma_b = \cos \gamma \cos a_0$	22°51'43"
22	蜗杆齿宽	b_1	$z_1 = 1.2$ 时 $b_1 \geq (12 + 0.1 z_2) m$ $z_1 = 3.4$ 时 $b_1 \geq (13 + 0.1 z_2) m$	95 mm
23	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = m z_2 = 2a - d_1 - 2x_2 m$	305 mm
24	蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	320 mm
25	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	298 mm
26	蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_2) = m(h_a^* + x_2)$	7.5 mm
27	蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{f2}) = m(h_a^* - x_2 + c^*)$	3.5 mm
28	蜗轮齿高	h_2	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{f2})$	11 mm
29	蜗轮咽喉母圆半径	r_{g2}	$r_{g2} = a - \frac{1}{2} d_{a2}$	20 mm
30	蜗轮齿宽	b_2	$b_2 \geq 0.65 d_{a1}$	40 mm
31	蜗轮齿宽角	θ	$\theta = 2 \arcsin(\frac{b_2}{d_1})$	98°55'

续表 13.1-14

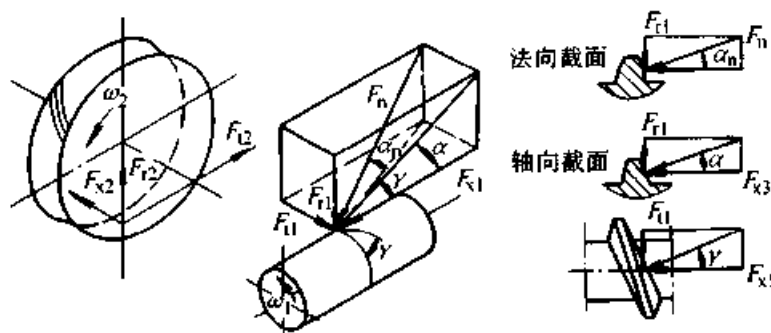
序号	名称	代号	关系式	示例 1
32	蜗杆轴向齿厚	s_x	$s_x = \frac{1}{2} \pi m$	7.85 mm
33	蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_x \cos \gamma$	7.70 mm
34	蜗轮齿厚	s_1	按蜗杆节圆处轴向齿槽宽 e_x 确定	
35	蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1 + 2x_2 m = m(q + 2x_2)$	55 mm
36	蜗轮节圆直径	d'_2	$d'_2 = d_2$	305 mm

注：表中示例 1 的数值见 2.7 节计算示例。

表 34.1-15 z_1 、 q 与 γ 的对应值

z_1	q					z_1	q				
	16	12	10	9	8		16	12	10	9	8
1	3°34'35"	4°45'49"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"	3	10°37'11"	14°02'10"	16°41'57"	18°26'06"	20°33'22"
2	7°07'30"	9°27'44"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"	4	14°02'10"	18°26'06"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"

表 34.1-16 蜗杆传动力的计算公式



名称	单位	计算公式	名称	单位	计算公式
蜗杆圆周力 F_{t1} 蜗轮轴向力 F_{x2}	N	$F_{t1} = -F_{x2} = \frac{2T_1}{d_1}$	法向力	N	$F_n = \frac{F_{x1}}{\cos \gamma \cos \alpha_n}$
蜗杆轴向力 F_{x1} 蜗轮圆周力 F_{t2}	N	$F_{x1} = F_{t2} = -\frac{2T_2}{d_2}$	蜗杆传递的转矩 T_1	N·m	$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$ P_1 —— 输入功率 (kW) n_1 —— 蜗杆转速 (r/min)
蜗杆径向力 F_{r1} 蜗轮径向力 F_{r2}	N	$F_{r1} = -F_{r2} \approx -F_{t2} \tan \alpha_x$	蜗轮轴传递的转矩	N·m	$T_2 = T_1 \eta$ η —— 传动效率

表中参数的含义及有关说明：

1) T_2 —— 蜗轮轴传递的转矩 (N·m)；

2) K —— 载荷系数。

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 \quad (34.1-9)$$

表 34.1-17 蜗杆传动的强度和刚度计算公式

项目	计算公式/mm	校核公式/MPa
接触强度计算	$m\sqrt{q} \geq \sqrt{\left(\frac{15\ 150}{z_2\sigma_{HP}}\right)^2 KT_2}$	$\sigma_H = \frac{15\ 150}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq \sigma_{HP}$
弯曲强度计算	$m\sqrt{q} \geq \sqrt{\frac{2\ 000KT_2}{z_2Y_2\sigma_{FP}\cos\gamma}}$	$\sigma_F = \frac{2\ 000KT_2}{d_1\cdot d_2\cdot mY_2\cos\gamma} \leq \sigma_{FP}$
刚度验算	$v_1 = \frac{\sqrt{F_0^2 + F_0^2} L^3}{48EI} \leq 0.002\ 5d_1$	

K_1 ——动载荷系数，当蜗轮圆周速度 $v_2 \leq 3\text{m/s}$ 时 $K_1 = 1$ ， $v_2 > 3\text{m/s}$ 时 $K_1 = 1.1 \sim 1.2$ ；

K_2 ——啮合质量系数， $K_2 = 0.95 \sim 1.2$ ，蜗杆、蜗轮精度高于 8 级，啮合部位符合技术要求取低值；

K_3 ——小时载荷率系数，由图 34.1-6 查取；

K_4 ——环境温度系数，由表 34.1-18 查取；

K_5 ——工作情况系数，由表 34.1-19 查取；

K_6 ——风扇系数，由图 34.1-7 查取。

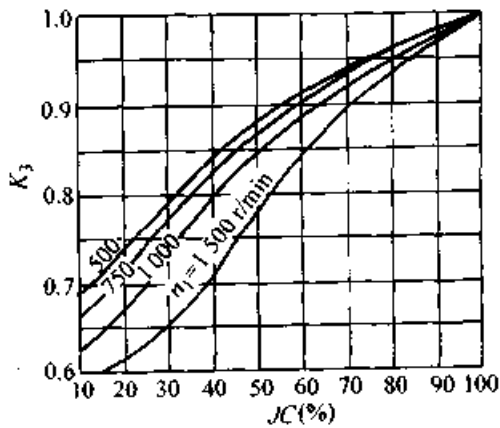


图 34.1-6 小时载荷率系数 K_3

注：小时载荷率 $JC = \frac{\text{每小时载荷工作时间 (min)}}{60\text{ (min)}} \times 100\%$

小时载荷率以每小时工作最长时间计算，当 $JC < 15\%$ 时按 15% 计算；连续工作一小时，取 $JC = 100\%$ ；转向频繁改变时，取工作时间之和。

表 34.1-18 环境温度系数 K_4

蜗杆转速 /(r/min)	环境温度/°C				
	0~25	25~30	30~35	35~40	40~45
1 500	1.00	1.09	1.18	1.52	1.87
1 000	1.00	1.08	1.16	1.46	1.78
750	1.00	1.07	1.13	1.37	1.62
500	1.00	1.05	1.09	1.18	1.36

表 34.1-19 工作情况系数 K_5

载荷性质	均匀、 无冲击	不均匀、 小冲击	不均匀、 大冲击
起动次数/h ⁻¹	< 25	25~50	> 50
起动载荷	小	较大	大
K_5	1.0	1.15	1.2

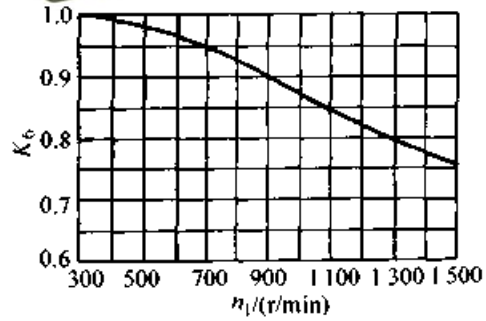


图 34.1-7 风扇系数 K_6

在初步设计时可取 $K = 1.1 \sim 1.4$ 。验算时再精确计算。

3) σ_{HP} ——许用接触应力 (MPa)。

虽然一般是计算蜗轮齿的强度，但它与蜗杆齿的表面硬度有较大关系，表 34.1-20 给出了蜗杆的常用材料，热处理方法和硬度，供设计时选用。

表 34.1-20 蜗杆常用材料

材 料	热 处 理	硬 度
45(用于不重要的或低速传动)	调质	220~250HBS
45、40Cr、35SiMn、42SiMn、37SiMo2MoV、38SiMnMo(用于重载或较重要的传动)	表面淬火	45~55HRC
20Cr、20Mn2B、20MnVB、20CrMnTi、20SiMnVB(用于高速重载或冲击较大和精度要求较高的传动)	渗碳淬火	56~63HRC

对于 $N < 10^7$ 时含锡青铜蜗轮的许用接触应力为

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hbp} Z_s Z_N \quad (34.1-10)$$

式中 σ_{Hbp} —— $N = 10^7$ 时蜗轮材料的许用接触应力 (MPa) 见表 34.1-21。

Z_s ——滑动速度影响系数，由图 34.1-8 查取。

Z_N ——寿命系数，由图 34.1-9 查取。

N ——应力循环次数，稳定载荷时：

$N = n_2 t$; 变载荷时:

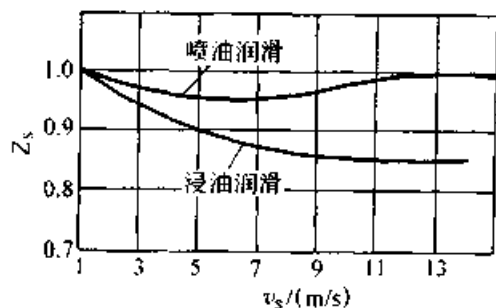


图 34.1-8 滑动“速度”影响系数 Z_v

$$\text{接触: } N_H = 60 \sum n_i t_i \left(\frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^4 \quad (34.1-11)$$

$$\text{弯曲: } N_F = 60 \sum n_i t_i \left(\frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^8 \quad (34.1-12)$$

式中 t ——总的工作时间 (h);
 n_2 ——蜗轮转速 (r/min);
 n_i, t_i, T_{2i} ——蜗轮在不同载荷下的转速 (r/min)、工作时间 (h)、转矩 (N·m);
 $T_{2\max}$ ——蜗轮传递最大转矩 (N·m)。

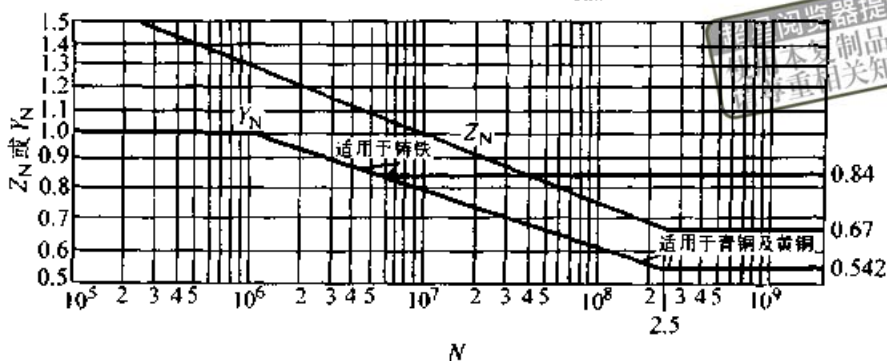


图 34.1-9 寿命系数 Z_N

表 34.1-21 $N = 10^7$ 时的含锡蜗轮材料的许用接触应力 σ_{Hbp}

蜗轮材料	铸造方法	适用的滑动速度 $v_s / (m/s)$	机械性能 σ_{Hbp} / MPa			
			σ_s / MPa	σ_b / MPa	蜗杆齿面硬度	
					< 350HBS	> 45HRC
ZCuSn10Pb1	砂模	≤ 12	137	220	180	200
	金属模	≤ 25	196	310	200	220
ZCuSn5Pb5Zn5	砂模	≤ 10	78	200	110	125
	金属模	≤ 12			135	150

无锡青铜、黄铜及铸铁的许用接触应力 σ_{Hbp} 见表 34.1-22。

表 34.1-22 无锡青铜、黄铜及铸铁的许用接触应力 σ_{Hbp} (MPa)

蜗轮材料	蜗杆材料	滑动速度 $v_s / (m/s)$							
		0.25	0.5	1	2	3	4	6	8
ZCuAl10Fe3、ZCuAl10Fe3Mn2	钢经淬火*	—	245	225	210	180	160	115	90
ZCuZn38Mn2Pb2	钢经淬火*	—	210	200	180	150	130	95	75
HT200、HT150 (= 120~150HBS)	渗碳钢	160	130	115	90	—	—	—	—
HT150 (= 120~150HBS)	调质或淬火钢	140	110	90	970	—	—	—	—

注: 标有*的蜗杆如未经淬火, 其 σ_{Hbp} 值需降低 20%。

4) σ_{FP} ——许用弯曲应力

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Fbp} Y_N \quad (34.1-13)$$

$N = 10^6$ 时蜗轮材料的许用弯曲应力 σ_{Fbp} ,

由表 34.1-23 查取。

Y_N ——寿命系数, 由图 34.1-9 查取。

5) Y_2 ——蜗轮齿形系数, 由表 34.1-24 查取。

6) I ——蜗杆中央部分惯性矩 (mm^4)

表 34.1-23 $N = 10^6$ 时蜗轮材料的许用弯曲应力 σ_{Fbp}

材料组	蜗轮材料	铸造方法	适用的滑动速度 $v_s / (m/s)$	力学性能		σ_{Fbp} / MPa	
				σ_s / MPa	σ_b / MPa	一侧受载	两侧受载
锡青铜	ZCuSn10Pb1	砂模	≤ 12	130	220	50	30
		金属模	≤ 25	170	310	70	40
	ZCuSn5Pb5Zn5	砂模	≤ 10	90	200	32	24
		金属模	≤ 12	—	—	40	28
铝青铜	ZCuAl10Fe3	砂模	≤ 10	180	490	80	63
		金属模	≤ 10	200	540	90	80
	ZCuAl10Fe3Mn2	砂模	≤ 10	—	490	—	—
		金属模	≤ 10	—	—	540	100
锰黄铜	ZCuZn38Mn2Pb2	砂模	≤ 10	—	—	60	55
		金属模	≤ 10	—	—	—	—
铸铁	HT150	砂模	≤ 2	—	150	40	25
	HT200	砂模	$\leq 2 \sim 5$	—	200	47	30
	HT250	砂模	$\leq 2 \sim 5$	—	250	55	35

表 34.1-24 蜗轮齿形系数 Y_2

z_2	10	11	12	13	14	15	16	17	18
y_2	0.220	0.242	0.270	0.282	0.300	0.311	0.326	0.338	0.346
z_2	19	20	22	24	26	28	30	35	40
y_2	0.355	0.362	0.376	0.389	0.398	0.403	0.410	0.424	0.431
z_2	45	50	60	70	80	90	100	150	200
y_2	0.441	0.446	0.455	0.461	0.467	0.472	0.476	0.483	0.490

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} \quad (34.1-14)$$

E ——弹性模数 (MPa);

L ——蜗杆两端支承点距离 (mm)。

通过初步强度计算求得 $m \sqrt[3]{q}$ 值后, 可参考表 34.1-25 确定 m 和 q 的值。

表 34.1-25 m 、 q 和 $m \sqrt[3]{q}$ 值

m / mm	q	$m \sqrt[3]{q}$	m / mm	q	$m \sqrt[3]{q}$	m / mm	q	$m \sqrt[3]{q}$	
2	10	4.31	(3.5)	10	7.54	(6)	9	12.5	
	12	4.58		12	8.01		10	12.9	
	16	5.04		10	8.62		12	13.7	
2.5	10	5.39	4	12	9.16	6.3	9	13.1	
	12	5.72		16	10.08		10	13.6	
	16	6.3		10	9.69		12	14.4	
(3)	10	6.46	(4.5)	12	10.3	(7)	9	14.6	
	12	6.87		5	9		10.4	10	15.1
	16	7.56			10		10.8	12	16.0
3.15	10	6.79	(5.5)	12	11.45	8	8	16	
	12	7.21		9	9		11.4	9	16.6
	16	7.94			10		11.8	10	17.2

续表 34.1-25

m/mm	q	$m\sqrt[3]{q}$	m/mm	q	$m\sqrt[3]{q}$	m/mm	q	$m\sqrt[3]{q}$
10	9	20.8	12.5	8	25	16	9	33.3
	10	21.5		10	26.9		10	34.5
	12	22.9						
(12)	9	25.0	(14)	8	28	20	8	40
	10	25.9		10	30.2		9	41.6
	12	27.4						

注：在本表中，模数 m 根据 GB/T 10088—1988 选取，括号内为第二系列。

2.4 热平衡计算

热平衡计算就是要求蜗杆传动装置在允许的温升范围内将过多的热量全部散发出去，以保证蜗杆传动的温度在控制范围内。

传动工作中损耗的功率

$$P_v = P_1(1 - \eta) \quad (34.1-15)$$

式中 P_1 ——输入功率 (W)；

η ——蜗杆传动效率。

自然通风下，箱体表面散出的热量 P_Q (W) 以功率计为

$$P_Q = KA(t_1 - t_2) \quad (34.1-16)$$

式中 K ——平均散热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ，一

般在 $K = 8 \sim 18 W/(m^2 \cdot K)$ 范围内选取，工作环境利于散热可取较大值，否则取较小值；

A ——传动装置的散热面积 (m^2)，计算时可按长方体表面积计算，但对于散热条件较差（如箱底）及凸缘、散热片表面积，可只算其表面积的 50%；

t_1 ——润滑油温度 ($^{\circ}C$)，一般不超过 $80^{\circ}C$ ；

t_2 ——环境温度 ($^{\circ}C$)。

当 $P_Q \geq P_v$ 时，即满足热平衡条件。如果不满足，可考虑采用如图 34.1-10 所示的冷却装置。

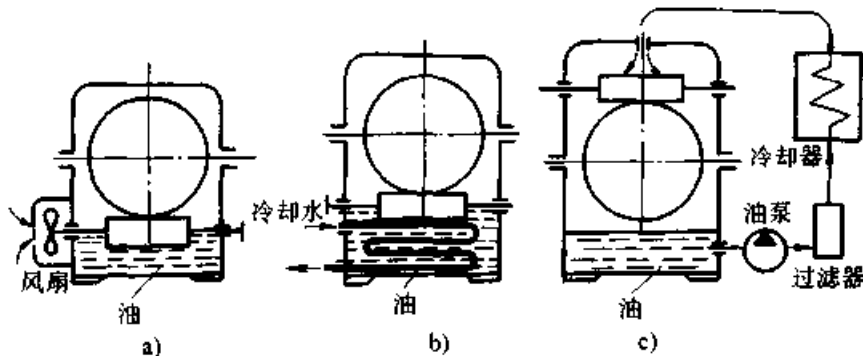


图 34.1-10 蜗杆传动的冷却装置

a) 风扇冷却 b) 水管冷却 c) 喷油冷却

2.5 蜗杆和蜗轮的结构

蜗杆一般与轴做成一体，称为蜗杆轴（图 34.1-11a），当蜗杆直径较大，而且蜗杆轴所用材料不同时，可做成装配式结构（图 34.1-11b）。

蜗轮的结构有整体式（图 34.1-11c）和组合式（图 34.1-11d, e），其结构尺寸设计详见本篇第 2 章第 2.9 节。

2.6 圆柱蜗杆传动的精度

GB/T 10089—1988《圆柱蜗杆、蜗轮精度》规定了圆柱蜗杆、蜗轮精度。其适用范围为轴交角 $\Sigma = 90^{\circ}$ ，模数 $m \geq 1 mm$ 、蜗杆分度圆直径 $d_1 \leq 400 mm$ ，蜗轮分度圆直径 $d_2 \leq 4000 mm$ 的圆柱蜗杆、蜗轮及其传动。

2.6.1 术语、定义和代号（见表 34.1-28）

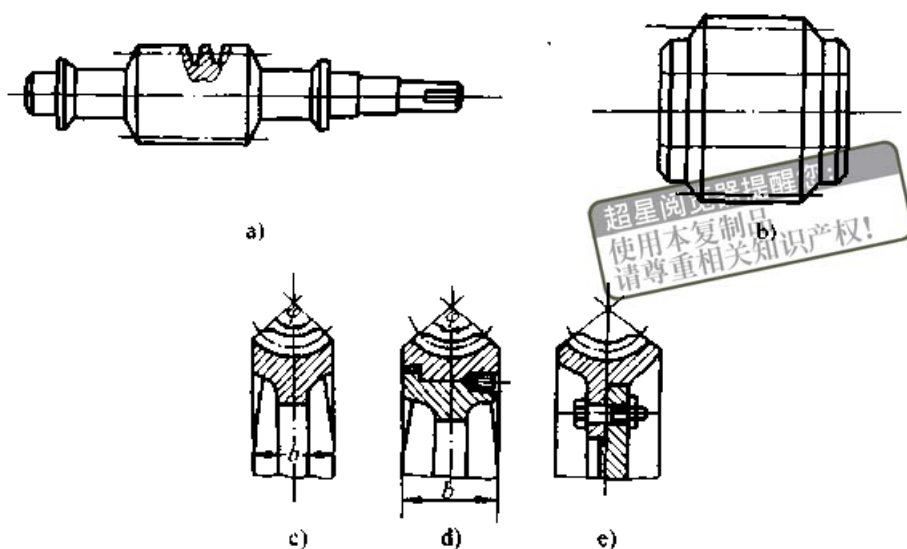


图 34.1-11 蜗杆和蜗轮的结构

a) 整体式蜗杆 b) 装配式蜗杆 c) 整体式蜗轮 d)、e) 组合式蜗轮

2.6.2 精度等级

对蜗杆、蜗轮和蜗杆传动规定了 12 个精度等级；1 级精度最高，12 级精度最低。并按照公差特性对传动性能的主要保证作用，将蜗杆、蜗轮和传动的公差（或极限偏差）分成三个公差组（表 34.1-26）。

表 34.1-26 圆柱蜗杆传动的公差组

公差组		代号	备注
第 I 公差组（保证运动的准确性）	蜗杆：—		
	蜗轮：切向综合公差	F'_{α}	式(34.1-17)
	径向综合公差	F''_{α}	表 34.1-33
	齿距累积公差	F_p	表 34.1-31
	k 个齿距累积公差	F_{pk}	表 34.1-31
	齿圈径向跳动公差	F_r	表 34.1-32
传动：传动切向综合公差	F'_{ic}	式(34.1-19)	
第 II 公差组（保证传动的平稳性）	蜗杆：一转螺旋线公差	f_h	表 34.1-29
	螺旋线公差	f_{hl}	表 34.1-29
	轴向齿距极限偏差	f_{px}	表 34.1-29
	轴向齿距累积公差	f_{pxl}	表 34.1-29
	齿槽径向跳动公差	f_r	表 34.1-30
	蜗轮：一齿切向综合公差	f'_i	式(34.1-18)
	一齿径向综合公差	f''_i	表 34.1-33
	齿距极限偏差	f_{pn}	表 34.1-34
	传动：切向综合公差	f'_{ic}	式(34.1-20)
	第 III 公差组（保证载荷分布均匀性）	蜗杆：齿形公差	f_{H1}
蜗轮：齿形公差		f_{H2}	表 34.1-35
传动：接触斑点			表 34.1-36
中心距极限偏差		f_s	表 34.1-37
轴交角极限偏差		f_{Σ}	表 34.1-38
中间平面极限偏差		f_x	表 34.1-39

根据使用要求不同，允许各公差组选用不同的精度等级组合，但在同一公差组中，各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

蜗杆与配对蜗轮的精度等级一般取成相同，也允许取成不同。对有特殊要求的蜗杆传动，除 F_r 、 F''_i 、 f''_i 、 f_r 外，其蜗杆、蜗轮左右齿面的精度等级也可取成不相同。

2.6.3 蜗杆、蜗轮的检验与公差

根据蜗杆传动的工作要求和生产规模，在各公差组中选定一个检验组来评定和验收蜗杆、蜗轮的精度（表 34.1-27）。当检验组中有两项或两项以上公差或极限偏差时，应以检验组中最低的一项精度来评定蜗杆、蜗轮的精度等级。

表 34.1-27 圆柱蜗杆和蜗轮的检验组

公差组	蜗杆检验组	蜗轮检验组
第 I 公差组		F'_{α} F_p, F_{pk} F_p (用于 5~12 级) F_r (用于 9~12 级) F''_{α} (用于 7~12 级)
第 II 公差组	f_h, f_{hl} (用于单头蜗杆) f_{px}, f_{hl} (用于多头蜗杆) f_{px}, f_{pxl}, f_r f_{px}, f_{pxl} (用于 7~9 级) f_{pk} (用于 10~12 级)	f'_i f''_i (用于 7~12 级) f_{pn} (用于 5~12 级)
第 III 公差组	f_{H1}	f_{H2} 接触斑点 (此时可不检验 f_{H2})

对于各精度等级,蜗杆、蜗轮各检验项目的公差或极限偏差见表 34.1-26。蜗轮的 F'_i, f'_i 值按下列关系式计算确定

$$F'_i = F_p + f_{i2} \quad (34.1-17)$$

$$f'_i = 0.6(f_{pi} + f_{i2}) \quad (34.1-18)$$

标准中规定的公差值是以蜗杆、蜗轮的工作轴线为测量的基准轴线。当实际测量基准不符合本规定时,应从测量结果中消除因基准不同所带来的影响。

当基本蜗杆齿形角 α 不等于 20° 时,则 f_t, F_t, F'_t 和 f'_t 值应乘以系数 $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

2.6.4 齿坯要求

蜗杆、蜗轮在加工、检验、安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致,并应在相应的零件工作图上标注。

2.6.5 传动的检验与公差

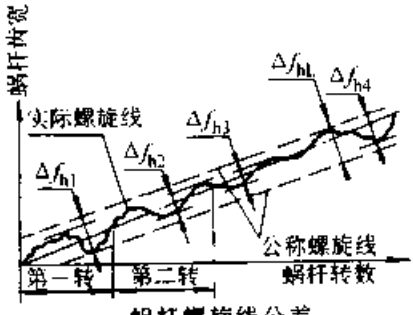
对不可调中心距的蜗杆传动,应检验 $\Delta f_a, \Delta f_z, \Delta f_x$ 和接触斑点,各值见表 34.1-36~34.1-39。

F'_{ic} 和 f'_{ic} 值按下列关系式计算确定:

$$F'_{ic} = F_p + f'_{ic} \quad (34.1-19)$$

$$f'_{ic} = 0.7(f'_i + f'_h) \quad (34.1-20)$$

表 34.1-28 圆柱蜗杆精度术语、定义和代号

序号	名称	代号	定义
1	蜗杆螺旋线误差 	Δf_{hl} f_{hl}	在蜗杆、轮齿的工作齿宽范围(两端不完整齿部分应除外)内,蜗杆分度圆柱面 ^① 上,包容实际螺旋线的最近两条公称螺旋线间的法向距离
2	蜗杆一转螺旋线误差 蜗杆一转螺旋线公差	Δf_h f_h	在蜗杆轮齿的一转范围内,蜗杆分度圆柱面 ^① 上,包容实际螺旋线的最近两条理论螺旋线间的法向距离
3	蜗杆轴向齿距偏差 实际轴向齿距 公称轴向齿距 Δf_{px} 蜗杆轴向齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{px} $+ f_{px}$ $- f_{px}$	在蜗杆轴向截面上实际齿距与公称齿距之差

进行 $\Delta F'_{ic}, \Delta f'_{ic}$ 和接触斑点检验的蜗杆传动,允许相应的第 I、II、III 公差组的蜗杆、蜗轮检验组和 $\Delta f_a, \Delta f_x, \Delta f_z$ 中任意一项误差超差。

2.6.6 蜗杆传动的侧隙

蜗杆传动的最小法向侧隙 j_{nmin} 值列于表 34.1-40 中。

最小法向侧隙由蜗杆齿厚的减薄量来保证,即取蜗杆齿厚上偏差 $E_{s1} = -(j_{nmin} / \cos \alpha_n + E_{\Delta})$,齿厚下偏差 $E_{s1} = E_{s1} - T_{s1}$ 。最大法向侧隙由蜗杆、蜗轮齿厚公差 T_{s1}, T_{s2} 确定。蜗轮齿厚上偏差 $E_{s2} = 0$,下偏差 $E_{s2} = -T_{s2}$ 。对各精度等级的 T_{s1}, T_{s2} 和 E_{Δ} 值分别列于表 34.1-41~表 34.1-43 中。

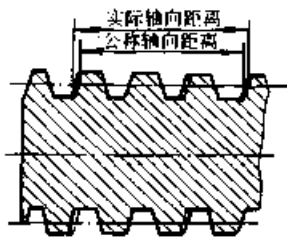
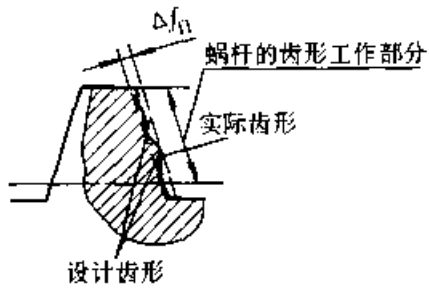
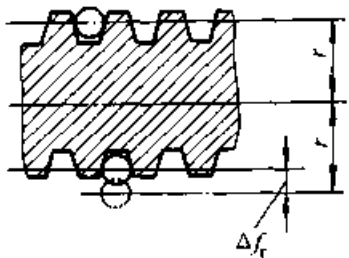
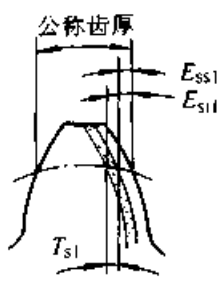
2.6.7 齿坯公差及各公差、极限偏差的关系式

蜗杆、蜗轮齿坯的尺寸、形状公差见表 34.1-44。

基准面的径向和端面跳动公差见表 34.1-45。各精度等级的极限偏差和公差与蜗杆、蜗轮几何参数的关系式见表 34.1-46 和 34.1-47。

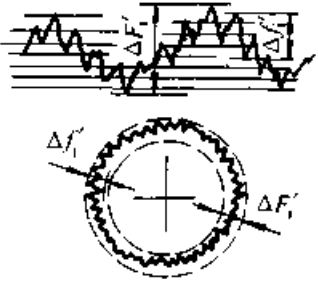
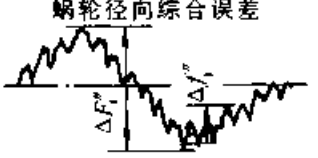
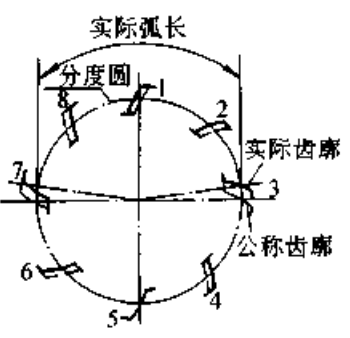
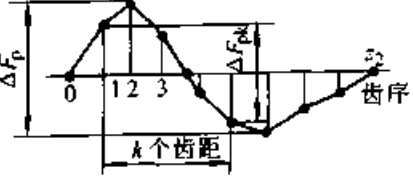
超出本标准规定几何参数范围的蜗杆、蜗轮及传动,允许按表 34.1-46~表 34.1-48 所列的关系式计算确定。

续表 34.1-28

序号	名称	代号	定义
4	蜗杆轴向齿距累积误差  蜗杆齿距累积公差	Δf_{pxL} f_{pxL}	在蜗杆轴向截面上的工作齿宽范围(两端不完整齿部分应除外)内,任意两个同侧齿面间实际轴向距离与公称轴向距离之差的最大绝对值
5	蜗杆齿形误差  蜗杆齿形公差	Δf_{f1} f_{f1}	在蜗杆轮齿给定截面上的齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离 当两条设计齿形线为非等距离的曲线时,应在靠近齿体内的设计齿形线的法线上确定其两者间的法向距离
6	蜗杆齿槽径向跳动  蜗杆齿槽径向跳动公差	Δf_r f_r	在蜗杆任意一转范围内,测头在齿槽内与齿高中部的齿面双面接触,其测头相对于蜗杆轴线的径向最大变动量
7	蜗杆齿厚偏差  蜗杆齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗杆齿厚公差	ΔE_{s1} E_{ss1} E_{s11} T_{s1} E_{ss1} E_{s11} T_{s1}	在蜗杆分度圆柱上,法向齿厚的实际值与公称值之差

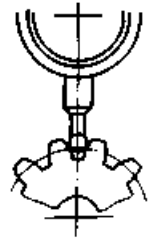

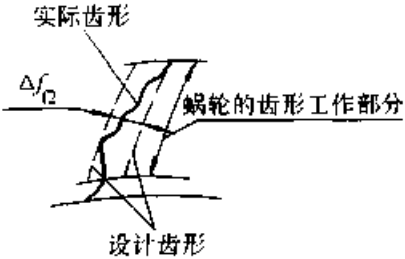
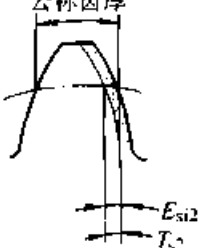
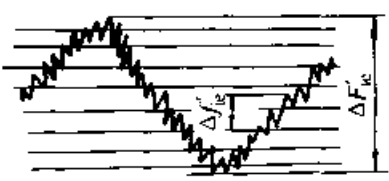
超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请注明知识产权！

续表 34.1-28

序号	名称	代号	定义
8	蜗轮切向综合误差  蜗轮切向综合公差	$\Delta F_t'$ F_t'	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆 [Ⓔ] 在公称轴线位置上单面啮合时,在被测蜗轮一转范围内实际转角与理论转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计
9	蜗轮一齿切向综合误差 蜗轮一齿切向综合公差	$\Delta f_t'$ f_t'	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆 [Ⓔ] 在公称轴线位置上单面啮合时,在被测蜗轮一齿距角范围内实际转角与理论转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计
10	蜗轮径向综合误差  蜗轮径向综合公差	$\Delta F_r'$ F_r'	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,在被测蜗轮一转范围内,双啮中心距的最大变动量
11	蜗轮一齿径向综合误差 蜗轮一齿径向综合公差	$\Delta f_r'$ f_r'	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,在被测蜗轮一齿距角范围内双啮中心距的最大变动量
12	蜗轮齿距累积误差  蜗轮齿距累积公差	ΔF_p F_p	在蜗轮分度圆上 [Ⓔ] ,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的总绝对值
13	蜗轮 k 个齿距累积误差  蜗轮 k 个齿距累积公差	ΔF_{pk} F_{pk}	在蜗轮分度圆上 [Ⓔ] , k 个齿距内同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的总绝对值 k 为 2 到小于 $\frac{1}{2}z_2$ 的整数

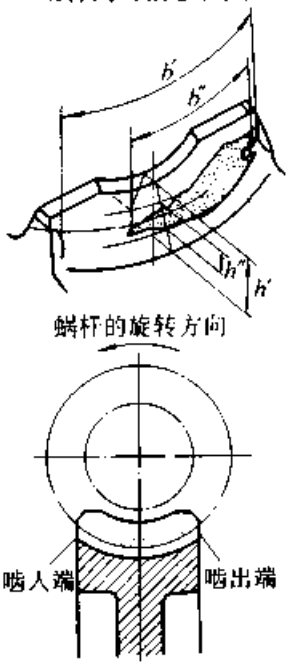
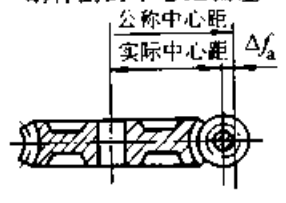
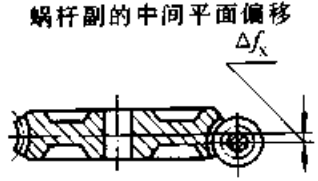
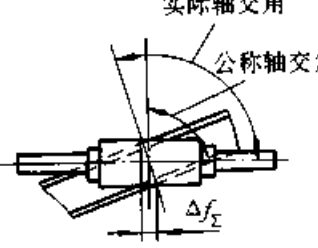
超星浏览器提醒您：
使用本复制品
须尊重知识产权！

超星阅读器提醒您：续表 34.1-28
 使用本复制品
 请注明来源
 定 产 权

序号	名 称	代号	
14	蜗轮齿圈径向跳动  蜗轮齿圈径向跳动公差	ΔF_r F_r	在蜗轮一转范围内,测头在靠近中间平面的齿槽内与齿高中部的齿面双面接触,其测头相对于蜗轮轴线径向距离的最大变动量
15	蜗轮齿距偏差 实际齿距 公称齿距  蜗轮齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{p1} $+f_{p1}$ $-f_{p1}$	在蜗轮分度圆上 ³ ,实际齿距与公称齿距之差 用相对法测量时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值
16	蜗轮齿形误差  蜗轮的齿形工作部分 设计齿形 蜗轮齿形公差	Δf_d f_d	在蜗轮轮齿给定截面上的齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离 当两条设计齿形线为非等距离曲线时,应在靠近齿体内的设计齿形线的法线上确定其两者间的法向距离
17	蜗轮齿厚偏差 公称齿厚  蜗轮齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗轮齿厚公差	ΔE_{s2} E_{s2} E_{s2} T_{s2}	在蜗轮中间平面上,分度圆齿厚的实际值与公称值之差
18	蜗杆副的切向综合误差  蜗杆副的切向综合公差	$\Delta F'_w$ F'_w	安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮和蜗杆相对位置变化的一个整周期内,蜗轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以蜗轮分度圆弧长计

超星阅读器提醒您：
使用本套制品，
请尊重知识产权。

续表 34.1-28

序号	名称	代号	
19	蜗杆副的一齿切向综合误差 蜗杆副的一齿切向综合公差	$\Delta f'_{ic}$ f'_{ic}	安装好的蜗杆副啮合转动时，在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值。以蜗轮分度圆弧长计
20	蜗杆副的接触斑点  蜗杆的旋转方向 啮入端 啮出端		<p>安装好的蜗杆副中，在轻微力的制动下，蜗杆与蜗轮啮合运转后，在蜗轮齿面上分布的接触痕迹。接触斑点以接触面积大小、形状和分布位置表示</p> <p>接触面积大小按接触痕迹的百分比计算确定</p> <p>沿齿长方向——接触痕迹的长度 b'' 与工作长度 b' 之比的百分数，即 $b''/b' \times 100\%$</p> <p>沿齿高方向——接触痕迹的平均高度 h'' 与工作高度 h' 之比的百分数，即 $h''/h' \times 100\%$</p> <p>接触形状以齿面接触痕迹总的几何形状的状态确定</p> <p>接触位置以接触痕迹离齿面啮入、啮出端或齿顶、齿根的位置确定</p>
21	蜗杆副的中心距偏差  蜗杆副的中心距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_a $+f_a$ $-f_a$	在安装好的蜗杆副中间平面内，实际中心距与公称中心距之差
22	蜗杆副的中间平面偏移  蜗杆副的中间平面极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_x $+f_x$ $-f_x$	在安装好的蜗杆副中，蜗轮中间平面与传动中间平面之间的距离
23	蜗杆副的轴交角偏差 实际轴交角  蜗杆副的轴交角极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{Σ} $+f_{\Sigma}$ $-f_{\Sigma}$	<p>在安装好的蜗杆副中，实际轴交角与公称轴交角之差</p> <p>偏差值按蜗轮齿宽确定，以其线性值计</p>

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！续表 34.1-28

序号	名称	代号	定义
24	蜗杆副的侧隙		
	圆周侧隙	j_t	在安装好的蜗杆副中，蜗杆固定不动时，蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的分度圆弧长
	法向侧隙	j_n	在安装好的蜗杆副中，蜗杆和蜗轮的工作齿面接触时，两非工作齿面间的最小距离
	最小圆周侧隙	j_{tmin}	
	最大圆周侧隙	j_{tmax}	
	最小法向侧隙	j_{nmin}	
	最大法向侧隙	j_{nmax}	

- ①允许在靠近蜗杆分度圆柱的同轴圆柱面上检验。
- ②允许用配对蜗杆代替测量蜗杆进行检验。这时，也即为蜗杆副的误差。
- ③允许在靠近中间平面的齿高中部进行测量。
- ④在确定接触痕迹长度 b' 时，应扣除超过模数值的断开部分。

表 34.1-29 蜗杆的公差和极限偏差 f_b 、 f_{hl} 、 f_{px} 、 f_{pxL} 、 f_n 值 (μm)

代号	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
f_b	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.7	2.8	4.5	7.1	11	14	—	—	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	1.3	2.0	3.4	5.6	9	14	20	—	—	—	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	1.7	2.8	4.5	7.1	11	18	25	—	—	—	—	—
	$> 10 \sim 16$	2.2	3.6	5.6	9	15	24	32	—	—	—	—	—
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	—	32	45	—	—	—	—	—
f_{hl}	$\geq 1 \sim 3.5$	2	3.4	5.6	9	14	22	32	—	—	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	2.6	4.2	7.1	11	17	28	40	—	—	—	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	3.4	5.6	9	14	22	36	50	—	—	—	—	—
	$> 10 \sim 16$	4.5	7.1	11	18	32	45	63	—	—	—	—	—
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	—	63	90	—	—	—	—	—
f_{px}	$\geq 1 \sim 3.5$	0.7	1.2	1.9	3.0	4.8	7.5	11	14	20	28	40	56

超星浏览器提醒您：
续表 34.1-29
请勿重复相关知识版权！

代 号	模数 m /mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
f_{px}	>3.5~6.3	1.0	1.4	2.4	3.6	6.3	9	14	20	25	36	53	75
	>6.3~10	1.2	2.0	3.0	4.8	7.5	12	17	25	32	48	67	90
	>10~16	1.6	2.5	4	6.3	10	16	22	32	46	63	85	120
	>16~25	—	—	—	—	—	22	32	45	63	85	120	160
f_{pxL}	$\geq 1\sim 3.5$	1.3	2	3.4	5.3	8.5	13	18	25	36	—	—	—
	>3.5~6.3	1.7	2.6	4	6.7	10	16	24	34	48	—	—	—
	>6.3~10	2.0	3.4	5.3	8.5	13	21	32	45	63	—	—	—
	>10~16	2.8	4.4	7.1	11	17	28	40	56	80	—	—	—
	>16~25	—	—	—	—	—	40	53	75	100	—	—	—
f_{ii}	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	11	16	22	32	45	60	85
	>3.5~6.3	1.6	2.4	3.6	5.6	9	14	22	32	45	60	80	120
	>6.3~10	2.0	3.0	4.8	7.5	12	19	28	40	53	75	110	150
	>10~16	2.6	4.0	6.7	11	16	25	36	53	75	100	140	200
	>16~25	—	—	—	—	—	36	53	75	100	140	190	270

注： f_{px} 应为正、负值（±）。

表 34.1-30 蜗杆齿槽径向跳动公差 f_r 值

(μm)

分度圆直径 d_1/mm	模数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 10	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	11	14	20	28	40	56	75
>10~18	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	12	15	21	29	41	58	80
>18~31.5	$\geq 1\sim 6.3$	1.2	2.0	3.0	4.8	7.5	12	16	22	30	42	60	85
>31.5~50	$\geq 1\sim 10$	1.2	2.0	3.2	5.0	8.0	13	17	23	32	45	63	90
>50~80	$\geq 1\sim 16$	1.4	2.2	3.6	5.6	9.0	14	18	25	36	48	71	100
>80~125	$\geq 1\sim 16$	1.6	2.5	4.0	6.3	10	16	20	28	40	56	80	110
>125~180	$\geq 1\sim 25$	1.8	3.0	4.5	7.5	12	18	25	32	45	63	90	125
>180~250	$\geq 1\sim 25$	2.2	3.4	5.3	8.5	14	22	28	40	53	75	105	150
>250~315	$\geq 1\sim 25$	2.6	4.0	6.3	10	16	25	32	45	63	90	120	170
>315~400	$\geq 1\sim 25$	2.8	4.5	7.5	11.5	18	28	36	53	71	100	140	200

表 34.1-31 蜗轮齿距累积公差 F_p 及 k 个齿距累积公差 F_{pk} 值

(μm)

分度圆弧长 L/mm	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 11.2	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
>11.2~20	1.6	2.5	4.0	6	10	16	22	32	45	63	90	125

续表 34.1-31

分度圆弧长 L/mm	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>20~32	2.0	3.2	5.0	8	12	20	28	40	56	80	112	160
>32~50	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
>50~80	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
>80~160	3.2	5.0	8.0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
>160~315	4.5	7.0	11	18	28	45	63	90	125	180	250	355
>315~630	6.0	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500
>630~1 000	8.0	12	20	32	50	80	112	160	224	315	450	630
>1 000~1 600	10	16	25	40	63	100	140	200	280	400	560	800
>1 600~2 500	11	18	28	45	71	112	160	224	315	450	630	900
>2 500~3 150	14	22	36	56	90	140	200	280	400	560	800	1 120
>3 150~4 000	16	25	40	63	100	160	224	315	450	630	900	1 250
>4 000~5 000	18	28	45	71	112	180	250	355	500	710	1 000	1 400
>5 000~6 300	20	32	50	80	125	200	280	400	560	800	1 120	1 600

注：1. F_v 和 F_{pk} 按分度圆弧长 L 查表：查 F_v 时，取 $L = \frac{1}{2} \pi d_2 = \frac{1}{2} \pi m z_2$ ；查 F_{pk} 时，取 $L = k \pi m$ (k 为 2 到小于 $z_2/2$ 的整数)。2. 除特殊情况外，对于 F_{pk} 、 k 值规定取为小于 $z_2/6$ 的最大整数。表 34.1-32 蜗轮齿圈径向跳动公差 F_r 值(μm)

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	4.5	7.0	11	18	28	40	50	63	80	100	125
	$> 3.5 \sim 6.3$	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	63	80	100	125	160
	$> 6.3 \sim 10$	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.6	5.0	8	13	20	32	45	56	71	90	112	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
	$> 6.3 \sim 10$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	$> 10 \sim 16$	5.0	8	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	$> 6.3 \sim 10$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 10 \sim 16$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 16 \sim 25$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
$> 800 \sim 1 600$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224

续表 34.1-32

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>800~1600	>3.5~6.3	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	>6.3~10	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	>10~16	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	>16~25	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
>1600~2500	$\geq 1\sim 3.5$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	>3.5~6.3	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	>6.3~10	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	>10~16	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	>16~25	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450
>2500~4000	$\geq 1\sim 3.5$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	>3.5~6.3	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	>6.3~10	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	>10~16	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
	>16~25	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450

表 34.1-33 蜗轮径向综合公差 F_r' 值和蜗轮一齿径向综合公差 f_r' 值 (μm)

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	蜗轮径向综合公差 F_r' 值						蜗轮一齿径向综合公差 f_r' 值					
		精 度 等 级											
		7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1\sim 3.5$	56	71	90	112	140	180	20	28	36	45	56	71
	>3.5~6.3	71	90	112	140	180	224	25	36	45	56	71	90
	>6.3~10	80	100	125	160	200	250	28	40	50	63	80	100
>125~400	$\geq 1\sim 3.5$	63	80	100	125	160	200	22	32	40	50	63	80
	>3.5~6.3	80	100	125	160	200	250	28	40	50	63	80	100
	>6.3~10	90	112	140	180	224	280	32	45	56	71	90	112
	>10~16	100	125	160	200	250	315	36	50	63	80	100	125
>400~800	$\geq 1\sim 3.5$	90	112	140	180	224	280	25	36	45	56	71	90
	>3.5~6.3	100	125	160	200	250	315	28	40	50	63	80	100
	>6.3~10	112	140	180	224	280	355	32	45	56	71	90	112
	>10~16	140	180	224	280	355	450	40	56	71	90	112	140
	>16~25	180	224	280	355	450	560	50	71	90	112	140	180
>800~1600	$\geq 1\sim 3.5$	100	125	160	200	250	315	28	40	50	63	80	100
	>3.5~6.3	112	140	180	224	280	355	32	45	56	71	90	112

续表 34.1-33

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	蜗轮径向综合公差 F_r' 值						蜗轮一齿径向综合公差 f_r' 值					
		精 度 等 级											
		7	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	12
>800~1600	>6.3~10	125	160	200	250	315	400	36	50	63	80	100	125
	>10~16	140	180	224	280	355	450	40	56	71	90	112	140
	>16~25	180	224	280	355	450	560	50	71	90	112	140	180
>1600~2500	$\geq 1\sim 3.5$	112	140	180	224	280	355	32	45	56	71	90	112
	>3.5~6.3	125	160	200	250	315	400	36	50	63	80	100	125
	>6.3~10	140	180	224	280	355	450	40	56	71	90	112	140
	>10~16	160	200	250	315	400	500	45	63	80	100	125	160
	>16~25	200	250	315	400	500	630	56	80	100	125	160	200
>2500~4000	$\geq 1\sim 3.5$	125	160	200	250	315	400	36	50	63	80	100	125
	>3.5~6.3	140	180	224	280	355	450	40	56	71	90	112	140
	>6.3~10	160	200	250	315	400	500	45	63	80	100	125	160
	>10~16	180	224	280	355	450	560	50	71	90	112	140	180
	>16~25	200	250	315	400	500	630	56	80	100	125	160	200

表 34.1-34 蜗轮齿距极限偏差 ($\pm f_{pt}$) 的 f_{pt} 值 (μm)

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1\sim 3.5$	1.0	1.6	2.5	4.0	6	10	14	20	28	40	56	80
	>3.5~6.3	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
	>6.3~10	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
>125~400	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
	>3.5~6.3	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	>6.3~10	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	>10~16	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
>400~800	$\geq 1\sim 3.5$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
	>3.5~6.3	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	>6.3~10	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	>10~16	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	>16~25	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
>800~1600	$\geq 1\sim 3.5$	1.2	2.0	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	>3.5~6.3	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	>6.3~10	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140

续表 34.1-34

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>800~1 600	>10~16	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	>16~25	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
>1 600~2 500	$\geq 1\sim 3.5$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	>3.5~6.3	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	>6.3~10	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	>10~16	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
	>16~25	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224
>2 500~4 000	$\geq 1\sim 3.5$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	>3.5~6.3	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	>6.3~10	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
	>10~16	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
	>16~25	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224

表 34.1-35 蜗轮齿形公差 f_{r2} 值 (μm)

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1\sim 3.5$	2.1	2.6	3.6	4.8	6	8	11	14	22	36	56	90
	>3.5~6.3	2.4	3.0	4.0	5.3	7	10	14	20	32	50	80	125
	>6.3~10	2.5	3.4	4.5	6.0	8	12	17	22	36	56	90	140
>125~400	$\geq 1\sim 3.5$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	9	13	18	28	45	71	112
	>3.5~6.3	2.5	3.2	4.5	6.0	8	11	16	22	36	56	90	140
	>6.3~10	2.6	3.6	5.0	6.5	9	13	19	28	45	71	112	180
	>10~16	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	22	32	50	80	125	200
>400~800	$\geq 1\sim 3.5$	2.6	3.4	4.5	6.5	9	12	17	25	40	63	100	160
	>3.5~6.3	2.8	3.8	5.0	7.0	10	14	20	28	45	71	112	180
	>6.3~10	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	24	36	56	90	140	224
	>10~16	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	26	40	63	100	160	250
	>16~25	3.8	5.3	7.5	10.5	16	24	36	56	90	140	224	355
>800~1 600	$\geq 1\sim 3.5$	3.0	4.2	5.5	8.0	11	17	24	36	56	90	140	224
	>3.5~6.3	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	28	40	63	100	160	250
	>6.3~10	3.4	4.8	6.5	9.5	14	20	30	45	71	112	180	280
	>10~16	3.6	5.0	7.5	10.5	15	22	34	50	80	125	200	315
	>16~25	4.2	6.0	8.5	12	19	28	42	63	100	160	250	400

续表 34.1-35

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>1 600~2 500	$\geq 1\sim 3.5$	3.8	5.3	7.5	11	16	24	36	50	80	125	200	315
	$> 3.5\sim 6.3$	4.0	5.5	8.0	11.5	17	25	38	56	90	140	224	355
	$> 6.3\sim 10$	4.0	6.0	8.5	12	18	28	40	63	100	160	250	400
	$> 10\sim 16$	4.2	6.5	9.0	13	20	30	45	71	112	180	280	450
	$> 16\sim 25$	4.8	7.0	10.5	15	22	36	53	80	125	200	315	500
>2 500~4 000	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	6.5	10	14	21	32	50	71	112	180	280	450
	$> 3.5\sim 6.3$	4.8	7.0	10	15	22	34	53	80	125	200	315	500
	$> 6.3\sim 10$	5.0	7.5	10.5	16	24	36	56	90	140	224	355	560
	$> 10\sim 16$	5.3	7.5	11	17	25	38	60	90	140	224	355	560
	$> 16\sim 25$	5.5	8.5	13	19	28	45	67	100	160	250	400	630

表 34.1-36 传动接触斑点的要求

精度等级	接触面积的百分比/%		接触形状	接触位置
	沿齿高不小于	沿齿长不小于		
1 和 2	75	70	接触斑点在齿高方向无断缺, 不允许成带状条纹	接触斑点痕迹的分布位置趋近齿面中部, 允许略偏于啮入端。在齿顶和啮入、啮出端的棱边外不允许接触
3 和 4	70	65		
5 和 6	65	60		
7 和 8	55	50	不作要求	接触斑点痕迹应偏于啮出端, 但不允许在齿顶和啮入、啮出端的棱边接触
9 和 10	45	40		
11 和 12	30	30		

注: 采用修形齿面的蜗杆传动, 接触斑点的要求可不受本标准规定的限制。

表 34.1-37 传动中心距极限偏差 ($\pm f_a$) 的 f_a 值 (μm)

传动中心距 a/mm	精度等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 30	3	5	7	11	17	26	42	65				
$> 30\sim 50$	3.5	6	8	13	20	31	50	80				
$> 50\sim 80$	4	7	10	15	23	37	60	90				
$> 80\sim 120$	5	8	11	18	27	44	70	110				
$> 120\sim 180$	6	9	13	20	32	50	80	125				
$> 180\sim 250$	7	10	15	23	36	58	92	145				
$> 250\sim 315$	8	12	16	26	40	65	105	160				
$> 315\sim 400$	9	13	18	28	45	70	115	180				
$> 400\sim 500$	10	14	20	32	50	78	125	200				

续表 34.1-37

传动中心距 a/mm	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
> 500 ~ 630	11	15	22	35	55		87		140		220	
> 630 ~ 800	13	18	25	40	62		100		160		250	
> 800 ~ 1 000	15	20	28	45	70		115		180		280	
> 1 000 ~ 1 250	17	23	33	52	82		130		210		330	
> 1 250 ~ 1 600	20	27	39	62	97		155		250		390	
> 1 600 ~ 2 000	24	32	46	75	115		185		300		460	
> 2 000 ~ 2 500	29	39	55	87	140		220		350		550	

表 34.1-38 传动轴交角极限偏差 ($\pm f_E$) 的 f_E 值 (μm)

蜗轮齿宽 b_2/mm	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 30	—	—	5	6	8	10	12	17	24	34	48	67
> 30 ~ 50	—	—	5.6	7.1	9	11	14	19	28	38	56	75
> 50 ~ 80	—	—	6.5	8	10	13	16	22	32	45	63	90
> 80 ~ 120	—	—	7.5	9	12	15	19	24	36	53	71	105
> 120 ~ 180	—	—	9	11	14	17	22	28	42	60	85	120
> 180 ~ 250	—	—	—	13	16	20	25	32	48	67	95	135
> 250	—	—	—	—	—	22	28	36	53	75	105	150

表 34.1-39 传动中间平面极限偏差 ($\pm f_x$) 的 f_x 值 (μm)

传动中心距 a/mm	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 30	—	—	5.6	9	14		21		34		52	
> 30 ~ 50	—	—	6.5	10.5	16		25		40		64	
> 50 ~ 80	—	—	8	12	18.5		30		48		72	
> 80 ~ 120	—	—	9	14.5	22		36		56		88	
> 120 ~ 180	—	—	10.5	16	27		40		64		100	
> 180 ~ 250	—	—	12	18.5	29		47		74		120	
> 250 ~ 315	—	—	13	21	32		52		85		130	
> 315 ~ 400	—	—	14.5	23	36		56		92		145	
> 400 ~ 500	—	—	16	26	40		63		100		160	
> 500 ~ 630	—	—	18	28	44		70		112		180	
> 630 ~ 800	—	—	20	32	50		80		130		200	

续表 34.1-39

传动中心距 a/mm	精度等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>800~1 000	—	—	23	36	56		92		145		230	
>1 000~1 250	—	—	27	42	66		105		170		270	
>1 250~1 600	—	—	32	50	78		125		200		315	
>1 600~2 000	—	—	37	60	92		150		240		370	
>2 000~2 500	—	—	44	70	112		180		280		440	

表 34.1-40 蜗杆传动的最小法向侧隙 $j_{n\min}$ 值 (μm)

传动中心距 a/mm	侧隙种类							
	h	g	f	e	d	c	b	a
≤ 30	0	9	13	21	33	52	84	130
>30~50	0	11	16	25	39	62	100	160
>50~80	0	13	19	30	46	74	120	190
>80~120	0	15	22	35	54	87	140	220
>120~180	0	18	25	40	63	100	160	250
>180~250	0	20	29	46	72	115	185	290
>250~315	0	23	32	52	81	130	210	320
>315~400	0	25	36	57	89	140	230	360
>400~500	0	27	40	63	97	155	250	400
>500~630	0	30	44	70	110	175	280	440
>630~800	0	35	50	80	125	200	320	500
>800~1 000	0	40	56	90	140	230	360	560
>1 000~1 250	0	46	66	105	165	260	420	660
>1 250~1 600	0	54	78	125	195	310	500	780
>1 600~2 000	0	65	92	150	230	370	600	920
>2 000~2 500	0	77	110	175	280	440	700	1 100

注：传动的最小圆周侧隙 $j_{\min} \approx j_{n\min} / \cos\gamma' \cos\alpha_n$ 。

式中 γ' ——蜗杆节圆柱量程角； α_n ——蜗杆法向齿形角。

表 34.1-41 蜗杆齿厚公差 T_{s1} 值 (μm)

模数 m/mm	精度等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1\sim 3.5$	12	15	20	25	30	36	45	53	67	95	130	190
>3.5~6.3	15	20	25	32	38	45	56	71	90	130	180	240
>6.3~10	20	25	30	40	48	60	71	90	110	160	220	310
>10~16	25	30	40	50	60	80	95	120	150	210	290	400
>16~25	—	—	—	—	85	110	130	160	200	280	400	550

注：1. 精度等级按蜗杆第 II 公差组确定。

2. 对传动最大法向侧隙 j_{\max} 无要求时，允许蜗杆齿厚公差 T_{s1} 增大，最大不超过两倍。

表 34.1-42 蜗杆齿厚上偏差 (E_{sa}) 中的误差补偿部分 E_{sa} 值(μm)

精度等级	模数 m/mm	传动中心距 a/mm															
		≤ 30	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~180	>180 ~250	>250 ~315	>315 ~400	>400 ~500	>500 ~630	>630 ~800	>800 ~1 000	$>1 000$ ~1 250	$>1 250$ ~1 600	$>1 600$ ~2 000	$>2 000$
1	$\geq 1 \sim 3.5$	3.8	4.2	4.8	5.3	6.5	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	$> 3.5 \sim 6.3$	4.4	4.8	5.3	6.0	6.8	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	$> 6.3 \sim 10$	5.0	5.3	5.6	6.3	7.1	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	7.1	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	22	25	30	30
2	$\geq 1 \sim 3.5$	6.3	7.1	8.0	9.0	10	11	13	14	15	16	18	20	22	28	32	40
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.8	8.0	9.0	9.0	10	11	13	14	15	16	18	20	24	28	32	40
	$> 6.3 \sim 10$	8	9	10	10	11	12	14	15	16	18	20	22	24	28	32	40
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	12	12	13	15	16	16	18	20	22	25	28	36	40
3	$\geq 1 \sim 3.5$	10	10	12	13	15	16	17	19	22	24	26	28	32	40	48	56
	$> 3.5 \sim 6.3$	11	11	13	14	15	17	18	20	22	24	26	30	36	40	48	56
	$> 6.3 \sim 10$	12	13	14	15	16	18	19	20	22	24	28	30	36	40	48	56
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	17	18	20	20	22	24	25	28	32	36	40	48	58
4	$\geq 1 \sim 3.5$	15	16	18	20	22	25	28	30	32	36	40	46	53	63	75	90
	$> 3.5 \sim 6.3$	16	18	19	22	24	26	30	32	36	38	42	48	56	63	75	90
	$> 6.3 \sim 10$	19	20	22	24	25	28	30	32	36	38	45	50	56	65	80	90
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	28	30	32	32	36	38	40	45	50	56	65	80	90
5	$\geq 1 \sim 3.5$	25	25	28	32	36	40	45	48	51	56	63	71	85	100	115	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	28	28	30	36	38	40	45	50	53	58	65	75	85	100	120	140
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	38	40	45	48	50	56	60	68	75	85	100	120	145
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	—	45	48	50	56	60	65	71	80	90	105	120	145
6	$\geq 1 \sim 3.5$	30	30	32	36	40	45	48	50	56	60	65	75	85	100	120	140

续表 34.1-42

精度等级	模数 m/mm	传动中心距 a/mm															
		≤ 30	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~180	>180 ~250	>250 ~315	>315 ~400	>400 ~500	>500 ~630	>630 ~800	>800 ~1000	>1000 ~1250	>1250 ~1600	>1600 ~2000	>2000
6	$>3.5\sim 6.3$	32	36	38	40	45	48	50	56	60	63	70	75	90	100	120	140
	$>6.3\sim 10$	42	45	45	48	50	52	56	60	63	68	75	80	90	105	120	145
	$>10\sim 16$	—	—	—	58	60	63	65	68	71	75	80	85	95	110	125	150
	$>16\sim 25$	—	—	—	—	75	78	80	85	85	90	95	100	110	120	135	160
	$\geq 1\sim 3.5$	45	48	50	56	60	71	75	80	85	85	95	105	135	160	190	225
7	$>3.5\sim 6.3$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225
	$>6.3\sim 10$	60	63	65	71	75	80	85	90	95	105	115	130	140	165	195	225
	$>10\sim 16$	—	—	—	80	85	90	95	100	105	110	125	135	150	170	200	230
	$>16\sim 25$	—	—	—	—	115	120	120	125	130	135	145	155	165	185	210	240
	$\geq 1\sim 3.5$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225
8	$>3.5\sim 6.3$	68	71	75	78	80	85	90	95	100	110	120	130	145	170	195	230
	$>6.3\sim 10$	80	85	90	90	95	100	100	105	110	120	130	140	150	175	200	235
	$>10\sim 16$	—	—	—	110	115	115	120	125	130	135	140	155	165	185	210	240
	$>16\sim 25$	—	—	—	—	150	155	155	160	160	170	175	180	190	210	230	260
	$\geq 1\sim 3.5$	75	80	90	95	100	110	120	130	140	155	170	190	220	260	310	360
9	$>3.5\sim 6.3$	90	95	100	105	110	120	130	140	150	160	180	200	225	260	310	360
	$>6.3\sim 10$	110	115	120	125	130	140	145	155	160	170	190	210	235	270	320	370
	$>10\sim 16$	—	—	—	160	165	170	180	185	190	200	220	230	255	290	335	380
	$>16\sim 25$	—	—	—	—	215	220	225	230	235	245	255	270	290	320	360	400
	$\geq 1\sim 3.5$	100	105	110	115	120	130	140	145	155	165	185	200	230	270	310	360
10	$>16\sim 25$	—	—	—	—	140	145	155	160	170	180	200	210	240	280	320	370
	$3.5\sim 6.3$	120	125	130	135	140	145	155	160	170	180	200	210	240	280	320	370

续表 34.1-42

精度等级	模数 m/mm	传动中心距 a/mm															
		≤ 30	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~180	>180 ~250	>250 ~315	>315 ~400	>400 ~500	>500 ~630	>630 ~800	>800 ~1000	>1000 ~1250	>1250 ~1600	>1600 ~2000	>2000 ~2500
10	$>6.3\sim 10$	155	160	165	170	175	180	185	190	200	205	220	240	260	290	340	380
	$>10\sim 16$	—	—	—	210	215	220	225	230	235	240	260	270	290	320	360	400
	$>16\sim 25$	—	—	—	—	280	285	290	295	300	305	310	320	340	370	400	440
11	$\geq 1\sim 3.5$	140	150	160	170	180	190	200	220	240	250	280	310	350	410	480	560
	$>3.5\sim 6.3$	180	185	190	200	210	220	230	250	260	280	300	330	370	420	490	570
	$>6.3\sim 10$	220	230	230	240	250	260	270	280	290	310	330	350	390	440	510	590
	$>10\sim 16$	—	—	—	290	300	310	310	320	340	350	370	390	430	470	530	610
	$>16\sim 25$	—	—	—	—	400	410	410	420	430	440	450	470	500	540	600	670
12	$\geq 1\sim 3.5$	190	190	200	210	220	230	240	250	270	280	310	330	370	430	490	580
	$>3.5\sim 6.3$	250	250	250	260	270	280	290	300	310	320	340	370	410	460	520	600
	$>6.3\sim 10$	290	300	300	310	310	320	330	340	350	360	380	400	440	480	540	620
	$>10\sim 16$	—	—	—	400	400	410	410	420	430	440	450	470	500	540	600	670
	$>16\sim 25$	—	—	—	—	520	530	530	540	540	550	560	580	600	640	680	750

注：精度等级按蜗杆的第Ⅱ公差组确定。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 34.1-43 蜗轮齿厚公差 T_{d2} 值

(μm)

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤125	≥1~3.5	30	32	36	45	56	71	90	110	130	160	190	230
	>3.5~6.3	32	36	40	48	63	85	110	130	160	190	230	290
	>6.3~10	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
>125~400	≥1~3.5	30	32	38	48	60	80	100	120	140	170	210	260
	>3.5~6.3	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	>6.3~10	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	>10~16	—	—	—	—	80	110	140	170	210	260	320	390
	>16~25	—	—	—	—	—	130	170	210	260	320	390	470
>400~800	≥1~3.5	32	36	40	48	63	85	110	130	160	190	230	290
	>3.5~6.3	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	>6.3~10	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	>10~16	—	—	—	—	85	120	160	190	230	290	350	430
	>16~25	—	—	—	—	—	140	190	230	290	350	430	550
>800~1600	≥1~3.5	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	>3.5~6.3	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	>6.3~10	32	36	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	>10~16	—	—	—	—	85	120	160	190	230	290	350	430
	>16~25	—	—	—	—	—	140	190	230	290	350	430	550
>1600~2500	≥1~3.5	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	>3.5~6.3	32	38	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	>6.3~10	36	40	50	63	85	120	160	190	230	290	350	430
	>10~16	—	—	—	—	90	130	170	210	260	320	390	490
	>16~25	—	—	—	—	—	160	210	260	320	390	490	610
>2500~4000	≥1~3.5	32	38	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	>3.5~6.3	36	40	50	63	85	120	160	190	230	290	350	430
	>6.3~10	36	45	53	67	90	130	170	210	260	320	390	490
	>10~16	—	—	—	—	100	140	190	230	290	350	430	550
	>16~25	—	—	—	—	—	160	210	260	320	390	490	610

注：1. 精度等级按蜗轮第Ⅱ公差组确定。

2. 在最小法向侧隙能保证的条件下， T_{d2} 公差带允许采用对称分布。

表 34.1-44 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

精度等级		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	尺寸公差	IT4	IT4	IT4		IT5	IT6	IT7	IT8	IT8		IT8	
	形状公差	IT1	IT2	IT3		IT4	IT5	IT6	IT7	IT7		—	
轴	尺寸公差	IT4	IT4	IT4		IT5	IT6	IT6	IT7	IT7		IT8	
	形状公差	IT1	IT2	IT3		IT4	IT4	IT5	IT6	IT6		—	
齿顶圆直径公差		IT6		IT7			IT8			IT9		IT11	

注：1. 当三个公差组的精度等级不同时，按最高精度等级确定公差。
 2. 当齿顶圆不作测量齿厚基准时，尺寸公差按 IT11 确定，但不得大于 0.1 mm。
 3. IT 为标准公差，按 GB/T 1800.3—1998 的规定确定。

表 34.1-45 蜗杆、蜗轮齿坯基准面径向和端面跳动公差 (μm)

基准面直径 d/mm	精度等级					
	1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
≤ 31.5	1.2	2.8	4	7	10	10
$> 31.5 \sim 63$	1.6	4	6	10	16	16
$> 63 \sim 125$	2.2	5.5	8.5	14	22	22
$> 125 \sim 400$	2.8	7	11	18	28	28
$> 400 \sim 800$	3.6	9	14	22	36	36
$> 800 \sim 1\ 600$	5.0	12	20	32	50	50
$> 1\ 600 \sim 2\ 500$	7.0	18	28	45	71	71
$> 2\ 500 \sim 4\ 000$	10	25	40	63	100	100

注：1. 当三个公差组的精度等级不同时，按最高精度等级确定公差。
 2. 当以齿顶圆作为测量基准时，也即为蜗杆、蜗轮的齿坯基准面。

表 34.1-46 极限偏差和公差与蜗杆几何参数的关系式

精度等级	f_h		f_{hL}		$\pm f_{px}$		f_{pxL}		f_r		f_{fl}		T_{st}	
	$f_h =$		$f_{hL} =$		$f_{px} =$		$f_{pxL} =$		$f_r =$		$f_{fl} =$		$T_{st} =$	
	$A_m + C$		$A_m + C$		$A_m + C$		$A_m + C$		$A d_1 + C$		$A_m + C$		$A_m + C$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C
1	0.110	0.8	0.22	1.64	0.08	0.56	0.132	1.02	0.005	1.0	0.13	0.80	1.23	8.9
2	0.180	1.32	0.364	2.62	0.12	0.92	0.212	1.63	0.007	1.52	0.21	1.33	1.5	11.1
3	0.284	2.09	0.575	4.15	0.19	1.45	0.335	2.55	0.011	2.4	0.34	2.1	1.9	13.9
4	0.45	3.3	0.91	6.56	0.3	2.28	0.53	4.03	0.018	3.8	0.53	3.3	2.4	17.3
5	0.72	5.2	1.44	10.4	0.48	3.6	0.84	6.38	0.028	6.0	0.84	5.2	3.0	21.6
6	1.14	8.2	2.28	16.5	0.76	5.7	1.33	10.1	0.044	9.5	1.33	8.2	3.8	27
7	1.6	11.5	3.2	23.1	1.08	8.2	1.88	14.3	0.063	13.4	1.88	11.8	4.7	33.8
8	—	—	—	—	1.51	11.4	2.64	20	0.088	18.8	2.64	16.3	5.9	42.2

续表 34.1-46

精度等级	f_h		f_{hL}		$\pm f_{pv}$		$f_{p\alpha L}$		f_r		f_n		T_d	
	$f_h = Am + C$		$f_{hL} = Am + C$		$f_{pv} = Am + C$		$f_{p\alpha L} = Am + C$		$f_r = Ad_1 + C$		$f_n = Am + C$		$T_d = Am + C$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C
9	—	—	—	—	2.10	16	3.8	28	0.124	26.4	3.69	22.8	7.3	52.8
10	—	—	—	—	3.0	22.4	—	—	0.172	36.9	5.2	32	10.2	73.8
11	—	—	—	—	4.2	31	—	—	0.24	52	7.24	44.8	14.4	103.4
12	—	—	—	—	5.8	44	—	—	0.34	72	10.2	63	20.1	144.7

注：采用代号： m ——蜗杆轴向模数 (mm)； d_1 ——蜗杆分度圆直径 (mm)。

表 34.1-47 极限偏差和公差与蜗轮几何参数的关系式

精度等级	F_p (或 F_{pk})		F_r		F''_r		$\pm f_{pv}$		f'_r		f_{α}		$\pm f_z$	
	$F_p = B\sqrt{L} + C$		$F_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$F''_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f_{pv} = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f'_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f_{\alpha} = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.0125A$		$f_z = B\sqrt{b_2} + C$	
	B	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	B	C
1	0.25	0.63	0.224	2.8	—	—	0.063	0.8	—	—	0.063	2	—	—
2	0.40	1	0.355	4.5	—	—	0.10	1.25	—	—	0.10	2.5	—	—
3	0.63	1.6	0.56	7.1	—	—	0.16	2	—	—	0.16	3.15	0.50	2.5
4	1	2.5	0.90	11.2	—	—	0.25	3.15	—	—	0.25	4	0.63	3.2
5	1.6	4	1.40	18	—	—	0.40	5	—	—	0.40	5	0.8	4
6	2.5	6.3	2.24	28	—	—	0.63	8	—	—	0.63	6.3	1	5
7	3.55	9	3.15	40	4.5	56	0.90	11.2	1.25	16	1	8	1.25	6.3
8	5	12.5	4	50	5.6	71	1.25	16	1.8	22.4	1.6	10	1.8	8
9	7.1	18	5	63	7.1	90	1.8	22.4	2.24	28	2.5	16	2.5	11.2
10	10	25	6.3	80	9.0	112	2.5	31.5	2.8	35.5	4	25	3.55	16
11	14	35.5	8	100	11.2	140	3.55	45	3.55	45	6.3	40	5	22.4
12	20	50	10	125	14.0	180	5	63	4.5	56	10	63	7.1	31.5

注：1. 采用代号： m ——模数 (mm)； d_2 ——蜗轮分度圆直径 (mm)； L ——蜗轮分度圆弧长 (mm)； b_2 ——蜗轮齿宽 (mm)。

2. $d_2 \leq 400$ mm 的 F_r 、 F''_r 公差按表中所列关系式再乘以 0.8 确定。

表 34.1-48 极限偏差或公差间的相关关系式

序号	代号	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	f_a	$\frac{1}{2}IT4$	$\frac{1}{2}IT5$	$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$		$\frac{1}{2}IT9$		$\frac{1}{2}IT10$		$\frac{1}{2}IT11$	
2	f_v	$0.8f_a$											
3	f_{\min}	h (0), g (IT5), f (IT6), e (IT7), d (IT8), c (IT9), b (IT10), a (IT11)											

续表 34.1-48

序号	代号	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4	j_{Hmax}	$(E_{\text{H1}} + T_{\text{H1}} + T_{\text{H2}} \cos \gamma') \cos \alpha_n + 2 \sin \alpha_n \sqrt{\frac{1}{4} F_t^2 + f_t^2}$											
5	j_1	$\approx j_n / \cos \gamma' \cos \alpha_n$											
6	E_{H1}	$-(j_{\text{Hmin}} / \cos \alpha_n + E_{\text{H1}})$											
7	E_{H2}	$\sqrt{f_t^2 + 10 f_{\text{pk}}^2}$											
8	T_{H2}	$1.3 F_t + 25$											

注：采用代号： γ' ——蜗杆节圆柱导程角； α_n ——蜗杆法向齿形角；IT——标准公差，按 GB/T 1800.3—1998 的规定。

2.7 计算示例

设计某机器中减速器的蜗杆传动，已知：蜗杆转速 $n_1 = 1460$ r/min，蜗轮转速 $n_2 = 48$ r/min，蜗轮轴转矩 $T_2 = 450$ N·m，工作平稳，预期寿命 8 000 h，并允许 n_2 可有 $\pm 5\%$ 误差，用 ZA 型蜗杆传动。

【解】 (1) 初步计算

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1460}{48} = 30.4, \text{ 允许 } i = 28.9 \sim 31.9$$

范围内

选 $z_1 = 2$ ， $z_2 = 60$ 则 $i = 30$ (在许用范围内)。

选蜗杆材质 40Cr，淬火硬度 >45HRC

蜗轮圈材质 ZCuSn10Pb1 金属模铸造，在表 34.1-21 中查得 $\sigma_{\text{Hbp}} = 220$ MPa。

由式 (34.1-10) 计算其许用接触应力

$$\sigma_{\text{HP}} = \sigma_{\text{Hbp}} Z_S Z_N$$

估计 $v_s \approx 5$ m/s， $Z_S = 0.9$ (图 34.1-8)

$$N = 60 \frac{n_1 h}{i} = 60 \times \frac{1460}{30} \times 8000 = 2.34 \times 10^7$$

从图 34.1-9 查得 $N = 2.34 \times 10^7$ 时 $Z_N = 0.85$

所以 $\sigma_{\text{HP}} = 220 \times 0.9 \times 0.85$ MPa = 168 MPa

机器工作平稳，取 $K = 1.1$

由表 34.1-17 得计算式

$$m^3 \sqrt{q} = \sqrt{\left(\frac{15150}{Z_2 \sigma_{\text{HP}}}\right)^2 KT_2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{15150}{60 \times 168}\right)^2 \times 1.1 \times 450} \text{ mm} = 10.38 \text{ mm}$$

由表 34.1-25 查得 $m = 5$ mm， $q = 9$ 。再由表 34.1-13 确定下列各参数：

$a = 180$ mm， $i = 30.5$ ， $m = 5$ mm， $q = 10$ ， $d_1 = 50$ mm， $z_1 = 2$ ， $z_2 = 61$ ， $x_2 = +0.5$ ， $d_2 = 305$ mm， $\gamma = 11^\circ 18' 36''$ ， $v_s = 3.9$ m/s。

(2) 接触强度验算

确定 K 值

$$v_s = 3.9 \text{ m/s} \quad K_1 = 1.1。$$

$$\text{取 7 级精度} \quad K_2 = 1.1。$$

$$\text{取 } JC = 100\% \quad K_3 = 1 \text{ (图 34.1-6)}。$$

$$\text{取 } 30^\circ\text{C} \quad K_4 = 1.1 \text{ (表 34.1-18)}。$$

$$\text{工作稳定} \quad K_5 = 1 \text{ (表 34.1-19)}。$$

$$\text{安装风扇} \quad K_6 = 0.75 \text{ (图 34.1-7)}。$$

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 =$$

$$1.1 \times 1.1 \times 1 \times 1.1 \times 1 \times 0.75 \approx 1$$

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{15150}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} = \frac{15150}{305} \sqrt{\frac{1 \times 450}{50}} \text{ MPa}$$

$$= 149 \text{ MPa} < \sigma_{\text{HP}} = 168 \text{ MPa}$$

接触强度足够。

(3) 弯曲强度验算

确定 Y_2 及 σ_{FP} ：

$$Y_2 = 0.455 \text{ (表 34.1-24)}$$

$$Y_N = 0.71 \text{ (图 34.1-9)}; \sigma_{\text{FPb}} = 70 \text{ MPa (表 34.1-23)}$$

$$\sigma_{\text{FP}} = \sigma_{\text{FPb}} Y_N = 70 \times 0.71 \text{ MPa} = 49.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{F}} = \frac{2000KT_2}{d_1 d_2 m Y_2 \cos \gamma} =$$

$$\frac{2000 \times 1 \times 450}{50 \times 305 \times 5 \times 0.455 \cos 11.31^\circ} \text{ MPa} =$$

$$26.5 \text{ MPa} < 49.7 \text{ MPa}$$

弯曲强度足够。

(4) 蜗杆、蜗轮及蜗杆传动的公差或极限偏差见表 34.1-49 (采用 7 级精度)。

(5) 蜗杆工作图 (图 34.1-12)

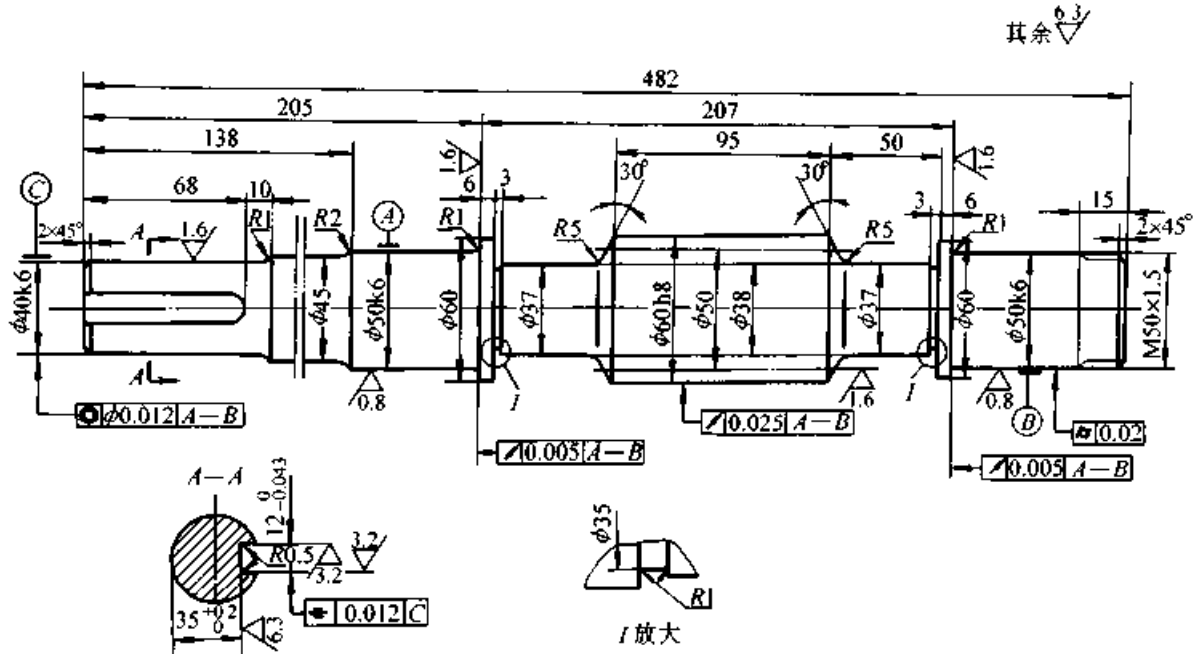
蜗轮工作图 (图 34.1-13)

表 34.1-49 蜗杆、蜗轮及传动的公差或极限偏差

对象	项目名称	代号	公差或极限偏差/ μm	说明	
蜗 杆	螺旋线公差	f_{hL}	40	按表 34.1-29	
	一转螺旋线公差	f_h	20	按表 34.1-29	
	轴向齿距极限偏差	$\pm f_{pa}$	± 14	按表 34.1-29	
	轴向齿距累积公差	f_{paL}	24	按表 34.1-29	
	齿槽径向跳动公差	f_r	17	按表 34.1-30	
	齿形公差	f_{li}	22	按表 34.1-29	
	齿厚上偏差	E_{s1}	-110.5	$E_{s1} = -(j_{\text{min}}/\cos\alpha_n + E_{s0})$	
	齿厚公差	T_{s1}	56	按表 34.1-41	
	齿厚下偏差	E_{s1}	-166.5	$E_{s1} = E_{s1} - T_{s1}$	
蜗 轮	切向综合公差	F'_i	106	$F'_i = F_p + f_{i2}$	
	径向综合公差	F''_i	71	按表 34.1-33	
	齿距累积公差	F_p	90	按表 34.1-31	
	齿圈径向跳动公差	F_r	56	按表 34.1-32	
	一齿切向综合公差	f'_i	21.6	$f'_i = 0.6(f_{p1} + f_{i2})$	
	一齿径向综合公差	f''_i	28	按表 34.1-33	
	齿距极限偏差	$\pm f_{p1}$	± 20	按表 34.1-34	
	齿形公差	f_{i2}	16	按表 34.1-35	
	齿厚极限偏差	E_{s2}	-120	$E_{s2} = 0, E_{s2} = -T_{s2}$	
	齿厚公差	T_{s2}	120	按表 34.1-43	
传 动	传动切向综合公差	F'_{ic}	119	$F'_{ic} = F_p + f'_{ic}$	
	传动一齿切向综合公差	f'_{ic}	29	$f'_{ic} = 0.7(f'_i + f_h)$	
	接触斑点	沿齿高	>55%	按表 34.1-36	
		沿齿长	>50%		
		中心距极限偏差	$\pm f_a$	± 50	按表 34.1-37
		中间平面极限偏差	$\pm f_x$	± 40	按表 34.1-39
		轴交角极限偏差	$\pm f_z$	± 14	按表 34.1-38
	最小法向侧隙	j_{min}	40	按表 34.1-40	

超星阅览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！



技术条件

1. 材料：40Cr，整体调质 230 ~ 260HBS，齿面淬火 40 ~ 45HRC。
2. 两端中心孔 B4/12.5 GB/T 4459.5—1999。

蜗杆类型		ZA
蜗杆头数	z_1	2
轴向模数	m	5
轴截面齿形角	α	20°
变位系数	x_1	0
分度圆柱导程角	γ	11°18'36"
螺旋线方向		右
精度等级	7 级	GB/T 10089—1988
齿槽径向跳动公差	f_r	0.017
轴向齿距累积公差	f_{paL}	0.024
轴向齿距极限偏差	$\pm f_{pa}$	± 0.014
螺旋线公差	f_{HL}	0.040
齿形公差	f_{II}	0.022

图 34.1-12 蜗杆工作图

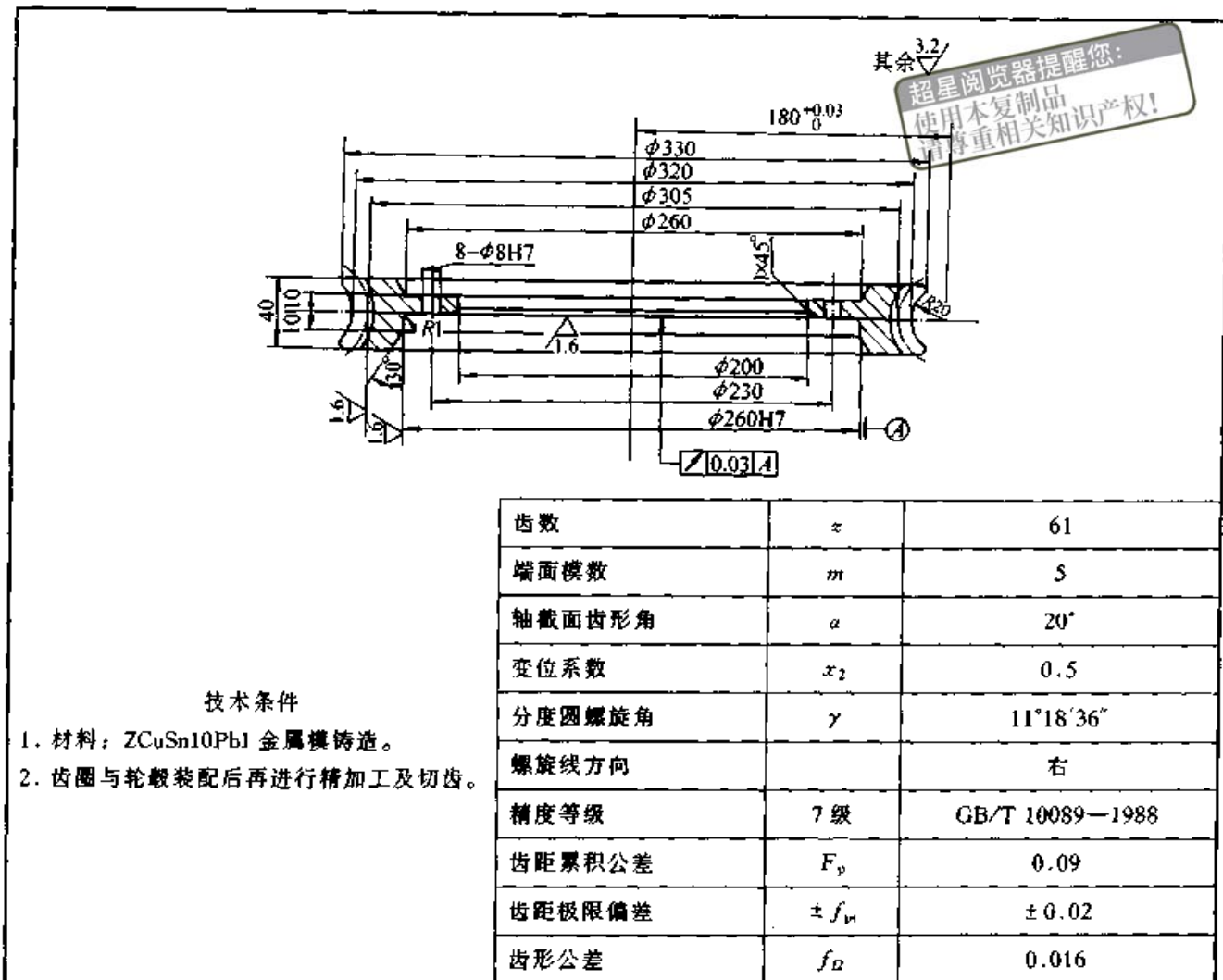


图 34.1-13 蜗轮工作图

3 圆弧圆柱蜗杆传动 (ZC 蜗杆)

齿面是圆环面包络曲面的圆柱蜗杆, 称为圆弧圆柱蜗杆。通常, 蜗杆齿面为凹面, 其齿面的产形曲面为圆环面的外表面。这种蜗杆与其共轭的蜗轮组成圆弧圆柱蜗杆传动。

圆弧圆柱蜗杆传动可分为圆环面包络圆柱蜗杆传动和轴向圆弧齿圆柱蜗杆两种。

3.1 圆弧圆柱蜗杆传动类型

3.1.1 圆环面包络圆柱蜗杆传动 (ZC_1 及 ZC_2)

(1) ZC_1 蜗杆传动

蜗杆齿面是圆环面砂轮 (砂轮轴平面上刀具铲形线是圆环面母面上的一段圆弧) 与蜗杆作相对螺旋运动时砂轮曲面族的包络面。砂轮轴线与蜗杆轴线的轴交角等于蜗杆分度圆柱导程角, 砂轮与蜗杆的瞬时接触线为空间曲线。砂轮与蜗杆

的相对位置如图 34.1-14 所示。

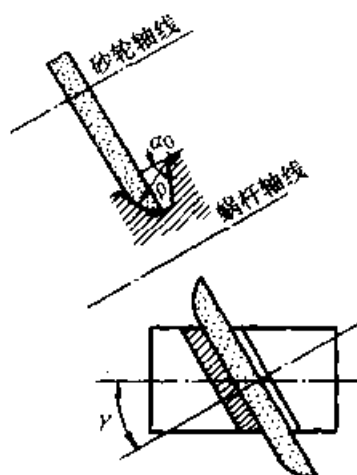


图 34.1-14 ZC_1 蜗杆的加工

(2) ZC_2 蜗杆传动

这种传动与 ZC_1 蜗杆传动不同的是砂轮轴线与蜗杆轴线的轴交角为某一角度, 砂轮与蜗杆的瞬时接触线与砂轮的轴向齿廓为互相重合的平面

曲线。砂轮与蜗杆的相对位置如图 34.1-15 所示。

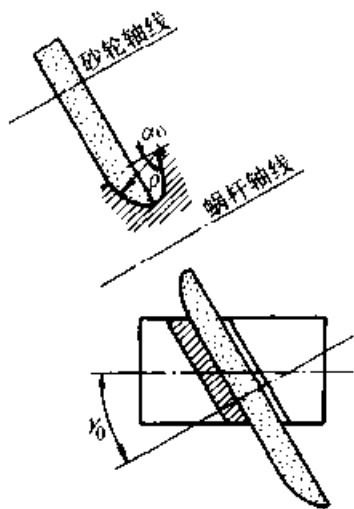


图 34.1-15 ZC₂ 蜗杆的加工

3.1.2 轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动 (ZC₃)

蜗杆齿面是由蜗杆轴平面上一段圆弧绕蜗杆轴线作相对螺旋运动形成。蜗杆齿面是凸圆弧车刀刃的轨迹面，车刀刃置于蜗杆轴平面上。其成形如图 34.1-16 所示。

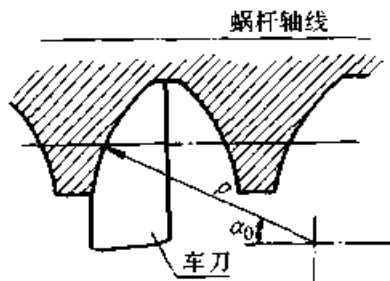


图 34.1-16 ZC₃ 蜗杆的加工

3.2 圆弧圆柱蜗杆传动特性

1) 蜗杆与蜗轮啮合时的瞬时接触线方向与相对速度方向的夹角(润滑角)较大,对齿面间润滑有利,因此能减轻齿面磨损、提高传动效率。

2) 蜗杆和蜗轮两共轭齿面是凹凸啮合,当量曲率小,因而提高了齿的接触强度。又在蜗杆强度不减弱的情况下,蜗轮齿根厚度增加,而增

大了齿的弯曲强度。总的效果是提高了蜗杆传动的承载能力。

3) 制造和安装都比环面蜗杆传动简单。

3.3 轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动的几何参数和尺寸计算

(1) 基本齿廓 (图 34.1-17)

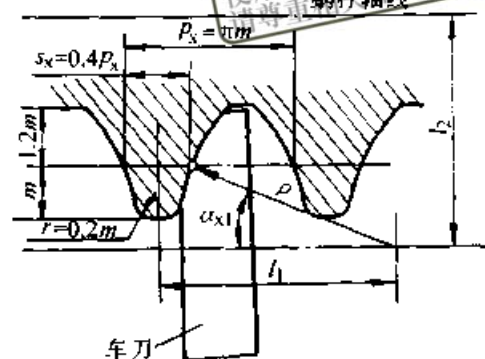


图 34.1-17 基本齿廓

基本齿廓的几何参数除图上所注的外,齿廓曲率半径 ρ 、齿形角 α 和变位系数 x 可按下述原则和推荐范围选取。

1) 齿廓曲率半径 ρ ρ 值的大小直接影响接触线形状、啮合区大小和综合曲率半径大小。显然,直接影响到啮合性能和承载能力。考虑上述因素推荐 ρ 值范围为 $\rho = (5 \sim 5.5)m$ 。

$$\text{通常 } z_1 = 1 \sim 2 \text{ 时, } \rho = 5m \quad (34.1-21)$$

$$z_1 = 4 \text{ 时, } \rho = 5.5m \quad (34.1-22)$$

2) 齿形角 α 推荐 $\alpha = 20^\circ \sim 24^\circ$, 通常取 $\alpha = 23^\circ$ 。

3) 变位系数 x 变位系数对蜗杆传动的啮合质量和承载能力影响很大,并可避免根切和蜗轮齿顶变尖。综合考虑后推荐 x 值范围为: $x = 0.5 \sim 1.5$ 。

$$\text{通常 } z_1 > 2 \text{ 时, 取 } x = 0.7 \sim 1.2 \quad (34.1-23)$$

$$z_1 \leq 2 \text{ 时, 取 } x = 1 \sim 1.5 \quad (34.1-24)$$

(2) 几何尺寸计算公式 (表 34.1-50)

(3) 几何参数搭配推荐值 (表 34.1-51)

表 34.1-50 几何尺寸计算公式

序号	名称	代号	公式	示例 2
1	中心距	a	$a = \frac{1}{2} m (q + z_2 + 2x_2)$	250 mm
2	传动比	i	$i = z_2 / z_1$	31

续表 34.1-50

序号	名称	代号	公式	示例 2
3	蜗杆头数	z_1	根据需要确定	1
4	蜗轮齿数	z_2	$z_2 \approx iz_1$	31
5	模数	m	$m = P_z/\pi$	12 mm
6	蜗杆直径系数	q	$q = d_1/m$	9
7	蜗轮变位系数	x_2	$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{q+z_2}{2}$	+0.833
8	蜗杆轴向齿形角	α	$\alpha = 20^\circ \sim 24^\circ$, 通常取 $\alpha = 23^\circ$	23°
9	齿顶高系数	h_a^*	$h_a^* = 1$	
10	顶隙系数	c^*	$c^* = 0.2$	
11	蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* m = m$	12 mm
12	蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = 1.2 m$	14.4 mm
13	顶隙	c	$c = c^* m = 0.2 m$	2.4 mm
14	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = m q$	108 mm
15	蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = m (q + 2x_2)$	128 mm
16	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$	132 mm
17	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2.4 m$	79.2 mm
18	蜗杆分度圆柱导程角	γ	$\gamma = \arctan \frac{m z_1}{d_1} = \arctan \frac{z_1}{q}$	$6^\circ 20' 25''$
19	蜗杆法向模数	m_n	$m_n = m \cos \gamma$	11.93 mm
20	蜗杆导程	P_z	$P_z = z_1 p_x$	37.7 mm
21	蜗杆轴向齿距	p_x	$p_x = \pi m$	37.7 mm
22	蜗杆螺旋参数	P	$P = P_z/2\pi = m z_1/2$	6
23	蜗杆轴向齿厚	s_x	$s_x = 0.4\pi m$	15.08 mm
24	蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_x \cos \gamma = 0.4\pi m \cos \gamma$	14.99 mm
25	蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = m (h_a^* + x_2)$	22 mm
26	蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = m (h_a^* + c^* - x_2)$	4.4 mm
27	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = m z_2$	372 mm
28	蜗轮节圆直径	d'_2	$d'_2 = d_2 = m z_2$	372 mm
29	蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m (h_a^* + x_2)$	416 mm
30	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2m (h_a^* + c^* - x_2)$	363.2 mm
31	蜗轮外圆直径	d_o	$d_o \leq d_{a2} + (0.8 \sim 1)m$ (取整)	427 mm
32	蜗轮齿宽	b_2	$b_2 = (0.67 \sim 0.7)d_{a1}$ (取整)	92 mm

超星阅读器提醒您：
使用本复制品 续表 34.1-50
请尊重相关知识产权

序号	名称	代号	公 式	示例 2
33	蜗杆齿宽 对磨削蜗杆 b_1 加长量 $m < 6$ 20 mm $m = 7 \sim 9$ 30 mm $m = 10 \sim 14$ 40 mm $m = 16 \sim 25$ 50 mm	$b_1 \geq$	当 $x_2 < 1, z_1 = 1, 2$ 时 $(12.5 + 0.1z_2) m$; 当 $x_2 \geq 1, z_1 = 1, 2$ 时 $(13 + 0.1z_2) m$; 当 $x_2 < 1, z_1 = 3, 4$ 时 $(13.5 + 0.1z_2) m$; 当 $x_2 \geq 1, z_1 = 3, 4$ 时 $(14 + 0.1z_2) m$	188 mm

注：表中示例 2 见 3.5 节计算示例。

表 34.1-51 轴截面圆弧齿圆柱蜗杆传动几何参数搭配推荐值

头数	公称传动比	几何参数	中心距 a (a') /mm											
			80	100	125	160	200	250	(280)	320	(360)	400	(450)	500
4	8	z_2	32	30	31	30	30	31	30	30	30	31	31	31
		m_1	3.5	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
		q	12	9	9	9	9	9	8	8	8	8	8	8
		x	+0.857	+0.5	+0.833	+0.5	+0.5	+0.833	+1	+1	+1	+0.5	+0.954	+0.5
		ρ	20	28	33	44	55	65	77	88	100	110	120	135
	10	z_2	40	39	40	42	39	39	39	42	42	40	40	41
		m_1	3	4	5	6	8	10	11	12	14	16	18	20
		q	12	10	9	9	10	9	10	9	8	8	8	8
		x	+0.667	+0.5	+0.5	+1.167	+0.5	+1	+0.955	+1.167	+0.714	+1	+1	+0.5
		ρ	16	22	28	33	45	55	60	66	77	88	100	110
	12.5	z_2	50	52	51	53	52	51	50	50	53	53	53	52
		m_1	2.5	3	4	5	6	8	9	10	11	12	14	16
		q	12	12	10	9	12	10	10	12	10	12	9	8
		x	+1	+1.333	+0.75	+1	+1.333	+0.75	+1.111	+1	+1.227	+0.833	+1.143	+1.25
		ρ	14	15	22	28	33	45	50	55	60	66	77	88
2	16	z_2	32	30	31	30	30	31	30	30	30	31	31	31
		m_1	3.5	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
		q	12	9	9	9	9	9	8	8	8	8	8	8
		x	+0.857	+0.5	+0.833	+0.5	+0.5	+0.833	+1	+1	+1	+0.5	+0.954	+0.5
		ρ	18	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110	125
	20	z_2	40	38	39	42	38	39	39	42	42	40	40	40
		m_1	3	4	5	6	8	10	11	12	14	16	18	20
		q	12	10	9	9	10	9	10	9	8	8	8	8

续表 34.1-51

头数	公称传动比	几何参数	中心距 a (a') /mm													
			80	100	125	160	200	250	(280)	320	(360)	400	(450)	500		
2	20	x	+0.667	+1	+1	+1.167	+1	+1	+0.955	+1.167	+0.714	+1	+1	+1		
		ρ	15	20	25	30	40	50	55	60	70	80	90	100		
	25	z_2	50	52	50	52	52	50	50	50	53	53	53	52		
		m_1	2.5	3	4	5	6	8	9	10	11	12	14	16		
		q	12	12	10	9	12	10	10	12	10	12	9	8		
		x	+1	+1.333	+1.25	+1.5	+1.333	+1.25	+1.111	+1	+1.227	+0.833	+1.143	+1.25		
		ρ	13	15	20	25	30	40	45	50	55	60	70	80		
		1	31.5	z_2	32	30	31	30	30	31	30	30	30	31	31	31
				m_1	3.5	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
				q	12	9	9	9	9	9	8	8	8	8	8	8
x	+0.857			+0.5	+0.833	+0.5	+0.5	+0.833	+1	+1	+1	+0.5	+0.954	+0.5		
ρ	18			25	30	40	50	60	70	80	90	100	110	125		
40	z_2		40	38	39	42	38	39	39	42	42	40	40	40		
	m_1		3	4	5	6	8	10	11	12	14	16	18	20		
	q		12	10	9	9	10	9	10	9	8	8	8	8		
	x		+0.667	+1	+1	+1.167	+1	+1	+0.955	+1.167	+0.714	+1	+1	+1		
	ρ		15	20	25	30	40	50	55	60	70	80	90	100		
50	z_2	50	52	50	52	52	50	50	50	53	53	53	52			
	m_1	2.5	3	4	5	6	8	9	10	11	12	14	16			
	q	12	12	10	9	12	10	10	12	10	12	9	8			
	x	+1	+1.333	+1.25	+1.5	+1.333	+1.25	+1.111	+1	+1.227	+0.833	+1.143	+1.25			
	ρ	13	15	20	25	30	40	45	50	55	60	70	80			

注：表中 a 、 m 、 ρ 的单位均为 mm。

3.4 圆弧圆柱蜗杆传动承载能力计算

其承载能力计算与普通圆柱蜗杆基本相同，但由于其轮齿弯曲强度远高于齿面接触强度，通常只计算接触强度。计算公式如下：

设计公式

$$a > 222 \sqrt[3]{\frac{KK_z T_2}{\sigma_{HP}^2 K_{gL}}} \quad (34.1-25)$$

验算公式

$$\sigma_H = 3300 \sqrt{\frac{KK_z T_2}{a^3 K_{gL}}} \leq \sigma_{HP} \quad (34.1-26)$$

式中 K_z —— 齿数系数 (图 34.1-18)；

K_{gL} —— 几何参数系数 (图 34.1-19)；

K 和 σ_{HP} 值的确定与普通圆柱蜗杆的相同 (见 2.3 节)。

3.5 计算示例

试设计一蜗杆减速器中的蜗杆传动，该蜗杆传动拟采用 ZC₃ 型。已知 $n_1 = 970$ r/min, $n_2 = 30$ r/min, i 允许 $\pm 5\%$ 的误差, $T_2 = 480$ N·m, 工作平稳, 预期寿命 10 000 h。

[解] (1) 初步计算

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{970}{30} = 32.3 \quad \text{允许范围 } i = 30.7 \sim 40$$

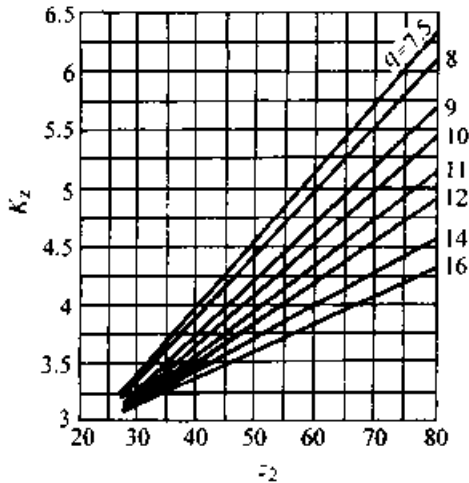


图 34.1-18 齿数系数 K_z

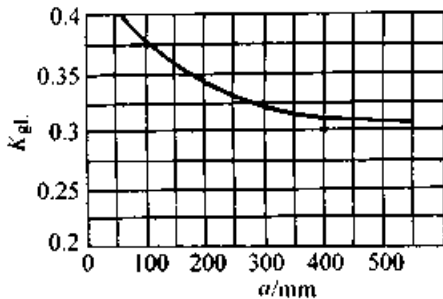


图 34.1-19 几何参数系数 K_{gl}

选 $z_1 = 1$, $z_2 = iz_1 = 31$

选蜗杆材料为 40Cr 淬火 硬度 >45 HRC

蜗轮材料为 ZCuAl10Fe3, 在表 34.1-22 中查得 $\sigma_{HBP} = 90 \text{ MPa}$ (估计 $v_s \leq 8 \text{ m/s}$)。由式 (34.1-10) 计算其许用接触应力。

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HBP} Z_S Z_N$$

在图 34.1-8 中, 根据 $v_s \leq 8 \text{ m/s}$ 得 $Z_S = 0.85$

$$\text{根据 } N = 60 \frac{n_1 h}{i} = \frac{970}{31} \times 60 \times 10\,000 = 1.88 \times 10^7$$

在图 34.1-9 中查得 $Z_N = 0.92$ 。因此

$$\sigma_{HP} = 90 \times 0.85 \times 0.92 \text{ MPa} = 70.4 \text{ MPa}$$

机器工作平稳, 取 $K = 1.1$ 。由图 34.1-18 和图 34.1-19 得 $K_z = 3.2$, $K_{gl} = 0.33$

由式 (34.1-25) 计算中心距 a

$$a > 222 \sqrt[3]{\frac{KK_z T_2}{\sigma_{HP}^2 K_{gl}}} = \sqrt[3]{\frac{1.1 \times 3.2 \times 480}{70.4 \times 0.33}} \text{ mm} = 224.5 \text{ mm}$$

由表 34.1-51 确定各主要参数为: $a = 250 \text{ mm}$, $i = 31.5$ (公称传动比), $z_1 = 1$, $z_2 = 31$, 实际传动比 $i = 31$, $m = 12 \text{ mm}$, $q = 9$, $x = +0.833$, $\rho = 60 \text{ mm}$ 。计算得 $\gamma = 6^\circ 20' 25''$,

$$v_s = 5.5 \text{ m/s} < 8 \text{ m/s}$$

所选参数裕度较大, 不再验算。所有几何尺寸列于表 34.1-50 中。

4 直廓环面蜗杆传动 (TA 蜗杆)

当环面蜗杆轴线平面内的原始型齿廓为直线的蜗杆称为直廓环面蜗杆。这种蜗杆与由这种蜗杆滚刀加工的蜗轮啮合的蜗杆传动, 称为直廓环面蜗杆传动。

直廓环面蜗杆的形成原理是: 一个与蜗杆轴线位于同一平面内的直线 (蜗杆齿面发生线) 与一圆 (成形圆) 相切且固结, 当成形圆绕自身圆心作等角速回转运动, 同时又围绕蜗杆轴线作等角速旋转, 这样发生线在空间所作出的轨迹曲面, 就是直廓环面蜗杆的原始齿面。根据它的成形原理的加工方法如图 34.1-20 所示。车刀的直线刀刃与成形圆相切, 车刀随成形圆一起以等角速度 ω_2 回转的同时, 蜗杆以等角速度 ω_1 回转而切出了直廓环面蜗杆的螺旋齿面。

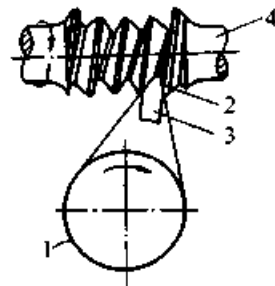


图 34.1-20 直廓环面蜗杆的加工图

1—成形圆 2—刀刃直线 3—车刀 4—蜗杆

与普通圆柱蜗杆传动相比, 它的特点是: 包容齿数多 (即重合度大), 双线接触且润滑角大, 综合曲率半径大。因此, 承载能力可以达到相同中心距普通蜗杆传动的 1.5~3 倍。由于齿面有良好的润滑条件减少了啮合损失, 因此, 传动效率也高。但是有蜗杆齿面难以磨削、制造工艺比较复杂的缺点。

直廓环面蜗杆有“原始型”和“修正型”两类。由于原始型在蜗轮齿面中央有棱线接触, 影响其啮合质量和承载能力, 在实际中应用较少。修正型是在原始型的加工基础上, 将加工工艺参数加以改变。修形后除消除了原始型蜗杆传动的缺点外, 更有扩大接触区、润滑好和改善安装条件等优点。所以, 其啮合性能、传动效率和承载

能力都得到提高。图 34.1-21 是原始型、变位异速修形和抛物线修形三种接触线分布情况。从接

触线数、接触线分布和齿面啮合区大小等因素判别，显然修正型的比原始型的优越。

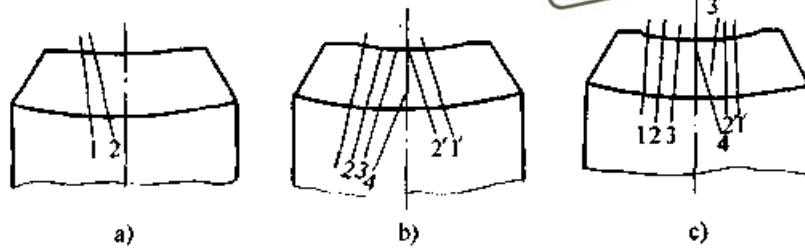


图 34.1-21 原始型与修正型接触线分布图
a) 原始型 b) 变位异速修形 c) 抛物线修形

4.1 直廓环面蜗杆传动的参数选择及几何尺寸计算

首先应该根据承载能力要求确定中心距 a ，然后按表 34.1-52 中所列顺序计算几何尺寸。

4.2 直廓环面蜗杆的修形

4.2.1 倒坡修形

倒坡修形是最简单的一种修形方法，它是将环面蜗杆的螺旋齿面的两端出入口处减薄（图 34.1-22）。倒坡后要求齿面上光滑过渡，修形量见表 34.1-53。倒坡修形主要是为了避免安装时发生干涉，对改善啮合质量作用不大，所以一般用在大中心距的传动中。

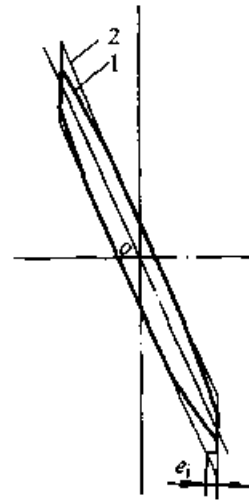
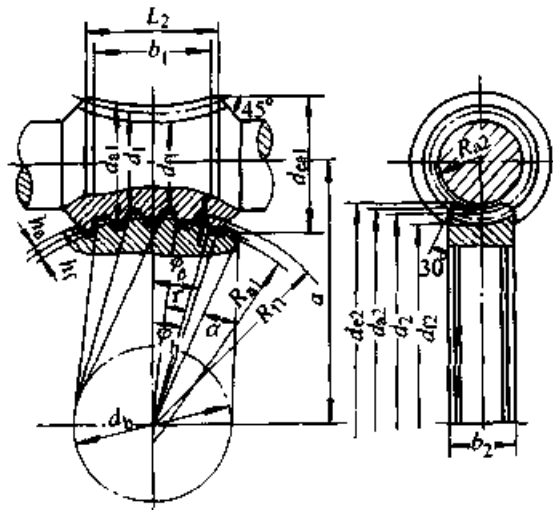


图 34.1-22 倒坡修形

1—倒坡修形后蜗杆螺旋线 2—“原始型”蜗杆螺旋线

表 34.1-52 直廓环面蜗杆传动几何尺寸计算公式



序号	名称	代号	公式及说明	示例 3
1	中心距	a	按承载能力确定	200 mm
2	传动比	i	按使用要求确定	40
3	蜗杆头数	z_1	按 i 和使用要求确定	1

续表 34.1-52

序号	名称	代号	公式及说明	示例 3
4	蜗轮齿数	z_2	$z_2 = iz_1$	40
5	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 \approx 0.68a^{0.875}$ (圆整)	70 mm
6	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = 2a - d_1$	330 mm
7	蜗轮端面模数	m_1	$m_1 = d_2/z_2$	8.25 mm
8	径向间隙	c	$c = 0.2m_1$	1.65 mm
9	齿顶高	h_a	$h_a = 0.75m_1$	6.19 mm
10	齿根高	h_f	$h_f = h_a + c$	7.84 mm
11	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	82.38 mm
12	蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	342.38 mm
13	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	54.32 mm
14	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	314.32 mm
15	蜗杆齿根圆弧半径	R_{f1}	$R_{f1} = a - 0.5d_{f1}$	172.84 mm
16	蜗杆齿顶圆弧半径	R_{a1}	$R_{a1} = a - 0.5d_{a1}$	151.81 mm
17	蜗杆喉部分度圆导程角	γ	$\gamma = \arctan \frac{d_2}{d_{f1}}$	$6^\circ 43' 18''$
18	齿距角	τ	$\tau = 360^\circ/z_2$	9°
19	成形圆直径	d_b	$d_b = (0.63 \sim 0.7) a$ (圆整)	130 mm
20	蜗轮分度圆压力角	α	$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2}$	$23^\circ 11' 59''$
21	蜗杆包围蜗轮齿数	z'	$z' = \frac{z_2}{10} + 0.5$	4.5
22	蜗杆包围蜗轮的工作半角	ψ_h	$\psi_h = 0.5\tau (z' - 0.45)$	$18^\circ 13' 30''$
23	工作起始角	ψ_s	$\psi_s = \alpha - \psi_h$	$4^\circ 58' 29''$
24	蜗杆工作部分长度	b_1	$b_1 = d_2 \sin \psi_h$	103 mm
25	蜗杆最大齿顶圆直径	d_{ca1}	$d_{ca1} = 2 [a - \sqrt{R_{a1}^2 - (0.5b_1)^2}]$	114.38 mm
26	蜗杆最大齿根圆直径	d_{cf1}	$d_{cf1} = 2 [a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5b_1)^2}]$	70.02 mm
27	蜗杆外径处肩带宽度	Δ	$\Delta = m_1$	8 mm
28	蜗轮齿冠圆弧半径	R_{a2}	$R_{a2} = 0.53d_{f1}$	29 mm
29	蜗杆螺牙入口修形量	e_1	$e_1 = (0.0003 + 0.000034i) a$	0.332 mm

续表 34.1-52

序号	名称	代号	公式及说明	示例 3
30	蜗杆螺牙出口修形量	e_n	$e_n = 0.16e_1$	0.053 mm
31	蜗杆法向弦齿厚	\bar{s}_{n1}	$\bar{s}_{n1} = [d_2 \sin 0.225\pi - 2e_1 \left(0.3 - \frac{56.7}{\psi_h z_2}\right)^2] \cos \gamma$	11.63 mm
32	蜗轮法面弦齿厚	\bar{s}_{n2}	$\bar{s}_{n2} = d_2 \sin 0.275\pi \cos \gamma$	14.15 mm
33	齿厚测齿高	蜗杆	$\bar{h}_{n1} = h_a - d_2 \sin^2 \left(\frac{\gamma}{8}\right)$	6.06 mm
		蜗轮	$\bar{h}_{n2} = h_a + d_2 \sin^2 \left(\frac{\gamma}{8}\right)$	6.32 mm

注：表中示例 3 见 3.5 节计算示例。

表 34.1-53 倒坡修形量 (mm)

中心距 a	80	100	125	160	200
修形量	0.15~0.25	0.17~0.28	0.19~0.32	0.24~0.40	0.30~0.50
中心距 a	250	315	400	500	630
修形量	0.32~0.56	0.36~0.63	0.40~0.71	0.45~0.80	0.56~0.90
中心距 a	800	1 000	1 250	1 600	
修形量	0.63~1.00	0.80~1.25	1.00~1.60	1.25~2.00	

4.2.2 抛物线修形 (图 34.1-23)

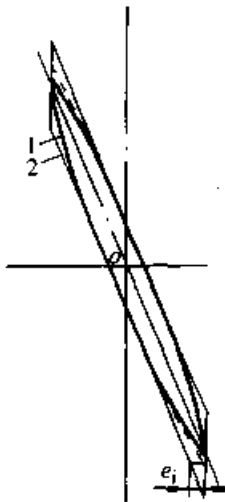


图 34.1-23 抛物线修形

1—抛物线修形后蜗杆螺旋线

2—“原始型”蜗杆螺旋线

抛物线修形是一种变速比修形，变速比 i_{21} 的计算公式如下：

$$i_{21} = \frac{1}{u} + 2C_1 C_3 (C_2 - C_3 \psi_1) \quad (34.1-27)$$

式中 u —— 齿数比

$$C_1 = \frac{2e_1}{d_2 \psi_h^2} \quad (e_1, \psi_h \text{ 见表 34.1-52})$$

$$C_2 = 0.3\psi_h + 0.7a$$

$$C_3 = 0.7 \frac{1}{i}$$

4.2.3 变参数修形

进行抛物线修形需要采用专门机构才能实现，因此在加工时一般多用近似抛物线修形的变参数修形。这种修形方法简便易行，不需在加工环面蜗杆的机床上加添专门机构，只需在加工时将 a 、 u 、 d_b 改变为 a_0 、 u_0 、 d_{b0} ，其参数计算见表 34.1-54。

4.3 直廓环面蜗杆传动承载能力计算

直廓环面蜗杆传动的承载能力计算采用功率表法。表 34.1-55 是 JB/T 7936—1999 规定的直廓环面蜗杆传动的额定输入功率 P_1 和额定输出转矩 T_2 。应用该功率表时，可用下式计算输入功率 P_{ic} 和输出转矩 T_{2c} 。

$$P_{ic} = P_{w1} K_A \quad (34.1-28)$$

$$T_{2c} = T_{w2} K_A \quad (34.1-29)$$

式中 P_{w1} —— 原动机输入功率或实际输入功率 (kW)；

表 34.1-54 直廓环面蜗杆变参数修形计算公式

序号	名称	代号	公式	示例 3
1	变参数修形传动比	i_0	$i_0 = \frac{id_2}{d_2 - 50e_1} = \frac{z_2}{z_1}$	42
2	传动比增量系数	K_1	$K_1 = \frac{i_0 - 1}{i_0}$	0.048
3	变参数修形中心距	a_0	$a_0 = a + \frac{K_1 d_2}{1.9 - 2K_1}$	208.78 mm
4	变参数修形形成圆直径	d_{b0}	$d_{b0} = d_b$	130 mm
			$d_{b0} = d_b + 2(a_0 - a) \sin \alpha$	
5	蜗杆螺牙入口修缘量	e'_1	$e'_1 = 0.6e_1$	0.2 mm
6	修缘长度相应角度值	ψ_x	$\psi_x = \psi_b - 0.6\tau$	12°49'30"
7	入口修缘时中心距增量	Δ_{a0}	$\Delta_{a0} = \frac{e'_1}{\tan(\alpha - \psi_x) - \tan(\alpha - \psi_b)}$	2.08 mm
8	入口修缘时, 被加工面向出口的轴向偏移量	Δ_m	$\Delta_m = \Delta_{a0} \tan(\alpha - \psi_x)$	0.393 mm
9	蜗杆齿根圆弧半径	R_{f10}	$R_{f10} = a_0 - 0.5d_{f1}$	181.62 mm
10	蜗杆齿顶圆弧半径	R_{a10}	$R_{a10} = a_0 - 0.5d_{a1}$	167.59 mm

注: 1. 采用与蜗杆基本一致的滚刀加工蜗轮时, 取 $d_{b0} = d_b$; 采用双飞刀加蜗轮时, 飞刀的基圆取 d_{b0} , 而加工蜗杆基圆应取增大值。

2. 表中示例 3 见 4.5 节计算示例 3。

T_{W2} ——工作机输入转矩或蜗杆传动实际输出转矩 (N·m);

K_A ——工作情况系数, 见表 34.1-56。

表 34.1-55 所列数值的蜗轮齿圈材料为锡青

钢, 如用其他材料时应适当调整, 如采用铝铁青铜时, 建议将计算结果乘以 1.1~1.3; 采用铸铁时乘以 1.8~2.5。

表 34.1-55 额定输入功率 P_1 和额定输出转矩 T_2

公称传动比 i	输入转速 n_1 / (r/min)	功率转矩代号	中心距/mm										
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500
			额定输入功率/kW					额定输出转矩/N·m					
10	1 500	P_1	11.5	20.8	35.4	65.5	111.0	145.0	190.0	248.0	329.0	431.0	526.0
		T_2	665	1 220	2 100	3 840	6 660	8 670	11 380	14 900	19 720	26 450	32 260
	1 000	P_1	9.2	16.8	28.9	53.7	92.3	122.0	161.0	213.0	283.0	369.0	464.0
		T_2	790	1 460	2 530	4 660	8 190	10 800	14 290	18 910	25 080	33 470	42 080
	750	P_1	8.0	14.8	25.6	47.8	82.9	110.0	147.0	196.0	260.0	338.0	433.00
		T_2	910	1 700	2 960	5 490	9 740	12 910	17 300	23 030	30 500	40 590	51 990
	500	P_1	6.1	11.6	20.5	38.7	68.1	90.7	122.0	163.0	217.0	284.0	367.0
		T_2	1 040	1 970	3 520	6 600	11 870	15 800	21 260	28 390	37 740	50 550	65 350
	300	P_1	4.2	8.1	14.6	28.1	50.8	68.5	93.3	126.0	169.0	223.0	289.0

续表 34.1-55

公称传动比 <i>i</i>	输入转速 n_1 / (r/min)	功率转矩代号	中 心 距/mm											
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	
			额定输入功率/kW						额定输出转矩/N·m					
10	300	T_2	1 170	2 250	4 140	7 890	14 570	19 670	26 770	36 160	48 470	65 360	84 880	
12.5	1 500	P_1	10.6	19.4	33.0	58.3	99.4	130.0	171.0	223.0	293.0	384.0	475.0	
		T_2	725	1 330	2 290	4 050	7 060	9 210	12 110	15 830	20 760	27 830	34 440	
	1 000	P_1	8.4	15.6	26.8	44.7	82.2	109.0	145.0	191.0	253.0	330.0	418.0	
		T_2	845	1 580	2 740	4 890	8 620	11 420	15 190	20 010	26 490	35 330	44 800	
	750	P_1	7.3	13.6	23.7	42.4	73.6	97.6	131.0	175.0	232.0	303.0	389.0	
		T_2	970	1 820	3 210	5 740	10 210	13 540	18 170	24 250	32 140	42 920	55 170	
	500	P_1	5.5	10.5	18.7	34.1	60.2	80.4	108.0	145.0	193.0	253.0	327.0	
		T_2	1 100	2 090	3 760	6 870	12 400	16 540	22 290	29 830	39 670	53 200	68 850	
	300	P_1	3.7	7.2	13.1	24.6	44.5	60.2	82.2	111.0	149.0	198.0	257.0	
		T_2	1 200	2 320	4 290	8 050	14 920	20 190	27 540	37 310	50 100	67 750	88 130	
	14	1 500	P_1	9.3	17.3	29.4	51.8	88.3	115.0	151.0	197.0	260.0	342.0	419.0
			T_2	705	1 300	2 250	3 970	6 910	9 000	11 810	15 440	20 360	27 380	33 560
1 000		P_1	7.4	13.9	23.9	42.5	73.2	97.0	129.0	169.0	224.0	294.0	370.0	
		T_2	830	1 550	2 710	4 810	8 470	11 220	14 890	19 580	25 910	34 740	43 730	
750		P_1	6.4	12.2	21.1	37.8	65.6	87.0	117.0	155.0	206.0	269.0	345.0	
		T_2	950	1 800	3 170	5 650	10 050	13 310	17 850	23 780	31 530	42 040	53 940	
500		P_1	4.9	9.4	16.8	30.5	53.8	71.7	96.5	129.0	172.0	225.0	291.0	
		T_2	1 080	2 070	3 710	6 770	12 220	16 280	21 910	29 280	38 960	52 230	67 560	
300		P_1	3.3	6.5	11.8	22.1	40.0	54.0	73.6	99.5	133.0	176.0	229.0	
		T_2	1 170	2 280	4 210	7 880	14 600	19 720	26 870	36 330	48 760	65 880	85 610	
16		1 500	P_1	8.1	14.8	25.2	45.6	78.0	102.0	134.0	175.0	230.0	301.0	390.0
			T_2	690	1 250	2 170	4 130	7 210	9 440	12 430	16 230	21 240	28 430	36 860
	1 000	P_1	6.5	11.9	20.7	37.3	64.4	85.0	114.0	150.0	198.0	259.0	334.0	
		T_2	815	1 490	2 630	4 990	8 790	11 630	15 560	20 510	27 020	36 240	46 650	
	750	P_1	5.7	10.5	18.2	33.1	57.6	76.4	103.0	137.0	182.0	237.0	306.0	
		T_2	940	1 740	3 050	5 850	10 400	13 820	18 540	24 750	32 840	43 910	56 530	
	500	P_1	4.3	8.2	14.5	26.6	47.1	62.8	84.7	113.0	151.0	198.0	256.0	
		T_2	1 070	2 020	3 620	6 980	12 610	16 850	22 720	30 420	40 480	54 360	68 970	
	300	P_1	2.9	5.7	10.3	19.1	34.7	46.9	64.1	86.9	117.0	155.0	201.0	
		T_2	1 160	2 240	4 130	8 050	14 950	20 250	27 660	37 490	50 390	68 260	88 870	

续表 34.1-55

公称 传动比 <i>i</i>	输入转 速 n_1 / (r/min)	功率转 矩代号	中 心 距/mm											
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	
			额定输入功率/kW 额定输出转矩/N·m											
18	1 500	P_1	7.4	13.5	23.0	41.7	71.5	93.6	124.0	162.0	211.0	275.0	357.0	
		T_2	705	1 270	2 210	4 180	7 340	9 600	12 700	16 580	21 620	28 830	37 460	
	1 000	P_1	6.0	10.8	18.8	34.1	58.9	77.7	104.0	138.0	181.0	237.0	306.0	
		T_2	845	1 510	2 660	5 050	8 920	11 760	15 750	20 900	27 400	36 760	47 420	
	750	P_1	5.1	9.5	16.6	30.2	52.6	69.7	93.7	125.0	166.0	217.0	280.0	
		T_2	950	1 760	3 100	5 920	10 550	13 980	18 810	25 110	33 320	44 640	57 500	
	500	P_1	3.9	7.4	13.2	24.2	42.9	57.2	77.3	104.0	138.0	181.0	234.0	
		T_2	1 070	2 040	3 660	7 030	12 760	17 020	23 000	30 820	41 020	55 150	71 380	
	300	P_1	2.6	5.1	9.3	17.3	31.4	42.6	58.3	79.1	106.0	141.0	184.0	
		T_2	1 150	2 220	4 100	7 970	14 860	20 110	27 530	37 360	50 250	68 230	88 860	
	20	1 500	P_1	6.4	11.9	20.3	35.9	61.2	79.9	105.0	137.0	180.0	237.0	292.0
			T_2	700	1 300	2 250	3 980	6 950	9 070	11 910	15 540	20 450	27 510	33 890
1 000		P_1	5.1	9.6	16.5	29.4	50.7	66.7	88.8	118.0	156.0	203.0	257.0	
		T_2	825	1 550	2 700	4 810	8 490	11 180	14 880	19 730	26 130	34 860	44 120	
750		P_1	4.4	8.4	14.6	26.1	45.4	60.2	80.7	108.0	143.0	186.0	239.0	
		T_2	940	1 790	3 160	5 650	10 060	13 350	17 900	23 860	31 650	42 290	54 300	
500		P_1	3.4	6.5	11.6	21.1	37.2	49.6	66.8	89.3	119.0	156.0	202.0	
		T_2	1 070	2 060	3 700	6 760	12 230	16 300	21 950	29 350	39 060	52 450	67 870	
300		P_1	2.3	4.5	8.1	15.2	27.5	37.2	50.8	68.7	92.3	122.0	158.0	
		T_2	1 140	2 230	4 130	7 730	14 380	19 420	26 500	35 850	48 150	65 190	84 770	
22.4		1 500	P_1	6.1	11.1	18.9	33.4	57.1	74.6	98.4	128.0	168.0	220.0	285.0
			T_2	730	1 310	2 270	4 020	7 040	9 190	12 120	15 800	20 700	27 740	35 920
	1 000	P_1	4.7	8.8	15.2	27.3	47.2	62.2	82.9	110.0	145.0	190.0	245.0	
		T_2	830	1 540	2 710	4 840	8 590	11 320	15 090	20 060	26 390	35 350	45 580	
	750	P_1	4.1	7.8	13.5	24.3	42.2	56.0	75.2	100.0	133.0	174.0	224.0	
		T_2	960	1 800	3 190	5 690	10 150	13 470	18 100	24 120	32 000	42 780	55 070	
	500	P_1	3.1	6.0	10.7	19.5	34.5	46.1	62.2	83.1	111.0	145.0	188.0	
		T_2	1 080	2 060	3 720	6 800	12 300	16 420	22 170	29 640	39 450	52 960	68 580	
	300	P_1	2.1	4.1	7.5	14.0	25.5	34.4	47.1	63.7	85.7	113.0	147.0	
		T_2	1 150	2 220	4 130	7 740	14 400	19 480	26 640	36 050	48 460	65 650	85 490	
	25	1 500	P_1	5.7	10.4	17.7	31.3	53.5	70.1	92.4	121.0	158.0	206.0	268.0

续表 34.1-55

公称 传动比 i	输入转 速 n_1 / (r/min)	功率转 矩代号	中 心 距/mm											
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	
			额定输入功率/kW						额定输出转矩/N·m					
25	1 500	T_2	740	1 340	2 320	4 100	7 180	9 400	12 390	16 190	21 150	28 270	36 730	
	1 000	P_1	4.5	8.2	14.3	25.5	44.1	58.3	77.6	103.0	136.0	178.0	230.0	
		T_2	860	1 570	2 770	4 930	8 740	11 540	15 360	20 390	26 850	36 070	46 590	
	750	P_1	3.9	7.2	12.6	22.7	39.4	52.4	70.3	93.8	125.0	163.0	210.0	
		T_2	980	1 830	3 230	5 800	10 330	13 710	18 410	24 580	32 630	43 700	56 290	
	500	P_1	2.9	5.6	10.0	18.2	32.2	43.0	58.0	77.8	104.0	136.0	176.0	
		T_2	1 090	2 090	3 770	6 900	12 500	16 700	22 530	30 180	40 190	54 030	69 960	
	300	P_1	2.0	3.8	6.9	13.0	23.7	32.1	43.8	59.5	80.0	106.0	138.0	
		T_2	1 160	2 240	4 170	7 830	14 580	19 760	26 990	36 620	49 250	66 850	87 070	
	28	1 500	P_1	5.2	9.4	16.1	28.5	49.0	64.2	84.9	111.0	145.0	188.0	244.0
			T_2	740	1 330	2 310	4 100	7 200	9 430	12 490	16 310	21 250	28 310	36 760
		1 000	P_1	4.1	7.5	13.0	23.2	40.3	53.2	71.1	94.1	125.0	162.0	210.0
T_2			855	1 560	2 750	4 920	8 740	11 540	15 420	20 400	27 040	35 990	46 670	
750		P_1	3.5	6.6	11.5	20.6	36.0	47.7	64.2	85.7	114.0	149.0	192.0	
		T_2	960	1 810	3 210	5 780	10 330	13 690	18 410	24 590	32 640	43 810	56 460	
500		P_1	2.6	5.0	9.0	16.5	29.3	39.1	52.9	70.9	94.4	124.0	161.0	
		T_2	1 060	2 040	3 690	6 770	12 310	16 430	22 220	29 780	39 660	53 420	69 150	
300		P_1	1.8	3.4	6.3	11.8	21.5	29.1	39.8	54.0	72.7	96.4	126.0	
		T_2	1 120	2 190	4 060	7 630	14 270	19 330	26 460	35 940	48 360	65 810	85 740	
31.5		1 500	P_1	4.2	7.7	13.1	25.6	44.0	57.6	76.4	99.9	130.0	169.0	218.0
			T_2	660	1 200	2 070	4 100	7 220	9 480	12 560	16 420	21 400	28 390	36 760
	1 000	P_1	3.3	6.2	10.7	20.8	36.1	47.7	63.7	84.4	121.0	145.0	188.0	
		T_2	765	1 420	2 490	4 930	8 760	11 580	15 470	20 490	29 370	36 130	46 860	
	750	P_1	2.9	5.5	9.5	18.4	32.2	42.7	57.4	76.6	102.0	133.0	172.0	
		T_2	890	1 660	2 910	5 770	10 320	13 680	18 410	24 580	32 670	43 880	56 650	
	500	P_1	2.2	4.3	7.5	14.7	26.1	34.9	47.3	63.4	84.5	111.0	144.0	
		T_2	980	1 860	3 350	6 630	12 100	16 170	21 880	29 340	39 130	52 740	68 350	
	300	P_1	1.5	2.9	5.4	10.4	19.0	25.8	35.4	48.1	64.8	86.0	112.0	
		T_2	1 070	2 060	3 800	7 540	14 120	19 140	26 330	35 660	48 100	65 520	85 500	
	35.5	1 500	P_1	3.8	7.0	11.9	23.1	39.7	52.2	69.4	90.8	118.0	153.0	198.0
			T_2	660	1 200	2 070	4 070	7 180	9 440	12 530	16 420	21 370	28 280	36 610

续表 34.1-55

公称传动比 i	输入转速 n_1 / (r/min)	功率转矩代号	中 心 距/mm											
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	
			额定输入功率/kW					额定输出转矩/N·m						
35.5	1 000	P_1	3.0	5.6	9.7	18.7	32.5	43.1	57.7	76.4	101.0	132.0	170.0	
		T_2	770	1 420	2 480	4 850	8 650	11 470	15 360	20 340	26 910	35 920	46 450	
	750	P_1	2.6	4.9	8.6	16.6	29.0	38.5	51.8	69.2	92.0	121.0	156.0	
		T_2	880	1 650	2 900	5 700	10 220	13 560	18 270	24 390	32 440	43 600	56 540	
	500	P_1	2.0	3.8	6.8	13.2	23.5	31.4	42.6	57.2	76.3	100.0	130.0	
		T_2	970	1 840	3 320	6 550	11 950	5 980	21 660	29 060	38 770	52 300	68 030	
	300	P_1	1.4	2.6	4.8	9.4	17.1	23.2	31.8	43.2	58.4	77.5	101.0	
		T_2	1 030	2 000	3 690	7 280	13 680	18 570	25 490	34 670	46 800	63 870	83 660	
	40	1 500	P_1	3.3	6.1	10.4	18.4	31.5	41.1	54.1	70.6	92.7	122.0	151.0
			T_2	640	1 200	2 070	3 660	6 410	8 370	11 010	14 360	18 870	25 410	31 420
		1 000	P_1	2.6	4.9	8.5	15.1	26.1	34.3	45.7	60.4	79.8	105.0	133.0
			T_2	740	1 420	2 480	4 410	7 840	10 310	13 710	18 120	23 950	32 300	40 960
750		P_1	2.3	4.3	7.5	13.4	23.3	30.9	41.5	55.3	73.4	95.9	123.0	
		T_2	860	1 640	2 890	5 170	9 250	12 270	16 450	21 930	29 120	39 020	50 170	
500		P_1	1.7	3.3	5.9	10.8	19.1	25.5	34.3	45.9	61.1	80.1	104.0	
		T_2	940	1 820	3 290	6 010	10 910	14 550	19 610	26 220	34 910	47 040	60 880	
300		P_1	1.2	2.3	4.2	7.8	14.1	19.1	26.1	35.3	47.4	62.6	81.5	
		T_2	1 000	1 960	3 630	6 800	12 710	17 180	23 450	31 730	42 650	58 000	75 460	
45		1 500	P_1	3.1	5.7	9.7	17.1	29.3	38.3	50.5	65.8	86.2	113.0	146.0
			T_2	650	1 190	2 050	3 630	6 370	8 330	11 000	14 330	18 750	25 180	32 660
	1 000	P_1	2.4	4.5	7.8	13.9	24.1	31.8	42.5	56.1	74.1	97.0	126.0	
		T_2	745	1 380	2 440	4 360	7 740	10 230	13 660	18 040	23 820	31 980	41 510	
	750	P_1	2.1	4.0	6.9	12.4	21.6	28.6	38.5	51.3	68.1	89.0	115.0	
		T_2	860	1 610	2 850	5 120	9 150	12 140	16 320	21 760	28 880	38 740	49 900	
	500	P_1	1.6	3.1	5.5	10.0	17.6	23.6	31.8	42.5	56.6	74.3	96.2	
		T_2	950	1 810	3 280	6 000	10 920	14 570	19 680	26 310	35 040	47 220	61 160	
	300	P_1	1.1	2.1	3.8	7.2	13.0	17.6	24.1	32.6	43.8	57.9	75.5	
		T_2	980	1 910	3 550	6 660	12 470	16 880	23 080	31 260	42 040	57 230	74 560	
	50	1 500	P_1	2.9	5.3	9.0	15.9	27.3	35.8	47.2	61.7	80.6	105.0	137.0
			T_2	650	1 190	2 060	3 630	6 390	8 370	11 040	14 340	18 850	25 240	32 810
1 000		P_1	2.3	4.2	7.3	13.0	22.5	29.7	39.6	52.5	69.2	90.4	117.0	

续表 34.1-55

公称 传动比 <i>i</i>	输入转 速 n_1 / (r/min)	功率转 矩代号	中 心 距/mm											
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	
			额定输入功率/kW						额定输出转矩/N·m					
50	1 000	T_2	750	1 390	2 460	4 350	7 750	10 230	13 660	18 090	23 840	32 000	41 430	
	750	P_1	2.0	3.7	6.4	11.6	20.1	26.7	35.8	47.9	63.6	83.2	107.0	
		T_2	850	1 610	2 850	5 120	9 150	12 150	16 320	21 800	28 940	38 910	50 150	
	500	P_1	1.5	2.8	5.1	9.3	16.4	21.9	29.6	39.7	52.8	69.3	89.8	
		T_2	940	1 800	3 260	5 990	10 900	14 560	19 650	26 330	35 070	47 340	61 320	
	300	P_1	1.0	1.9	3.5	6.6	12.0	16.3	22.3	30.3	40.8	54.0	70.3	
T_2		970	1 890	3 520	6 620	12 400	16 800	22 960	31 160	41 930	57 210	74 560		
56	1 500	P_1	2.6	4.8	8.2	14.5	24.9	32.6	43.2	56.4	73.5	95.5	124.0	
		T_2	640	1 170	2 040	3 600	6 360	8 330	11 030	14 420	18 780	25 080	32 540	
	1 000	P_1	2.1	3.8	6.6	11.8	20.5	27.0	36.1	47.8	62.9	82.3	107.0	
		T_2	745	1 370	2 410	4 300	7 680	10 130	13 540	17 940	23 620	31 750	41 270	
	750	P_1	1.8	3.3	5.8	10.5	18.3	24.2	32.6	43.5	57.7	75.7	97.6	
		T_2	840	1 580	2 810	5 060	9 070	12 020	16 190	21 610	28 690	38 670	49 850	
	500	P_1	1.4	2.6	4.6	8.4	14.9	19.8	26.8	36.0	47.9	63.0	81.6	
		T_2	930	1 760	3 210	5 890	10 770	14 380	19 440	26 070	34 720	46 960	60 800	
	300	P_1	0.9	1.7	3.2	6.0	10.9	14.7	20.2	27.4	36.9	48.9	63.8	
		T_2	940	1 840	3 440	6 470	12 170	16 480	22 590	30 670	41 310	56 490	73 630	
	63	1 500	P_1	—	—	—	12.9	22.2	29.2	38.7	50.6	65.9	85.3	110.0
			T_2	—	—	—	3 630	6 420	8 420	11 160	14 600	19 030	25 300	32 730
1 000		P_1	—	—	—	10.5	18.2	24.1	32.2	42.6	56.3	73.4	94.8	
		T_2	—	—	—	4 340	7 710	10 200	13 660	18 080	23 880	32 000	41 370	
750		P_1	—	—	—	9.3	16.3	21.6	29.0	38.7	51.5	67.5	87.2	
		T_2	—	—	—	5 080	9 120	12 100	16 290	21 750	28 910	38 960	50 320	
500		P_1	—	—	—	7.4	13.2	17.6	23.9	32.0	42.7	56.1	72.7	
		T_2	—	—	—	5 900	10 790	14 460	19 520	26 190	34 930	47 260	61 240	
300		P_1	—	—	—	5.3	9.6	13.0	17.9	24.3	32.8	43.5	56.7	
		T_2	—	—	—	6 440	12 120	16 440	22 560	30 660	41 360	56 620	73 900	

注：1. 表内数值为工况系数 $K_A=1.0$ 时的额定承载能力。

2. 启动时或运转中的尖峰负荷允许取表内数值的 2.5 倍。

GB/T 16848—1997。

4.4 直廓环面蜗杆传动的精度

直廓环面蜗杆传动精度已制定国家标准

标准中对直廓环面蜗杆、蜗轮和蜗杆副规定了 6、7、8 三个精度等级，6 级最高，8 级最低。

表 34.1-56 工作情况系数 K_A

原动机	载荷性质	每日工作时间/h				
		≤0.5	>0.5~1	>1~2	>2~10	>10~24
电动机	均匀、轻微冲击	0.80	0.90	1.00	1.20	1.30
	中等冲击	0.90	1.00	1.20	1.30	1.50
	强冲击	1.10	1.20	1.30	1.50	1.75
多缸发动机	均匀、轻微冲击	0.90	1.05	1.15	1.40	1.50
	中等冲击	1.05	1.15	1.40	1.50	1.75
	强冲击	1.25	1.40	1.50	1.75	2.00
单缸发动机	均匀、轻微冲击	0.95	1.10	1.20	1.45	1.55
	中等冲击	1.10	1.20	1.45	1.55	1.80
	强冲击	1.30	1.45	1.55	1.80	2.10

按照公差的特性对传动性能的主要保证作用，将蜗杆、蜗轮和蜗杆副的公差（或极限偏差）分为下面三个公差组：

第I公差组：蜗 轮： F_p, F_r

蜗杆副： $\Delta F'_{ic}$

第II公差组：蜗 轮： $f_h, f_{hL}, f_{px}, f_{pxL}, f_r$

蜗 轮： f_{pt}

蜗杆副： $\Delta f'_{ic}$

第III公差组：蜗 杆： f_{fl}

蜗 轮： f_{fl}

蜗杆副：接触斑点， $f_s, f_{\Sigma},$

$f_{\Sigma 1}, f_{\Sigma 2}$

根据使用要求不同，允许各公差组选用不同的公差等级组合，但在同一公差组中，各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

根据蜗杆传动的工作要求和生产规模，在各公差组中选定一个检验组来评定和验收蜗杆、蜗轮的精度。当检验组中有两项或两项以上的误差时，应以检验组中最低的一项精度来评定蜗杆、蜗轮的精度等级。

第I公差组的检验组：

蜗轮： $\Delta F_p; \Delta F_r$

第II公差组的检验组：

蜗杆： $\Delta f_h, \Delta f_{hL}$ （用于单头蜗杆）；

$\Delta f_{\Sigma L}$ （用于多头蜗杆）

$\Delta f_{px}, \Delta f_{pxL}, \Delta f_r$ ；

$\Delta f_{px}, \Delta f_{pxL}$

蜗轮： Δf_{pt}

第III公差组的检验组：

蜗杆： Δf_{fl}

蜗轮： Δf_{fl}

当蜗杆副的接触斑点有要求时，蜗轮的齿形误差 Δf_{fl} 可以不进行检验。

蜗杆和蜗轮的公差及极限偏差见表 34.1-57。

蜗杆副公差及极限偏差见表 34.1-58。

主基圆半径误差定义和公差见表 34.1-59。

蜗杆蜗轮齿坯公差见表 34.1-60。

4.5 计算示例

某机械设备中的减速装置拟用直廓环面蜗杆传动，已知：输入功率 $P_{w1} = 10 \text{ kW}$ ，蜗杆转速 $n_1 = 1000 \text{ r/min}$ ，传动比 $i = 40$ ，蜗杆材料采用 40Cr、淬火，硬度 $\approx 50 \text{ HRC}$ ，蜗轮圈材料采用 ZCuSn10Pb1，中等冲击载荷，每日工作 8 h 且连续运转。

【解】（1）计算实际输入功率

由表 34.1-56 查得 $K_A = 1.3$ ，则输入功率

$$P_{ic} = P_{w1} K_A = 10 \times 1.3 \text{ kW} = 13 \text{ kW}$$

查表 34.1-55 得 $a = 200 \text{ mm}$ ， $n_1 = 1000 \text{ r/min}$ ，

$i = 40$ 时， $P_j = 15.1 \text{ kW} > P_{ic}$ ，机械强度足够。

（2）几何尺寸计算

计算结果列于表 34.1-52 中。

（3）计算滑动速度 v_s

$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^4 \cos \gamma} = \frac{\pi \times 70 \times 1000}{6 \times 10^4 \cos 6^\circ 43' 18''} \text{ m/s} \\ = 3.7 \text{ m/s}$$

（4）变参数修形计算列于表 34.1-54 中。

表 34.1-57 蜗杆和蜗轮的公差及极限偏差 (μm)

序号	名称	代号	中心距/mm												
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1250			
			精度等级												
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8	
1	蜗杆螺旋线公差	f_{HL}	34	51	68	51	68	85	68	102	119	127	153	187	
2	蜗杆一转螺旋线公差	f_h	15	22	30	21	30	37	30	45	53	45	60	68	
3	蜗杆分度误差	$z_2/z_1 \neq$ 整数	f_{z1}	20	30	40	28	40	50	40	60	70	60	80	90
		$z_2/z_1 =$ 整数		25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112
4	蜗杆圆周齿距极限偏差	f_{px}	±10	±15	±20	±14	±20	±25	±20	±30	±35	±30	±40	±45	
5	蜗杆圆周齿距累积公差	f_{pxL}	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110	
6	蜗杆齿形公差	f_{fi}	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75	
7	蜗杆径向跳动公差	f_r	10	15	25	15	20	30	20	25	35	25	35	50	
8	蜗杆法向弦齿厚上偏差	E_{sa1}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
9	蜗杆法向弦齿厚下偏差	双向回转	E_{sa1}	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250
		单向回转		70	100	150	120	200	300	180	200	400	280	350	450
10	蜗轮齿距累积公差	F_p	67	90	125	90	135	202	135	180	247	180	270	360	
11	蜗轮齿圈径向跳动公差	F_r	40	56	71	50	71	90	63	90	112	80	112	140	
12	蜗轮齿距极限偏差	$\pm f_{pt}$	15	20	25	20	30	45	30	40	55	40	60	80	
13	蜗轮齿形公差	f_{f2}	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75	
14	蜗轮法向弦齿厚上偏差	E_{sa2}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
15	蜗轮法向弦齿厚下偏差	E_{sa2}	75	100	150	100	150	200	150	200	280	220	300	400	

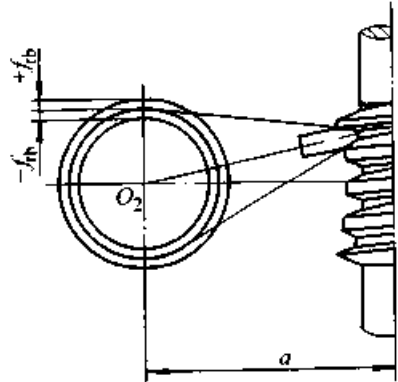
表 34.1-58 蜗杆副公差及极限偏差 (μm)

序号	名称	代号	中心距/mm											
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆副的切向综合公差	F'_{ic}	63	90	125	80	112	160	100	140	200	140	200	280
2	蜗杆副的一齿切向综合公差	f'_{ic}	18	27	35	27	35	45	35	55	63	67	80	100
3	蜗杆副的中心距极限偏差	f_a	+20	+25	+60	+30	+50	+100	+45	+75	+120	+65	+100	+150
			-10	-15	-30	-20	-30	-50	-25	-45	-75	-35	-60	-100
4	蜗杆副的蜗杆喉平面极限偏差	f_{x1}	±15	±20	±25	±25	±40	±50	±40	±60	±80	±65	±90	±120
5	蜗杆副的蜗轮中间平面极限偏差	f_{x2}	±30	±50	±75	±60	±100	±150	±100	±150	±220	±150	±200	±300
6	蜗杆副的轴交角极限偏差	f_{Σ}	±15	±20	±30	±20	±30	±45	±30	±45	±65	±40	±60	±80
7	蜗杆副的圆周侧隙	j_1	250			380			530			750		

续表 34.1-58

序号	名称	代号	中心距/mm											
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
8	蜗杆副的最小圆周侧隙	j_{\min}	95			130			190			250		
9	蜗轮齿面接触斑点/%		在理论接触区上 按高度 不小于 85 (6级) 80 (7级) 70 (8级) 按宽度 不小于 80 (6级) 70 (7级) 60 (8级)											
10	蜗杆齿面接触斑点/%		在工作长度上不小于 80(6级)70(7级)60(8级) 工作面入口可接触较重, 两端修缘部分不应接触											

表 34.1-59 主基圆半径误差定义和公差

名称	代号	定义
主基圆半径误差	Δf_{rb}	加工蜗杆时, 刀具的主基圆半径的实际值与公称值之差
	$\pm f_{rb}$	
主基圆半径公差		

名称	代号	中心距/mm											
		80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
		精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8		
主基圆半径公差	$f_{rc}/\mu\text{m}$	20	30	45	25	40	60	35	55	80	50	80	120

表 34.1-60 蜗杆蜗轮齿坯公差 (μm)

序号	名称	中心距/mm											
		80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
		精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8		
1	蜗杆喉部直径公差	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
2	蜗杆基准轴颈径向跳动公差	12	15	30	15	20	35	20	27	48	25	35	55
3	蜗杆两定位端面的跳动公差	12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 34.1-60

序号	名称	中心距/mm											
		80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
		精度等级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
4	蜗杆喉部径向跳动公差	15	20	25	20	25	27	27	35	45	35	45	60
5	蜗杆基准端面的跳动公差	15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
6	蜗轮齿坯外径与轴孔的同轴度公差	15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
7	蜗轮喉部直径公差	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

5 平面包络环面蜗杆传动

平面包络环面蜗杆传动可分为平面一次包络环面蜗杆传动和平面二次包络环面蜗杆传动两种。由于平面一次包络环面蜗杆传动易于精密加工（一齿运动误差可达到小于1'的精度），因此多用于精密分度机构中（如滚齿机中的分度蜗杆副）。平面二次包络环面蜗杆传动的承载能力高，故多用于重载或高速的动力传动中。目前平面包络环面蜗杆传动已广泛应用于我国的机械设备中。

5.1 平面一次包络环面蜗杆传动

用平面作为原始母面包络出蜗杆齿面（包络运动关系见图 34.1-24），与原始母面作为齿面的蜗轮匹配的蜗杆传动，称为平面一次包络环面蜗杆传动。蜗轮可以是直齿，也可以是斜齿。

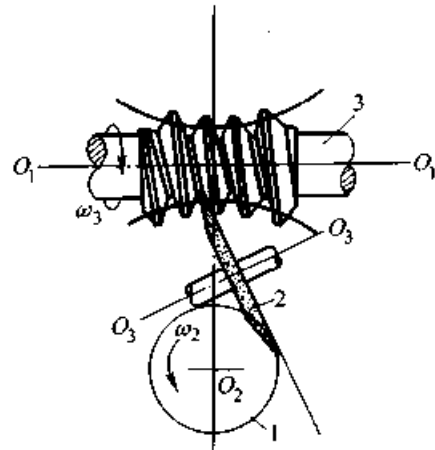


图 34.1-24 平面包络环面蜗杆齿面的形成
1—主基圆 2—平面砂轮 3—蜗杆

5.1.1 坐标设置

如图 34.1-25 所示，坐标系 O_1 —— x_1, y_1, z_1 和 O_n —— x_n, y_n, z_n 分别为蜗杆与蜗轮的静坐标系； O_1 —— x_1, y_1, z_1 和 O_2 —— x_2, y_2, z_2 分别为固结在蜗杆和蜗轮上的动坐标系；

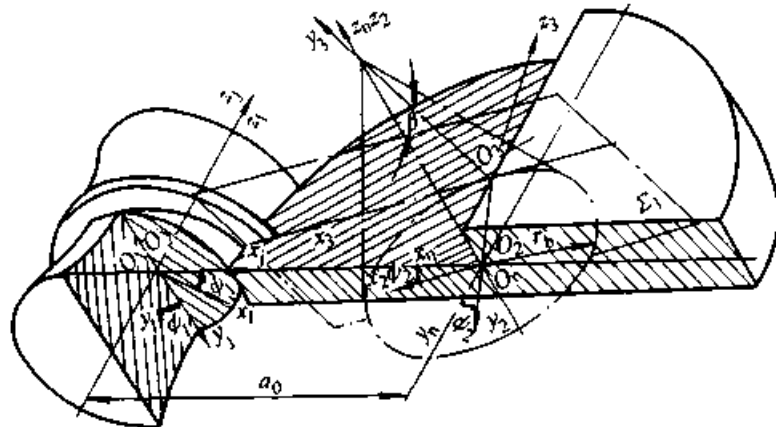


图 34.1-25 坐标系设置图

O_3 —— x_3, y_3, z_3 为原始母平面（蜗轮齿面）上的动坐标系。图中 φ_1 和 φ_2 分别为蜗杆和蜗轮的转角， β 为母平面的倾角。

5.1.2 母面上的接触线

母面上的接触线就是平面一次包络蜗杆传动齿面上的接触线。齿面上接触线的分布和走向直

影响到同时啮合齿的对数，润滑角的大小和啮合区的范围。因此，对蜗杆传动的性能、承载能力和传动效率有较大的影响。

传动比 i 、主基圆直径 r_b 和母平面的倾角 β 对接触线都有影响。但 i 受减速要求的限制， r_b 受压力角 α 大小的限制，没有太多的自由选择余地，只有 β 角在设计时选取的范围可以大些。因此，一般用选取合适的 β 角来得到较优的接触线分布图像。

图 34.1-26 表示了同参数的蜗杆传动，不同 β 角时的接触线分布情况。

当 $\beta = 0^\circ$ 时，齿面上不存在第一条接触线，第二条接触线开始啮合时也不在齿面上。因此

蜗杆在入口处有一圈多齿没有参加啮合，实际上包容齿数在 $3 < z' < 4$ 范围内，但润滑角比较大。

当 $\beta = 4^\circ$ 时，包容齿数在 $4 < z' < 5$ 范围内，蜗轮齿面上的啮合区比 $\beta = 0^\circ$ 时大些。

当 $\beta = 8^\circ$ 时，全部接触线进入齿面，但接触线间有交叉点，且蜗轮齿面上的啮合区呈三角形而面积较小。

当 $\beta = 12^\circ$ 时，全部接触线进入齿面，蜗轮齿面上啮合区在中间平面右侧且区域较大。

当 β 再增大则啮合区又缩小了。

因此，这个蜗杆传动取 $\beta = 12^\circ$ 较为理想，但与小 β 比较，其润滑角稍小。

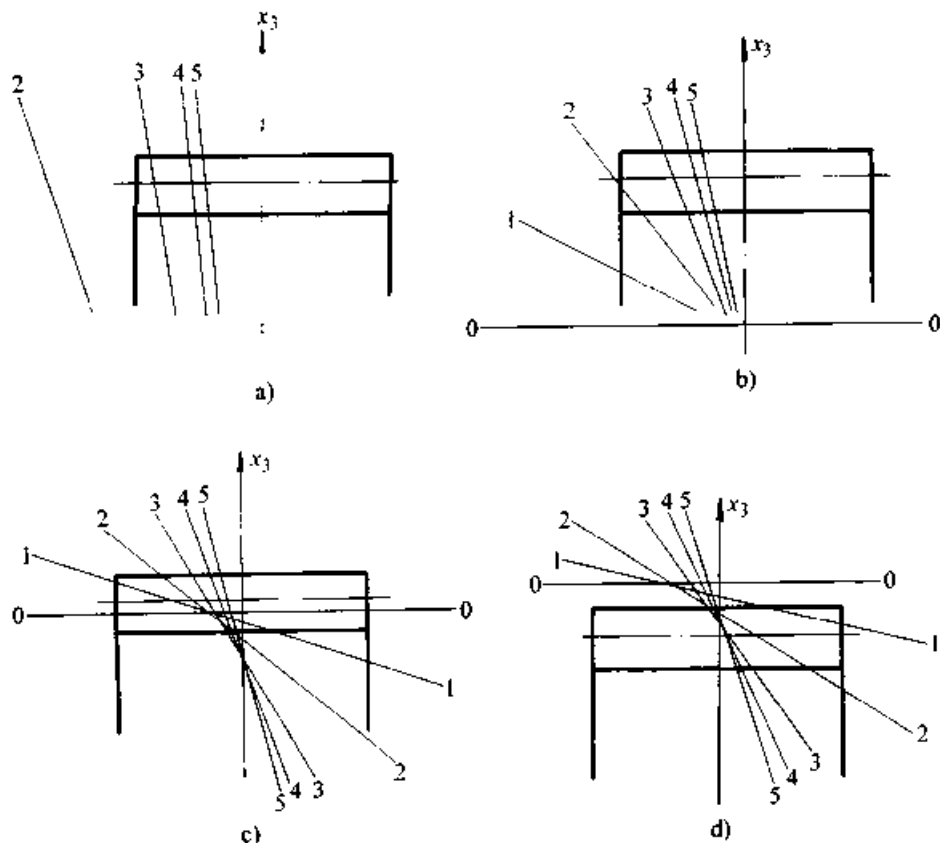


图 34.1-26 不同 β 角时的接触线分布图

a) $\beta = 0^\circ$ b) $\beta = 4^\circ$ c) $\beta = 8^\circ$ d) $\beta = 12^\circ$

图中接触线 1 是啮合端，接触线 5 是啮出端

5.1.3 母面上接触线的包络线——二界曲线 Γ_2

母面上的接触线存在一条包络线，这条包络线称为二界曲线 Γ_2 ，如图 34.1-27 所示。 Γ_2 与接触线切于 $0'$ ， $1'$ ， \dots ， $5'$ ，很显然只有 Γ_2 线的右侧才是啮合区（工作区），左侧是非啮合区（非工作区）。所以，可以由二界曲线 Γ_2 所在的位置来看出接触线的分布规律和啮合区的大小。

此外它还是沟通平面一次包络和二次包络的一个重要因素。

5.1.4 蜗杆齿面上接触线的包络线——一界曲线 Γ_1

一界曲线 Γ_1

蜗杆齿面在光线照射下，有时可以在齿面上看到一条由入口顶部逐渐沿蜗杆轴向根部收缩的空间螺旋线，这条螺旋线就是蜗杆齿面上接触线

的包络线，即一界曲线 Γ_1 (图 34.1-28)。一界曲线 Γ_1 将蜗杆齿面分成啮合区(工作区)和非啮合区(非工作区)两部分。设计的理想状态是在入口处 Γ_1 线即处于齿根圆以下，这样蜗杆的全部齿面都是参与啮合的。在设计时为了控制 Γ_1 线的位置，可以将 Γ_1 线处理成平面曲线而得到一条啮合区判别线(图 34.1-29)，图中 PQ 左侧部分是非啮合区，右侧部分是啮合区。

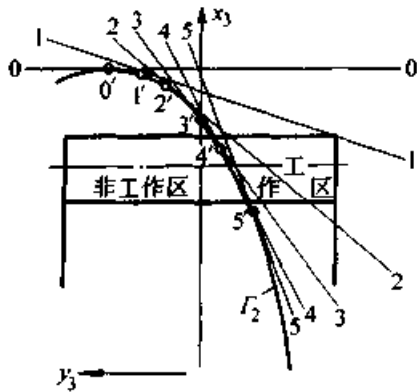


图 34.1-27 母面上接触线的包络线——二界曲线 Γ_2

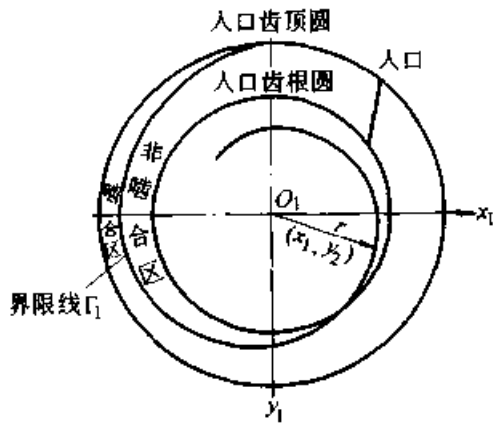


图 34.1-28 蜗杆齿面上接触线的包络线——一界曲线 Γ_1

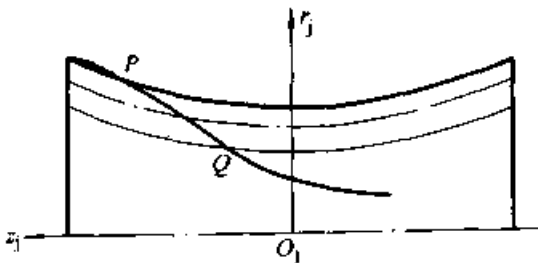


图 34.1-29 啮合区判别线

影响啮合区判别线(即 Γ_1 曲线)位置的因素有传动比 i 、基圆半径 r_b 、蜗杆分圆直径 d_1 和母面倾角 β 等。其中以母面倾角 β 影响最大，图 34.1-30 所示为同参数的蜗杆副， $\beta = 0^\circ$ 时，几乎有 1/3 的齿面是非啮合区；而 $\beta = 12^\circ$ 时，啮合区判别线全部在蜗杆齿根部以下，所以，没

有非啮合区了。

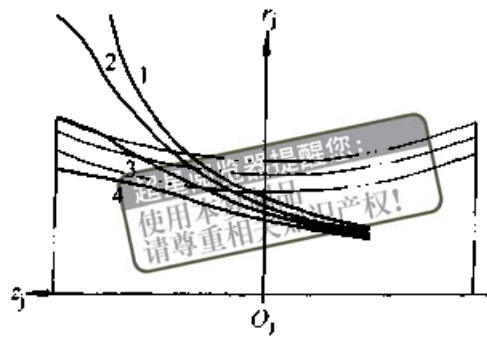


图 34.1-30 不同 β 的啮合区判别线

1— $\beta = 0^\circ$ 2— $\beta = 4^\circ$ 3— $\beta = 8^\circ$ 4— $\beta = 12^\circ$

5.1.5 蜗杆齿面的根切

蜗杆齿面的根切一定产生在非啮合区内，但是非啮合区内不一定有根切产生。只有当砂轮磨削某瞬时接触线时，砂轮平面的圆周边界内包含界限点(瞬时接触线与一界曲线 Γ_1 的切点)时，才会在界限点附近产生根切。如图 34.1-31 所示，从蜗杆入口到线 1 部分为非啮合区，到线 2 部分为根切区。

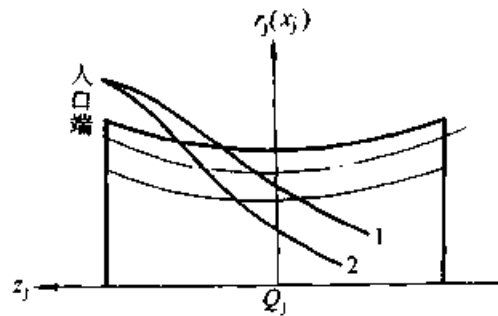


图 34.1-31 啮合区判别线和根切判别线

1—啮合区判别线 ($r_3 - z_3$)

2—根切判别线 ($x_3 - z_3$)

对根切的影响因素有：传动比 i 、主基圆半径 r_b 、分度圆直径 d_1 和母平面倾角 β 。除了传动比越小根切越严重外，影响比较大的是母平面倾角 β (图 34.1-32)。

5.1.6 蜗杆轴向齿厚

蜗杆轴向的齿厚是变化的，两端边齿最薄，喉部最厚。在齿高方向顶部薄、根部厚。所以设计时只要保证端面的齿顶厚满足要求即可。对于平面一次包络要求 $s_a \geq 0.15m_1$ 。对于平面二次包络由于需要做蜗轮滚刀，所以要求 $s_a \geq 0.2m_1$ 。

影响齿厚的主要因素较多，但主要是传动比 i 和母平面倾角 β 。传动比 i 愈小、母平面倾角 β 愈大齿顶厚愈薄，严重时可能变尖，一般要

求齿顶厚 $s_e > (0.2 \sim 0.3) m$ 。因此,这与减少非啮合区和避免根切的要求互相矛盾,所以母平面倾角的选取要适当。环面蜗杆的边齿齿顶最薄,有时为了采用较大的 β 角而又要保证边齿齿顶厚满足要求,这时可以将车削蜗杆毛坯的中心距加大 Δa ,以降低边齿齿高(图 34.1-33)。

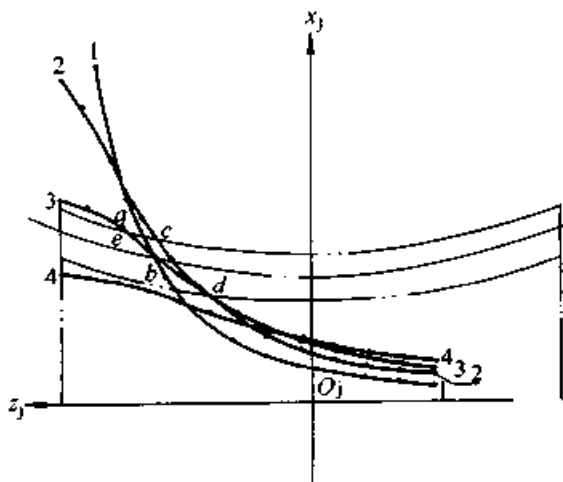


图 34.1-32 不同 β 值的根切判别线

1 - $\beta = 0^\circ$ 2 - $\beta = 4^\circ$ 3 - $\beta = 8^\circ$ 4 - $\beta = 12^\circ$

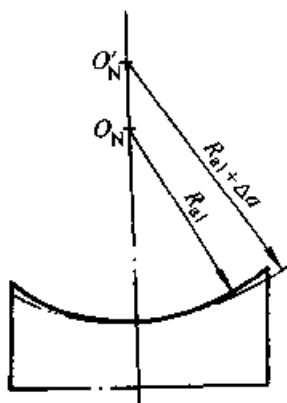


图 34.1-33 降低边齿齿高

5.1.7 公式汇集

以下计算公式用的坐标系见图 34.1-25,式中各符号意义如下:

- i_0 —— 一次包络传动比;
- r_b —— 主基圆半径;
- a_0 —— 一次包络中心距;
- β —— 母平面倾角;
- ψ_2 —— 母平面转角;
- ψ_1 —— 蜗杆转角, $\psi_1 = i_0 \psi_2$;
- δ —— 润滑角;
- s_i —— 蜗杆任意圆上齿厚;
- h_Δ —— 边齿齿顶高降低量;

- R_{a1} —— 蜗杆齿顶圆弧半径;
- Δ —— 蜗杆工作部分长度;
- K —— 诱导曲率;
- R_{i2} —— 蜗杆任意圆圆弧半径。

(1) 母面上接触线

$$\left. \begin{aligned} x_3 \left(-\frac{1}{i_0} - \tan\beta \cos\psi_2 \right) + y_3 \sec\beta \sin\psi_2 + \\ \tan\beta (a_0 - r_b \sin\psi_2) = 0 \\ z_3 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (34.1-30)$$

(2) 二界曲线 Γ_2

$$\left. \begin{aligned} x_3^2 (1 - k^2) - 2x_3 a_0 k - k^2 \left(\frac{y_3}{\sin\beta} - r_b \right)^2 + a_0^2 k^2 = 0 \\ z_3 = 0 \\ (k = i_0 \tan\beta) \end{aligned} \right\} \quad (34.1-31)$$

(3) 润滑角 δ

$$K_1 = \frac{\frac{1}{i_0} \cos\beta + \sin\beta \cos\psi_2}{\sin\psi_2} \quad (34.1-32)$$

$$K_2 = \frac{x_3 (i_0 \cos\beta \cos\psi_2 - \sin\beta) - i_0 \cos\beta (a_0 - r_b \sin\psi_2)}{y_3 (-i_0 \cos\beta \cos\psi_2 + \sin\beta) - r_b} \quad (34.1-33)$$

$$\tan\delta = \frac{K_2 - K_1}{1 + K_1 K_2} \quad (34.1-34)$$

(4) 一界曲线 Γ_1

$$\left. \begin{aligned} -x_j \sin\psi_2 - y_j \tan\beta + z_j \cos\psi_2 + a_0 \sin\psi_2 - r_b = 0 \\ x_j (\cos\psi_2 + i_0 \tan\beta) - y_j i_0 \sin\psi_2 + z_j \sin\psi_2 - a_0 \cos\psi_2 = 0 \\ x_j (i_0^2 \sin\psi_2 + \sin\psi_2) + y_j (2i_0 \cos\psi_2 + i_0^2 \tan\beta) - \\ z_j \cos\psi_2 - a_0 \sin\psi_2 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (34.1-35)$$

$$\text{啮合区判别线 } |r_j, z_j|, r_j = \sqrt{x_j^2 + y_j^2} \quad (34.1-36)$$

根切判别线 $|x_j, z_j|$

(5) 边齿齿顶厚

由于边齿齿顶最薄,因此只需核验边齿齿顶厚是否满足齿厚要求即可。

边齿齿顶厚 s_e 计算式和计算方法如下

$$\left. \begin{aligned} A_1 x'_1 + C_1 z'_1 = E_1 \\ A_2 x'_1 + C_2 z'_1 = E_2 \end{aligned} \right\} \quad (34.1-37)$$

式中 $A_1 = \tan\beta (\psi_1 - \psi'_1) + \cos(\psi_1 - \psi'_1) \sin\psi_2$

$$C_1 = -\cos\psi_2 \quad E_1 = a_0 \sin\psi_2 - r_b$$

$$A_2 = \cos(\psi_1 - \psi'_1) \cos\psi_2 - i_0 \sin(\psi_1 - \psi'_1)$$

$$\sin\psi_2 + i_0 \tan\beta \cos(\psi_1 - \psi'_1)$$

$$C_2 = \sin\psi_2 \quad E_2 = a_0 \cos\psi_2 \quad \psi_1 = i_0 \psi_2$$

$$\psi'_1 = i_0 \left(\alpha + 57.3 \frac{s_1}{d_2} \right)$$

求边齿齿厚时 $\psi'_1 = i_0 \psi_1$

将一定间隔的连续不断的 ψ_2 代入式(34.1-37)中,可以求出一系列的齿面坐标值 $\{x'_1, z'_1\}$,将得到的一系列坐标值代入下式

$$(a_0 - x'_1)^2 + z'^2_1 = R_{i1}^2 \quad (34.1-38)$$

式中 R_{i1} 是欲求齿厚的所在圆弧半径,例如求蜗杆的齿顶厚,则 $R_{i1} = R_{a1}$ 。满足式(34.1-38)的 $\{x'_1, z'_1\}$ 值即是一侧齿面齿顶的坐标值,现假设这一侧齿面为 A 面,其坐标值为 Ax'_1 和 Az'_1 。

求另一侧齿面 B 的坐标值,只需将式(34.1-38)中的 ψ_2 用 $\psi_2 - 2\left(\alpha + 57.3 \frac{s_1}{d_2}\right)$ 值代入即可,然后取满足式(34.1-38)的 Bx'_1 和 Bz'_1 值。

最后将 Ax'_1, Az'_1, Bx'_1 和 Bz'_1 代入下式

$$s_i = \sqrt{(Ax'_1 - Bx'_1)^2 + (Az'_1 - Bz'_1)^2} \quad (34.1-39)$$

式中 s_i 是所求的蜗杆齿厚。

(6)降低边齿高的中心距加大量

图 34.1-33 中的中心距加大量 Δa 计算式如下

$$\Delta a = \frac{R_{a1} h_{\Delta} + \frac{1}{2} h_{\Delta}^2}{R_{a1} - (R_{a1} + h_{\Delta}) \cos\psi_r} \quad (34.1-40)$$

$$\psi_r = \frac{b_1}{2(R_{a1} + h_{\Delta})} \quad (34.1-41)$$

(7)诱导曲率

$$K = \frac{(AB_1 - A_1B)^2 + (BC_1 - B_1C)^2 + (CA_1 - C_1A)^2}{D(A^2 + B^2 + C^2)^{3/2}} \quad (34.1-42)$$

式中 $A = \cos\psi_1 \sin\psi'_2 + \tan\beta \sin\psi_1$

$$B = -\sin\psi_1 \sin\psi_2 + \tan\beta \cos\psi_1$$

$$C = -\cos\psi_2$$

$$A_1 = -\sin\psi_1 \sin\psi_2 + \tan\beta \cos\psi_1 + \frac{1}{i_0} \cos\psi_1 \cos\psi_2$$

$$B_1 = -\cos\psi_1 \sin\psi_2 - \tan\beta \sin\psi_1 + \frac{1}{i_0} \sin\psi_1 \cos\psi_2$$

$$C_1 = \frac{1}{i_0} \sin\psi_2$$

$$D = D_1 + D_2 + D_3 + D_4$$

$$D_1 = -(\sin\psi_2 \cos\psi_1 + \frac{1}{i_0} \sin\psi_2 \cos\psi_1 +$$

$$\tan\beta \sin\psi_1 + \frac{2}{i_0} \sin\psi_1 \cos\psi_2)$$

$$D_2 = \sin\psi_1 \sin\psi_2 \left(1 + \frac{1}{i_0} \right) - \tan\beta \cos\psi_1 -$$

$$\frac{2}{i_0} \cos\psi_1 \cos\psi_2$$

$$D_3 = \frac{1}{i_0^2} \cos\psi_2$$

$$D_4 = \frac{1}{i_0^2} a_0 \sin\psi_2$$

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

5.2 平面二次包络环面蜗杆传动

通过第一次包络过程可以形成平面包络环面蜗杆的齿面。如果把把这个蜗杆齿面再作为母面包络出另一与之相共轭的齿面作为蜗轮齿面,这就是第二次包络过程。在加工中就是先用平面砂轮磨削出蜗杆齿面,然后将蜗杆作为滚刀,滚铣出蜗轮齿面,这样所组成的蜗杆副,就是平面二次包络环面蜗杆传动。

在第二次包络过程中,中心距 a 与传动比 i 必须与所设计的减速器参数一致。但是,在第一次包络蜗杆齿面时的中心距和传动比可以是 a_0 和 i_0 ,也可以改为 a_0 和 i_0 的,一般取 $a_0 > a$ 和 $i_0 > i$ 。在设计和加工时常用蜗轮齿数增量系数 y 来表示,即

$$y = \frac{z_0 - z_2}{z_2} \quad (34.1-43)$$

式中 z_2 ——蜗轮实有齿数;

z_0 ——在第一次包络过程中,采用的蜗轮齿数,也称为工艺齿数。

由 $y = 0$ 和 $y \neq 0$ 平面二次包络环面蜗杆传动,又可分为典型传动和修型传动两类。

平面二次包络的第二次包络的坐标设置如图 34.1-34 所示。 S_1 和 S_n 为静坐标; S_1 和 S_2 为动坐标; θ_1 为蜗杆转角; θ_2 为蜗轮转角。

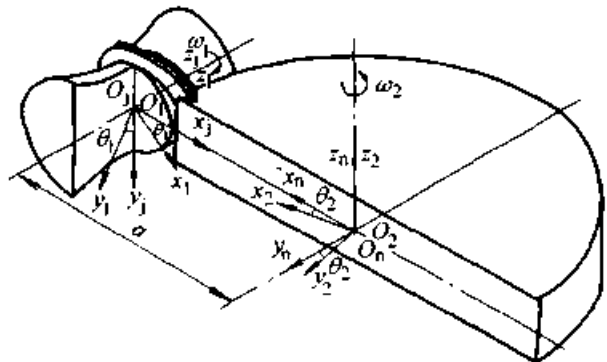


图 34.1-34 二次包络坐标设置图

5.2.1 二次作用面

在第二次包络过程中,以蜗杆齿面为母面包络出蜗轮齿面,这时蜗轮齿面将由两部分组成,一部分就是在一次包络过程中含接触线的部分,也就是一次包络中的啮合区。另一部分是在二次包络过程中的新接触线所形成的蜗轮齿面,称为二次作用面。一次包络时的瞬时接触线称为一次线;二次包络时新的瞬时接触线称为二次线。所以平面二次包络环面蜗杆传动在齿面上同时有两条瞬时接触线,这也是提高承载能力的一个重要因素。

5.2.2 平面二次包络蜗杆传动的接触线

(1) 接触线方程

在坐标系 S_2 —— x_2, y_2, z_2 中的接触线方程为

$$\left. \begin{aligned} A_{21}x_2 + B_{21}y_2 + C_{21}z_2 &= E_{21} \\ A_{22}x_2 + B_{22}y_2 + C_{22}z_2 &= E_{22} \\ A_{23}x_2 + B_{23}y_2 + C_{23}z_2 &= E_{23} \end{aligned} \right\} \quad (34.1-44)$$

式中各系数为

$$\begin{aligned} A_{21} &= -\sin\psi_2\cos\theta_2\cos(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta\cos\theta_2 \cdot \\ &\quad \sin(\psi_1 - \theta_1) + \cos\psi_2\sin\theta_2 \\ B_{21} &= \sin\psi_2\sin\theta_2\cos(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta\sin\theta_2\sin(\psi_1 - \\ &\quad \theta_1) + \cos\psi_2\cos\theta_2 \\ C_{21} &= \sin\psi_2\sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta\cos(\psi_1 - \theta_1) \\ E_{21} &= -a[\sin\psi_2\cos(\psi_1 - \theta_1) + \\ &\quad \tan\beta\sin(\psi_1 - \theta_1)] + a_0\sin\psi_2 - r_b \\ A_{22} &= \sin\psi_2\cos\theta_2\sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta\cos\theta_2\cos(\psi_1 - \\ &\quad \theta_1) - \frac{1}{i_0}[\sin\psi_2\sin\theta_2 + \cos\psi_2\cos\theta_2\cos(\psi_1 - \theta_1)] \\ B_{22} &= -\sin\psi_2\sin\theta_2\sin(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta\sin\theta_2\cos(\psi_1 - \\ &\quad \theta_1) - \frac{1}{i_0}[\sin\psi_2\cos\theta_2 - \cos\psi_2\sin\theta_2\cos(\psi_1 - \theta_1)] \\ C_{22} &= \sin\psi_2\cos(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta\sin(\psi_1 - \theta_1) + \\ &\quad \frac{1}{i_0}\cos\psi_2\sin(\psi_1 - \theta_1) \\ E_{22} &= a[\sin\psi_2\sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta\cos(\psi_1 - \theta_1) - \\ &\quad \frac{1}{i_0}\cos\psi_2\cos(\psi_1 - \theta_1)] + \frac{1}{i_0}a_0\cos\psi_2 \\ A_{23} &= B_{21} - i[\sin\psi_2\cos\theta_2\sin(\psi_1 - \theta_1) - \\ &\quad \tan\beta\cos\theta_2\cos(\psi_1 - \theta_1)] \\ B_{23} &= -A_{21} + i[\sin\psi_2\sin\theta_2\sin(\psi_1 - \theta_1) - \\ &\quad \tan\beta\sin\theta_2\cos(\psi_1 - \theta_1)] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{23} &= -i[\sin\psi_2\cos(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta\sin(\psi_1 - \theta_1)] \\ E_{23} &= -a[\sin\psi_2\sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta\cos(\psi_1 - \theta_1)] \end{aligned}$$

式中 a_0, a —— 一次包络的中心距和二次包络的中心距, 它们的关系式为

$$a_0 = a + \frac{d_2}{2}y \quad (34.1-45)$$

一次包络的传动比和二次包络的传动比, 它们的关系式为

$$i_0 = (1 + y)i \quad (34.1-46)$$

ψ_1, ψ_2 —— 一次包络时蜗杆和蜗轮的转角, 对于典型传动 $\psi_1 = i\psi_2$, 对于修型传动 $\psi_1 = i_0\psi_2$

θ_1, θ_2 —— 二次包络时蜗杆和蜗轮的转角, 对于典型传动和修型传动均是

$$\theta_1 = i\theta_2$$

β —— 一次包络时母平面的倾角。

(2) 接触线的计算

1) 在“二次包络”传动中, θ 是运动参数, 给定一个 θ_2 值后, 代入式 (34.1-44) 中就能计算该瞬时接触线, 一般 θ_2 值可以从起始角开始, 然后每隔一个蜗轮齿距给一个值, 直到工作角为止。

2) 在“二次包络”传动中, ψ 值的性质是几何参数。所以当确定了一个 θ 值后, 必须给出一系列的 ψ (ψ_1 和 ψ_2) 值, 代入式 (34.1-45) 中, 求得一系列的点, 这些点的集合就是一条接触线。

3) 对于修型传动, 计算得到的接触线, 或是一根多段空间曲线有两段通过齿面, 或是其中一段两次通过齿面。总之, 每一瞬时在齿面上存在两条接触线, 叫做“双线接触”。

对于典型传动, 也有“双线接触”。但是上面计算所得只是其中的一条新接触线 (二次线)。

4) 对于典型传动, 当 $\psi_1 = \theta_1$ 时, 式 (34.1-45) 中之第二式与第三式是等价的, 这时相当于平面一次包络的接触线方程。所以, 这时可以解得一条与“一次包络”传动完全相同的接触线, 这条接触线就是一次线。

其接触线分布如图 34.1-35 和图 34.1-36 所示。

(2) 接触线分析

1) 典型传动接触线分析

在“二次包络”传动中, 有些二次接触线在

理论计算后虽能画出，但实际上并不存在，称之为“虚接触”。

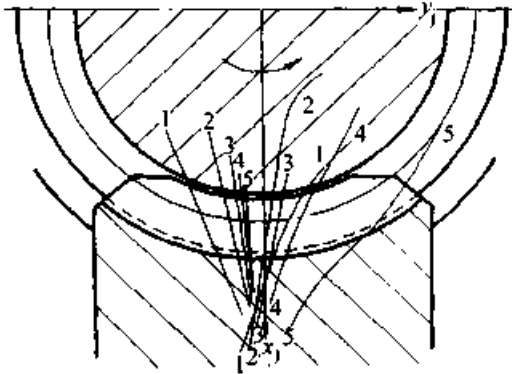


图 34.1-35 典型传动接触线图

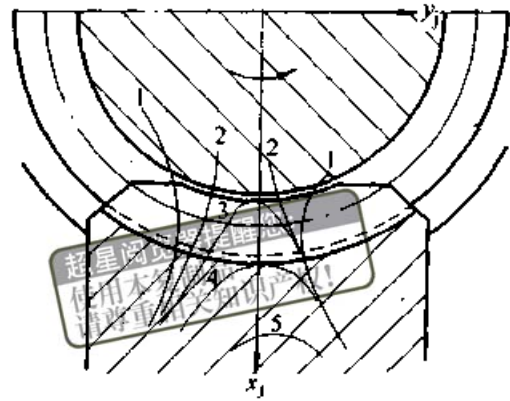


图 34.1-36 修型传动接触线图

图 34.1-37 所示是蜗轮齿面上的接触线分布图（母面倾角 β 较小值时），在 x_2 轴左边是

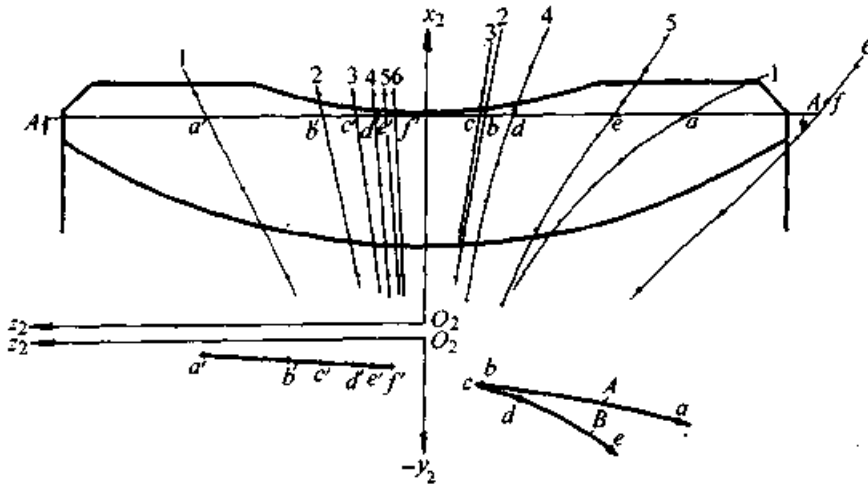


图 34.1-37 接触线的虚实分析（小 β ）

“一次线”，右边是“二次线”。在“二次线”中只存在 1、2、3 三条接触线，而 4、5、6 三条接触线在齿面以外实际上并不存在而是“虚接触”。所以，从蜗杆上接触线变化示意图上可以看出，从喉部附近到啮出端并无双线接触（图 34.1-38）。

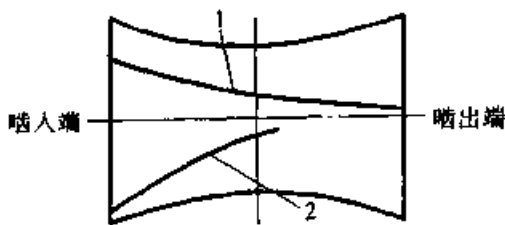


图 34.1-38 蜗杆上接触线变化示意图

1—一次线 2—二次线

图 34.1-39 所示是母面倾角 β 较大值时的接触线分布图，在 x_2 轴右边是“一次线”，左边是“二次线”，侵入“一次线”的“二次线”部分是虚接触。

2) 修型传动接触线分析

图 34.1-40 所示是其他参数都相同，只是齿数增量系数 y 不同的接触线分布图。它的特点是一段接触线两次经过齿面而形成双线接触，当 y 愈大时，齿面上接触线愈少且愈平缓，对轮齿强度是不利的，从理论上讲，当 $y \rightarrow \infty$ 时，则又回到圆柱蜗杆传动了。

5.3 平面包络环面蜗杆传动几何尺寸计算

尺寸计算公式见表 34.1-61。

5.4 平面二次包络环面蜗杆传动承载能力计算

目前环面蜗杆传动的承载能力计算一般利用功率表来确定基本参数，表 34.1-62 是工作载荷平稳，每天工作 8 h、每小时起动次数不大于 10

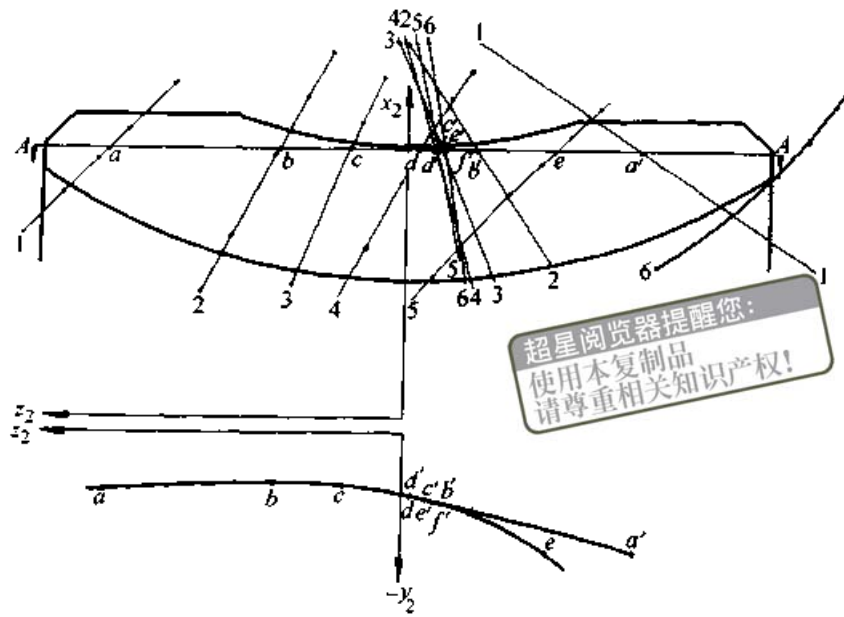


图 34.1-39 接触线的虚实分析 (大 β)

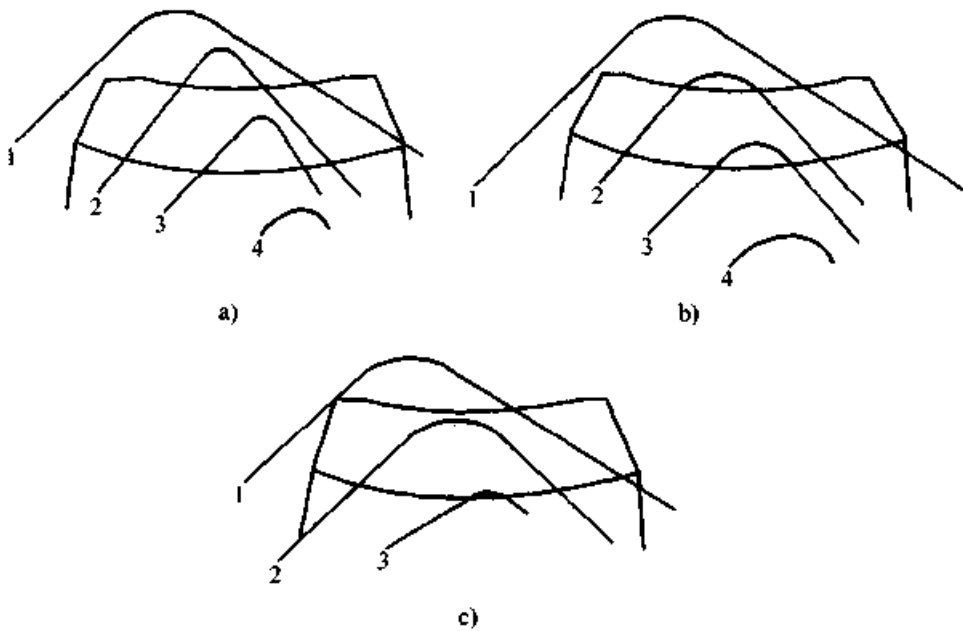


图 34.1-40 修型传动的接触线图

a) $y=0.0015$ b) $y=0.025$ c) $y=0.1$

次、起动转矩为额定转矩的 2.5 倍、小时负荷率 $J_C=100\%$ 、环境温度为 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 时的额定输入功率 P_1 及额定输出转矩 T_2 的功率表。当设计情况不一致时，输入功率 P_1 或输出转矩 T_2 可计算如下 (GB/T 16444—1996)。

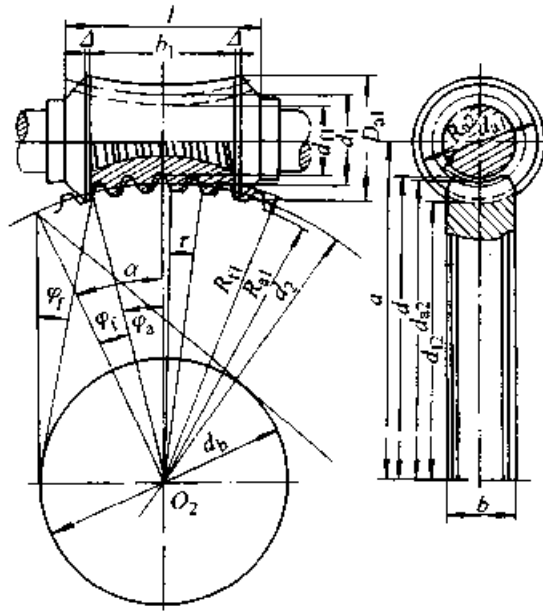
$$\text{机械功率 } P_1 \geq P_{1w} K_A K_1 \text{ 或 } T_2 \geq T_{2w} K_A K_1 \quad (34.1-47)$$

$$\text{热功率 } P_1 \geq P_{1w} K_2 K_3 K_4 \text{ 或}$$

$$T_2 \geq T_{2w} K_2 K_3 K_4 \quad (34.1-48)$$

式中 P_{1w} ——实际输入功率 (kW);
 T_{2w} ——实际输出转矩 (N·m);
 K_A ——使用系数，见表 34.1-63;
 K_1 ——起动频率系数，见表 34.1-64;
 K_2 ——小时负荷率系数，见表 34.1-65;
 K_3 ——环境温度系数，见表 34.1-66;
 K_4 ——冷却方式系数，见表 34.1-67。

表 34.1-61 平面包络环面蜗杆传动几何尺寸计算公式



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

序号	名称	代号	公式及说明	示例 4
1	中心距	a	根据强度要求确定	250 mm
2	传动比	i	$i = z_2/z_1$	40
3	蜗杆头数	z_1	根据使用要求确定	1
4	蜗轮齿数	z_2	$z_2 = iz_1$	40
5	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = k_1 a$ $i > 20 \quad k_1 = 0.33 \sim 0.38$ $i > 10 \quad k_1 = 0.36 \sim 0.42$ $i \leq 10 \quad k_1 = 0.4 \sim 0.50$ 计算结果圆整	82 mm
6	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = 2a - d_1$	418 mm
7	蜗轮端面模数	m_t	$m_t = d_2/z_2$	10.45 mm
8	齿顶高	h_a	$h_a = 0.7m_t$	7.32 mm
9	齿根高	h_f	$h_f = 0.9m_t$	9.4 mm
10	全齿高	h	$h = 1.6m_t$	16.72 mm
11	蜗杆根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	63.2 mm
12	蜗杆顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	96.64 mm
13	齿顶间隙	c	$c = 0.2m_t$	2.08 mm
14	蜗杆齿根圆弧半径	R_{f1}	$R_{f1} = a - 0.5d_{f1}$	218.4 mm
15	蜗杆齿顶圆弧半径	R_{a1}	$R_{a1} = a - 0.5d_{a1}$	201.68 mm
16	蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	432.64 mm
17	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	399.2 mm
18	蜗杆喉部分度圆导程角	γ	$\gamma = \arctan \frac{d_2}{d_{f1}}$	$7^\circ 15' 45''$
19	齿距角	τ	$\tau = 360^\circ/z_2$	9°
20	主基圆直径	d_b	$d_b = k_b a$ 圆整 $k_b = 0.5 \sim 0.67$ 一般 $k_b = 0.63$; 小传动比可取较小值	158 mm

续表 34.1-61

序号	名称		代号	公式及说明	示例 4
21	蜗轮分度圆压力角		α	$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2}$ $\alpha = 20^\circ \sim 25^\circ$	$22^\circ 12' 33''$
22	蜗杆包围蜗轮齿数		z'	$z' \geq \frac{z_2}{10} + 0.5$	4.5
23	蜗杆包围蜗轮的工作半角		ψ_h	$\psi_h = 0.5\tau (z' - 0.45)$	$18^\circ 13' 30''$
24	工作起始角		ψ_s	$\psi_s = \alpha - \psi_h$	$3^\circ 59' 25''$
25	蜗轮齿宽		b_2	$b_2 = (0.9 \sim 1) d_{f1}$	60 mm
26	蜗杆工作部分长度		b_1	$b_1 = d_2 \sin \psi_h$	130 mm
27	蜗杆外径处肩带宽度		Δ	$\Delta = m_t$	10 mm
28	蜗杆最大齿顶圆直径		d_{eal}	$d_{eal} = 2[a - \sqrt{R_{at}^2 - (0.5b_1)^2}]$	118.16 mm
29	蜗杆最大齿根圆直径		d_{ef1}	$d_{ef1} = 2[a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5b_1)^2}]$	83 mm
30	蜗轮分度圆齿距		p_{t2}	$p_{t2} = \pi m_1$	32.83 mm
31	齿侧间隙		j	按机械设备特性确定	0.4 mm
32	蜗轮分度圆齿厚		s_2	$i > 10 \quad s_2 = 0.55 p_{t2}$ $i \leq 10 \quad s_2 = p_{t2} - s_1 - j$	18 mm
33	蜗杆分度圆齿厚		s_1	$i > 10 \quad s_1 = p_{t2} - s_2 - j$ $i \leq 10 \quad s_1 = k_s p_{t2}$ $z_1 < 4 \quad k_s \approx 0.45$ $z_1 = 4 \quad k_s = 0.46$ $z_1 = 5 \quad k_s = 0.47$ $z_1 = 6 \quad k_s = 0.48$ $z_1 = 8 \quad k_s = 0.49$	14.43 mm
34	母平面倾角		β	平面一次包络 直齿 $\beta = 0$ 斜齿 $\beta = \gamma + (1^\circ \sim 3^\circ)$ 平面二次包络 $\tan \beta = \frac{\cos(\alpha + \Delta) \frac{r_2}{a} \cos \alpha}{\cos(\alpha + \Delta) - \frac{r_2}{a} \cos \alpha} \times \frac{1}{i}$ $i > 30 \quad \Delta = 8^\circ; i < 30 \quad \Delta = 6^\circ;$ $i < 10 \quad \Delta = 1^\circ \sim 4^\circ \text{ 或 } \Delta = (0.1 \sim 0.2) i$	11°
35	蜗杆法向弦齿厚		\bar{s}_{n1}	$\bar{s}_{n1} = s_1 \cos \gamma$	14.3 mm
36	蜗轮法向弦齿厚		\bar{s}_{n2}	$\bar{s}_{n2} = s_2 \cos \gamma$	17.86 mm
37	蜗轮齿冠圆弧半径		R_{a2}	$R_{a2} = 0.53 d_{f1}$	33.5 mm
38	齿厚测齿高		蜗杆	$\bar{h}_{a1} = h_a - 0.5 d_2 (1 - \cos \arcsin (s_1 / d_2))$	7.19 mm
			蜗轮	$\bar{h}_{a2} = h_a + 0.5 d_2 (1 - \cos \arcsin (s_2 / d_2))$	7.51 mm
39	蜗杆修缘值	入口端	修缘值 修缘长度	e_s E_s	$e_s = 0.3 \sim 1$ $E_s = (1/4 \sim 1) p_{t2}$ (不计算出值)
		出口端	修缘值 修缘长度	e_0 E_0	$e_0 = 0.2 \sim 0.8$ $E_0 = (1/3 \sim 1) p_{t2}$ (不计算出值)

注：表中示例 4 见 5.6 节计算示例。

表 34.1-62 平面包络环面蜗杆传动功率表

公称传动比 i	输入转速 n_1 / (r/min)	功率 / 转矩	中 心 距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
10	1 500	P_1	6.71	11.5	19.7	25.9	35.7	47.5	61.2	81.4	105	138	183	245	261	347				
		T_2	384	666	1 141	1 516	2 093	2 811	3 626	4 870	6 280	8 343	11 087	14 795	15 787	20 979				
	1 000	P_1	6.20	10.6	18.2	23.9	33.0	43.9	56.6	75.2	97.0	127	169	226	241	320	413	543	722	963
		T_2	533	923	1 581	2 102	2 901	3 897	5 025	6 749	8 703	11 563	15 366	20 505	21 881	29 076	37 495	49 291	65 499	87 408
	750	P_1	5.22	8.94	15.3	20.1	27.8	36.9	47.6	63.3	81.6	107	143	190	203	270	348	457	608	811
		T_2	591	1 019	1 755	2 333	3 220	4 326	5 579	7 494	9 664	12 842	17 064	22 772	24 300	32 290	41 640	54 740	72 740	97 071
	500	P_1	4.20	7.20	12.3	16.2	22.4	29.7	38.3	50.9	65.7	86.3	115	153	163	217	280	368	489	652
		T_2	697	1 202	2 071	2 754	3 801	5 107	6 586	8 849	11 412	15 167	20 145	26 896	28 700	38 137	49 181	64 653	85 913	114 649
12.5	1 500	P_1	5.88	10.1	17.3	22.7	31.3	41.7	53.7	71.4	92.0	121	161	215	229	304	392			
		T_2	417	722	1 237	1 645	2 270	3 066	3 954	5 311	6 849	9 100	12 092	16 137	17 220	22 882	29 508			
	1 000	P_1	5.26	9.00	15.4	20.3	28.0	37.2	48.0	63.8	82.2	108	144	192	205	272	351	461	612	817
		T_2	558	968	1 658	2 204	3 042	4 109	5 298	7 117	9 178	12 194	16 204	21 624	23 074	30 661	39 540	51 980	69 072	92 176
	750	P_1	4.31	7.39	12.7	16.7	23.0	30.5	39.4	52.3	67.5	88.7	118	157	168	223	288	378	503	671
		T_2	604	1 041	1 794	2 386	3 293	4 448	5 737	7 665	9 884	13 135	17 454	23 292	24 854	33 027	42 591	55 993	74 401	99 287
	500	P_1	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	120	128	170	220	289	384	512
		T_2	676	1 166	2 009	2 672	3 688	4 956	6 392	8 589	11 076	14 722	19 563	25 819	27 857	37 018	47 737	62 755	83 390	111 283
14	1 500	P_1	5.45	9.34	16.0	21.0	29.0	38.6	49.8	66.1	85.3	112	149	199	212	282	364	478		
		T_2	430	745	1 277	1 688	2 330	3 165	4 082	5 483	7 070	9 395	12 484	16 660	17 777	23 623	30 463	40 047		
	1 000	P_1	4.90	8.40	14.4	18.9	26.1	34.7	44.8	59.5	76.7	101	134	179	191	254	327	430	571	762
		T_2	580	1 005	1 723	2 277	3 143	4 269	5 506	7 396	9 537	12 673	16 840	22 472	23 980	31 865	41 092	54 020	71 783	95 793
	750	P_1	4.00	6.85	11.7	15.4	21.3	28.3	36.5	48.5	62.6	82.3	109	146	156	207	267	351	466	622
		T_2	620	1 075	1 853	2 464	3 401	4 544	5 860	7 917	10 209	13 568	18 029	24 060	25 674	34 116	43 995	57 836	76 854	102 560
	500	P_1	3.06	5.24	8.98	11.8	16.3	21.7	27.9	37.1	47.8	62.9	83.6	112	119	158	204	268	356	476
		T_2	695	1 205	2 078	2 761	3 814	5 097	6 572	8 833	11 391	15 143	20 122	26 852	28 653	38 075	49 101	64 548	85 773	114 463
1 500	P_1	4.98	8.54	14.6	19.2	26.5	35.3	45.5	60.4	77.9	102	136	182	194	258	332	437			
	T_2	446	774	1 326	1 763	2 433	3 233	4 169	5 663	7 303	9 706	12 897	17 211	18 365	24 441	31 470	41 372			
1 000	P_1	4.51	7.73	13.2	17.4	24.0	31.9	41.2	54.7	70.6	92.8	123	165	176	233	301	395	525	701	
	T_2	606	1 051	1 801	2 394	3 305	4 391	5 663	7 692	9 920	13 183	17 517	23 377	24 945	33 147	42 746	56 194	74 604	99 648	

提醒您：
 请仔细阅读产品说明书
 本产品为特种设备
 请妥善保管

续表 34.1-62

公称 传动比 i	输入转 速 n_1 / (r/min)	功率 转矩	中 心 距/mm																	
			额定输入功率 P_1 /kW; 额定输出转矩 T_2 /N·m																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
16	750	P_1	3.65	6.25	10.7	14.1	19.4	25.8	33.3	44.3	57.1	75.0	99.7	133	142	189	243	320	425	567
		T_2	643	1 108	1 920	2 553	3 524	4 735	6 106	8 114	10 464	14 062	18 685	24 935	26 608	35 357	45 595	59 940	79 650	106 292
	500	P_1	2.62	4.84	8.29	10.9	15.0	20.0	25.8	34.3	44.2	58.1	77.2	103	110	146	188	248	329	439
		T_2	725	1 250	2 154	2 865	3 954	5 316	6 855	9 214	11 881	15 797	20 991	28 013	29 892	39 721	52 223	67 338	89 480	119 410
18	1 500	P_1	4.59	7.86	13.5	17.7	24.4	32.5	41.9	55.7	71.8	94.4	125	167	179	237	306	402		
		T_2	460	793	1 359	1 817	2 508	3 351	4 321	5 742	7 405	9 951	13 223	17 646	18 829	25 021	32 266	42 417		
	1 000	P_1	3.92	6.72	11.5	15.1	20.9	27.8	35.8	47.6	61.4	80.7	107	143	153	203	262	344	457	610
		T_2	587	1 017	1 742	2 316	3 197	4 296	5 540	7 362	9 493	12 757	16 952	22 623	24 140	32 078	41 367	54 381	72 263	96 434
	750	P_1	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	120	128	170	220	289	384	512
		T_2	646	1 113	1 929	2 565	3 540	4 785	6 170	8 246	10 633	13 978	18 574	24 787	26 743	35 537	45 827	60 245	80 055	106 832
	500	P_1	2.51	4.30	7.37	9.69	13.4	17.8	22.9	30.5	39.3	51.6	68.6	91.6	97.7	130	167	220	292	390
		T_2	716	1 235	2 128	2 831	3 908	5 254	6 776	9 109	11 746	15 620	20 756	27 698	29 556	39 275	50 647	66 582	88 475	118 068
20	1 500	P_1	4.20	7.19	12.3	16.2	22.4	29.7	38.3	50.9	65.7	86.3	115	153	163	217	280	368		
		T_2	462	797	1 365	1 815	2 505	3 386	4 367	5 835	7 524	9 882	13 144	17 541	18 925	25 148	32 431	42 634		
	1 000	P_1	3.61	6.18	10.6	13.9	19.2	25.5	32.9	43.8	56.5	74.2	98.6	132	140	187	241	316	420	561
		T_2	593	1 021	1 761	2 341	3 231	4 367	5 632	7 525	9 704	12 757	16 952	22 623	24 408	32 434	41 826	54 985	73 066	97 505
	750	P_1	2.98	5.11	8.75	11.5	15.9	21.1	27.2	36.2	46.6	61.3	81.5	109	116	154	199	261	347	463
		T_2	641	1 106	1 917	2 549	3 519	4 783	6 168	8 243	10 629	14 052	18 672	24 918	26 598	35 332	45 563	59 898	79 594	106 217
	500	P_1	2.31	3.97	6.79	8.93	12.3	16.4	21.1	28.1	36.2	47.6	63.2	84.4	90.1	120	154	203	270	360
		T_2	725	1 250	2 154	2 866	3 956	5 320	6 860	9 223	11 894	15 817	21 018	28 049	29 930	39 772	51 289	67 425	89 596	119 564
1 500	P_1	3.84	6.59	11.3	14.8	20.5	27.2	35.1	46.6	60.1	79.1	105	140	150	199	256	337			
	T_2	496	808	1 384	1 841	2 541	3 435	4 429	5 919	7 633	10 147	13 483	17 993	19 200	25 514	32 902	43 253			
22.4	1 000	P_1	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	120	128	170	220	289	384	512
		T_2	599	1 039	1 780	2 367	3 267	4 416	5 695	7 610	9 813	13 046	17 336	23 134	24 686	32 808	42 302	55 611	73 897	98 614
	750	P_1	2.75	4.70	8.06	10.6	14.6	19.4	25.1	33.3	43.0	56.5	75.0	100	107	142	183	241	320	427
		T_2	654	1 134	1 943	2 584	3 567	4 851	6 256	8 360	10 781	14 334	19 048	25 419	27 124	36 043	46 480	61 103	81 195	108 353
500	P_1	2.12	3.63	6.22	8.18	11.3	15.0	19.3	25.7	33.1	43.6	57.9	77.2	82.4	110	141	186	247	329	
	T_2	729	1 258	2 155	2 868	3 959	5 325	6 867	9 234	11 908	15 935	21 174	28 257	30 857	41 004	52 878	69 513	92 371	123 268	

续表 34.1-62

公称 传动比 i	输入转 速 n_1 / (r/min)	功率 转矩	中 心 距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
25	1 500	P_1	3.45	5.91	10.1	13.3	18.4	24.4	31.5	41.9	54.0	71.0	94.3	126	134	178	230	303		
		T_2	467	810	1 387	1 845	2 546	3 423	4 414	5 898	7 606	10 056	13 363	17 832	19 028	25 285	32 607	42 866		
	1 000	P_1	2.94	5.04	8.64	11.4	15.7	20.8	26.9	35.7	46.0	60.5	80.4	107	114	152	196	258	343	457
		T_2	590	1 023	1 773	2 358	3 255	4 376	5 643	7 541	9 724	12 856	17 083	22 797	24 326	32 325	41 685	54 800	72 819	97 176
	750	P_1	2.51	4.30	7.37	9.69	13.4	17.8	22.9	30.5	39.3	51.6	68.6	91.6	97.7	130	167	220	292	390
		T_2	663	1 143	1 971	2 622	3 619	4 865	6 274	8 434	10 876	14 463	19 218	25 646	27 367	36 365	46 896	61 650	81 921	109 323
	500	P_1	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293
		T_2	710	1 225	2 112	2 811	3 880	5 187	6 689	9 052	14 091	15 716	20 883	27 869	29 738	39 516	50 959	66 991	89 019	118 795
28	1 500	P_1	3.10	5.31	9.10	12.0	16.5	21.9	28.3	37.6	48.7	63.7	84.7	113	121	160	207	272		
		T_2	453	786	1 354	1 791	2 472	3 324	4 287	5 763	7 432	9 940	13 209	17 627	18 810	24 995	32 232	42 373		
	1 000	P_1	2.71	4.64	7.95	10.4	14.4	19.2	24.7	32.8	42.3	55.7	74.0	98.7	105	140	180	237	315	421
		T_2	593	1 023	1 764	2 346	3 239	4 355	5 616	7 550	9 737	13 023	17 306	23 094	24 643	32 746	42 229	55 514	73 768	98 443
	750	P_1	2.27	3.90	6.68	8.78	12.1	16.1	20.8	27.6	35.6	46.6	62.2	83.0	88.5	118	152	199	265	354
		T_2	657	1 133	1 953	2 589	3 587	4 823	6 220	8 364	10 786	14 346	19 063	25 439	27 146	36 072	46 517	61 152	81 260	108 441
	500	P_1	1.80	3.09	5.30	6.96	9.61	12.8	16.5	21.9	28.2	37.1	49.3	65.8	70.2	93.3	120	158	210	280
		T_2	743	1 281	2 196	2 905	4 010	5 397	6 959	9 365	12 077	16 174	21 492	28 681	30 604	40 668	52 444	68 943	91 613	122 257
31.5	1 500	P_1	2.78	4.77	8.18	10.7	14.8	19.7	25.4	33.8	43.6	57.3	76.1	102	108	144	186	244		
		T_2	447	770	1 328	1 768	2 440	3 282	4 232	5 691	7 339	9 763	12 974	17 318	18 475	24 550	31 658	41 618		
	1 000	P_1	2.43	4.17	7.14	9.39	13.0	17.2	22.2	29.5	38.0	50.0	66.5	88.7	94.6	126	162	213	283	378
		T_2	585	1 009	1 740	2 315	3 196	4 299	5 543	7 455	9 614	12 789	16 994	22 678	24 199	32 156	41 468	54 514	72 440	96 670
	750	P_1	1.80	3.09	5.30	6.96	9.61	12.8	16.5	21.9	28.2	37.1	49.3	65.8	70.2	93.3	120	158	210	280
		T_2	572	986	1 700	2 263	3 123	4 201	5 418	7 287	9 397	12 502	16 613	22 170	23 657	31 436	40 593	53 293	70 818	94 505
	500	P_1	1.57	2.69	4.61	6.06	8.36	11.1	14.3	19.0	24.5	32.3	42.9	57.2	61.1	81.1	105	138	183	244
		T_2	708	1 221	2 106	2 787	3 847	5 146	6 636	8 932	11 519	15 337	20 380	27 196	29 021	38 563	49 730	65 376	86 873	115 930
1 500	P_1	2.43	4.17	7.14	9.39	13.0	17.2	22.2	29.5	38.0	50.0	66.5	88.7	94.6	126	162	213			
	T_2	431	744	1 283	1 697	2 343	3 152	4 065	5 468	7 051	9 439	12 543	16 738	17 861	23 734	30 606	40 235			
35.5	1 000	P_1	2.20	3.76	6.45	8.48	11.7	15.6	20.0	26.6	34.4	45.2	60.0	80.1	85.5	114	146	193	256	341
		T_2	584	1 008	1 738	2 299	3 174	4 270	5 507	7 408	9 553	12 788	16 993	22 677	24 198	32 155	41 466	54 512	72 437	96 666

续表 34.1-62

公称 传动比 i	输入转 速 n_1 / (r/min)	功率 转矩	中 心 距/mm																	
			额定输入功率 P_1 /kW; 额定输出转矩 T_2 /N·m																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
35.5	750	P_1	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293
		T_2	655	1 130	1 949	2 595	3 582	4 820	6 216	8 363	10 784	14 352	19 072	25 451	27 158	36 089	46 539	61 180	81 298	108 490
	500	P_1	1.49	2.55	4.38	5.75	7.94	10.6	13.6	18.1	23.3	30.6	40.7	54.4	58.0	77.1	99.4	131	174	232
		T_2	738	1 273	2 196	2 906	4 011	5 402	6 966	9 318	12 016	16 108	21 405	28 565	30 481	40 503	52 232	68 665	91 243	121 762
40	1 500	P_1	2.27	3.90	6.68	8.78	12.1	16.1	20.8	27.6	35.6	46.8	62.2	83.0	88.5	118	152	199	265	
		T_2	440	759	1 310	1 744	2 408	3 240	4 178	5 623	7 251	9 651	12 825	17 115	18 263	24 268	31 295	41 141	54 669	
	1 000	P_1	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293
		T_2	547	943	1 626	2 165	2 989	4 022	5 187	6 980	9 001	11 981	15 920	21 246	22 671	30 125	38 849	51 071	67 864	90 564
	750	P_1	1.65	2.82	4.84	6.36	8.78	11.7	15.0	20.0	25.8	33.9	45.0	60.1	64.1	85.2	110	144	192	256
		T_2	629	1 085	1 872	2 494	3 442	4 633	5 975	8 041	10 370	13 805	18 345	24 481	26 123	34 712	44 764	58 847	78 198	104 354
	500	P_1	1.22	2.08	3.57	4.69	6.48	8.61	11.1	14.8	19.0	25.0	33.2	44.3	47.3	62.9	81.1	107	142	189
		T_2	659	1 138	1 964	2 617	3 613	4 867	6 276	8 452	10 900	14 520	19 295	25 748	27 475	36 510	47 082	61 895	82 247	109 758
45	1 500	P_1	2.04	3.49	5.99	7.87	10.9	14.4	18.6	24.7	31.9	41.9	55.7	74.4	79.4	105	136	179	238	
		T_2	435	751	1 304	1 737	2 397	3 227	4 161	5 600	7 222	9 614	12 776	17 049	18 193	24 175	31 175	40 983	54 459	
	1 000	P_1	1.76	3.02	5.18	6.81	9.40	12.5	16.1	21.4	27.6	36.3	48.2	64.4	68.7	91.3	118	155	206	274
		T_2	565	975	1 693	2 293	3 112	4 189	5 401	7 270	9 375	12 480	16 584	22 131	23 615	31 381	40 468	53 199	70 692	94 338
750	P_1	1.57	2.69	4.61	6.06	8.36	11.1	14.3	19.0	24.5	32.3	42.9	57.2	61.1	81.1	105	138	183	244	
	T_2	661	1 140	1 966	2 602	3 592	4 837	6 238	8 343	10 759	14 237	18 918	25 246	26 939	35 797	46 163	60 686	80 641	107 615	
500	P_1	1.29	2.22	3.80	5.00	6.90	9.16	11.8	15.7	20.2	26.6	35.4	47.2	50.4	66.9	86.3	113	151	201	
	T_2	773	1 334	2 303	3 069	4 238	5 712	7 364	9 852	12 705	17 046	22 651	30 227	32 255	42 861	55 272	72 661	96 554	128 849	
1 500	P_1	1.84	3.16	5.41	7.12	9.82	13.1	16.8	22.4	28.8	37.9	50.4	67.2	71.7	95.3	123	162	215		
	T_2	428	744	1 275	1 699	2 345	3 157	4 072	5 482	7 069	9 414	12 510	16 694	17 814	23 671	30 525	40 129	53 324		
1 000	P_1	1.61	2.76	4.72	6.21	8.57	11.4	14.7	19.5	25.2	33.1	43.9	58.6	62.6	83.2	107	141	187	250	
	T_2	560	974	1 668	2 223	3 068	4 132	5 328	7 173	9 250	12 318	16 369	21 844	23 309	30 974	39 943	52 509	69 776	93 115	
50	750	P_1	1.33	2.28	3.92	5.15	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	51.9	69.0	88.9	117	155	207
		T_2	611	1 055	1 820	2 425	3 347	4 508	5 814	7 828	10 095	13 446	17 867	23 843	25 442	33 808	43 598	57 315	76 161	101 636
500	P_1	1.02	1.74	2.99	3.94	5.43	7.22	9.31	12.4	16.0	21.0	27.9	37.2	39.7	52.7	68.0	89.4	119	159	
	T_2	662	1 143	1 973	2 631	3 632	4 895	6 313	8 507	10 970	14 622	19 430	25 929	27 668	36 766	47 412	62 328	82 823	110 526	

续表 34.1-62

公称传动比 i	输入转速 $n_1 / (r/min)$	功率 转矩	中 心 距/mm																		
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	
56	1 500	P_1	1.69	2.49	4.26	6.51	8.99	11.9	15.4	20.5	26.4	34.7	46.1	61.5	87.2	112	148	196			
		T_2	430	964	1 652	1 706	2 355	3 172	4 090	5 471	7 150	9 523	12 654	16 887	18 019	23 944	30 878	40 592	53 940		
	1 000	P_1	1.45	2.28	3.92	5.60	7.73	10.3	13.2	17.6	22.7	29.8	39.7	52.9	75.0	96.8	127	169	226		
		T_2	555	1 157	1 996	2 202	3 039	4 094	5 279	7 062	9 228	12 291	16 332	21 795	23 257	30 905	39 854	52 393	69 620	92 907	
	750	P_1	1.33	2.28	3.92	5.14	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	65.6	88.9	117	155	207		
		T_2	670	1 157	1 996	2 661	3 673	4 948	6 381	8 595	11 083	14 766	19 621	24 184	27 940	37 128	47 879	62 942	83 639	111 615	
	500	P_1	1.10	1.88	3.22	4.24	5.85	7.78	10.0	13.3	17.2	22.6	30.0	40.1	56.8	73.2	96.3	128	171		
		T_2	787	1 359	2 345	3 106	4 287	5 780	7 453	10 118	13 048	17 274	22 954	30 631	32 686	43 434	56 011	73 633	97 845	130 572	
	63	1 500	P_1	1.49	2.55	4.38	5.75	7.94	10.6	13.6	18.1	23.3	30.7	40.7	54.4	77.1	99.4	131	174		
			T_2	418	727	1 246	1 661	2 293	3 090	3 984	5 367	6 921	9 221	12 254	16 352	17 449	23 187	29 901	39 308	52 234	
		1 000	P_1	1.33	2.28	3.92	5.15	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	65.6	88.9	117	155	207	
			T_2	562	976	1 673	2 230	3 078	4 147	5 347	7 203	9 289	12 376	16 446	21 946	23 419	31 119	40 130	52 756	70 103	93 551
750		P_1	1.22	2.08	3.57	4.69	6.48	8.61	11.1	14.8	19.0	25.0	33.2	44.3	62.9	81.1	107	142	189		
		T_2	673	1 162	2 005	2 673	3 690	4 972	6 412	8 638	11 279	14 845	19 726	26 324	28 090	37 327	48 135	63 279	84 087	112 213	
500		P_1	0.82	1.41	2.42	3.18	4.39	5.83	7.52	9.99	12.9	16.9	22.5	30.0	42.6	54.9	72.2	96.0	128		
		T_2	644	1 112	1 921	2 563	3 538	4 771	6 153	8 297	10 699	14 269	18 961	25 303	27 000	35 879	46 268	60 824	80 825	107 859	

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 34.1-63 使用系数 K_A

原动机	载荷性质 (工作机特性)	每日工作时间/h				
		≤0.5	>0.5-1	>1-2	>2-10	>10
		K_A				
电动机、汽轮机、燃气轮机 (起 动转矩小, 偶然作用)	均 匀	0.6	0.7	0.9	1.0	1.2
	轻度冲击	0.8	0.9	1.0	1.2	1.3
	中等冲击	0.9	1.0	1.2	1.3	1.5
	强烈冲击	1.1	1.2	1.3	1.5	1.75
汽轮机、燃气轮机、液动机或电 动机 (起动转矩大、经常作用)	均 匀	0.7	0.8	1.0	1.1	1.3
	轻度冲击	0.9	1.0	1.1	1.3	1.4
	中等冲击	1.0	1.1	1.3	1.4	1.6
	强烈冲击	1.1	1.3	1.4	1.6	1.9
多缸内燃机	均 匀	0.8	0.9	1.1	1.3	1.4
	轻度冲击	1.0	1.1	1.3	1.4	1.5
	中等冲击	1.1	1.3	1.4	1.5	1.8
	强烈冲击	1.3	1.4	1.5	1.8	2.0
单缸内燃机	均 匀	0.9	1.1	1.3	1.4	1.6
	轻度冲击	1.1	1.3	1.4	1.6	1.8
	中等冲击	1.3	1.4	1.6	1.8	2
	强烈冲击	1.4	1.6	1.8	2.0	>2.0

表 34.1-64 起动频率系数 K_1

每小时起动次数	≤10	>10~60	>60~400
起动频率系数 K_1	1	1.1	1.2

表 34.1-65 小时负荷率系数 K_2

小时负荷率 JC/%	100	80	60	40	20
小时负荷率系数 K_2	1	0.95	0.88	0.77	0.6

注: $JC = \frac{1 \text{ h 内负荷作用时间 (min)}}{60} \times 100\%$,

$JC < 20\%$ 按 20% 计。

表 34.1-66 环境温度系数 K_3

环境温度/°C	0~10	>10~20	>20~30	>30~40	>40~50
环境温度系数 K_3	0.89	1	1.14	1.33	1.6

表 34.1-67 冷却方式系数 K_4

冷却方式	中心距 a/mm	蜗杆转速 $n_1/(r/\text{min})$			
		1 500	1 000	7 50	500
		冷却方式系数 K_4			
自然冷却 (无风扇)	80	1	1	1	1
	100~225	1.37	1.59	1.59	1.33
	250~710	1.51	1.85	1.89	1.78
风扇冷却	80~710	1			

5.5 平面二次包络环面蜗杆传动精度

平面二次包络环面蜗杆传动精度已制订国家标准 GB/T 16445—1996。

标准根据使用要求对蜗杆、蜗轮和蜗杆副规定了 6、7、8 级三个精度等级。

按公差特性对传动性能的主要保证作用, 将蜗杆、蜗轮和蜗杆副的公差 (或极限偏差) 分成三个公差组:

第 I 公差组：蜗 杆： F_{p1}

蜗 轮： F_{p2} F_{p2}

蜗杆副： F_i

第 II 公差组：蜗 杆： f_{p1} f_{x1} f_{b1}

蜗 轮： f_{p2}

蜗杆副： f_i

第 III 公差组：蜗 杆：—

蜗 轮：—

蜗杆副：接触斑点， f_a f_{x1} f_{x2} f_y

根据使用要求不同，允许各公差组选用不同的精度等级组合，但在同一公差组中，各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

蜗杆公差和极限偏差见表 34.1-68。

蜗轮公差和极限偏差见表 34.1-69。

蜗杆副公差和极限偏差见表 34.1-70。

蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差见表 34.1-71。



表 34.1-68 蜗杆公差及极限偏差

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗杆圆周齿距累积公差	F_{p1}	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110
2	蜗杆圆周齿距极限偏差	$\pm f_{p1}$	±10	±15	±20	±14	±20	±25	±20	±30	±35	±30	±40	±45
3	蜗杆分度公差	$z_2/z_1 = \text{整数}$	10	15	20	14	20	25	20	30	35	30	40	45
		$z_2/z_1 = \text{非整数}$	25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112
4	蜗杆螺旋线误差的公差	f_{b1}	28	40	—	36	50	—	45	63	—	63	90	—
5	蜗杆法向弦齿厚公差	双向回转	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250
		单向回转	70	100	150	120	200	300	180	280	400	280	350	450

表 34.1-69 蜗轮公差及极限偏差 (μm)

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗轮齿圈径向跳动公差	F_{r2}	15	20	30	20	30	40	25	40	60	35	55	80
2	蜗轮齿距累积公差	F_{p2}	15	20	25	20	30	45	30	40	55	40	60	80
3	蜗轮齿距极限偏差	$\pm f_{p2}$	±13	±18	±25	±18	±25	±36	±20	±28	±40	±26	±36	±50
4	蜗轮法向弦齿厚公差	T_{s2}	75	100	150	100	150	200	150	200	280	220	300	400

表 34.1-70 蜗杆副公差及极限偏差 (μm)

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗杆副的切向综合公差	F_w	63	90	125	80	112	160	100	140	200	140	200	280
2	蜗杆副的一齿切向综合公差	f_{ir}	40	63	80	60	75	110	70	100	140	100	140	200

续表 34.1-70

序号	名称	代号	中心距/mm												
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250			
			精度等级												
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8	
3	中心距极限偏差	$+f_a$	+20	+25	+60	+30	+50	+100	+45	+75	+120	+65	+100	+150	
		$-f_a$	-10	-15	-30	-20	-30	-50	-25	-45	-75	-35	-60	-100	
4	蜗杆喉平面极限偏差	$+f_{s1}$	±15	±20	±25	±25	±40	±50	±40	±60	±80	±65	±90	±120	
	蜗轮喉平面极限偏差	$+f_{s2}$	±30	±50	±75	±60	±100	±150	±100	±150	±220	±150	±200	±300	
5	轴线歪斜度公差	f_v	15	20	30	20	30	45	30	45	65	40	60	80	
6	蜗杆齿面接触斑点 (%)		在工作长度上不小于 85 (6 级)、80 (7 级)、70 (8 级) 工作面入口可接触较重, 两端修缘部分不应接触												
	蜗轮齿面接触斑点 (%)		在理论接触区上按高度不小于 85 (6 级)、80 (7 级)、70 (8 级) 按宽度不小于 80 (6 级)、70 (7 级)、60 (8 级)												
7	圆周侧隙	最小保证侧隙	j_{min}	95			130			190			250		
		标准保证侧隙	j	250			380			530			750		

表 34.1-71 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差 (μm)

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250		
			精度等级											
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆喉部外圆直径公差	t_1	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
2	蜗杆喉部径向跳动公差	t_2	12	15	30	15	20	35	20	27	40	25	35	50
3	蜗杆两基准端面的跳动公差	t_3	12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35
4	蜗杆喉平面至基准端面距离公差	t_4	±50	±75	±100	±75	±100	±130	±100	±130	±180	±130	±180	±200
5	蜗轮基准端面的跳动公差	t_5	15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
6	蜗轮齿坯外径与轴孔的同轴度公差	t_6	15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
7	蜗轮喉部直径公差	t_7	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

由式 (34.1-47) 计算实际转矩 T_2

$$T_2 \geq T_{2w} K_A K_1$$

5.6 计算示例

某设备中的蜗杆传动, 拟采用平面二次包络环面蜗杆传动, 已知蜗轮轴输出转矩 $T_{2w} = 7\,000\text{ N}\cdot\text{m}$, 电动机直接联接蜗杆轴 $n_1 = 760\text{ r}/\text{min}$, 每天工作累计 8 h, 起动频繁, 轻度冲击, 风扇冷却, 并要求 $i = 40$, 试设计该蜗杆传动。

【解】 (1) 确定中心距 a

取 $K_A = 1.3$ (表 34.1-63)

$K_1 = 1.1$ (表 34.1-64)

$$T_2 \geq 7\,000 \times 1.3 \times 1.1\text{ N}\cdot\text{m} = 10\,010\text{ N}\cdot\text{m}$$

由式 (34.1-49) 验算热功率

$$T_2 = T_{2w} K_2 K_3 K_4$$

取 $K_2 = 1$ (表 34.1-65)

$K_3 = 1.14$ (表 34.1-66)

$K_4 = 1$ (表 34.1-67)

$T_2 \geq 7\,000 \times 1 \times 1.14 \times 1 \text{ N}\cdot\text{m} = 7\,980 \text{ N}\cdot\text{m}$

由表 (34.1-62) 选取 $a = 250 \text{ mm}$

(2) 几何尺寸计算

参数选择和几何尺寸计算列于表 34.1-61 中。

(3) 接触线图 (图 34.1-41)。

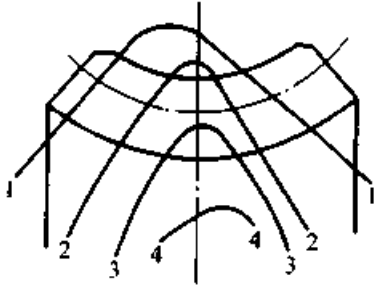


图 34.1-41 接触线图

(4) 啮合区和根切判别

由图 (34.1-42) 中啮合区判别线 r_1' 可知齿面上没有非啮合区。所以, 也没有根切区。

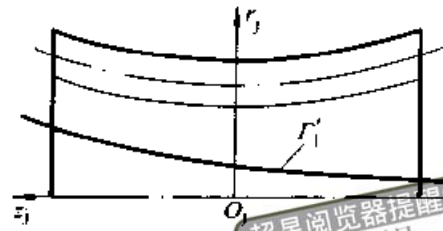


图 34.1-42 啮合区判别线图

超星浏览器提醒您：
 请尊重知识产权！

第2章 蜗杆减速器的设计和选用

1 概述

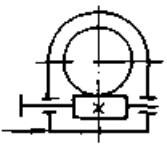
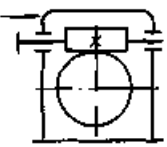
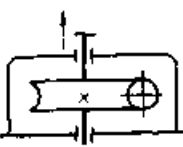
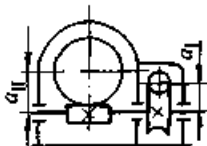
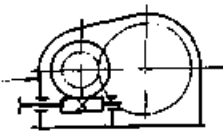
蜗杆减速器用以传递交错轴间的动力和运动，常用的交错两轴线的夹角 $\Sigma = 90^\circ$ 。蜗杆减速器具有单级传动比大、工作平稳、振动小、噪声低，并可获得自锁性等优点，因此在各行业机械设备中得到广泛的应用。

单级蜗杆减速器的蜗杆蜗轮布置，可设计成下置式、上置式和侧置式，其传动比范围、特点和应用，见表 34.2-1。两级减速器可以设计成二级蜗杆传动(大传动比)，或蜗杆—齿轮传动(蜗杆

在高速级)、齿轮—蜗杆传动(齿轮在高速级)，其传动比范围、特点和应用，见表 34.2-1。表中蜗杆传动含圆弧圆柱蜗杆(CAVEX 蜗杆)、锥面包络圆柱蜗杆、平面包络环面蜗杆和直廓环面蜗杆四种蜗杆传动。

蜗杆减速器设计中涉及的普通圆柱蜗杆传动、圆弧圆柱蜗杆传动、直廓环面蜗杆传动和平面包络环面蜗杆传动的几何尺寸计算、承载能力计算和精度等，已在本篇第 1 章中有较详细论述；本章重点叙述几种常用蜗杆减速器的设计要点和蜗杆减速器系列产品的性能、尺寸和选用方法。

表 34.2-1 蜗杆减速器的传动比范围

级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
单级	蜗杆下置式 	$i = 8 \sim 80$	蜗杆布置在蜗轮的下边，啮合处的冷却和润滑较好，蜗杆轴承润滑也方便。但当蜗杆圆周速度太大时，油的搅动损失较大，一般用于蜗杆圆周速度 $v < 5 \text{ m/s}$
	蜗杆上置式 		蜗杆布置在蜗轮的上边，装拆方便，蜗杆的圆周速度允许高一些，但蜗杆轴承润滑不方便
	蜗杆侧置式 		蜗杆放在蜗轮侧面，蜗轮轴是竖直的。对蜗轮轴的密封要求高
两级	蜗杆—蜗杆 	$i = 100 \sim 4\,000$	传动比大、结构紧凑、但传动效率低。为使高速级和低速级传动浸油深度大致相等，应使高速级的中心距约等于低速级中心距一半左右， $a_1 \approx a_2/2$
	齿轮—蜗杆 	$i = 15 \sim 480$	分齿轮传动在高速级和蜗杆传动在高速级二种型式。前者结构紧凑，后者传动效率较高

2 圆弧圆柱蜗杆减速器

2.1 圆弧圆柱蜗杆(ZC₁蜗杆)传动的特点

圆弧圆柱蜗杆传动(含 ZC₁、ZC₂、ZC₃ 蜗杆传动,本章只论述 ZC₁ 蜗杆传动)除具有普通蜗杆传动的优点外,还有以下特点:

- 1) 蜗轮、蜗杆两共轭齿面是凸凹啮合,当量曲率小,因而接触应力低,承载能力高。
- 2) 传动中,蜗轮采用正变位,增大了蜗轮轮齿的齿根厚度,因而蜗轮轮齿的抗弯强度高。蜗杆不变位。
- 3) ZC₁ 蜗杆传动瞬时接触线形状及位置可以通过正确选择参数进行调整,使其方向与相对滑动方向的夹角(润滑 θ)接近 90°,因而传动效率高。
- 4) 蜗杆可制成硬齿面,并可磨削,能获得

较高的齿形精度等。

5) 能制造多头蜗杆,最多可达 11 头。

6) 装配性能好。装配时蜗杆沿轴线移动不影响传动性能,设计时蜗轮沿轴线方向可留一定的调整余量,以便装配时调整蜗轮齿面接触位置。少量的调整误差和受载后齿面的弹性变形不影响 ZC₁ 蜗杆传动啮合的几何条件。

ZC₂ 蜗杆传动与 ZC₁ 蜗杆传动同属凸凹共轭啮合传动,蜗杆为凹面齿。ZC₁ 蜗杆的法截面齿廓为基本齿廓(见图 34.2-1a);ZC₂ 蜗杆的轴截面齿廓为基本齿廓(见图 34.2-1b),蜗杆齿形用样板控制,精度不易保证。因此 ZC₂ 蜗杆逐渐被 ZC₁ 蜗杆取代。

ZC₃ 蜗杆传动的设计计算在本篇第 1 章中已作了较详细的叙述,本章只讨论 ZC₁ 蜗杆减速器的设计和系列减速器的选用。

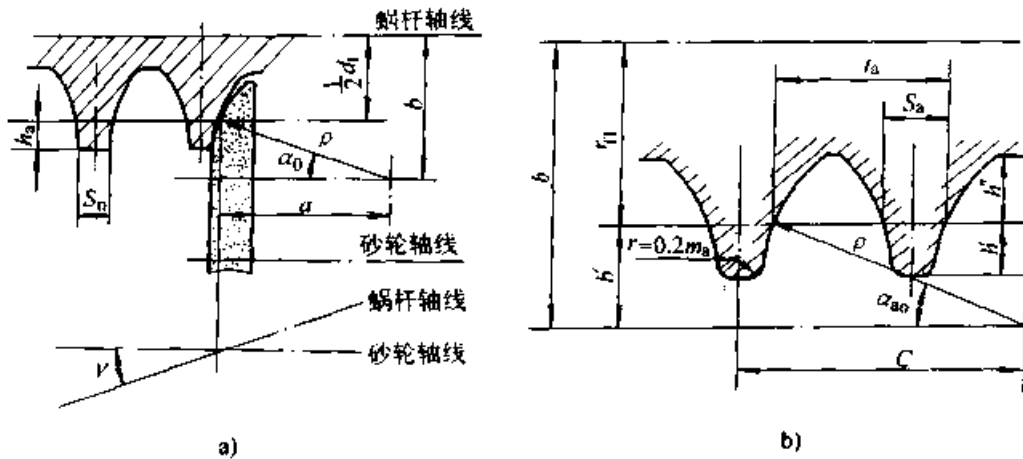


图 34.2-1 ZC₁ 与 ZC₂ 蜗杆齿廓比较

a) ZC₁ 蜗杆法截面齿廓 b) ZC₂ 蜗杆轴截面齿廓

2.2 ZC₁ 蜗杆副的基本参数设计与选择

(1) 原始条件

- 1) 动力机、工作机类型、特性及工作环境;
- 2) 输入转速 n_1 (r/min)、输出转速 n_2 (r/min) 或传动比 i ;
- 3) 输入功率 P_1 (kW) 或输出转矩 T_2 (N·m)。

(2) 确定传动比 i 和输出转矩 T_2

$$i = n_1 / n_2 \quad (34.2-1)$$

设计中,若对传动比 i 要求不严时,可采用表 34.2-2 的蜗杆减速器标准传动比;当给定 P_1 时, T_2 可按式(34.2-2)计算。

$$T_2 = 9\,550 P_1 i \eta / n_1 \quad (34.2-2)$$

式中 η ——初选减速器效率,见表 34.2-3。

表 34.2-2 蜗杆减速器标准公称传动比

i	5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63
-----	---	-----	---	----	------	----	----	----	------	----	----	----

表 34.2-3 ZC₁ 蜗杆减速器效率 η (%)

i	5	10	20	40	70
$n_1/(r/min)$					
15	79~90	69~81	59~71	48~60	36~47
150	85~93	79~89	72~82	60~70	47~58
1 500	91~96	88~95	82~91	75~84	64~75

(3) 估算中心距 a

中心距 a (mm) 按式 (34.2-3) 进行估算。

$$a \approx C_{HE} C_h \sqrt{Z_p^2 T_2 K_A S_{Hmin}^2 [(n_2/8) + 1]^{1/4}} \quad (34.2-3)$$

式中 C_{HE} ——材料系数, 按表 34.2-4 查取;

C_h ——寿命系数 $C_h = \sqrt[3]{L_h/2\ 500} \leq 1.6$;

L_h ——使用寿命 (h);

Z_p ——接触系数, 按图 34.2-2 查取;

K_A ——工况系数, 按表 34.2-5 查取;

S_{Hmin} ——最小接触安全系数, 可在 1.1~1.5 范围内选取。

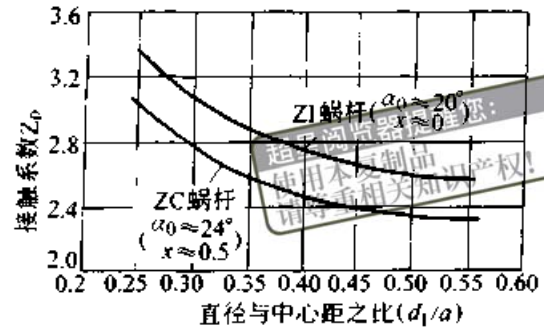


图 34.2-2 接触系数

表 34.2-4 蜗杆传动常用材料的性能

DIN 蜗轮材料	相近的国产材料	σ_s / MPa	σ_b / MPa	HBS	δ_s / %	E 弹性模数/ MPa	Z_E / MPa ^{1/2}	σ_{Hlim} / MPa	σ_{Flim} / MPa	C_{HE} / MPa ^{1/3}	Y_w
1704 G - CuSn12	ZCuSn10Pb1 (砂型)	140	260	80	12	88 300	147	265	115	6.8	1.3
GZ - CuSn12	ZCuSn10Pb1 (离心铸造)	150	280	95	5	88 300	147	425	190	4.9	1
G - CuSn12Ni	—	160	280	90	14	98 100	152.2	310	140	6.2	1.2
GZ - CuSn12Ni	—	180	300	100	8	98 100	152.2	520	225	4.4	0.95
G - CuSn10Zn	ZCuSn10Zn2 (砂型)	130	260	75	15	98 100	152.2	350	165	5.7	1.3
GZ - CuSn10Zn	ZCuSn10Zn2 (离心铸造)	150	270	85	7	98 100	152.2	430	190	5.0	1
— GZ - CuSn14	—	200	300	115	4	92 700	150	370	180	5.5	1
1709 G - CuZn25Al5	—	450	750	180	8	107 900	157.4	500	565	4.6	1.4
GZ - CuZn25Al5	—	480	750	190	5	107 900	157.4	550	605	4.3	1.1
1714 G - CuAl11Ni	—	320	680	170	5	122 600	163.9	250	402	7.5	1.4
GZ - CuAl11Ni	—	400	750	185	5	122 600	163.9	265	502	7.3	1.1
GZ - CuAl10Ni	—	300	700	160	13	122 600	164	660	377	4.0	1.1
1691 GG - 25	HT250	120	300	250		98 100	152.3	350	150	5.7	1.4
1693 GGG - 70	QT700 - 2	500	790	260	5.5	175 000	182	490	628	5.2	1.3

注: 1. σ_{Hlim} 值适用于渗碳、淬火蜗杆, 用调质蜗杆时乘 0.75, Y_w 乘 0.2; 铸铁蜗杆乘 0.5, Y_w 乘 1.1。

2. σ_{Flim} 值适用于 $\alpha_n = 20^\circ$, 当 $\alpha_n = 25^\circ$ 时乘 1.2, 交变应力时乘 0.7, 冲击载荷时乘 2.5。

3. Z_E 值适用于钢制蜗杆副。

4. DIN1714 材料只适用于低速和矿物油润滑的蜗轮, GG 材料只适用于低速手动蜗轮。

5. 承受过载的蜗轮应取较高的 Y_w 值。

6. $C_h = 1$ 时, $C_{HE} = 10 (Z_E/\sigma_{Hlim})^{2/3}$ 。

7. 表中 C_{HE} 为材料常数; Z_E 为弹性系数; σ_{Hlim} 为抗弯曲许用应力; Y_w 为其他材料的换算系数。

设计时按式 (34.2-3) 所求得中心距应进行取整, 对通用系列产品应按表 34.2-5 选取标准

中心距。

(4) 确定蜗杆头数 z_1 和蜗轮齿数 z_2

表 34.2-5 蜗杆减速器标准中心距 a (mm)

第一系列	63	80	100	125	—	160	—	200	—	250	—	315	—	400	—	500
第二系列	—	—	—	—	140	—	180	—	225	—	280	—	355	—	450	—

注：1. 优先选用第一系列。
2. 大于 500 mm 的中心距可按优先数系 R20 的优先数选用。

一般情况下蜗杆头数 z_1 和蜗轮齿数 z_2 可按表 34.2-6 或式(34.2-4)、式(34.2-5)选取。

$$z_1 \approx (7 + 2.4\sqrt{a}) / i \quad (34.2-4)$$

$$z_2 = iz_1 \quad (34.2-5)$$

表 34.2-6 传动比与齿数

i	5~8	8~10	10~16	16~28	≥ 28
z_1	5~6	4	3	2	1
z_2	25~48	32~40	30~48	32~58	i

z_2 与 z_1 最好互为质数，以避免重复误差影响传动性能。当 z_2 必须为 z_1 的整数倍时，应精细装配并加载跑合，以免影响传动效果。

(5) 确定蜗杆分度圆直径 d_1

按图 34.2-3 选取 d_1/a 值。选取时应注意：该值愈大，接触安全系数 S_H 和蜗杆弯曲变形安全系数 S_F 增大，然而由于导程角 γ 的变小而使啮合效率 η_G 和温度安全系数 S_T 降低。低速大转矩的传动应选较大值，应使 $d_1/a > 0.35$ ，反之应取 $d_1/a \leq 0.35$ 。按式(34.2-6)计算 d_1 后。

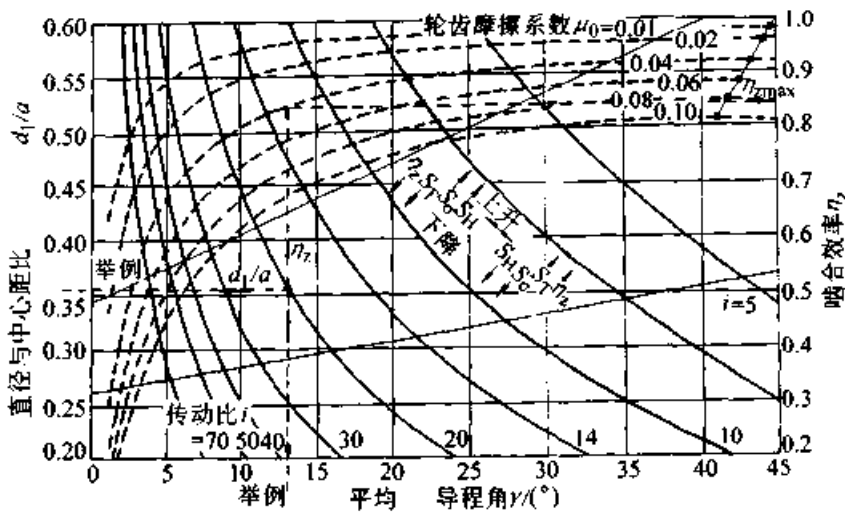


图 34.2-3 d_1/a 对 S_s 、 S_H 、 S_T 及 η_s 的影响

再按表 34.2-8 选取 d_1 的标准值。

$$d_1 = (d_1/a)a \quad (34.2-6)$$

(6) 确定蜗轮变位系数 x

ZC₁ 蜗杆传动中蜗杆不变位，蜗轮采用正变位， x 取值范围为 0~1。 x 值小接触区域大，润滑角较小，载荷大时选用较小的 x 值；相反 x 值大接触区域减小，润滑角增大，高转速时选用较大的 x 值。多头蜗杆的根切界限较宽，故应选择较大的 x 值。通常可按表 34.2-7 选取 x 值，优先选用平均值 $x=0.5$ 。

表 34.2-7 蜗轮变位系数

z_1	1	2	3	≥ 4
x 值范围	0~0.3	0.2~0.6	0.5~1	1~1.5
x 的推荐值	0.15	0.4	0.75	1

(7) 确定蜗杆轴向模数 m (mm) 按式(34.2-7) 计算

$$m = (2a - d_1) / (z_2 + 2x) \quad (34.2-7)$$

m 和 d_1 值应按表 34.2-8 选取。

(8) ZC₁ 蜗杆传动的参数匹配见表 34.2-9。

表 34.2-8 ZC₁ 蜗杆传动标准 m 、 d_1 对应值 (mm)

m	2	2.25	2.5		2.75	3		3.2	3.5	3.6	3.8	4	4.4	4.5	4.8	5
d_1	26	26.5	26	30	32.5	30.4	32	36.6	39	35.4	38.4	44	47.2	43.6	46.4	55
m	5.2	5.6	5.8	6.2	6.5	7.1	7.3	7.8	7.9	8.2	9	9.1	9.2	9.5	10	10.5
d_1	54.6	58.8	49.4	57.6	67	70.8	61.8	69.4	82.2	78.6	84	91.8	80.6	73	82	99
m	11.5	11.8	12.5	13	14.5	15	16		18	19	20		22	24		
d_1	107	93.5	105	119	127	111	124	165	136	141	148	165	160	172		

表 34.2-9 ZC₁ 蜗杆传动参数的匹配

中心距 a/mm	公称传动比 i	模 数 m/mm	蜗杆分度圆 直 径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_s
63	5	3.6	35.4	5	24	0.583	4.8
	6.3	3.6	35.4	4	25	0.083	6.25
	8	3	30.4	4	31	0.433	7.75
	10	3	32	3	31	0.167	10.33
	12.5	2.5	30	3	38	0.2	12.67
	16	3	32	2	31	0.167	15.5
	20	2.5	26	2	39	0.5	19.5
	25	2	26	2	49	0.5	24.5
	31.5	3	32	1	31	0.167	31
	40	2.5	26	1	39	0.5	39
80	5	4.5	43.6	5	24	0.933	4.8
	6.3	4.5	43.6	4	25	0.433	6.25
	8	3.6	35.4	4	33	0.806	8.25
	10	3.8	38.4	3	31	0.5	10.33
	12.5	3.2	36.6	3	37	0.781	12.33
	16	3.8	38.4	2	31	0.5	15.5
	20	3	32	2	41	0.833	20.5
	25	2.5	30	2	51	0.5	25.5
	31.5	3.8	38.4	1	31	0.5	31
	40	3	32	1	41	0.833	41
	50	2.5	30	1	51	0.5	51
	63	2.25	26.5	1	59	0.167	59

续表 34.2-9

中心距 a/mm	公称传动比 i	模 数 m/mm	蜗杆分度圆 直 径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_a
100	5	5.8	49.4	5	24	0.983	4.8
	6.3	5.8	49.4	4	25	0.483	6.25
	8	4.5	43.6	4	33	0.878	8.25
	10	4.8	46.4	3	31	0.5	10.33
	12.5	4	44	3	37	0.5	12.33
	16	4.8	46.4	2	31	0.5	15.5
	20	3.8	38.4	2	41	0.763	20.5
	25	3.2	36.6	2	49	1.031	24.5
	31.5	4.8	46.4	1	31	0.5	31
	40	3.8	38.4	1	41	0.763	41
	50	3.2	36.6	1	50	0.531	50
	63	2.75	32.5	1	60	0.455	60
125	5	7.3	61.8	5	24	0.890	4.8
	6.3	7.3	61.8	4	25	0.390	6.25
	8	5.8	49.4	4	33	0.793	8.25
	10	6.2	57.6	3	31	0.016	10.33
	12.5	5.2	54.6	3	37	0.288	12.33
	16	6.2	57.6	2	31	0.016	15.5
	20	4.8	46.4	2	41	0.708	20.5
	25	4	44	2	51	0.250	25.5
	31.5	6.2	57.6	1	30	0.516	30
	40	4.8	46.4	1	41	0.708	41
	50	4	44	1	50	0.750	50
	63	3.5	39	1	59	0.643	59
140	6.3	7.3	61.8	5	29	0.445	5.8
	8	7.3	61.8	4	29	0.445	7.25
	10	6.5	67	3	31	0.885	10.33
	12.5	6.2	57.6	3	35	0.435	11.67
	16	6.5	67	2	31	0.885	15.5
	20	5.6	58.8	2	39	0.250	19.5
	25	4.4	47.2	2	51	0.955	25.5
	31.5	6.5	67	1	31	0.885	31
	40	5.6	58.8	1	39	0.250	39
	50	4.4	47.2	1	51	0.955	51
63	4	44	1	58	0.5	58	

续表 34.2-9

中心距 a/mm	公称传动比 i	模 数 m/mm	蜗杆分度圆 直 径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_s
160	5	9.5	73	5	24	1	4.8
	6.3	9.5	73	4	25	0.5	6.25
	8	7.3	61.8	4	34	0.685	8.5
	10	7.8	69.4	3	31	0.564	10.33
	12.5	6.5	67	3	37	0.962	12.33
	16	7.8	69.4	2	31	0.564	15.5
	20	6.2	57.6	2	41	0.661	20.5
	25	5.2	54.6	2	49	1.019	24.5
	31.5	7.8	69.4	1	31	0.564	31
	40	6.2	57.6	1	41	0.661	41
	50	5.2	54.6	1	50	0.519	50
	63	4.4	47.2	1	61	0.5	61
180	6.3	9.5	73	5	29	0.605	5.8
	8	9.5	73	4	29	0.605	7.25
	10	9.2	80.6	3	29	0.685	9.67
	12.5	7.8	69.4	3	36	0.628	12
	16	8.2	78.6	2	33	0.659	16.5
	20	7.1	70.8	2	39	0.866	19.5
	25	5.6	58.8	2	52	0.893	26
	31.5	8.2	78.6	1	33	0.659	33
	40	7.1	70.8	1	40	0.366	40
	50	5.6	58.8	1	52	0.893	52
	63	5	55	1	60	0.5	60
200	5	11.8	93.5	5	24	0.987	4.8
	6.3	11.8	93.5	4	25	0.487	6.25
	8	9.5	73	4	33	0.711	8.25
	10	10	82	3	31	0.4	10.33
	12.5	8.2	78.6	3	38	0.598	12.67
	16	10	82	2	31	0.4	15.5
	20	7.8	69.4	2	41	0.692	20.5
	25	6.5	67	2	51	0.115	25.5
	31.5	10	82	1	31	0.4	31
	40	7.8	69.4	1	41	0.692	41
	50	6.5	67	1	50	0.615	50
	63	5.6	58.8	1	60	0.464	60

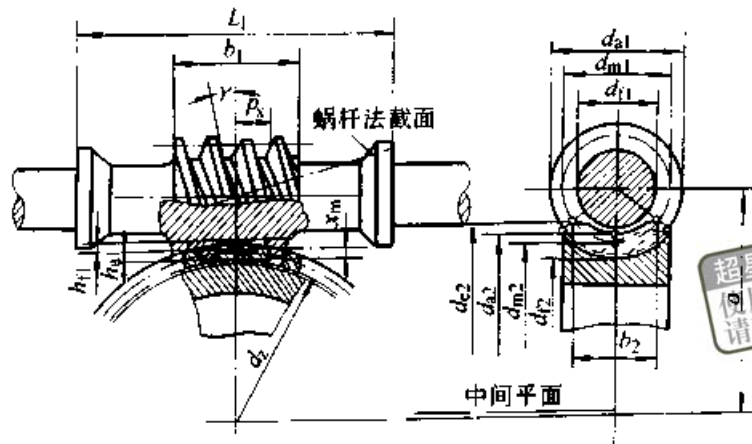
续表 34.2-9

中心距 a/mm	公称传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆 直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_A
225	6.3	11.8	93.5	5	29	0.606	5.8
	8	11.8	93.5	4	29	0.606	7.25
	10	10.5	99	3	32	0.714	10.67
	12.5	10	82	3	36	0.714	12
	16	10.5	99	2	32	0.714	16
	20	9	84	2	39	0.833	19.5
	25	7.1	70.8	2	52	0.704	26
	31.5	10.5	99	1	32	0.714	32
	40	9	84	1	40	0.333	40
	50	7.1	70.8	1	52	0.704	52
	63	6.5	67	1	58	0.462	58
250	5	15	111	5	24	0.967	4.8
	6.3	15	111	4	25	0.467	6.25
	8	11.8	93.5	4	33	0.724	8.25
	10	12.5	105	3	31	0.3	10.33
	12.5	10.5	99	3	37	0.595	12.33
	16	12.5	105	2	31	0.3	15.5
	20	10	82	2	41	0.4	20.5
	25	8.2	78.6	2	51	0.195	25.5
	31.5	12.5	105	1	31	0.3	31
	40	10	82	1	41	0.4	41
	50	8.2	78.6	1	50	0.695	50
63	7.1	70.8	1	59	0.725	59	
280	6.3	15	111	5	29	0.467	5.8
	8	15	111	4	29	0.467	7.25
	10	13	119	3	32	0.962	10.67
	12.5	12.5	105	3	36	0.2	12
	16	13	119	2	32	0.962	16
	20	11.5	107	2	39	0.196	19.5
	25	9	84	2	51	0.944	25.5
	31.5	13	119	1	32	0.962	32
	40	11.5	107	1	39	0.196	39
	50	9	84	1	51	0.944	51
	63	7.9	82.2	1	59	0.741	59

注： $a = 315、355、400、450$ 和 500 mm 的数据从略。

2.3 ZC₁ 蜗杆传动的基本几何关系及计算

几何尺寸计算见表 34.2-10。

ZC₁ 蜗杆传动的基本几何关系见图 34.2-4,图 34.2-4 ZC₁ 蜗杆传动的基本几何关系表 34.2-10 ZC₁ 蜗杆传动的几何尺寸计算

(mm)

名称	代号	计算公式及说明	实例
模数	m	按强度条件确定并按表 34.2-9 选取	6.2
蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = mq$, 按表 34.2-9 选取与 m 搭配值	57.6
蜗杆、蜗轮齿数	z_1, z_2	$z_1 = 1 \sim 5, z_2 = iz_1$	2, 41
中心距	a	$a = [d_1 + (z_2 + 2x_2)m]/2$	160
传动比	i	$i = z_2/z_1 = n_1/n_2$ n_1 —输入转速 (r/min), n_2 —输出转速 (r/min)	20.5
蜗杆直径系数	q	$q = d_1/m$	9.29
蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1 + 2x_2m$	65.796
蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* m$ h_a^* —齿顶高系数; 当 $z_1 \leq 3$ 时, $h_a^* = 1$; 当 $z_1 \geq 3$ 时, $h_a^* = 0.85 \sim 0.95$ 并使 d_{a1} 为整数	6.2
蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = (h_f^* + c^*) m$ c^* —顶隙系数, $c^* \approx 0.16$	7.192
蜗杆全齿高	h_1	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = (2h_a^* + c^*) m$	13.392
顶隙	c	$c = c^* m$	0.992
蜗杆轴向齿厚	s_x	$s_x = 0.4\pi m$	7.791
蜗杆法向齿厚	S_n	$S_n = s_x \cos \gamma = 0.4\pi m \cos \gamma$	7.617
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$	70
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*) m$	42.616
蜗杆齿宽	b_1	$b_1 = 2.5m \sqrt{z_1 + 1}$ 取整	100
蜗杆分度圆导程角	γ	$\gamma = \arctan(z_1/q)$	12.149°
蜗杆法向模数	m_n	$m_n = m \cos \gamma$	6.061

超星阅读器提醒您:
 ① 用本复制品
 请尊重相关知识产权!

续表 34.2-10

名称	代号	计算公式及说明	实例
蜗杆轴向齿距	p_x	$p_x = \pi m$	19.478
蜗杆导程	p_z	$p_z = z_1 p_x$	38.956
蜗杆螺旋参数	p	$p = p_x / 2\pi = mz_1 / 2$	6.2
蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = h_a^* m + x_2 m$	10.298
蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2) m$	3.094
蜗轮全齿高	h_2	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = (2h_a^* + c^*) m$	13.392
蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = mz_2 = 2a - d_1 - 2x_2 m$	254.2
蜗轮节圆直径	d'_2	$d'_2 = d_2 = mz_2$	254.2
蜗轮中圆直径	d_{m2}	$d_{m2} = d_2 + 2x_2 m = 2a - d_1$	262.396
蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2) m$	274.796
蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2) m$	248.012
蜗轮外圆直径	d_{e2}	$d_{e2} = d_{a2} + (0.3 \sim 1.0) m$ 取整	280
蜗轮咽喉圆半径	r_{f2}	$r_{f2} = a - 0.5d_{a2}$	22.602
蜗轮齿宽	b_2	$b_2 \approx 2m (0.5 + \sqrt{q+1})$ 取整	40

注：表中实例的已知条件和计算过程见本章 2.13 节。

重要的 ZC_1 蜗杆传动，应计算各项啮合指标（瞬时接触线、诱导法曲率、润滑角 θ 、根切界限线、啮合区），选择最佳的基本参数组合，其几何尺寸的计算可根据优化结果进行修订。

2.4 ZC_1 蜗杆蜗轮精度和齿面接触位置及蜗杆磨削砂轮法向安装参数的确定

(1) ZC_1 蜗杆蜗轮精度

ZC_1 蜗杆传动精度等级应符合 GB/T

10089—1988《圆柱蜗杆、蜗轮精度》的规定。一般动力传动可采用 7-7-6b。

(2) 蜗轮齿面接触位置

蜗轮齿面的接触位置应位于啮出端(图 34.2-5)，不得在齿顶、齿根及啮入端、啮出端的边缘处接触。其齿面接触率的大小，对未进行啮合指标计算的蜗杆副应符合表 34.2-11 的规定，对已进行啮合指标计算的蜗杆副应达到理论接触区范围的 70% 以上。

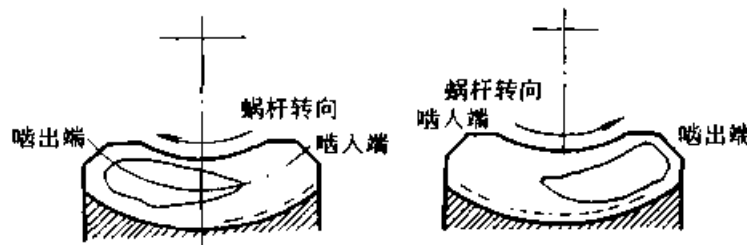


图 34.2-5 蜗轮齿面接触位置

表 34.2-11 蜗轮齿面接触率

传动比 i	$\geq 5 \sim 8$	$> 8 \sim 12.5$	$> 12.5 \sim 25$	$> 25 \sim 63$
接触率				
沿齿高/%	60	65	70	70
沿齿宽/%	40	50	65	75

2.5 ZC_1 蜗杆磨削砂轮法向安装参数的确定

砂轮轴截面圆弧半径 $\rho = (5.0 \sim 6.0) m$ ， ρ 值增大，可提高蜗轮轮齿强度，减少根切，但

ρ 值过大, 将使润滑角 θ 减小, 不利于动压油膜的形成和保持, 蜗杆齿顶变尖, 齿根部减薄; 相反, ρ 值减小, 可增大接触区和润滑角 θ , 有利于动压油膜的形成和保持, 但 ρ 值过小又会产生齿形干涉, 降低蜗轮滚刀的使用寿命。设计中当 $m \leq 10 \text{ mm}$ 时, 可取 $\rho = (5.5 \sim 6.0) m$; 当 $m > 10 \text{ mm}$ 时, 可取 $\rho = (5.0 \sim 5.5) m$; 亦可根据优化设计结果确定。

砂轮轴截面产形角 α_0 等于蜗杆分度圆法向压力角 α_n , 一般为 $22^\circ \sim 25^\circ$ 。 α_0 增大时, 润滑角 θ 增大, 蜗杆齿根加厚, 弯曲强度增大, 但蜗杆齿顶变尖, 蜗轮滚刀使用寿命降低, 热处理工艺差, 径向力增大; α_0 减小时则相反。一般动力传动 $\alpha_0 = 23^\circ \pm 0.5^\circ$ 。

设计时砂轮直径 D_s 可参考表 34.2-12 按 $D_s \pm 30 \text{ mm}$ 选择。加工时砂轮直径 D_s 的变化会影响到蜗杆的齿形精度, 因此允许 D_s 的变化不得超过设计值 10%。

表 34.2-12 砂轮直径 D_s (mm)

模数 m	$\geq 2.0 \sim 3.6$	$> 3.6 \sim 5.6$	$> 5.6 \sim 8$	$> 8 \sim 10$
D_s	150	200	250	300
模数 m	$> 10 \sim 12.5$	$> 12.5 \sim 16$	$> 16 \sim 24$	$> 24 \sim 36$
D_s	350	400	500	600

蜗杆齿廓磨削分为单面砂轮单面磨削(图 34.2-6a)和双面砂轮两面依次磨削(图 34.2-6b)两种方式。其砂轮安装参数的计算见表 34.2-13。

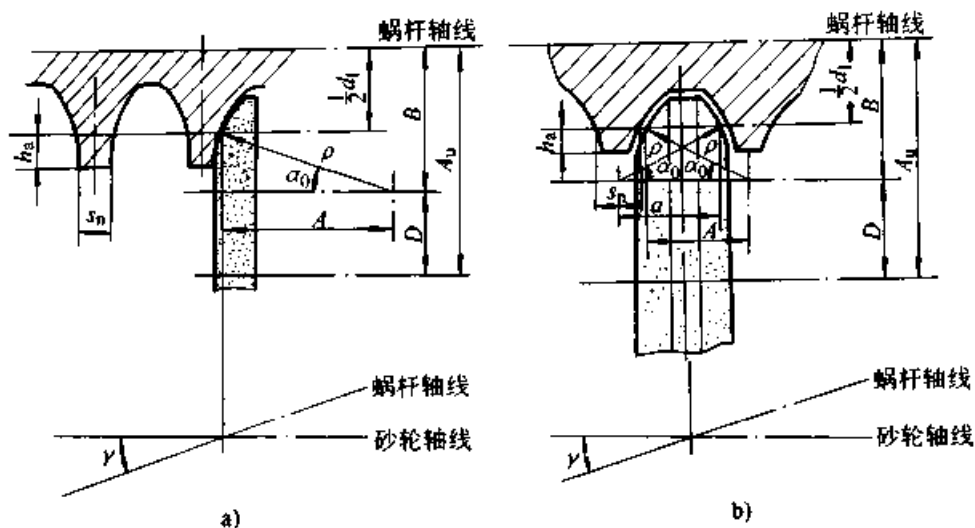


图 34.2-6 ZC_1 蜗杆法截面齿廓及砂轮安装示意图
a) 单面砂轮单面磨削 b) 双面砂轮两面依次磨削

表 34.2-13 砂轮安装参数计算

名称	代号	计算公式及说明	实例
砂轮直径	D_s	按表 34.2-12 选取	280 mm
砂轮轴截面圆弧半径	ρ	$\rho = (5.0 \sim 6.0) m$	36 mm
砂轮轴截面产形角	α_0	$\alpha_0 = 22^\circ \sim 25^\circ$	23°
蜗杆轴线与砂轮轴线间最短距离	A_u	$A_u = (d_n + D_s + c) / 2$	161.804 mm
蜗杆齿根圆角半径	R_f	$R_f = 0.3m$	1.86 mm
蜗杆齿顶圆角半径	R_k	$R_k = 0.2m$	1.24 mm
安装参数	A	$A = \rho \cos \alpha_0$	33.138 mm
	B	$B = 0.5d_1 + \rho \sin \alpha_0$	42.866 mm
	D	$D = A_u - B$	118.938 mm

注: 表中实例的已知条件和一些参数选择或计算见本章 2.13 节 (后面的几个表同)。

2.6 ZC₁ 蜗杆传动强度校核计算

1) 轮齿受力分析见图 34.2-7, 计算见表 34.2-14。

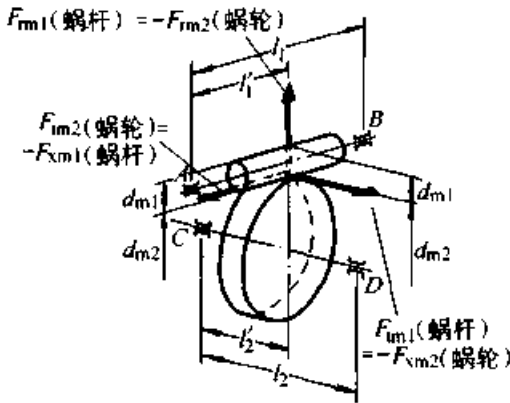


图 34.2-7 轮齿受力分析

2) 温度安全系数 S_T 校核及总效率 η_G 计算
当采用压力喷油润滑或循环水冷却浸油润滑时不必进行 S_T 校核。减速器的总效率 η_G 及浸油润滑时的 S_T 按表 34.2-15 进行计算。

3) 齿面接触强度及抗磨损强度按表 34.2-16 校核。

4) 蜗轮齿根断裂安全系数 S_F 校核

$$S_F = \sigma_{Flim} m b_2 / (F_{tm2} K_A) \geq 1.5 \quad (34.2-8)$$

式中 σ_{Flim} ——抗弯曲极限应力 (MPa), 见表 34.2-4。

蜗轮的齿法向齿厚与蜗轮齿根抗断裂安全系数 S_F 成正比, 齿法向齿厚的磨损必然导致 S_F 的下降。因此为使减速器达到要求的使用寿命, 必须保证齿根抗断裂安全系数 S_F 满足要求。当蜗杆

表 34.2-14 轮齿受力计算

名称	代号	计算公式及说明	实例
蜗杆圆周力	F_{tm1}	$F_{tm1} = 2000 T_1 / d_1$ 式中 T_1 ——输入转矩 (N·m); d_1 ——蜗杆分度圆直径 (mm)	3 430 N
蜗轮圆周力	F_{tm2}	$F_{tm2} = 2000 T_2 / d_2$ 式中 T_2 ——输出转矩 (N·m); d_2 ——蜗轮分度圆直径 (mm)	14 000 N
蜗杆轴向力	F_{am1}	$F_{am1} = F_{tm1} / \tan(\gamma \pm \rho)$ 式中 γ ——导程角 (°)	15 210 N
蜗轮轴向力	F_{am2}	$F_{am2} = F_{tm2} \tan(\gamma \pm \rho)$	3 150 N
径向力	F_{rm}	$F_{rm} = F_{tm1} \tan \alpha_n / \sin(\gamma + \rho)$	6 638 N
法向力	F_n	$F_n = F_{tm1} / \cos \alpha_n (\sin \gamma \pm \mu \cos \gamma)$	17 000 N
摩擦系数	μ	$\mu = \mu_0 Y_w \sqrt{v_{gm} / v_{\Sigma}} \sqrt{R_z / R_{z0}}$ 式中 μ_0 见图 34.2-8; Y_w ——蜗杆副材料组合系数, 见表 34.2-4; v_{Σ} ——齿面滑动速度与滚动速度之和, $v_{gm} / v_{\Sigma} \approx 2.2$; R_{z0} ——蜗杆试件齿面粗糙度 (3 μm); R_z ——蜗杆齿面实际粗糙度 (μm)	0.009 096
摩擦角	ρ	$\rho = \arctan(\mu)$	0.521°
齿面间滑动速度	v_{gm}	$v_{gm} = \pi d_1 n_1 / (60 000 \cos \gamma)$	4.473 m/s

表 34.2-15 S_T 校核及 η_G 的确定

名称	代号	单位	计算公式及说明	实例
温度安全系数	S_T		$S_T = Q_{ab}/P_v \geq 1$	1.31
减速器总效率	η_G	%	$\eta_G = 100 (P_1 - P_v) / P_1$	91.7
热量散发功率	Q_{ab}	kW	$Q_{ab} = T_{\infty} A_{cA} K_{cA}$	1.626
极限温升允许值	T_{∞}	K	$T_{\infty} = [(T_{lim} - T_a) / (1.03 + 0.1 \sqrt{n_1/1000})] - 1.5$ T_a —环境温度 (°C); T_{lim} —润滑油允许的极限温度, 普通矿物油 70~80°C, 合成油 100~120°C, 一般减速器不得超过 100°C	55
有效冷却面积	A_{cA}	m ²	$A_{cA} \approx 9 \times 10^{-5} a^{(1.80 \sim 1.85)}$ 有散热片时指数取 1.85, 否则取 1.80	0.835
散热系数	K_{cA}	kW/(m ² ·K)	$K_{cA} \approx 6.6 \times 10^{-3} [1 + C_e (n_1/60)^{0.75}]$ C_e 有风扇时取 0.4, 否则取 0.23	0.035 4
损失功率	P_v	kW	$P_v = P_{v2} + P_{vb} + P_{v0}$	1.242
啮合损失功率	P_{v2}	kW	$P_{v2} \approx F_o \mu v_{gm} 10^{-3}$	0.69
轴承载损失功率	P_{vb}	kW	$P_{vb} = (0.005 \sim 0.01) P_1$	0.20
空载损失功率	P_{v0}	kW	$P_{v0} = 10^{-7} a (n_1/60)^{1/3} (v_{s0} + 90)$ v_{s0} —润滑油 50°C 时的绝对黏度 (mm ² /s)	0.352

表 34.2-16 接触强度、抗磨损强度校核

名称	代号	单位	计算公式及说明	实例
齿面接触安全系数	S_H		$S_H = \sigma_{HP} / \sigma_H \geq S_{Hmin}$ σ_{HP} —齿面接触许用应力 (MPa); S_{Hmin} —齿面接触最小安全系数, 许用值为 1~1.3, 一般情况下取 1.1, 当载荷较大, 可靠性要求较高时取 1.3~1.5	1.234
齿面磨损安全系数	S_w		$S_w = \sigma_{wp} / \sigma_H \geq S_{wmin}$ σ_{wp} —磨损许用应力 (MPa); S_{wmin} —齿面磨损最小安全系数, 取值方法与 S_{Hmin} 基本相同, 当磨损寿命不是主要矛盾时可取为 1	1.42
接触应力	σ_H	MPa	$\sigma_H = Z_k Z_p \sqrt{10^3 T_2 K_A / a^3}$ Z_k —材料组合弹性系数 ($\sqrt{\text{MPa}}$), 按表 34.2-4 查取; Z_p —接触系数按图 34.2-2 查取或按 $Z_p = 2.05 (d_1/a)^{-0.34}$ 估算	280
接触许用应力	σ_{HP}	MPa	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hmin} Z_n C_n / S_{Hmin}$	345.5
抗磨损许用应力	σ_{wp}	MPa	$\sigma_{wp} = \sigma_{wmin} W_p W_R W_v / S_{wmin}$ W_p —摩擦副系数, 其近似值见表 34.2-17; W_R —蜗杆齿面粗糙度系数, $W_R = (R_z/R_{z0})^{1/4}$; W_v —蜗杆副摩擦速度系数, $W_v = [n_1 (v_{g0} + v_{gm}^{1.5}) / (i v_{gm})]^{1/4}$, v_{g0} 为试验时拟定的滑动速度, 其近似值按表 34.2-17 查取	397.6

续表 34.2-16

名称	代号	单位	计算公式及说明	实例
抗点蚀极限应力	σ_{Hlim}	MPa	按表 34.2-4 查取	520
抗磨损极限应力	σ_{wlim}	MPa	$\sigma_{wlim} = (2.6 \times 10^{10} \Delta m_{lim}/LN)^{1/4}$ 或按图 34.2-9 查取; L_N —在要求寿命内蜗轮齿上载荷作用次数	93.3
允许磨损质量极限	Δm_{lim}	kg	$\Delta m_{lim} = \Delta s_{nlm} Z_2 A_{Z2} \rho_{Rad} / 10^6$ ρ_{Rad} —蜗轮轮缘材料密度 (mg/mm^3), 见表 34.2-17	0.446
蜗轮轮齿极限法向磨损量	Δs_{nlm}	mm	$\Delta s_{nlm} \leq 0.3 m_n$	1.818
蜗轮齿面面积	A_{Z2}	mm ²	$A_{Z2} \approx 0.5 \pi m d_1 / (\cos \gamma \cos a_n)$	623.4
载荷作用系数	Z_n		恒转速时 $Z_n = [8 / (n_2 + 8)]^{1.4}$ 变转速时 $Z_n = [\sum_{i=0}^m Z_{ni} t_i / \sum_{i=0}^m t_i]^{1/2}$	0.75
寿命系数	C_n		$C_n = (L_n / 25\ 000)^{1/6} \leq 1.6$	1.063

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权

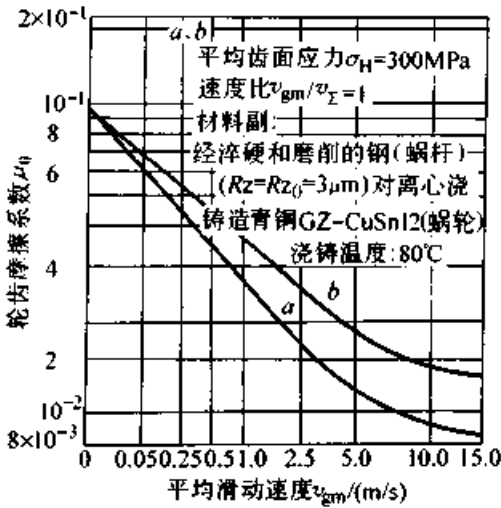


图 34.2-8

a—合成油 $\nu_{50} = 95 \text{ mm}^2/\text{s}$;
b—矿物油 $\nu_{50} = 110 \text{ mm}^2/\text{s}$

副磨损后，如法向齿厚磨损量为 Δs_n ，原有抗断裂安全系数为 S_F ，则磨损后的安全系数为

$$S'_F = S_F [1 - (\Delta s_n / 2m_n)]^2 \quad (34.2-9)$$

S'_F 应大于最小齿根断裂安全系数，蜗杆副才能使用。

(5) 蜗杆轴弯曲刚度安全系数 S_b 校核

蜗杆轴在 F_t 、 F_r 和 F_a 的作用下将产生在主平面及垂直于主平面的平面变形，其变形量过大将引起偏载及啮合失效，其计算方法可按材料力学公式进行计算，当作简化计算时，可不考虑 F_{am1} 引起的变形，只对 F_{m1} 、 F_{r1} 引起的变形进行校核。

蜗杆分度圆直径 d_1 大，则蜗杆轴的弯曲变

形小，但传动效率低，反之则相反。设计时应进行综合考虑。

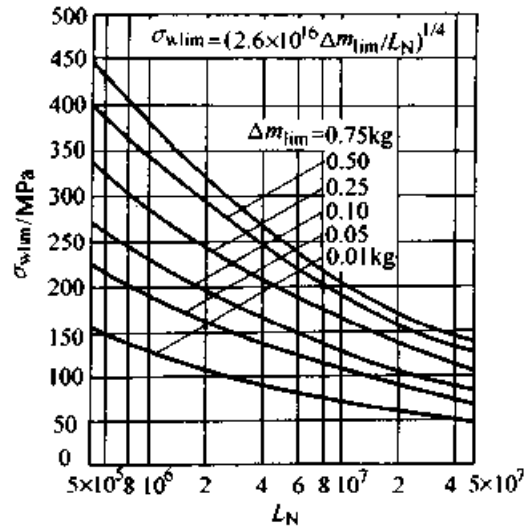


图 34.2-9 抗磨损极限应力 σ_{wlim}

蜗杆轴一般为双筒支梁，其弯曲变形量的简化计算按式 (34.2-10) 计算

$$\delta_m = \sqrt{F_m^2 + F_{r1}^2} l_1^3 / (48EI) \quad (34.2-10)$$

式中 l_1 ——蜗杆轴承支承跨距 (mm);
 E ——蜗杆材料弹性模量 (MPa);
 I ——平面惯性矩 (mm⁴), $I = \pi d_1^4 / 64$,
 d_1 为蜗杆分度圆直径。

对于钢质蜗杆则轴的弯曲变形量可按式 (34.2-11) 计算

$$\delta_m = 2 \times 10^{-6} l_1^3 F_{m2} \sqrt{\tan^2 \alpha_x + \tan^2 (\gamma + \rho)} / d_1^4 \leq \delta_{lm} \quad (34.2-11)$$

表 34.2-17 摩擦副系数 $W_p^{[10]}$

蜗轮材料 蜗杆材料		GZ - CuSn12 ^① 16MnCr, 42CrMo4		GZ - CuSn12Ni ^① 16MnCr5, 42CrMo4		GZ - CuSn14, GZ - CuZn11Ni, GZ - CuAl10Ni 16MnCr5		
油 L4	W_p	1 (0.88~1.37)	0.63 (0.56~0.87)	1.04 (0.91~1.42)	1.21 (1.06~1.66)	0.74 (0.65~1.01)	1.3 (1.14~1.78)	0.63 (0.55~0.86)
	$v_{gl}/(m/s)$	0.11	0.65	0.13	0.06	0.34	0.04	0.86
油 S2 油 S1	W_p	1.71 (0.98)	1.56 (0.89)	2.03 (1.16)	—	2.28 (1.31)	— (0.93)	—
	$v_{gl}/(m/s)$	0.10	0.85	0.10	—	0.06	0.005	—
蜗轮轮缘材料密度 $\rho_{Rad}/(mg/mm^3)$		8.8		8.8		8.9	8.3	7.4

注：1. 本表适用于磨削蜗杆 $R_z \leq 3 \mu m$ 。

2. 16MnCr5 渗碳、淬火，60HRC；42CrMo4 调质处理。

3. L4 ——带 EP、防锈剂和防老化添加剂矿物油 $v_{50} = 225 \text{ mm}^2/\text{s}$ ， $Vl = 95$ 。

4. S2 ——合成油 $v_{50} = 165 \text{ mm}^2/\text{s}$ ， $Vl = 210$ 。

5. S1 ——合成油 $v_{50} = 95 \text{ mm}^2/\text{s}$ ， $Vl = 140$ 。

① 德国材料，与之相近的国产牌号为 ZCuSn10Pb1（离心铸造）。

式中 δ_{lim} ——弯曲变形量极限值，淬硬的蜗杆

$\delta_{lim} \approx 0.004m$ ，调质蜗杆 $\delta_{lim} \approx$

$0.01m$ ，其中 m 为模数。

弯曲安全系数 S_σ 按式 (34.2-12) 校核

$$S_\sigma = \delta_{lim} / \delta_m \geq 0.5 \sim 1 \quad (34.2-12)$$

2.7 蜗杆蜗轮材料及热处理

ZC₁ 蜗杆材料通常选用 16MnCr 及 20CrMnTi，对工作环境恶劣，负载较大的蜗杆可选用日本钢号 SNCM815。

ZC₁ 蜗杆齿面渗碳、淬火、磨削。磨削后的齿面硬度规定为 58~62HRC，心部硬度最小为

30HRC，齿面粗糙度 $Ra \leq 0.8 \mu m$ ，硬化层深度 $t_h = 0.15m$ ，硬化层深度测量规定为从蜗杆齿面到 550HV 相应深度之间距离，该深度不含磨削余量。

蜗轮轮缘材料一般采用 ZCuSn10Pb1 和 ZCuSn10Zn2，相当于德国 GZ - CuSn12 和 GZ - CuSn10Zn，用离心铁模铸造，不得有夹渣、缩孔、疏松、裂纹等铸造缺陷，其硬度应大于 100HBS，加工后的齿面粗糙度 $Ra \leq 1.6 \mu m$ 。

蜗轮轮缘材料的化学成分（质量分数）见表 34.2-18，力学性能见表 34.2-19。

表 34.2-18 蜗轮轮缘材料的化学成分（质量分数）

（%）

化学成分	Cu	Sn	Ni	P	Sb	Fe	Fb	S	Zn
ZCuSn10Zn2	84~87	11~13	1.5~2.5	≤ 0.2	≤ 0.1	≤ 0.2	≤ 0.3	≤ 0.05	≤ 0.4

表 34.2-19 蜗轮轮缘材料的力学性能

代号	铸造方法	密度/ (kg/dm^3)	$\sigma_{0.2}/$ MPa	$\delta_5/$ %	$\sigma_b/$ MPa
ZCuSn10Zn2	离心铁模铸造	≈ 9.6	≥ 180	≥ 8	≥ 300

2.8 ZC₁ 蜗杆传动装置的型式及结构

ZC₁ 蜗杆传动装置有：圆弧圆柱蜗杆减速器 (JB/T 7935—1999)、轴装式圆弧圆柱蜗杆减速

器 (JB/T 6387—1992)、ZC₁ 型双级蜗杆及齿轮蜗杆减速器 (JB/T 7008—1993)、立式圆弧圆柱蜗杆减速器 (JB/T 7848—1995) 共四类, 其中基本型和轴装式 (含蜗杆在蜗轮之下、之侧、之上三种) 使用最为广泛。

通用单级蜗杆传动系列产品中, 一般 $a \leq 100$ mm 时采用整体式机体结构, $a > 100$ mm 时采用分箱式结构基本型圆弧圆柱蜗杆减速器 (JB/T 7935—1999), 同一个中心距, 有蜗杆在蜗轮之下、之侧、之上三种型式三种箱体结构。

目前国际上单级蜗杆传动系列产品尚无统一

的结构型式, 但均采用模块化整体式结构。单级箱体结构以基本型蜗杆在蜗轮之下为基础, 箱体顶部留有向基本型蜗杆在蜗轮之上转换的地脚板联接螺栓孔或地脚, 以实现蜗杆在蜗轮之上的安装型式; 通过调整端盖的结构及型式便可实现蜗杆在蜗轮之侧及轴装式结构。图 34.2-10 是德国 FLENDER 公司单级 CAVEX 蜗杆减速器系列产品结构型式。

模块化整体式结构有结构简单, 可一箱多用等许多优点, 在 ZC₁ 蜗杆减速器系列产品结构设计中具有推广应用价值。

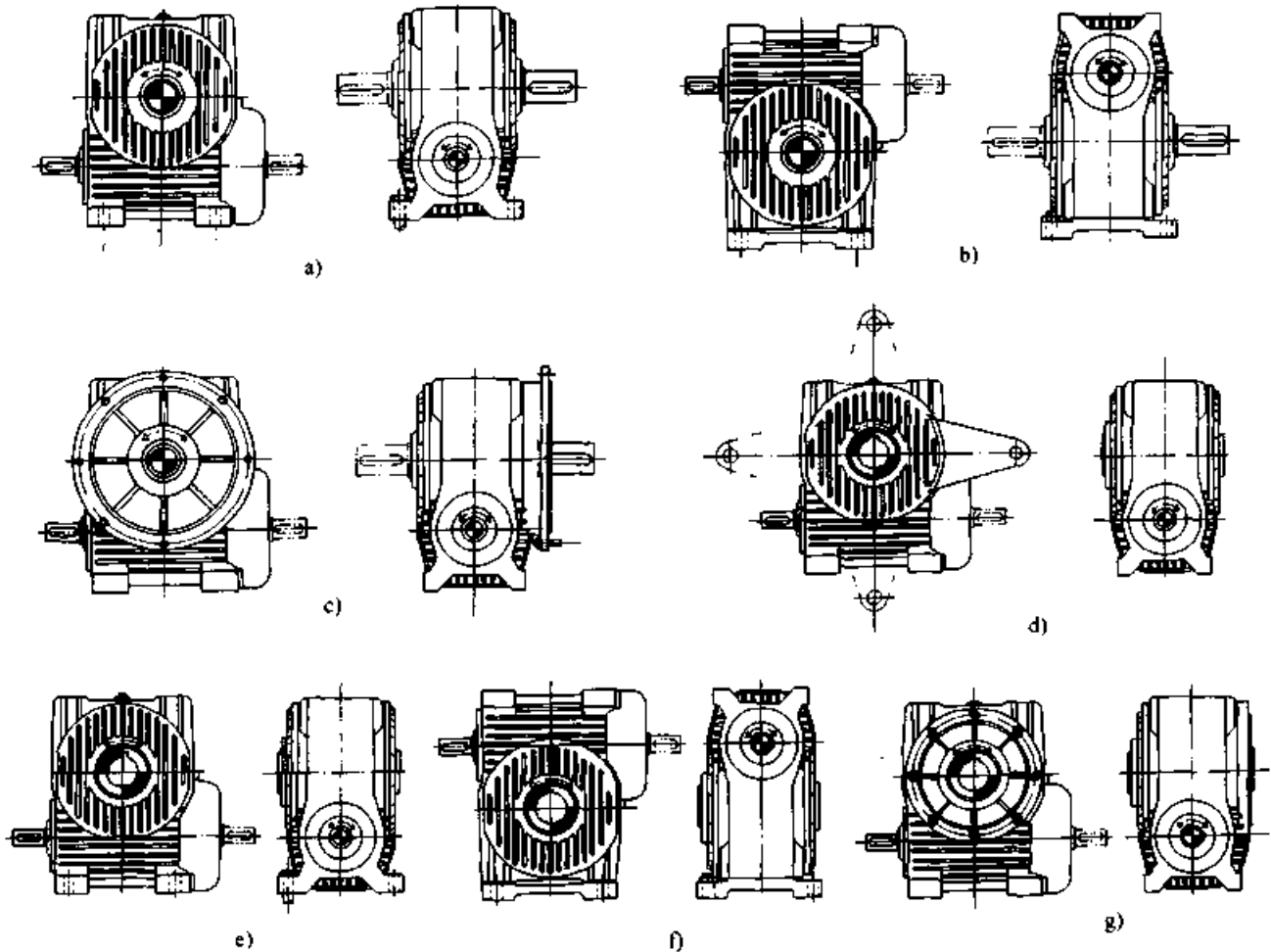


图 34.2-10 模块化整体式单级蜗杆减速器结构及型式

- a) 基本型蜗杆在蜗轮之下 b) 基本型蜗杆在蜗轮之上 c) 基本型蜗杆在蜗轮之侧 d) 轴装式带反力矩支架
e) 轴装式蜗杆在蜗轮之下 f) 轴装式蜗杆在蜗轮之上 g) 轴装式蜗杆在蜗轮之侧

2.9 主要零件结构及尺寸设计

(1) 机体

机体结构有分箱式和整体式两种。大规格单台生产采用焊接结构, 通用系列产品及小规格者采用铸造式结构, 材料为 HT200, 主要尺寸参

考表 34.2-20 确定。

(2) 蜗杆轴

ZC₁ 蜗杆轴轴系结构选择见表 34.2-21; 蜗杆轴承支承跨距 l_1 按式 (34.2-13) 估算; 蜗杆轴轴伸常用圆柱形轴伸, 轴伸直径及长度按输入转矩 T_1 确定, 并应符合 GB/T 1569—1990 《圆

表 34.2-20 机体的主要尺寸 (mm)

名称	代号	计算公式及说明
机体壁厚	s	$s = 0.03a + 5$ a —中心距
机盖壁厚 (用于分箱式 结构)	s_1	$s_1 = 0.85s$ 蜗杆在蜗轮之下
		$s_1 = s$ 蜗杆在蜗轮之上、之侧
蜗杆、蜗 轮轴承跨距 l_1, l_2		见蜗杆轴、蜗轮轴尺寸设计 l
地脚厚度	h	$h = (3 \sim 4) s$
地脚螺栓 直径	d	$d = 0.5h + (2 \sim 4)$

柱形轴伸》的规定。

$$l_1 \approx (1.3 \sim 1.7) a \quad (34.2-13)$$

式中中心距 a 大时取小值, a 小时取大值。

(3) 蜗轮轴

蜗轮轴及支承结构见表 34.2-22; 蜗轮轴承
支承跨距 l_2 按式 (34.2-14) 估算; 蜗轮轴轴伸
结构及尺寸与蜗杆轴轴伸结构基本相同。

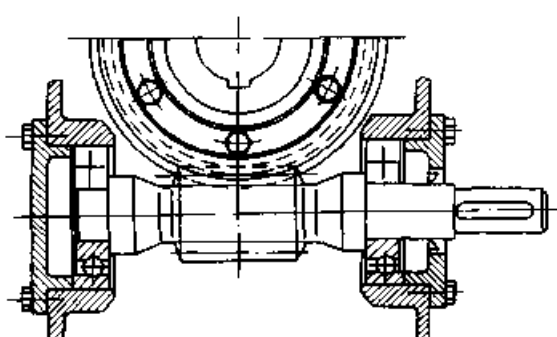
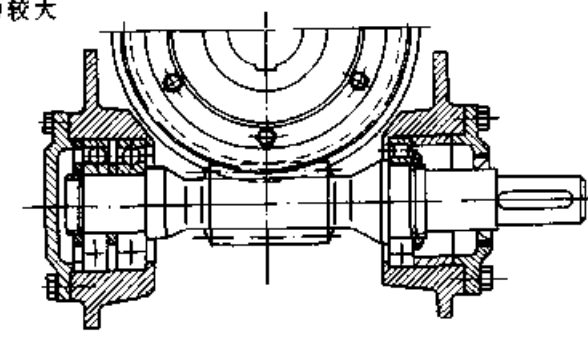
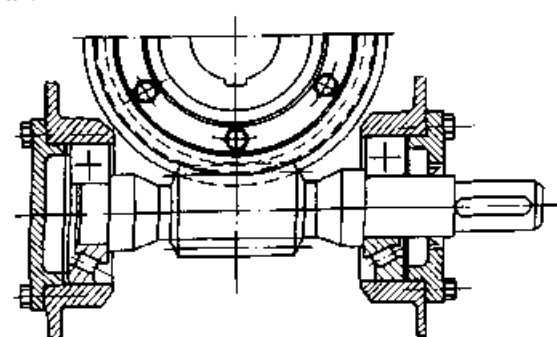
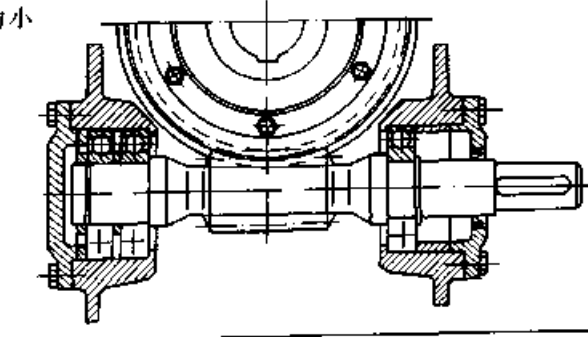
$$l_2 = (1.25 \sim 0.9) a \quad (34.2-14)$$

式中中心距 a 小时取大值, a 大时取小值。

(4) 蜗轮

蜗轮的几种典型结构及主要尺寸确定见表

表 34.2-21 蜗杆轴及支承结构

蜗杆轴及支承结构	蜗杆轴及支承结构
用于小规格、轻载荷的蜗杆传动, 轴端径向负载能力 小 	用于较大规格, 较小载荷的蜗杆传动, 轴端径向负载能 力较大 
用于小规格、较大载荷的蜗杆传动 	用于较大规格、较小载荷的蜗杆传动, 轴端径向负载能 力小 

34.2-23。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

2.10 ZC₁ 蜗杆减速器的润滑

ZC₁ 蜗杆减速器的润滑好坏直接影响其使用
性能和寿命。润滑方式及润滑牌号应根据其结构
型式和工作状况进行合理选择。

(1) 润滑方式

ZC₁ 蜗杆减速器的润滑方式同其他减速器一
样, 有浸油润滑、浸油加循环水冷却润滑及压力
喷油润滑三种方式。

蜗杆在蜗轮之下的传动, 当齿面间滑动速度
 $v_{gm} > 10$ m/s 时采用压力喷油润滑, $v_{gm} \leq 10$ m/s
时采用浸油润滑; 蜗杆在蜗轮之侧、之上的传
动, 当蜗轮圆周速度 $v > 5$ m/s 时采用压力喷油
润滑, $v \leq 5$ m/s 时采用浸油润滑。如浸油润
滑时温度安全系数 S_T 不能满足要求, 可采用浸
油润滑和在油池中加蛇形管循环水冷却。

(2) 润滑油牌号及油量

ZC₁ 蜗杆传动应选用蜗轮蜗杆油润滑, 当蜗
轮蜗杆与其他零部件 (如齿轮等) 在同一箱体中,
润滑油无法分开时, 应以满足蜗杆副润滑为主选
择润滑油牌号。润滑油牌号按表 34.2-24 选用。

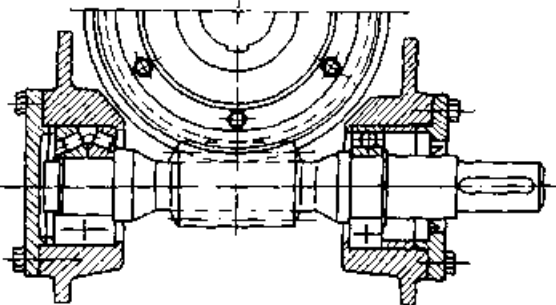
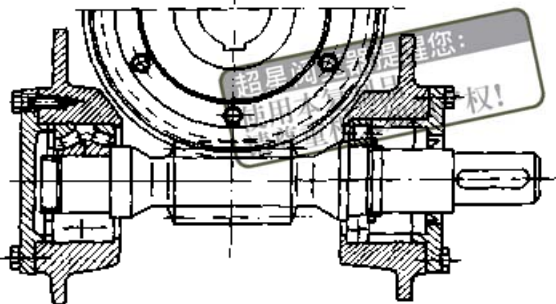
<p style="text-align: center;">蜗杆轴及支承结构</p> <p>用于较大规格、较大载荷的蜗杆传动、轴端径向负载能力小</p> 	<p style="text-align: center;">蜗杆轴及支承结构</p> <p>用于较大规格、较大载荷的蜗杆传动，轴端径向负载能力较大，ZC₁ 中 $a \geq 250$ mm 者均为此结构</p> 
--	---

表 34.2-22 蜗轮轴及支承结构

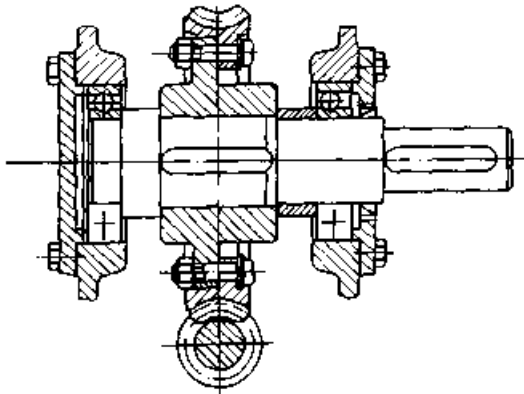
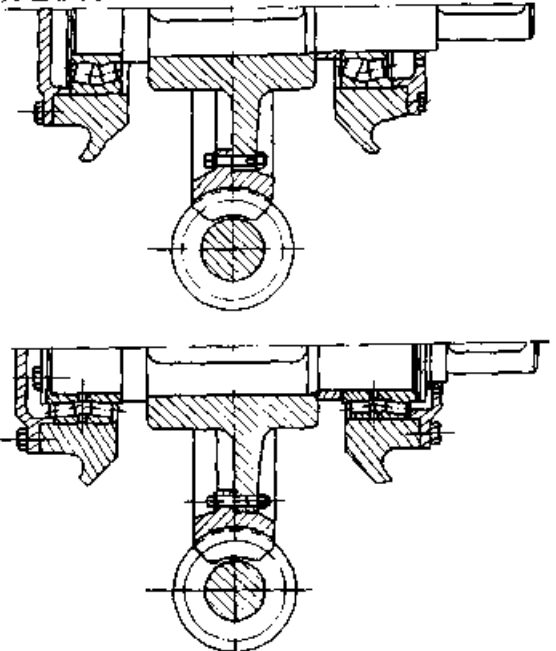
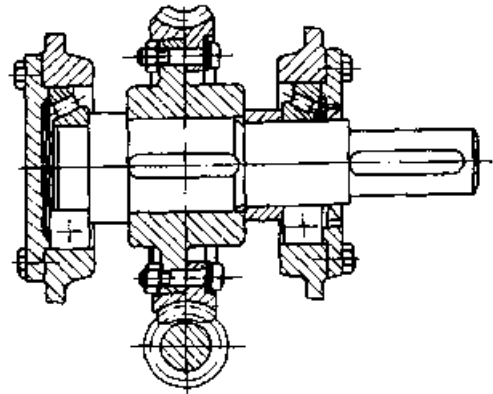
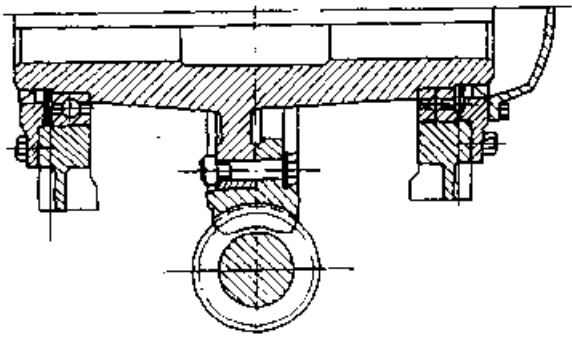
<p style="text-align: center;">蜗轮轴及支承结构</p> <p>用于较小规格、较小载荷的蜗杆传动，轴端径向负载能力小</p> 	<p style="text-align: center;">蜗轮轴及支承结构</p> <p>用于大型，对轴承寿命要求较高的蜗杆传动，轴端负载能力也较高</p> 
<p>用于中等规格，较大载荷的蜗杆传动，轴端径向负载能力适中，ZC₁ 系列产品均为此结构</p> 	<p>用于轴装式蜗杆传动</p> 

表 34.2-23 蜗轮的几种典型结构及主要尺寸确定

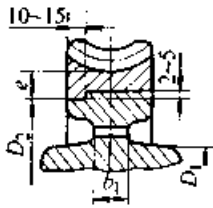
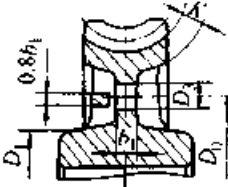
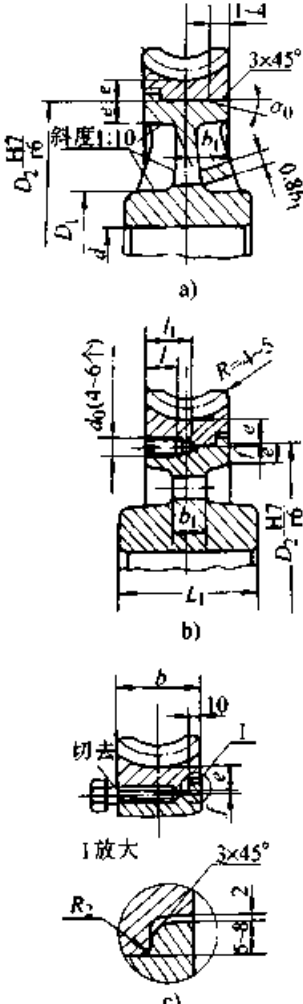
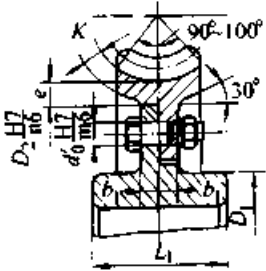
结构型式	图例	计算公式	特点及适用范围
镶铸式			<p>青铜轮缘镶铸在铸铁轮心上，并在轮心上预制出凸肩，以防滑动。凸肩的宽度及数量视载荷大小而定；此结构适用于大批量生产</p>
整体式			<p>适用于 $d \leq 100$ mm 的青铜蜗轮和任意直径的铸铁蜗轮</p>
轮箍式		<p>青铜轮缘与铸铁轮心通常采用 H7/r6 配合，如图 a 所示</p> <p>为了防止轮缘侧轴向窜动，除加台肩外，还可用螺钉固定，如图 b、c 所示</p> <p>轮缘和轮心的结合形式及轮心辐板的结构形式可根据具体结构确定</p> <p>轴向力的方向应与装配时轮缘压入方向一致</p> $e \approx 2m$ $f \approx 2 \sim 3 \text{ mm}$ $d_0 \approx (1.2 \sim 1.5)m$ $l \approx 3d_0$ $\approx (0.3 \sim 0.4)b$ $l_1 = l + 0.5d_0$ $\alpha_0 = 10 \sim 15^\circ$ $b_1 \geq 1.7m$ $D_1 = (1.6 \sim 2)d$ $L_1 = (1.2 \sim 1.8)d$ $K = e = 2m$ $D_0 \approx (D_2 + D_1) / 2$ $D_3 \approx D_0 / 4$ <p>d'_0—由螺栓组的计算确定</p>	
螺栓联接式			<p>用铰制孔螺栓联接，轮缘和轮心螺栓孔要同时铰制，螺栓直径及数量按剪切计算确定，ZC₁ 蜗轮普遍采用此结构</p>

表 34.2-24 蜗轮蜗杆油牌号及选择

润滑油		黏度 / (mm ² /s)	
滑动速度 v_{km} / (m/s)	蜗轮蜗杆油牌号 (SH0094—1991)	50℃	40℃
≤2.2	680	324	618~748
>2.2~5	460	225	414~506
>5~12	320	169	288~352
>12	220	114	198~242

浸油润滑时机体内注入到指定油位的油量不应少于表 34.2-25 的规定。压力喷油润滑时，喷油管内压力应为 0.15~0.25 MPa，喷油量按表 34.2-26 进行选择，并应保持一定的油池深度，避免因短时不喷油而导致齿面破坏，也提高了蜗轮蜗杆齿面的冷却效果。

蜗轮、蜗杆的轴承一般采用飞溅润滑，对于低速运转及飞溅润滑不良时，轴承应采用锂基润滑脂润滑。

表 34.2-25 浸油润滑时的注油量

中心距 a /mm	63	80	100	125	140	160	180	200
注油量 /L	2	2.3	2.6	4.5	6	8.5	11.5	15
中心距 a /mm	225	250	280	315	355	400	450	500
注油量 /L	20	26	34	46	60	85	110	150

表 34.2-26 喷油润滑时的喷油量

中心距 a /mm	100	125	140	160	180	200	225
喷油量 L /min	2	3	3	4	4	6	6
中心距 a /mm	250	280	315	355	400	450	500
喷油量 L /min	10	10	15	15	20	20	25

(3) 润滑油的更换周期

减速器第一次使用（或新更换蜗杆副）时，浸油润滑应在运转 150~300 h 更换润滑油；循环压力喷油润滑时在运转 600 h 更换润滑油，使用中应定期检查油的质量，如不符合要求应及时换油。通常，对于长期连续工作的减速器，每工作 1 000 h 换一次油，每天工作不超过 8 h 的减速器，可工作 3 000 h 换一次油。

2.11 蜗杆减速器设计注意事项

1) 应给出蜗杆减速器中蜗轮轮齿接触位置及接触率、轴承轴向间隙值。蜗轮应能进行轴向位置的调整，以调整蜗轮齿面的接触位置及滚动轴承的轴向间隙，蜗杆也应能进行轴承轴向间隙的调整，并在箱体上设置观察孔，以观察蜗轮齿面的接触状况。

2) 蜗杆、蜗轮轴承的大小及布置型式应根据减速器的载荷及工作状况确定。中等载荷减速器的轴承寿命为 10 000~20 000 h。

3) 油池润滑的减速器应在蜗杆轴线位置上下设置油位指示装置。

4) 根据温度安全系数 S_T 的校核计算结果，确定是否设置冷却风扇。

5) 机体散热片的方向应与空气流动方向一致。系列减速器的机体应采用对称结构，以便输入端和输出端可以从两侧引出。

6) 应给出润滑油牌号及更换周期，现场使用跑合的载荷率及时间。

7) 给出装配后的整机性能要求和试验方法。

2.12 通用 ZC₁ 蜗杆减速器系列产品设计要点

通用系列产品应具有较广的覆盖面，充分考虑该行业的发展状况、各生产厂的制造能力、铸锻件及机加工工艺水平、材料来源及价格等，以使设计切实可行，先进可靠。

1) 蜗杆副的精度 蜗杆副的精度对整机性能起着决定性的作用。确定时应根据该产品的适用范围及性能确定其精度，一般动力蜗杆副建议采用 7-7-6b。

2) 蜗杆副的材料 蜗杆副材料应与该产品的承载能力相匹配，对承载能力大、可靠性要求较高的蜗杆副应选较好的材料。一般动力蜗杆副可选择力学性能与 20CrMnTi、ZCuSn10Zn2 相当或较高的材料。

3) 输入转速 n_1 一般输入转速不超过 1 500 r/min，通常与电动机的同步转速相匹配。

4) 传动比 i 的范围 通用系列产品的传动比可在 5~63 范围内按 R20、R40 的优先数排列。

5) 中心距 a 的范围 中心距 a 以满足使用

范围的普遍要求为原则,一般为 $63 \text{ mm} \leq a \leq 500 \text{ mm}$, 应尽可能的采用标准中心距 (见表 34.2-5)。

6) 工作环境及条件 通用系列设计时一般应设定工作机的工况系数 K_A 、起动频率、每日工作时间、小时负荷率、环境温度、润滑方式及使用寿命。动力传动寿命一般为 10 年。同时应给出在实际工况与设定工况不符时的修正系数或修正方法。

7) 各传动副基本参数 根据已确定的中心距 a 和传动比 i 按第 3 节所述的方法进行基本参数的确定, 排出基本参数系列图谱。

8) 各传动副几何尺寸 根据已确定的基本参数按本章第 2.3 节所述方法确定各传动副的几何尺寸, 排出几何尺寸系列图谱。

9) 输入功率 P_1 、输出转矩 T_2 及总效率 η_G

P_1 、 T_2 及 η_G 可参照国内相应产品标准或国外相应产品样本初定, 亦可按本章第 6 节齿面强度校核计算中的有关公式推算输出转矩 T_2 , 然后通过强度校核进行修正, 对承载能力过低的个别蜗杆副应对其基本参数进行调整。

10) 减速器的结构型式 蜗杆减速器的结构型式应力求结构简单、美观大方、经济实用、安全可靠, 设计时可参考本章第 2.8 节。减速器的外部联接及安装尺寸应符合有关标准或该行业的使用要求。

11) 确定系列图谱 通过样机设计确定系列图谱。设计时可在系列中心距内大、中、小各选定一个进行样机设计, 根据样机的外形尺寸及安装尺寸推断系列图谱, 在系列设计中对该图谱进行修正和完善。样机及系列设计中应始终贯彻标准化、通用化的原则, 对所必须的零部件应尽可能的选用标准件、减少非标准零部件, 以便于生产和管理。

12) 试验考核 在以上各项工作完成后应进行样机试制及台架试验, 同时可选择一定规格的减速器进行工业应用试验, 以验证所确定的精度及结构是否合理, 整机性能是否达到设计要求, 以便调整有关参数及结构, 从而使该产品具有较高的实用性及经济性。

2.13 ZC₁ 蜗杆减速器设计实例及图样

(1) ZC₁ 蜗杆减速器设计实例

例 某轧钢车间需要一台圆弧圆柱蜗杆减速器, 已知蜗杆输入功率 $P_1 = 15 \text{ kW}$, $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 20$, 要求使用寿命为 10 年, 每年工作 300 天, 每天工作 16 h, 每小时负载时间为 45 min, 每小时起动次数 5~10 次, 工作环境温度 $35 \sim 40^\circ\text{C}$, 起动过载系数为 2, 有适度冲击。

1) 选择蜗杆副材料及加工精度 蜗杆材料选用 20CrMnTi, 齿部渗碳、淬火、磨削, 齿面硬度 $58 \sim 62\text{HRC}$, 心部硬度 30HRC , 齿面粗糙度 $R_z = 0.8 \mu\text{m}$ 。

蜗轮材料选用 ZCuSn10Zn2, 离心铁模铸造, 齿面粗糙度 $R_z = 1.6 \mu\text{m}$ 。

蜗杆副精度 7-7-6b。

2) 按本章第 2 节确定蜗杆减速器基本参数 按表 34.2-3 初选减速器 $\eta = 90\%$, 按式 (34.2-2) 得

$$T_2 = 9550 \times 15 \times 20 \times 0.9 / 1450 \text{ N}\cdot\text{m} \approx 1780 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{使用寿命 } L_h = 10 \times 300 \times 16 \times 45 / 60 \text{ h} = 36000 \text{ h}$$

$$\text{寿命系数 } C_h = \sqrt[3]{36000 / 25000} = 1.063$$

按表 32.1-148 选取工况系数 $K_A = 1.25$; 按表 34.2-4 查得材料系数 $C_{HE} = 4.4$; 初取 $d_1/a = 0.35$, 则由图 34.2-2 查得接触系数 $Z_p = 2.5$; 初取最小接触安全系数 $S_{Hmin} = 1.2$; 按式 (34.2-3) 估算减速器中心距:

$$a = 4.4 \times 1.063 \times \sqrt[3]{2.5^2 \times 1680 \times 1.25 \times 1.2^2 [(72.5/8) + 1]^{0.25}} \text{ mm} \\ \approx 158 \text{ mm}$$

按表 34.2-5 取标准中心距 $a = 160 \text{ mm}$

$$\text{按式 (34.2-4) 得 } z_1 = (7 + 2.4 \sqrt{160}) / 20 =$$

1.87, 取整 $z_1 = 2$

$$\text{按式 (34.2-5) 得 } z_2 = 20 \times 2 = 40, \text{ 取 } z_2 = 41$$

$$\text{按式 (34.2-6) 得 } d_1 = 0.35 \times 160 \text{ mm} = 56 \text{ mm}$$

初取 $x = 0.5$, 按式 (34.2-7) 得

$$m = (2 \times 160 - 56) / (41 + 2 \times 0.5) \text{ mm} = 6.285 \text{ mm}$$

按表 34.2-8 将 m 、 d_1 取标准值: $m = 6.2 \text{ mm}$;

$$d_1 = 57.6 \text{ mm}$$

$$\text{此时 } x = 160 / 6.2 - (57.6 / 6.2 + 41) / 2 = 0.661$$

3) 几何尺寸计算见表 34.2-10。

4) 砂轮及其法向安装参数见表 34.2-13。

5) 轮齿受力分析见表 34.2-14。

6) 温度安全系数 S_T 的校核及效率 η_c 的计算见表 34.2-15。

7) 接触强度及磨损强度校核计算见表 34.2-16。

8) 校核轮齿断裂安全系数 S_F 由表 34.2-4 查得 $\sigma_{Hlim} = 225 \text{ MPa}$ ，按式 (34.2-8) 校核

$$S_F = \sigma_{Hlim} m b_2 / (F_{m2} K_A) = 225 \times 6.2 \times 40 / (14\,000 \times 1.25) = 3.2 > 1.5 \text{ 通过}$$

9) 校核蜗杆弯曲安全系数 S_a 。

按式 (34.2-13) 确定 L_1

$$L_1 = 1.7a = 1.7 \times 160 \text{ mm} = 272 \text{ mm} \text{ 取 } L_1 = 280 \text{ mm}$$

按式 (34.2-11) 确定 δ_m

$$\alpha_x = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\gamma) = 23.47^\circ$$

$$\delta_m = 2 \times 10^{-6} L_1^3 F_{em2} \sqrt{\tan^2 \alpha_x + \tan^2(\gamma + \rho_x)} / d_1^4 = 2 \times 10^{-6} \times 280^3 \times 14\,000 \times$$

$$\sqrt{\tan^2 23.47 + \tan^2(12.149 + 0.521)} / 57.6^4 \text{ mm} = 0.0273 \text{ mm}$$

$$S_a = \delta_{min} / \delta_m = 0.004 \text{ m} / \delta_m = 0.004 \times 6.2 / 0.0273 = 0.908 > 0.5 \text{ 通过。}$$

10) ZC_1 蜗杆减速器工作图样

ZC_1 蜗杆减速器装配工作图样见图 34.2-11；蜗杆工作图样见图 34.2-12；蜗轮工作图样见图 34.2-13。

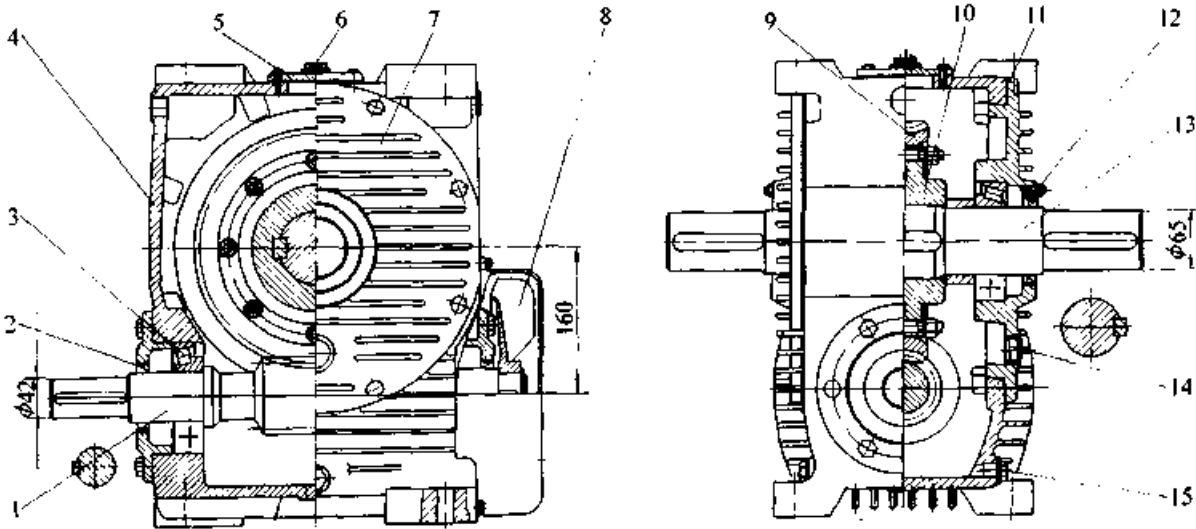


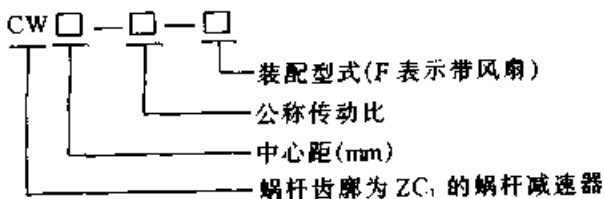
图 34.2-11 ZC_1 蜗杆减速器装配图图样

- 1— ZC_1 型蜗杆：S16MnCr，齿面渗碳、淬火、磨削
- 2—蜗杆轴油封
- 3—轴承
- 4—模块化整体式机体，HT200，有水平散热片
- 5—视孔盖
- 6—透气塞
- 7—蜗轮端盖 HT200
- 8—冷却风扇
- 9—蜗轮轮缘 $ZCuSn10Zn2$ ，离心铁模铸造
- 10—蜗轮轮毂 HT200
- 11—调整垫，用于蜗轮齿面接触调整
- 12—蜗轮轴油封
- 13—蜗轮轴
- 14—油标
- 15—放油塞

2.14 通用圆弧圆柱蜗杆减速器 (JB/T 7935—1999) 系列产品及其选用

1) 基本参数、型式与尺寸 减速器公称传动比见表 34.2-2，中心距、型式与尺寸见图 34.2-14 及表 34.2-27。

2) 型号标记



标记示例

例：中心距 $a = 200 \text{ mm}$ ，公称传动比 $i = 25$ ，第一种装配型式带风扇的圆弧圆柱蜗杆减速器标记为：CW200—25—1F JB/T 7935—1999。

3) 减速器的承载能力及传动效率分别见表 34.2-28 及表 34.2-29。

4) 表 34.2-28 中的额定输入功率 P_1 及额定输出转矩 T_2 适用于减速器工作载荷平稳无冲击，每日工作 8 h，每小时起动 10 次，起动转矩不超过额定转矩的 2.5 倍，小时负荷率 $JC = 100\%$ ，环境温度为 20°C 。当上述条件不满足时应依据表 34.2-30 工作载荷系数 f_1 、表 34.2-31

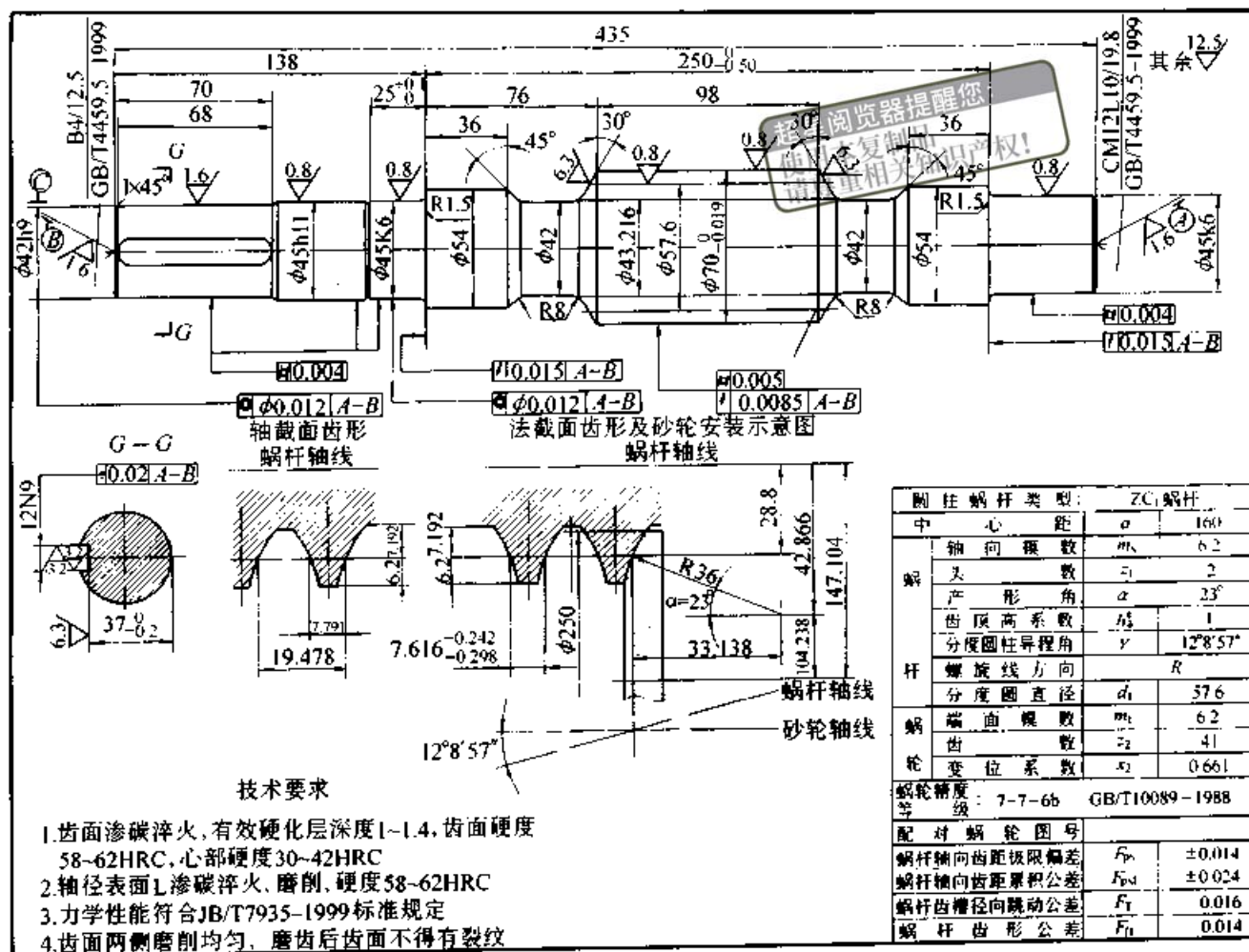


图 34.2-12 ZC₁ 蜗杆工作图

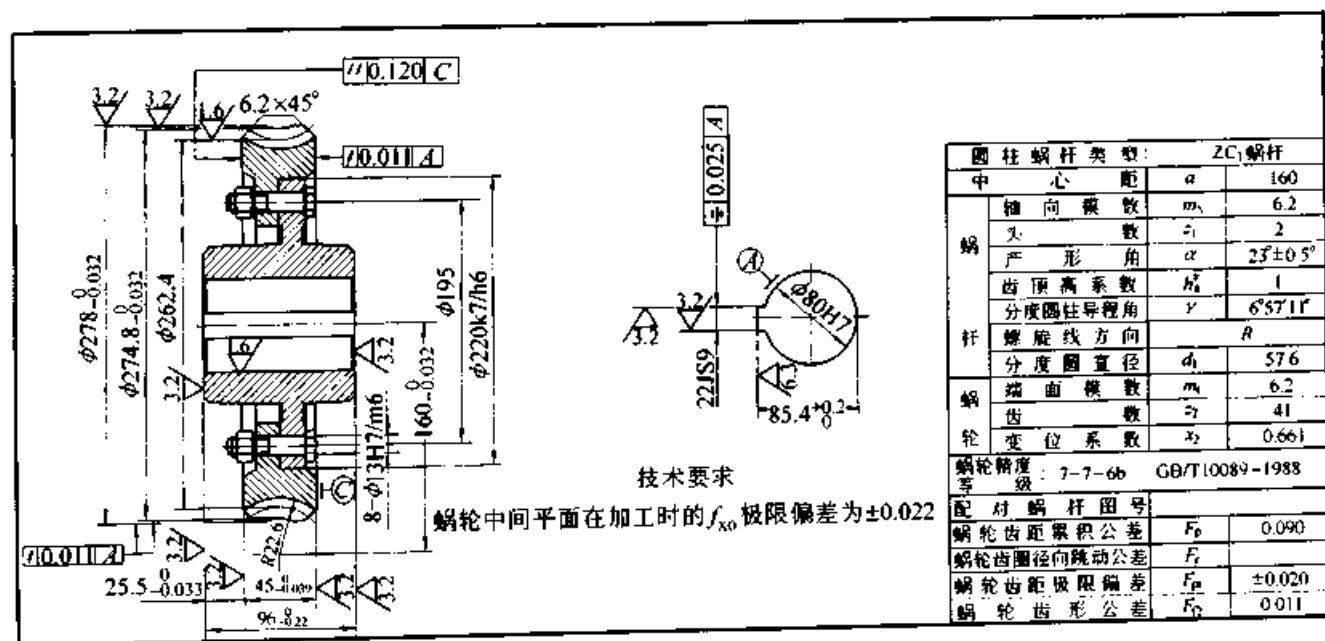


图 34.2-13 蜗轮工作图

起动频率系数 f_2 、表 34.2-32 小时负荷率系数 f_3 、表 34.2-33 环境温度系数 f_4 进行修正。

5) 减速器输出轴轴伸径向许用载荷 F_R 或轴向许用载荷 F_A 应符合表 34.2-34 的规定, 其

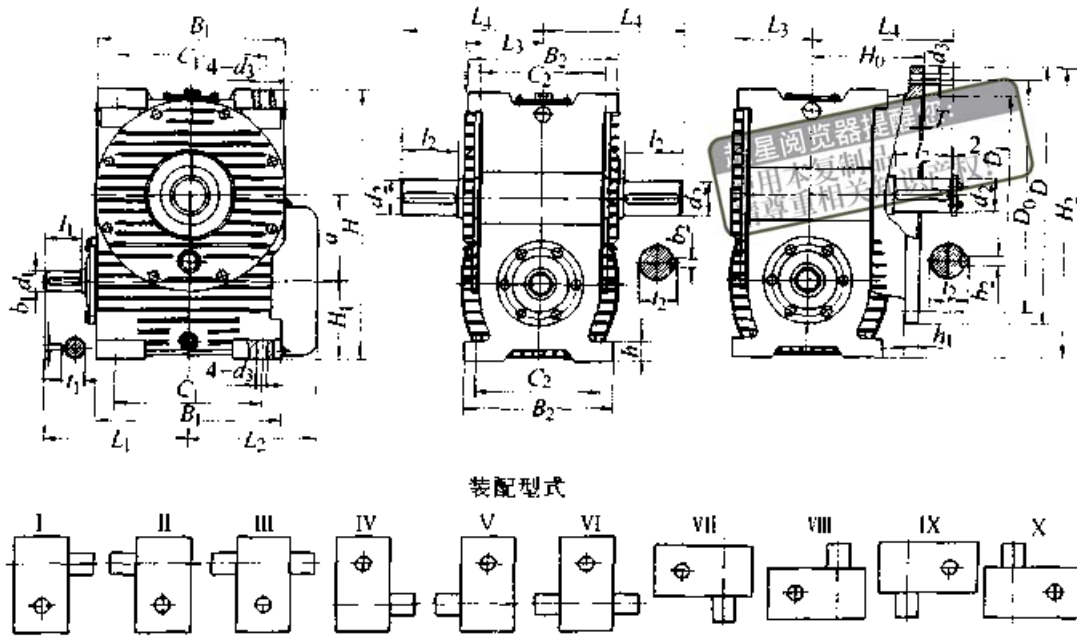


图 34.2-14 标准 CW 减速器尺寸和装配型式

中 F_R 是根据外力作用于输出轴轴伸中点处确定的, 见图 34.2-15。当外力 F_R 作用点偏离中点 ΔL 时, 其许用的径向载荷 F'_R 应按式 (34.2-15) 确定

$$F'_R = F_R L / (L \pm 2\Delta L) \quad (34.2-15)$$

式中正负号分别用于外力作用点由轴伸中点向外侧及内侧偏移时情形。

6) 减速器的选用

① 选用减速器应已知原动机、工作机类型及参数、载荷性质及大小, 每日运行时间、每小时起动次数、环境温度、轴伸载荷等。

② 已知条件与表 34.2-28 规定的工作条件相同时, 可直接按表 34.2-28 选取所需规格的减速器。

③ 已知条件与表 34.2-28 规定的工作条件不同时, 可按式 (34.2-13) ~ 式 (34.2-17) 进行修正计算, 再按计算结果的较大值由表 34.2-28 选取承载能力相符或偏大的减速器。

$$P_{1J} = P_{1B} f_1 f_2 \quad (34.2-16)$$

$$P_{1R} = P_{1B} f_3 f_4 \quad (34.2-17)$$

或

$$T_{2J} = T_{2B} f_1 f_2 \quad (34.2-18)$$

$$T_{2R} = T_{2B} f_3 f_4 \quad (34.2-19)$$

式中 P_{1J} ——减速器计算输入机械功率 (kW);
 P_{1R} ——减速器计算输入热功率 (kW);
 T_{2J} ——减速器计算输出机械转矩 (N·m);

T_{2R} ——减速器计算输出热转矩 (N·m);
 P_{1B} ——减速器实际输入功率 (kW);
 T_{2B} ——减速器实际输出转矩 (N·m)。

④ 初选减速器的规格后, 应对减速器的最大尖峰载荷不超过额定载荷的 2.5 倍进行校核, 并按表 34.2-34 进行减速器输出轴轴伸载荷校核。

⑤ 选用示例 试为一建筑卷扬机选择 CW 型蜗杆减速器, 已知电机转速 $n_1 = 725 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 20$, 输出转矩 $T_{2B} = 2\,555 \text{ N}\cdot\text{m}$, 起动转矩 $T_{2\text{max}} = 5\,100 \text{ N}\cdot\text{m}$, 输出轴轴伸径向载荷 $F_R = 11\,000 \text{ N}$, 工作环境温度 30°C , 减速器每日工作 8 h, 每小时起动 15 次, 每次运行时间 3 min, 中等冲击载荷, 装配型式为第一种型式。

由于给定条件与表 34.2-28 规定的工作条件不符, 故应进行有关选型计算。

由表 34.2-30 查得 $f_1 = 1.2$, 由表 34.2-31 查得 $f_2 = 1.1$, 由表 34.2-32 查得 $f_3 = 0.93$, 由表 34.2-33 查得 $f_4 = 1.14$, 由式 (34.2-16)、(34.2-17) 计算得:

$$T_{2J} = T_{2B} f_1 f_2 = 2\,555 \times 1.2 \times 1.1 \text{ N}\cdot\text{m} = 3\,372.6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_{2R} = T_{2B} f_3 f_4 = 2\,555 \times 0.93 \times 1.14 \text{ N}\cdot\text{m} = 2\,708.8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

按计算结果最大值 $3\,372.6 \text{ N}\cdot\text{m}$ 及 $i = 20$, $n_1 = 725 \text{ r/min}$, 由表 34.2-28 初选减速器为 $a = 200 \text{ mm}$, $T_2 = 4\,400 \text{ N}\cdot\text{m}$, 大于要求值, 符合

使用要求。

行校核均满足要求，故最后选定减速器型号为

对减速器输出轴轴伸载荷及最大尖峰载荷进 CW200—20—1F JB/T 7935—1999。

表 34.2-27 标准 CW 减速器外形尺寸 (mm)

a	B ₁	B ₂	C ₁	C ₂	H ₁	H	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	h	d ₁	b ₁	t ₁	l ₁
63	145	125	105	100	65	215	120	118	62	130	16	19j6	6	21.5	28
80	170	160	120	130	80	270	142	135	80	150	20	24j6	8	27	36
100	215	190	170	155	100	340	178	170	95	190	28	28j6	8	31	42
125	260	220	200	180	112	412	215	195	110	205	32	32j6	10	35	58
140	280	240	220	195	125	455	225	215	120	238	35	38k6	10	11	58
160	330	270	275	230	140	500	380	243	140	258	38	42k6	12	45	82
180	360	305	280	255	160	570	295	265	150	270	40	42k6	12	45	82
200	420	340	335	285	180	620	320	295	170	320	45	48k6	14	51.5	82
225	460	360	370	300	200	700	350	320	180	325	50	48k6	14	51.5	82
250	515	390	425	325	200	740	380	350	195	375	55	55k6	16	59	82
280	560	430	450	360	225	840	425	390	215	395	60	60m6	18	64	105
315	620	470	500	395	250	940	460	430	235	415	65	65m6	18	69	105
355	700	520	560	440	280	1 050	498	490	260	475	70	70m6	20	74.5	105
400	780	570	630	490	300	1 160	545	525	295	510	75	75m6	20	79.5	105

d ₂	t ₂	b ₂	t ₂	d ₃	D	D ₀	D ₁	T	h ₁	H ₀	H ₂	重量/kg
32k6	58	10	35	M10	240	210	170H8	5	15	100	248	20
38k6	58	10	41	M12	275	240	200H8	5	15	125	298	35
48k6	82	14	51.5	M12	320	285	245H8	5	16	140	360	60
55k6	82	16	59	M16	400	355	300H8	6	20	160	437	100
60m6	105	18	64	M16	435	390	340H8	6	22	175	482	130
65m6	105	18	69	M16	490	455	395H8	6	25	195	545	145
75m6	105	20	79.5	M20	530	480	425H8	6	28	210	605	190
80m6	130	22	85	M20	580	530	475H8	6	30	230	670	250
90m6	130	25	95	M24	660	605	525H8	6	30	250	755	305
100m6	165	28	106	M24	705	640	580H8	6	32	270	808	420
110m6	165	28	116	M30	800	720	635H8	6	35	300	905	540
120m6	165	32	127	M30	890	810	725H8	8	40	325	1 010	720
130m6	200	32	137	M36	980	890	790H8	8	45	365	1 125	920
150m6	200	36	158	M36	1 080	990	890H8	8	50	390	1 240	1 250

表 34.2-28 CW 型减速器的额定输入功率 P_1 和额定输出转矩 T_2

公称 传动 比 i	输入 转速 n_1 / (r/min)	功率 转矩 代号	中心距 a /mm														
			额定输入功率 P_1 /kW														
			63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	
20	1 500	P_1	1.93	3.08	5.0	9.0	11.6	15.9	20.4	26.2	33.5	44.0	54.3	65.5	84.9	103.6	
		T_2	188	328	550	1 010	1 260	1 830	2 250	3 050	3 780	5 250	6 195	7 900	9 700	12 600	
	1 000	P_1	1.53	2.41	4.30	8.2	9.8	13.7	17.5	23.1	28.4	39.5	49.2	61.2	78.9	95.5	
		T_2	219	380	700	1 310	1 575	2 360	2 880	4 000	4 750	7 030	8 400	11 000	13 590	17 320	
	750	P_1	1.32	2.10	3.75	7.3	9.1	12.0	15.5	19.0	25.6	36.6	45.2	54.6	72.8	87.2	
		T_2	252	437	810	1 575	1 940	2 730	3 360	4 400	5 670	8 600	10 185	13 000	16 600	21 000	
25	500	P_1	1.00	1.69	2.71	5.5	6.8	9.0	11.4	13.8	18.9	26.7	33.2	42.7	57.0	76.6	
		T_2	282	518	850	1 730	2 100	2 940	3 620	4 700	6 195	9 240	11 000	15 000	19 100	27 300	
	1 500	P_1	1.38	2.47	3.94	6.9	8.7	12.4	14.9	19.3	23.4	32.3	39.9	54.0	71.1	87.8	
		T_2	162	316	500	930	1 200	1 680	2 150	2 780	3 465	4 725	5 880	7 700	10 570	13 100	
	1 000	P_1	1.16	2.04	3.41	5.6	7.1	10.9	12.7	17.3	20.8	28.9	36.8	47.1	63.6	77.8	
		T_2	205	391	640	1 150	1 470	2 200	2 730	3 675	4 560	6 300	8 000	10 000	14 000	17 300	
31.5	750	P_1	0.95	1.74	2.82	5.1	6.4	9.9	11.7	15.5	18.8	26.3	33.3	44.6	60.0	72.9	
		T_2	220	437	700	1 365	1 730	2 620	3 300	4 350	5 460	7 560	9 600	12 500	17 600	21 500	
	500	P_1	0.69	1.34	1.99	3.7	4.6	7.2	8.5	12.2	14.8	21.1	27.1	37.6	49.1	63.8	
		T_2	235	500	730	1 470	1 830	2 780	3 500	5 040	6 300	8 925	11 500	15 500	21 100	27 800	
	1 500	P_1	1.21	2.08	4.27	7.6	8.8	12.7	15.2	22.6	25.9	30.2	36.8	52.9	68.9	88.2	
		T_2	168	299	650	1 150	1 400	2 100	2 670	3 780	4 500	5 145	6 510	9 200	12 000	16 100	
31.5	1 000	P_1	0.95	1.66	3.39	6.0	7.1	9.8	11.7	17.3	19.4	26.9	32.3	48.6	61.9	78.2	
		T_2	193	350	770	1 365	1 680	2 360	3 045	3 885	5 040	6 825	8 500	12 500	16 100	20 470	
	750	P_1	0.79	1.41	2.67	4.8	8.2	7.8	9.3	12.5	15.7	22.3	26.6	38.3	51.3	71.4	
		T_2	215	391	790	1 400	1 785	2 460	3 150	4 040	5 250	7 350	9 240	13 000	17 600	24 670	

续表 34.2-28

公称 传动 比 i	输入 转速 n_1 (r/min)	功率 转矩 代号	中心距 a /mm															
			63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400		
31.5	500	P_1	0.67	1.17	1.98	3.5	5.8	5.6	6.9	9.1	11.5	16.1	19.4	28.1	35.8	51.3		
		T_2	262	472	840	1 470	1 830	2 570	3 400	4 300	5 670	7 770	9 765	14 000	18 100	26 250		
	1 500	P_1	1.17	1.88	3.22	5.7	7.3	9.9	12.4	16.7	21.1	28.3	35.0	42.6	58.2	70.9		
		T_2	198	345	620	1 150	1 410	2 100	2 570	3 620	4 500	6 300	7 450	9 600	12 580	16 275		
40	1 000	P_1	0.90	1.47	2.19	4.9	6.2	8.8	10.9	13.9	18.0	24.1	31.4	39.1	51.9	66.3		
		T_2	225	397	790	1 470	1 785	2 730	3 300	4 410	5 670	8 190	9 870	13 000	16 600	22 575		
	750	P_1	0.81	1.26	2.35	4.4	5.5	7.0	8.7	11.2	14.8	20.8	25.4	34.0	42.8	60.7		
		T_2	262	449	870	1 680	2 040	2 835	3 465	4 670	6 090	8 925	10 500	15 000	18 100	27 300		
50	500	P_1	0.64	1.02	1.68	3.2	3.9	5.2	6.5	8.0	11.0	15.2	19.3	25.0	31.6	46.8		
		T_2	298	523	920	1 785	2 150	3 045	3 720	4 880	6 600	9 450	11 550	16 000	19 600	30 975		
	1 500	P_1	0.91	1.64	2.55	4.4	5.6	7.6	9.3	12.7	15.2	21.3	26.7	33.7	45.3	56.3		
		T_2	183	357	570	1 040	1 365	1 890	2 415	3 255	4 095	5 565	7 245	9 000	12 580	15 750		
63	1 000	P_1	0.74	1.32	2.18	3.8	4.7	6.7	8.2	11.0	14.0	19.0	23.5	31.3	41.6	52.1		
		T_2	220	414	720	1 315	1 680	2 465	3 150	4 200	5 565	7 350	9 450	12 510	17 110	21 525		
	750	P_1	0.60	1.11	1.77	3.4	4.0	6.1	7.3	9.5	11.9	16.9	21.8	28.6	38.1	48.2		
		T_2	236	466	760	1 520	1 890	2 885	3 675	4 670	6 195	8 610	11 550	15 000	20 640	26 250		
500	500	P_1	0.45	0.84	1.25	2.4	2.9	4.5	5.4	7.1	8.6	13.2	16.6	22.5	30.2	40.0		
		T_2	256	523	790	1 575	1 995	3 095	3 885	5 090	6 510	9 660	12 600	17 000	23 650	32 000		
	1 500	P_1	—	1.35	1.85	3.5	4.7	5.9	8.1	10.5	13.8	16.1	23.2	26.3	35.5	47.7		
		T_2	—	322	470	935	1 260	1 730	2 360	3 150	4 095	4 830	6 400	8 200	11 000	15 220		
1 000	1 000	P_1	—	0.99	1.44	2.6	3.6	4.4	6.7	8.2	12.1	14.0	21.4	23.9	32.9	44.7		
		T_2	—	345	530	1 000	1 410	1 890	2 880	3 570	5 250	6 195	8 505	11 000	15 000	21 000		
	750	P_1	—	0.82	1.21	2.3	3.0	3.9	5.4	7.2	10.1	12.2	16.2	21.4	30.9	39.7		
		T_2	—	374	580	1 155	1 575	2 150	3 045	4 095	5 775	7 000	9 550	13 000	18 600	24 600		
500	P_1	—	0.66	0.95	1.8	2.4	3.0	4.5	5.6	7.6	9.0	12.4	16.6	22.8	30.2			
	T_2	—	449	660	1 310	1 785	2 415	3 500	4 620	6 300	7 560	10 500	14 520	20 100	27 300			

注：公称传动比 $i=5, 6.3, 8, 10, 12.5, 16$ 的减速器 P_1, T_2 数据，可查 JB/T 7935—1999。

表 34.2-29 减速器的传动总效率

公称 传动比 i	输入 转速 n_1 / (r/min)	中心距 a /mm			
		63~100	125~200	225~280	315~400
		效率 η /%			
5~8	1 500	91	93.5	95	96
	1 000	90	93	94.5	95.5
	750	89	92.5	94	95
	500	88	92	93.5	94.5
10~12.5	1 500	86	91.5	94	95
	1 000	85	91	93.5	94.5
	750	83	90	93	94
	500	82	89	92	93.5
16~25	1 500	83.5	88	90	91
	1 000	82	86	88	89
	750	80	84	87.5	88.5
	500	78	82	85	87
31.5	1 500	75	83	84	86
	1 000	72	80	81	85
	750	70	77	79	84
	500	67.5	75	76	82
40	1 500	74	79.5	82.5	84.5
	1 000	72.5	76	81	82.5
	750	70	74	79	81
	500	68	71	74	78
50~63	1 500	70	78	81	83
	1 000	67	75	80	81
	750	65	72	77	79
	500	63	70	74	75

表 34.2-30 工作载荷系数 f_1

原动机	每天运转时间/h	载荷性质		
		均匀载荷	中等冲击载荷	强冲击载荷
		f_1		
电动机 汽轮机 水力机	偶然性的 0.5 ^①	0.8	0.9	1.0
	间断性的 2 ^①	0.9	1.0	1.25
	2~10	1.0	1.25	1.50
	10~24	1.25	1.50	1.75

续表 34.2-30

原动机	每天运转时间/h	载荷性质		
		均匀载荷	中等冲击载荷	强冲击载荷
		f_1		
活塞发动机 (4~6个汽缸)	偶然性的 0.5 ^①	0.9	1.0	1.25
	间断性的 2 ^①	1.0	1.25	1.50
	2~10	1.25	1.50	1.75
	10~24	1.50	1.75	2.0
活塞发动机 (1~3个汽缸)	偶然性的 0.5 ^①	1.0	1.25	1.50
	间断性的 2 ^①	1.25	1.50	1.75
	2~10	1.50	1.75	2.0
	10~24	1.75	2.0	2.25

① 指在每日偶然和间歇运转时间的总和。

表 34.2-31 起动频率系数 f_2

每小时起动次数	~10	10~60	60~240	240~400
f_2	1	1.1	1.2	1.3

表 34.2-32 小时负荷率系数 f_3

小时负荷率 JC (%)	100	80	60	40	20
f_3	1	0.94	0.86	0.74	0.56

表 34.2-33 环境温度系数 f_4

环境温度/℃	10~20	20~30	30~40	40~50
f_4	1	1.14	1.33	1.6

表 34.2-34 输出轴端径向许用载荷

中心距 a /mm	63	80	100	125	140	160	180
F_R 或 F_A /N	3 500	5 000	6 000	8 500	10 000	11 000	13 000
中心距 a /mm	200	225	250	280	315	355	400
F_R 或 F_A /N	18 000	20 000	21 000	27 000	31 000	35 000	38 000

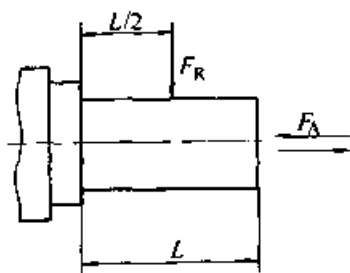


图 34.2-15 输出轴轴伸径向许用载荷作用位置

3 平面包络环面蜗杆减速器

平面包络环面蜗杆减速器具有效率高、承载能力大等优点,在我国已得到广泛应用。有关平面包络环面蜗杆的成形原理和啮合计算在本篇第1章第5节中已作叙述,本节只介绍单级平面包络环面蜗杆减速器的设计和标准系列产品的选用方法。

3.1 设计的一般方法

平面包络环面蜗杆减速器的设计包括了蜗杆副的几何尺寸设计、强度计(验)算、箱体及支承系统设计等几个方面。按设计特点不同又可分为单机设计及系列设计两类。

3.1.1 单机设计

单机设计一般是在标准系列产品无法满足需要时进行的,按已知条件的不同又可分为两种情形:

(1) 已知中心距 a 、传动比 i 、输入功率 P_1 及工况条件时的设计

此种情形下的设计程序为:

1) 选定蜗杆头数 z_1 ,可按表 34.2-35 选取。

表 34.2-35 蜗杆头数的选择

i	8	10	12.5	16~25	31.5~40	40~60
z_1	4~6	3~5	3~4	2~3	1~2	1

2) 由 $z_2 = iz_1$ 经圆整确定蜗轮齿数 z_2 ,然后按本篇表 34.1-61 中的方法确定蜗杆分度圆直径 d_1 、主基圆直径 d_b 、蜗轮齿顶圆直径 d_{a2} 、平面倾角 β 后,再确定蜗杆与蜗轮的结构型式、

计算蜗杆副的全部几何尺寸及箱体等的主要尺寸。

3) 确定主要零件的材料、制造精度及热处理要求, 并根据输入功率按本篇第 1 章 5.4 节的方法, 或本节式 (34.2-20) ~ 式 (34.2-31) 的方法进行减速器的承载能力验算。蜗杆轴的刚度和减速器的热平衡可按一般方法进行计算。若其中某一项不满足要求, 可调整有关设计参数重新进行验算, 直至合格。

4) 进行整机及零部件的施工设计。

(2) 已知输出转矩 T_2 、输入转速 n_1 、传动比 i 及工况条件时的设计

此种情形下的设计程序为

1) 确定减速器的中心距 a (mm), 可采用类比法, 或按下式计算确定

$$a = \sqrt[3]{\frac{1000 K_A T_2 S_{Hmin}^2 Z_E^2 Z_c^2}{\sigma_{Hmin}^2}}$$

上式中 S_{Hmin} 为最小安全系数, 一般取 1.1~1.5, K_A 为工况系数, 其余各参数的意义见本节后述。

按上式确定的中心距 a 应圆整, 并尽量取表 34.2-36 中的标准中心距值。

2) 在决定了 a 之后, 就可采用本节 (1) 中所述的方法进行后续设计。

除上述典型情况外, 可能会遇到其他情况 (如根据现有工艺装备条件, 结合配套主机或整体传动系统进行设计等), 此时可根据具体情况, 参照上述设计原则及方法处理。

3.1.2 系列设计

在进行蜗杆减速器的系列设计时, 首先应根据其应用范围确定系列产品的类型、结构型式及主要参数范围, 然后按下述程序进行设计。

(1) 系列产品的几何参数设计

1) 根据所确定的系列产品的参数范围, 首先按标准化及系列化的要求, 决定系列产品的中心距 a 及传动比 i 。一般可按表 34.2-36、表 34.2-37 确定, 且优化选用第一系列。

表 34.2-36 减速器的标准中心距

(mm)

第一系列	80	100	125	160	200	250	315	355	400	500
第二系列	140	180	225	280	450	560				

表 34.2-37 减速器的标准传动比

第一系列	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63
第二系列	14	18	22.5	28	35.5	45	56			

2) 按确定的系列产品的中心距 a 及传动比 i , 由表 34.2-35 确定对应的蜗杆头数 z_1 及蜗轮齿数 z_2 。

3) 确定蜗杆分度圆直径 d_1 。系列产品设计时应注意为提高啮合效率, 在满足蜗杆轴刚度的前提下应尽可能选取较小的 d_1 。

4) 确定蜗轮齿顶圆直径 d_{a2} 及齿宽 b_2 。为减少系列产品中蜗轮毛坯的尺寸规格, 对尺寸较为接近的蜗轮, 应采用同样的 d_{a2} 及 b_2 。

5) 确定主基圆直径 d_b 。为减少工装数目, 应使 d_b 系列化且规格尽可能减少。

6) 确定母平面倾角 β , 并完成蜗杆副全部几何尺寸及主要结构尺寸的计算。

7) 对确定的系列几何参数型谱, 必要时可利用平面包络环面蜗杆传动的啮合理论对参数组合的适用性进行评价。例如, 可对蜗轮齿面工作区、蜗杆齿面根切及边齿齿顶厚度等进行分析验算, 对啮合性能指标不理想或未通过验算的参数组合应进行调整, 然后重新计算直到满意为止。

(2) 系列产品的结构及施工设计

结构设计包括蜗杆、蜗轮、箱体及支承的结构设计等。

蜗杆、蜗轮的结构设计及材料选择等参见本篇第 1 章和本章 2.9 节。对系列产品设计应注意尽量减少系列中蜗杆、轮缘及轮毂的尺寸规格数目, 提高互换性及经济性, 同时也便于组织生产。

箱体设计在满足刚度和强度要求的同时, 应充分提高系列产品模块化的程度。对各种型式及衍生系列产品应考虑箱体的通用性, 力争箱体规格数目最少。外观设计应充分兼顾产品艺术造型方面的要求, 应具有美感, 整体造型应均衡、匀称、稳定, 符合时代潮流。常见蜗杆减速器的箱体类型可分为上下剖分式及整体式两大类, 后者由于造型美观, 易于实现系列产品的模块化设计, 其应用已日益普遍。

蜗杆减速器箱体一般多采用铸造结构, 材料为 HT200、HT250、HT300 或球墨铸铁等, 对承受重载荷的箱体可采用高强度的材料。为了提

高减速器的热承载能力, 铸造箱体的散热肋应精心设计。对大规格减速器的箱体及单件小批生产时的减速器箱体, 当采用铸造结构不经济时, 亦可采用焊接结构。

蜗杆、蜗轮轴的支承设计包括了支承轴承类型的选择及组合设计等, 本篇中圆柱蜗杆减速器设计部分中的相关内容同样适用于平面包络环面蜗杆减速器, 只是在进行平面包络环面蜗杆减速器整机设计时应注意其蜗轮轴、蜗杆轴均应便于进行轴向调整。对于中心距 $a > 200$ mm 的减速器, 蜗杆轴可采用一端固定, 一端游动的支承方式。为便于进行轴向调整, 常采用将固定端轴承放置于一可沿箱体轴承孔轴向移动的套筒内的结构。

根据上述原则, 在正确选择相关零件的材料、制造精度、热处理方式及要求及有关参数计算的基础上, 就可完成减速器整体及各零部件的施工设计。

(3) 系列产品承载能力的标定

在完成系列产品的几何设计及结构设计之后, 应进行系列产品承载能力的标定, 即确定其输入功率 P_1 、输出转矩 T_2 , 并计算减速器的总传动效率。

蜗杆减速器的承载能力取决于以下三个方面:

1) 由蜗杆减速器箱体的散热能力或润滑油的极限温度决定的输入功率 P_{1r} 及输出转矩 T_{2r} , 简称热功率 P_{1r} 及热输出转矩 T_{2r} 。

2) 由蜗杆副齿面接触强度决定的机械功率 P_{1j} 及输出转矩 T_{2j} 。

3) 由蜗轮轮齿齿根疲劳强度决定的机械功率 P_{1D} 及输出转矩 T_{2D} 。

当系列产品的承载能力只采用一个综合输入功率及输出转矩给出时, 其标定的输入功率 P_1 及输出转矩 T_2 由式 (34.2-20) 确定。

$$\begin{cases} P_1 = \text{Min} (P_{1r}, P_{1j}, P_{1D}) \\ T_2 = \text{Min} (T_{2r}, T_{2j}, T_{2D}) \end{cases} \quad (34.2-20)$$

当系列产品的承载能力采用热功率与热输出转矩和机械功率与机械输出转矩分别给出时, 其热承载能力可直接采用 P_{1r} 及 T_{2r} , 其机械功率及输出转矩则由式 (34.2-21) 确定。

$$\begin{cases} P_1 = \text{Min} (P_{1j}, P_{1D}) \\ T_2 = \text{Min} (T_{2j}, T_{2D}) \end{cases} \quad (34.2-21)$$

在标定系列减速器承载能力的同时应进行蜗杆轴弯曲变形的校核。当不满足要求时, 应调整有关参数重新核算, 直至合格。

减速器的总传动效率 η 一般由下式确定:

$$\eta = 1 - \frac{P_v}{P_1} \quad (34.2-22)$$

其中 P_v 为减速器总的损失功率。

由于环面蜗杆减速器的承载能力一般决定于其热承载能力, 因而减速器的总传动效率可依其热承载能力予以确定。

通用标准系列蜗杆减速器承载能力标定的条件为: 载荷平稳无冲击, 每日工作 8 h, 每小时起动次数小于 10 次, 小时负荷率为 100%, 工作环境温度为 20℃, 整机寿命 25 000 h。

对于专用蜗杆减速器, 可依据其工作及环境条件直接确定各个规格减速器的承载能力。

在确定标准系列减速器的承载能力时, 除按有关方法进行计算外, 还应充分重视积累产品的实际检测数据, 只有在此基础上综合考虑才能给出可靠适用的性能指标。鉴于现有蜗杆减速器承载能力的计算方法还存在着一定的不确切性, 来自产品试验及应用方面的数据与经验更为重要。

3.2 减速器承载能力的计算

由于环面蜗杆减速器的承载能力目前尚无统一的算法, 本节提供了一种算法, 在无更可靠方法采用时, 可参考使用。

3.2.1 P_{1r} 、 T_{2r} 及 η 的计算

对采用油池润滑、箱体散热的减速器, 其热功率 P_{1r} (kW) 的计算公式为

$$P_{1r} = \frac{\alpha A \Delta \theta - P_{vD} - P_{v0}}{1 - \eta_t + \frac{1.02 \times 10^{-3} K_1 i a^{0.44}}{d_2 \eta_t}} \quad (34.2-23)$$

式中 P_{vD} ——密封损失功率 (kW), 对单个密封由下式计算

$$P_{vD} = 11.78 \times 10^{-9} d_1^2 n_1 \quad (34.2-24)$$

P_{v0} ——空载损失功率

$$P_{v0} = 0.89 \times 10^{-7} \alpha n_1^{4/3} \quad (34.2-25)$$

α ——减速器箱体的传热系数 (kW/(m²·K))

有风扇时: $a = 6.6 \times 10^{-3} [1 + 0.4 (\frac{n_1}{60})^{0.75}]$

无风扇时: $a = 6.6 \times 10^{-3} [1 + 0.23 (\frac{n_1}{60})^{0.75}]$

A —— 减速器箱体的散热面积 (m²), 对单级蜗杆减速器, 有散热肋时: $A = 9 \times 10^{-5} a^{1.88}$; 无散热肋时: $A = 9 \times 10^{-5} a^{1.8}$

$\Delta\theta$ —— 润滑油极限温升, 当标准工作温度取为 20℃ 时, $\Delta\theta$ 可取为 70 ~ 75℃。

K_1 —— 计算系数, 对轴向可调轴承取 0.03, 对一端固定一端自由的支承型式取 0.013。

η_2 —— 蜗杆副的啮合效率

$$\eta_2 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \arctan \mu_{zm})}$$

当采用矿物油润滑且蜗轮材料为锡青铜时, 蜗杆副齿面的平均摩擦系数 μ_{zm} 按下式计算

$$\mu_{zm} = \left(\frac{100}{a}\right)^{0.5} \left[0.028 + \frac{0.026}{(v_s + 0.17)^{0.76}}\right]$$

式中的 a 为中心距, 当 $a > 250$ mm 时, 取 $a = 250$ mm。

齿面平均滑动速度 (m/s)

$$v_s = \frac{d_1 n_1}{19\,098 \cos \gamma}$$

当由式 (34.2-23) 求得 P_{1r} 后, 减速器的总传动效率由下式计算

$$\eta = 1 -$$

$$\frac{P_{1r}(1 - \eta_2) + P_{V0} + P_{V0} + \frac{1.02 \times 10^{-3} K_1 i P_{1r} a^{0.44}}{d_2 \eta_2}}{P_{1r}} \quad (34.2-25)$$

减速器的热输出转矩 T_{2r} (N·m) 由下式确定

$$T_{2r} = 9\,550 \frac{P_{1r} i}{n_1 \eta} \quad (34.2-26)$$

3.2.2 P_{1D} 及 T_{2D} 的计算

由蜗轮齿面接触强度决定的机械功率 P_{1D} (kW) 及输出转矩 T_{2D} (N·m) 由下式确定

$$T_{2D} = \frac{a_3}{1\,000} \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{Z_E Z_c}\right)^2 \quad (34.2-27)$$

$$P_{1D} = \frac{T_{2D} n_2}{9\,550 \eta} \quad (34.2-28)$$

式中 Z_E —— 弹性系数 ($\sqrt{\text{MPa}}$), 若 E_1 、 E_2

分别为蜗杆及蜗轮材料的弹性模量 (MPa), 则

$$Z_E = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{2.86 (E_1 + E_2)}}$$

Z_c —— 接触系数, 且

$$Z_c = 2.05 \left(\frac{d_1}{a}\right)^{-0.34}$$

σ_{Hlim} —— 齿面接触应力疲劳极限 (MPa), 当减速器为矿物油润滑时

$$\sigma_{Hlim} = \sigma'_{Hlim} Z_v Z_s \times 0.89$$

式中 Z_v —— 速度系数, $Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_s}}$

Z_s —— 尺寸系数, $Z_s = \sqrt{\frac{3\,000}{2\,900 + a}}$

σ'_{Hlim} —— 与材料相关的接触应力基本疲劳极限值, 对国内常用的离心铸造青铜 ZCuSn10Pb 可取为 425 MPa。

3.2.3 P_{1D} 及 T_{2D} 的计算

由蜗轮齿根疲劳强度决定的机械功率 P_{1D} (kW) 及输出转矩 T_{2D} (N·m) 由下式确定

$$T_{2D} = \frac{b_2 m d_2 \cos \gamma \tau_{limT}}{2\,000 Y_c Y_F} \quad (34.2-29)$$

$$P_{1D} = \frac{T_{2D} n_2}{9\,550 \eta} \quad (34.2-30)$$

式中 Y_c —— 接触系数, 一般可取 $Y_c = 0.3 \sim 0.4$;

Y_F —— 齿形系数,

$$Y_F = \frac{2.9 m}{1.06 [1.728 m + (d_2 - d_{f2}) \tan \alpha / \cos \gamma]}$$

τ_{limT} —— 齿根剪切疲劳极限, 对 ZCuSn10Pb₁ 一般取 82 ~ 92 Mpa。

用本节所述的计算方法进行系列减速器的承载能力计算时, 可采用计算机实现程序化计算, 既简便快捷, 又便于参数的调整。

3.3 通用平面包络环面蜗杆减速器

目前我国制订了两个平面包络环面蜗杆减速器标准产品系列, 即 JB/T 9051—1999 规定的 TP 系列平面包络环面蜗杆减速器及 GB/T 16444—1996 规定的 PW 系列平面包络环面蜗杆减速器, 下面分别予以介绍。

3.3.1 TP 系列平面包络环面蜗杆减速器

TP系列平面包络环面蜗杆减速器包括蜗杆在蜗轮之下、之侧、之上三种型式，其型号分别表示为 TPU、TPS 及 TPA。产品适用于冶金、矿山、起重、运输、建筑、化工、航海等行业。

标记示例：

型号 TPU，中心距为 200 mm，公称传动比为 10，第 2 种装配型式，风扇冷却，其标记为：

TPU200—10—2F JB/T 9051—1999

标准减速器的外形及结构尺寸分别如图 34.2-16、表 34.2-38；图 34.2-17、表 34.2-39 与

图 34.2-18、表 34.2-40 所示。

标准减速器的额定输入功率、额定输出转矩及总传动效率分别如表 34.2-41～表 34.2-43 所示。

减速器输出轴轴端的许用径向载荷见图 34.2-19 及表 34.2-44。

TP 系列减速器可承受短时间的峰值载荷，峰值转矩允许为额定转矩的 2 倍。

TP 系列减速器可参照本章 2.14 节的方法选用。

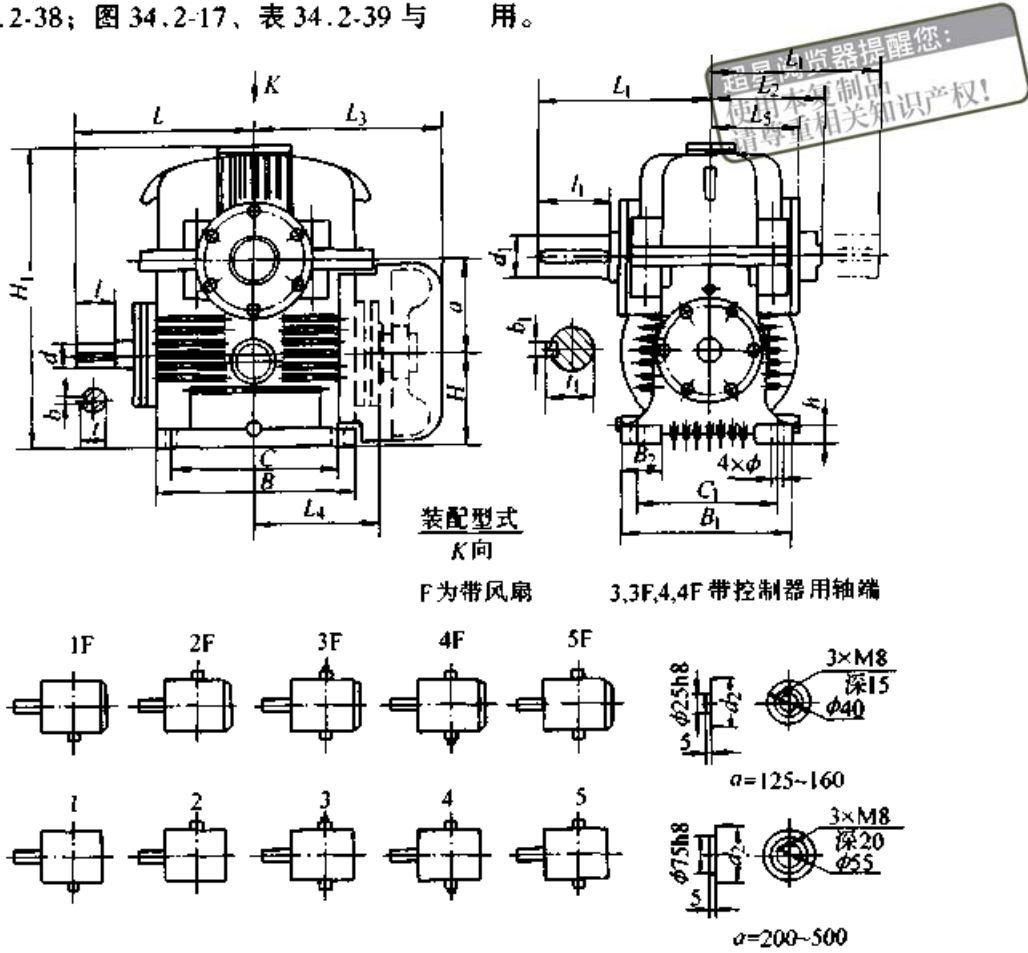


图 34.2-16 TPU 型减速器外形尺寸及装配型式

表 34.2-38 TPU 型减速器的尺寸 (分箱式)

(mm)

型号	a	B	B ₁	B ₂	C	C ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	l	l ₁	d	d ₁	d ₂	b	b ₁	t	t ₁	φ	重量 /kg
TPU125	125	300	300	70	250	250	125	422	30	307	320	185	280	205	175	82	140	40	70	80	1220	43	74.5	19	157	
TPU160	160	380	375	100	320	310	160	540	40	375	375	210	360	280	192	82	170	50	85	95	1425	53.5	90	24	258	
TPU200	200	450	450	125	370	370	200	650	40	420	400	235	435	345	228	82	170	55	95	110	1628	59	101	28	475	
TPU250	250	600	550	150	500	450	225	820	50	530	495	290	520	408	273	110	210	65	120	140	1832	69	127	35	800	
TPU315	315	720	590	120	630	500	280	990	65	630	600	360	605	492	349	130	250	80	140	160	2236	85	148	39	1450	
TPU400	400	850	720	160	750	620	320	1200	75	720	720	425	692	558	412	165	300	100	180	200	2845	106	190	48	2500	
TPU500	500	1060	900	200	920	760	400	1490	90	850	840	495	845	686	497	165	350	110	220	240	3245	117	210	56	4500	

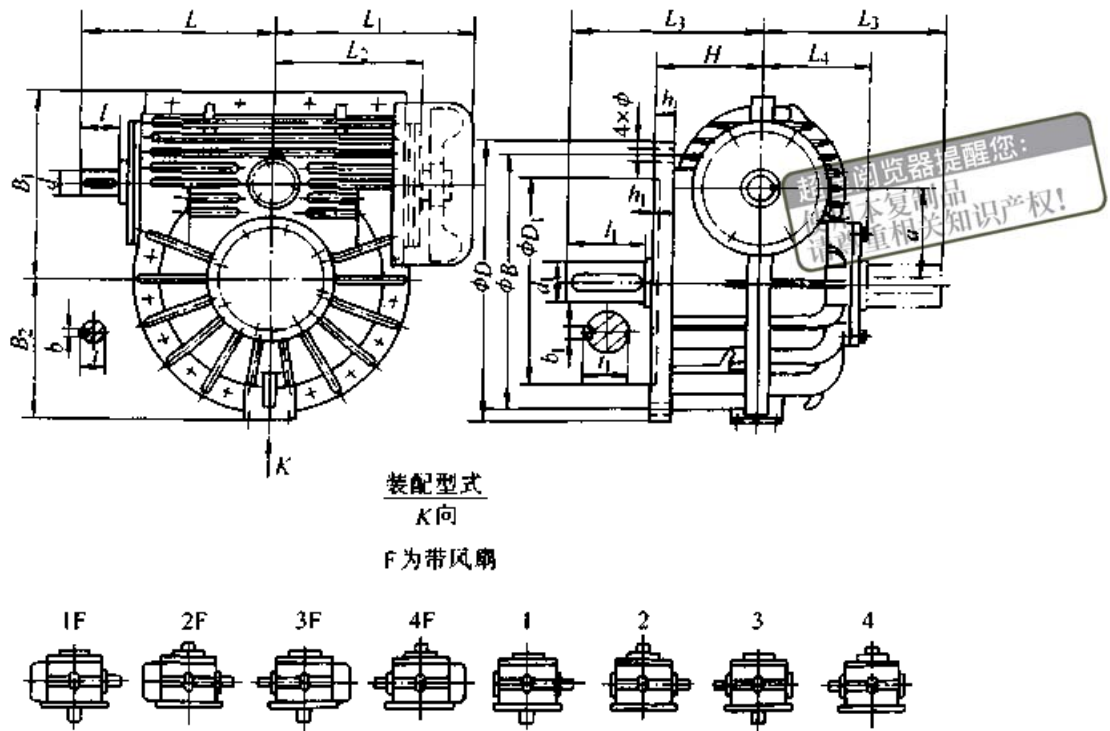


图 34.2-17 TPS 型减速器外形尺寸及装配型式

表 34.2-39 TPS 型减速器的尺寸 (分箱式)

(mm)

型号	a	D	D_1	h_1	B	B_1	B_2	H	L	L_1	L_2	L_3	L_4	l	l_1	d	d_1	b	b_1	t	t_1	h	ϕ	重量 /kg
TPS125	125	380	280	6	330	265	193	180	307	280	209	320	175	82	140	40	70	12	20	43	74.5	25	19	170
TPS160	160	530	380	10	470	330	265	200	375	365	280	375	192	82	170	50	85	14	25	53.5	90	35	24	290
TPS200	200	650	480	10	580	400	325	250	420	436	336	400	228	82	170	55	95	16	28	59	101	40	32	530
TPS250	250	800	600	12	700	495	400	280	530	520	408	495	273	110	210	65	120	18	32	69	127	50	35	930
TPS315	315	920	710	15	820	625	460	355	630	605	497	600	349	130	250	80	140	22	36	85	148	65	39	1 650
TPS400	400	1 100	850	15	1 000	740	550	420	720	692	558	720	412	165	300	100	180	28	45	106	190	75	48	2 800
TPS500	500	1 340	1 060	20	1 200	920	675	530	850	845	686	840	497	165	350	110	220	32	45	117	210	90	56	4 800

3.3.2 PW 系列平面包络环面蜗杆减速器

PW 系列平面包络环面蜗杆减速器 (GB/T 16444—1996) 亦包括了蜗杆位于蜗轮之下、之侧、之上三种型式, 其型号分别用 PWU、PWS、PWO 表示。产品适用范围与 TP 系列减速器的适用范围相同。

PW 系列减速器的标记方法与 TP 系列减速器的标记方法一致, 可参照执行。

PW 系列减速器的外形及结构尺寸分别如图 34.2-20 ~ 图 34.2-24 与表 34.2-45 ~ 表 34.2-49 所示。

标准减速器的额定输入功率 P_1 、额定输出转矩 T_2 见表 34.1-62, 总传动效率见表 34.2-50 所示。

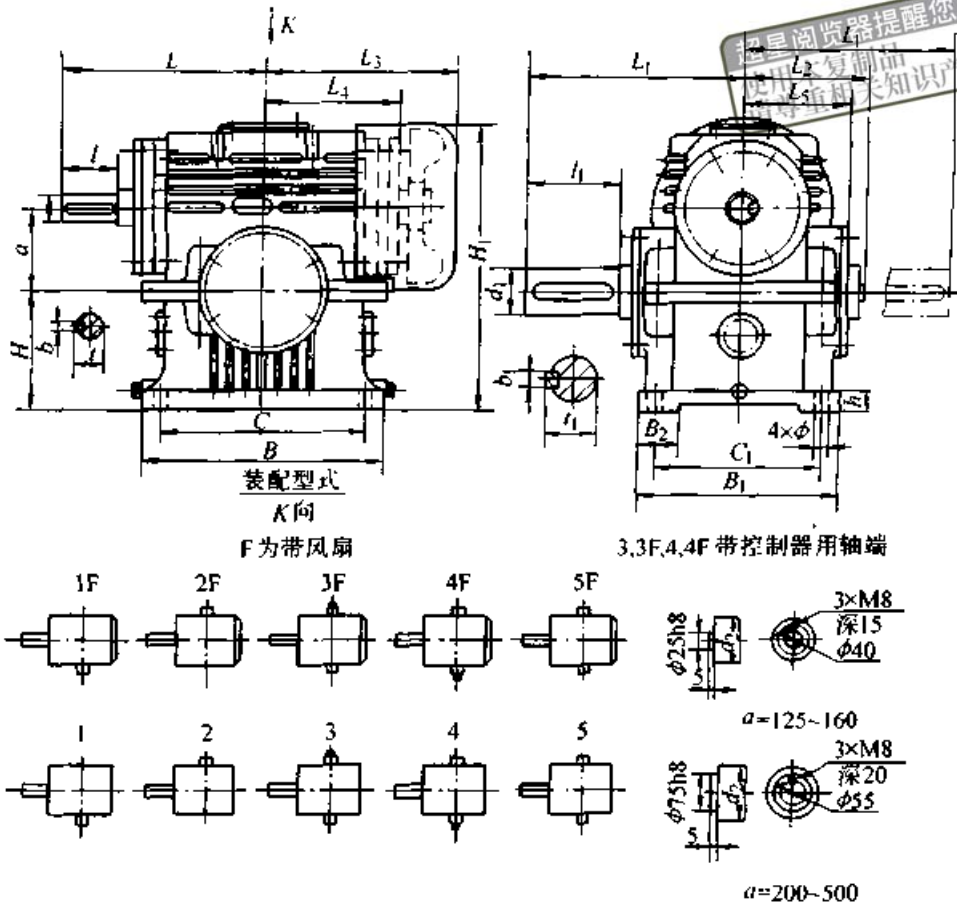


图 34.2-18 TPA 型减速器外形尺寸及装配型式

表 34.2-40 TPA 型减速器的尺寸 (分箱式)

(mm)

型号	a	B	B ₁	B ₂	C	C ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	l	l ₁	d	d ₁	d ₂	b	b ₁	t	t ₁	φ	重量/kg
TPA125	125	360	300	50	310	250	180	438	30	307	320	185	280	205	175	82	140	40	70	80	1220	43	74.5	19	165	
TPA160	160	460	320	80	400	260	225	550	40	375	375	210	365	280	190	82	170	50	85	95	1425	53.5	90	24	285	
TPA200	200	540	400	100	450	320	250	658	40	420	400	235	436	345	228	82	170	55	95	110	1628	59	101	28	510	
TPA250	250	720	480	120	620	380	315	792	50	530	495	290	520	406	270	110	210	65	120	140	1832	69	127	35	900	
TPA315	315	850	600	140	750	500	400	1 000	65	630	600	360	605	549	234	130	250	80	140	160	2236	85	148	39	1 550	
TPA400	400	950	720	170	850	620	500	1 200	75	720	720	425	690	540	410	165	300	100	180	200	2845	106	190	48	2 650	
TPA500	500	1 180	900	200	1 040	760	630	1 530	90	850	840	495	845	680	488	165	350	110	220	240	3245	117	210	56	4 700	

表 34.2-41 减速器额定输入机械功率 P_m 和额定输入热功率 P_t

中心距 a/mm	公称传动比 i	输入轴转速 n ₁ / (r/min)													
		300		500		600		750		1 000		1 500		1 800	
		P _m /kW	P _t /kW	P _m /kW	P _t /kW	P _m /kW	P _t /kW	P _m /kW	P _t /kW	P _m /kW	P _t /kW	P _m /kW	P _t /kW	P _m /kW	P _t /kW
100	10.0	5.68	5.40	8.33	7.17	9.55	7.93	11.29	8.98	14.01	10.53	18.99	13.19	21.78	14.59
	12.5	4.86	4.86	7.05	6.45	8.08	7.14	9.55	8.08	11.85	9.47	16.07	11.87	18.42	13.13
	16.0	4.32	4.32	5.86	5.74	6.71	6.35	7.94	7.18	9.85	8.43	13.35	10.56	15.31	11.68
	20.0	3.89	3.89	5.16	5.16	5.71	5.71	6.71	6.46	8.33	7.58	11.29	9.50	12.95	10.51
	25.0	3.23	3.23	4.32	4.32	4.80	4.79	5.68	5.45	7.05	6.42	9.55	8.09	10.95	8.97
	31.5	2.79	2.79	3.74	3.74	4.15	4.15	4.78	4.71	5.93	5.55	8.03	7.00	9.21	7.77
	40.0	2.48	2.48	3.28	3.28	3.63	3.63	4.10	4.10	4.95	4.80	6.71	6.00	7.70	6.64
	50.0	2.17	2.17	2.87	2.87	3.18	3.18	3.59	3.59	4.21	4.21	5.68	5.26	6.51	5.81
	63.0	1.89	1.89	2.51	2.51	2.77	2.77	3.13	3.13	3.67	3.67	4.78	4.58	5.48	5.07

续表 34.2-41

中心距 a/mm	公称 传动 比 i	输入轴转速 $n_1/(r/\text{min})$													
		300		500		600		750		1 000		1 500		1 800	
		P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW
125	10.0	9.10	8.83	13.34	11.72	15.30	12.97	18.08	14.68	22.44	17.22	30.41	21.56	34.87	23.86
	12.5	7.94	7.94	11.29	10.54	12.94	11.67	15.30	13.20	18.98	15.49	25.73	19.40	29.50	21.47
	16.0	7.06	7.06	9.38	9.38	10.75	10.38	12.71	11.75	15.77	13.78	21.38	17.26	24.51	19.10
	20.0	6.36	6.36	8.44	8.44	9.34	9.34	10.75	10.57	13.34	12.40	18.08	15.53	20.73	17.18
	25.0	5.36	5.36	7.17	7.17	7.96	7.96	9.10	9.04	11.29	10.65	15.30	13.42	17.54	14.90
	31.5	4.64	4.64	6.21	6.21	6.89	6.89	7.82	7.82	9.49	9.22	12.86	11.62	14.75	12.89
	40.0	4.02	4.02	5.32	5.32	5.89	5.89	6.65	6.65	7.93	7.80	10.75	9.74	12.33	10.77
	50.0	3.52	3.52	4.66	4.66	5.16	5.16	5.83	5.83	6.83	6.83	9.10	8.54	10.43	9.44
	63.0	3.07	3.07	4.07	4.07	4.50	4.50	5.08	5.08	5.95	5.95	7.65	7.44	8.77	8.23
(150)	10.0	16.45	13.19	23.65	17.51	26.92	19.38	31.54	21.93	38.68	25.73	51.59	32.23	58.72	35.66
	12.5	13.73	11.87	19.74	15.76	22.47	17.43	26.32	19.73	32.29	23.15	43.06	28.99	49.01	32.08
	16.0	11.24	10.56	16.16	14.02	18.39	15.51	21.55	17.55	26.44	20.59	35.25	25.79	40.13	28.54
	20.0	9.50	9.50	13.49	12.61	15.35	13.95	17.99	15.79	22.06	18.53	29.43	23.20	33.49	25.67
	25.0	8.11	8.11	11.26	10.85	12.81	12.04	15.01	13.68	18.42	16.12	24.56	20.31	27.95	22.54
	31.5	7.02	7.02	9.39	9.39	10.63	10.42	12.45	11.84	15.27	13.95	20.37	17.58	23.18	19.51
	40.0	5.97	5.97	7.91	7.91	8.76	8.74	10.26	9.89	12.59	11.58	16.78	14.47	19.10	16.00
	50.0	5.23	5.23	6.93	6.93	7.66	7.66	8.66	8.66	10.50	10.15	14.01	12.68	15.94	14.02
	63.0	4.56	4.56	6.04	6.04	6.68	6.68	7.55	7.55	8.85	8.85	11.62	11.06	13.22	12.22
160	10.0	19.44	15.21	27.93	20.19	31.79	22.34	37.25	25.29	45.69	29.66	60.93	37.15	69.36	41.11
	12.5	16.22	13.68	23.31	18.16	26.54	20.10	31.09	22.75	38.14	26.69	50.86	33.42	57.89	36.98
	16.0	13.28	12.17	19.09	16.16	21.73	17.88	25.46	20.24	31.23	23.74	41.64	29.73	47.40	32.90
	20.0	11.09	10.95	15.93	14.54	18.13	16.08	21.25	18.20	26.06	21.36	34.76	26.75	39.56	29.59
	25.0	9.39	9.39	13.30	12.57	15.14	13.94	17.73	15.84	21.75	18.66	29.01	23.52	33.02	26.10
	31.5	8.13	8.13	11.03	10.88	12.55	12.07	14.71	13.71	18.04	16.15	24.06	20.36	27.38	22.59
	40.0	6.87	6.87	9.10	9.10	10.34	10.06	12.12	11.37	14.87	13.32	19.82	16.65	22.56	18.41
	50.0	6.02	6.02	7.97	7.97	8.81	8.81	10.12	9.96	12.41	11.67	16.55	14.59	18.83	16.13
	63.0	5.25	5.25	6.95	6.95	7.68	7.68	8.69	8.69	10.29	10.18	13.72	12.72	15.62	14.06
(175)	10.0	25.31	18.53	36.37	24.60	41.40	27.22	48.50	30.81	59.50	36.14	79.34	45.26	90.31	50.08
	12.5	21.12	16.67	30.36	22.13	34.55	24.49	40.48	27.71	49.66	32.51	66.22	40.72	75.38	45.05
	16.0	17.29	14.83	24.86	19.69	28.29	21.78	33.15	24.65	40.66	28.92	54.22	36.22	61.72	40.08
	20.0	14.43	13.34	20.75	17.71	23.61	19.60	27.67	22.18	33.94	26.02	45.26	32.58	51.51	36.05
	25.0	12.05	11.51	17.32	15.40	19.71	17.09	23.09	19.41	28.32	22.87	37.77	28.83	42.99	31.99
	31.5	9.99	9.96	14.36	13.33	16.34	14.79	19.15	16.80	23.49	19.80	31.32	24.95	35.65	27.69
	40.0	8.35	8.35	11.83	11.05	13.47	12.22	15.78	13.82	19.36	16.18	25.81	20.23	29.38	22.36
	50.0	7.31	7.31	9.88	9.68	11.24	10.71	13.17	12.10	16.16	14.18	21.55	17.72	24.52	19.59
	63.0	6.38	6.38	8.44	8.44	9.33	9.33	10.92	10.55	13.40	12.36	17.87	15.45	20.34	17.08
200	10.0	34.56	24.86	49.68	33.01	56.54	36.53	66.25	41.34	81.26	48.50	108.37	60.74	123.34	67.21
	12.5	28.85	22.37	41.46	29.70	47.19	32.86	55.29	37.19	67.82	43.63	90.45	54.64	102.95	60.46
	16.0	23.62	19.90	33.95	26.42	38.64	29.23	45.27	33.09	55.53	38.81	74.06	48.61	84.29	53.79
	20.0	19.71	17.90	28.33	23.77	32.25	26.30	37.79	29.77	46.35	34.92	61.81	43.73	70.35	48.39
	25.0	16.45	15.59	23.65	20.86	26.92	23.15	31.54	26.29	38.68	30.98	51.59	39.04	58.72	43.32
	31.5	13.65	13.49	19.61	18.06	22.32	20.04	26.15	22.76	32.08	26.81	42.78	33.79	48.69	37.50
	40.0	11.24	11.15	16.16	14.77	18.39	16.33	21.55	18.46	26.44	21.63	35.26	27.03	40.13	29.88
	50.0	9.77	9.77	13.49	12.94	15.35	14.31	17.99	16.17	22.07	18.95	29.43	23.68	33.49	26.18
	63.0	8.52	8.52	11.28	11.28	12.73	12.47	14.92	14.10	18.30	16.52	24.40	20.65	27.77	22.83

续表 34.2-41

中心距 a/mm	公称 传动 比 i	输入轴转速 $n_1/(r/\text{min})$													
		300		500		600		750		1 000		1 500		2 000	
		P_m/kW	P_i/kW	P_m/kW	P_i/kW	P_m/kW	P_i/kW	P_m/kW	P_i/kW	P_m/kW	P_i/kW	P_m/kW	P_i/kW	P_m/kW	P_i/kW
(225)	10.0	46.97	32.23	69.25	42.79	79.54	47.35	94.24	53.59	117.27	62.87	159.59	78.74	183.31	87.12
	12.5	39.29	28.99	57.92	38.50	66.53	42.60	78.83	48.21	98.10	56.56	133.50	70.83	153.34	78.38
	16.0	32.25	25.79	47.54	34.25	54.61	37.89	64.70	42.89	80.52	50.31	109.57	63.01	125.86	69.72
	20.0	26.98	23.20	39.77	30.81	45.68	34.09	54.13	38.58	67.35	45.26	91.66	56.69	105.28	62.72
	25.0	22.57	20.37	33.27	27.26	38.21	30.25	45.28	34.36	56.34	40.48	76.67	51.02	88.07	56.61
	31.5	18.76	17.63	27.65	23.59	31.76	26.18	37.63	29.74	46.83	35.04	63.73	44.16	73.20	49.00
	40.0	15.49	14.40	22.84	19.08	26.24	21.09	31.09	23.84	38.68	27.93	52.65	34.91	60.47	38.59
	50.0	12.96	12.62	19.11	16.71	21.95	18.47	26.00	20.89	32.36	24.47	44.04	30.58	50.58	33.81
63.0	11.00	11.00	15.88	14.57	18.24	16.11	21.61	18.21	26.90	21.33	36.60	26.66	42.04	29.48	
250	10.0	61.57	40.65	90.78	53.97	104.27	59.72	123.54	67.60	153.74	79.30	209.22	99.31	240.31	109.88
	12.5	51.51	36.57	75.94	48.56	87.22	53.73	103.35	60.81	128.60	71.34	175.01	89.34	201.03	98.86
	16.0	42.28	32.53	62.33	43.20	71.59	47.80	84.82	54.10	105.55	63.46	143.65	79.48	165.00	87.94
	20.0	35.36	29.27	52.14	38.86	59.89	43.00	70.96	48.67	88.30	57.09	120.17	71.50	138.02	79.11
	25.0	29.58	25.88	43.62	34.63	50.10	38.43	59.36	43.65	73.86	51.43	100.52	64.82	115.46	71.92
	31.5	24.59	22.40	36.25	29.97	41.64	33.26	49.34	37.78	61.39	44.51	83.55	56.10	95.97	62.25
	40.0	20.31	18.11	29.95	23.98	34.40	26.51	40.75	29.97	50.71	35.11	69.02	43.88	79.27	48.51
	50.0	16.99	15.86	25.05	21.01	28.77	23.22	34.09	26.25	42.42	30.76	57.73	38.44	66.31	42.49
63.0	14.12	13.83	20.82	18.32	23.92	20.25	28.34	22.89	35.26	26.82	47.99	33.52	55.12	37.05	
315	10.0	100.55	100.55	139.55	118.71	160.44	125.95	190.31	135.43	237.15	148.70	323.40	169.65	371.80	180.00
	12.5	87.95	87.95	117.84	103.83	135.47	110.17	160.69	118.46	200.25	130.07	273.07	148.39	313.95	157.45
	16.0	75.84	75.84	97.73	89.54	112.35	95.00	133.27	102.15	166.08	112.16	226.47	127.96	260.37	135.77
	20.0	66.34	66.34	82.52	78.32	94.87	83.10	112.53	89.35	140.23	98.11	191.23	111.92	219.85	118.76
	25.0	58.02	58.02	69.68	68.50	80.11	72.69	95.02	78.15	118.41	85.81	161.47	97.90	185.64	103.88
	31.5	50.51	50.51	59.63	59.63	67.23	63.27	79.75	68.03	99.38	74.70	135.52	85.22	155.81	90.43
	40.0	43.77	43.77	51.67	51.67	56.10	54.82	66.54	58.95	82.92	64.73	113.08	73.84	130.00	78.35
	50.0	38.28	38.28	45.20	45.20	47.95	47.95	56.19	51.56	70.02	56.61	95.48	64.59	109.77	68.53
63.0	33.33	33.33	39.34	39.34	41.75	41.75	47.16	44.89	58.77	49.28	80.14	56.23	92.13	59.66	
400	10.0	212.09	212.09	256.93	251.04	295.39	266.61	350.37	286.98	436.62	315.56	595.41	360.74	684.53	383.11
	12.5	180.21	180.21	216.95	213.30	249.42	226.53	295.85	243.84	368.68	268.12	502.76	306.51	578.01	325.52
	16.0	150.50	150.50	179.93	178.13	206.86	189.17	245.36	203.63	305.76	223.91	416.96	255.97	479.37	271.84
	20.0	127.87	127.87	151.93	151.35	174.67	160.74	207.18	173.02	258.18	190.25	352.08	217.49	404.77	230.98
	25.0	108.65	108.65	128.60	128.60	147.49	136.58	174.94	147.01	218.01	161.65	297.29	184.80	341.78	196.26
	31.5	91.78	91.78	108.64	108.64	123.79	115.37	146.83	124.19	182.97	136.56	249.52	156.11	286.86	165.79
	40.0	77.09	77.09	91.25	91.25	103.28	96.91	122.51	104.31	152.67	114.70	208.19	131.13	239.35	139.26
	50.0	65.51	65.51	77.53	77.53	87.21	82.34	103.45	88.63	128.91	97.46	175.79	111.41	202.10	118.32
63.0	55.34	55.34	65.50	65.50	73.20	69.56	86.82	74.87	108.20	82.33	147.54	94.12	169.63	99.95	

续表 34.2-41

中心距 <i>a/mm</i>	公称 传动 比 <i>i</i>	输入轴转速 $n_1/(r/min)$															
		300		500		600		750		1 000		1 500		1 800			
		P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW	P_m/kW	P_t/kW		
500	10.0	346.52	346.52	410.15	410.15	435.58	435.58	510.93	468.87	636.70	515.56	668.25	589.38	998.20	625.92		
	12.5	294.43	294.43	348.50	348.50	370.11	370.11	431.42	398.39	537.63	438.06	573.14	500.78	842.87	531.84		
	16.0	245.88	245.88	291.03	291.03	309.08	309.08	357.80	332.69	445.88	365.83	468.03	418.20	699.03	444.13		
	20.0	208.92	208.92	247.28	247.28	262.62	262.62	302.12	282.68	376.49	310.84	413.41	355.34	590.25	377.37		
	25.0	177.52	177.52	210.11	210.11	223.14	223.14	255.11	240.19	317.91	264.11	333.52	301.92	498.40	320.65		
	31.5	149.96	149.96	177.49	177.49	188.50	188.50	214.11	202.90	266.82	223.11	263.85	255.05	418.31	270.87		
	40.0	125.96	125.96	149.09	149.09	158.33	158.33	178.65	170.43	222.63	187.40	203.59	214.23	349.03	227.52		
	50.0	107.02	107.02	126.68	126.68	134.53	134.53	150.85	144.81	187.98	159.23	175.35	182.03	294.71	193.32		
	63.0	90.41	90.41	107.01	107.01	113.65	113.65	126.61	122.33	157.77	134.51	151.15	153.77	247.35	163.31		

注：1. 粗线框内为 $v_s > 10 m/s$ ，应采用喷油循环润滑。

2. 此表系使用 6 级传动精度的减速器，每日连续运转 10 h，工作平稳，无冲击振动，小时负荷率 100%，环境温度 20℃，浸油润滑，风扇冷却，并较充分跑合条件下制定的。

$$3. P_t = \frac{T_2 n_1}{9549.1 \eta}$$

式中 T_2 —— 额定输出转矩 (N·m)； n_1 —— 输入轴转速 (r/min)；

P_t —— 额定输入功率 (kW)； η —— 总传动效率。

表 34.2-42 减速器额定输出转矩 T_2

中心距 <i>a/mm</i>	传动比 <i>i</i>	输入轴转速 $n_1/(r/min)$						
		300	500	600	750	1 000	1 500	1 800
		$T_2/N \cdot m$						
100	10.0	1 591	1 276	1 181	1 073	943	781	724
	12.5	1 764	1 416	1 308	1 187	1 056	879	811
	16.0	1 963	1 579	1 463	1 331	1 182	986	905
	20.0	2 149	1 747	1 612	1 460	1 285	1 079	995
	25.0	2 200	1 780	1 654	1 510	1 351	1 141	1 049
	31.5	2 298	1 918	1 776	1 615	1 444	1 209	1 121
	40.0	2 509	2 019	1 872	1 704	1 502	1 273	1 157
	50.0	2 710	2 168	2 003	1 817	1 597	1 344	1 239
63.0	2 789	2 265	2 103	1 917	1 703	1 452	1 321	
125	10.0	2 592	2 093	1 932	1 751	1 538	1 289	1 184
	12.5	2 869	2 312	2 135	1 936	1 713	1 434	1 325
	16.0	3 227	2 618	2 414	2 186	1 938	1 622	1 490
	20.0	3 551	2 868	2 648	2 400	2 129	1 783	1 638
	25.0	3 686	2 980	2 768	2 527	2 251	1 898	1 750
	31.5	3 946	3 197	2 973	2 717	2 409	2 038	1 885
	40.0	4 161	3 345	3 102	2 823	2 503	2 089	1 922
	50.0	4 430	3 575	3 319	3 025	2 655	2 228	2 035
63.0	4 680	3 756	3 514	3 227	2 814	2 369	2 182	
(150)	10.0	3 898	3 136	2 901	2 635	2 313	1 932	1 772
	12.5	4 324	3 466	3 208	2 916	2 572	2 151	1 971
	16.0	4 878	3 918	3 620	3 285	2 903	2 424	2 238
	20.0	5 317	4 297	3 984	3 628	3 205	2 681	2 463
	25.0	5 593	4 571	4 239	3 862	3 427	2 884	2 665
	31.5	6 002	4 919	4 567	4 166	3 677	3 092	2 860
	40.0	6 167	5 009	4 652	4 240	3 739	3 124	2 870
	50.0	6 576	5 367	4 961	4 502	3 990	3 333	3 056
63.0	6 947	5 686	5 293	4 836	4 303	3 557	3 268	

续表 34.2-42

中心距 a/mm	传动比 i	输入轴转速 $n_1/(r/\text{min})$						
		300	500	600	750	1 000	1 500	1 800
		$T_2/\text{N}\cdot\text{m}$						
160	10.0	4 504	3 621	3 346	3 037	2 670	2 226	2 043
	12.5	4 995	4 006	3 707	3 368	2 970	2 481	2 278
	16.0	5 640	4 526	4 187	3 803	3 352	2 799	2 577
	20.0	6 163	4 975	4 610	4 194	3 699	3 092	2 842
	25.0	6 493	5 297	4 919	4 489	3 984	3 351	3 085
	31.5	6 981	5 704	5 293	4 826	4 277	3 599	3 323
	40.0	7 166	5 801	5 372	4 884	4 315	3 601	3 307
	50.0	7 621	6 193	5 735	5 214	4 612	3 851	3 530
	63.0	8 093	6 595	6 133	5 598	4 973	4 118	3 774
(175)	10.0	5 498	4 418	4 079	3 699	3 257	2 710	2 487
	12.5	6 098	4 894	4 526	4 111	3 624	3 024	2 782
	16.0	6 890	5 526	5 117	4 652	4 091	3 415	3 136
	20.0	7 548	6 089	5 637	5 125	4 512	3 769	3 466
	25.0	7 980	6 497	6 043	5 523	4 902	4 122	3 781
	31.5	8 597	7 002	6 495	5 919	5 267	4 433	4 088
	40.0	8 793	7 094	6 552	5 941	5 258	4 383	4 025
	50.0	9 325	7 545	7 000	6 377	5 629	4 697	4 306
	63.0	9 954	8 078	7 503	6 842	6 068	5 035	4 602
200	10.0	7 419	5 947	5 488	4 973	4 397	3 642	3 338
	12.5	8 238	6 615	6 105	5 533	4 876	4 067	3 730
	16.0	9 282	7 453	6 891	6 256	5 507	4 592	4 220
	20.0	10 211	8 205	7 587	6 890	6 089	5 086	4 652
	25.0	10 940	8 869	8 240	7 523	6 645	5 581	5 130
	31.5	11 680	9 523	8 845	8 072	7 175	6 025	5 531
	40.0	11 741	9 501	8 813	8 027	7 065	5 902	5 413
	50.0	12 576	10 146	9 410	8 567	7 561	6 317	5 790
	63.0	13 418	10 873	10 092	9 196	8 134	6 762	6 197
(225)	10.0	9 588	7 684	7 096	6 434	5 668	4 693	4 306
	12.5	10 684	8 588	7 933	7 196	6 343	5 266	4 822
	16.0	12 073	9 699	8 975	8 155	7 178	5 984	5 483
	20.0	13 206	10 649	9 856	8 959	7 889	6 569	6 021
	25.0	14 272	11 630	10 791	9 839	8 715	7 309	6 701
	31.5	15 377	12 532	11 634	10 612	9 415	7 897	7 246
	40.0	15 369	12 378	11 473	10 440	9 190	7 665	6 991
	50.0	16 349	13 203	12 250	11 158	9 830	8 180	7 491
	63.0	17 542	14 179	13 151	11 975	10 585	8 824	8 036
250	10.0	12 201	9 765	9 017	8 177	7 200	5 964	5 456
	12.5	13 522	10 866	10 040	9 109	8 019	6 644	6 081
	16.0	15 286	12 282	11 362	10 322	9 102	7 549	6 914
	20.0	16 749	13 476	12 469	11 332	9 987	8 295	7 593
	25.0	18 242	14 820	13 761	12 555	11 120	9 299	8 526
	31.5	19 638	15 978	14 838	13 540	11 997	10 030	9 211
	40.0	19 368	15 685	14 509	13 176	11 599	9 656	8 802
	50.0	20 674	16 731	15 495	14 088	12 457	10 339	9 425
	63.0	22 181	18 042	16 690	15 160	13 383	11 112	10 121

续表 34.2-42

中心距 a/mm	传动比 i	输入轴转速 $n_1/(r/\text{min})$						
		300	500	600	750	1 000	1 500	1 800
		$T_2/\text{N}\cdot\text{m}$						
315	10.0	30 270	21 539	19 073	16 432	13 542	10 218	8 965
	12.5	32 617	23 305	20 648	17 797	14 663	11 068	9 714
	16.0	35 743	25 535	22 653	19 550	16 134	12 190	10 707
	20.0	38 079	27 243	24 173	20 866	17 215	13 023	11 432
	25.0	41 025	29 404	26 106	22 547	18 609	14 088	12 352
	31.5	44 420	31 882	28 311	24 458	20 191	15 283	13 420
	40.0	46 957	33 902	30 099	25 995	21 449	16 298	14 260
	50.0	50 044	36 105	32 092	27 749	22 998	17 423	15 246
	63.0	53 607	38 868	34 514	29 810	24 670	18 698	16 346
400	10.0	63 594	45 369	40 211	34 678	28 620	21 639	19 005
	12.5	66 568	47 687	42 289	36 490	30 109	22 771	20 004
	16.0	70 643	50 598	44 929	38 819	32 082	24 288	21 352
	20.0	73 108	52 434	46 568	40 242	33 249	25 207	22 146
	25.0	76 516	54 978	48 857	42 245	34 913	26 487	23 243
	31.5	80 393	57 851	51 418	44 467	36 762	27 882	24 507
	40.0	82 382	59 635	52 987	45 815	37 862	28 825	25 244
	50.0	85 298	61 687	54 882	47 514	39 431	29 934	26 219
	63.0	88 660	64 453	57 279	49 529	41 044	31 174	27 276
500	10.0	103 493	73 834	65 441	56 437	46 573	35 216	30 924
	12.5	108 326	77 596	68 813	59 377	48 994	37 052	32 552
	16.0	114 953	82 330	73 107	63 165	52 203	39 521	34 746
	20.0	118 966	85 327	75 783	65 489	54 109	41 016	36 035
	25.0	124 504	89 472	79 503	68 746	56 814	43 101	37 822
	31.5	130 821	94 133	83 668	72 358	59 828	45 370	39 877
	40.0	134 068	97 033	86 228	74 558	61 609	46 904	41 081
	50.0	138 799	100 385	89 313	77 316	64 165	48 710	42 668
	63.0	144 273	104 879	93 206	80 597	66 791	50 730	44 383

表 34.2-43 减速器总传动效率 η

中心距 a/mm	传动比 i	输入轴转速 $n_1/(r/\text{min})$						
		300	500	600	750	1 000	1 500	1 800
		$\eta/\%$						
100	10.0	93	93	94	94	94	93	94
	12.5	91	92	92	92	93	93	93
	16.0	89	90	91	91	92	92	91
	20.0	87	89	89	89	89	89	89
	25.0	86	86	87	87	88	89	88
	31.5	82	85	85	85	86	86	86
	40.0	80	81	81	82	82	83	82
	50.0	78	79	79	79	79	80	80
	63.0	74	75	76	76	77	79	78

超星阅读器提醒您：
禁止复制或
传播本作品！

续表 34.2.43

中心距 a/mm	传动比 i	输入轴转速 $n_1/(\text{r}/\text{min})$						
		300	500	600	750	1 000	1 500	1 800
		$\eta/\%$						
125	10.0	92	94	94	94	94	94	94
	12.5	91	92	92	92	93	93	93
	16.0	90	91	91	91	92	92	92
	20.0	88	89	89	89	90	90	90
	25.0	86	87	87	88	89	89	89
	31.5	85	86	86	87	87	87	88
	40.0	81	82	83	83	84	84	84
	50.0	79	80	81	82	81	82	81
	63.0	76	77	78	79	79	79	79
(150)	10.0	93	94	94	94	94	94	94
	12.5	92	92	92	93	93	93	93
	16.0	91	91	92	92	92	92	92
	20.0	88	89	90	90	91	91	90
	25.0	87	88	88	89	89	89	89
	31.5	85	87	87	88	88	88	88
	40.0	81	83	84	84	85	85	85
	50.0	79	81	81	82	82	83	82
	63.0	76	78	79	80	81	80	80
160	10.0	93	94	94	94	94	94	94
	12.5	92	92	93	93	93	93	93
	16.0	91	92	92	92	92	92	92
	20.0	88	90	90	90	91	91	91
	25.0	87	88	89	89	89	90	89
	31.5	86	87	87	88	88	88	88
	40.0	82	83	84	84	85	85	85
	50.0	80	81	82	82	83	83	83
	63.0	77	79	80	80	81	81	80
(175)	10.0	93	94	94	94	94	94	94
	12.5	92	93	93	93	93	93	93
	16.0	91	92	92	93	93	93	92
	20.0	89	90	90	91	91	91	91
	25.0	87	88	89	89	90	90	89
	31.5	86	87	88	88	88	89	88
	40.0	83	84	84	84	85	85	85
	50.0	80	82	82	83	83	83	83
	63.0	78	80	80	81	82	81	81
200	10.0	94	94	94	94	95	94	94
	12.5	93	93	93	93	94	94	93
	16.0	92	92	93	93	93	93	92
	20.0	90	90	91	91	91	91	91
	25.0	88	89	89	90	90	90	89
	31.5	86	88	88	88	89	89	88
	40.0	83	84	85	85	86	86	85
	50.0	81	82	83	83	84	84	83
	63.0	79	80	81	81	82	82	81

超星阅读器提醒您：
禁止复制或传播！
续表 34.2-43

中心距 a/mm	传动比 i	输入轴转速 $n_1 / (\text{r}/\text{min})$						
		300	500	600	750	1 000	1 500	1 800
		$\eta/\%$						
(225)	10.0	93	94	94	94	94	94	93
	12.5	93	93	94	94	94	93	93
	16.0	92	93	93	93	93	93	93
	20.0	89	90	91	91	91	91	90
	25.0	88	89	90	90	90	90	89
	31.5	87	88	89	89	89	89	88
	40.0	84	85	85	86	86	86	85
	50.0	81	83	83	84	84	84	84
	63.0	80	81	81	82	82	83	82
250	10.0	94	95	95	95	95	94	94
	12.5	93	94	94	94	94	93	93
	16.0	92	93	93	94	94	93	93
	20.0	90	91	91	91	92	91	90
	25.0	89	90	90	90	91	90	89
	31.5	87	89	89	89	90	89	89
	40.0	84	86	86	86	86	86	86
	50.0	82	83	84	84	85	84	84
	63.0	80	82	82	83	83	83	82
315	10.0	95	95	95	95	95	95	94
	12.5	93	94	94	94	94	94	93
	16.0	93	93	94	94	94	94	93
	20.0	90	91	91	92	92	91	91
	25.0	89	90	90	91	91	90	90
	31.5	88	89	89	90	90	89	89
	40.0	84	86	86	87	87	87	86
	50.0	82	84	84	85	85	85	84
	63.0	80	82	82	83	83	83	82
400	10.0	94	95	95	95	95	94	94
	12.5	93	94	94	94	94	93	93
	16.0	92	93	93	94	94	93	93
	20.0	90	91	91	91	92	91	90
	25.0	88	90	90	90	90	90	89
	31.5	87	89	89	89	89	89	88
	40.0	84	86	86	86	86	86	85
	50.0	82	83	84	84	85	84	84
	63.0	80	82	82	82	83	83	82
500	10.0	94	94	94	95	95	94	93
	12.5	92	93	93	94	94	93	92
	16.0	92	93	93	93	93	93	92
	20.0	89	90	91	91	91	91	90
	25.0	88	89	90	90	90	90	89
	31.5	87	88	89	89	89	89	88
	40.0	84	85	86	86	86	86	85
	50.0	81	83	83	84	84	84	83
	63.0	80	81	82	82	83	82	81

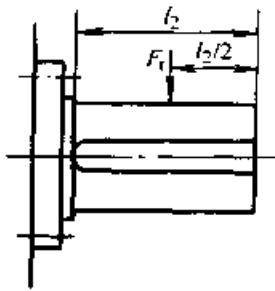
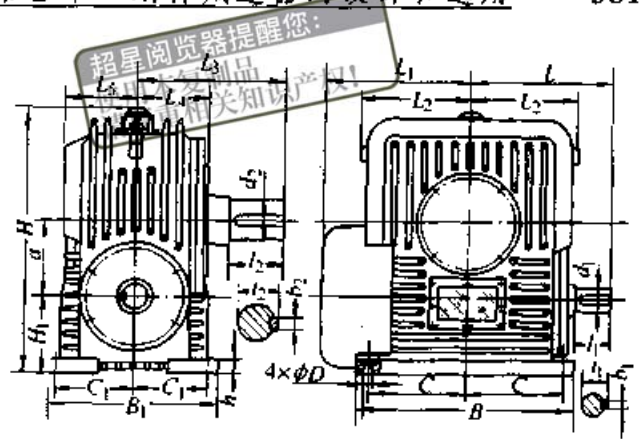


图 34.2-19 减速器输出轴径向受力图



装配型式

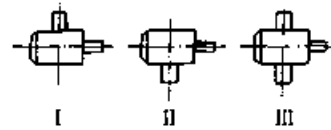


图 34.2-20 PWU型减速器外形尺寸及装配型式 (整体式)

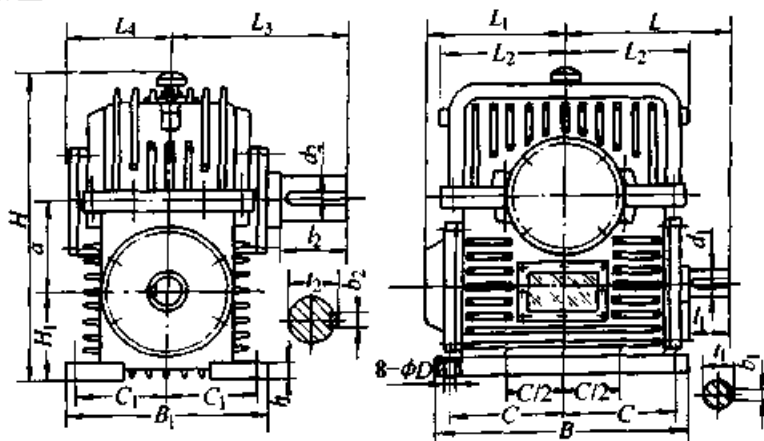
表 34.2-44 减速器输出轴轴端许用径向载荷

中心距 a/mm	125	160	200	250	315	400	500
载荷 F_r/N	13 000	20 000	24 000	40 000	49 000	70 000	100 000

表 34.2-45 PWU型减速器外形尺寸 (整体式)

(mm)

a	H_1	B	B_1	C	C_1	D	H	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	d_1	b_1	t_1	l_1	d_2	b_2	t_2	l_2	h
80	100	250	190	112	80	14	315	160	160	125	180	100	90	25	8	28	42	45	14	48.5	82	30
100	112	300	236	130	100	16	355	200	200	160	212	125	118	32	10	35	58	55	16	59	82	35
125	125	355	280	160	125	18	450	236	236	190	250	150	140	38	10	41	58	65	18	69	105	38
140	140	400	315	180	140	20	500	265	265	212	280	160	160	42	12	45	82	70	20	74.5	105	40
160	160	450	355	200	160	21	560	300	300	236	315	190	180	48	14	51.5	82	80	22	85	130	42
180	180	500	400	225	180	22	630	335	335	265	355	212	200	56	16	60	82	90	25	95	130	45
200	200	560	450	250	200	24	710	355	355	300	400	236	224	60	18	64	105	100	28	106	165	50
225	225	630	500	280	225	26	800	400	400	315	450	265	250	65	18	69	105	110	28	116	165	53
250	250	670	530	300	250	28	850	450	450	355	500	280	280	70	20	74.5	105	125	32	132	165	56
280	280	800	600	355	280	30	950	475	475	400	560	315	315	85	22	90	130	140	36	148	200	60
315	315	900	670	375	315	32	1 060	560	560	450	630	355	355	90	25	95	130	150	36	158	200	67
355	355	1 000	750	425	355	35	1 250	670	670	500	710	400	400	100	28	106	165	170	40	179	240	75



装配型式

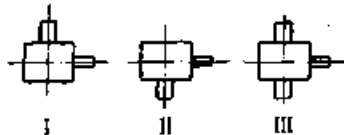
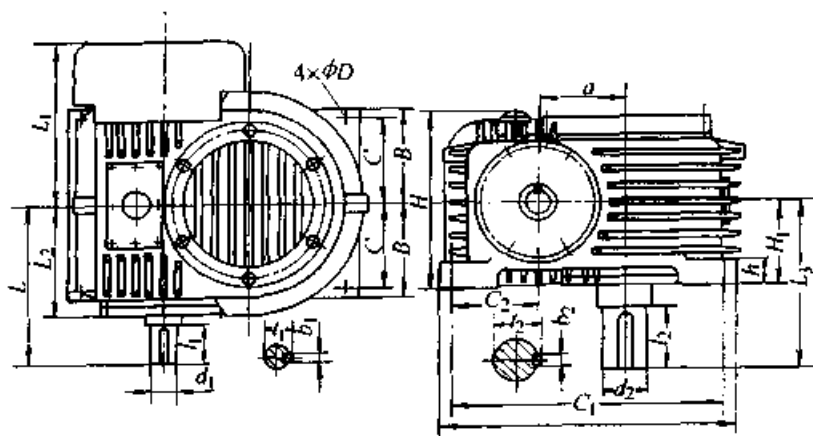


图 34.2-21 PWU型减速器外形尺寸及装配型式 (剖分式)

表 34.2-46 PWU 型减速器外形尺寸 (剖分式) (mm)

a	H_1	B	B_1	C	C_1	D	H	L	L_1	L_2	L_3	L_4	d_1	b_1	t_1	l_1	d_2	b_2	l_2	l_2	h
400	355	900	800	400	355	35	1 250	600	600	450	630	375	110	28	116	165	180	45	190	240	55
450	400	1 000	900	450	400	39	1 400	670	670	500	710	425	125	32	132	165	200	45	210	280	60
500	450	1 120	1 000	500	450	42	1 600	750	750	560	800	475	130	32	137	200	220	50	231	280	65
560	500	1 250	1 120	560	500	45	1 800	850	850	630	900	530	150	36	158	200	250	56	262	330	72
630	560	1 400	1 250	630	560	48	2 000	950	950	710	1 000	600	170	40	179	240	280	63	292	380	80
710	630	1 600	1 400	710	630	52	2 240	1 060	1 060	800	1 250	670	190	45	200	280	320	70	334	380	88



装配型式

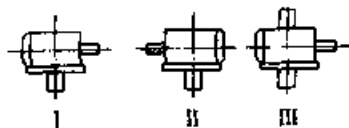


图 34.2-22 PWS 型减速器外形尺寸及装配型式

表 34.2-47 PWS 型减速器外形尺寸 (mm)

a	H_1	B	B_1	C	C_1	C_2	D	H	L	L_1	L_2	L_3	d_1	b_1	t_1	l_1	d_2	b_2	t_2	l_2	h
80	95	100	315	80	265	80	14	200	160	118	118	170	25	8	28	42	45	14	48.5	82	30
100	125	125	355	100	315	100	16	236	200	140	140	212	32	10	35	58	55	16	59	82	35
125	140	140	400	118	355	118	18	280	236	170	170	250	38	10	41	58	65	18	69	105	38
140	160	160	450	132	400	132	20	300	265	190	190	280	42	12	45	82	70	20	74.5	105	40
160	180	180	500	150	450	150	21	335	300	212	212	315	48	14	51.5	82	80	22	85	130	42
180	200	200	560	170	500	160	22	375	335	236	236	355	56	16	60	82	90	25	95	130	45
220	224	224	630	190	560	170	24	425	355	265	265	400	60	18	64	105	100	28	106	165	48
225	250	250	710	212	630	190	26	475	400	300	300	425	65	18	69	105	110	28	116	165	50
250	280	280	800	245	710	200	28	530	450	355	355	475	70	20	74.5	105	125	32	132	165	52
280	315	315	900	265	800	224	30	600	500	375	375	530	85	22	90	130	140	36	148	200	55
315	355	355	1 000	300	900	250	32	670	560	425	425	560	90	25	95	130	150	36	158	200	58
355	400	400	1 120	335	1 000	265	35	750	600	450	450	670	100	28	106	165	170	40	179	240	62

超星阅读器提醒您：
禁止复制或传播！

续表 34.2-47

a	H_1	B	B_1	C	C_1	C_2	D	H	L	L_1	L_2	L_3	d_1	b_1	t_1	l_1	d_2	b_2	t_2	l_2	h
400	450	450	1 250	375	1 120	315	35	850	670	500	500	710	110	28	116	165	180	45	190	240	65
450	500	500	1 400	425	1 250	355	39	950	750	560	560	800	125	32	132	165	200	45	210	280	70
500	560	560	1 600	475	1 400	400	42	1 060	800	600	600	900	130	32	137	200	220	50	231	280	75
560	630	630	1 800	530	1 600	450	45	1 180	900	670	670	1 000	150	36	158	200	250	56	262	330	78
630	710	710	2 000	600	1 800	500	48	1 320	1 000	750	750	1 100	170	40	179	240	280	63	292	380	82
710	800	800	2 240	670	2 000	560	52	1 500	1 120	850	850	1 250	190	45	200	280	320	70	334	380	88

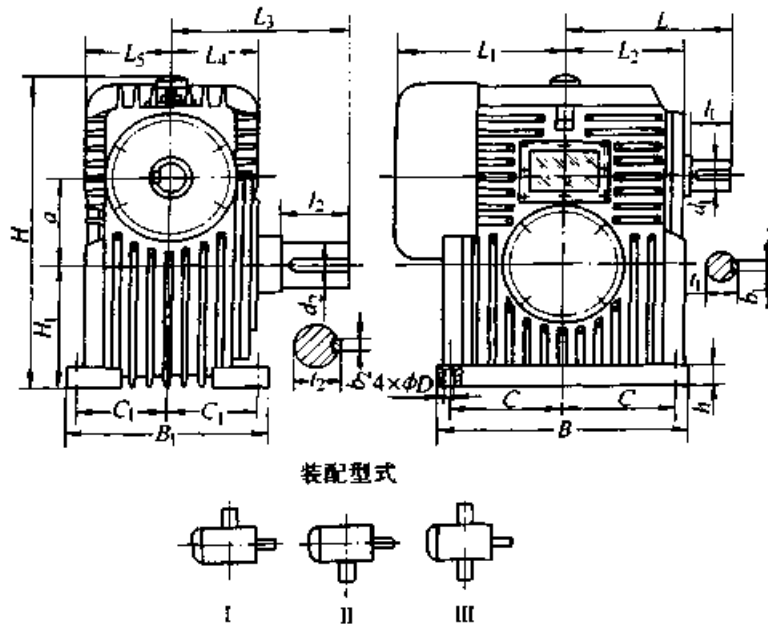


图 34.2-23 PWO 型减速器外形尺寸及装配型式 (整体式)

表 34.2-48 PWO 型减速器外形尺寸 (整体式) (mm)

a	H_1	B	B_1	C	C_1	D	H	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	d_1	b_1	t_1	l_1	d_2	b_2	t_2	l_2	h
80	125	250	190	112	80	14	300	160	160	125	180	100	90	25	8	28	42	45	14	48.5	82	30
100	160	300	236	130	100	16	375	200	200	160	212	125	118	32	10	35	58	55	16	59	82	35
125	180	355	280	160	125	18	425	236	236	190	250	150	140	38	10	41	58	65	18	69	105	38
140	200	400	315	180	140	20	475	265	265	212	280	160	160	42	12	45	82	70	20	74.5	105	40
160	215	450	355	200	160	21	530	300	300	236	315	190	180	48	14	51.5	82	80	22	85	130	42
180	250	500	400	225	180	22	600	335	335	265	355	212	200	56	16	60	82	90	25	95	130	45
200	280	560	450	250	200	24	670	355	355	300	400	236	224	60	18	64	105	100	28	106	165	50
225	315	630	500	280	225	26	750	400	400	315	450	265	250	65	18	69	105	110	28	116	165	53
250	355	670	530	300	250	28	850	450	450	355	500	280	280	70	20	74.5	105	125	32	132	165	57
280	400	800	600	355	280	30	900	475	475	400	560	315	315	85	22	90	130	140	36	148	200	60
315	450	900	670	375	315	32	1 000	560	560	450	630	355	355	90	25	95	130	150	36	158	200	67
355	500	1 000	750	425	355	35	1 180	670	670	500	710	400	400	100	28	106	165	170	40	179	240	75

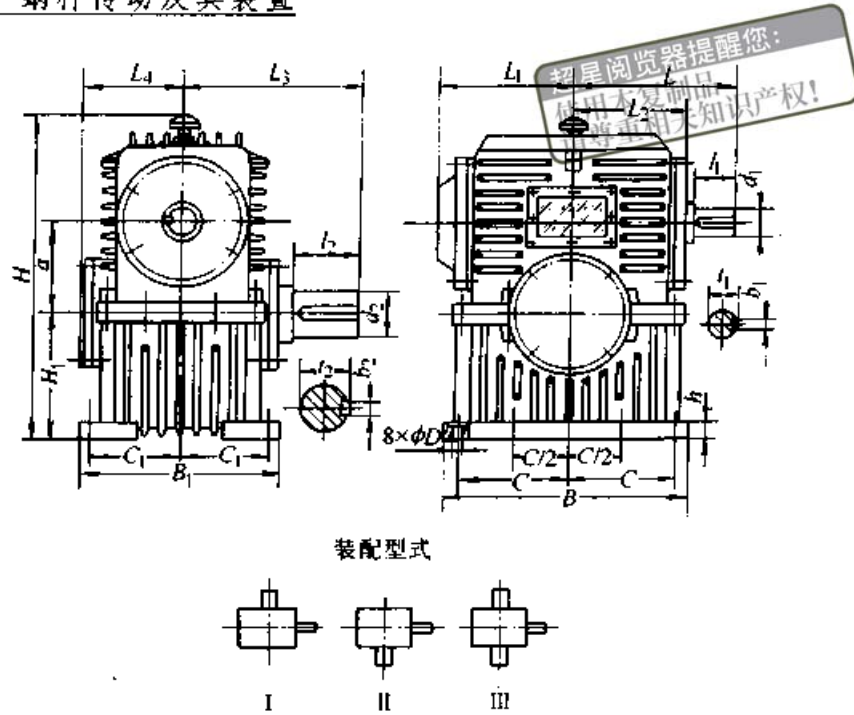


图 34.2-24 PWO 型减速器外形尺寸及装配型式 (剖分式)

表 34.2-49 PWO 型减速器外形尺寸 (剖分式)

(mm)

a	H_1	B	B_1	C	C_1	D	H	L	L_1	L_2	L_3	L_4	d_1	b_1	t_1	t_1	d_2	b_2	t_2	t_2	h
400	500	900	800	400	355	35	1 250	600	600	450	630	375	110	28	116	165	180	45	190	240	55
450	560	1 000	900	450	400	39	1 400	670	670	500	710	425	125	32	132	165	200	45	210	280	60
500	630	1 120	1 000	500	450	42	1 600	750	750	560	800	475	130	32	137	200	220	50	231	280	65
560	710	1 250	1 120	560	500	45	1 800	850	850	630	900	530	150	36	158	200	250	56	262	330	72
630	800	1 400	1 250	630	560	48	2 000	950	950	710	1 000	600	170	40	179	240	280	63	292	380	80
710	900	1 600	1 400	710	630	52	2 240	1 060	1 060	800	1 250	670	190	45	200	280	320	70	334	380	88

表 34.2-50 减速器的传动效率

公称 传动比 i	输入转速 n_1 / (r/min)	中 心 距/mm									
		80	100	125	140	160	180	200	225	250	280~710
		传 动 效 率 η /%									
10	1 500	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95
	1 000	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95
	750	89	89.5	90	91	91	92	92	93	93	94
	500	87	87.5	88	89	89	90	90	91	91	92
12.5	1 500	89	90	90	91	91	92.5	92.5	93.5	93.5	94.5
	1 000	89	90	90	91	91	92.5	92.5	93.5	93.5	94.5
	750	88	88.5	89	90	90	91.5	91.5	92	92	93
	500	86	86.5	87	88	88	89	89	90	90	91
14	1 500	88.5	89.5	89.5	91	91	92	92	93	93	94
	1 000	88.5	89.5	89.5	91	91	92	92	93	93	94
	750	87	88	88.5	89.5	89.5	91	91	91.5	91.5	92.5
	500	85	86	86.5	87.5	87.5	88	88	89	89	90

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 34.2-50

公称 传动比 i	输入转速 $n_1 /$ (r/min)	中心 距/mm									
		80	100	125	140	160	180	200	225	250	280~710
		传 动 效 率 $\eta / \%$									
16	1 500	88	89	89	90	90	91	91	92	92	93
	1 000	88	89	89	90	90	91	91	92	92	93
	750	86.5	87	88	89	89	90	90	91	91	92
	500	84	84.5	85	86	86	87	87	88	88	89
18	1 500	87.5	88	88	89.5	89.5	90	90	91	91	92
	1 000	87	88	88	89	89	90	90	91	91	92
	750	85.5	86	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	500	83	83.5	84	85	85	86	86	87	87	88
20	1 500	86.5	87	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	1 000	86	86.5	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	750	84.5	85	86	87	87	89	89	89.5	89.5	90
	500	82	82.5	83	84	84	85	85	86	86	87
22.4	1 500	85.5	86	86	87	87	88.5	88.5	89	89	90
	1 000	85	86	86	87	87	88.5	88.5	89	89	90
	750	83.5	84.5	84.5	85.5	85.5	87.5	87.5	88	88	89
	500	80.5	81	81	82	82	83	83	84	84	85.5
25	1 500	85	86	86	87	87	88	88	88.5	88.5	89
	1 000	84	85	86	87	87	88	88	88.5	88.5	89
	750	83	83.5	84	85	85	86	86	87	87	88
	500	79	79.5	80	81	81	81.5	81.5	83	84	85
28	1 500	82.5	83	83.5	84	84	85	85	86	86	87.5
	1 000	82	82.5	83	84	84	85	85	86	86	87.5
	750	81	81.5	82	83	83	84	84	85	85	86
	500	77	77.5	77.5	78	78	79	79	80	80	81.5
31.5	1 500	80	80.5	81	82	82	83	83	84	84	85
	1 000	80	80.5	81	82	82	83	83	84	84	85
	750	79	79.5	80	81	81	82	82	83	83	84
	500	75	75.5	76	76.5	76.5	77	77	78	78	79
35.5	1 500	78.5	79	79.5	80	80	81	81	82	82	83.5
	1 000	78.5	79	79.5	80	80	81	81	82	82	83.5
	750	77	77.5	78	79	79	80	80	81	81	82
	500	73	73.5	74	74.5	74.5	75.5	75.5	76	76	77.5
40	1 500	76	76.5	77	78	78	79	79	80	80	81
	1 000	76	76.5	77	78	78	79	79	80	80	81
	750	75	75.5	76	77	77	78	78	79	79	80
	500	71	71.5	72	73	73	74	74	75	75	76
45	1 500	74.5	75	76	77	77	78	78	79	79	80
	1 000	74.5	75	76	77	77	78	78	79	79	80
	750	73.5	74	74.5	75	75	76	76	76.5	76.5	77
	500	69.5	70	70.5	71.5	71.5	72.5	72.5	73	73	74.5
50	1 500	73	74	74	75	75	76	76	77	77	78
	1 000	73	74	74	75	75	76	76	77	77	78
	750	72	72.5	73	74	74	75	75	76	76	77
	500	68	68.5	69	70	70	71	71	72	72	73

超星阅读器提醒您：
 禁止复制或
 传播相关知识版权！

续表 34.2-50

公称 传动比 i	输入转速 $n_1 /$ (r/min)	中 心 距/mm									
		80	100	125	140	160	180	200	225	250	280~710
		传 动 效 率 $\eta / \%$									
56	1 500	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75	76	77
	1 000	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75	76	77
	750	70.5	71	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75.5
	500	67	67.5	68	68.5	68.5	69.5	69.5	71	71	71.5
63	1 500	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75
	1 000	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75
	750	69	69.5	70	71	71	72	72	73	73	74
	500	65	65.5	66	67	67	68	68	69	69	70

减速器输出轴轴端的许用径向载荷见图 34.2-19 及表 34.2-51。

表 34.2-51 减速器输出轴轴端许用径向力

中心距/mm	80	100	125	140	160	180	200	225	250
许用径向力/N	2 250	3 500	5 000	6 500	9 000	11 000	14 000	17 000	21 700
中心距/mm	280	315	355	400	450	500	560	630	710
许用径向力/N	27 000	31 000	35 000	40 000	43 000	46 000	49 000	52 000	56 000

PW 系列平面包络环面蜗杆减速器的选用方法和实例见本篇第 1 章 5.6 节。

4 锥面包络圆柱蜗杆减速器

4.1 锥面包络圆柱蜗杆传动 (ZK 型) 的特点和应用

锥面包络圆柱蜗杆传动 (ZK 型) 的蜗杆齿面是由锥面盘状铣刀或砂轮包络而成的。盘状锥面包络圆柱蜗杆称 ZK₁ 型蜗杆；指状锥面包络圆柱蜗杆称 ZK₂ 型蜗杆；端锥面包络蜗杆称 ZK₃ 型蜗杆 (详见表 34.1-7)。这种蜗杆主要是在改进阿基米德蜗杆 (ZA 型) 磨削加工中产生的。阿基米德蜗杆不便于磨削加工，而渐开线蜗杆 (ZI 型) 的磨削又需要专用的渐开线蜗杆磨床，因此在普通蜗杆磨床或螺纹磨床上，用轴向剖面为梯形的砂轮或片状锥形砂轮能磨削的锥面包络圆柱蜗杆就有很大的优越性，因为它很容易磨削出精度较高的蜗杆。蜗杆可以磨削，就为蜗杆采用渗碳渗火，提高硬度、强度，保证精度创造了前提条件，因此 ZK 型蜗杆传动在蜗杆减速器中得到较广泛的应用。

我国的锥面包络圆柱蜗杆减速器系列 (JB/T 5559—1991) 采用 ZK₁ 蜗杆副，其蜗杆齿面用直廓盘状锥面砂轮磨削而成。在磨削蜗杆时，砂轮轴线与蜗杆轴线相错某一角度，通常取为蜗杆分度圆上的螺旋升角。在蜗杆自转的同时，砂轮则沿蜗杆轴线移动，并同时以较高转速自转。蜗杆转一转，砂轮沿蜗杆轴向移动的距离为蜗杆的一个导程。在蜗杆与砂轮的共轭运动中包络而成的曲面就是蜗杆的螺旋面。

ZK₁ 型蜗杆形成方法简单，并可磨削，因此便于提高传动的承载能力和传动效率。

ZK₁ 蜗杆减速器可广泛适用于冶金、矿山、起重、运输、石化、建筑、建材、包装、电子及轻工等行业。其适用条件为

蜗杆输入转速不超过 1 500 r/min；

工作环境温度 0~40℃，当环境温度低于 0℃ 或高于 40℃ 时，润滑油应加热或采取冷却降温措施。

蜗杆轴可正、反向运转。

4.2 基本参数和几何尺寸

(1) 中心距和传动比

中心距 a 应按承载能力计算决定, 对通用系列减速器的中心距应符合下列数系:

40、50、63、80、100、125、160、180、200、225、250、280、315、400、450、500 mm。

大于 500 mm 时, 可按优先数系 R20 系列数值选取。

减速器的传动比 i , 一般按用户要求确定, 但通用系列减速器按下列数系选取:

5、7.5、10、12.5、15、20、25、30、40、50、60、70、80。

(2) 蜗杆副的基本参数和几何尺寸

在中间平面上蜗杆的轴向模数 m_x 等于蜗轮的端面模数 m , 其标准值见表 34.2-52 或表 34.1-13。

为了减少蜗轮滚刀的规格数量, 蜗杆分度圆直径 d_1 已标准化, 且与 m 匹配, 见表 34.2-52。

表 34.2-52 普通圆柱蜗杆基本尺寸和参数及其与蜗轮参数的匹配 (摘自 GB/T 10085—1988)

中心距 a/mm	模数 m/mm	分度圆直径 d_1/mm	$m^2 d_1 /$ mm^3	蜗杆头数 z_1	直径系数 q	分度圆导程角 $\gamma / (^\circ)$	蜗轮齿数 z_2	变位系数 x_2
40	1	18	18	1	18.00	$3^\circ 10' 47''$	62	0
50							82	0
40	1.25	20	31.25	1	16.00	$3^\circ 34' 35''$	49	-0.500
50		22.4	35		17.92	$3^\circ 11' 38''$	62	+0.040
63					82	+0.440		
50	1.6	20	51.2	1	12.50	$4^\circ 34' 26''$	51	-0.500
63				2		$9^\circ 05' 25''$		
				4		$17^\circ 44' 41''$		
80		28	71.68	1	17.50	$3^\circ 16' 14''$	61	+0.125
80	2	22.4	89.6	1	11.20	$5^\circ 06' 08''$	29	-0.100
(50)				2		$10^\circ 07' 29''$	(39)	(-0.100)
				4		$19^\circ 39' 14''$	(51)	(+0.400)
				6		$28^\circ 10' 43''$		
100				35.5		142	1	17.75
80	2.5	28	175	1	11.20	$5^\circ 06' 08''$	29	-0.100
(63)				2		$10^\circ 07' 29''$	(39)	(+0.100)
				4		$19^\circ 39' 14''$	(53)	(-0.100)
				6		$28^\circ 10' 43''$		
100	45	281.25	1	18.00	$3^\circ 10' 47''$	62	0	
63	3.15	35.5	352.25	1	11.27	$5^\circ 04' 15''$	29	-0.134 9
(80)				2		$10^\circ 03' 48''$	(39)	(+0.261 9)
				4		$19^\circ 32' 29''$	(53)	(-0.388 9)
				6		$28^\circ 01' 50''$		
125	56	555.66	1	17.778	$3^\circ 13' 10''$	62	-0.206 3	
80	4	40	640	1	10.00	$5^\circ 42' 38''$	31	-0.500
(100)				2		$11^\circ 18' 36''$	(41)	(-0.500)
				4		$21^\circ 48' 05''$	(51)	(+0.750)
				6		$30^\circ 57' 50''$		
160	71	1 136	1	17.75	$3^\circ 13' 28''$	62	+0.125	

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权！

续表 34.2-52

中心距 a/mm	模数 m/mm	分度圆直径 d_1/mm	$m^2 d_1 /$ mm^3	蜗杆头数 z_1	直径系数 q	分度圆导程角 $\gamma / (^\circ)$	蜗轮齿数 z_2	变位系数 x_2
100	5	50	1 250	1	10.00	5°42'38"	31	-0.500
(125)				2		11°18'36"	(41)	(-0.500)
(160)				4		21°48'05"	(53)	(+0.500)
(180)				6		30°57'50"	(61)	(+0.500)
200				1		18.00	3°10'47"	62
125	6.3	63	2 500.47	1	10.00	5°42'38"	31	-0.658 7
(160)				2		11°18'36"	(41)	(-0.103 2)
(180)				4		21°48'05"	(48)	(-0.428 6)
(200)				6		30°57'50"	(53)	(+0.246 0)
250				1		17.778	3°13'10"	61
160	8	80	5 120	1	10.00	5°42'38"	31	-0.500
(200)				2		11°18'36"	(41)	(-0.500)
(225)				4		21°48'05"	(47)	(-0.375)
(250)				6		30°57'50"	(52)	(+0.250)

注：1. 本表中导程角 γ 小于 $3^\circ 30'$ 的圆柱蜗杆均为自锁蜗杆。

2. 括号中的参数不适用于蜗杆头数 $z_1 = 6$ 时。

导程角 γ 可按式计算

$$\gamma = \arctan z_1 m / d_1 = z_1 / q$$

式中 z_1 ——蜗杆头数；

q ——蜗杆的直径系数（表 34.2-52）。

动力传动时，为提高传动效率，应取大的 γ 值，即选用大的 z_1 值及小的分度圆直径 d_1 的蜗杆。对于有自锁要求的传动，采用 $\gamma < 3^\circ 30'$ 的蜗杆传动。

蜗杆头数 z_1 常取为：1、2、4、6。 z_1 过多时制造较高精度的蜗杆和蜗轮滚刀有困难。大传动比及要求自锁的传动，取 $z_1 = 1$ 。

蜗轮齿数 z_2 过少，会产生根切及齿顶变尖。齿数 z_2 过多，会导致模数过小而削弱轮齿的弯曲强度或使蜗杆轴刚度降低。推荐 z_2 在 27~80 范围内取值。按传动比选用 z_1 、 z_2 值见表 34.2-53。

表 34.2-53 传动比与齿数

i	5~6	7~8	9~13	14~24	25~27	28~40	740
z_1	6	4	3~4	2~3	2~3	1~2	1
z_2	29~36	28~32	27~52	28~72	50~81	28~80	>40

圆柱蜗杆传动变位的主要目的是配凑中心距和改变传动比。此外，还可以提高传动的承载能力和效率，消除蜗轮根切现象。

蜗杆传动的变位与齿轮传动的变位相同，也

是利用改变切齿时刀具与轮坯的径向位置来实现的。变位后的蜗杆传动，由于蜗杆相当于滚刀，所以变位对蜗杆尺寸无影响，只是节圆有所变化，变位使蜗轮齿顶圆、齿根圆、齿厚发生变化，但节圆不变，仍与分度圆重合。

变位系数 x_2 取值过大，会使蜗轮齿顶变尖；过小有可能使蜗轮产生根切。可取 $x_2 = -1 \sim +1$ ，常用 $x_2 = -0.7 \sim 0.70$ ， $x_2 = 0 \sim 0.7$ 较好。

锥面包络圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算见表 34.1-14。

4.3 主要零件的材料、技术要求和精度等级

4.3.1 蜗杆和蜗轮的材料和热处理

由于 ZK_1 蜗杆可磨削加工，因此蜗杆材料采用低碳合金钢，经渗碳淬火，齿面硬度 58~63HRC，磨削加工后，精度在 7 级以上，齿面粗糙度 $Ra = 1.6 \sim 0.8 \mu\text{m}$ 。常用材料为 16CrMn、20CrMn、20Cr、20CrNi、20CrMnTi 等。还可以采用中碳合金钢，如 42SiMn、37SiMnMoV、40Cr、38SiMnMo、42CrMo、40CrNi 等表面淬后再磨削加工，齿面硬度为 45~55HRC。

蜗轮的常用材料有锡青铜、铝青铜和锰黄铜等，其铸造方法、力学性能和适用速度等见表

34.1-23。蜗轮的热处理方法，可根据具体情况来选择：

- 1) 在轮坯铸出后即进行回火处理。
- 2) 在轮缘初加工后进行时效处理。
- 3) 在轮缘切齿后进行调质处理，一般要求硬度达 180~220HBS。
- 4) 在调质处理后即进行时效处理。

4.3.2 主要零件的技术要求及精度等级

(1) 机体与端盖

1) 机体与端盖材料的力学性能不低于 HT200。铸件不得有夹渣、缩孔、疏松、裂纹等缺陷。铸件应进行时效处理。机体不得渗油。

2) 蜗杆、蜗轮轴承孔的尺寸公差、形位公差及表面粗糙度见表 34.2-54。

表 34.2-54 轴承孔的公差和表面粗糙度

名称	尺寸公差带	圆柱度	轴心线同轴度	端面与轴线的垂直度	表面粗糙度 $Ra/\mu m$
		GB/T 1184—1996			
轴承孔	H7	7级	7级	8级	1.6

3) 机体两轴孔轴线的垂直度，沿蜗轮轴承孔宽度方向上，其测量值不应超过表 34.2-55 所列数值。

表 34.2-55 机体轴孔轴线的垂直度

中心距 a/mm	垂直度 $/\mu m$														
	32	40	50	63	80	100	125	160	180	200	225	250	280	315	355
垂直度 $/\mu m$	26	31	36	39	50	54	54	60	60	64	64	70	70	70	70

4) 轴承孔中心距的极限偏差 ($\pm f_a$) 的 f_a 值见表 34.2-56。

表 34.2-56 中心距极限偏差

中心距 a/mm	$>30 \sim 50$	$>50 \sim 80$	$>80 \sim 120$	$>120 \sim 180$	$>180 \sim 250$
$f_a/\mu m$	31	37	44	50	58

(2) 蜗杆、蜗轮和蜗轮轴

1) 蜗杆、蜗轮及传动的精度等级和侧隙种类为 GB/T 10089 中规定的 7b。

2) 蜗杆、蜗轮轴与轴承配合的基准轴颈、轴肩的尺寸公差、形位公差及表面粗糙度见表 34.2-57。

表 34.2-57 基准轴颈、轴肩的公差和表面粗糙度

名称	尺寸公差带	圆柱度	圆跳动	端面跳动	表面粗糙度 $Ra/\mu m$
		GB/T 1184—1996			
轴颈 $/mm$	≤ 60	k6	6级	6级	0.8
	> 60	m6	6级	6级	
轴肩	—	—	—	6级	1.6

3) 蜗杆、蜗轮轴的轴伸直径、尺寸公差、形位公差及表面粗糙度见表 34.2-58。

表 34.2-58 轴伸直径公差和表面粗糙度

名称	尺寸公差带	圆柱度	圆跳动	表面粗糙度 $Ra/\mu m$
		GB/T 1184—1996		
轴伸直径 $/mm$	≤ 30	j6	6级	1.6
	$>30 \sim 50$	k6	6级	
	≥ 55	m6	6级	

4) 蜗轮基准孔与其配合的轴颈、轴肩的尺寸公差、形位公差及表面粗糙度见表 34.2-59。

表 34.2-59 基准孔、轴颈、轴肩的公差和表面粗糙度

名称	尺寸公差带	圆柱度	圆跳动	端面跳动	表面粗糙度 $Ra/\mu m$
		GB/T 1184—1996			
蜗轮基准孔	H7	6级	—	—	1.6
轴颈	n6	6级	6级	—	1.6
轴肩	—	—	—	6级	3.2

5) 蜗杆、蜗轮齿顶圆直径的上偏差为零，下偏差 Δd_{a1} 及 Δd_{a2} 见表 34.2-60。

表 34.2-60 蜗杆、蜗轮齿顶圆直径的下偏差 (mm)

蜗杆、蜗轮齿顶圆直径 $/mm$	$>18 \sim 30$	$>30 \sim 50$	$>50 \sim 80$	$>80 \sim 120$	$>120 \sim 180$	$>180 \sim 250$	$>250 \sim 315$	$>315 \sim 400$	>400
Δd_{a1}	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-89	-97
Δd_{a2}	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-89	-97

6) 蜗杆齿顶圆与蜗轮顶圆的径向跳动公差 E_{da1} 、 E_{da2} 及蜗轮基准端面对基准轴线的端面跳动公差 E_T 见表 34.2-61。

表 34.2-61 顶圆径向跳动公差
和端面跳动公差 (mm)

蜗杆、蜗轮齿 顶圆直径/mm	≤31.5	>31.5 ~63	>63 ~125	>125 ~400	>400 ~800
E_{d1}					
E_{d2}	7	10	14	18	22
E_f					

7) 蜗杆齿表面粗糙度 Ra 为 $0.8 \mu\text{m}$; 蜗轮齿表面粗糙度 Ra 为 $1.6 \mu\text{m}$ 。

8) 蜗杆轴向齿距极限偏差 ($\pm f_{px}$) 的 f_{px} , 轴向齿距累积公差 f_{px1} 及齿廓公差 f_{f1} 见表 34.2-62。

表 34.2-62 蜗杆轴的 f_{px} 、 f_{px1} 、 f_{f1}
(μm)

精度等级	项目代号	模数 m/mm				
		>1~ 3.5	>3.5 ~6.3	>6.3 ~10	>10 ~16	>16 ~25
7	f_{px}	11	14	17	22	32
	f_{px1}	18	24	32	40	53
	f_{f1}	16	22	28	36	53

9) 蜗轮齿距累积公差 F_p 、周节极限偏差 ($\pm f_{pt}$) 的 f_{pt} 和齿廓公差 f_{f2} 见表 34.2-63 及表 34.2-64。

表 34.2-63 蜗轮的 F_p

精度等级	7				
分度圆弧长 L/mm	>50 ~80	>80 ~160	>160 ~315	>315 ~630	>630 ~1000
$F_p/\mu\text{m}$	36	45	63	90	112

注: $L = \frac{1}{2} \pi d_2$ 。

表 34.2-64 蜗轮的 f_{pt} 和 f_{f2} (μm)

精度等级	分度圆直径 d_2 / μm	项目代号	模数 m/mm			
			>1~ 3.5	>3.5 ~6.3	>6.3 ~10	>10 ~16
7	≤215	f_{pt}	14	18	20	—
		f_{f2}	11	14	17	—
	>125 ~400	f_{pt}	16	20	22	25
		f_{f2}	13	16	19	22
	>400 ~800	f_{pt}	18	20	25	28
		f_{f2}	17	20	24	26

10) 蜗杆齿厚公差 T_{s1} 见表 34.2-65。

表 34.2-65 蜗杆的齿厚公差

精度等级	7			
模数 m/mm	>1~3.5	>3.5~6.3	>6.3~10	>10~16
$T_{s1}/\mu\text{m}$	45	56	71	95

11) 蜗杆齿厚上偏差 E_{s1} 见表 34.2-66。

表 34.2-66 蜗杆的 E_{s1}

中心距 a/mm	模数 m/mm			
	≥1~ 3.5	>3.5~ 6.3	>6.3 ~10	>10 ~16
	$E_{s1}/\mu\text{m}$			
>30~50	-154	-162	-169	—
>50~80	-178	-186	-193	—
>80~120	-205	-212	-220	-229
>120~180	-230	-238	-245	-255
>180~250	-268	-272	-277	-285

注: 蜗杆厚度的下偏差 $E_{s1} = E_{s1} - T_{s1}$ 。

(3) 装配

1) 蜗杆传动中间平面极限偏差 f_x 值见表 34.2-67。

表 34.2-67 蜗杆传动的 f_x

精度等级	7				
中心距 a/mm	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~180	>180 ~250
$f_x/\mu\text{m}$	25	30	36	40	47

2) 蜗杆传动的最小法向侧隙 $j_{n\text{min}}$ 见表 34.2-68。

表 34.2-68 蜗杆传动的 $j_{n\text{min}}$

侧隙种类	b				
中心距 a/mm	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~180	>180 ~250
$j_{n\text{min}}/\mu\text{m}$	100	120	140	160	185

4.4 承载能力计算和减速器结构设计

ZK 型蜗杆传动齿面间滑动速度大, 其主要失效形式是蜗轮齿面胶合、点蚀和磨损, 很少发生轮齿弯曲折断。因此, 锥面包络圆柱蜗杆减速器的承载能力主要决定于蜗轮的齿面强度, 即可

按齿面接触强度设计, 验算齿根弯曲强度和减速器的热平衡。ZK型蜗杆传动属于普通圆柱蜗杆传动, 因此可用本篇第1章2、3节的计算方法来计算ZK型蜗杆传动的承载能力。

锥面包络圆柱蜗杆减速器的润滑、整机和主要零件的结构设计, 见本章第2节。

4.5 通用锥面包络圆柱蜗杆减速器 (JB/T 5559—1991)

4.5.1 型式、标记和外形尺寸

(1) 型式、标记

本减速器的蜗杆在蜗轮之下、之侧、之上三种型式分别由KWU、KWS、KWO表示。K表示蜗杆为ZK₁型, W表示蜗杆减速器, U、S、O分别表示下、侧、上。

标记示例:

中心距 $a = 200$ mm, 公称传动比 $i = 25$, 第一种装配型式, 风扇冷却, 蜗杆在蜗轮之下的锥面包络圆柱蜗杆减速器标记为:

KWU 200—25—1F JB/T 5559—1991

(2) 外形尺寸和装配型式

KWU型减速器的外形尺寸和装配型式见图34.2-25、表34.2-69和图34.2-26、表34.2-70。KWS和KWO型减速器的外形尺寸和装配型式可查JB/T 5559—1991。

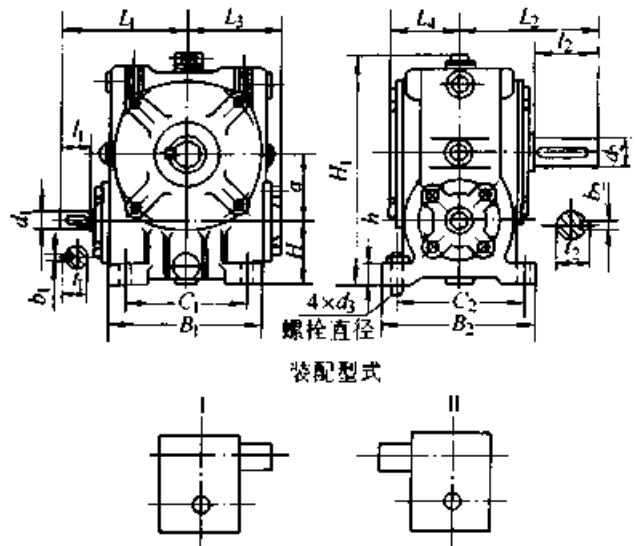


图 34.2-25 KWU 型减速器的外形尺寸和装配型式

表 34.2-69 KWU 型减速器的外形尺寸

(mm)

尺寸 型号	a	B_1	B_2	C_1	C_2	h	H	H_1	d_3	d_1	l_1	b_1
KWU 32	32	97	88	75	75	10	36	124	M5	12j6	25	4
KWU 40	40	110	98	85	82	12	45	156	M6	14j6	25	5
KWU 50	50	130	120	100	100	15	48	182	M8	16j6	28	5
KWU 63	63	146	140	115	120	16	60	223	M10	18j6	28	6
KWU 80	80	175	170	140	145	20	71	270	M12	22j6	36	6
KWU 100	100	210	200	170	170	24	80	324	M12	24j6	36	8
尺寸 型号	l_1	L_1	d_2	l_2	b_2	l_2	L_2	L_3	L_4	重量 (不含油) /kg		
KWU 32	13.5	78	16j6	28	5	18	80	—	43	3.5		
KWU 40	16	84	20j6	36	6	22.5	95	—	49	7		
KWU 50	18	98	22j6	36	8	24.5	105	—	57	9		
KWU 63	20.5	118	30j6	58	8	33	136	86	65	16		
KWU 80	24.5	146	38k6	58	10	41	158	105	84	28		
KWU 100	27	165	40k6	82	12	43	190	123	95	43		

减速器提醒您：
 请认真阅读本手册！

4.5.2 减速器的性能数据

- 1) 承载能力见表 34.2-71。
- 2) 减速器的传动效率见表 34.2-72。
- 3) 减速器蜗杆蜗轮啮合的平均滑动速度见表 34.2-73。
- 4) 减速器输出轴轴端的径向许用载荷 F_R 或轴向许用载荷 F_A 见表 34.2-74。

4.5.3 减速器的选用

减速器的选用，以及安装、使用、维护与圆弧圆柱蜗杆减速器基本相同。可参见本章第 2 节或 JB/T 5559—1991《锥面包络圆柱蜗杆减速器》。

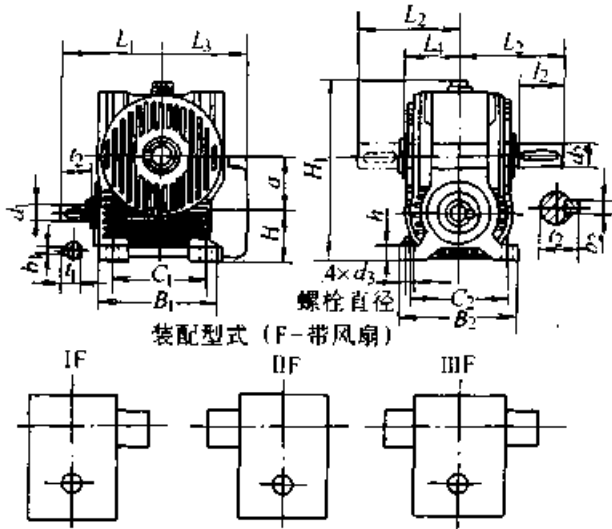


图 34.2-26 KWU 型减速器的外形尺寸和装配型式

表 34.2-70 KWU 型减速器的外形尺寸 (mm)

尺寸 型号	a	B ₁	B ₂	C ₁	C ₂	h	H	H ₁	d ₃	d ₁	l ₁	b ₁
KWU 125	125	270	245	220	210	32	112	418	M16	32k6	58	10
KWU 160	160	325	295	270	255	40	140	524	M16	42k6	82	12
KWU 180	180	368	325	290	280	45	160	578	M20	45k6	82	14
KWU 200	200	410	350	315	295	50	170	623	M20	48k6	82	14
KWU 225	225	450	380	350	325	55	190	690	M24	48k6	82	14
KWU 250	250	500	415	435	355	65	200	765	M24	55m6	82	16

尺寸 型号	t ₁	L ₁	d ₂	l ₂	b ₂	t ₂	L ₂	L ₃	L ₄	重量 (不含油) /kg
KWU 125	35	218	55m6	82	16	59	215	202	125	70
KWU 160	45	276	65m6	105	18	69	266	242	157	130
KWU 180	48.5	300	75m6	105	20	79.5	280	267	167	180
KWU 200	51.5	324	80m6	130	22	85	321	299	185	247
KWU 225	51.5	342	90m6	130	25	95	337	320	198	301
KWU 250	59	374	100m6	165	28	106	390	343	219	406

表 34.2-71 减速器承载能力

传动比代号	公称传动比 i	输入转速 n ₁ / (r/min)	中心距代号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
			中心距 a/mm	32	40	50	63	80	100	125	160	180	200	225	250
			型号	KWU			KWS			KWO					
公称输入功率 P ₁ /kW; 公称输出转矩 T ₂ /N·m															
1	7.5	1 500	P ₁	—	0.76	1.16	1.98	3.22	7.62	15.61	19.98	32.54	42.51	50.86	64.56
			T ₂	—	28.7	44.1	80.1	142.6	343.6	700	900	1 370	1 925	2 160	3 000
	1 000	P ₁	—	0.59	0.90	1.40	2.30	6.14	11.10	16.66	24.11	38.26	42.24	54.34	
		T ₂	—	33.2	50.6	84.3	149.7	406.1	730	1 100	1 520	2 600	2 670	3 700	
	750	P ₁	—	0.49	0.77	1.15	1.88	5.29	8.59	14.45	18.89	31.74	35.83	42.05	
		T ₂	—	36.5	57.2	91.31	161.74	462.4	750	1 270	1 570	2 835	3 020	3 820	
500	P ₁	—	0.36	0.63	0.90	1.48	4.18	6.28	10.97	13.44	23.29	29.69	36.05		
	T ₂	—	40.1	70.1	106.4	187.9	539.8	810	1 430	1 650	3 000	3 680	4 850		

超星阅读器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重知识产权！

续表 34.2-71

传动比代号	公称传动比 i	输入转速 $n_1 / (r/min)$	中心距代号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
			中心距 a/mm	32	40	50	63	80	100	125	160	180	200	225	250		
			型号	KWU			KWS			KWO							
			公称输入功率 P_1/kW ; 公称输出转矩 $T_2/N \cdot m$														
2	10	1 500	P_1	0.33	0.65	1.12	1.90	3.13	5.77	14.30	25.01	30.67	35.82	49.17	58.19		
			T_2	16.5	30.6	55.9	100.1	170.0	335.3	840	1 480	1 680	2 120	2 720	3 470		
		1 000	P_1	0.26	0.48	0.82	1.37	2.19	4.17	10.36	18.22	22.14	26.43	36.44	42.71		
			T_2	19.2	33.7	61.4	107.6	177.7	358.2	900	1 610	1 800	2 320	3 010	3 780		
		750	P_1	0.23	0.38	0.66	1.15	1.79	3.51	8.39	13.99	17.02	20.46	28.55	35.19		
			T_2	21.9	36.0	65.6	118.0	191.7	399.1	960	1 630	1 830	2 370	3 120	4 160		
	500	P_1	0.18	0.29	0.49	0.92	1.40	2.95	6.64	10.14	12.35	14.49	20.31	24.36			
		T_2	25.9	39.4	71.8	139.4	222.3	499.1	1 120	1 730	1 950	2 460	3 260	4 210			
	3	12.5	1 500	P_1	—	—	0.84	1.48	3.05	4.81	11.68	19.56	30.84	31.23	44.72	55.40	
				T_2	—	—	55.1	101.7	206.7	360.5	860	1 500	2 140	2 400	3 030	4 160	
			1 000	P_1	—	—	0.62	1.10	2.05	3.44	8.75	16.46	22.15	28.21	32.97	40.69	
				T_2	—	—	60.5	111.7	223.1	378.4	940	1 860	2 280	3 230	3 320	4 540	
750			P_1	—	—	0.51	0.96	1.69	2.81	7.06	13.44	17.08	21.55	25.67	32.63		
			T_2	—	—	64.5	129.1	243.3	409.3	1 000	2 010	2 320	3 250	3 410	4 840		
500		P_1	—	—	0.37	0.76	1.24	2.20	6.15	9.86	12.44	15.33	18.13	22.76			
		T_2	—	—	70.4	149.9	265.3	473.9	1 290	2 170	2 490	3 450	3 530	4 930			
4		15	1 500	P_1	—	0.50	0.75	1.42	2.35	4.05	10.57	19.56	27.54	32.89	47.38	49.89	
				T_2	—	34.0	51.8	104.6	190.5	342.0	900	1 650	2 430	2 955	4 200	4 400	
			1 000	P_1	—	0.39	0.59	1.08	1.63	3.19	7.89	14.39	20.44	24.97	35.00	41.28	
				T_2	—	39.7	60.0	117.8	196.0	391.5	980	1 800	2 660	3 325	4 610	5 500	
	750		P_1	—	0.32	0.51	0.95	1.33	2.62	7.42	13.20	16.49	20.82	26.75	35.36		
			T_2	—	42.7	68.2	135.7	210.0	421.4	1 200	2 150	2 840	3 670	4 650	6 260		
	500	P_1	—	0.23	0.42	0.72	1.04	2.07	5.69	10.56	12.18	16.50	19.29	26.73			
		T_2	—	46.5	84.0	153.7	242.2	487.2	1 350	2 470	3 090	4 260	4 930	6 980			
	5	20	1 500	P_1	—	0.41	0.72	1.34	2.25	3.43	8.34	14.20	23.24	24.60	38.28	43.65	
				T_2	—	36.0	65.6	129.4	223.6	376.5	930	1 600	2 450	2 825	4 090	4 980	
			1 000	P_1	—	0.31	0.53	0.98	1.69	2.43	6.79	10.43	16.75	21.33	28.28	31.68	
				T_2	—	39.4	71.8	137.0	248.2	387.3	1 100	1 730	2 580	3 600	4 490	5 340	
750			P_1	—	0.24	0.42	0.81	1.43	1.98	5.55	8.59	14.33	18.10	23.14	25.40		
			T_2	—	41.9	76.3	149.1	273.6	414.9	1 180	1 850	2 880	4 050	4 810	5 670		
500		P_1	—	0.18	0.31	0.61	1.16	1.56	4.26	6.72	10.66	14.38	18.38	18.64			
		T_2	—	45.4	82.7	164.6	319.9	478.6	1 320	2 100	3 130	4 635	5 550	6 000			
6		25	1 500	P_1	0.22	—	0.55	0.95	1.86	3.18	5.94	10.16	13.62	17.52	24.81	29.68	
				T_2	22.6	—	64.5	119.1	243.3	429.7	790	1 425	1 750	2 500	3 155	4 195	
			1 000	P_1	0.16	—	0.41	0.69	1.36	2.25	4.80	8.67	12.95	15.80	18.00	23.18	
				T_2	24.4	—	70.4	129.9	265.3	445.7	950	1 815	2 460	3 320	3 390	4 845	
	750		P_1	0.13	—	0.32	0.56	1.09	1.82	4.52	8.35	10.66	13.00	14.72	18.02		
			T_2	25.9	—	74.6	137.7	281.0	480.0	1 160	2 295	2 660	3 600	3 645	4 950		
	500	P_1	0.09	—	0.23	0.41	0.80	1.44	3.30	6.71	8.35	10.17	11.45	13.58			
		T_2	26.3	—	80.5	148.6	303.0	556.8	1 250	2 690	3 045	4 100	4 110	5 520			
	7	30	1 500	P_1	0.18	0.34	0.51	0.98	1.58	2.64	5.28	11.67	13.18	19.02	20.75	21.15	
				T_2	21.4	41.3	62.7	121.9	226.1	387.4	808	1 780	2 010	3 000	3 305	3 475	

超星阅读器提醒您：
 禁止本复制品
 传播重印大知知识产权！
 续表 34.2-71

传动比代号	公称传动比 i	输入转速 $n_1 / (r/min)$	中心距代号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
			中心距 a / mm	32	40	50	63	80	100	125	160	180	200	225	250
			型号	KWU			KWS			KWO					
			公称输入功率 P_1 / kW ；公称输出转矩 $T_2 / N \cdot m$												
7	30	1 000	P_1	0.14	0.27	0.40	0.71	1.19	1.92	4.06	8.54	10.74	14.22	15.13	15.45
			T_2	24.7	48.3	71.7	128.3	247.7	414.3	900	1 900	2 350	3 280	3 525	3 730
		750	P_1	0.12	0.24	0.34	0.62	1.04	1.76	3.39	7.42	8.45	11.29	12.10	12.69
			T_2	27.0	54.4	78.8	141.2	281.84	488.6	950	2 100	2 470	3 410	3 685	3 980
		500	P_1	0.90	0.17	0.28	0.48	0.80	1.31	2.74	5.69	6.94	8.68	8.74	9.92
			T_2	30.1	57.8	95.4	160.5	316.6	524.3	1 100	2 300	2 810	3 680	3 875	4 570
8	40	1 500	P_1	—	0.26	0.35	0.94	1.64	2.33	4.91	8.46	11.58	15.64	19.08	26.93
			T_2	—	38.9	55.3	149.5	262.1	447.8	960	1 700	2 160	3 160	3 605	5 630
		1 000	P_1	—	0.22	0.32	0.68	1.17	1.63	3.85	7.08	8.66	12.90	14.13	20.18
			T_2	—	46.1	72.1	155.9	268.8	450.1	1 075	2 000	2 325	3 810	3 915	6 170
		750	P_1	—	0.18	0.30	0.56	0.93	1.33	3.17	5.88	7.19	10.60	11.67	16.06
			T_2	—	49.9	87.9	168.6	276.9	477.9	1 150	2 200	2 505	4 000	4 145	6 430
500	P_1	—	0.13	0.21	0.42	0.72	1.05	2.52	4.65	5.68	8.42	9.18	11.68		
	T_2	—	54.0	91.5	185.5	315.5	546.7	1 325	2 500	2 885	4 700	4 800	6 900		
9	50	1 500	P_1	0.15	0.24	0.30	0.67	1.30	1.89	4.02	6.20	10.77	12.06	15.46	18.92
			T_2	25.1	41.1	56.2	137.7	281.0	439.3	940	1 520	2 400	3 000	3 520	4 810
		1 000	P_1	0.11	0.20	0.27	0.50	0.97	1.49	3.54	5.45	8.32	10.03	11.53	14.08
			T_2	28.7	49.3	74.7	148.6	303.0	508.8	1 200	1 900	2 720	3 660	3 845	5 270
		750	P_1	0.09	0.16	0.23	0.41	0.78	1.23	2.88	4.92	6.92	8.72	9.57	11.67
			T_2	31.4	51.3	84.1	156.0	318.0	543.8	1 280	2 250	2 960	4 210	4 165	5 725
500	P_1	0.06	0.14	0.16	0.29	0.57	0.97	2.13	4.03	5.48	7.20	7.55	9.20		
	T_2	34.2	54.9	87.1	165.8	337.6	626.3	1 400	2 750	3 415	5 000	4 800	6 600		
10	60	1 500	P_1	—	0.22	0.25	0.43	1.09	1.59	3.25	4.89	7.60	9.77	10.60	13.10
			T_2	—	43.6	56.2	97.8	256.4	390.0	852	1 300	2 095	2 800	3 010	3 800
		1 000	P_1	—	0.16	0.23	0.34	0.82	1.19	2.63	4.14	6.41	7.35	8.34	11.48
			T_2	—	46.2	75.4	113.5	275.0	428.9	1 000	1 600	2 615	3 100	3 490	4 830
		750	P_1	—	0.13	0.20	0.33	0.68	1.07	2.24	3.79	5.50	7.21	7.87	9.53
			T_2	—	48.3	84.0	136.4	290.4	462.6	1 100	1 900	2 830	3 820	4 100	5 200
500	P_1	—	0.09	0.15	0.27	0.52	0.80	1.93	3.16	4.52	5.55	6.30	7.52		
	T_2	—	51.1	87.6	167.6	330.7	513.6	1 340	2 250	3 290	4 150	4 735	6 100		

表 34.2-72 减速器传动效率

公称传动比 i	$\eta / \%$												
	型号	KWU			KWS			KWO					
	a / mm $n_1 / (r/min)$	32	40	50	63	80	100	125	160	180	200	225	250
7.5	1 500	—	81.7	82.1	87.7	89.7	90.8	90.9	91.3	91.2	91.8	92.0	93.6
	1 000	—	81.0	81.3	86.8	87.8	88.8	88.8	89.2	91.0	91.2	91.4	91.4
	750	—	80.6	80.8	86.2	87.2	88.0	88.5	88.5	90.0	90.5	91.3	91.2
	500	—	80.2	80.4	84.9	86.0	86.6	87.1	87.5	88.6	89.1	89.5	90.3

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 34.2-72

公称传动比 i	$\eta/\%$												
	型 号	KWU				KWS		KWO					
	a/mm $n_1/(\text{r}/\text{min})$	32	40	50	63	80	100	125	160	180	200	225	250
10	1 500	74.8	78.4	80.7	85.0	87.5	89.0	90.0	90.7	90.6	90.3	91.5	91.4
	1 000	73.1	77.8	80.0	84.1	87.1	87.8	88.8	90.3	89.6	89.7	91.1	90.4
	750	72.7	77.4	79.6	82.6	86.4	87.2	87.7	89.3	88.9	88.7	90.3	90.6
	500	72.3	76.1	78.2	81.4	85.1	86.0	86.2	87.2	87.0	86.7	88.4	88.3
12.5	1 500	—	—	80.4	84.9	87.0	88.5	90.7	90.9	90.8	91.1	90.6	90.7
	1 000	—	—	79.8	83.5	86.0	86.6	88.3	89.3	89.8	90.5	89.7	89.9
	750	—	—	78.4	82.7	85.5	86.0	87.3	88.6	88.9	89.4	88.8	89.6
	500	—	—	77.1	81.3	84.5	84.8	85.9	87.0	87.3	87.8	86.7	87.2
15	1 500	—	73.9	74.3	80.0	82.2	85.5	86.3	85.5	90.9	91.1	91.3	90.2
	1 000	—	73.1	73.4	78.6	81.4	82.9	83.9	84.5	89.3	90.0	90.4	90.0
	750	—	72.7	72.9	77.4	80.3	81.5	81.9	82.5	88.7	89.4	89.5	89.7
	500	—	72.3	72.4	76.7	78.6	79.5	80.2	79.0	87.1	87.2	87.7	88.2
20	1 500	—	71.9	73.9	77.6	80.1	84.2	85.4	86.3	87.1	88.0	88.3	87.4
	1 000	—	71.1	73.1	75.1	78.8	81.4	82.8	84.7	84.9	86.2	87.5	86.1
	750	—	70.7	72.7	73.9	76.9	80.3	81.5	82.5	83.1	85.7	85.9	85.5
	500	—	70.3	72.3	72.6	74.2	78.6	79.1	79.8	80.9	82.3	83.2	82.2
25	1 500	68.8	—	71.9	77.2	77.5	80.2	82.9	83.1	84.2	84.6	85.0	85.5
	1 000	68.0	—	71.1	76.9	77.0	78.4	81.2	82.7	82.9	83.0	83.9	84.2
	750	66.6	—	70.7	75.4	76.2	78.0	79.0	81.5	81.6	82.1	82.7	83.0
	500	65.2	—	70.3	74.1	75.0	76.5	77.7	79.2	79.5	79.8	80.0	81.9
30	1 500	65.8	65.8	66.5	67.1	72.7	74.4	77.5	77.3	78.5	79.9	82.1	83.3
	1 000	64.1	64.3	65.4	65.5	70.6	72.7	74.9	75.2	77.1	77.9	80.0	81.5
	750	61.7	62.4	62.8	62.1	68.8	70.5	71.0	71.7	75.2	76.5	78.4	79.5
	500	60.5	61.2	61.5	60.7	66.5	67.6	67.8	68.3	69.5	71.6	76.1	77.8
40	1 500	—	61.9	63.6	64.0	64.4	73.5	74.9	77.0	77.1	77.4	78.1	80.1
	1 000	—	57.8	60.5	61.4	61.6	70.6	71.2	72.1	74.0	75.4	76.4	78.1
	750	—	56.4	59.0	60.1	60.2	68.8	69.6	71.7	72.1	72.3	73.4	76.7
	500	—	55.9	58.5	58.8	58.8	66.5	67.1	68.7	70.0	71.3	72.0	75.4
50	1 500	55.8	54.8	57.7	63.7	64.0	69.0	72.0	72.7	72.9	73.7	76.1	76.8
	1 000	54.1	52.7	56.8	61.2	61.4	67.6	69.6	68.9	71.3	72.1	74.3	75.4
	750	52.8	51.4	56.3	58.9	60.1	65.8	68.5	67.8	70.0	71.5	72.7	74.1
	500	52.4	50.4	55.9	57.7	58.0	63.5	67.6	67.4	68.0	68.6	70.8	72.2
60	1 500	—	50.2	57.0	59.0	59.6	62.1	66.5	67.3	71.0	72.6	73.1	74.7
	1 000	—	47.9	55.4	56.6	56.5	60.7	64.1	65.3	70.0	71.2	71.8	72.2
	750	—	47.5	52.1	53.8	54.2	54.8	62.1	63.5	66.3	67.1	68.5	70.2
	500	—	47.0	49.3	52.7	53.2	54.5	58.5	60.2	62.5	63.2	65.4	69.6

表 34.2-73 蜗杆蜗轮啮合的平均滑动速度

公称传动比 i	$v_s / (m/s)$												
	型 号	KWU				KWS			KWO				
	a/mm $n_1/(r/min)$	32	40	50	63	80	100	125	160	180	200	225	250
7.5	1 500	—	1.8	2.3	2.9	3.1	3.9	4.7	6.2	6.3	7.7	7.9	9.7
	1 000	—	1.2	1.5	1.9	2.1	2.6	3.2	4.1	4.2	5.2	5.3	6.5
	750	—	0.9	1.2	1.5	1.6	1.9	2.4	3.1	3.2	3.9	4.0	4.8
	500	—	0.6	0.8	1.0	1.0	1.3	1.6	2.1	2.1	2.6	2.6	3.2
10	1 500	1.8	1.6	1.8	2.4	3.1	3.1	3.9	5.2	5.1	6.2	6.3	7.7
	1 000	1.2	1.1	1.2	1.6	2.1	2.1	2.6	3.5	3.4	4.1	4.2	5.2
	750	0.9	0.8	0.9	1.2	1.5	1.6	1.9	2.6	2.5	3.1	3.2	3.9
	500	0.6	0.5	0.6	0.8	1.0	1.0	1.3	1.7	1.7	2.1	2.1	2.6
12.5	1 500	—	—	1.5	2.0	2.3	2.8	3.8	4.6	5.0	5.6	6.3	7.1
	1 000	—	—	1.0	1.3	1.5	1.9	2.6	3.1	3.3	3.7	4.2	4.7
	750	—	—	0.8	1.0	1.2	1.4	1.9	2.3	2.5	2.8	3.2	3.5
	500	—	—	0.5	0.7	0.8	0.9	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.4
15	1 500	—	1.8	2.2	2.8	2.9	3.6	4.4	5.8	4.6	7.3	5.5	9.1
	1 000	—	1.5	1.5	1.8	1.9	2.4	3.9	3.9	3.1	4.8	3.7	6.0
	750	—	0.9	1.1	1.4	1.5	1.8	2.2	2.9	2.3	3.6	2.8	4.5
	500	—	0.6	0.7	0.9	1.0	1.2	1.5	1.9	1.5	2.4	1.8	3.0
20	1 500	—	1.5	1.8	2.3	3.0	2.9	3.6	5.0	4.6	5.8	5.7	7.2
	1 000	—	1.0	1.2	1.5	2.0	1.9	2.4	3.3	3.1	3.9	3.8	4.8
	750	—	0.8	0.9	1.1	1.5	1.5	1.8	2.5	2.3	2.9	2.9	3.6
	500	—	0.5	0.6	0.8	1.0	1.0	1.2	1.7	1.5	1.9	1.9	2.4
25	1 500	1.3	—	1.5	1.9	2.2	2.6	3.7	4.4	4.6	5.3	6.0	6.7
	1 000	0.9	—	1.0	1.3	1.5	1.8	2.4	2.9	3.1	3.5	4.0	4.5
	750	0.7	—	0.7	1.0	1.1	1.3	1.8	2.3	2.3	2.6	3.0	3.4
	500	0.5	—	0.5	0.6	0.7	0.9	1.2	1.5	1.5	1.8	2.0	2.2
30	1 500	1.5	1.7	2.2	2.7	2.8	3.6	4.3	5.7	4.4	7.1	5.3	8.9
	1 000	1.0	1.2	1.5	1.8	1.9	2.4	2.9	3.8	2.9	4.7	3.5	5.9
	750	0.8	0.9	1.1	1.4	1.4	1.8	2.2	2.8	2.2	3.6	2.6	4.4
	500	0.5	0.6	0.7	0.9	1.0	1.2	1.4	1.9	1.5	2.4	1.8	3.0
40	1 500	—	1.5	1.7	2.3	2.9	2.8	3.6	4.9	4.4	5.7	5.6	7.1
	1 000	—	1.0	1.2	1.5	2.0	1.9	2.4	3.3	3.0	3.8	3.7	4.7
	750	—	0.8	0.9	1.1	1.5	1.4	1.8	2.4	2.2	2.8	2.8	3.6
	500	—	0.5	0.6	0.8	1.0	1.0	1.2	1.6	1.5	1.8	1.9	2.4
50	1 500	1.3	1.5	1.5	1.9	2.2	2.6	3.6	4.3	4.6	5.2	5.9	6.6
	1 000	0.9	1.0	1.0	1.3	1.5	1.7	2.4	2.9	3.0	3.5	3.9	4.4
	750	0.7	0.7	0.7	1.0	1.1	1.3	1.8	2.2	2.3	2.6	2.9	3.3
	500	0.5	0.5	0.5	0.6	0.7	0.9	1.2	1.5	1.5	1.7	2.0	2.2

续表 34.2-73

公称传动比 i	$v_s / (m/s)$												
	型号	KWU				KWS			KWO				
	a/mm $n_1 / (r/min)$	32	40	50	63	80	100	125	160	180	200	225	250
60	1 500	—	1.4	1.8	2.2	2.8	3.5	4.3	5.7	4.3	7.1	5.2	9.1
	1 000	—	0.9	1.2	1.5	1.9	2.4	2.9	3.8	2.9	4.7	3.5	6.1
	750	—	0.7	0.9	1.1	1.4	1.8	2.2	2.8	2.2	3.5	2.6	4.6
	500	—	0.5	0.6	0.7	0.9	1.2	1.4	1.9	1.5	2.4	1.7	3.0

表 34.2-74 输出轴轴端的许用负荷

中心距 a/mm	公称传动比 i									
	7.5	10	12.5	15	20	25	30	40	50	60
	F_R 或 F_A/N									
32	—	400	—	—	—	400	400	—	400	—
40	700	700	—	700	700	—	700	700	700	700
50	1 000	1 100	1 100	1 150	1 200	1 250	1 300	1 300	1 300	1 300
63	4 000	4 200	4 400	4 600	4 800	5 000	5 200	5 400	5 400	5 400
80	5 000	5 200	5 400	5 600	5 800	6 000	6 200	6 400	6 400	6 400
100	6 000	6 200	6 400	6 600	6 800	7 000	7 200	7 400	7 400	7 400
125	8 500	8 500	8 800	9 000	9 200	9 400	9 600	9 800	10 000	11 000
160	11 000	11 200	11 400	11 600	11 800	12 000	12 300	12 500	12 700	13 000
180	13 000	13 300	13 500	13 800	14 000	14 400	14 600	14 800	15 000	15 200
200	18 000	18 200	18 400	18 600	18 800	19 000	19 200	19 400	19 400	19 800
225	20 500	20 600	20 800	21 000	21 200	21 400	21 600	21 800	22 000	22 200
250	21 000	21 200	21 400	21 600	21 800	22 000	22 200	22 400	22 600	22 600

见表 34.2-75 ~ 76, 其主要尺寸见表 34.2-77 ~ 88。

5 FC 系列蜗杆减速器

FC 系列蜗杆减速器的输入功率及输出力矩

表 34.2-75 FC 不带电机法兰型蜗轮减速器输入功率及输出力矩

型号	公称传动比								公称传动比							
	5	10	15	20	30	40	50	60	5	10	15	20	30	40	50	60
	输入功率/kW ($n = 1\ 500\ r/min$)								输出力矩/ $N \cdot m$							
40		0.58		0.26	0.30	0.18	0.17	0.14		28		23	35	26	30	26
50	1.47	0.98	0.73	0.44	0.44	0.30	0.26	0.21	32	48	51	41	53	47	48	45
60	2.34	1.56	1.16	0.83	0.79	0.56	0.53	0.44	55	78	82	75	98	86	100	95
70	3.49	2.33	1.72	1.31	1.16	0.85	0.77	0.65	82	117	123	123	147	137	149	143
80	4.98	3.32	2.41	1.73	1.61	1.16	1.07	0.89	118	167	174	160	207	184	212	200

续表 34.2-75

型号	公称传动比								公称传动比							
	5	10	15	20	30	40	50	60	5	10	15	20	30	40	50	60
	输入功率/kW ($n = 1500 \text{ r/min}$)								输出力矩/N·m							
100	8.90	5.95	4.25	3.43	2.86	2.15	1.63	1.34	218	302	310	332	375	368	334	323
120	14.10	9.45	6.77	4.87	4.50	3.14	2.66	2.13	350	491	501	470	601	526	567	509
135		13.50	9.83	7.73	6.53	4.78	3.57	2.81		713	745	768	900	851	771	698
155		17.92	13.86	10.10	9.08	6.20	4.82	4.03		893	1005	1000	1196	1098	1029	1000
175		23.92	17.76	13.76	11.61	8.04	6.56	5.81		1248	1294	1332	1552	1410	1412	1440
200		28.60	22.61	18.27	15.29	11.16	9.23	7.73		1536	1765	1818	2196	2030	2030	1960
250		49.65	39.84	29.50	23.77	17.92	12.72	10.80		2602	3048	3066	3360	3410	3008	2910

生产厂：杭州减速机厂。

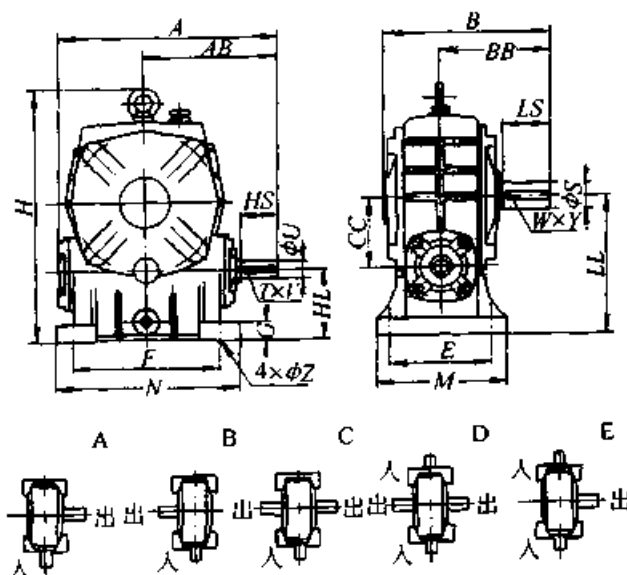
表 34.2-76 FC 带电机法兰型蜗轮减速器输入功率及输出力矩

型号	公称传动比								公称传动比							
	5	10	15	20	30	40	50	60	5	10	15	20	30	40	50	60
	输入功率/kW ($n = 1500 \text{ r/min}$)								输出力矩/N·m							
50	0.18								4.3	8	13	16	20	24	31	35
60	0.37								9.5	18	26	34	42	50	61	73
70	0.75				0.37				20	38	54	70	95	122	59	70
80	1.5				0.75				39	76	108	142	188	137	150	154
100	1.5								38	75	108	140	198	256	307	320
120	3				2.2				77	149	220	278	403	376	480	509
135	4				3					195	272	375	529	510	625	650
155	5.5									240	360	480	670	997	1029	1098

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-77 FCA 型蜗轮减速器

(mm)



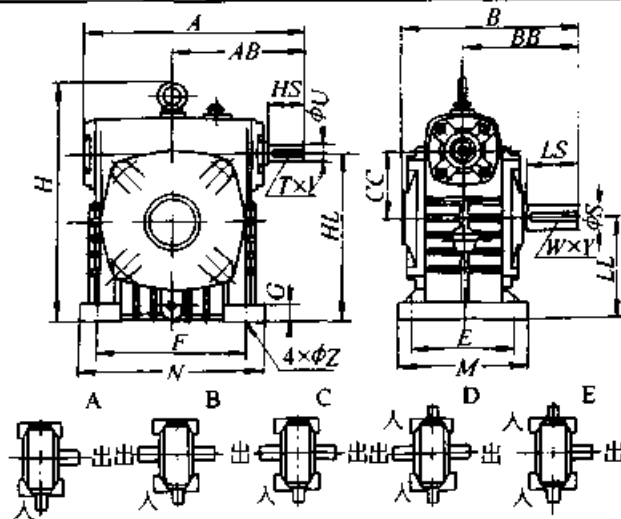
续表 34.2-77

型号	传动比	A	AB	B	BB	CC	E	F	H	HL	LL	M	N	G	Z	人力轴				出力轴		重量 /kg	油量 /L
																HS	U	T×V	LS	S	W×Y		
40	5	142	85	112	74	40	70	80	135	40	80	90	100	12	10	25	12	4×2.5	28	14	5×3	3.8	
50		175	105	145	95	50	95	110	180	50	100	120	140	15	11	30	12	4×2.5	40	17	5×3	7	0.17
60		195	120	165	110	60	105	120	210	60	120	130	150	20	11	40	15	5×3	50	22	7×4	10.5	0.23
70		234	140	195	130	70	115	150	243	70	140	150	190	20	15	40	18	5×3	60	28	7×4	14.5	0.5
80		264	160	210	140	80	135	180	273	80	160	170	220	20	15	50	22	7×4	65	32	10×4.5	22	0.7
100		300	178	230	155	100	155	220	340	100	200	190	260	25	15	50	25	7×4	75	38	10×4.5	36	1.6
120		385	230	285	185	120	180	260	405	120	240	230	320	30	18	65	30	7×4	85	45	12×4.5	63	3.0
135		435	260	320	210	135	200	290	455	135	270	250	350	30	18	75	35	10×4.5	95	55	15×5	80	3.5
155		507	302	387	252	155	220	320	490	135	290	280	390	38	20	85	40	10×4.5	110	60	15×5	114	3.6
175		550	325	407	262	175	250	350	565	160	335	310	430	40	20	85	45	12×4.5	110	65	18×6	150	4.5
200	594	350	480	305	200	290	390	625	175	375	360	480	42	22	95	50	12×4.5	125	70	20×7	218	6.4	
250	710	420	560	360	250	380	480	730	200	450	460	560	42	27	110	60	15×5	155	90	24×8	363	8.5	

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-78 FCS 型蜗轮减速器

(mm)

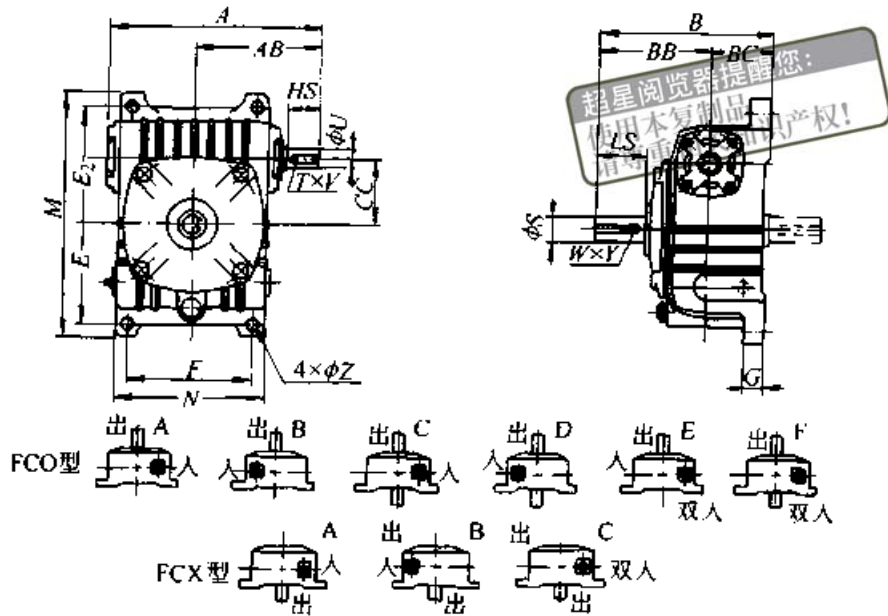


型号	传动比	A	AB	B	BB	CC	E	F	H	HL	LL	M	N	G	Z	人力轴			出力轴			重量 /kg	油量 /L
																HS	U	T×V	LS	S	W×Y		
40	5	142	85	112	74	40	70	80	135	100	60	90	100	12	10	25	12	4×2.5	28	14	5×3	3.8	
50		175	105	145	95	50	95	110	180	130	80	120	140	15	11	30	12	4×2.5	40	17	5×3	7	0.4
60		195	120	165	110	60	105	120	205	150	90	130	150	20	11	40	15	5×3	50	22	7×4	10.5	0.5
70		234	140	195	130	70	115	150	235	175	105	150	190	25	15	40	18	5×3	60	28	7×4	14.5	0.7
80		264	160	210	140	80	135	180	265	200	120	170	220	25	15	50	22	7×4	65	32	10×4.5	22	1.1
100		300	178	230	155	100	155	220	327	250	150	190	260	25	15	50	25	7×4	75	38	10×4.5	36	2.3
120		385	230	285	185	120	180	260	388	300	180	230	320	30	18	65	30	7×4	85	45	12×4.5	63	4.5
135		435	260	320	210	135	200	290	445	350	215	250	350	30	18	75	35	10×4.5	95	55	15×5	80	6.0
155		507	302	387	252	155	220	320	483	390	235	280	390	38	20	85	40	10×4.5	110	60	15×5	114	6.2
175		550	325	407	262	175	250	350	540	435	260	310	430	40	20	85	45	12×4.5	110	65	18×6	150	8.0
200	594	350	480	305	200	290	390	610	490	290	360	480	42	22	95	50	12×4.5	125	70	20×7	218	9.0	
250	710	420	560	360	250	380	480	755	600	350	460	560	48	27	110	60	15×5	155	90	24×8	363	17.0	

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-79 FCO、FCX 型蜗轮减速器

(mm)

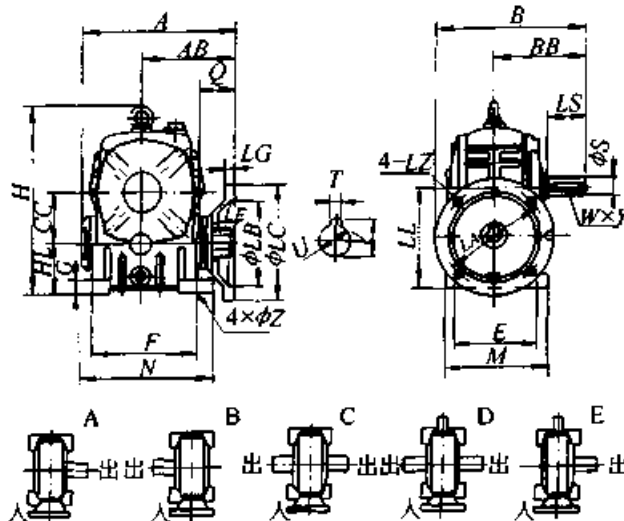


型号	传动比	A	AB	B	BB	BC	CC	E ₁	E ₂	F	M	N	G	Z	入力轴			出力轴			重量 / kg	油量 / L
															HS	U	T x V	LS	S	W x Y		
50	5	175	105	145	95	50	50	93	102	90	220	116	14	11	30	12	4 x 2.5	40	17	5 x 3	6.5	0.5
60		195	120	165	110	55	60	105	120	100	260	126	15	11	40	15	5 x 3	50	22	7 x 4	9	0.6
70	10	234	140	195	130	65	70	120	135	120	295	156	20	15	40	18	5 x 3	60	28	7 x 4	14	1.1
80		264	160	210	140	70	80	130	150	140	320	176	20	15	50	22	7 x 4	65	32	10 x 4.5	21	1.44
100	15	300	178	245	155	90	100	155	180	190	375	226	30	15	50	25	7 x 4	75	38	10 x 4.5	33	3.0
120		385	230	285	185	100	120	185	215	220	450	266	30	18	65	30	7 x 4	85	45	12 x 4.5	51	5.1
135	30	435	260	320	210	110	135	210	235	260	495	306	35	18	75	35	10 x 4.5	95	55	15 x 5	75	7.2
155		507	302	392	252	140	155	245	295	290	590	350	45	20	85	40	10 x 4.5	110	60	15 x 5	115	9.0
175	50	550	325	412	262	150	175	267	323	320	640	394	45	20	85	45	12 x 4.5	110	65	18 x 6	143	10
200		594	350	480	305	175	200	290	360	370	710	440	42	22	95	50	12 x 4.5	125	70	20 x 7	200	12
250	60	710	420	560	360	200	250	350	440	440	860	510	46	27	110	60	15 x 5	155	90	24 x 8	345	22

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-80 FCDA 型蜗轮减速器

(mm)



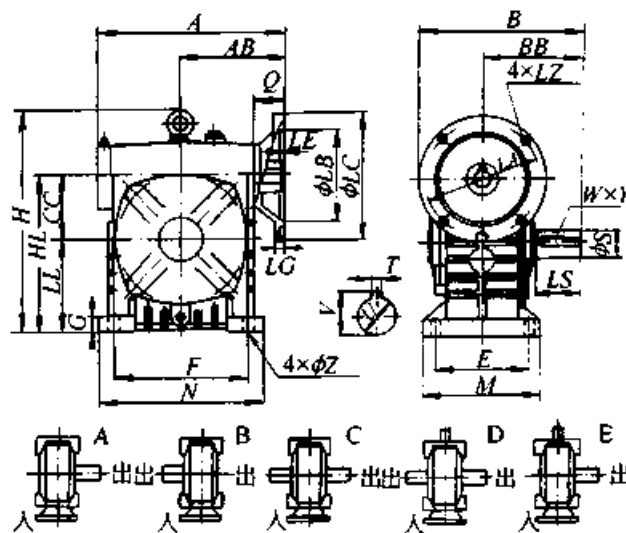
续表 34.2-80

型号	输入功率/kW	传动比	A	AB	B	BB	CC	E	F	G	H	HL	LL	M	N	Z	电机法兰					人力孔		出力轴		重量/kg			
			LA	LB	LC	LE	LG	LZ	Q	U	T×V	LS	S	W×Y	LA	LB	LC	LE	LG	LZ	Q	U	T×V	LS	S		W×Y		
50	0.18		155	84	165	95	50	95	110	15	180	50	100	120	140	11	115	95	140	5	10	M8	25	11	4×12.8	40	17	5×3	7
60	0.37		170	92	190	110	60	105	120	20	205	60	120	130	150	11	130	110	160	5	12	M8	35	14	5×16.3	50	22	7×4	11
70	0.37	5	206	110	210	130	70	115	150	20	235	70	140	150	190	15	130	110	160	5	12	M8	35	14	5×16.3	60	28	7×4	15
	0.75	10															165	130	200	5	15	M10	45	19	6×21.8				
80	0.75	15	232	128	240	140	80	135	180	20	265	80	160	170	220	15	165	130	200	5	15	M10	45	19	6×21.8	65	32	10×4.5	23
	1.5	20															55	24	8×27.3										
100	1.5	30	266	145	255	155	100	155	220	25	363	100	200	190	260	15	165	130	200	5	15	M10	55	24	8×27.3	75	38	10×4.5	38
120	2.2	40	340	182	310	185	120	180	260	30	424	120	240	230	320	18	215	180	250	5	18	M12	65	28	8×31.3	85	45	12×4.5	65
	3.0	50															215	180	250	5	18	M12	65	28	8×31.3				
135	3.0	60	375	200	335	210	135	200	290	30	481	135	270	250	350	18	215	180	250	5	18	M12	65	28	8×31.3	95	55	15×5	84
	4.0	60															215	180	250	5	18	M12	65	28	8×31.3				
155	5.5		442	236	402	252	155	220	320	32	536	135	290	280	380	20	265	230	300	5	22	M12	85	38	10×41.3	110	60	15×5	120

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-81 FCDS 型蜗轮减速器

(mm)

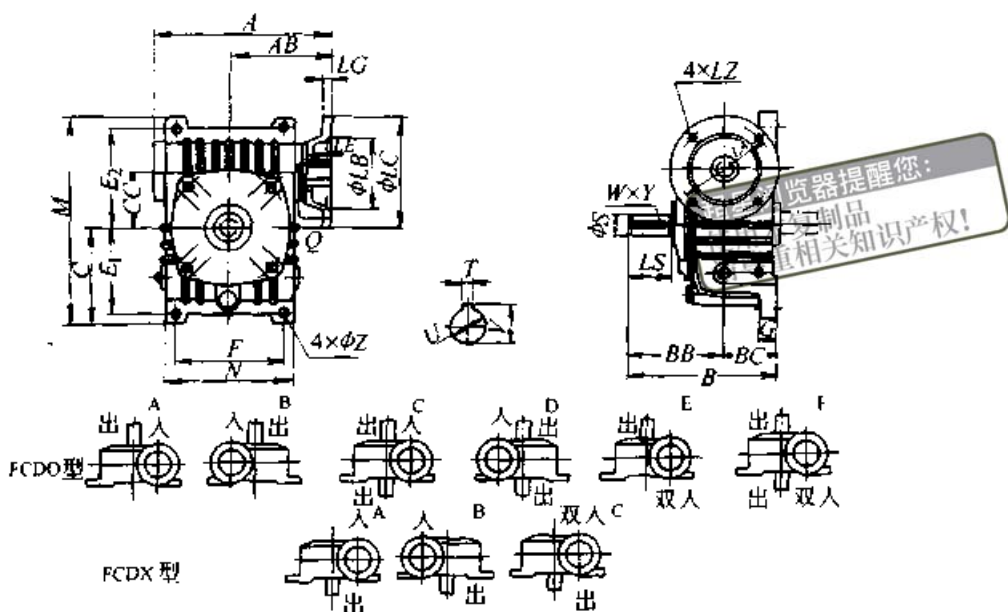


型号	输入功率/kW	传动比	A	AB	B	BB	CC	E	F	G	H	HL	LL	M	N	Z	电机法兰					人力孔		出力轴		重量/kg			
			LA	LB	LC	LE	LG	LZ	Q	U	T×V	LS	S	W×Y	LA	LB	LC	LE	LG	LZ	Q	U	T×V	LS	S		W×Y		
50	0.18		155	84	165	95	50	95	110	15	180	130	80	120	140	11	115	95	140	5	10	M8	25	11	4×12.8	40	17	5×3	7
60	0.37		170	92	190	110	60	105	120	20	205	150	90	130	150	11	130	110	160	5	12	M8	35	14	5×16.3	50	22	7×4	11
70	0.37	5	206	110	210	130	70	115	150	20	235	175	105	150	190	15	130	110	160	5	12	M8	35	14	5×16.3	60	28	7×4	14
	0.75	10															165	130	200	5	15	M10	45	19	6×21.8				
80	0.75	15	232	128	240	140	80	135	180	20	265	200	120	170	220	15	165	130	200	5	15	M10	45	19	6×21.8	65	32	10×4.5	23
	1.5	20															55	24	8×27.3										
100	1.5	30	266	145	255	155	100	155	220	25	363	250	150	190	260	15	165	130	200	5	15	M10	55	24	8×27.3	75	38	10×4.5	38
120	2.2	40	340	182	310	185	120	180	260	30	424	300	180	230	320	18	215	180	250	5	18	M12	65	28	8×31.3	85	45	12×4.5	65
	3.0	50															215	180	250	5	18	M12	65	28	8×31.3				
135	3.0	60	375	200	335	210	135	200	290	30	481	350	215	250	350	18	215	180	250	5	18	M12	65	28	8×31.3	95	55	15×5	84
	4.0	60															215	180	250	5	18	M12	65	28	8×31.3				
155	5.5		442	236	402	252	155	220	320	32	536	390	235	280	380	20	265	230	300	5	22	M12	85	38	10×41.3	110	60	15×5	120

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-82 FCDO、FCDX 型蜗轮减速器

(mm)

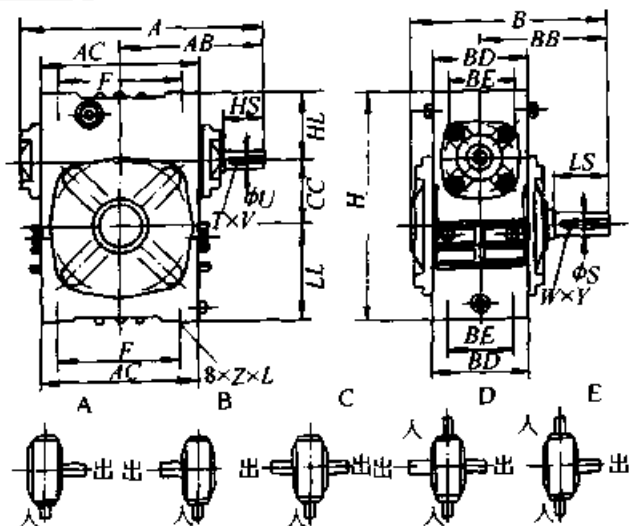


型号	输入功率/kW	传动比	A	AB	B	BB	BC	C	CC	E ₁	E ₂	F	G	M	N	Z	电机法兰					入力孔			出力轴		重量/kg				
																	LA	LB	LC	LE	LG	LZ	QU	T	V	LS		S	W	Y	
50	0.18	5	155	84	145	95	50	106	50	93	102	90	14	220	116	11	115	95	140	5	10	M8	25	11	4	12.8	40	17	5	3	7
60	0.37		170	92	165	110	55	123	60	105	120	100	15	260	126	11	130	110	160	5	12	M8	35	14	5	16.3	50	22	7	4	10
70	0.37	10	206	110	195	130	65	140	70	120	135	120	20	295	156	15	130	110	160	5	12	M8	35	14	5	16.3	60	28	7	4	15
	165																130	200	15												
80	0.75	15	232	128	210	140	70	150	80	130	150	140	20	320	176	15	165	130	200	5	15	M10	45	19	6	21.8	65	32	10	4.5	23
	55																														
100	1.5	30	266	145	245	155	90	175	100	155	180	190	30	375	226	15	165	130	200	5	15	M10	55	24	8	27.3	75	38	10	4.5	36
	340																														
120	2.2	40	340	182	285	185	100	210	120	185	215	220	30	450	266	18	215	180	250	5	18	M12	65	28	8	31.3	85	45	12	4.5	55
	315																														
155	5.5	60	442	236	392	252	140	270	155	245	295	290	45	590	350	20	265	230	300	5	22	M12	85	38	10	41.3	110	60	15	5	120

注: 生产厂: 杭州减速机厂。

表 34.2-83 FCW 型蜗轮减速机

(mm)



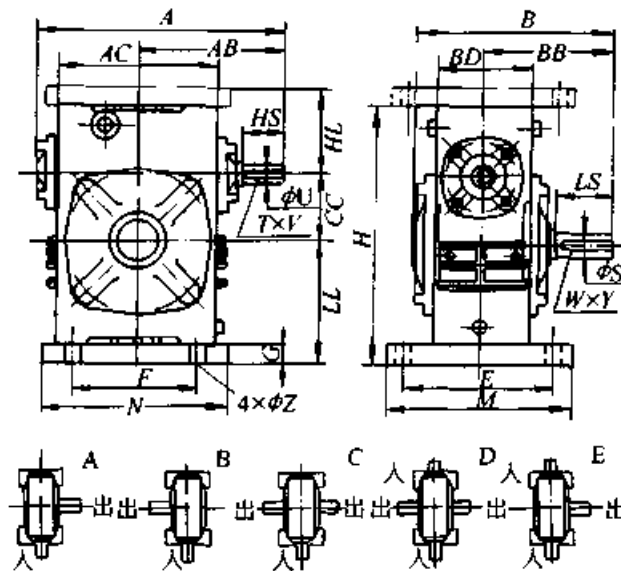
续表 34.2-83

型号	传动比	Z × L												入力轴			出力轴			重量 / kg	
		A	AB	AC	B	BB	BD	BE	CC	F	H	HL	LL	HS	U	T × V	LS	S	W × Y		
40	5	148	91	96	122	78	60	42	40	78	125	35	50	M6 × 15	25	12	4 × 2.5	28	14	5 × 3	3.5
50		175	105	115	145	95	70	50	50	85	150	35	65	M6 × 18	30	12	4 × 2.5	40	17	5 × 3	6.0
60	10	195	120	126	165	110	80	55	60	105	177	42	75	M8 × 20	40	15	5 × 3	50	22	7 × 4	8.5
70		234	140	155	195	130	90	65	70	125	215	55	90	M10 × 25	40	18	5 × 3	60	28	7 × 4	12.5
80	15	264	160	174	210	140	100	70	80	140	250	65	105	M12 × 28	50	22	7 × 4	65	32	10 × 4.5	20
100		300	178	224	245	163	120	90	100	180	310	80	130	M12 × 30	50	25	7 × 4	75	38	10 × 4.5	33
120	30	385	230	264	285	185	140	100	120	220	370	95	155	M14 × 32	65	30	7 × 4	85	45	12 × 4.5	50
135		435	260	304	320	210	150	110	135	260	425	105	185	M16 × 35	75	35	10 × 4.5	95	55	15 × 5	77
155	50	494	303	330	387	252	170	120	155	280	461	103	203	M16 × 35	85	40	10 × 4.5	110	60	15 × 5	100
175		548	325	370	407	262	186	140	175	320	521	123	223	M16 × 35	85	45	12 × 4.5	110	65	18 × 6	140
200	594	350	420	480	305	200	150	200	360	575	130	245	M18 × 35	95	50	12 × 4.5	125	70	20 × 7	200	

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-84 FCWA、FCWS 型蜗轮减速器

(mm)

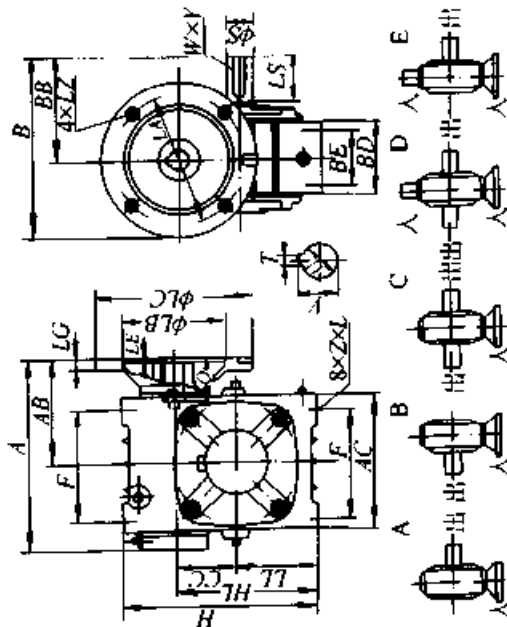


型号	传动比	Z																	入力轴			出力轴			重量 / kg
		A	AB	AC	B	BB	BD	CC	E	F	H	HL	LL	M	N	G	HS	U	T × V	LS	S	W × Y			
40	5	148	91	96	122	78	60	40	80	110	135	45	60	100	130	10	9	25	12	4 × 2.5	28	14	5 × 3	4	
50		175	105	115	145	95	70	50	95	110	165	50	80	120	140	15	11	30	12	4 × 2.5	40	17	5 × 3	7	
60	10	195	120	126	165	110	80	60	105	120	195	60	93	130	150	18	11	40	15	5 × 3	50	22	7 × 4	11	
70		234	140	155	195	130	90	70	115	150	233	73	108	150	190	18	15	40	18	5 × 3	60	28	7 × 4	15	
80	15	264	160	174	210	140	100	80	135	180	268	83	123	170	220	18	15	50	22	7 × 4	65	32	10 × 4.5	23	
100		300	178	224	245	163	120	100	155	220	330	100	150	190	270	20	15	50	25	7 × 4	75	38	10 × 4.5	38	
120	30	385	230	264	285	185	140	120	180	260	395	120	180	230	320	25	18	65	30	7 × 4	85	45	12 × 4.5	65	
135		435	260	304	320	210	150	135	200	290	455	135	215	250	350	30	18	75	35	10 × 4.5	95	55	15 × 5	84	
155	50	494	303	330	387	252	170	155	220	320	493	135	235	280	380	32	20	85	40	10 × 4.5	110	60	15 × 5	114	
175		548	325	370	407	262	186	175	250	350	558	160	260	310	410	37	20	85	45	12 × 4.5	110	65	18 × 6	150	
200	594	350	420	480	305	200	200	290	350	620	175	290	360	435	45	22	95	50	12 × 4.5	125	70	20 × 7	218		

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-85 FCWD 型蜗轮减速器

(mm)

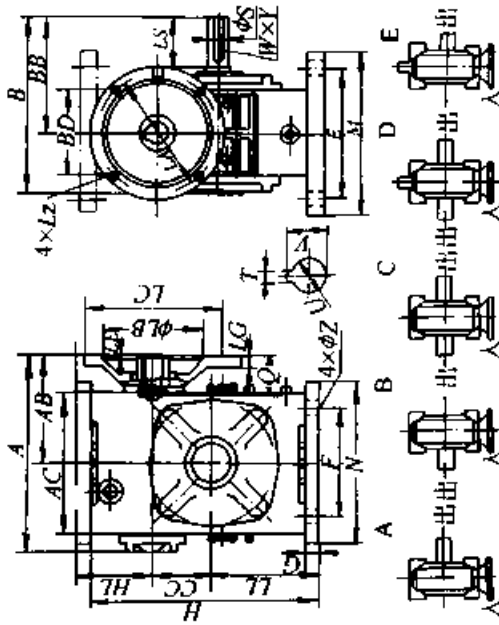


型号	输入功率/kW	传动比	电机法兰										入力孔			出力轴		重量/kg									
			A	AB	AC	B	BB	BD	BE	CC	F	H	HL	LL	Z × L	LA	LB		LC	LE	LG	LZ	Q	U	T × V	LS	S
50	0.18	5	155	84	115	165	95	64	50	85	150	115	65	M6 × 20	115	95	140	5	10	M8	25	11	4 × 12.8	40	17	5 × 3	7
			170	92	126	190	110	74	55	60	105	177	135	75	M8 × 20	130	110	160	5	12	M8	35	14	5 × 16.3	50	22	7 × 4
70	0.37	10	206	110	155	210	130	84	70	125	215	160	90	M10 × 25	165	130	200	5	15	M10	45	19	6 × 21.8	60	28	7 × 4	14
			232	128	174	240	140	94	70	80	140	250	185	105	M12 × 28	165	130	200	5	15	M10	55	24	8 × 27.3	65	32	10 × 4.5
80	0.75	20	266	145	224	263	163	114	100	180	310	230	130	M12 × 30	165	130	200	5	15	M10	55	24	8 × 27.3	75	38	10 × 4.5	36
			340	182	264	310	185	134	100	120	220	370	275	155	M14 × 32	215	180	250	5	18	M12	65	28	8 × 31.3	85	45	12 × 4.5
100	1.5	40	375	200	304	335	210	144	135	260	425	320	185	M16 × 35	215	180	250	5	18	M12	65	28	8 × 31.3	95	55	15 × 5	80
			442	236	330	402	252	170	120	155	280	461	358	203	M16 × 35	265	230	300	5	22	M12	85	38	10 × 41.3	110	60	15 × 5
120	2.2	60	442	236	330	402	252	170	120	280	461	358	203	M16 × 35	265	230	300	5	22	M12	85	38	10 × 41.3	110	60	15 × 5	114
			442	236	330	402	252	170	120	155	280	461	358	203	M16 × 35	265	230	300	5	22	M12	85	38	10 × 41.3	110	60	15 × 5

注：生产厂：杭州减速机厂。

(mm)

表 34.2-86 FCWDA、FCWDS 型蜗轮减速器



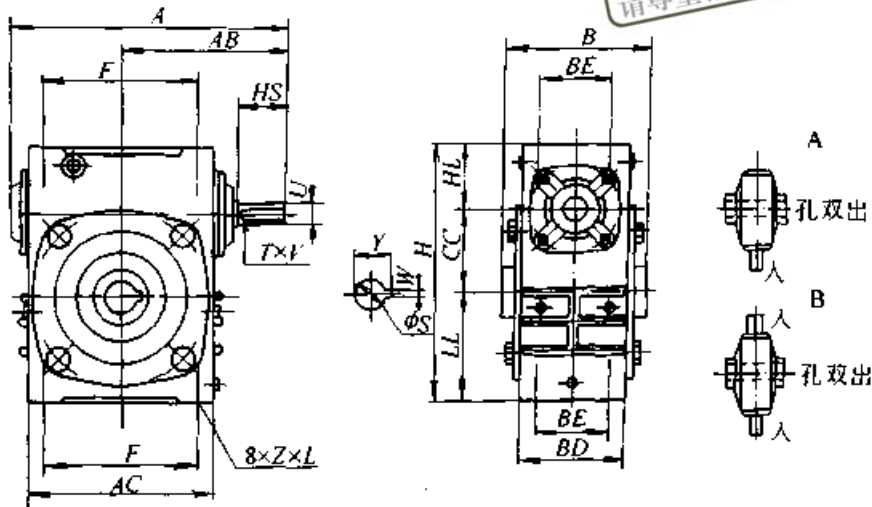
型号	输入功率/kW	传动比	电机法兰																	入力孔			出力轴			重量/kg					
			A	AB	AC	B	BB	BD	CC	E	F	G	H	HL	LL	M	N	Z	LA	LB	LC	LE	LG	LZ	Q		U	T×V	S	W×Y	
50	0.18	5	155	84	115	165	95	110	15	15	50	80	120	140	11	115	95	140	5	10	M8	25	11	4	4×12.8	17	5×3	7			
60	0.37		170	92	126	190	110	80	105	120	18	60	93	130	150	11	130	110	160	5	12	M8	35	14	5	5×16.3	22	7×4	11		
70	0.37	10	206	110	155	210	130	90	70	115	150	18	73	108	150	190	15	165	130	200	5	12	M8	35	14	5	5×16.3	28	7×4	11	
	230																														
80	0.75	15	232	128	174	240	140	100	80	135	180	18	268	83	123	170	220	15	165	130	200	5	15	M10	45	19	6	6×21.8	32	10×4.5	15
	1.5																														
100	1.5	30	266	145	224	263	163	120	100	155	220	20	330	100	150	190	270	15	165	130	200	5	15	M10	55	24	8	8×27.3	38	10×4.5	38
	2.2																														
120	3.0	60	340	182	264	315	190	140	120	180	260	25	395	120	180	230	320	18	215	180	250	5	18	M12	65	28	8	8×31.3	45	12×4.5	45
	4.0																														
135	3.0	40	375	200	304	335	210	150	135	200	290	30	455	135	215	250	350	18	215	180	250	5	18	M12	65	28	8	8×31.3	55	15×5	55
	4.0																														
155	5.5	40	442	236	330	402	252	170	155	220	320	32	493	135	235	280	380	20	265	230	300	5	22	M12	85	38	10	10×41.3	60	15×5	120
	5.5																														

超星浏览器提醒您
使用本复制品
请尊重知识产权!

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-87 FCWK 型蜗轮减速器

(mm)

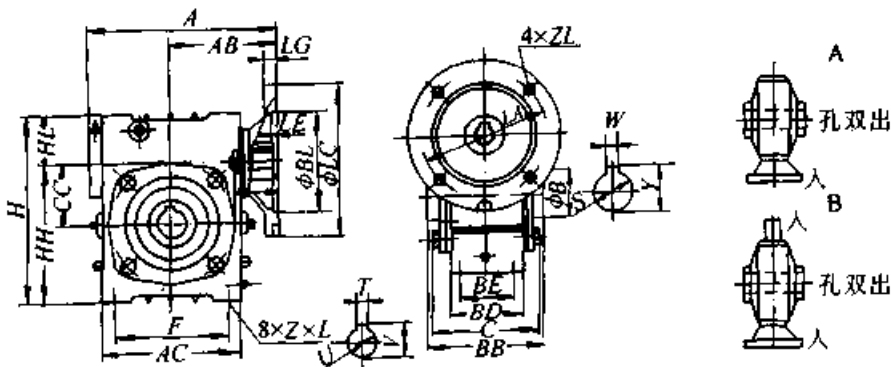


型号	传动比	A	AB	B	AC	F	BD	BE	CC	LL	HL	H	Z × L	入力轴			出力轴			重量 /kg
														HS	U	T × V	S	W	Y	
50	5	175	105	107	115	85	70	50	50	65	35	150	M6 × 18	30	12	4 × 2.5	20	6	22.8	6
60		195	120	117	126	105	80	55	60	75	42	77	M8 × 20	40	15	5 × 3	25	8	28.3	85
70		234	140	131	155	125	90	65	70	90	55	215	M10 × 25	40	18	5 × 3	30	8	33.3	12.5
80		264	160	144	174	140	100	70	80	105	65	250	M12 × 28	50	22	7 × 4	35	10	38.3	20
100		300	178	175	224	180	120	90	100	130	80	310	M12 × 30	50	25	7 × 4	40	12	43.3	33
120		385	230	200	264	220	140	100	120	155	95	370	M14 × 32	65	30	7 × 4	45	14	48.8	50
135		435	260	212	304	260	150	110	135	185	105	425	M16 × 35	75	35	10 × 4.5	60	18	64.4	77
155		494	302	312	330	280	170	120	155	203	103	461	M16 × 35	85	40	10 × 4.5	70	20	74.9	100
175		548	325	334	370	320	186	140	175	223	123	521	M16 × 35	85	45	12 × 4.5	80	22	85.4	140
200		688	350	346	420	360	200	150	200	245	130	575	M18 × 35	95	50	12 × 4.5	85	22	90.4	200

注：生产厂：杭州减速机厂。

表 34.2-88 FCWDK 型蜗轮减速器

(mm)



续表 34.2-88

型号	输入功率/kW	传动比	A	AB	AC	B	BB	BD	BE	C	CC	F	H	HH	HL	Z × L	电机法兰					入力孔		出力轴		重量/kg			
																	LA	LB	LC	LE	LG	LZ	Q	U	T × V		S	W × Y	
50	0.18	5	155	84	115	40	107	64	50	101	50	85	150	15	35	M6 × 20	115	95	140	5	10	M8	25	11	4 × 12.8	20	6 × 22.8	7	
60	0.37		170	92	126	45	117	74	55	111	60	105	177	135	42	M8 × 20	130	110	160	5	12	M8	35	14	5 × 16.3	25	8 × 28.3	11	
70	0.37		206	101	55	50	131	84	65	125	70	125	215	160	55	M10 × 25	130	110	160	5	12	M8	35	14	5 × 16.3	30	8 × 33.3	14	
	165																130	200	15										M10
80	0.75		15	232	128	174	60	144	94	70	138	80	140	250	185	65	M12 × 28	165	130	200	5	15	M10	45	19	6 × 21.8	35	10 × 38.3	22
	55																												
100	1.5		30	266	145	224	70	175	114	90	165	100	80	102	30	80	M12 × 30	165	130	200	5	15	M10	55	24	8 × 27.3	40	12 × 43.3	36
	180																												
120	2.2		50	340	182	264	75	200	134	100	190	202	203	70	275	95	M14 × 32	215	180	250	5	18	M12	65	28	8 × 31.3	45	14 × 48.8	63
	180																												
135	3.0	60	375	200	304	95	212	144	110	202	135	204	253	201	05	M16 × 35	215	180	250	5	18	M12	65	28	8 × 31.3	60	18 × 64.6	80	
	180																												250
155	5.5	44	236	330	103	217	101	202	85	155	280	461	358	103	M16 × 35	265	230	300	5	22	M12	85	38	10 × 41.3	70	20 × 74.9	114		

注：生产厂：杭州减速机厂。

6 M 系列立式圆柱蜗杆减速器

1) 本系列减速器为二级减速传动机构，第一级为带传动，第二级为阿基米德圆柱蜗杆蜗轮传动。其特点有：结构紧凑、传动比大、工作平稳可靠、无噪声、在蜗杆螺线导程角小的情况下减速机还具有自锁性。

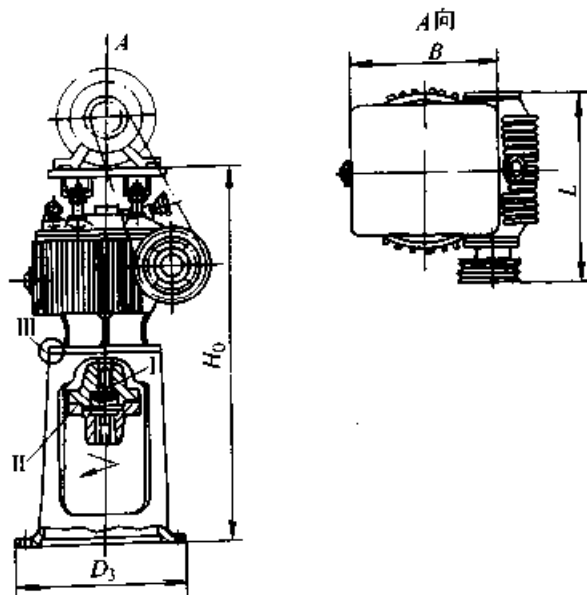
2) 该机适用于室内无大震动情况的化工设备

(搅拌器) 的立式减速装置，并广泛用于搪玻璃反应罐，以顺时针方向旋转为宜。若配上隔爆电机和防静电三角胶带还可用在有防爆要求的场合。

3) 选择减速机型号时，要根据输出轴转速与最大输出功率这两个参数在表 34.2-89 中选择机型号。

4) M 系列立式圆柱蜗杆减速器的主要技术参数与外形尺寸见表 34.2-89。

表 34.2-89 M 系列立式圆柱蜗杆减速器



续表 34.2-89

型 号	输入功率 /kW	输出转速/ (r/min)	出轴许用转 矩/(kN·m)	外形尺寸/mm				重量/kg	备 注
				L	B	H ₀	D ₃		
M4	0.55~2.2	40~120	0.088~0.149	286	230	570	100		
M6	1.1~3	20~80	0.251~0.377	359	300	740	200		
M8	1.5~5.5	20~80	0.535~0.642	464	380	890	300		
M10	3~11	20~80	0.993~1.203	605	415	1 070	500		
M12	5.5~22	20~80	1.862~2.68	658	480	1 090	780		
M14	15~45	40~120	3.008~3.335	780	640	1 218	990		

生产厂：温州市江南减速机厂。

参 考 文 献

- 1 机械工程手册、电机工程手册编委会. 机械工程手册; 传动设计卷. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 2 齿轮手册编委会. 齿轮手册: 上册. 北京: 机械工业出版社, 1980
- 3 手册联合编写组. 机械设计手册: 第3卷. 第3版. 北京: 化学工业出版社, 1993
- 4 手册编委会. 机械传动装置选用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 5 东北大学. 机械零件设计手册: 上卷. 第三版. 北京: 冶金工业出版社, 1994.4
- 6 沈蕴方, 容尔谦等. 空间啮合原理及SG—71型蜗轮副. 北京: 冶金工业出版社, 1983.3
- 7 王树人, 封增祺, 刘平娟等. 圆弧圆柱蜗杆传动啮合原理的数值计算. 天津大学学报. 1983, No.4
- 8 吴大任, 骆家舜. 齿轮啮合理论. 北京: 科学出版社, 1985.10
- 9 [日] 酒井高男, 牧充. 交错轴齿轮中的第二次作用的研究. 张光辉译. 美国机械工程师协会机械学会和国际齿轮装置传动会议论文, 1972
- 10 G. Niemann, H. Winter Maschienelemente, Band III Springer-Verlag 1983
- 11 D. W. Dudley. Handbook of Practical Gear Design. New York: Mc Graw-Hill, 1984

第
35
篇

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

动轴轮系齿轮传动及其装置

主 编 王培榭 李力行

编 写 王航宇 李力行 沈允文
沈蕴方 何卫东 李欣
李成博 李延海 朱青

审 稿 王培榭 阮忠唐 朱孝录



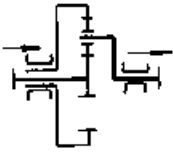
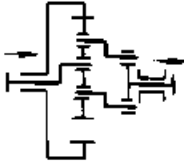
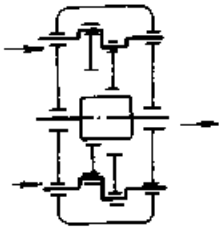
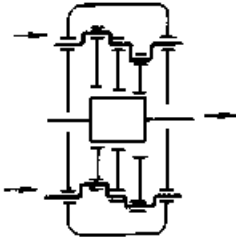
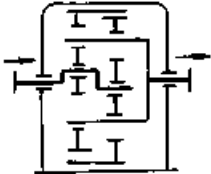
中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

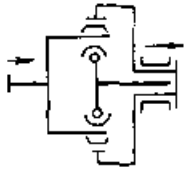
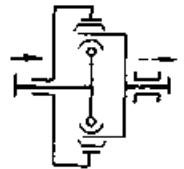
由于在机械传动中，需要满足各种不同的运动要求，例如：减速、增速、运动分解和运动合成等，所以往往需用多个齿轮组成齿轮系来完成。当齿轮系运动时，若其中至少有一个齿轮的几何轴线可绕另一齿轮的几何轴线转动，则称这种齿轮系为动轴轮系齿轮传动或简称为动轴轮系。

动轴轮系有多种传动类型，在实际的工业应用中，大多以减速器的型式应用在不同的机械设备中。常用的动轴轮系齿轮减速器的种类、传动比范围、特点和应用见表 35.0-1。本篇仅介绍常用的渐开线行星齿轮传动及其装置、摆线针轮行星传动及其装置和谐波齿轮传动及其装置的设计和选用。

表 35.0-1 动轴轮系齿轮减速器的种类、传动比范围、特点和应用

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
渐开线行星齿轮减速器	NGW型		单级 $i = 2.8 \sim 12.5$ 两级 $i = 14 \sim 160$	体积小、重量轻、承载能力大、效率高、工作平稳。与普通圆柱齿轮减速器比较，体积和重量可减少 50% 左右、效率提高 3%。但制造精度要求高、结构复杂
	N型少齿差		单级 $i = 10 \sim 160$	传动比大、齿形加工容易、装拆方便、结构紧凑、平均效率 90% 适用于小功率、小模数。用于大功率大模数时有以下问题要很好解决： 1) 偏心传动，有冲击，轴承对此很敏感，影响使用寿命 2) 齿啮入啮出滑动速度和滑动距离很大 3) 润滑冷却较困难，特别是二环和三环
	二环少齿差			
三环少齿差				
摆线针轮减速器	单级或两级		单级 $i = 11 \sim 87$ 两级 $i = 121 \sim 7\,500$	传动比大、传动效率较高，单级传动 $\eta = 90\% \sim 94\%$ 。运转平稳、噪声低、结构紧凑、体积小、重量轻。在相同情况下，它的体积和重量约为普通减速器的 50% ~ 80%、过载和耐冲击能力较强、故障少、寿命长。但制造工艺复杂，需用专用机床加工，宜专业化生产

续表 35.0-1

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
谐波齿轮减速器		<p>刚轮固定，波发生器主动，柔轮输出</p>  <p>波发生器固定，柔轮主动，刚轮输出</p> 	<p>单级： 当柔轮或刚轮固定，波发生器主动时，$i = 50 \sim 500$ 当波发生器固定，柔轮主动时 $i = 1.002 \sim 1.02$</p>	<p>传动比大、范围宽，元件少、体积小、重量轻。在相同条件下比一般齿轮减速器体积和重量减少 20% ~ 25%。双波传动中在受载时同时啮合齿数可达总齿数的 20% ~ 40%。承载能力大、传动效率高。$i = 100$ 时，$\eta = 90\%$；$i = 400$ 时，$\eta = 80\%$。但制造工艺复杂。</p>

使用本设备请尊重相关知识产权!

第 1 章 渐开线行星齿轮传动及其装置

使用本复制品
请尊重相关知识产权!

1 结构和工作原理

图 35.1-1 是一种最常用动轴轮系的机构简图。图中只绕自身轴线回转的齿轮 a、b 称为中心轮（又可称齿轮 a 为太阳轮，齿轮 b 为内齿轮）。与中心轮轴线重合且只绕自身轴线回转的构件 H 称为系杆（或行星架），这一重合轴线称为轮系的主轴线。安装在系杆上的齿轮 g 除绕自身轴线回转（自转）外，同时还绕主轴线回转（公转），这种既有自转又有公转的齿轮称为行星轮。在动轴轮系中，凡是轴线与主轴线重合且直接承受外力矩的构件，称为基本构件。如图 35.1-1 中的齿轮 a、b 和系杆 H 是三个基本构件。

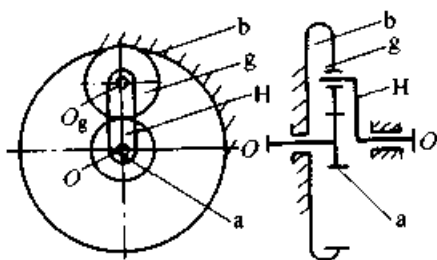


图 35.1-1 动轴轮系结构简图

如图 35.1-1 的动轴轮系中，齿轮 b 是固定的，齿轮 a、g 和系杆 H 是可动的，所以该机构

的运动构件数 $n = 3$ ，低副数 $P_L = 3$ ，高副数 $P_H = 2$ ，由机构结构公式计算其机构自由度 W 为

$$W = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 3 - 1 \times 2 = 1$$

这说明只要有一个主动构件，轮系就有确定的运动，这种 $W = 1$ 的动轴轮系称为行星轮系。

该动轴轮系中，如将齿轮 b 放开亦可转动时，则 $n = 4$ 、 $P_L = 4$ 、 $P_H = 2$ 这时

$$W = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 4 - 1 \times 2 = 2$$

说明这种动轴轮系需要有两个主动件，才能有确定的运动，这种 $W = 2$ 的动轴轮系称为差动轮系。它的功能特点是可以将两个运动合成为一个运动或一个运动分解为两个运动。

2 类型、特点和应用

动轴轮系的类型很多，按组成机构的基本构件可分为 2K-H、3K 和 K-H-V 三大类（其中 2K 表示两个中心轮，余类推）。按齿轮啮合方式又可分为 NGW、NW、ZUWGW、NN、WW、NGWN 和 N 等类型。

表 35.1-1 列出了常见的传动类型及其特点，设计时按已知条件参考选用。

表 35.1-1 动轴轮系的类型与特点

序号	传动类型	简图	概略值			特点	
			传动比		效率		
			范围	推荐值			
1	NGW (2K-H 的 负号机构)		1.13~ 13.7	$i_{aH}^b =$ 2.7~9	0.97~ 0.99	不限	效率高、体积小，重量轻，结构简单，制造方便，传递功率范围大，轴向尺寸小，可用于各种工作条件，在机械传动中应用最广。但单级传动比范围较小
2	NW (2K-H 的 负号机构)		1~50	$i_{aH}^b =$ 7~21			效率高，径向尺寸比 NGW 型小，传动比范围较 NGW 型大，可用于各种工作条件。但双联行星齿轮制造、安装都很复杂，故 $ i_{ax}^b \leq 7$ 时不宜采用

序号	传动类型	简图	概略值				
			传动比		效率	最大功率/kW	
			范围	推荐值			
3	ZUWGW (2K-H 的 负号机构)		1~2	1	0.98	≤60	主要用于差动装置
4	WW (2K-H 的 正号机构)		从 1.2~ 几千		随 $ i $ 增 加而下降	≤20	传动比范围大, 但外型尺寸及重量较大, 效率很低, 制造困难, 一般不用于动力传动。当行星架从动时, $ i $ 从某一数值起会发生自锁
5	NN (2K-H 的 正号机构)		≤1 700	一个行星轮时: $i_{H_0}^b = 30 \sim 100$ 三个行星轮时: $i_{H_0}^b < 30$	随传动比增加而下降	≤40	传动比范围大, 效率比 WW 型高, 但仍然较低, 适用于短期工作。当行星架从动时, 传动比从某一数值起会发生自锁
6	NGWN (3K)		≤500	$i_{H_0}^b = 20 \sim 100$	随 $i_{H_0}^b$ 增 加而下降	≤100	结构紧凑, 体积小, 传动比范围大, 但效率低于 NGW 型, 工艺性差, 适用于中小功率或短期工作处
7	N (K-H-V)		7~100		0.8~ 0.94	≤75	传动比范围较大, 结构紧凑, 体积及重量小, 但效率比 NGW 型低, 且内啮合变位后径向力较大, 使轴承径向载荷加大, 适用于小功率或短期工作的情况

注: 1. 为了表示方便起见, 简图中未画出固定件, 概略值栏内除注明外, 应为某一构件固定时的数值。

2. 传动类型栏内的“正号”、“负号”机构, 系指当行星架固定时, 主动和从动齿轮旋转方法相同时为正号机构, 反之为负号机构。

3. 表中所列效率是包括啮合效率、轴承效率和润滑油搅动飞溅效率等在内的传动效率。

4. K—中心轮; H—系杆; V—输出轴; N—内啮合; W—外啮合; G—公用齿轮; ZU—锥齿轮; 2K-H—基本构件是两个中心轮和系杆; 3K—基本构件是三个中心轮; K-H-V—基本构件是中心轮、系杆、输出轴。

3 传动比计算

传动比是指机构中两运动构件间主动构件转速与从动构件转速的比值, 以 i 表示。例如主动构件 a 的转速为 n_a (r/min), 从动构件 b 的转速

为 n_b (r/min), 则其传动比为 $i_{ab} = n_a/n_b$ 。

除计算传动比外, 还必须确定两构件间的回转方向, 对于平面机构当两构件回转方向相同时规定为“+”值, 相反时为“-”值。但对于空间机构则必须在图上用矢量来表示。

当 $|i| > 1$ 为减速传动, $|i| < 1$ 为增速传动。

定轴轮系传动比 i_{aK} 计算式为

$$i_{aK} = \frac{n_a}{n_K} = (-1)^n \frac{\text{所有从动轮齿数连乘积}}{\text{所有主动轮齿数连乘积}} \quad (35.1-1)$$

式中 n_a ——输入轴转速 (r/min);

n_K ——输出轴转速 (r/min);

n ——外啮合齿轮对数。

3.1 相对运动法计算传动比

如果将动轴轮系中的系杆固定就成为一个定轴轮系, 这样就可以用式 (35.1-1) 计算传动比。相对运动法就是对整个动轴轮系加一个与原系杆运动方向相反而大小相等的运动 $-n_H$, 使系杆相对固定, 然后用式 (35.1-1) 来导出动轴轮系的传动比。这个系杆相对静止的机构称为原来动轴轮系的转化机构。转化机构中各构件间的相对运动关系是与原来动轴轮系一样的, 但绝对转速改变了。以图 35.1-1NGW 轮系为例, 它们的转速关系列于表 35.1-2 中。

表 35.1-2 转化机构中构件转速与原转速的关系

构件代号	动轴轮系中的构件转速	转化机构中构件的转速及运动状态
H	n_H	$n_H^H = n_H - n_H = 0$ (静止)
a	n_a	$n_a^H = n_a - n_H$ (定轴转动)
b	n_b	$n_b^H = n_b - n_H$ (定轴转动)
g	n_g	$n_g^H = n_g - n_H$ (定轴转动)

由此该动轴轮系的传动比可计算如下

$$i_{ab}^H = \frac{n_a^H}{n_b^H} = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = -\frac{z_b}{z_a}$$

当 $n_b = 0$, 则 $i_{aH}^b = \frac{n_a}{n_H} = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + i_{ab}^H$ (35.1-2)

当 $n_a = 0$, 则 $i_{bH}^a = \frac{n_b}{n_H} = 1 + \frac{z_a}{z_b} = 1 + i_{ba}^H$ (35.1-3)

当系杆 H 为主动时可得

当 $n_b = 0$, $i_{Ha}^b = \frac{1}{1 + i_{ab}^H}$ (35.1-4)

当 $n_a = 0$, $i_{Hb}^a = \frac{1}{1 + i_{ba}^H}$ (35.1-5)

式中 i_{ab}^H ——表示当系杆相对静止而齿轮 a 为主动、齿轮 b 为从动时的传动比 (余

类推 i_{aH}^b 、 i_{bH}^a 等);

n_a^H ——表示当系杆相对静止时齿轮 a 的转

速 (余类推);

n_a 、 n_b 、 n_H ——动轴轮系中相应构件的实际转速 (r/min);

z_a 、 z_b ——齿轮 a、b 的齿数。

表 35.1-1 中所列的各类型动轴轮系用作行星轮系时的传动比公式列于表 35.1-3 中。

表 35.1-3 常用行星轮系传动比公式

序号	传动类型	转化机构传动比	行星轮系传动比	表内公式号
1	NGW	$i_{ab}^H = -\frac{z_b}{z_a}$	$i_{aH}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}$, $i_{Hb}^a = \frac{1}{1 + \frac{z_b}{z_a}}$	1
		$i_{ba}^H = -\frac{z_a}{z_b}$	$i_{bH}^a = 1 + \frac{z_a}{z_b}$, $i_{Ha}^b = \frac{1}{1 + \frac{z_a}{z_b}}$	2
2	NW	$i_{ab}^H = -\frac{z_c z_b}{z_a z_d}$	$i_{aH}^b = 1 + \frac{z_c z_b}{z_a z_d}$, $i_{Hb}^a = \frac{1}{1 + \frac{z_c z_b}{z_a z_d}}$	3
		$i_{ba}^H = -\frac{z_a z_d}{z_c z_b}$	$i_{bH}^a = 1 + \frac{z_a z_d}{z_c z_b}$, $i_{Ha}^b = \frac{1}{1 + \frac{z_a z_d}{z_c z_b}}$	4
3	WW 和 NN	$i_{ab}^H = \frac{z_c z_b}{z_a z_d}$	$i_{aH}^b = 1 - \frac{z_c z_b}{z_a z_d}$, $i_{Hb}^a = \frac{1}{1 + \frac{z_c z_b}{z_a z_d}}$	5
		$i_{ba}^H = \frac{z_a z_d}{z_c z_b}$	$i_{bH}^a = 1 - \frac{z_a z_d}{z_c z_b}$, $i_{Ha}^b = \frac{1}{1 + \frac{z_a z_d}{z_c z_b}}$	6
4	NG- WN	$i_{ab}^H = -\frac{z_b}{z_a}$	$i_{aH}^b = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right) / \left(1 - \frac{z_b z_d}{z_c z_e}\right)$	7
		$i_{ab}^H = \frac{z_b z_d}{z_c z_e}$		
5	N	$i_{ab}^H = -\frac{z_c z_c}{z_a z_d}$	$i_{aH}^b = \left(1 + \frac{z_c z_c}{z_a z_d}\right) / \left(1 - \frac{z_c z_c}{z_b z_d}\right)$	8
		$i_{ba}^H = \frac{z_c z_e}{z_b z_d}$		
9	N	$i_{ab}^H = i_{cb}^H$	$i_{Hb}^a = -\frac{z_c}{z_b - z_c}$	9
		$= \frac{z_b}{z_c}$		
10	N	$i_{bv}^H = i_{bc}^H$	$i_{Hb}^a = -\frac{z_b}{z_b - z_c}$	10
		$= \frac{z_c}{z_b}$		

注: 1. 表中相应用图见表 35.1-1。

2. 上角标表示机构中的相应固定件代号。

3. 计算所得传动比如为“+”值则主、从构件转向相同, 如为“-”值则主、从构件转向相反。

同样方法可以计算差动轮系的传动比。

例 1

图 35.1-2 是用于合成运动的差动轮系机构。设 $z_a = 23, z_g = 36, z_b = 95, z_1 = 28, z_2 = 115$, 电动机 D_1 和 D_2 的转速均为 735 r/min , 试按不同工作状态求出输出轴的转速 n_H 。

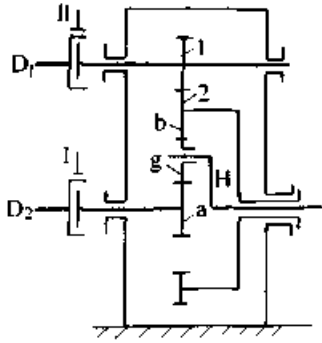


图 35.1-2 合成运动的差动轮系机构简图

解 1) 当制动器 II 制动时, $n_1 = n_2 = n_b = 0$, 其行星轮系传动比为

$$i_{aH}^b = 1 - i_{ab}^H = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{95}{23} = 5.13$$

输出轴转速为

$$n_H = \frac{n_a}{i_{aH}^b} = \frac{735}{5.13} \text{ r/min} = 143.3 \text{ r/min}$$

由于 n_H 为“+”值, 所以 n_H 与 n_a 转向相同。

2) 当制动器 I 制动时, $n_a = 0$, 其行星轮系传动比为

$$i_{bH}^a = 1 - \frac{1}{i_{ab}^H} = 1 + \frac{z_a}{z_b} = 1 + \frac{23}{95} = 1.242$$

定轴轮系传动比 $i_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{115}{28} = -4.107$,

而轮系总传动比为

$$i_{1H}^a = \frac{n_1}{n_H} = i_{12} \cdot i_{bH}^a = (-4.107)(1.242) = -5.1$$

输出轴转速为

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}^a} = \frac{735}{-5.1} \text{ r/min} = -144.1 \text{ r/min}$$

由于 n_H 为“-”值, 所以 n_H 与 n_1 转向相反。

3) 当电动机 D_1 和 D_2 同时回转且转向相反时, 即 $n_a = -735 \text{ r/min}, n_1 = 735 \text{ r/min}$ 。这时

$$n_b = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{735}{-4.107} \text{ r/min} = -179 \text{ r/min}$$

输出轴转速为

$$n_H = \frac{n_a + 4.13n_b}{5.13} = \frac{-735 + 4.13(-179)}{5.13} \text{ r/min}$$

$$= -287.4 \text{ r/min}$$

n_H 与 n_a 转向相同。

4) 当电动机 D_1 和 D_2 同时回转且转向相同时, 即 $n_a = -735 \text{ r/min}, n_b = 179 \text{ r/min}$, 输出轴转速为

$$n_H = \frac{n_a + 4.13n_b}{5.13} = \frac{-735 + 4.13 \times 179}{5.13} \text{ r/min} = 0.832 \text{ r/min}$$

n_H 与 n_a 转向相反。

此例亦可改用一个直流电动机得到无级变速。

例 2

图 35.1-3 是用于汽车后桥分解运动的差动轮系机构。它的功能是将发动机通过传动轴输入的运动分配给左、右两后轮, 试分析汽车直行和以半径 R 转弯时两后轮的转速 n_a, n_b 。

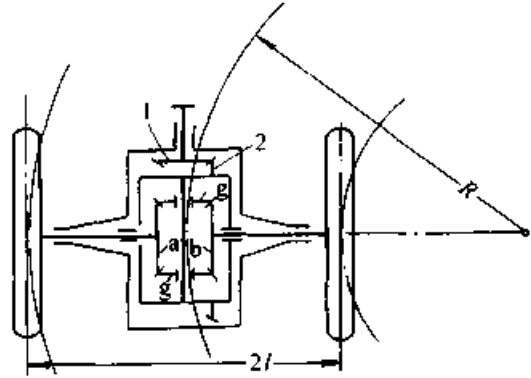


图 35.1-3 分解运动的差动轮系机构简图

解 1) 汽车直线行进时, 两轮转速相等, 即 $n_a = n_b$, 因此行星轮没有自转运动, 此时中心轮 a、b、行星轮 g 和系杆 H 形成一整体运动, 即

$$n_a = n_b = \frac{n_1}{i_{12}} = n_1 \frac{z_1}{z_2}$$

2) 当汽车转弯时, 两轮在同一时间内行驶的距离不相等, 其转速比为

$$\frac{n_a}{n_b} = \frac{R+l}{R-l} \quad (1)$$

又由
$$\frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = -\frac{z_b}{z_a} = -1$$

得
$$n_H = \frac{n_a + n_b}{2} \quad (2)$$

联解式 (1) 和 (2) 得

$$n_a = \frac{R+l}{R} n_H \quad n_b = \frac{R-l}{R} n_H$$

3) 如果轮 b 被卡住不转, 即 $n_b = 0$, 则

$$\frac{n_a - n_H}{-n_H} = -1 \quad \text{得} \quad n_a = 2n_H$$

3.2 矢量法计算传动比

相对运动法计算传动比只能用于平面和平行平面齿轮机构，矢量法可用于空间齿轮机构。

图 35.1-4 是由圆锥齿轮组成的一个空间行星轮系，它的各构件的转速可以用矢量来表示。由于轮 a 是固定的，所以行星轮可看成是绕瞬心 d 回转，这时 Ob 就是行星轮 g 转速 n_g 的矢量；同理 Oa 是行星轮相对于系杆相对转速 n_{gH} 的矢量；ab 是系杆转速 n_H 的矢量，它是由 OO_H 处平移过来的。这样轮系的传动比可以通过矢量合成或分解的三角形法则和齿轮的几何关系来求得。

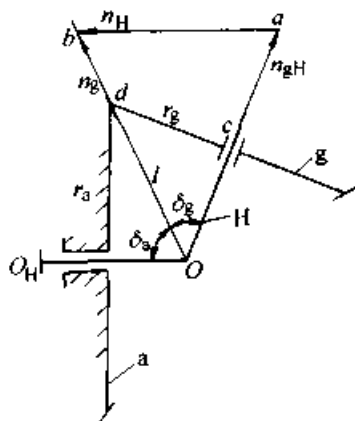


图 35.1-4 空间行星轮系机构简图

例 3

图 35.1-5 是由圆锥齿轮组成的空间行星轮系机构，试确定其传动比 i_{14} 。

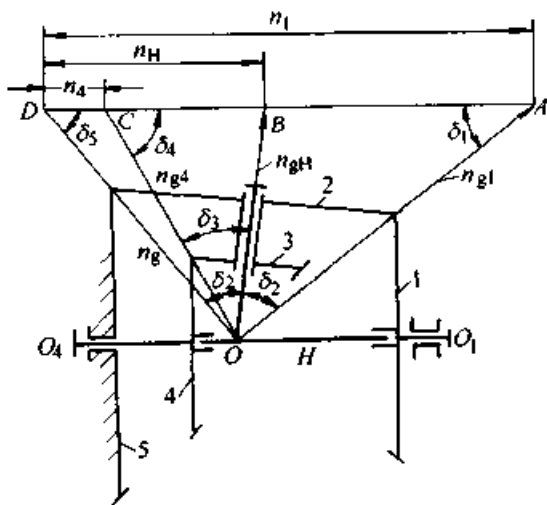


图 35.1-5 3K 型空间齿轮机构简图

解 行星轮 2 和 3 是一刚体，以 n_g 表示其

转速， n_{gH} 表示行星轮相对于系杆的相对转速（余类推）。

- 1) 在图上作出 $n_g = n_{g4} = n_{gH} + n_{g1}$ 等矢量。
- 2) 由矢量加法可知

$$n_g = n_4 + n_{g4} = n_H + n_{gH} = n_1 + n_{g1}$$

由此可知 $\triangle OAD$ 中，AD 是 n_1 的矢量，CD 是 n_4 的矢量，所以

$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{AD}{CD}$$

- 3) 求 i_{14}

由 $\triangle OAB$ 通过正弦定理得

$$\frac{n_1 - n_H}{n_{gH}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

由 $\triangle OCB$ 得

$$\frac{n_H - n_4}{n_{gH}} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_4} = \frac{z_1}{z_4} \quad (2)$$

由 $\triangle OBD$ 得

$$\frac{n_H}{n_{gH}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_5} = \frac{z_2}{z_5} \quad (3)$$

以 (3) 除 (1) 和 (2) 得

$$\frac{n_1 - n_H}{n_H} = \frac{z_5}{z_1} \quad \text{或} \quad \frac{n_1}{n_H} = 1 + \frac{z_5}{z_1} \quad (4)$$

$$\frac{n_H - n_4}{n_H} = \frac{z_3 z_5}{z_2 z_4} \quad \text{或} \quad \frac{n_4}{n_H} = 1 - \frac{z_3 z_5}{z_2 z_4} \quad (5)$$

式 (4) ÷ 式 (5) 得

$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1 + \frac{z_5}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z_5}{z_2 z_4}}$$

4 效率计算

行星轮系齿轮机构的总效率为

$$\eta = \eta_c \eta_z \eta_y \eta_Q$$

- 式中 η ——行星轮系的总效率；
 η_c ——对应于齿轮啮合摩擦损失的效率；
 η_z ——对应于轴承摩擦损失的效率；
 η_y ——对应于搅油损失的效率；
 η_Q ——对应于均载机构或输出机构摩擦损失的效率。

η_z 和 η_y 可参考一般齿轮装置的相关数据确定， η_Q 值目前尚无准确计算方法，一般通过试验确定。

计算行星轮系的效率主要有啮合功率法和力

偏移法。虽然力偏移法比较精确，但计算较烦。啮合功率法虽是一种近似算法，但易于理解和计算，故设计者多采用此法。

啮合功率法是通过转化机构（定轴轮系）的机械效率来求出行星轮系的机械效率，本节仅将常用的行星轮系各计算公式列于表 35.1-4 中，而具体推导过程与理论分析详见有关手册与书籍。

表 35.1-4 常用行星轮系效率计算公式

序传动号类型	传动简图	转化机构传动比范围	传动效率	表内公式号			
1 NGW		$i_{ab}^H = -\frac{z_b}{z_a} < 0$	$\eta_{ab}^b = \frac{1 - \eta^H i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	1			
			$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{\eta^H - i_{ab}^H}$	2			
			$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{1 - \eta^H - i_{ab}^H}$	3			
			$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H - i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	4			
2 WW		$0 < i_{ab}^H < 1$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H - i_{ab}^H}{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}$	5			
		$i_{ab}^H > 1$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{\eta^H - i_{ab}^H}$	6			
		$0 < i_{ab}^H < 1$	$\eta_{ab}^b = \frac{1 - i_{ab}^H}{1 - \eta^H i_{ab}^H}$	7			
		$i_{ab}^H > 1$	$\eta_{ab}^b = \frac{1 - \eta^H i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	8			
		$i_{ab}^H > 1$	$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H - i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	9			
		$i_{ab}^H > 1$	$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{1 - \eta^H i_{ab}^H}$	10			
		$0 < i_{ab}^H < 1$	$\eta_{ab}^a = \frac{1 - i_{ab}^H}{\eta^H - i_{ab}^H}$	11			
		$0 < i_{ab}^H < 1$	$\eta_{ab}^a = \frac{1 - \eta^H i_{ab}^H}{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}$	12			
		3 NW		$i_{ab}^H = -\frac{z_b z_c}{z_d z_a}$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{\eta^H - i_{ab}^H}$	13	
					$\eta_{ab}^a = \frac{1 - \eta^H i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	14	
					$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{1 - i_{ab}^H}$	15	
					$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H - i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	16	
4 NZ					$i_{ab}^H = \frac{z_b z_c}{z_d z_a}$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}{i_{ab}^H - \eta^H}$	17
						$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - 1}$	18
						$\eta_{ab}^a = \frac{i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - \eta^H}$	19
						$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}$	20
5 NZ					$i_{ab}^H = \frac{z_b z_c}{z_d z_a}$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}{i_{ab}^H - \eta^H}$	21
						$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - 1}$	22
						$\eta_{ab}^a = \frac{i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - \eta^H}$	23
						$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}$	24
		$\eta_{ab}^b = \frac{1 - i_{ab}^H}{1 - \eta^H i_{ab}^H}$	25				
		$\eta_{ab}^b = \frac{1 - i_{ab}^H}{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}$	26				
		$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{1 - \eta^H i_{ab}^H}$	27				
		$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H - i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	28				

续表 35.1-4

序传动号类型	传动简图	转化机构传动比范围	传动效率	表内公式号
3 NW		$i_{ab}^H < 0$ $i_{ba}^H < 0$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{\eta^H - i_{ab}^H}$	13
			$\eta_{ab}^a = \frac{1 - \eta^H i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	14
			$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{1 - i_{ab}^H}$	15
			$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H - i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	16
4 NZ		$1 < i_{ab}^H < 2$ $i_{ab}^H > 2$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}{i_{ab}^H - \eta^H}$	17
			$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - 1}$	18
			$\eta_{ab}^a = \frac{i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - \eta^H}$	19
			$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}$	20
5 NZ		$i_{ab}^H = \frac{z_b z_c}{z_d z_a}$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}{i_{ab}^H - \eta^H}$	21
			$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - 1}$	22
			$\eta_{ab}^a = \frac{i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - \eta^H}$	23
			$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}$	24
			$\eta_{ab}^b = \frac{1 - i_{ab}^H}{1 - \eta^H i_{ab}^H}$	25
			$\eta_{ab}^b = \frac{1 - i_{ab}^H}{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}$	26
			$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H (1 - i_{ab}^H)}{1 - \eta^H i_{ab}^H}$	27
			$\eta_{ab}^a = \frac{\eta^H - i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	28

超星阅读 请尊重知识产权!

续表 35.1-4

序传动号	传动类型	传动简图	转化机构传动比范围	传动效率	表内公式号
6	N		$1 < i_{ab}^H < 2$ $i_{ab}^H > 2$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H(1 - i_{ab}^H)}{\eta^H - i_{ab}^H}$	29
			$1 < i_{ab}^H < 2$ $i_{ab}^H > 2$	$\eta_{ab}^b = \frac{1 - \eta^H i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H}$	30
			$i_{ab}^H > 1$	$\eta_{ab}^b = \frac{i_{ab}^H - 1}{i_{ab}^H - \eta^H}$	31
			$i_{ab}^H > 1$	$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H i_{ab}^H - 1}{\eta^H (i_{ab}^H - 1)}$	32

注：1. η_{ab}^b 表示齿轮 b 固定，齿轮 a 主动，系杆 H 从动时的传动效率（余类推）。

2. η^H 表示转化机构的传动效率，也就是相当于定轴轮系的传动效率，一般可取 $\eta^H = 0.96 \sim 0.98$ 。

下面对传动效率与传动比间的关系作一初步分析。

图 35.1-6 是 2K-H 行星轮系几条典型的效率与传动比间的关系曲线。曲线 I 表示 $i_{ab}^H > 1$ 的正号机构，曲线 II 表示 $0 < i_{ab}^H < 1$ 的正号机构，曲线 III 表示 $i_{ab}^H < 0$ 的负号机构，虚线表示转化机构（即定轴轮系）的传动效率 η^H 。从图中可以看出正号机构的效率较低，当 i_{ab}^H 趋近于 1 时，效率急剧下降。负号机构效率较高，所以，如无特殊需要，在工程上一般多用负号机构的行星传动。

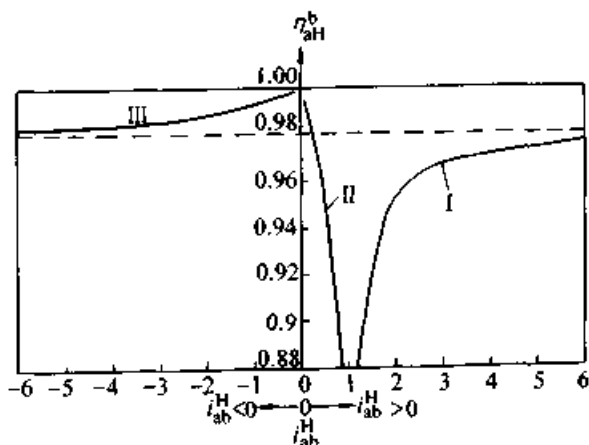


图 35.1-6 2K-H 行星轮系的传动效率

差动轮系的效率一般可以表示为输出功率 (P_B) 和输入功率 (P_A) 之比，即

$$\eta = \frac{\text{输出功率}}{\text{输入功率}} = - \frac{\sum P_B}{\sum P_A} \quad (35.1-6)$$

例 4

如图 35.1-7 的 2K-H 型正号机构行星轮系，设已知 $z_a = 99$, $z_g = z_g' = 25$, $z_b = 100$ ，系杆 H 为主动，转化机构的效率为 $\eta^H = 0.98$ ，试确定其传动效率。

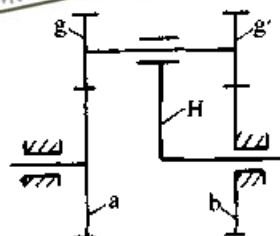


图 35.1-7 2K-H 型正号机构行星轮系简图

解 因 $i_{ab}^H = (-1)^2 \frac{z_b z_g}{z_a z_g} = \frac{100}{99} > 1$ ，故应

用表 35.1-4 中式 (6)，即

$$\eta_{ab}^b = \frac{\eta^H(1 - i_{ab}^H)}{\eta^H - i_{ab}^H} = \frac{0.98(1 - \frac{100}{99})}{0.98 - \frac{100}{99}} = 0.329$$

该轮系如果改为齿轮 a 主动，则用表 35.1-4 中式 (8) 得

$$\eta_{ab}^b = \frac{1 - \eta^H i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H} = \frac{1 - 0.98 \times \frac{100}{99}}{1 - \frac{100}{99}} = -1 < 0$$

计算结果说明机构是自锁的，齿轮 a 不能用作主动轮。即使系杆 H 作主动时，其效率 η_{ab}^b 也比较低，如果要提高效率，可以改变齿轮齿数提高 i_{ab}^H 值。

例 5

设 2K-H 类型中 NGW 负号机构用作差动轮系，已知 $i_{ab}^H = -3$, $\eta^H = 0.97$, $n_b = 1700 \text{ r/min}$, $n_H = 1200 \text{ r/min}$ ，系杆负载力（转）矩 $T_H = -4000 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，试确定该差动轮系效率。

解 该差动轮系有三个基本构件，必须求出这三个基本构件的转速及承受的力矩，才能用式 (35.1-6) 求出其效率。

1) 运动分析

$$i_{ab}^H = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = -3 \text{ 将已知 } n_b \text{ 和 } n_H \text{ 代入可}$$

得

$n_a = -300 \text{ r/min}$ 说明齿轮 a 转向与齿轮 b 及系杆 H 相反。

2) 力矩计算 应用轮系处于稳定运动状态

三个外力矩应保持平衡的条件 $T_a + T_b + T_H = 0$ 和转化机构方法可以得到计算力矩的公式

$$T_a = \frac{T_H}{i_{ab}^H/\eta^H - 1} = \frac{-4\,000}{(-3/0.97) - 1} \text{ N}\cdot\text{m} = 977.3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_b = -i_{ab}^H \frac{1}{\eta^H} T_a = -(-3) \frac{1}{0.97} \times 977.3 \text{ N}\cdot\text{m} = 3\,022.6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

3) 功率计算

$$P_a = \frac{T_a n_a}{9\,550} = \frac{977.3 \times (-300)}{9\,550} \text{ kW} = -30.7 \text{ kW}$$

$$P_b = \frac{T_b n_b}{9\,550} = \frac{3\,022.6 \times 1\,700}{9\,550} \text{ kW} = 538.1 \text{ kW}$$

$$P_H = \frac{T_H n_H}{9\,550} = \frac{-4\,000 \times 1\,200}{9\,550} \text{ kW} = -502.6 \text{ kW}$$

计算结果说明齿轮 b 上是输入功率，齿轮 a 和系杆上是输出功率。

4) 效率计算 由式 (35.1-6) 得

$$\eta = -\frac{\sum P_B}{\sum P_A} = -\frac{-(30.7 + 502.6)}{538.1} = 0.99$$

以上结果表明，这种差动轮系的效率是很高的。

5 齿数的确定

为了提高行星轮系装置的承载能力和减小传动装置的尺寸和重量等，往往采用对称布置的多个行星轮，由此在设计时需要解决一些特殊问题，一般在确定各齿轮的齿数时，要考虑如下几个问题。

5.1 传动比条件

所设计的行星轮系必须能实现给定的传动比，各种类型行星轮系的传动比与齿数的关系，见表 35.1-3。

5.2 邻接条件

为使相邻两个行星轮的齿顶圆不互相碰撞，必须保证它们齿顶之间在连心线上至少有 $\frac{m}{2}$ 的空隙 (m —— 模数)，这就是邻接条件。由图 35.1-8 可得

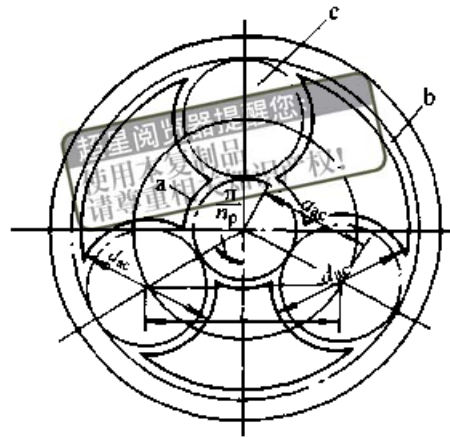


图 35.1-8 邻接条件

$$d_{ac} < 2a_{ac} \sin \frac{\pi}{n_p} \quad (35.1-7)$$

式中 n_p —— 行星轮个数；

a_{ac} —— 中心轮 a 与行星轮 c 的中心距；

d_{ac} —— 行星轮齿顶圆直径。

将齿轮参数代入式 (35.1-7) 后可得

$$z_c < \frac{z_a \sin \frac{\pi}{n_p} - 2h_a^*}{1 - \sin \frac{\pi}{n_p}} \quad (35.1-8)$$

此式是根据标准齿轮顶圆半径推导的，若采用变位齿轮，则应考虑顶圆半径的变化。

5.3 同心条件

对于 2K-H 和 3K 类行星传动，三个基本构件的旋转轴线必须重合于主轴线，即由中心轮和行星轮组成的所有齿轮副的实际中心距必须相等，称之同心条件，不同传动类型的同心条件列于表 35.1-5 中。

表 35.1-5 常用行星轮系的同心条件

序号	传动类型	模数条件	同心条件
1	NGW		$z_a + z_c = z_b - z_r$
2	NW	模数相等时	$z_a + z_c = z_b - z_d$
		模数不等时	$m_{r(a-c)}(z_a + z_c) = m_{r(d-b)}(z_b - z_d)$
3	WW	模数相等时	$z_a + z_c = z_b + z_d$
		模数不等时	$m_{r(a-c)}(z_a + z_c) = m_{r(d-b)}(z_b + z_d)$
4	NN	模数相等时	$z_a - z_c = z_b - z_d$
		模数不等时	$m_{r(a-c)}(z_a - z_c) = m_{r(d-b)}(z_b - z_d)$

续表 35.1-5

序号	传动类型	模数条件	同心条件
5	NGWN	模数相等时	$z_a + 2z_c = z_b$ $z_b - z_c = z_c - z_d$
		模数不等时	$z_a + 2z_c = z_b$ $m_{(a-c)}(z_b - z_c) = m_{(d-c)}(z_c - z_d)$

注:1. 表中公式用于标准齿轮副、高变位齿轮副或等啮合角变位齿轮副。对于其他变位齿轮副,只要两啮合齿轮副的实际中心距离相等即可。

2. $m_{(a-c)}$ 、 $m_{(d-b)}$ 和 $m_{(d-c)}$ 是相应齿轮副的端面模数。

5.4 装配条件

在行星轮系中,几个行星轮能对称装入并保证与中心轮正确啮合应具备的齿数关系,称为装配条件。各传动类型的关系式列于表 35.1-6 中。

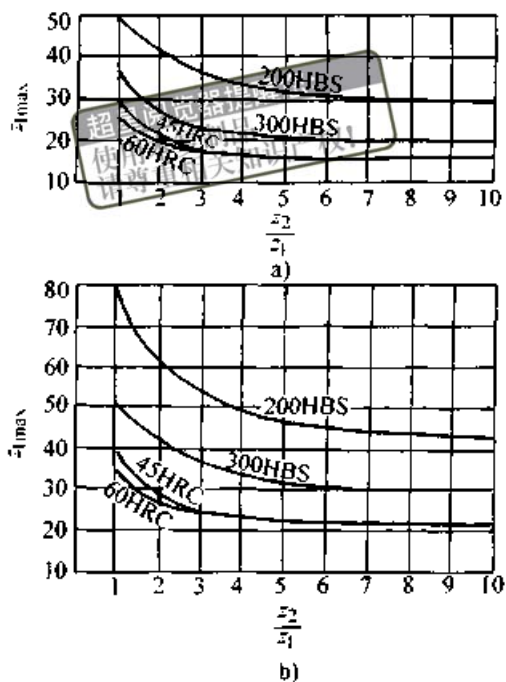
表 35.1-6 常用行星轮系的装配条件

序号	传动类型	装配条件	说明
1	NGW	$M = \frac{z_a + z_b}{n_p} = \text{整数}$	1. 所列装配条件对变位和非变位传动均适用 2. S 为双联行星轮 z_c 和 z_d 的公因子,即 $z_c = Sz_c^*$, $z_d = Sz_d^*$ 3. 更具体的以及加工时应注意事项可参考其他专著
2	NW	$M = \frac{z_a z_d + z_b z_c}{S n_p} = \text{整数}$	
3	WW NN	$M = \frac{z_a z_d - z_b z_c}{S n_p} = \text{整数}$	
4	NGWN	同 NGW 型 $M = \frac{z_c z_d - z_b z_c}{S n_p} = \text{整数}$	

5.5 其他有关条件

行星轮系中小齿轮的最小齿数 $z_{1\min}$ 对于硬度小于 350HBS 的软齿面,推荐 $z_{1\min} \geq 17$; 硬度大于 350HBS 的硬齿面,推荐 $z_{1\min} \geq 12$ 。

小齿轮的最多齿数 $z_{1\max}$ 应保证齿轮有足够的弯曲强度。图 35.1-9 是根据接触与弯曲等强度条件推荐的 $z_{1\max}$ 值。

图 35.1-9 小齿轮的最大齿数 $z_{1\max}$

a) 一般齿轮 b) 高速齿轮

图中的硬度值是大齿轮的最低硬度,小齿轮的硬度等于或大于大齿轮的硬度。

高速重载传动中,各啮合齿轮的齿数之间应无公约数,以利于提高工作平稳性。表 35.1-7 是按常用的优先数系列传动比设计的 NGW 型传动的齿数表。

例 6

已知 2K-H 类型中 NGW 负号机构的 $i_{aH}^b = 3.6$, $n_p = 3$, 齿轮均采用标准齿轮,试选择齿轮 a、b 和 c 的齿数。

解 1) 满足装配条件

$$\text{由 } i_{aH}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a} = \frac{z_a + z_b}{z_a} = 3.6 \text{ 得}$$

$$z_a + z_b = 3.6z_a$$

$$\text{由 } M = \frac{z_a + z_b}{n_p} = \frac{3.6z_a}{3} = 1.2z_a$$

当 z_a 是 5 的倍数时 M 为整数,如取 $z_a = 25$ 则

$$M = 1.2 \times 25 = 30$$

2) 满足传动比条件

$$z_b = z_a(3.6 - 1) = 25(3.6 - 1) = 65$$

3) 满足同心条件

$$z_c = \frac{z_b - z_a}{2} = \frac{65 - 25}{2} = 20$$

4) 满足邻接条件

表 35.1-7 NGW 型行星齿轮传动的齿数组合

i = 2.8										i = 3.15																			
n _p = 3					n _p = 4					n _p = 5					n _p = 3					n _p = 4					n _p = 5				
z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}
32	13	58	2.812 5	2.787 9	33	13	59	2.787 9	2.812 5	32	13	58	2.812 5	2.787 9	25	14	53	3.120 0	3.130 4	23	13	49	3.130 4	3.120 0	22	13	48	3.181 8	3.130 4
41	16	73	2.780 5	2.810 8	37	15	67	2.810 8	2.820 5	39	16	71	2.820 5	2.810 8	29	16	61	3.103 4	3.172 4	29	17	63	3.172 4	3.103 4	29	16	61	3.103 4	3.172 4
43	17	77	2.790 7	2.790 7	43	17	77	2.790 7	2.790 7	43	17	77	2.790 7	2.790 7	31	18	67	3.161 3	3.151 5	33	19	71	3.151 5	3.161 3	31	18	67	3.161 3	3.151 5
47	19	85	2.808 5	2.808 5	47	19	85	2.808 5	2.808 5	45	19	84	2.826 1	2.816 9	32	19	70	3.187 5	3.135 1	37	21	79	3.135 1	3.187 5	37	21	79	3.135 1	3.187 5
49	20	89	2.876 3	2.792 5	53	21	95	2.792 5	2.812 5	64	26	116	2.812 5	2.812 5	35	20	75	* 3.142 9	3.122 0	41	23	87	3.122 0	3.142 9	41	24	89	3.170 7	3.122 0
58	23	104	2.793 1	2.779 7	59	23	105	2.779 7	2.816 9	71	29	129	2.816 9	2.816 9	37	21	79	3.135 1	3.162 8	43	25	93	3.162 8	3.135 1	35	20	75	* 3.142 9	3.162 8
62	25	112	2.806 5	2.806 0	67	27	121	2.806 0	2.784 8	79	31	141	2.784 8	2.784 8	40	23	86	3.150 0	3.169 8	53	31	115	3.169 8	3.150 0	54	31	116	3.148 1	3.169 8
65	26	117	* 2.800 0	2.816 9	89	36	161	2.816 9	2.809 0	89	36	161	2.809 0	2.809 0	44	25	94	3.136 4	3.164 2	67	39	145	3.164 2	3.136 4	55	32	119	3.163 6	3.164 2
73	29	131	2.794 5	2.784 8	104	41	186	2.784 8	2.788 5	104	41	186	2.788 5	2.788 5	53	31	115	3.169 8	3.154 9	71	41	153	3.154 9	3.169 8	67	38	143	* 3.134 3	3.154 9
75	30	135	* 2.800 0	2.814 8	118	47	212	2.814 8	2.796 6	118	47	212	2.796 6	2.796 6	55	32	119	3.163 6	3.146 7	75	43	161	3.146 7	3.163 6	79	46	171	3.164 6	3.146 7
77	31	139	2.805 2	2.786 5	121	49	219	2.786 5	2.809 9	121	49	219	2.809 9	2.809 9	67	38	143	3.134 3	3.139 2	79	45	169	3.139 2	3.134 3	86	49	184	3.139 5	3.134 3
92	37	166	2.804 3	2.804 1	132	53	238	2.804 1	2.803 0	132	53	238	2.803 0	2.803 0	70	41	152	3.171 4	3.160 5	81	47	175	3.160 5	3.171 4	89	51	191	3.646 1	3.160 5
118	47	212	2.796 6	2.796 7	146	59	264	2.809 9	2.808 2	146	59	264	2.808 2	2.808 2	74	43	160	3.162 2	3.152 9	85	49	183	3.152 9	3.162 2	92	53	198	3.152 2	3.152 9
				2.796 7	154	61	276	2.796 7	2.792 2	154	61	276	2.792 2	2.792 2	82	47	176	3.146 3	3.134 0	97	55	207	3.134 0	3.146 3	98	57	212	3.163 3	3.134 0
				2.808 5	161	64	289	2.808 5	2.795 0	161	64	289	2.795 0	2.795 0	86	49	184	3.139 5	3.140 5	121	69	259	3.140 5	3.139 5	121	69	269	3.140 5	3.140 5
				2.797 4	168	67	302	2.797 4	2.797 6	168	67	302	2.797 6	2.797 6	97	56	209	3.154 6	3.154 5	123	71	265	3.154 5	3.154 6	83	47	177	3.132 5	3.154 6

i = 3.55																													
n _p = 3					n _p = 4					n _p = 5					n _p = 3					n _p = 4					n _p = 5				
z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	i _{ah}
22	17	56	3.545 5	3.478 3	23	17	57	3.478 3	3.478 3	20	19	58	3.900 0	3.913 0	23	22	67	3.913 0	3.913 0	18	17	52	3.913 0	3.913 0	18	17	52	3.888 9	3.913 0
25	19	63	* 3.520 0	3.526 0	25	19	63	3.526 0	3.583 3	22	23	68	4.090 9	4.116 1	25	27	79	4.116 1	4.116 1	22	23	68	4.116 1	4.090 9	22	23	68	4.090 9	4.116 1
29	22	73	3.517 2	3.586 2	29	23	75	3.586 2	* 3.538 5	23	22	67	3.913 0	3.913 0	27	29	85	4.148 1	4.148 1	23	22	67	4.148 1	3.913 0	23	22	67	3.913 0	4.148 1
32	25	82	3.562 5	3.515 2	33	25	83	3.515 2	* 3.555 6	26	25	76	3.923 1	3.923 1	29	31	91	4.137 9	4.137 9	24	25	74	4.137 9	3.923 1	24	25	74	4.083 3	4.137 9
37	29	95	3.567 5	3.567 6	37	29	95	3.567 6	3.517 2	28	27	82	3.928 6	3.928 6	31	33	97	4.129 0	4.129 0	26	25	76	4.129 0	3.923 1	26	25	76	3.923 1	4.129 0
41	32	105	* 3.560 9	* 3.555 6	45	35	115	* 3.555 6	3.548 4	29	28	85	3.931 0	3.931 0	33	32	97	3.931 0	3.931 0	28	27	82	3.931 0	3.928 6	28	27	82	3.928 6	3.931 0
46	35	116	3.521 7	3.574 5	47	37	121	3.574 5	* 3.555 6	36	28	92	3.937 5	3.937 5	32	31	94	3.937 5	3.937 5	37	39	115	3.937 5	3.937 5	29	31	91	4.137 9	3.937 5

续表 35.1-7

i = 3.55											
n _p = 3				n _p = 4				n _p = 5			
z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b
47	37	121	3.574 5	53	41	135	3.547 2	37	28	93	3.513 5
48	37	122	*3.541 7	55	43	141	3.563 6	43	33	109	2.534 9
49	38	125	3.551 0	61	47	155	3.541 0	46	35	116	3.521 7
52	41	134	3.576 9	69	53	175	3.536 2	48	37	122	3.541 7
56	43	142	3.535 7	73	57	187	3.561 6	54	41	136	3.518 5
61	47	155	3.541 0	77	59	195	3.532 5	73	57	187	3.561 6
73	56	185	3.534 2	79	61	201	3.544 3	76	59	194	3.552 6
76	59	194	3.552 6	83	65	213	3.566 3	79	61	201	3.544 3
86	67	220	3.558 1	87	67	221	3.540 2	82	63	208	3.536 6

i = 4											
n _p = 3				n _p = 4				n _p = 5			
z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b
47	37	121	4.102 6	31	33	97	3.947 4	39	41	121	4.102 6
48	37	122	4.093 0	33	32	97	3.954 5	43	45	133	4.093 0
49	38	125	4.044 4	38	37	112	4.085 1	45	46	137	4.044 4
52	41	134	4.085 1	39	41	121	3.960 0	47	49	145	4.085 1
56	43	142	4.040 8	48	47	142	3.964 3	49	50	149	4.040 8
61	47	155	4.072 7	41	40	121	3.966 1	55	57	169	4.072 7
73	56	185	4.070 2	58	57	172	3.967 7	57	59	175	4.070 2
76	59	194	4.065 6	63	62	187	3.970 6	61	63	187	4.065 6
86	67	202	4.059 7	68	67	202	3.973 0	67	69	205	4.059 7

i = 4.5											
n _p = 3				n _p = 4				n _p = 5			
z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b
17	22	61	4.588 2	17	21	59	4.470 6	16	23	62	4.875 0
19	23	65	4.421 1	19	23	65	4.421 1	17	25	67	4.941 2
23	28	79	4.434 8	21	26	73	4.476 2	19	29	77	5.052 6
25	32	89	4.560 0	23	29	81	4.521 7	20	31	82	5.100 0
26	33	92	4.538 5	25	31	87	4.480 0	23	34	91	4.956 5
28	35	98	4.500	27	34	95	4.518 4	28	41	110	4.928 6
31	39	109	4.516 1	33	41	115	4.484 8	31	47	125	5.032 3
35	43	121	4.457 1	35	43	121	4.457 1	40	59	158	4.950 0
37	45	127	4.432 4	41	51	143	4.487 8	44	67	178	5.045 5
41	52	145	4.536 6	47	59	165	4.510 6	47	70	137	4.978 7
52	65	182	4.500 0	49	61	171	4.489 8	52	77	206	4.961 5
53	67	187	4.528 3	50	62	174	4.480 0	55	83	221	5.018 2
59	73	205	4.474 6	53	67	187	4.528 3	56	85	226	5.035 7
61	77	215	4.524 6	59	73	205	4.474 6	59	88	235	4.983 1
68	85	238	4.500 0	61	77	215	4.524 6	64	95	254	4.968 8
71	88	247	4.478 9	71	89	249	4.507 0	65	97	259	4.984 6

i = 5.6											
n _p = 3				n _p = 4				n _p = 5			
z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b	z _a	z _c	z _b	i _{ah} ^b
13	23	59	5.538 5	13	23	59	5.538 5	13	23	59	5.538 5
14	31	76	5.574 4	14	25	64	5.574 4	14	25	64	5.574 4
16	35	86	5.625 0	16	29	74	5.625 0	16	29	74	5.625 0
17	37	91	5.647 1	17	31	79	5.647 1	17	31	79	5.647 1
19	41	101	5.684 2	19	35	89	5.684 2	19	35	89	5.684 2
20	43	106	5.700 0	20	37	94	5.700 0	20	37	94	5.700 0
22	47	116	5.727 3	22	41	104	5.727 3	22	41	104	5.727 3
23	49	121	5.586 2	23	43	109	5.586 2	23	43	109	5.586 2
25	54	133	5.612 9	25	47	121	5.612 9	25	47	121	5.612 9
26	55	136	5.550 0	26	49	127	5.550 0	26	49	127	5.550 0
28	59	146	5.561 0	28	53	139	5.561 0	28	53	139	5.561 0
31	66	163	5.590 9	31	61	163	5.590 9	31	61	163	5.590 9
35	76	187	5.608 7	35	76	187	5.608 7	35	76	187	5.608 7
37	80	197	5.617 0	37	80	197	5.617 0	37	80	197	5.617 0
41	88	217	5.640 0	41	88	217	5.640 0	41	88	217	5.640 0
47	100	247	5.653 8	47	100	247	5.653 8	47	100	247	5.653 8

续表 35.1-7

z_a	$i=7.1$					$i=8$					$i=9$					$i=10$					$i=11.2$					$i=12.5$							
	$n_p=3$					$n_p=3$					$n_p=3$					$n_p=3$					$n_p=3$					$n_p=3$							
	z_c	z_b	i_{d1}^b	z_a	z_c	z_b	i_{d1}^b	z_a	z_c	z_b	i_{d1}^b	z_a	z_c	z_b	i_{d1}^b	z_a	z_c	z_b	i_{d1}^b	z_a	z_c	z_b	i_{d1}^b	z_a	z_c	z_b	i_{d1}^b	z_a	z_c	z_b	i_{d1}^b	z_a	z_c
13	32	77	6.923 1	13	38	89	7.846 2	14	49	112	9.000 0	13	53	119	10.153 8	14	61	136	10.714 3	13	71	155	12.923 1										
14	37	88	7.285 7	14	43	100	8.142 9	16	56	128	* 9.000 0	14	58	130	10.285 7	16	71	158	10.875 0	14	73	160	12.428 6										
16	41	98	7.125 0	16	47	110	7.875 0	17	58	133	8.823 6	16	65	146	10.125 0	16	74	164	11.250 0	16	83	182	12.375 0										
17	43	103	7.058 8	17	49	115	7.764 7	19	68	155	9.157 9	17	67	151	9.882 4	17	76	169	* 10.941 2	16	86	188	* 12.750 0										
19	50	119	7.263 2	17	52	121	8.117 6	20	70	160	* 9.000 0	19	77	173	10.105 3	17	79	175	11.294 1	17	88	193	12.352 9										
20	51	122	7.100 0	20	61	142	8.100 0	22	77	176	9.000 0	20	79	178	9.900 0	19	86	191	11.052 6	19	98	215	12.315 8										
22	56	134	* 7.090 9	22	65	152	7.909 1	23	82	187	9.130 4	22	89	200	10.090 9	20	91	202	11.100 0	20	106	232	* 12.600 0										
23	58	139	7.043 5	26	79	184	8.076 9	25	89	203	9.120 0	23	91	205	9.913 0	22	101	224	11.181 8	22	116	254	* 12.545 5										
26	67	160	7.153 8	28	83	194	7.928 6	26	91	208	9.000 0	25	98	221	9.840 0	23	106	235	11.217 4	23	113	259	12.260 9										
28	71	170	7.071 4	29	88	205	8.069 0	28	98	224	* 9.000 0	26	103	232	9.923 1	26	121	268	11.307 7	23	121	265	12.521 7										
29	73	175	7.034 5	31	92	215	7.935 5	29	102	233	9.034 5	28	113	254	10.071 4	28	125	278	10.928 6	25	131	287	12.480 0										
35	91	217	7.200 0	32	97	226	8.062 5	31	108	247	8.967 7	29	115	259	9.931 0	28	128	284	* 11.142 9	26	135	298	12.461 5										
38	97	232	7.105 3	34	101	236	7.941 2	32	112	256	* 9.000 0	29	118	265	10.137 9	29	130	289	10.965 5	26	139	304	12.692 3										
41	106	253	7.170 7	35	106	247	8.057 1	34	119	272	9.000 0	31	122	275	9.871 0	29	133	295	11.172 4	28	147	322	* 12.500 0										
46	119	284	7.173 9	40	119	278	7.950 0	35	121	277	8.914 3	32	130	292	* 10.125 0	31	143	317	11.225 8	29	153	335	12.551 7										
47	121	289	7.148 9	41	124	289	8.048 8	37	128	293	8.918 9	34	144	302	* 9.882 4					31	163	257	12.516 1										

注：1. 表中齿数满足装配条件、同心条件和邻接条件，且 $\frac{z_a}{z_c}$ 、 $\frac{z_b}{z_c}$ 、 $\frac{z_a}{z_c}$ 及 $\frac{z_b}{z_c}$ 为无公约数（带“*”者除外），以提高传动平稳性。
 2. 本表可直接用于非变位、高变位和等角变位。（ $\alpha'_{ac} = \alpha'_{cb}$ ）当采用不等角变位（ $\alpha'_{ac} > \alpha'_{cb}$ ）时，应将表中的 z_c 值适当减少 1~2 齿，以适应变位需要。

3. 当齿数少于 17 且不允许根切时，应进行变位。

4. 表中 i 为名义传动比，其所对应的不同齿数组合应根据齿根强度条件选择。

5. i_{d1}^b 为实际传动比。



$$\frac{z_a \sin \frac{\pi}{n_p} - 2h_a^*}{1 - \sin \frac{\pi}{n_p}} = \frac{25 \sin \frac{180^\circ}{3} - 2}{1 - \sin \frac{180^\circ}{3}} = 146.7 > z_g = 20$$

从此例可以看出,可以得到多种结果,也可参考表 35.1-7 选出最靠近的值。

6 齿轮的变位方法

在渐开线行星轮系中,变位齿轮被广泛采用,尤其是角度变位对提高直齿轮的承载能力和使用寿命有显著效果。

6.1 高度变位

主要目的在于避免根切,以及使齿轮副的滑动系数或弯曲强度大致相等。在进行高度变位时,通常使外啮合齿轮副中的小齿轮正变位,大齿轮负变位,内齿轮和与其相啮合的外齿轮变位系数相同。各齿轮变位系数的关系如下:

当 $i_{aH}^b < 4$ 时,太阳轮负变位,行星轮和内

齿轮均为正变位,其变位系数为

$$-x_{na} = x_{nc} = x_{nb} \quad (35.1-9)$$

当 $i_{aH}^b > 4$ 时,太阳轮正变位,行星轮和内齿轮均为负变位,其变位系数为

$$x_{na} = -x_{nc} = -x_{nb} \quad (35.1-10)$$

式中 x_{na} 、 x_{nc} 、 x_{nb} ——太阳轮、行星轮、内齿轮的变位系数。可用线图法或封闭图法来确定。

采用高度变位可以改善行星齿轮传动的性能,但有一定的局限性。为了充分发挥行星齿轮传动的特点,角度变位的应用更为广泛。

6.2 角度变位

如图 35.1-10 所示,NGW 型传动角度变位后, a-c 啮合副的端面啮合角为 α'_{tac} , c-b 啮合副的端面啮合角为 α'_{tcb} 。其角度变位方法有两种,一种是使 $\alpha'_{tac} = \alpha'_{tcb}$, 另一种是使 $\alpha'_{tac} > \alpha'_{tcb}$ 。

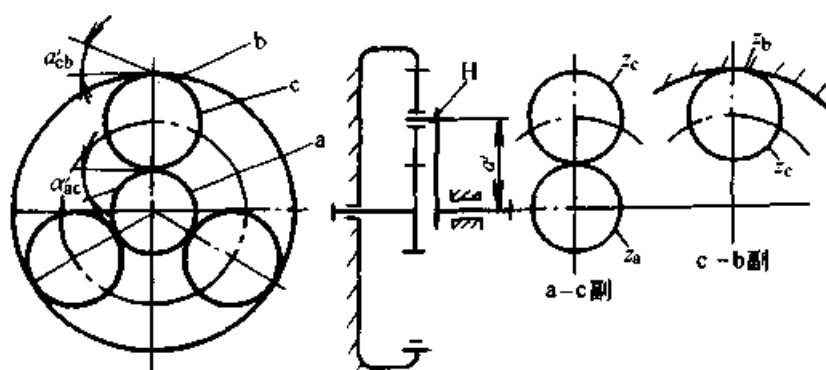


图 35.1-10 NGW 型传动角度变位

(1) $\alpha'_{tac} = \alpha'_{tcb}$ 的正角度变位

采用这种方法时各齿轮的齿数关系不变,即 $z_a + z_c = z_b - z_c$ 。各齿轮变位系数的关系为

$$x_{ab} = x_{na} + 2x_{nc} \quad (35.1-11)$$

使用这种变位方法时, a-c 啮合的总变位系数不宜过大。

对于直齿的 NGW 型传动,当 $z_a < z_c$ 时,推荐取 $x_a = x_c = 0.5$ 。这时节点位于双齿对啮合区,由接触强度所限制的承载能力最大,且大齿轮和小齿轮的弯曲强度接近相等。

(2) $\alpha'_{tac} > \alpha'_{tcb}$ 的角度变位

NGW 型传动外啮合 (a-c 副) 可采用大啮

合角的正角变位传动,而 c-b 啮合副则可采用高度变位或较小啮合角的角度变位。这种变位方法是在保持太阳轮和内齿轮齿数不变,而将行星轮齿数减少 0.5~1.5 个的情况下,根据同心条件来实现的。采用这种角度变位的结果可以最大限度地提高受 a-c 啮合副接触强度限制的 NGW 型传动的承载能力。同时又可避免内齿轮变位系数过大而降低其弯曲强度。

通常取 $\alpha'_{tac} = 22^\circ \sim 25^\circ$, $\alpha'_{tcb} = 17^\circ \sim 20^\circ$ 。当传动比 $i_{aH}^b \leq 5$ 时,推荐 $\alpha'_{tac} = 24^\circ \sim 25^\circ$, $\alpha'_{tcb} = 20^\circ$ 。

(3) 采用 $\alpha'_{tac} > \alpha'_{tcb}$ 的角度变位对提高传动

质量的效果。

1) 提高了传动装置的承载能力 根据分析和实验结果表明, 当 α'_{ac} 在 25° 左右时, NGW 型传动的接触和弯曲强度均提高 20% 左右。

2) 提高了抗胶合和抗磨损能力。

3) 按本章推荐的变位系数选择方法和啮合角范围, 通过计算表明, 可以保证重合度 $\Sigma_o \geq 1.2$, 齿顶厚度 $s_a \geq 0.4 m$ 。

4) 在某些场合下, 采用这种角度变位方法, 可扩大齿数选择范围, 便于满足传动比要求。

5) 有利于行星轮间载荷均匀分配。由于啮合角 $\alpha'_{ac} > \alpha'_{cb}$, 则太阳轮与行星轮啮合的径向力较大, 有利于太阳轮和行星架浮动, 可提高均载效果。

7 承载能力计算要点

行星齿轮传动的齿轮强度计算可采用定轴齿轮传动的有关计算公式, 但需要考虑行星传动的结构特点(多行星轮)和运动特点(行星轮既有自转又有公转)。在一般条件下, NGW 型行星齿轮传动, 其承载能力主要取决于外啮合, 因而首先要计算外啮合的齿轮强度。

外啮合的中心轮, 如 NGW 型的太阳轮, 往往是传动中的薄弱环节。因为它同时与几个行星轮相啮合, 应力循环次数多, 负载大, 变形大, 工作条件不利, 所以首先发生齿面点蚀、磨损和断齿的可能性大。内啮合齿轮的接触强度理论上比外啮合高得多, 但通过试验及使用结果发现,

在低速重载行星齿轮传动中, 内齿轮的齿面接触强度常低于计算结果。所以在确定内啮合齿轮的许用接触应力时, 必须考虑这一情况。行星轮在运转中总是承受双向弯曲载荷(对称循环应力), 所以易出现弯曲疲劳而造成断齿。

应特别指出的是断齿在行星齿轮传动中具有很大的破坏性。如其中有一个轮齿首先折断, 碎块落在内齿轮上, 当行星轮经过时会使传动卡死, 烧坏电机, 或使所有齿轮甚至连机体全部毁坏。因此设计时, 提高弯曲强度, 增加传动的可靠性是十分重要的。

(1) 基本构件上的转矩

行星齿轮传动装置传动构件所传递的总额定转矩 T (N·m)

$$T = 9\,550 \frac{P}{n} \quad (35.1-12)$$

式中 P —— 传动构件所传递的名义功率 (kW);
 n —— 传动构件的转速 (r/min)。

在齿轮的强度计算中, 额定转矩(或额定功率), 通常情况下取决于从动机械的额定转矩(或额定功率)。当从动机械在变载荷下工作时, 这一转矩(功率)是指在最繁重的、连续的正常工作条件下使用的转矩(功率)。基本构件转矩之间的关系见表 35.1-8。

(2) 齿轮及行星轮支承上的作用力

行星齿轮传动中, 一对齿轮啮合力的分析与计算, 与普通定轴齿轮传动相同, 见表 35.1-8。

表 35.1-8 行星齿轮传动的受力分析

传动型式	作用于基本构件上的转矩 T 和切向力 F_t		
	受力简图	转矩 T / N·m	切向力 F_t / N
NGW		$T_a = -\frac{z_a}{z_a + z_b} T_H$ $T_b = -\frac{z_b}{z_a + z_b} T_H$	$F_{t_a} = \frac{2\,000 T_a}{n_p d_a}$ $F_{t_b} = F_{t_a}$ $(F_{r_a} = F_{r_b})$

注: T_a —— a 轮转矩 (N·m); n_p —— 行星轮个数; d_a —— a 轮分度圆直径 (mm);
 T_H —— 转臂上的转矩 (N·m); F_{t_a} , F_{t_b} —— 中心轮与行星轮啮合时的切向力;
 F_r —— 径向力。对于斜齿轮还有轴向力 F_x 。对于角度变位 ($\alpha'_{ac} > \alpha'_{cb}$) 的 NGW 传动, $F_{r_a} \neq F_{r_b}$, $F_{r_a} \neq F_{r_c}$ 。

(3) 有关的几个计算参量

表 35.1-9 给出了承载能力计算公式中有关的几个参量的确定和计算方法。在应力循环次数 N_{L1} 和 N_{L2} 的计算中, t 为总工作时间 (h)。当

齿轮在双向载荷下工作时, t 为轮齿啮合次数最多的一侧的总工作时间。对 NGW 型传动的接触强度而言, 当 $i_{aH}^b = 4 \sim 3$ 时, 取 t 为太阳轮总工作时间的 1.05 ~ 1.13 倍。

表 35.1-9 各种行星齿轮传动承载能力计算公式中的 d_1 、 u 、 F_t 、 T_1 和 N_L 值

传动型式	被计算的啮合副		小齿轮分度圆直径 d_1	齿数比 $u = z_2/z_1$	一对啮合中小齿轮名义转矩 T_1	名义切向力 F_t	应力循环次数	
							小齿轮 N_{L1}	大齿轮 N_{L2}
NGW、NW WW、NGWN	a-c	$z_a < z_c$	$(d)_a$	z_c/z_a	T_a/n_p	F_{t_a}	$60(n_a - n_H)n_p t$	$N_{L1}/u n_p$
		$z_a > z_c$	$(d)_c$	z_a/z_c	$T_a/ua n_p$	F_{t_a}	$N_{L2}u/n_p$	$60(n_a - n_H)n_p t$
NGW、NGWN	b-c		$(d)_c$	z_b/z_c	$T_b/ua n_p$	F_{t_b}	$N_{L2}u/n_p$	$60(n_b - n_H)n_p t$

变载荷下的应力循环次数为各级载荷循环次数之和, 但略去小于额定转矩 50% 的应力循环次数。

(4) 齿面接触强度校核计算

按 GB/T 3480 计算, 但须考虑行星齿轮传动的不均载系数。

接触应力 σ_H (MPa)

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HP}} \leq \sigma_{HP} \quad (35.1-13)$$

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\rho \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (35.1-14)$$

式中 K_{HP} ——计算接触强度的行星轮间载荷不均匀系数;

σ_{H0} ——齿面接触应力基本值。

许用接触应力 σ_{HP} (MPa)

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (35.1-15)$$

强度条件

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (35.1-16)$$

各系数的定义及确定与定轴轮系齿轮传动的接触强度计算公式中的相应项相同, 详见 GB/T 3480 或本卷第 32 篇第 1 章。

(5) 齿根弯曲疲劳强度校核计算

齿根应力 σ_F (MPa)

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FP} \quad (35.1-17)$$

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\rho \quad (35.1-18)$$

许用齿根应力 σ_{FP} (MPa) (对大小齿轮分别

确定)

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{dreLT} Y_{KreFT} Y_X \quad (35.1-19)$$

强度条件

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (35.1-20)$$

式中 K_{FP} ——计算弯曲强度的行星轮间载荷不均匀系数;

σ_{F0} ——计算齿根弯曲应力基本值, 对大、小齿轮应分别确定;

σ_{Flim} ——试验齿轮的弯曲疲劳极限。对于在对称循环应力下工作的行星轮, 应将 σ_{Flim} 值乘以系数 0.7。

其余各系数的定义及确定与定轴轮系齿轮传动弯曲强度计算公式中的相应项相同, 详见 GB/T 3480 或本卷第 32 篇第 1 章。

(6) 载荷不均匀系数的确定

K_P 值是行星齿轮传动承载能力计算中必须考虑的影响系数。但由于影响 K_P 值的因素多而复杂, 很难用计算方法准确求出, 一般情况按台架试验和使用经验数据与图表确定。

在齿面接触强度计算中, 行星轮间载荷不平衡系数以 K_{HP} 表示。在轮齿弯曲强度计算中, 行星轮间载荷不平衡系数以 K_{FP} 表示。 K_{FP} 与 K_{HP} 的近似关系为

$$K_{FP} = 1 + 1.5 (K_{HP} - 1) \quad (35.1-21)$$

1) 无均载机构的 NGW 型行星齿轮减速器, 按图 35.1-11 查取 K_{HP} 。图中 σ_{Flim} 为试验齿轮的疲劳极限应力。

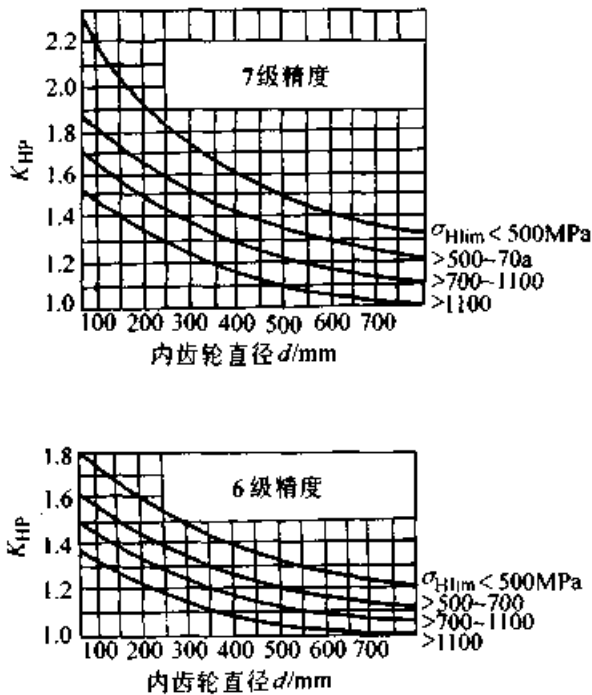


图 35.1-11 无均载机构的 NGW 型传动的 K_{HP} 值 ($n_p \leq 3$)

2) 对于具有一个或两个浮动基本构件的 NGW 型传动, 制造精度不低于 7 级, 圆周速度不超过 15 m/s, 按表 35.1-10 选取 K_{HP} 。

表 35.1-10 NGW 型传动的 K_{HP} 值 ($n_p = 3$)

齿轮精度等级	浮动构件			
	太阳轮	内齿轮	行星架	太阳轮和行星架
7	1.10	1.15	1.25	1.20
6	1.05	1.10	1.20	1.15

注: 1. 太阳轮和内齿轮同时浮动时, 取太阳轮浮动的值。

2. 表中数据是指用齿式联轴器浮动的机构, 对其他浮动亦可作为参考。

3) 动载系数 K_V

K_V 是考虑齿轮线速度和加工误差等因素引起的振动而出现的附加载荷系数。但对行星传动装置, 小齿轮的线速度是相对于行星架的速度, 其近似值可根据小轮齿数 z_1 、相对于行星架的节点线速度 v^H 和齿轮精度, 由图 35.1-12 查得。该图的适用条件是:

- 1) $v^H z_1 / 100 < 3$ m/s 的所有齿轮;
- 2) 小齿轮齿数较少 ($z_1 < 50$) 的所有厚轮缘钢质齿轮;
- 3) 平均线载荷较大的齿轮: $F_t / b > 150$ MPa;

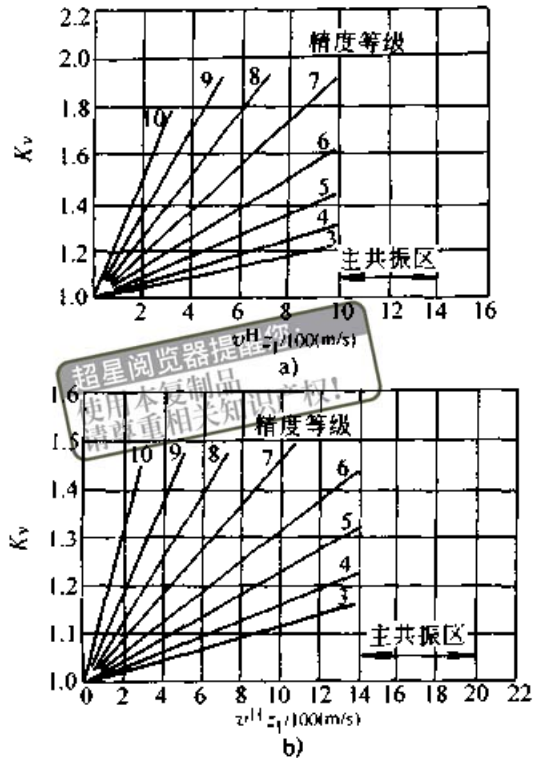


图 35.1-12 3~10 级精度齿轮的动载系数 K_V
a) 斜齿轮 b) 直齿轮

4) 在亚临界区的运行速度:

对斜齿 $v_i^H / 100 < 14$

对直齿 $v_i^H / 100 < 10$

相对速度 v^H 按下式计算

$$v^H = \frac{\pi d'_1 n_1^H}{60 \times 10^3} \quad (35.1-22)$$

式中 d'_1 ——小齿轮节圆直径 (mm);

n_1 ——小齿轮相对于行星架的转速 (r/min);

表 35.1-11 所示为 NGW 型传动的相对转速 n_1^H 的计算公式。

表 35.1-11 相对转速 n_1^H

NGW 型			
啮合副	$u = z_2 / z_1$	n_1^H	
a-c	$i_{aH}^b \leq 4$	z_a / z_c	$(n_a - n_H) u$
	$i_{aH}^b > 4$	z_c / z_a	$n_a - n_H$
b-c	z_b / z_c	$(n_a - n_H) \frac{z_a}{z_c}$	

对于 NGW 型传动的 b-c 啮合副, 计算接触强度时的 K_V 与 a-c 啮合副取同值。

8 常用的均载机构

为了使行星轮间载荷分配尽量均衡, 可从提高齿轮及主要零件的制造及安装精度或从结构设计上采取措施, 使传动装置在工作过程中, 各构件之间能够自动补偿各种误差, 从而接近受载均衡, 这就是所谓的“均载机构”。

8.1 基本构件浮动的均载机构

所谓“浮动”是指某些基本构件不设径向支承, 允许作径向及偏转位移, 当受载不均衡时即可自动寻找平衡位置, 直至各行星轮之间载荷接近均匀分配。实质上也就是通过基本构件浮动来增加机构的自由度, 消除或减少虚约束, 从而达到均载目的。基本构件浮动最常用的方法是采用双齿(或单齿)式联轴器。三个基本构件中有一个浮动即可起到均载作用, 两个基本构件同时浮动, 效果更好。

(1) 太阳轮浮动

太阳轮通过双齿(或单齿)式联轴器与高速轴相联, 如图 35.1-13 所示。当 $n_p = 3$, 中、低速传动效果显著, 所以应用广泛。一般情况下以采用双齿式联轴器浮动为宜。

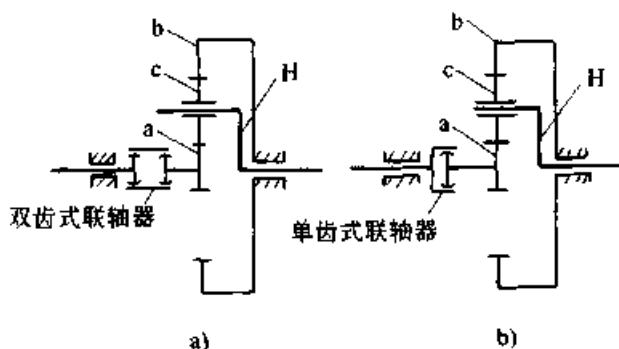


图 35.1-13 太阳轮浮动机构简图

a) 双齿式联轴器浮动 b) 单齿式联轴器浮动

(2) 内齿轮浮动

通常是内齿轮通过双齿(或单齿)式联轴器与机体或输出轴相联; 如图 35.1-14a, b 所示。优点是轴向尺寸小, 结构紧凑; 缺点是浮动件尺寸、重量大、浮动的灵敏性差, 因此, 内齿轮浮动的均载效果不如太阳轮浮动。

(3) 行星架浮动

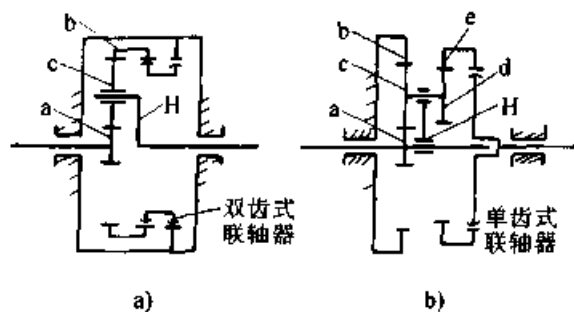


图 35.1-14 内齿轮浮动

a) NGW 内齿轮双齿式联轴器浮动
b) NGWN 型内齿轮单齿式联轴器浮动

图 35.1-15 为行星架通过双齿式联轴器与低速轴相联的浮动结构。行星架浮动, 可以简化结构, 尤其有利于多级行星齿轮传动的结构合理布局。行星架受力比较大(2 倍的齿轮圆周力), 有利于浮动, 但由于行星架自重大, 起动前偏心, 在转速较高且制造精度较低情况下, 会引起较大离心力, 影响均载效果和工作平稳性, 所以行星架浮动适用于中、小规格和中、低速的行星齿轮传动。

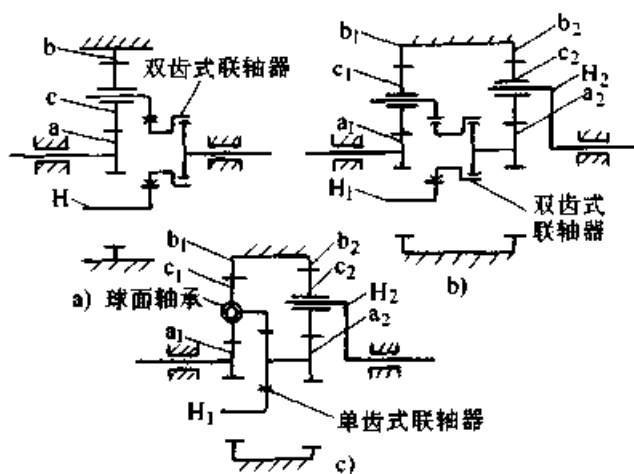


图 35.1-15 行星架浮动

a) 单级 NGW 型行星架浮动
b)、c) 二级 NGW 型行星架浮动

(4) 太阳轮和行星架同时浮动

这两个基本构件同时浮动, 比两者单独浮动时的效果好。一般多用于多级行星齿轮传动中, 如三级 NGW 型减速器的中间级。

(5) 太阳轮和内齿轮同时浮动

这种浮动形式主要用于高速行星齿轮传动, 特点是噪声小, 运转平稳, 均载效果好。

8.2 采用弹性元件的均载机构

这种机构主要是通过弹性元件的弹性变形使各行星轮之间的载荷得到均衡。常见的有以下几种：

(1) 内齿轮弹性均载

1) 将内齿轮轮缘减薄，增大柔度，利用啮合处的径向力使轮缘产生径向变形，可促使各行星轮间的载荷均衡。

2) 内齿轮通过弹性套销联结于机体上，如图 35.1-16 所示。弹性套销由多层弹簧套筒组成，其长度分成几段，装入内齿轮与机体之间，在啮合力的作用下，内齿轮可通过弹性套销的变形而做径向和切向位移，以及对于轴线的晃摆，从而使各行星轮间载荷得到均衡。

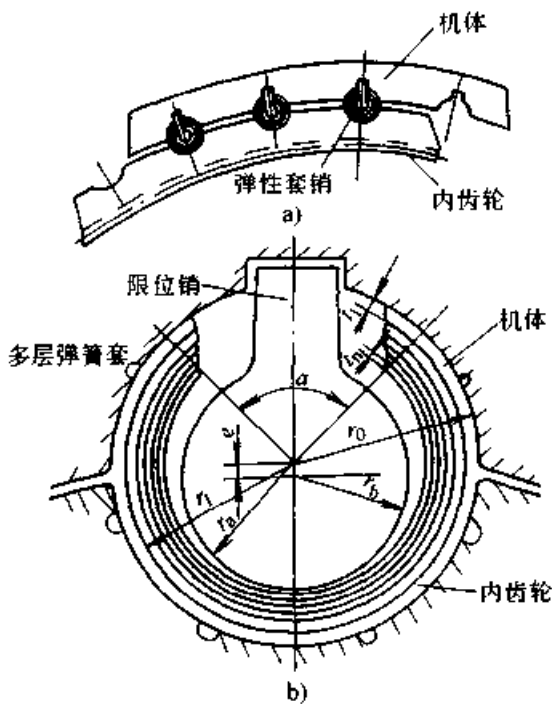


图 35.1-16 内齿轮利用弹性套销的均载机构
a) 组装形式 b) 弹性套销结构

3) 内齿轮通过非金属弹性件与机体相联结。

(2) 太阳轮弹性均载

将太阳轮轴做成细长的弹性轴，通过轴的弹性变形使太阳轮产生一定的径向位移来达到均载目的。

(3) 行星轮弹性均载

采用弹性件支承行星轮，当载荷不均衡时，弹性件可使受载大的行星轮（或其一端）产生较

大位移，而将载荷部分地转移给原受载小的行星轮（或其另一端）上，从而改善载荷分配状态。

8.3 设计与选择均载机构的原则

均载机构的设计与选择原则如下：

1) 均载机构应使传动装置的结构尽量实现空间静定状态，能最大限度地补偿误差和变形，使行星轮间的载荷分配不均衡系数 K_p 和沿齿宽方向的载荷分布系数 K_{β} 值最小。

2) 均载机构产生的离心力要小，以提高均载效果和传动平稳性。

3) 均载机构的摩擦损失要小，效率要高。

4) 均载构件上受的促使浮动的力要大，以提高动作灵敏度和均载效果。

5) 均载构件在均载过程中的位移量应较小。

6) 应有一定的缓冲和减振性能。

7) 要有利于传动装置整体结构的布置，使结构简化，便于制造、安装和使用维修。

8) 要适合于标准化和系列化产品，使之便于组织成批生产。

9) 在满足均载要求的前提下，均载环节应尽可能减少。

10) 不能因采用均载机构而降低传动件的制造精度。

9 主要构件的精度等级、材料及技术要求

分析和实践经验表明，对行星齿轮传动质量影响较大的因素有：齿轮加工精度、行星轮孔距偏差、行星架和中心轮的偏心、机体和机盖各配合表面的、同轴度等。齿轮的材料和热处理性能要求也是影响传动承载能力、使用寿命和经济效果的重要条件。要合理地控制这些因素，必须针对具体情况具体考虑。过高的技术要求是不经济的；而过低的技术要求则降低传动的承载能力和使用寿命。

应该指出，行星齿轮传动装置的制造精度要比定轴齿轮传动高一些。这主要是为了保证行星轮间的载荷均衡，即使是对于具有均载机构的传动，这一点也不能忽视。况且当前的齿轮传动的发展方向之一就是高精度，而行星齿轮传动中，齿轮尺寸相对小一些，这将有利于磨齿和实现高

精度。

9.1 齿轮精度

(1) 精度等级

行星齿轮传动中大部分采用圆柱齿轮。在具有合理的均载机构的行星齿轮传动装置中，不同精度的齿轮允许的最高圆周速度 v^H 由表 35.1-12 确定。

表 35.1-12 不同精度的齿轮允许的最高圆周速度 v^H

精度等级		4	5	6	7	8
圆周速度	直齿轮	>35	>20	至 15	至 10	至 6
v^H (m/s)	斜齿轮	>70	>40	至 30	至 20	至 12

齿轮精度的检验项目及极限偏差数值应符合 GB/T 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度标准》的规定。

一般情况下，推荐低速重载行星齿轮传动的外齿齿轮精度不低于 6 级；内齿圈精度不低于 7 级；在高速行星齿轮传动中：太阳轮和行星轮的精度不低于 5 级，内齿轮不低于 6 级。

(2) 齿轮副的侧隙

表 35.1-13 给出了齿轮副的最小侧隙，由此可计算确定齿厚或公法线平均长度极限偏差，并圆整为 GB/T 10095—1988 所规定的偏差代号及数值。

最小侧隙主要是为了润滑和补偿热变形、零件加工误差和弹性变形等，以保证传动工作正常，不发生卡死现象。

表 35.1-13 最小侧隙

侧隙种类	中心距/mm										对应的齿轮与箱体温差 / $^{\circ}$ C
	≤ 80	>80~125	>125~180	>180~250	>250~315	>315~400	>400~500	>500~630	>630~800	>800~1000	
d	46	54	63	72	81	89	97	110	125	140	10
c	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	16
b	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360	25
a	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560	40

对于行星齿轮传动，根据经验，按不同用途的传动，在润滑与冷却正常的情况下，推荐采用的最小侧隙种类（表 35.1-13）：

精度低于 7 级，有浮动构件的低速传动采用 a 类；

精度高于 7 级，有浮动构件的低速传动采用 b 类；

精度高于 5 级的高速和低速传动采用 c 类或 d 类。

(3) 对行星轮的要求

行星轮的偏心，对传动的质量影响最大，所以对齿圈径向圆跳动公差应从严要求。

从有利于行星轮间载荷均匀分配出发，同一传动中各行星轮的齿厚（或公法线）实际尺寸应尽量相等。这可以采用具有砂轮自动修整和补偿机构的磨齿机进行磨齿，保证砂轮和被磨齿轮的相对位置不变，或一组行星轮同时磨齿，则被磨

齿轮的公法线长度也不变，从而即可控制各行星轮齿厚的一致性。对于不磨齿的调质齿轮，可以采用几个行星轮装在一个心轴上一次滚齿，并打上位置标记，以使用按号装配的办法来保证各行星轮齿厚基本一致。在成批生产中亦可按齿厚的实际尺寸进行分组，将齿厚接近相等的行星轮装在一起，即进行选配。

在高速行星齿轮传动中，为减小离心力的影响，行星轮之间的重量差要严格控制，推荐重量差不大于 0.8~1 g。

9.2 行星架精度及技术要求

(1) 中心距极限偏差 $\pm f_1$

中心距的极限偏差将引起行星轮的径向位移。分析认为，在 NGW 型行星齿轮传动中， f_1 对行星轮间载荷分配无影响，但影响传动的侧隙，且当各中心距的偏差数值和方向不同时，要

影响相邻行星轮轴孔之间的相对弦距误差的测量值,如图 35.1-17 所示。若中心距 a_1 、 a_2 、 a_3 因误差的大小和方向各不相同,则即使分度误差 δ 为零,相邻孔距 L 也将互不相等,从而会影响到行星架上孔的分度精度的准确评定。为此,要求各中心距的偏差等值同向,即 a_1 、 a_2 和 a_3 之间的相对误差等于或接近于零。

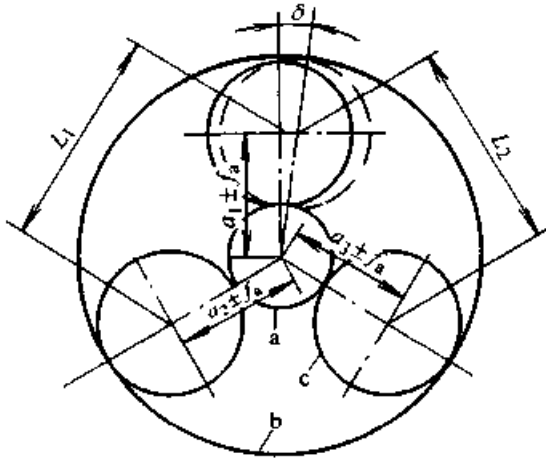


图 35.1-17 中心距极限偏差的影响

$$L_1 - L_2 = F_L$$

$\pm f_a$ 的数值可根据齿轮精度按 GB/T10095—1988 确定。对于高速行星齿轮传动,建议其值按比齿轮高一级的精度确定。

(2) 相邻行星轮轴孔弦距相对偏差 F_L

F_L 主要是由行星架上行星轮轴孔的分度误差引起的, F_L 的大小将影响行星轮轴孔中心的切向位移 e , 从而影响行星轮之间的载荷分配。

F_L 是指相邻两孔实测弦距之差,若不考虑中心距误差的影响,其值主要取决于分度误差,而分度误差又取决于机床和工艺装备的精度。以 δ 表示分度误差,则 F_L (mm) 可按下式计算

$$F_L = 4a' \cos \frac{\pi}{n_p} \sin \frac{\delta}{2} \quad (35.1-23)$$

式中 a' ——中心距 (mm);

n_p ——行星轮数。

由式 (35.1-23) 可知,当中心距和分度误差不变时,行星轮数愈多,则偏差 F_L 也愈大。

对于常用的低速重载行星齿轮传动,当 $n_p = 3$ 时可按表 35.1-14 选取 F_L 值。

(3) 行星轮轴承孔对行星架基准轴线的平行度公差 f'_x 和 f'_y

f'_x (μm) 和 f'_y (μm) 是控制齿轮接触精度的公差,其值按下式计算

表 35.1-14 行星架相邻孔弦距离偏差 F_L ($n_p=3$)

中心距/ mm	50~80	>80~120	>120~180	>180~250	>250~320
$F_L/\mu\text{m}$	20	30	45	63	80

$$f'_x - f'_y = f'_x \frac{B}{b} \quad (35.1-24)$$

超星浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重知识产权!

$$f'_y = f'_y \frac{B}{b} \quad (35.1-25)$$

式中 f'_x 、 f'_y ——在全齿宽上, x 方向和 y 方向的平行度公差 (μm);

B ——行星架上行星轮轴孔的长度 (mm);

b ——齿轮宽度 (mm)。

另外,为了保证传动装置运转的平稳性,对于低速传动的行星架要进行静平衡,而高速传动的行星架要进行动平衡。

9.3 其他零件的精度及技术要求

行星传动装置中的机体、机差、输出轴、输入轴等零件的相互配合表面、定位面及安装轴承的表面之间的同轴度、径向跳动和端面跳动可按形位公差标准 (GB/T1184—1996) 中的 5~7 级精度选相应的公差值。

各零件的主要配合表面的尺寸精度,一般应不低于 GB/T1800.4—1999 中的 7 级精度。

10 材料和热处理要求

10.1 齿轮材料和热处理

行星齿轮传动装置的重量的,一般情况下正比于齿轮的重量,而齿轮的重量与其材料和热处理硬度有很大关系。例如在相同功率下,渗碳淬火齿轮的重量将是调质齿轮重量的 1/3 左右。所以针对行星齿轮传动的结构特点和齿轮的载荷性质,应该广泛采用硬齿面齿轮。获得硬齿面齿轮的热处理方法很多,如表面淬火,整体淬火、渗碳淬火,渗氮等,应根据行星齿轮传动的特点考虑选定。

(1) 表面淬火

常见的表面淬火方法有高频淬火 (对小尺寸齿轮) 和火焰淬火 (对大尺寸齿轮) 两种。表面

淬火的淬硬层包括齿根底部时,其效果最好。

表面淬火常用材料为碳的质量分数约0.35%~0.5%的钢材,齿面硬度可达45~55HRC。

(2) 渗碳淬火

渗碳淬火齿轮具有相对最大的承载能力,但必须采用精加工工序(磨齿)来消除热处理变形,以保证精度。

渗碳淬火齿轮常用渗碳前碳的质量分数为0.2%~0.3%的合金钢,其齿面硬度常在57~63HRC的范围内。若低于57HRC时,齿面强度显著下降,高于63HRC时则脆性增加。轮齿心部硬度一般以310~330HBS为宜。渗碳淬火齿轮的硬度,从轮齿表面至深层应逐渐降低,而有效渗碳深度规定为表面至硬度为52.5HRC处的深度,见图35.1-18。表35.1-15中给出了随模数大小而变化的有效渗碳层深度(加工以后硬度 ≥ 50 HRC的深度),可供设计时选取。

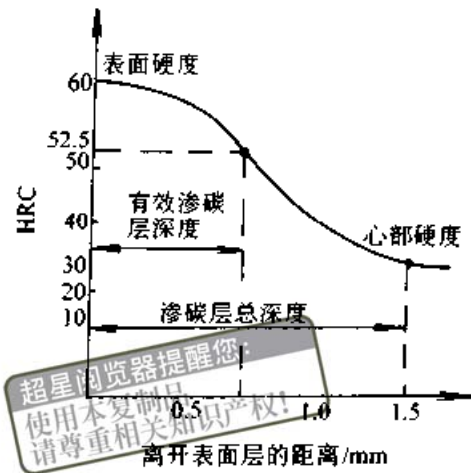


图 35.1-18 渗碳轮齿的硬度分布

渗碳淬火在轮齿弯曲疲劳强度方面的作用除使心部硬度有所提高外,还在于有表面的残余压应力,它可使轮齿最大拉应力区的应力减小。因此磨齿时不能磨齿根部分,滚齿时要用留磨量滚刀。

表 35.1-15 渗碳层深度 h_c (mm)

模数	1.25	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5
h_c	0.25~0.32	0.30~0.38	0.40~0.50	0.50~0.63	0.60~0.75	0.70~0.88	0.8~1.0	0.9~1.1
模数	5	6	7	8	10	12	16	20
h_c	1.0~1.3	1.2~1.5	1.4~1.7	1.5~1.8	1.6~2.0	1.8~2.2	2.1~2.5	2.3~2.8

(3) 渗氮

采用渗氮可保证轮齿在变形最小的条件下达到很高的齿面硬度和耐磨性,热处理后可不再进行最后的精加工,提高了承载能力。这对于不易磨齿的内齿轮来说,具有特殊意义。

(4) 相啮合齿轮的硬度组合

当大、小齿轮均为软齿面(≤ 350 HBS)时,小齿轮的齿面硬度应高于大齿轮,以减小磨损和胶合的可能性,提高接触强度。而当两轮均为硬齿面且硬度较高(如 > 45 HRC)时,则取两轮硬度相同。

(5) 行星齿轮传动的齿轮材料特点

在NGW型传动中,当a, c, b三个齿轮宽度相等时, a-c和b-c啮合副的接触应力 $(\sigma_H)_{a-c}$ 、 $(\sigma_H)_{b-c}$ 间的关系近似为

$$(\sigma_H)_{a-c} \approx \sqrt{\frac{z_b}{z_a}} (\sigma_H)_{b-c} \quad (35.1-26)$$

通常 $\sqrt{\frac{z_b}{z_a}} > 1.7 \sim 2.6$,由此可见a-c啮合副的齿面接触应力大大高于b-c啮合副,而且传动比愈大差别愈大。所以内齿轮的材料可以比太阳轮和行星轮差一些,齿面硬度也可低一些。

太阳轮、行星轮推荐的材料为17CrNiMo6、18Cr2Ni4W、20Cr2Ni4A、20CrMnMo等优质低碳合金钢;内齿轮常用40CrNiMo或42CrMo,调质硬度为283~323HBS。

10.2 其他零件的材料和热处理

(1) 行星架

对于特别重要的和高速重载传动的行星架用35CrMoA或ZG35CrMoA;一般传动用35、45号钢或ZG310-570, ZG340-640,也可用球墨铸铁。行星架通常采用调质处理。铸造和焊接的行星架要进行时效处理,以消除内应力,避免加工

和使用时变形。

(2) 轴类零件

轴类零件常用钢材为 45、40Cr、35SiMa 等，一般只进行调质处理。当轴与齿轮做成一体时，其材料与齿轮同，但热处理不一定相同。当行星架的轴与行星架为整体铸钢体时，其铸造质量应严格控制，不允许有任何缺陷存在。

(3) 箱体零件

机体、机盖等箱体零件常用材料为 HT250 或 HT300。焊接机体用 Q235A 钢板制作。铸造和焊接机体加工前必须进行时效处理。

11 主要构件的结构设计

11.1 齿轮的结构设计

齿轮的结构设计受轮系类型、传动比大小、载荷特点、总体结构和尺寸的影响，特别是载荷方式在很大程度上决定了齿轮的结构形式。

(1) 外啮合中心轮（太阳轮）

当太阳轮不浮动时可以简支在机体和行星架上，或悬臂支承在机体上。根据齿轮的大小，可以做成齿轮轴，也可以做成中空齿轮、用键或花键装在轴上。

由于行星齿轮传动中往往有三个以上的行星轮对称布置，太阳轮上的径向力在有均载措施的情况下基本是平衡的，即 $K_p \approx 1$ ，所以太阳轮轴不存在弯曲强度问题。

用齿式联轴器浮动的太阳轮，可以是一端带浮动的外齿轮（图 35.1-19b）当太阳轮直径较大时，可做成图 35.1-19a 的结构，其浮动效果好。

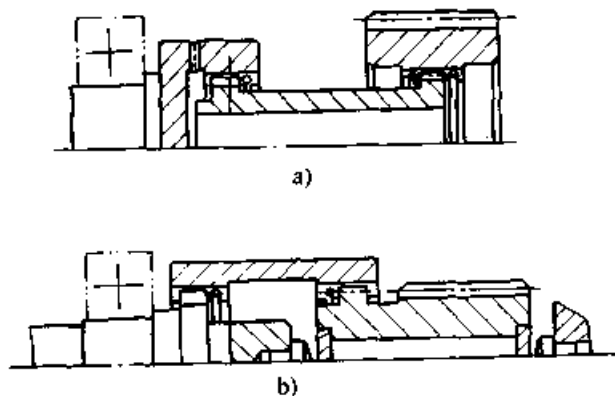


图 35.1-19 用齿式联轴器浮动的太阳轮
用柔性轴浮动的太阳轮通常是配置在细长轴

上的，可以做成齿轮轴，也可以用花键来联接。

(2) 内啮合中心轮（内齿轮）

不旋转也不浮动的内齿轮常用平键、圆销或螺栓联接装在机体上，且与机体有精确的定位配合。为了保证制造精度，可直接把内齿轮加工在机体上，这时机体的材料应按齿轮的要求确定。

当用外齿套联轴器浮动时，内齿轮与浮动齿套相啮合的齿，其参数可和内齿轮相同，以便于加工。当用内齿套联轴器浮动时，浮动齿在内齿轮的外缘（图 35.1-20）。

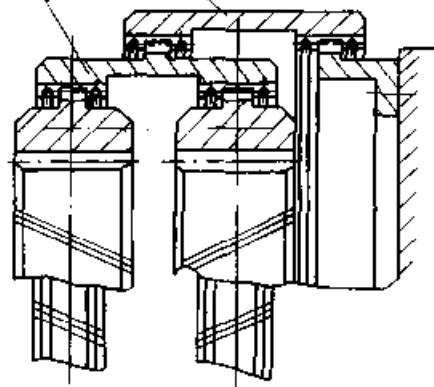


图 35.1-20 人字内齿轮浮动联轴器

1—三联齿套 2—二联齿套

总之，内齿轮的结构与安装方式和均载机构类型有关。另外，还须考虑插齿时的工艺因素，如插齿退刀槽宽度和插齿刀最小外径和所需的空间等。

(3) 行星轮

行星轮多做成中空的齿轮，以便在内孔中装行星轮轴和轴承。加工时可将同一传动中的行星轮成组一次加工，以减少行星轮之间的尺寸差别。这样的行星轮在装配时不要求剖分式行星架。

高速传动中，装在同一传动中的各行星轮的重量应准确相同，以保证行星架装配件的工作平稳性。另外，对于行星轮的重量，在满足其强度和刚度的条件下应尽量小，以减少离心力对巴氏合金轴瓦的比压，提高行星轮轴承的寿命。

11.2 行星架的结构设计

行星架作为输出构件时，它是机构中承受外力矩最大的零件。其合理的结构应该是重量轻、刚性好、便于加工和装配。其常见的结构形式有

双壁整体式、双壁分开式和单壁式三种。

双壁整体式行星架的刚性好,如图 35.1-21、图 35.1-22、图 35.1-23 所示。这种结构如果采用整体锻造则切削加工量大,因此可用铸造和焊接方法得到结构和尺寸接近成品的毛坯,但应注意消除铸造或焊接缺陷和内应力,否则将影响行星架的强度、加工质量及使用时可能产生变形。

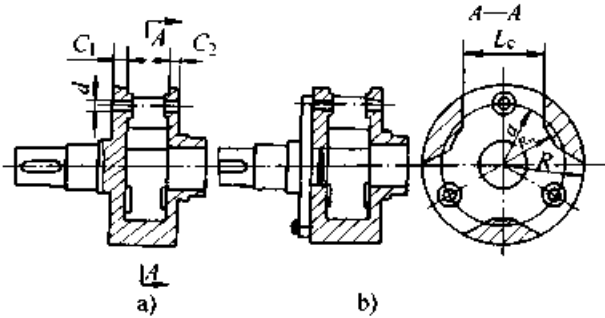


图 35.1-21 双壁整体式行星架

a) 轴与行星架一体 b) 轴与行星架为法兰式联接

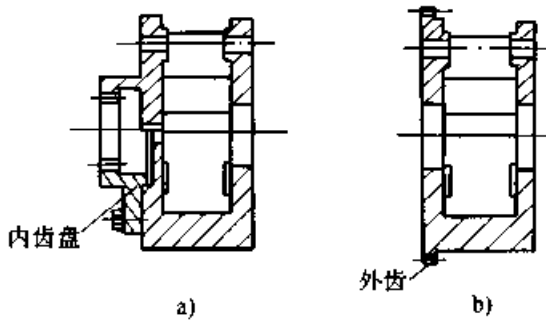


图 35.1-22 带齿的浮动行星架

a) 内齿式(内齿盘可与行星架做成一体或分开)
b) 外齿式

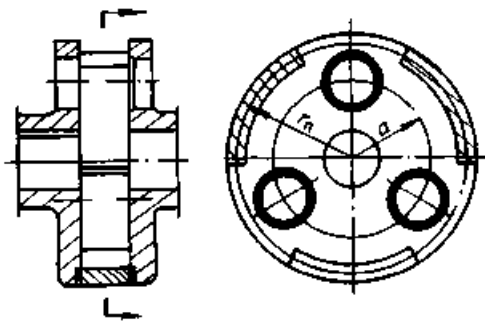


图 35.1-23 焊接式行星架

图 35.1-24 所示的双壁分开式行星架结构复杂,主要用于传动比较小的情况(如 $i_{aH}^b \leq 4$ 的 NGW 型传动)。

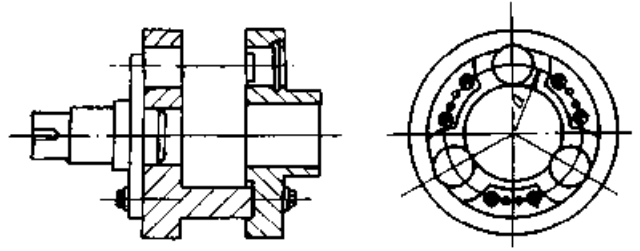


图 35.1-24 分开式行星架

双壁整体式和双壁分开式行星架的两个壁,通过中间的连接板联结在一起,连接板的数量和尺寸与行星轮数 n_p 有关,两侧板的壁厚(图 35.1-21),当不装轴承时可按经验选取: $c_1 \approx (0.25 \sim 0.3) a$, $c_2 \approx (0.2 \sim 0.25) a$ 。尺寸 L_c 应比行星轮外径大 10 mm 以上,连接板内圆半径 R_n 按 $R_n/R \leq 0.5 \sim 0.85$ 确定。

图 35.1-25 所示的单壁式行星架结构较简单,可容纳较多的行星轮,但行星轮心轴为悬壁状态,受力情况不好。轴径 d 要按弯曲强度和刚度计算。轴与孔采用过盈配合(推荐用 H7/u7),用温差法装配。配合长度可在 $(1.5 \sim 2.5) d$ 范围内选取。

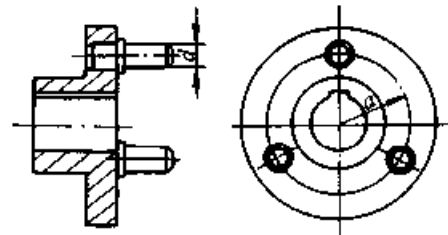


图 35.1-25 单壁式行星架

11.3 行星齿轮减速器的机体结构

机体结构要根据制造工艺、安装工艺和使用维护的方便以及经济性等条件决定。

对于单件生产和要求重量轻的传动,一般采用焊接机体。大批生产时,通常采用铸造机体。机体的形状随传动装置的安装形式分为卧式、立式和法兰式等。大型传动装置的机体做成图 35.1-26 所示的轴向剖分式结构,以便安装和检修。

设计铸造机体时应尽量避免壁厚突变,减小壁厚差,以免产生缩孔和疏松等铸造缺陷。

铸造机体的常用材料为 HT250, HT300 等,承受较大振动和冲击的场合可用铸钢。为了减轻重量也可用铝合金或其他轻金属合金铸件。

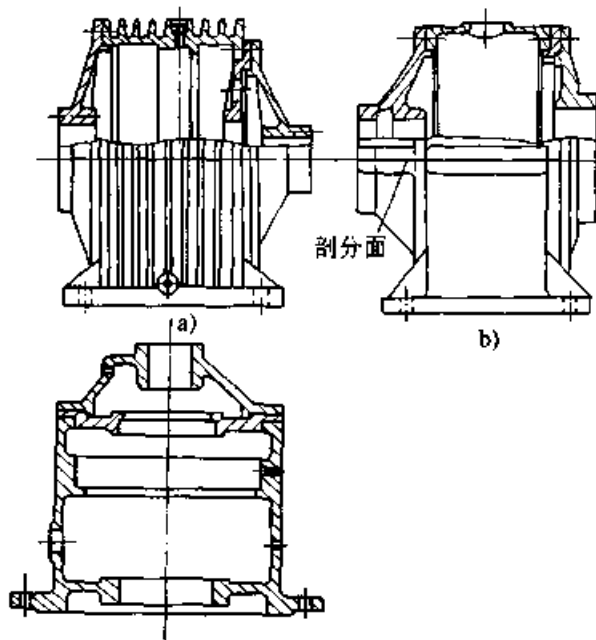


图 35.1-26 机体结构形式

a) 卧式不剖分机体 b) 卧式轴向剖分机体
c) 法兰式机体

机体的强度和刚度计算很复杂，所以一般都是按经验方法确定其结构尺寸。用灰铸铁铸造机体的壁厚 δ 可按表 35.1-16 选取或按式 (35.1-27) 计算，对于重要的传动可取两者中的较大值。

表 35.1-16 铸造机体的壁厚

尺寸系数 K_s	壁厚 δ /mm	尺寸系数 K_s	壁厚 δ /mm
≤ 0.6	6	$> 2.0 \sim 2.5$	$> 15 \sim 17$
$> 0.6 \sim 0.8$	7	$> 2.5 \sim 3.2$	$> 17 \sim 21$
$> 0.8 \sim 1.0$	8	$> 3.2 \sim 4.0$	$> 21 \sim 25$
$> 1.0 \sim 1.25$	$> 8 \sim 10$	$> 4.0 \sim 5.0$	$> 25 \sim 30$
$> 1.25 \sim 1.6$	$> 10 \sim 13$	$> 5.0 \sim 6.3$	$> 30 \sim 35$
$> 1.6 \sim 2.0$	$> 13 \sim 15$		

注：1. 尺寸系数 $K_s = \frac{3D+B}{1000}$ ，式中 D 为机体内壁直径 (mm)， B 为机体宽度 (mm)。

2. 有散热片的机体，表中 δ 值应降低 10% ~ 20%。

3. 表中 δ 值适合灰铸铁，对于焊接机体，应将表中 δ 值降低 30% 左右。

$$\text{机体壁厚 } \delta = 0.56 K_t K_d \sqrt[3]{T_D} \geq 6 \quad (35.1-27)$$

式中 K_t —— 机体表面形状系数，对于无散热片的机体 $K_t = 1$ ；有散热片的机

体 $K_t = 0.8 \sim 0.9$ ；

K_d —— 内齿轮直径系数，当内齿轮 b 分度圆直径 $(d)_b \leq 650$ mm 时， $K_d = 1.8 \sim 2.2$ ，当 $(d)_b > 650$ 时， $K_d = 2.2 \sim 2.6$ 。

T_D —— 作用于机体上的转矩 (N·m)。

对于大型传动，为了减轻重量可采用双壁焊接式结构。为了控制噪声，壁与壁之间的连接是非常重要的，其连接板与壁板要有一定厚度差。

任何机体，在同一轴线上的键孔的孔径最好相同或直径呈阶梯式的减小，以简化加工工艺、提高加工精度。

和一般齿轮传动的机体一样，行星齿轮传动装置的机体上也要设置通气帽、观察孔、起吊钩 (环)、油标和放油塞等。

12 行星齿轮减速器的系列设计

为了便于生产和推广使用，行星齿轮减速器进行了系列化设计。系列设计中所考虑的问题和单台产品设计时有很大不同，而且要复杂得多，但计算公式基本相同。

12.1 选择系列设计参数的原则

1) 贯彻执行现行的国家标准、部颁标准和有关行业标准，提高标准化、通用化水平。

2) 主要性能参数的系列应尽量采用优先数系。

3) 在满足使用要求的前提下，合理地减少规格数量，以简化设计、方便制造，降低产品成本。

4) 充分利用优化设计的成果，选择合理的齿轮啮合参数和结构参数，以提高传动质量和承载能力。

5) 多级减速器之间的匹配应尽量做到等强度，把 $\lambda = (d)_{bII} / (d)_{bI}$ 值选在合理的范围之内，以充分利用空间，缩小减速器尺寸。

12.2 组合式减速器的组合原则

内行星传动和定轴传动组成的减速器，如 NGW-S 型、NGW-Z 型，其组合原则为：

1) 以行星级的参数为基准，制订减速器的规格系列。

2) 力求行星级和定轴级均有合理的参数，

若不能同时满足时,则应首先满足行星级,充分发挥行星传动的优点。

3) 在满足使用要求前提下,尽量减少定轴级的规格。各种组合式减速器的行星级参数应基本相同。

4) 尽量提高各种组合式减速器之间及组合式减速器与 NGW 型标准减速器之间零件的通用性,把非互换件压缩到最少程度。

12.3 主要参数选择

1) 行星齿轮减速器规格排列第一种是以中心距作为排列基准。其优点是一种中心距对应一个行星架,在同一个规格的单级减速器中,一个行星架就可以满足所有传动比的需要,通用性强、制造方便。其缺点是同一规格的机体中,随传动比不同,内齿轮分度圆直径变化大。当 NGW 型传动比 $i_{aH}^b \leq 5$ 时,不能充分利用机体空间,内齿轮轮缘很厚;当 $i_{aH}^b > 8$ 时,内齿轮轮缘又太薄,难于加工。

第二种是以内齿轮分度圆直径作为排列基准。这样可保证不同传动比的减速器的内齿轮轮缘厚度合理,并基本不变,能充分利用机体空间。在同一机体中,内齿轮的参数可以基本不变。但随着传动比的不同,中心距要变化,使行星架的规格增多,给生产和管理带来不便。

(2) 齿轮变位方法

NGW 型减速器及组合式减速器中的行星级齿轮,采用 $\alpha'_{ac} > \alpha'_{cb}$ 的角度变位传动无疑是正确的(对于直齿轮传动而言),但问题在于如何合理选取啮合参数、变位系数、啮合角 α'_{ac} 与 α'_{cb} 的范围。从优化计算结果来看,应综合考虑角度变位对齿轮强度和重合度的影响,以保证提高承载能力比较妥当。这样在行星齿轮减速器系列设计中,推荐取 $\alpha'_{ac} = 22^\circ \sim 25^\circ$, $\alpha'_{cb} = 17^\circ \sim 20^\circ$ 。当传动比较小时(如 $i_{aH}^b < 4$), α'_{cb} 不应小于 20° ,以保证内啮合的接触强度。

(3) 齿数和 z_{Σ}

齿数和指的是名义值 ($z_a + z_c$),不是变位后的实际值。 z_{Σ} 应在满足弯曲强度、小齿轮最小齿数和装配条件等原则下,选用较大值,以便在规定精度下取得较大的重合度,从而提高齿轮的工作平稳性和受接触强度限制的承载能力。但在系列设计中不能每个传动比给一个齿数和,因

此可在同一机座号内按传动比分段,小传动比取较小的 z_{Σ} ,大传动比取较大的 z_{Σ} 。

(4) 传动比

充分利用各种传动型式的最佳传动比范围也是提高系列设计水平的重要方面。对 NGW 型而言,若 n_p 相同,传动比在 $i_{aH}^b = 4$ 时,承载能力最高,传动比小于或大于 4 时,承载能力要下降,尤其当 $i_{aH}^b > 9$ 时将急剧下降。因此推荐单级 NGW 型减速器系列的传动比最好不要大于 9。多级 NGW 型减速器的总传动比,应采用较小的单级传动比组成,而且低速级的传动比恒等于 4 或 5,仅调整其他级的传动比来满足系列要求。为实现大传动比,可采用 NGW 型的多级串联,或与定轴传动组合的办法,以力求传动比的优化。行星齿轮减速器的传动比,一般都采用 R20 数系。

(5) 齿宽系数 φ_d

对于 NGW 型传动,推荐取 $\varphi_d = 0.4 \sim 0.6$,当制造精度较高,或采用有利于齿向载荷分布的措施时, φ_d 可适当增大。

(6) 行星轮数 n_p

系列设计中通常取 $n_p = 3$ 。因为三行星轮的受力状态有利于采用浮动均载,机构简单可靠,通用性强,便于系列比和生产管理。

13 通用系列产品及其选用

国家颁布的 NGW 型行星齿轮减速器 (JB/T 6502—1993) 标准产品,包括 NAD、NAZD、NBD、NBZD、NCD、NCZD、NAF、NBF、NCF、NAZF、NBZF 等 12 个系列减速器。此外,还有 NGW 型派生系列,包括 NASD、NASF、NBSD、NBSF、NCSO、NCSF、NAL、NBL 等八个系列。本章不列入派生系列。

本类型系列减速器结构简单可靠,使用维护方便,承载能力范围大,属于低速重载传动装置,可通用于冶金、矿山、运输、建材、化工、纺织、能源等行业的机械传动,但有以下限制条件:

减速器的高速轴转速不高于 1 500 r/min。

减速器的齿轮圆周速度,直齿轮不高于 15 m/s,斜齿轮不高于 20 m/s。

减速器工作环境温度为一 40 ~ +45℃,低于 0℃ 时,起动前润滑油应预热至 10℃ 以上。

减速器可正反两向运转。

当在以上条件下用作增速器时，承载能力要降低 10% 使用。

13.1 主要结构型式及技术参数

1) 单级传动的 NAD 系列结构如图 35.1-27 所示，两级传动的 NBD 系列结构如图 35.1-28 所示，三级传动的 NCD 系列结构如图 35.1-29 所示；采用三级行星传动与定轴传动组合的结构

型式如图 35.1-30 所示。

2) NGW 行星齿轮减速器系列规格是以内齿轮分度圆直径的优先数系作为排列基准并划分规格，见表 35.1-17。

3) 定轴齿轮传动公称中心距 a 见表 35.1-18。

4) 减速器系列公称传动比 i 与实际传动比 i_0 见表 35.1-19。

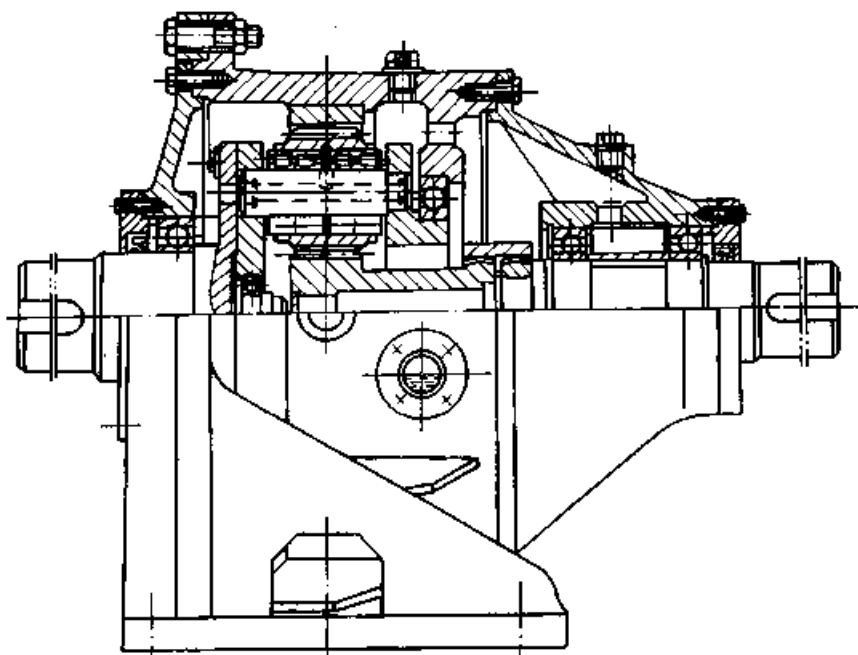


图 35.1-27 单级 NAD 减速器结构

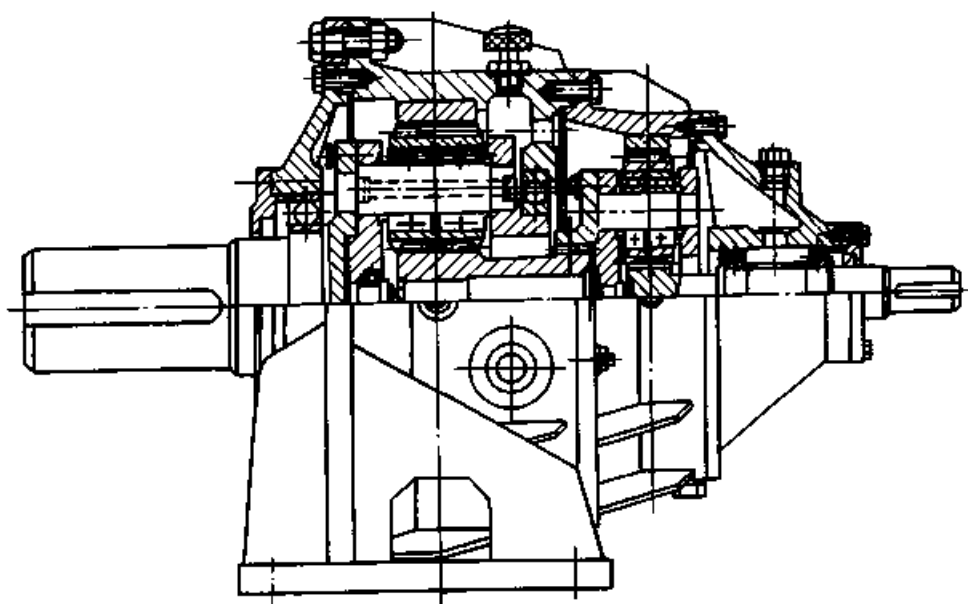


图 35.1-28 双级 NBD 减速器结构

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

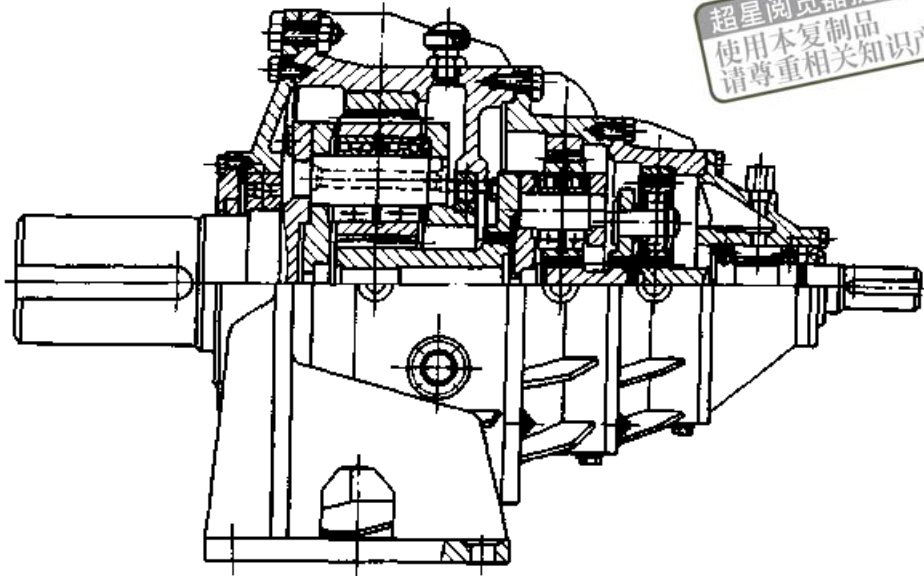


图 35.1-29 三级 NCD 减速器结构

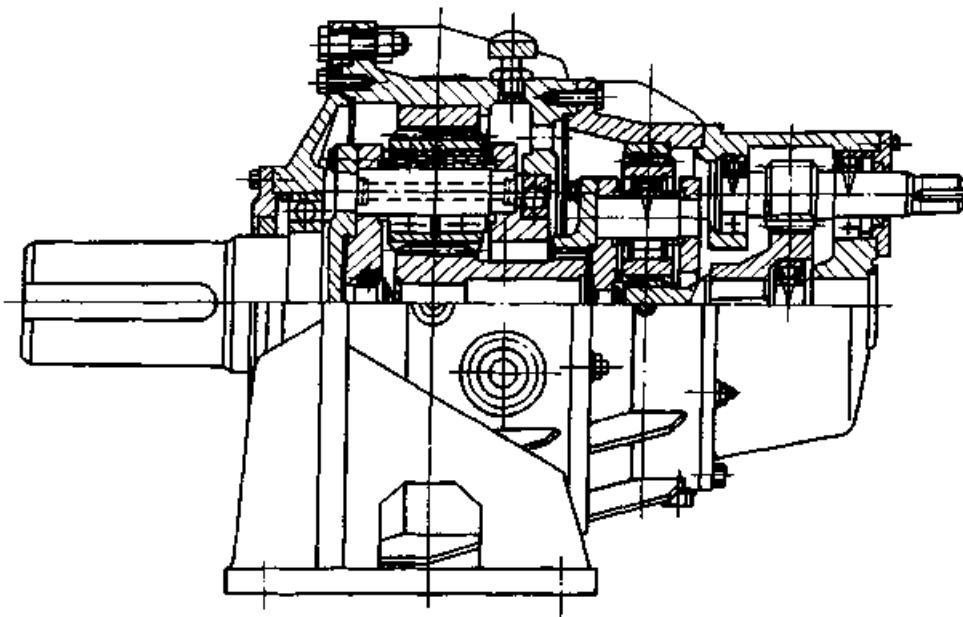


图 35.1-30 NAZD 减速器结构

表 35.1-17 内齿轮分度圆公称直径 d
(mm)

200	224	250	280	315	355	400	450	500	560
630	710	800	900	1 000	1 120	1 250	1 400	1 600	1 800
2 000									

表 35.1-18 定轴齿轮传动公称中心距 a
(mm)

80	90	100	112	125	140	160	180	200	224
250	265	280	300	315	335	355	375	400	425
450	475	500	530	560	600	630			

表 35.1-19 减速器的公称传动比与实际传动比

公称传动比 i		4	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9	
NAD NAF 规格	200 280 355 400 560 710 800 1 120 1 400 1 600	实际 传动 比	4.2	4.636	5.211	5.647	6.316	7.313	7.8	8.769
	315 630 1 250		4.2	4.636	5.211	5.647	6.3	7.235	7.688	9.231
	224 250 450 500 900 1 000 1 800 2 000		4.111	4.5	5	5.667	6.316	7.315	7.8	8.769

公称传动比 i		22	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50
NBD NBF 规格	250 450 500 900 1 000	21.42	23.21	25.97	30.06	32.91	35.10	39.46	43.85	49.69
	280 315 560 1 120	21.00	23.80	26.53	30.71	33.90	36.16	40.65	45.70	49.52
	355 630 800 1 250 1 600	21.89	23.71	26.53	30.71	33.93	36.16	40.65	45.70	49.52
	400 710 1 400	21.89	23.71	26.46	30.39	33.54	35.64	42.79	41.10	52.12
	1 800 2 000	20.56	23.30	25.97	30.06	32.91	35.10	39.46	43.85	49.69

5) 减速器齿轮的模数系列见表 35.1-20。

表 35.1-20 减速器齿轮模数 m_n (mm)

6) 减速器输出、输入轴轴伸中点处额定径向载荷 F_r 见表 35.1-21。

2	2.25	2.5	2.75	3	3.5	4	4.5	5	5.5
6	7	8	9	10	11	12	14	16	18
20	22								

表 35.1-21 输出、输入轴轴伸中点处额定径向载荷 F_r (kN)

规格	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000
输出轴	$n = 375$	3.40	4.54	4.56	6.17	7.68	10.06	12.18	12.41	16.78	22.71	21.74	23.99		
	$n = 250$	3.89	5.19	5.22	7.06	8.97	11.52	13.95	14.21	19.21	25.99	24.89	27.46	28.25	35.30
	$n = 75$	5.81	7.76	7.79	10.55	13.14	17.21	20.83	21.22	28.69	38.83	37.17	41.02	42.20	52.73
	$n = 13.4$	0.31	3.77	13.83	18.73	23.33	30.55	37.00	37.68	50.95	68.95	66.01	72.85	74.95	93.63
单级输入轴	$n = 1 500$	1.15	1.24	1.46	1.64	2.33	2.49	2.58	3.20	4.21	3.92	5.47	6.94	7.45	9.72
	$n = 1 000$	1.31	1.42	1.68	1.87	2.67	2.86	2.95	3.67	4.82	4.49	6.26	7.94	8.52	11.12
	$n = 750$	1.44	1.57	1.85	2.06	2.94	3.14	3.25	4.03	5.31	4.94	6.89	8.74	9.38	12.24
	$n = 600$	1.56	1.69	1.99	2.22	3.16	3.39	3.50	4.35	5.72	5.33	7.42	9.42	10.11	13.19
两级输入轴	$n = 1 500$			0.77	0.74	0.97	1.16	1.40	1.52	1.99	2.33	2.95	3.16	4.23	5.62
	$n = 1 000$			0.88	0.84	1.11	1.33	1.60	1.74	2.28	2.67	3.38	3.62	4.84	6.44
	$n = 750$			0.97	0.93	1.22	1.47	1.77	1.92	2.51	2.93	3.72	3.98	5.33	7.09
	$n = 600$			1.04	1.00	1.31	1.58	1.90	2.07	2.71	3.16	4.01	4.29	5.74	7.63
三级输入轴	$n = 1 500$				0.62	0.74	0.71	0.64	1.05	1.42	1.47	2.24	2.36	3.48	4.13
	$n = 1 000$				0.71	0.84	0.81	0.73	1.21	1.63	1.68	2.56	2.71	3.99	4.73
	$n = 750$				0.78	0.93	0.89	0.81	1.33	1.79	1.85	2.82	2.98	4.39	5.21
	$n = 600$				0.85	1.00	0.96	0.87	1.43	1.93	1.99	3.03	3.21	4.73	5.61

注：1. 输入轴转速介于表列转速之间时，额定径向载荷用插值法求值。表中 n 单位为 r/min 。

2. 输出轴转速介于表列转速之间时，额定径向载荷用插值法求值。

小于表列最小转速时，按表列该规格最小转速值选取。

3. 1 000 r/min 以上规格请另咨询。

13.2 型号标记、尺寸和性能参数

减速器中心高取优先数系中的优先数值，与 GB/T 12217—1990《机器轴高》相符，轴伸尺寸符合 GB/T 1569—1990《圆柱形轴伸》的规定。减速器轴伸与主动和从动机相联一般采用联轴器，轴伸（悬臂）径向载荷很小。若采用有较大径向载荷的其他联接方式应参照表 35.1-21 中给出的输出、输入轴伸径向载荷数值进行核算方可实施。否则应按实际载荷校核轴承寿命和轴的强度。

(1) 型号标记

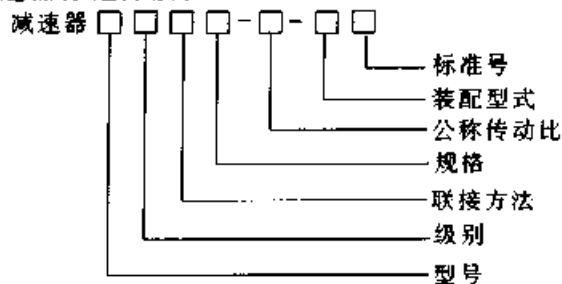
1) 减速器的代号与标记方法

减速器代号包括：型号、级别、联接、型式、规格、公称传动比、装配型式、标准号。

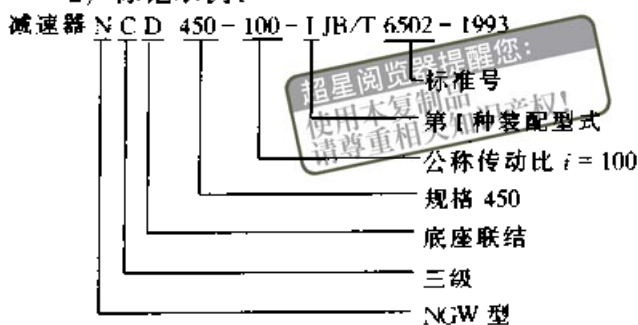
其标记符号：

- N——NGW 型；
- A——一级行星齿轮减速器；
- B——二级行星齿轮减速器；
- C——三级行星齿轮减速器；
- D——底座联接；
- F——法兰联接；
- Z——定轴圆柱齿轮；
- S——螺旋锥齿轮；
- L——立式行星齿轮减速器。

减速器标记方法：



2) 标记示例：



(2) 外形、安装尺寸、装配型式和性能参数限于篇幅，本章仅列出 NCZD 减速器的有关数据，其他型号减速器的数据可查阅文献 [3]。

1) NCZD315~560 减速器的外形尺寸见图 35.1-31 及表 35.1-22。

2) NCZD560~2000 减速器的外形尺寸见图 35.1-32 及表 35.1-23。

3) NCZD 减速器高速轴公称输入功率见表 35.1-24 热功率见表 35.1-25。

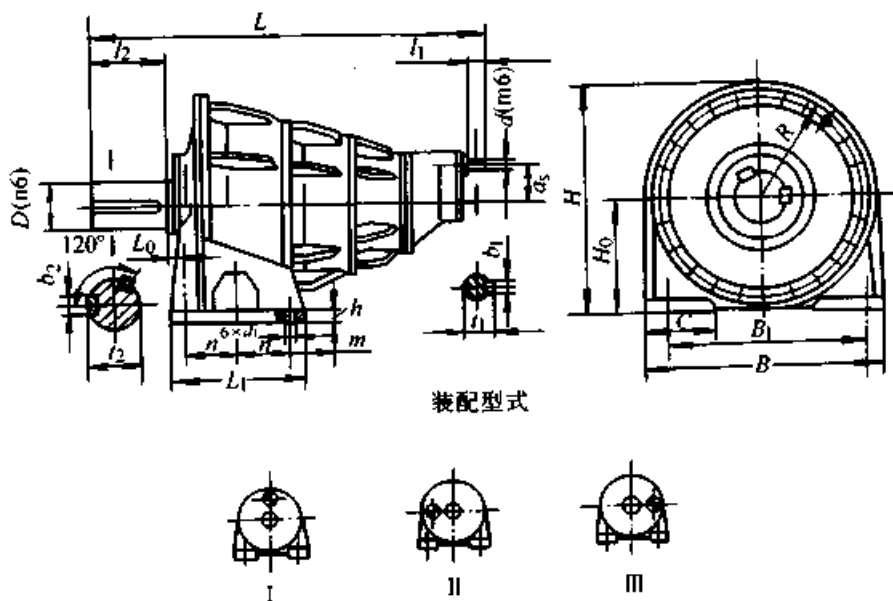


图 35.1-31 NCZD315~560 减速器的外形和装配型式

表 35.1-22 NCZD315~560 减速器外形尺寸 (mm)

规格代号	型号规格	公称传动比 i	外形及中心高					轴伸							地脚尺寸							重量 /kg	润滑油量 /L		
			L	B	H	H_0	R/a_c	d	D	l_1	l_2	t_1	b_1	t_2	b_2	L_1	L_0	L_1	m	h	B_2			B_1	C
1	NCZD 315	450~1 120	845	560	525	265	260/82	20	120	36	165	22.5	6	127	32	520	35	130	30	25	470	240	22	430	20
2	NCZD 355	450~1 120	974	630	590	300	290/91	22	140	36	200	24.5	6	148	36	380	38	155	35	28	520	170	26	540	26
3	NCZD 400	450~1 120	1 054	710	660	335	330/100	28	150	42	200	31	8	158	36	400	51	165	35	35	600	210	26	700	40
4	NCZD 450	450~1 120	1 175	800	745	375	370/100	35	170	58	240	38	10	179	40	468	60	180	50	35	670	220	33	950	50
5	NCZD 500	450~1 120	1 350	900	835	425	410/127	40	200	82	280	43	12	210	45	500	80	200	50	40	770	240	33	1 380	65
6	NCZD 560	450~1 120	1 440	1 020	950	486	470/145	45	220	82	280	48.5	14	231	50	580	78.5	230	60	40	880	300	39	1 750	80

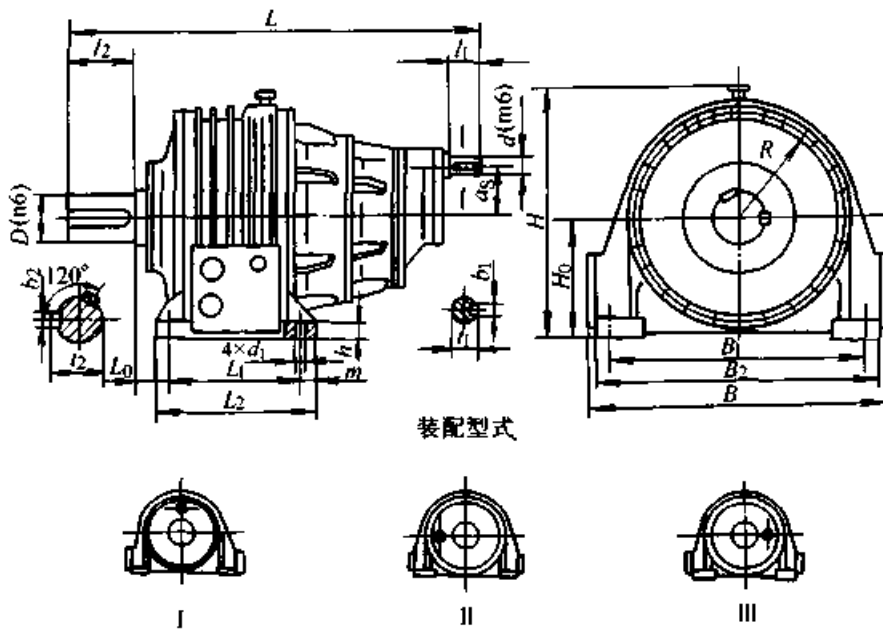


图 35.1-32 NCZD560~2000 减速器的外形和装配型式

表 35.1-23 NCZD (NCZD560~2000) 减速器外形尺寸 (mm)

规格代号	型号规格	公称传动比 i	外形及中心高					轴伸							地脚尺寸							重量 /kg	润滑油量 /L		
			L	B	H	H_0	R/a_c	d	D	l_1	l_2	t_1	b_1	t_2	b_2	L_1	L_0	L_1	m	h	B_2			B_1	d_1
7	NCZD 560	450~1 120	1 510	1 100	990	450	430/164	45	220	82	28	48.5	14	231	50	660	103	500	80	70	1 060	900	65	2 100	200

续表 35.1-23

规格代号	型号规格	公称传动比 i	外形及中心高				轴 伸								地 脚 尺 寸						重量 /kg	润滑油量 /L			
			L	B	H	H_0	R/a	d	D	l_1	l_2	t_1	b_1	t_2	b_2	L_1	L_0	L_2	m	A			B_2	B_1	d_1
8	NCZD 450-630	1 120	1 670	1 260	1 095	500	485/182	50	240	82	330	53.5	14	252	56	740	118	560	90	80	1 200	1 040	74	2 150	280
9	NCZD 450-710	1 120	1 800	1 360	1 215	560	545/200	55	260	82	330	59	16	272	56	810	130	630	90	80	1 320	1 140	74	4 300	340
10	NCZD 450-800	1 120	2 070	1 560	1 335	630	625/218	60	280	105	380	64	18	292	63	870	163	670	100	100	1 500	1 300	82	5 400	495
11	NCZD 450-900	1 120	2 345	1 750	1 510	710	690/218	70	340	105	450	74.5	20	355	80	940	194	740	100	100	1 680	1 480	82	8 500	700
12	NCZD 450-1 000	1 120	2 570	1 900	1 680	800	770/260	80	360	130	450	85	22	375	80	1 140	185	900	120	120	1 840	1 600	101	12 000	900
13	NCZD 450-1 120	1 120	2 890	2 120	1 880	900	870/296	90	400	130	540	95	25	417	90	1 260	207	1 000	130	120	2 060	1 800	101	17 000	1 100
14	NCZD 450-1 250	1 120	3 136	2 340	2 060	1 000	950/334	100	450	165	540	106	28	469	100	1 400	225	1 120	140	140	2 280	2 000	112	20 000	1 700
15	NCZD 450-1 400	1 120	3 430	2 580	2 280	1 120	1 050/372	120	500	165	540	12	32	519	100	1 500	264	1 200	150	150	2 500	2 200	112	25 900	2 700
16	NCZD 450-1 600	1 120	4 010	2 970	2 560	1 256	1 200/408	130	560	200	680	137	32	582	120	1 600	350	1 250	175	180	2 890	2 540	122	33 500	3 400
17	NCZD 450-1 800	1 120	4 370	3 300	2 860	1 400	1 350/446	150	600	200	680	158	36	625	140	1 760	398	1 420	180	200	3 200	2 880	137	45 000	3 700
18	NCZD 450-2000	1 120	4 770	3 700	3 190	1 600	1 480/500	170	630	290	680	179	40	655	140	1 960	440	1 580	190	220	3 620	3 260	155	57 000	4 000

表 35.1-24 NCZD 减速器的公称输入功率

规格	公称传动比 i	公称输入功率 P_1	公称输入功率 P_1 /kW												
			355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000	1 120	1 250	
315	600	$n_1/(r/min)$	2.6	2.0	1.8	1.7	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	0.8	0.7	0.6	
	750		3.3	3.3	2.3	2.2	1.8	1.6	1.4	1.3	1.1	1.0	0.9	0.8	
	1 000		4.5	3.5	3.1	2.8	2.3	2.1	1.9	1.8	1.6	1.4	1.2	1.1	
	1 500		6.8	5.2	4.5	4.3	3.4	3.1	2.9	2.7	2.4	2.1	1.9	1.7	

续表 35.1-24

规格	公称传动比, 功 率 $n_1/(r/min)$	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000	1 120	1 250
		公称输入功率 P_1/kW											
355	600	4.2	3.2	2.8	2.5	2.0	1.8	1.7	1.6	1.4	1.2	1.1	1.1
	750	5.2	3.9	3.5	3.2	2.5	2.3	2.2	2.0	1.7	1.5	1.4	1.2
	1 000	6.9	5.3	4.6	4.4	3.4	3.1	2.9	2.7	2.4	2.1	2.0	1.6
	1 500	10.4	8.0	6.9	6.5	5.1	4.6	4.4	4.0	3.6	3.1	2.9	2.6
400	600	5.3	4.0	3.6	3.3	2.5	2.3	2.2	2.1	1.8	1.6	1.5	1.2
	750	6.7	5.1	4.5	4.2	3.2	2.9	2.8	2.6	2.2	2.0	1.8	1.5
	1 000	8.9	6.9	6.1	5.6	4.3	3.9	3.7	3.4	3.0	2.6	2.5	2.0
	1 500	13.4	10.4	9.1	8.5	6.5	5.9	5.6	5.1	4.6	3.9	3.7	3.1
450	600	9.0	6.9	6.1	5.6	4.2	3.8	3.5	3.3	2.9	2.5	2.3	2.1
	750	11.3	8.7	7.6	7.1	5.1	4.7	4.4	4.1	3.6	3.1	2.9	2.5
	1 000	15.0	11.5	10.0	9.4	6.8	6.2	5.9	5.5	4.9	4.2	3.9	3.3
	1 500	22.5	17.3	15.2	14.2	10.4	9.5	8.9	8.3	7.3	6.3	5.9	4.9
500	600	10.6	8.3	7.2	6.8	5.5	5.0	4.7	4.4	3.6	3.1	2.8	2.4
	750	13.3	10.3	9.1	8.5	6.8	6.2	5.8	5.5	4.5	3.9	3.5	2.9
	1 000	17.8	13.9	12.0	11.4	9.2	8.4	7.9	7.3	6.1	5.2	4.7	3.9
	1 500	26.7	20.7	18.2	17.1	13.7	12.5	11.8	10.9	9.1	7.9	7.1	6.0
560	600	16.2	12.5	10.9	10.3	8.8	7.9	7.4	6.9	6.2	5.3	4.7	4.1
	750	20.3	15.7	13.6	12.9	11.1	10.0	9.3	8.7	7.7	6.7	5.8	5.0
	1 000	27.0	21.0	18.2	17.1	14.7	13.3	12.4	11.6	10.3	8.9	7.8	6.7
	1 500	40.6	31.4	27.4	25.7	22.1	19.9	18.7	17.4	15.5	13.4	11.7	10.0
630	600	21.8	16.8	14.7	13.7	11.9	10.4	9.7	9.0	8.0	6.9	6.1	5.3
	750	27.2	21.0	18.3	17.2	14.8	13.0	12.2	11.3	10.1	8.7	7.6	6.5
	1 000	36.3	28.0	24.4	22.9	19.8	17.3	16.3	15.1	13.5	11.6	10.2	8.7
	1 500	54.4	42.0	36.8	34.4	29.7	26.0	24.3	22.7	20.2	17.4	15.2	13.0
710	600	35.1	27.2	23.7	22.2	18.9	16.9	15.8	14.7	13.1	11.3	10.0	8.7
	750	43.8	34.0	29.6	27.7	23.6	21.0	19.8	18.5	16.4	14.1	12.4	10.7
	1 000	58.4	45.3	39.5	37.0	31.5	28.1	26.4	24.6	21.9	18.8	16.5	14.1
	1 500	87.7	67.9	59.3	55.5	47.1	42.1	39.6	36.9	32.8	28.3	24.9	21.3
800	600	43.0	33.2	29.0	27.2	23.5	20.5	19.2	17.9	15.9	13.7	12.1	10.6
	750	53.8	41.5	36.2	34.0	29.4	25.6	24.0	22.4	19.9	17.1	15.0	12.9
	1 000	71.7	55.4	48.4	45.3	39.1	34.2	32.1	29.9	26.6	22.9	20.0	17.1
	1 500	107.6	83.1	72.5	68.0	58.8	51.3	48.1	44.8	39.9	34.4	30.0	25.8

表 35.1-25 NCZD、NCZF 减速器的热功率 P_{G1} 、 P_{G2}

散热冷却条件		规格																
没有冷却措施	环境条件	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000	1 120	1 250	1 400	1 600	1 800	2 000
		P_{G1}/kW																
	小空间、小厂房	10	12.5	15.8	21	27	32	42	46	61	77	107	128	175	195	265	367	492
	较大空间或厂房	15	18.8	23.8	32	40	48	63	69.5	91	115	161	192	262	293	395	550	738
	户外露天	21	26	33	45	56	67	88	97	127	161	225	269	367	410	553	770	1 033
稀油站循环油润滑		P_{G2} 按 P_2 、工况条件、稀油站的流量和容积来确定																

13.3 选用方法

13.3.1 选用系数

(1) 工况系数 K_A 及安全系数 S_A

前节列出各系列减速器按机械强度计算的公称输入功率 P_1 (kW)，其所以冠以“公称”二字，是因为计算以上功率表时给定的原始条件为：

1) 减速器的驱动原动机为电动机或汽轮机或水力机；

2) 减速器每日工作在 3 h 以内，带动的工作机械为中等以下冲击载荷、或每日工作在 10 h 以内载荷均匀仅有轻微冲击；

3) 每小时起动次数不超过 5 次；

4) 各机件的材料，工艺达到设计要求；

对于通用标准系列减速器的产品设计，发达国家大都按照统一条件设计且统称为公称功率。

减速器的实际工况很复杂。当不符合以上条件时，以工况系数 K_A 来修正， K_A 值见表 35.1-26。

表 35.1-26 减速器的工况系数 K_A

原动机	每日工作时间/h	K_A		
		轻微冲击(均匀)载荷 U	中等冲击载荷 M	强冲击载荷 H
电动机	≤ 3	0.8	1	1.5
汽轮机	$> 3 \sim 10$	1	1.25	1.75
水力机	> 10	1.25	1.5	2
4~6缸的活塞发动机	≤ 3	1	1.25	1.75
	$> 3 \sim 10$	1.25	1.5	2
	> 10	1.5	1.75	2.25
1~3缸的活塞发动机	≤ 3	1.25	1.5	2
	$> 3 \sim 10$	1.5	1.75	2.25
	> 10	1.75	2	2.5

考虑到减速器使用的可靠性以及工作机对减速器安全度的不同要求时，以安全系数 S_A 来修正，见表 35.1-27。

表 35.1-27 减速器安全系数 S_A

重要性与安全要求	一般设备、减速器失效仅引起单机停产且易更换备件	重要设备、减速器失效引起机组、生产线或全厂停产	高度安全要求，减速器失效引起设备、人身事故
S_A	1.1~1.3	1.3~1.5	1.5~1.7

K_A 与 S_A 不同， K_A 是减速器短时冲击过载大于正常载荷的倍数，通过实测可以得出。 S_A 是考虑可靠性和安全而增大载荷的倍数。

(2) 热功率系数

本章列出各系列减速器的热功率表是按润滑油允许最高平衡温度不超过 100℃ 及以下给定条件计算得出的：

1) 减速器工作环境温度 $t_0 = 20^\circ C$ 。

2) 减速器满负载工作功率利用率在 80% 以上。

3) 小时负载持续率为 100%。

当实际工况与上述条件不符时，分别给以系数修正。环境温度系数 f_1 见表 35.1-28，小时负载持续率系数 f_2 见表 35.1-29，公称功率利用系数 f_3 见表 35.1-30。

表 35.1-28 环境温度系数 f_1

冷却条件	环境温度 $t/^\circ C$				
	10	20	30	40	50
	f_1				
无冷却	0.9	1	1.15	1.35	1.65
冷却管冷却	0.9	1	1.1	1.2	1.3

表 35.1-29 负载率系数 f_2

小时负载率/%	100	80	60	40	20
负载率系数 f_2	1	0.94	0.86	0.74	0.56

表 35.1-30 减速器公称功率利用系数 f_3

$(P_2/P_1) \times 100\%$	$\leq 40\%$	50%	60%	70%	80%~100%
f_3	1.25	1.15	1.1	1.05	1

注： P_1 —公称功率，见各功率表， P_2 —负载功率。

f_3 主要着眼于减速器的效率特性。当减速器满负载工作时效率最高；低负载时，损耗率高，电功率转化为热能的比例大，发热量就大。

关于热功率计算还需说明两点：

1) 热功率是按发热—散热平衡方程式算出参变量较多，其中减速器表面散热面积、传动效率、散热系数与表面状态（喷、涂油漆）环境温度、气流速度的关系等均难以准确计算。因而热功率值是近似值。但与台架试验值基本相吻合且偏于安全。

2) 允许最高润滑油温为 100°C ，但不是最佳使用油温，较佳使用油温为 $55\sim 75^\circ\text{C}$ ，长期在 100°C 时使用，油的寿命将大大缩短，更换周期加快。

13.3.2 选用程序

第一步，审定工况条件和设计要求。

1) 原动机类型，减速器输入转速 n_1 负载功率 P ；

2) 减速器的输出转速 n_2 或要求传动比 i 以及允许的 n_2 或 i 的相对误差；

3) 工作机的名称或负载特性（含每小时启动次数，短时过载及振动冲击大小等）；

4) 工作机的重要性，减速器的使用寿命及可靠性或安全度要求；

5) 每小时负载持续率；

6) 减速器输出输入轴相对位置即装配型式与原动机、工作机的联结方式；

7) 工作环境温度、通风条件、厂房大小；

8) 其他要求（含重量、尺寸、价格等）。

第二步，按照机械强度公称功率 P_1 初选减速器规格。

按给定的工况条件，从表 35.1-26 中查出

K_A ，从表 35.1-27 中查出 S_A ，并按下式计算选用功率 P_{2m}

$$P_{2m} = P_2 K_A S_A \quad (35.1-28)$$

当没有给定负载功率或转矩时，即以电动机额定功率 P 等于负载功率 P_2 来计算。

按给定的 n_1 、 i 及 P_{2m} 从功率表中查某规格减速器的 P_1 应满足下式：

$$P_1 \geq P_{2m} \quad (35.1-29)$$

并按前述工况条件和设计要求确定减速器的装配型式。

如给定的 n_1 与功率表中三档 n_1 （750 r/min、1000 r/min、1500 r/min）之一档相对误差不超过 4%，可按该档 n_1 对应的 P_1 选用。如果相对误差超过 4%，则应按给定转速，转速与功率成正比的关系折算 P_1 使此 P_1 满足式 (35.1-29)。

第三步校核热功率 P_{G1} 能否通过。

按给定工况条件从表 35.1-28~30 中查出系数 f_1 、 f_2 、 f_3 ，并按下式计算选用热功率 P_{2t} ：

$$P_{2t} = P_2 f_1 f_2 f_3 \quad (35.1-30)$$

从给出的热功率表中查出第二步选出的减速器的热功率 P_{G1} ，并要求：

$$P_{G1} \geq P_{2t} \quad (35.1-31)$$

若满足此式要求即该减速器采用油池润滑、自然通风冷却，热功率通过。

若 $P_{G1} < P_{2t}$ ，热功率不通过。此时，可另选较大规格的减速器，也可采取冷却措施或循环油润滑，应从技术、经济两个方面具体分析比较确定。

第四步，校核尖峰载荷及轴伸径向载荷。

第五步，写出所选用的减速器代号。

13.3.3 选用举例

电动机驱动，经减速器带动一台钢带式输送机，电动机转速 $n = 1350$ r/min，电动机功率 $P = 95$ kW，传动比 $i = 500$ ，尖峰载荷 $P_{\max} = 190$ kW，轴伸受纯转矩，每日工作 24 h，每小时启动次数 < 5 次，负载率 $\leq 40\%$ ，最高环境温度 $t = 30^\circ\text{C}$ ，小空间安装，油池甩油润滑，要求选用规格相当的行星齿轮减速器。

第一步，审定工况条件和设计要求。给定的工况条件和设计要求明确足够。

第二步，按机械强度公称功率 P_1 初选。

按表 35.1-26 查得 $K_A = 1.75$, 按表 35.1-27 查得 $S_A = 1.5$, 计算选用功率 P_{2m} , 负载功率 P_2

$$P_2 = P = 95 \text{ kW}$$

$$P_{2m} = P_2 K_A S_A = 95 \times 1.5 \times 1.3 \text{ kW} \\ = 185.25 \text{ kW}$$

按传动比 $i = 500$, 应选 NCZD 型某规格减速器。查表 35.1-22 从接近要求转速的 $n_1 = 1500 \text{ r/min}$ 一档中查 $P_1 \geq P_{2m}$ 减速器。初选 NCZD1250—500, 在 $i = 500$, $n_1 = 1500 \text{ r/min}$, $P_1 = 262 \text{ kW}$, 当 $n_1 = 1350 \text{ r/min}$ 时的折算公称功率 P_1 为

$$P_1 = 262 \frac{1350}{1500} \text{ kW} = 235 \text{ kW}$$

按 $P_1 = 235 \text{ kW} > P_{2m} = 185.25 \text{ kW}$, 选用 NCZD1250—500—II 通过。

第三步, 校核热功率 P_{G1} 能否通过。

按环境温度 $t = 30^\circ\text{C}$, 查表 35.1-28, $f_1 = 1.15$, 按小时负载率 40%, 查表 35.1-29, $f_2 = 0.74$, 按 $P_2/P_1 = 95/235 = 0.4$, 查表 35.1-30, $f_3 = 1.25$ 。

$$P_{2t} = P_2 f_1 f_2 f_3 = 95 \times 1.15 \times 0.74 \times 1.25 \text{ kW} \\ = 101.06 \text{ kW}, \text{查表 35.1-25, NCZD1250—500}$$

$$P_{G1} = 175 \text{ kW} > P_{2t} = 101.06 \text{ kW}, P_{G1} \text{通过。}$$

第四步, 校核尖峰载荷。

减速器允许尖峰载荷 $P_{\max} \leq 1.8P_1$, 尖峰载荷系指短时最大载荷, 每次出现时间小齿轮每齿的啮合次数不超过 100 次, 在减速器使用寿命期内小齿轮总啮合次数不得超过 10 万次。否则应为正常工作载荷。这是因 P_1 值已经很高, 齿根的最大弯曲应力受齿轮材料弯曲极限应力的限制。

$$P_{\max} = 190 \text{ kW} < 1.8P_1 = 423 \text{ kW}$$

第五步, 写出减速器代号

选定减速器代号为: NCZD1250—500—II。

14 专用行星齿轮减速器

除了上述通用系列行星齿轮减速器外, 还设计、生产了一些专用行星齿轮减速器, 以满足不同专业机械的需要。

14.1 辊压磨用行星齿轮减速器

用于水泥厂的 GZL 辊压磨行星齿轮减速器的结构如图 35.1-33 所示。电动机可直接安装在减速器上, 也可安装在地面上 (用万向联轴器连接)。收缩盘把减速器牢固地固定在辊子轴颈上。其转矩支承结构如图 35.1-34 所示, 此结构允许减速器作适当位移。

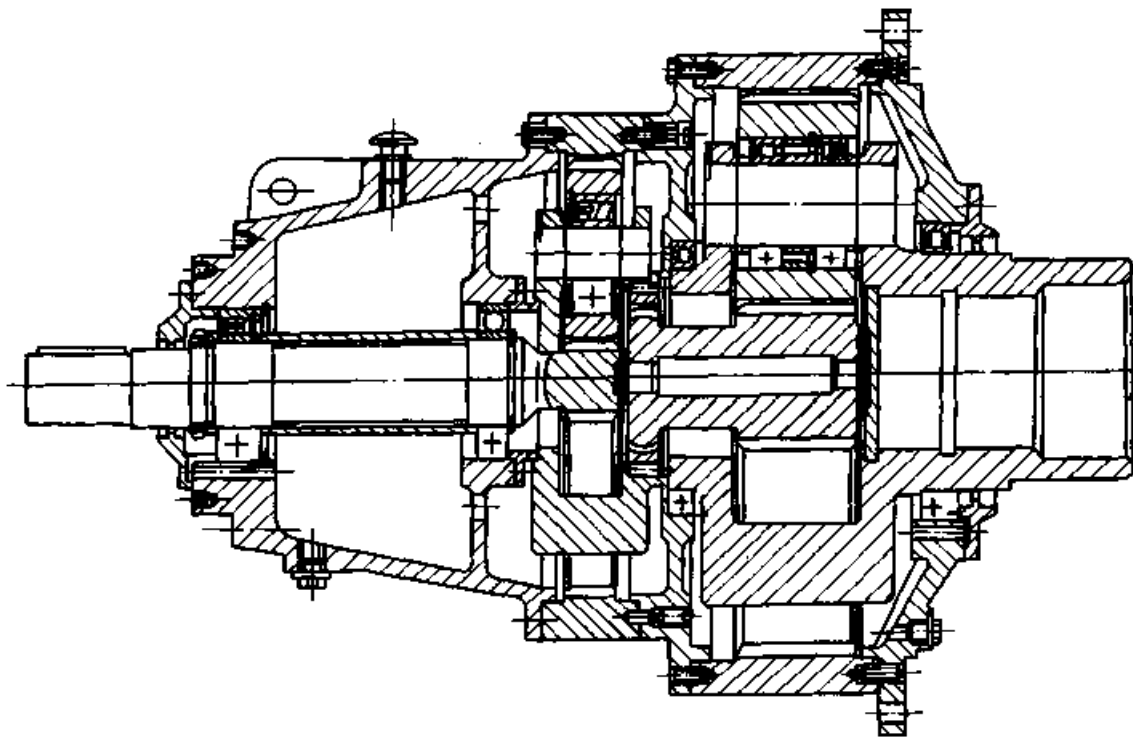


图 35.1-33 GZL 辊压磨行星齿轮减速器

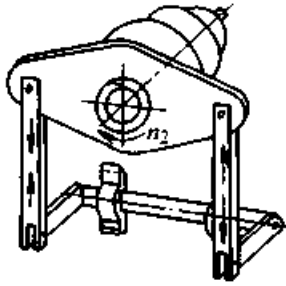


图 35.1-34 减速器的转矩支承结构

用于水泥磨的还有 ZJ 行星齿轮减速器。GZL 系列和 ZJ 系列行星齿轮减速器技术参数、外形和安装尺寸等详见 [3]。

14.2 矿井提升机用行星齿轮减速器

80 年代以前，我国矿井提升机多采用平行轴圆柱齿轮减速器，如 ZHLR、KPTH、ZG、ZD₂R、ZHD₂R 等系列的软齿面减速器。这种减速器结构庞大、笨重，技术落后。

1979 年，洛阳矿山机器厂对德国 GHH 行星齿轮减速器进行了研究分析，研制出我国首台提升机用 XL-30 行星齿轮减速器，相继又开发和编制了 ZK 型 (JB/T9043.1-1999) 及 ZZ 型 (JB/T 9043.2-1999) 行星齿轮减速器系列标准。该类减速器具有体积小、重量轻、承载能力大、传动效率高和工作平稳等一系列

优点，几乎完全取代了上述平行轴软齿面减速器，目前广泛应用于各种类型的提升机主传动装置上。

单级的 ZKD、ZZD 行星齿轮减速器的结构如图 35.1-35 所示。两级的 ZZL 行星齿轮减速器的结构如图 35.1-36 所示。此外，还有单级派生系列的行星齿轮减速器 (ZKP 和 ZZDP 系列)，其结构如图 35.1-37 所示。

上述行星齿轮减速器的技术参数、外形和安装尺寸等，详见 [3]。

14.3 矿山钢绳牵引带式输送机用行星齿轮减速器

钢绳牵引带式输送机传动装置采用 NGW 型非标准行星齿轮减速器，其结构见图 35.1-38。此减速器结构紧凑、重量轻、效率高、噪声小、工作可靠。

另一种 NGW-S 型非标准直交行星齿轮减速器如图 35.1-39 所示。此减速器是在 NGW 型基础上派生而来的，即在输入轴上加上一对弧齿锥齿轮传动，便成一种直交行星齿轮减速器。

上述几种行星齿轮减速器的技术参数、外形尺寸、安装尺寸等，详见 [3]。

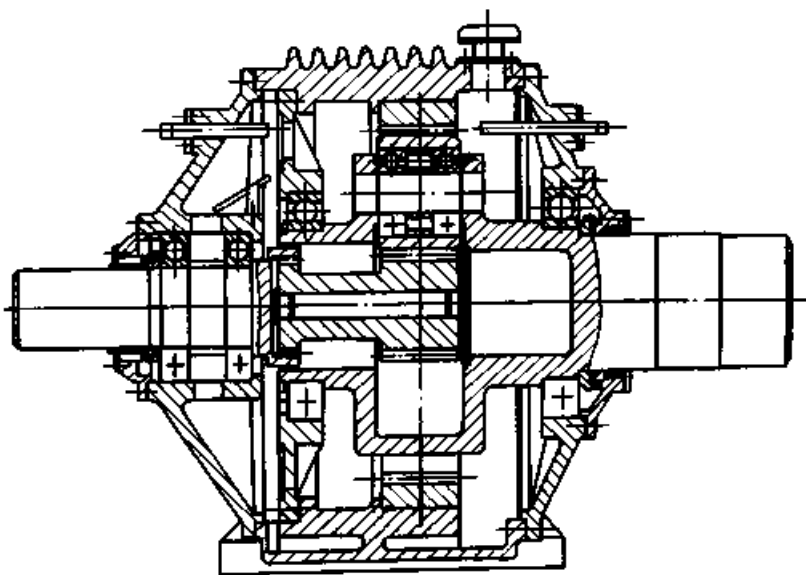


图 35.1-35 ZKD、ZZD 行星齿轮减速器结构

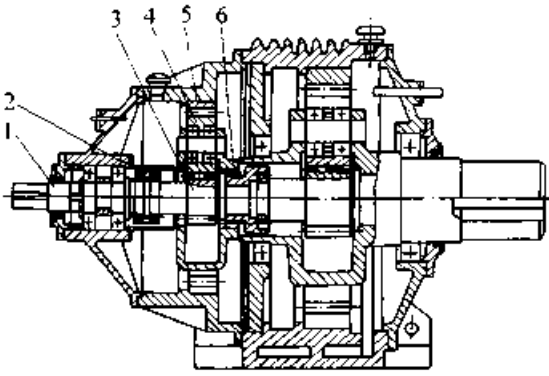


图 35.1-36 ZZL 两级行星齿轮减速器结构
1—高速轴 2—齿式联轴器 3—太阳轮
4—行星轮 5—内齿圈 6—行星转架

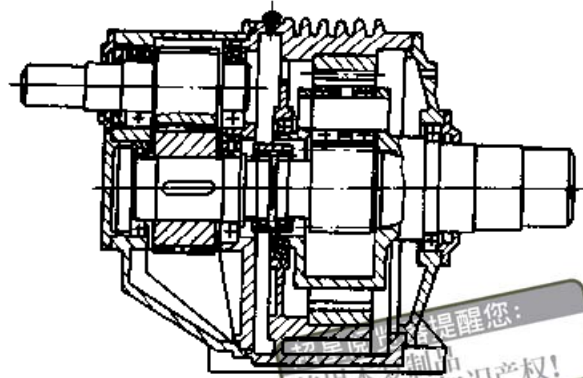


图 35.1-37 ZKP/ZZDP 单级派生系列行星齿轮减速器结构

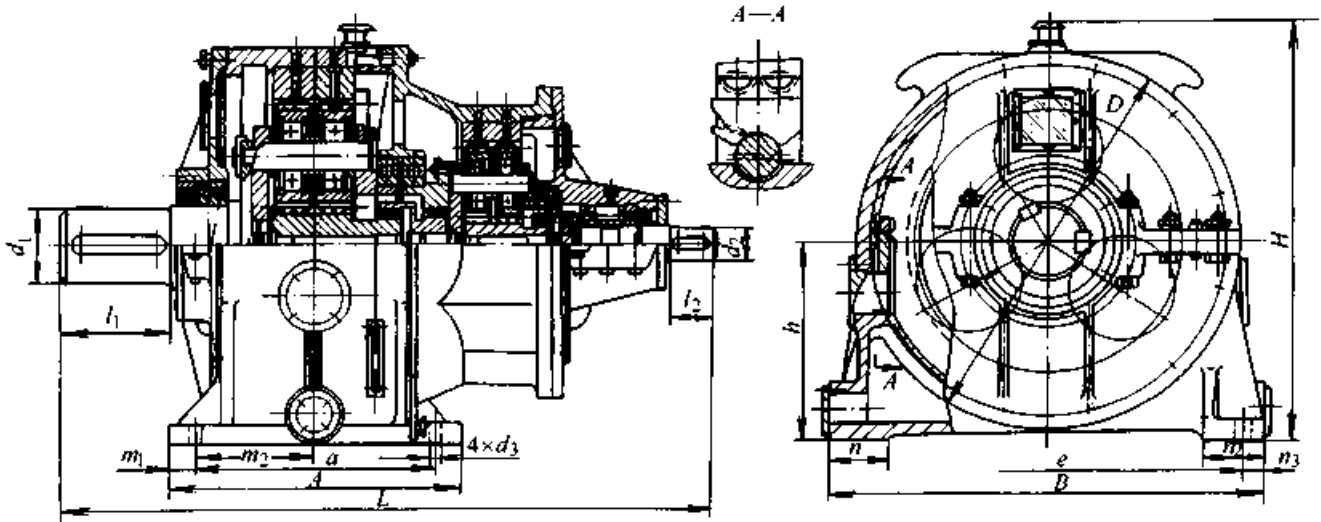


图 35.1-38 NGW 型非标准行星齿轮减速器结构

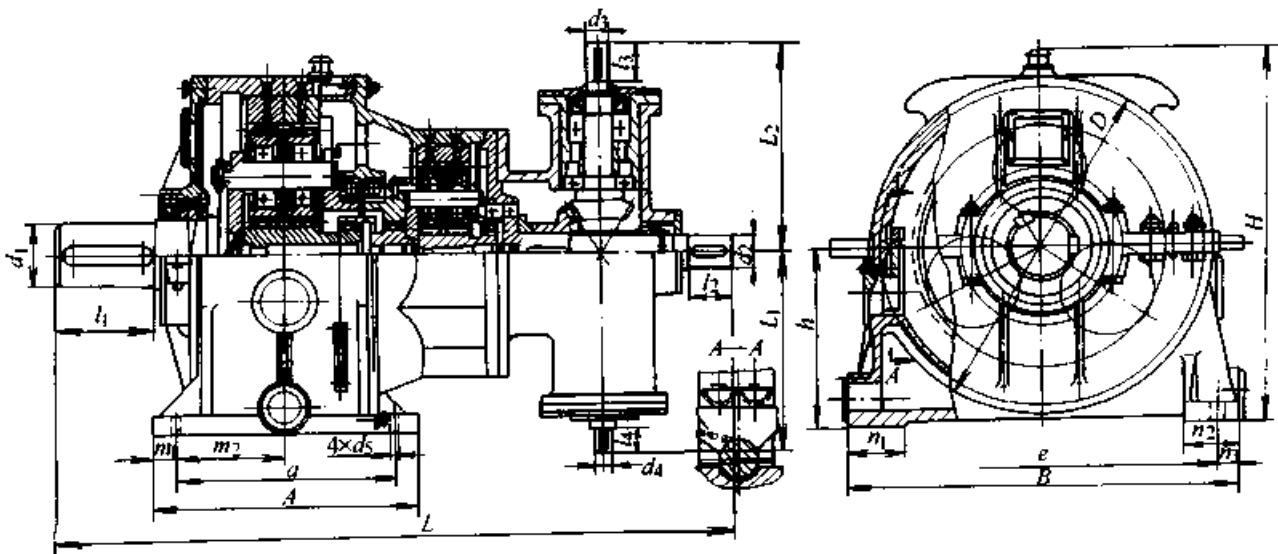


图 35.1-39 NGW-S 型直交行星齿轮减速器结构

第 2 章 摆线针轮行星传动及其装置

1 概述

摆线针轮行星传动（以后简称摆线针轮传动）和渐开线少齿差行星齿轮传动的根本差别是，前者的行星齿轮廓采用变幅（以短幅较普遍）外摆线的内侧等距曲线，中心轮齿廓为与上述曲线共轭的圆。组成这种传动的主要零部件的形状见图 35.2-1。

1.1 摆线针轮行星减速器的结构

图 35.2-2 为典型的摆线针轮行星减速器，它主要由四部分组成：

1) 行星架 H 由输入轴 1 和两个偏心方向互成 180° 的双偏心套 2 组成。

2) 行星轮 c 见图上的摆线轮 6。为了使输入轴达到静平衡和提高承载能力，对于一齿差针摆传动，常采用两个完全相同的奇数齿的行星轮（二齿差针摆传动不受此限），装在相位差为 180° 的双偏心套上。6 和 2 之间装有用以减少摩擦的滚子轴承（称为转臂轴承），为节约径向空间，

通常均采用无外座圈的滚子轴承，而以摆线轮的内孔作为滚道。

3) 中心轮 b 它是针轮，在针齿壳 5 上装有一组针齿销 3，通常针齿销 3 上还装有针齿套 4。

4) 输出机构 W 常采用图 35.2-3 所示的销孔式输出机构。

1.2 摆线针轮行星传动的特点

1) 传动比大 一级减速时传动比为 $1/6 \sim 1/119$ ；两级减速时传动比为 $1/99 \sim 1/7569$ ；三级减速时传动比为 $1/2057 \sim 1/658503$ ；根据需要可以采用多级组合。

2) 传动效率高 由于啮合部位采用了滚动啮合，一般一级传动效率为 $90\% \sim 95\%$ 。

3) 结构紧凑、体积小、重量轻 由于不仅采用了行星传动原理，输入轴和输出轴在同一轴线上，而且与电动机直联成一体，用它代替两级普通圆柱齿轮减速器，体积可减小 $1/2 \sim 2/3$ ，重量约减轻 $1/3 \sim 1/2$ 。

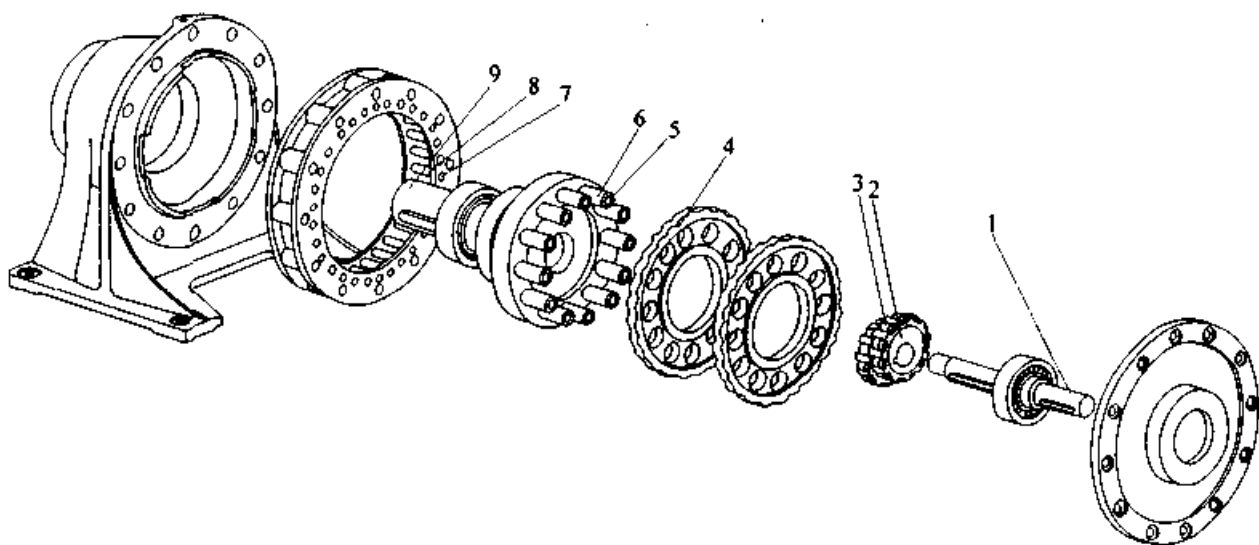
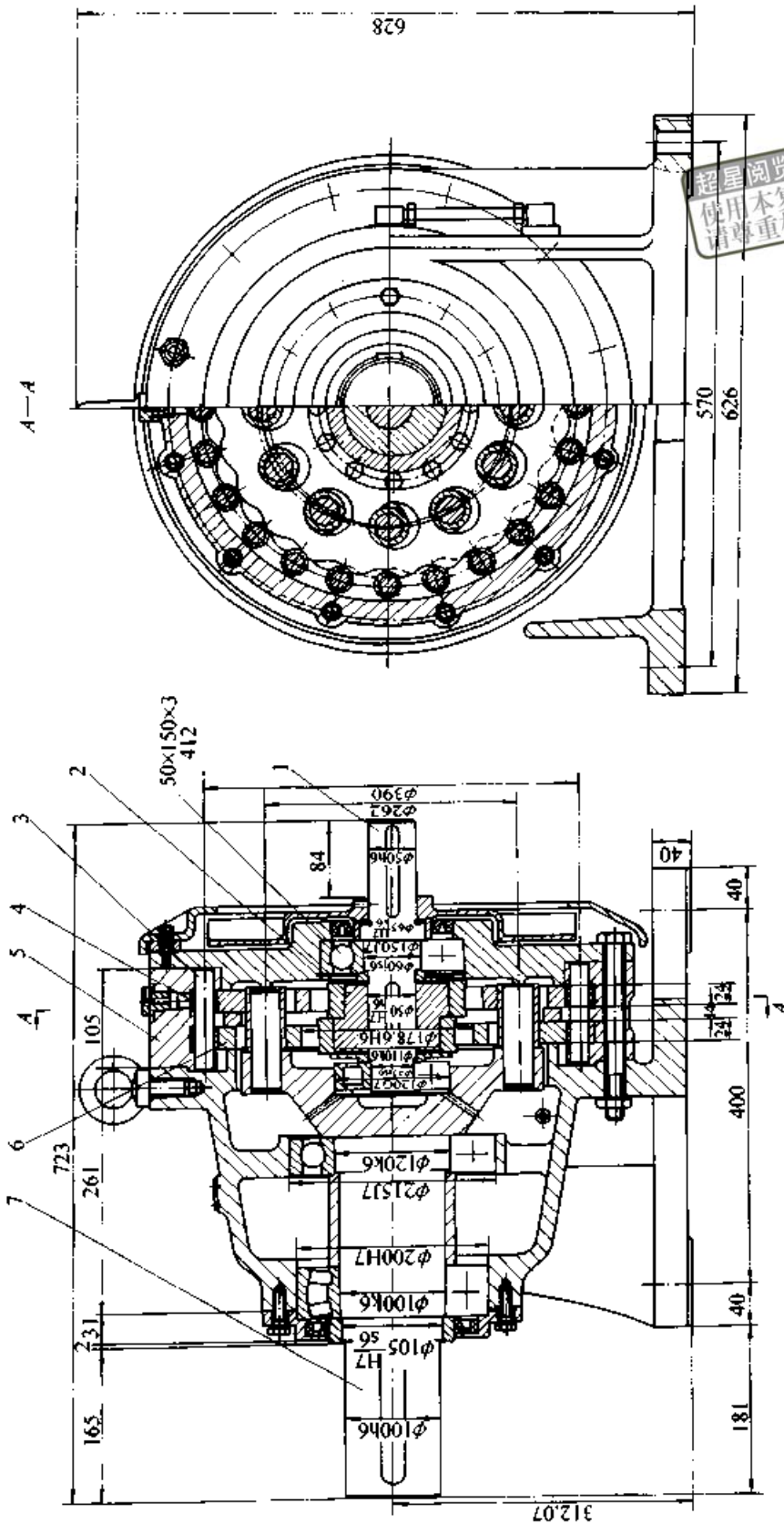


图 35.2-1 摆线针轮行星传动的主要零部件

1—输入轴 2—双偏心套 3—转臂轴承
4—摆线轮 5—柱销 6—柱销套 7—针齿销 8—针齿套 9—输出轴



1. 技术特性
 1 减速机与电机功率的选配 (电压: 380V, 50Hz, 同步转速 1500r/min)

减速比	11	17	29	35	43	59
功率/kW	37	37	30	30	30	15

2 当输入电机 1500r/min 时之输出转速 (r/min)

减速比	11	17	29	35	43	59
转速	136	88	51	42	34	25

上表输出轴转速没有考虑电机滑差损失, 当需要精确转速时按电机实际转速除减速比

1. 技术条件
- 各连接件、紧固件不得出现松动现象
 - 减速机运转平稳, 不得出现冲击和不均匀噪声等现象
 - 减速机负载试验应按制造与验收的技术要求
 - 各密封件不得出现漏油渗油现象
 - 润滑油冷却采用油池式选用 100 号中极压齿轮油油面高度最低 205mm, 最高 230mm

图 35.2.2 摆线针轮行星传动卧式减速机结构

1—输入轴 2—偏心套 3—针齿销 4—针齿套 5—针齿壳 6—摆线轮 7—输出轴

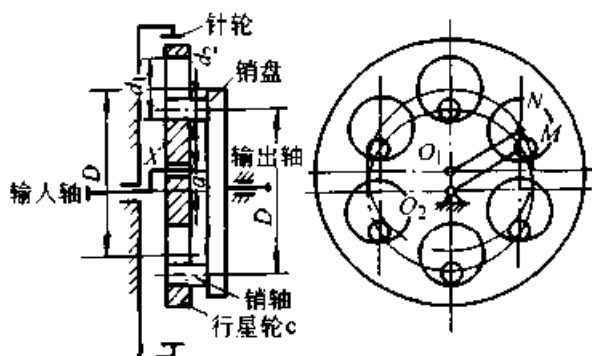


图 35.2-3 销轴式输出机构

4) 故障少, 寿命长 主要传动啮合件使用轴承钢制造, 因此机械性能与耐磨性能均佳, 又因其为滚动摩擦, 因而故障少, 寿命长。

5) 运转可靠平稳 因传动过程中为多齿啮合, 所以使之运转平稳可靠, 噪声低。

6) 拆装方便, 容易维修。

应当指出的是, 摆线针轮传动要实现多齿啮合, 对摆线轮齿与针轮齿的分度精度要求是较高的, 需要专门的加工设备。

摆线针轮传动的薄弱环节是转臂轴承, 因其受力大、转速高, 在新系列中为了保证转臂轴承的寿命, 往往须采用加强型的滚子轴承。

目前, 摆线针轮传动多用于高速轴转速 $n_H \leq 1500 \sim 1800 \text{ r/min}$, 传递功率 $P \leq 132 \text{ kW}$ (国外 200 kW) 的场合。

2 摆线针轮传动的啮合原理

2.1 摆线针轮的齿廓曲线

见图 35.2-4, 当半径为 r_g 的滚圆 (发生圆) 在半径为 r_b 的基圆上滚动时, 滚圆周上一点 B 的轨迹 $B_1B'B''B'''B_2$ 为外摆线, 而滚圆内一点 M 的轨迹 $M_1M'M''M'''M_2$ 称短幅外摆线 (属变幅外摆线)。比值 $O'M/r_g = K_1$ 称短幅系数。

以外摆线、短幅外摆线上各点为圆心, 以 r_m 为半径画出一系列的圆, 圆系的内、外包络线称这二曲线的等距曲线 (图上只画出内包络线)。

若 $O'M > r_g$, 则 M 点的轨迹为长幅外摆线。

摆线针轮传动中摆线轮的齿廓大多采用短幅外摆线的内侧等距曲线, 但在特定情况下, 也有用长幅外摆线的等距曲线。

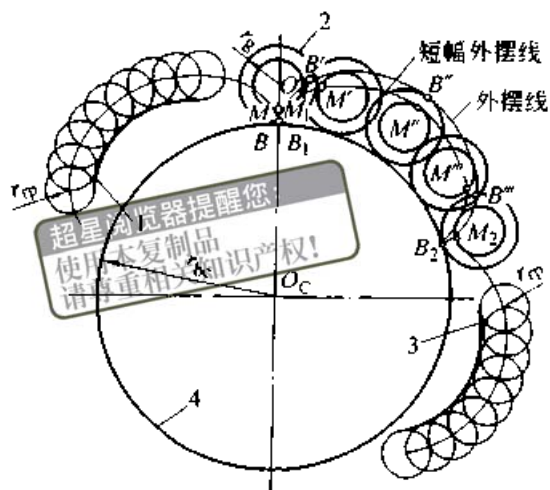


图 35.2-4 短幅外摆线形成原理

1—外摆线的等距曲线 2—滚圆
3—短幅外摆线的等距曲线 4—基圆

也可用环抱滚动法形成外摆线、变幅外摆线, 见图 35.2-5。此法是当半径为 r'_p 的滚圆套在半径为 r'_c 的基圆 (二者偏心距 $a = r'_p - r'_c$) 上纯滚动时, 滚圆上一点 B 的轨迹 $BB'B''B'''B_1$ 为外摆线, 在滚圆外与滚圆相固结的一点 M 的轨迹 $MM'M''M'''M_1$ 为短幅外摆线。

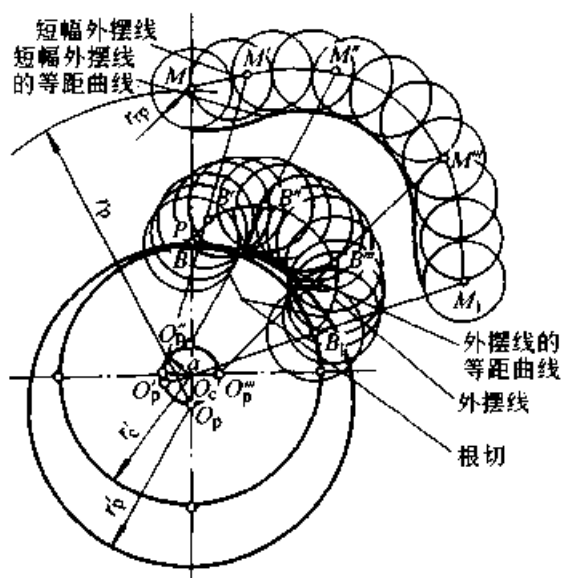


图 35.2-5 形成外摆线与短幅外摆线的第二种方法

短幅外摆线上任意点的法线, 恒通过滚圆与基圆的接触点。摆线针轮传动就是以短幅外摆线 $MM'M''M'''M_1$ 作为摆线轮的理论齿廓, 而 M 点就是针轮针齿的理论齿廓。实际上, 传力的针齿

是以 M 为中心、以 r_p 为半径所画的圆作为齿廓，短幅外摆线的内侧等距曲线则是摆线轮的实际齿廓。若使基圆 r'_c 就是摆线轮的节圆，而滚圆 r'_p 是针轮的节圆，则针齿与摆线轮齿廓接触点的公法线始终通过两节圆的接触点 P （称节点），因此用这种方法形成的针轮齿廓与摆线轮齿廓互为共轭曲线，满足传动比 i 等于常数的基本要求。

从图 35.2-5 看出，当滚圆 r'_p 绕基圆 r'_c 顺时针方向作纯滚动时，每滚过滚圆的圆周长 $2\pi r'_p$ 时，滚圆上的一点 B 在基圆上就形成一整条外摆线 $BB'B''B_1$ 。滚圆的周长与基圆的周长之差为 $2\pi(r'_p - r'_c) = 2\pi a$ ，当滚圆上的 B 点在滚圆上滚过周长 $2\pi r'_p$ 再次与基圆上 B_1 点接触时， $\widehat{BB_1} = 2\pi a$ ，这也就是摆线轮基圆 r'_c （在传动中，此基圆即摆线轮的节圆）上的一个周节 p ，即

$$p = 2\pi(r'_p - r'_c) = 2\pi a \quad (35.2-1)$$

摆线轮的全部齿廓是由 z_c 枝整条的循环曲线组成的曲线，由此可得摆线轮的齿数

$$z_c = \frac{2\pi r'_c}{p} = \frac{2\pi r'_c}{2\pi a} = \frac{r'_c}{a} \quad (35.2-2)$$

针轮齿数
$$z_p = \frac{2\pi r'_p}{p} = \frac{r'_p}{a} = \frac{r'_c + a}{a} = z_c + 1 \quad (35.2-3)$$

用外摆线或短幅外摆线的等距曲线做齿廓，一整枝循环曲线所对应的基圆上的弧长都是同一个周节 p ，故式 (35.2-1~3) 对它们都适用。

基圆 r'_c 与滚圆 r'_p 半径之比满足下面的条件：

$$r'_c/r'_p = z_c/z_p = z_c/(z_c + 1) \quad (35.2-4)$$

图 35.2-5 所示，与短幅外摆线等距曲线为齿廓的摆线轮相啮合的针轮，它的针齿中心圆半径为 r_p 。针轮的节圆半径 r'_p 与 r_p 的比值，即短幅系数 K_1 为

$$K_1 = r'_p/r_p \quad (35.2-5)$$

当 $K_1 = 1$ 时，即 $r_p = r'_p$ ，外摆线的等距曲线与针齿相啮合；当 $K_1 < 1$ 时，短幅外摆线的等距曲线与针齿相啮合。

在 r_p 圆上，针齿间的齿距

$$\widehat{MM_1} = 2\pi r_p/z_p = p/K_1 \quad (35.2-6)$$

形成短幅外摆线及其等距曲线的两种方法，就是用展成法切削与精磨摆线轮齿廓的理论基础。用外滚法或环抱滚动法形成同一短幅外摆线的条件是（见图 35.2-6）

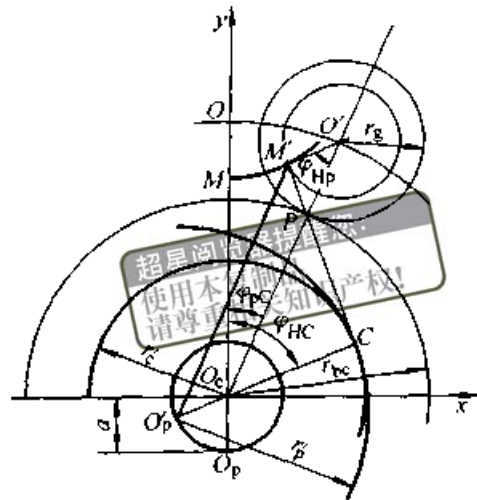


图 35.2-6 两种方法等效形成同一短幅外摆线的原理

- 1) $O'M' = r'_p - r'_c = a$
- 2) $r_{bc} + r_g = O_cO' = O_pM = r_p$
- 3) $r_{bc}/r_g = r'_c/a = z_c$

用以上三式联立，有如下关系

$$\frac{a}{r_g} = \frac{r'_c}{r_{bc}} = \frac{r'_p}{r_p} = K_1 \quad (35.2-7)$$

在摆线针轮传动中，针轮和摆线轮相对于转臂 H 的运动是一对内啮合的定轴轮系。如图 35.2-7 所示，某一对针齿和摆线齿廓接触在 O_cO_b 线上的 M 点时取为初始位置。当针齿运动至任意位置 O 时，这一对共轭齿廓接触在 K 点， OP 为接触点 K 的公法线，转臂 H 相对于针齿中心的矢径 O_bO 的夹角称啮合相位角 φ_{HP} 。

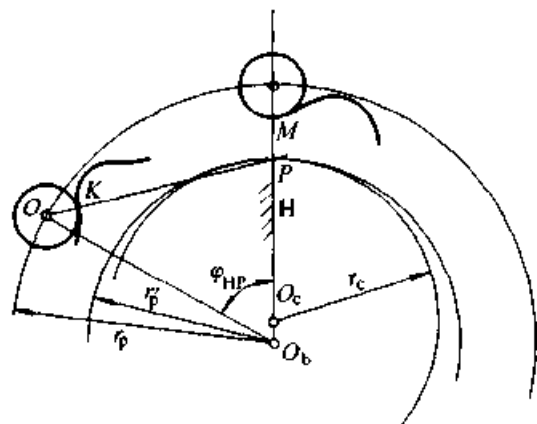


图 35.2-7 一对针齿和摆线轮齿廓相对于转臂 H 的运动

由于摆线轮的一个齿廓是由针轮节圆绕摆线轮节圆滚过全部圆周长 $2\pi r_p'$ 时形成的, 因此理论上当 φ_{HP} 由 $0^\circ \rightarrow 360^\circ$ 范围内变化时, 这一对共轭齿廓始终不断地接触, 这是摆线针轮行星传动与渐开线行星传动相比的优点。

2.2 摆线轮齿廓曲线的方程

2.2.1 摆线轮的标准齿形方程式

和标准针轮相啮合, 与针齿共轭且无啮合间隙的摆线轮齿形称标准齿形。选择摆线轮的几何中心 O_c 作为原点, 通过原点并与摆线轮齿槽的对称轴重合的轴线作为 x_c 轴, 见图 35.2-8, 则摆线轮的标准齿形方程式如下:

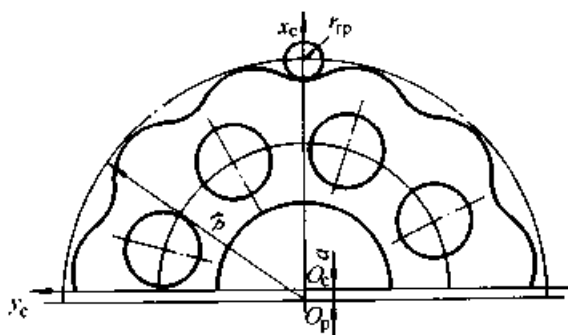


图 35.2-8 摆线轮齿形曲线

$$\begin{cases} x_c = [r_p - r_{rp}\Phi(K_1, \varphi)]\cos(1 - i^H)\varphi - [a - K_1 r_{rp}\Phi(K_1, \varphi)]\cos i^H \varphi \\ y_c = [r_p - r_{rp}\Phi(K_1, \varphi)]\sin(1 - i^H)\varphi + [a - K_1 r_{rp}\Phi(K_1, \varphi)]\sin i^H \varphi \end{cases} \quad (35.2-8)$$

式中 i^H ——摆线轮和针轮的相对传动比 $i^H = z_p/z_c$;

φ ——前述啮合相位角 φ_{HP} 之简写 ($^\circ$);

$$\Phi(K_1, \varphi) = (1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi)^{-\frac{1}{2}}$$

2.2.2 通用的摆线轮齿形方程式

考虑到制造误差、装拆、润滑和必要的啮合间隙, 实际的摆线轮不能采用标准齿形, 都必须修形。

摆线轮的齿形修形方式有以下三种:

1) 移距修形法 加工摆线轮时, 偏心距、磨轮圆弧半径 r_{rp} (相当于针齿套半径)、传动比等均同加工标准齿形一样。所不同者, 是磨轮与

工作台的相对位置发生了改变。磨轮远离工作台中心方向移动时, 称正移距, 磨轮移动的距离 Δr_p 为正值; 磨轮向工作台移动时, 称负移距, 磨轮移动的距离 Δr_p 为负值。作负移距时, 使针齿中心圆半径由标准的 r_p 缩小为 $r_p + \Delta r_p$, 因此磨出的轮齿小于标准齿形, 与标准针轮啮合, 自然会产生啮合间隙。

2) 等距修形法 加工摆线轮时, 机床运动的调整和参数选择同加工标准齿形基本相同, 不同的是磨轮圆弧半径 r_{rp} 发生了变化, Δr_{rp} 为正时, 磨轮圆弧半径增大, 称正等距修形; 反之 Δr_{rp} 为负时称负等距修形, 磨轮圆弧半径变小。正等距修形时, 虽然磨出的摆线轮齿形短幅系数 K_1 没有改变, 但它与标准齿形是同一短幅外摆线等距值不同的两条不同的等距曲线。这样磨出的轮齿小于标准齿形的轮齿, 与标准针轮啮合时会产生啮合间隙。

3) 转角修形法 加工摆线轮时, 机床的调整完全和加工标准齿形一样。只是在第一次磨出标准齿形以后, 将分齿机构与偏心机构的联系脱开, 然后拨动分齿机构齿轮, 使摆线轮工件转一微小角度 δ , 改变摆线轮在磨削时的初始位置, 并按原来方法进行第二次磨削, 这会使摆线轮的整个齿的厚度稍薄, 齿槽稍有增大。从理论上说, 将转角修形磨出的摆线轮装于标准针轮内, 仍属共轭齿形啮合。此时同时受力齿数多, 传动平稳、侧隙均匀, 但齿顶和齿根部分将存在无间隙接触, 从而不能补偿径向尺寸链的制造误差和满足润滑要求, 故不能单独使用。这样就必须附加其他方法对齿顶和齿根部分修形, 以保证适量的径向间隙。

以上三种齿形修形方法, 除转角修形法不能单独使用外, 其他两种方法既可与其他方法联合使用, 也可单独使用。

建立概括上述三种修形的摆线轮齿形方程式, 只须将摆线轮标准齿形方程式 (35.2-8) 中的 r_p 以 $(r_p + \Delta r_p)$ 代替; K_1 以 $K'_1 = [az_p / (r_p + \Delta r_p)]$ 代替; r_{rp} 以 $(r_{rp} + \Delta r_{rp})$ 代替; $i^H \varphi$ 以 $(i^H \varphi + \delta)$ 代替即可。

坐标选择方法同前, 见图 35.2-8, 则概括多种修形方式的通用的摆线轮齿形方程式如下:

$$\begin{cases} x_c = [r_p + \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp})\Phi(K'_1, \Phi)] \times \\ \quad \cos[(1-i^H)\varphi - \delta] - \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - \\ \quad z_p(r_{rp} + \Delta r_{rp})\Phi(K'_1, \varphi)] \cos(i^H\varphi + \delta) \\ y_c = [r_p + \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp})\Phi(K'_1, \Phi)] \times \\ \quad \sin[(1-i^H)\varphi - \delta] + \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - \\ \quad z_p(r_{rp} + \Delta r_{rp})\Phi(K'_1, \varphi)] \sin(i^H\varphi + \delta) \end{cases} \quad (35.2-9)$$

式中 K'_1 ——有移距修形时齿形的短幅系数,
 $K'_1 = az_p / (r_p + \Delta r_p)$ (35.2-10)

$$\Phi(K'_1, \varphi) = (1 + K'^2_1 - 2K'_1 \cos\varphi)^{-\frac{1}{2}}$$

应当注意的是 Δr_p , Δr_{rp} 本身带有正负号。

由方程式 (35.2-9) 可知, 摆线轮的实际齿形决定于 r_p , r_{rp} , a , z_p , Δr_p , Δr_{rp} , δ 这七个独立参数。

4) 优化修形 合理的摆线针轮齿形的修形应满足以下要求:

① 能形成合理的侧隙与径向间隙, 既能补偿实际的制造安装误差和满足润滑要求, 又能保证足够的同时啮合齿对数。

② 齿形的工作部分与转角修形齿形最大限度逼近, 从而具有共轭齿形, 使传动平稳。

③ 磨削工艺简单。

理论与实践均已证明, 采用正等距与数值稍小一点的正移距优化组合的修形方法, 可得到上述理想齿形。这种理想的摆线轮齿形的优化设计方法如下:

① 根据给定的主要参数 r_p , z_p , z_c , 以整机承载能力最大为目标, 优选 a 与 r_{rp} 。

② 按制造及使用条件, 确定为补偿制造误差、保证润滑条件所需的侧隙 Δ_c 与径向间隙 Δ_r 。

③ 取 $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_r$ (式中 $\Delta r_p > 0$, $\Delta r_{rp} > 0$)。

④ 摆线轮齿形工作部分所需与之吻合的转角修形齿形的转角修形量 δ_c 的取值范围, 按 Δ_c 的取值范围确定。

⑤ 按已定的 r_p , r_{rp} , a , z_p , 并令 $\delta = \delta_c$, $\Delta r_{rp} = 0$, $\Delta r_p = 0$ 用式 (35.2-9) 求转角修形摆线轮齿形坐标 x_c , y_c 。

⑥ 用式 (35.2-9), 令 $\delta = 0$, $\Delta r_{rp} > 0$, Δr_p

> 0 求等距修形与移距修形组合的摆线轮齿形的坐标 x'_c , y'_c 。

⑦ 按同时啮合传力齿数 $z > 4$ 的要求, 初定与 $\delta = \delta_c$ 的转角修形齿形吻合的摆线轮齿形工作部分的两界限点 B 与 C 处 (见图 35.2-9) 的 φ_B 与 φ_c 值, 并在此区间按 φ 值分为 $m-1$ 等分, 得 $\varphi_1 = \varphi_B$, $\varphi_2, \dots, \varphi_{m-1}, \varphi_m = \varphi_c$, 用此 m 个 φ_i ($i=1 \dots m$), 可得 $\delta = \delta_c$ 转角修形齿形曲线上 m 个点的坐标 $(x_{\alpha i}, y_{\alpha i})$ ($i=1 \dots m$)。

⑧ 随便给出一组 Δr_{rp} , Δr_p ($\Delta r_{rp} > 0$, $\Delta r_p > 0$, $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_r$), 得到的等距修形与移距修形组合的齿形曲线 L' 不会与 $\delta = \delta_c$ 的转角修形齿形曲线 L 的 BC 段吻合, 而当令 $y'_{\alpha i} = y_{\alpha i}$ ($i=1 \dots m$), 则 $x'_{\alpha i}$ 与 $x_{\alpha i}$ ($i=1 \dots m$) 均有差距 $x'_{\alpha i} - x_{\alpha i} \neq 0$ ($i=1 \dots m$), 曲线 L' 与曲线 L 上 BC 段偏离的指标可以用 m 个点偏差绝对值的平均值来衡量, 记为

$$F(\Delta r_{rp}, \Delta r_p) = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |x'_{\alpha i} - x_{\alpha i}|$$

如果适当地选择 Δr_{rp}^* 与 Δr_p^* 使得

$$F(\Delta r_{rp}^*, \Delta r_p^*) = \min F(\Delta r_{rp}, \Delta r_p)$$

$$\Delta r_{rp} > 0$$

$$\Delta r_p > 0$$

$$\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_r$$

求得的 Δr_{rp}^* 与 Δr_p^* 就是使等距加移距修形的齿形曲线 L' 与转角修形的齿形曲线 BC 段, 能最大限度相吻合的等距修形量、移距修形量数值。这实质上是以 $F = F(\Delta r_{rp}, \Delta r_p)$ 为目标函数求极小值, 以 $\Delta r_{rp} > 0$, $\Delta r_p > 0$, $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_r$ 为约束条件来搜寻设计变量 Δr_{rp} 与 Δr_p 的最优化求解问题。

⑨ 用计算机绘图检验齿形曲线 L' 与齿形曲线 L 的 BC 段吻合的情况, 绘图时可将尺寸放大检验。

图 35.2-9 是按上述方法, 通过计算机辅助设计获得的正等距修形和正移距修形优化组合、磨出的理想修形齿形的实例。它用于一台二齿差摆线针轮行星减速器 ($r_p = 275$ mm, $r_{rp} = 18$ mm, $a = 11$ mm, $z_p = 27$, $i = 12.5$), 由图 35.2-9, 明显看出修形齿形十分理想, 具有三项重要优点:

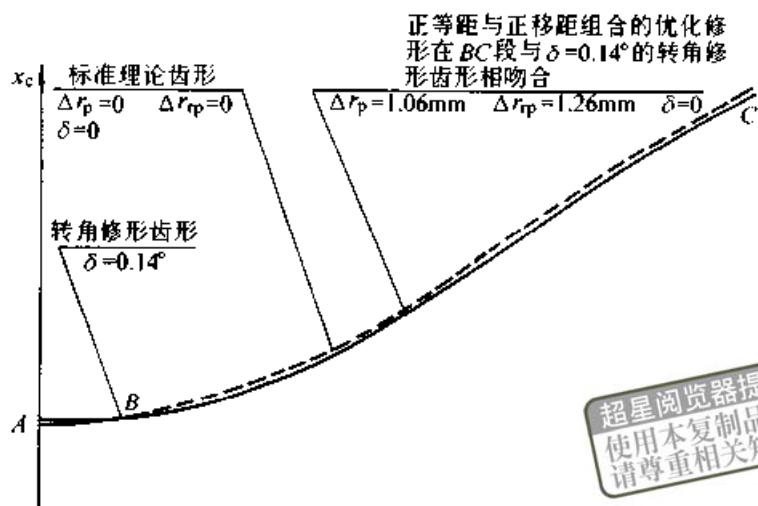


图 35.2-9 正等距修形与正移距修形组合所获得的摆线轮修形齿形

a) 连续光滑齿面上的 BC 段与均匀侧隙的转角修形量 $\delta = 0.14^\circ$ 的转角修形齿形基本吻合, 用这一段齿面工作时, 接近理论共轭齿面的啮合, 可保证传动比恒定、运转平稳。摆线轮有 4 对齿同时啮合, 保证接近理论上的多齿啮合条件。

b) 齿面上的 AB 段由 B 点开始, 逐渐离开转角修形齿形, 这一段与虚线所示的标准理论齿形有较均匀的间隙, 而且在 A 点的径向间隙大小 $\Delta_j = \Delta r_{rp} - \Delta r_p = 0.2 \text{ mm}$, Δ_j 可用选定 $\Delta r_{rp} - \Delta r_p$ 数值控制, 利用这一点, 就可按实际需要来补偿制造中径向尺寸链的误差、满足润滑对径向间隙的要求。

c) 只需用正等距修形与正移距修形组合, 即可获得上述理想齿形。磨削工艺比转角加等距修形, 或转角加移距修形简单得多。

2.3 摆线轮齿廓的曲率半径

摆线轮理论齿廓曲线的曲率半径 ρ_0 , 根据微积分的公式可求得

$$\rho_0 = \frac{r_p (1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi)^{3/2}}{K_1 (z_p + 1) \cos \varphi - (1 + z_p K_1^2)} \quad (35.2-11)$$

ρ_0 值为正时, 曲线向内凹, 反之 ρ_0 为负值时, 曲线外凸 (图 35.2-10a)。

摆线轮实际齿廓曲线的曲率半径 (图 35.2-8) 为

$$\rho = \rho_0 + r_{rp} \quad (35.2-12)$$

外凸的理论齿廓 ($\rho_0 < 0$), 当 $r_{rp} > |\rho_0|$ 时

(图 35.2-10b), 其等距曲线出现交叉齿廓, 这种情况称为摆线齿廓的“顶切”(干涉), 会破坏连续平稳的啮合; 当 $r_{rp} = |\rho_0|$ 时, $\rho = 0$, 则出现尖角, 都是不允许的。若 ρ_0 为正值时曲线内凹 (图 35.2-10c), 不论 r_{rp} 取多大, 实际齿廓都不会发生类似现象。

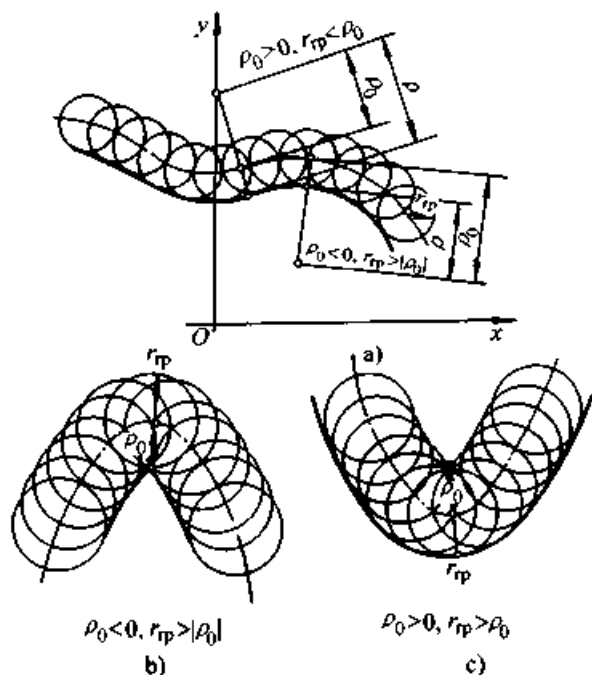

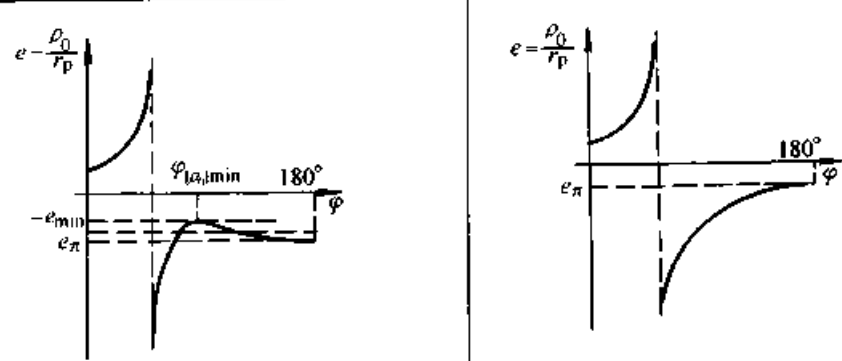


图 35.2-10 摆线轮的实际齿廓和顶切

摆线轮齿廓是否发生顶切, 取决于理论外凸齿廓的最小曲率半径 $|\rho_0|_{\min}$ 和针齿圆 (套) 半径。比值 $|\rho_0|_{\min} / r_p = e_{\min}$, 称为最小曲率半径系数。最小曲率半径系数 e_{\min} 的计算公式列于表 35.2-1。

表 35.2-1 最小曲率半径系数 e_{\min} 的计算公式

齿根内凹	K_1 值范围	$1 > K_1 > \frac{1}{z_p}$	
	最小曲率半径对应的 $\varphi_{ \rho_0 _{\min}}$	0°	
	最小曲率半径系数 e_{\min} 的计算公式	$e_{\min} = \frac{ \rho_0 _{\min}}{r_p} = \frac{(1 - K_1)^2}{z_p K_1 - 1}$	
齿顶外凸	K_1 值范围	I $1 > K_1 > \frac{z_p - 2}{2z_p - 1}$	II $\frac{z_p - 2}{2z_p - 1} \geq K_1$
	最小曲率半径对应的 $\varphi_{ \rho_0 _{\min}}$	$\arccos \frac{K_1^2(2z_p - 1) - (z_p - 2)}{K_1(z_p + 1)}$	(35.2-14) 180°
	最小曲率半径系数 e_{\min} 的计算公式	$e_{\min} = \frac{ \rho_0 _{\min}}{r_p} = \sqrt{\frac{27(1 - K_1^2)(z_p - 1)}{(z_p + 1)^3}}$	(35.2-15) $e_{\min} = \frac{ \rho_0 _{\min}}{r_p} = \frac{(1 + K_1)^2}{z_p K_1 + 1}$
曲率半径系数 $e = \frac{\rho_0}{r_p}$ 随啮合相位角 φ 变化而变化的情况即 $\frac{\rho_0}{r_p} - \varphi$ 曲线			

摆线轮齿廓不产生顶切或尖角的条件为

$$r_{tp}/r_p < e_{\min} \quad (35.2-17)$$

2.4 复合齿形

对于大传动比摆线针轮传动, 要保证摆线轮齿形不产生顶切, 所允许的针齿半径 r_{tp} 较小, 加针齿套后, 在齿廓上极易出现顶切或尖点。为使齿廓曲线光滑, 必须设计另一条曲线, 既能去掉原齿廓上的顶切或尖点, 又能最大限度地保存原齿廓的可工作齿形并与其光滑相连。一个摆线轮, 其端面上的齿廓是由一条短幅外摆线的内侧等距曲线与另一条曲线复合而成, 这样的齿形称复合齿形。

2.4.1 齿形顶切区的界限点(起止点)

顶切只产生在齿廓外凸部分。常见的情况有两种:

1) 当 $1 > K_1 > \frac{z_p - 2}{2z_p - 1}$ (摆线针轮减速器常用 K_1 大多属此范围) 时, 由表 35.2-1 中第 I 类参数的 $e = \rho_0/r_p - \varphi$ 曲线, 可以看出, 顶切有两种形式:

① 当 $e_{\min} < r_{tp}/r_p < |e_{\pi}|$ ($|\rho_0|_{\min} < r_{tp} < |\rho_{0\pi}|$) 时, 在啮合相位角 $\varphi = 0^\circ \sim 180^\circ$ 范围内, 顶切区有起、止点, 见图 35.2-11, 即从某 $-\varphi_2$ 开始产生顶切现象, 到另一 $-\varphi_3$ 值顶切现象消失。因而在 $\varphi = 0^\circ \sim 360^\circ$ 之间, 即摆线轮一个齿范围有两处顶切区 (图 35.2-13)。

② 当 $\frac{r_{tp}}{r_p} \geq |e_{\pi}| = \frac{(1 + K_1)^2}{z_p K_1 + 1}$ 即 $r_{tp} \geq |\rho_{0\pi}|$ 时, 见图 35.2-11, 顶切从某 $-\varphi_1$ 开始直到 180° 始终存在, 因而在 $\varphi = 0^\circ \sim 360^\circ$ 之间, 即摆线轮一个齿范围只有一处顶切区 (图 35.2-12)。

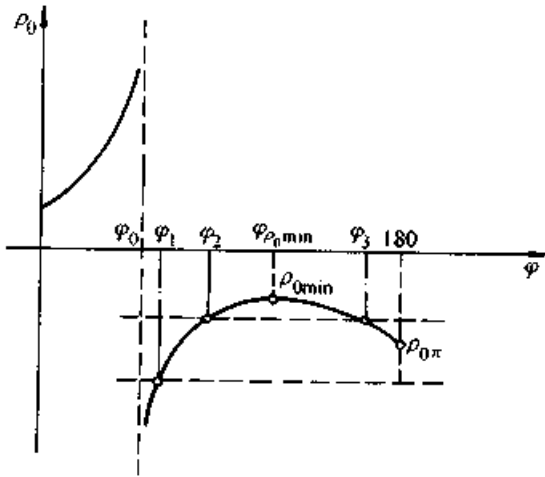


图 35.2-11 摆线轮理论齿廓（短幅外摆线）的曲率半径

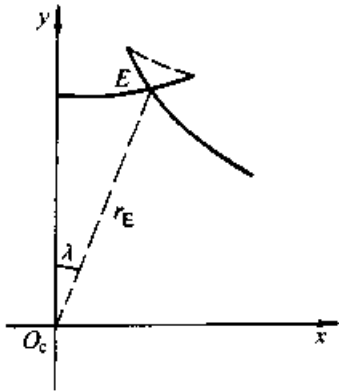


图 35.2-12 单顶切区

2) 当 $\frac{z_p - 2}{2z_p - 1} \geq K_1$ 时, 由表 35.2-1 中第 II 类参数范围的 $e = \rho_0/r_p - \varphi$ 曲线, 可以看出, 若 $r_{\tau p}/r_p \geq |e_{\pi}|$ 亦即 $r_{\tau p} \geq |\rho_{0\pi}|$ 时, 则顶切区从某 $-\varphi$ 开始直到 180° 始终存在, 因此在摆线轮一个齿范围内只有一处顶切区。

齿形顶切区的界限点(起止点)所对应的啮合相位角 φ 可按式求出:

令 $\rho_0 = -r_{\tau p}$ (理论齿形外凸处 ρ_0 为负)

$$\text{即 } r_{\tau p} = \frac{-r_p (1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi)^{3/2}}{(z_p + 1) K_1 \cos \varphi - (1 + z_p K_1^2)} \quad (35.2-18)$$

式 (35.2-18) 可以用电子计算机解超越方程的办法来解最为方便适用。求解时, 首先要判断顶切的类型, 如为单顶切区, 则在 $\varphi = 0^\circ \sim 180^\circ$ 之间得到一解即为起始顶切点, 顶切终点为起始点的对称点。如果是双顶切区, 则需在 $\varphi = 0^\circ \sim \varphi$ 和 $\varphi \sim 180^\circ$ 之间各求得一解, 分别为顶切区的起点和终点, 摆线轮一个齿的另一侧顶切区

为前一顶切区的对称位置, 见图 35.2-13。

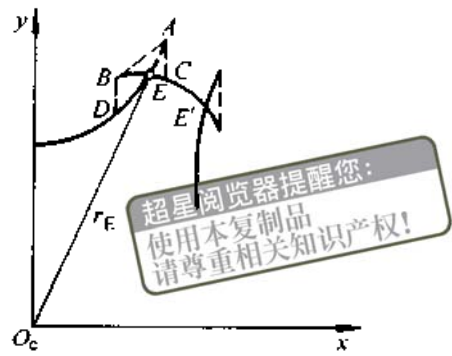


图 35.2-13 双顶切区

当求得顶切区界限点所对应的啮合相位角 φ , 即可代入式 (35.2-9) 求得界限点的坐标。

2.4.2 顶切后的摆线轮齿顶圆半径

设计复合齿形必须知道原齿廓顶切后的齿顶圆半径, 现讨论其求法:

1) 当 $r_{\tau p} \geq |\rho_{0\pi}|$ 时, 见图 35.2-12, 此时顶切后形成的尖点 E 即摆线轮的齿顶, r_E 即为齿顶圆半径, 其求法如下:

由对称关系可知 $\lambda = \frac{\pi}{z_c}$

设 E 点坐标为 (x_E, y_E) , 则

$$\tan \lambda = x_E / y_E$$

由通用的摆线轮齿形方程式, 并考虑到图 35.2-12 坐标轴的取法与图 35.2-7 的区别, 可得

$$x_E = [r_p + \Delta r_p - (r_{\tau p} + \Delta r_{\tau p}) \Phi(K'_1, \varphi_E)]$$

$$\sin(1 - i^H) \varphi_E + \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p (r_{\tau p} + \Delta r_{\tau p}) \Phi(K'_1, \varphi_E)] \sin(i^H \varphi_E)$$

$$y_E = [r_p + \Delta r_p - (r_{\tau p} + \Delta r_{\tau p}) \Phi(K'_1, \varphi_E)]$$

$$\cos(1 - i^H) \varphi_E - \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p (r_{\tau p} + \Delta r_{\tau p}) \Phi(K'_1, \varphi_E)] \cos(i^H \varphi_E)$$

已知 $r_p, \Delta r_p, r_{\tau p}, \Delta r_{\tau p}, z_p, i^H, a, K'_1 = \frac{az_p}{(r_p + \Delta r_p)}$, 通过上面各式联立, 在计算机上求解, 可求得 x_E, y_E 及 φ_E , 然后可求得 $r_E = \sqrt{x_E^2 + y_E^2}$ 。

2) 当 $|\rho_{0\min}| < r_{\tau p} < |\rho_{0\pi}|$ 时, 见图 35.2-13, 此时在一齿范围内有两处顶切区, 形成两个尖点 E 与 E'。为把顶切区修掉, 暂取 E 点处的矢径长 r_E 为摆线轮的齿顶圆半径, 即把 r_E 以外的部分修整掉。

摆线轮齿顶圆半径为

$$r_E = \sqrt{x_E^2 + y_E^2}$$

下面介绍一种用微机求解 x_E 与 y_E 的方法：

首先求出顶切界限点 A 和 B (图 35.2-13) 的坐标和啮合相位角 φ_A 、 φ_B ，然后在 $\varphi = \varphi_B \sim 180^\circ$ 之间找出与 A 点同 $-x$ 坐标下的点 C 及其啮合相位角 φ_C ，同理在 $\varphi = 0 \sim \varphi_A$ 之间求出与 B 点同 $-x$ 坐标下的点 D 及其啮合相位角 φ_D 。最后，在 $\varphi_D \sim \varphi_A$ 和 $\varphi_B \sim \varphi_C$ 二个区间内找出具有同 $-x$ 、 y 坐标值的点，此点的坐标值就是交点 E 的坐标值 x_E 、 y_E 。

求 r_E 的程序框图见图 35.2-14。

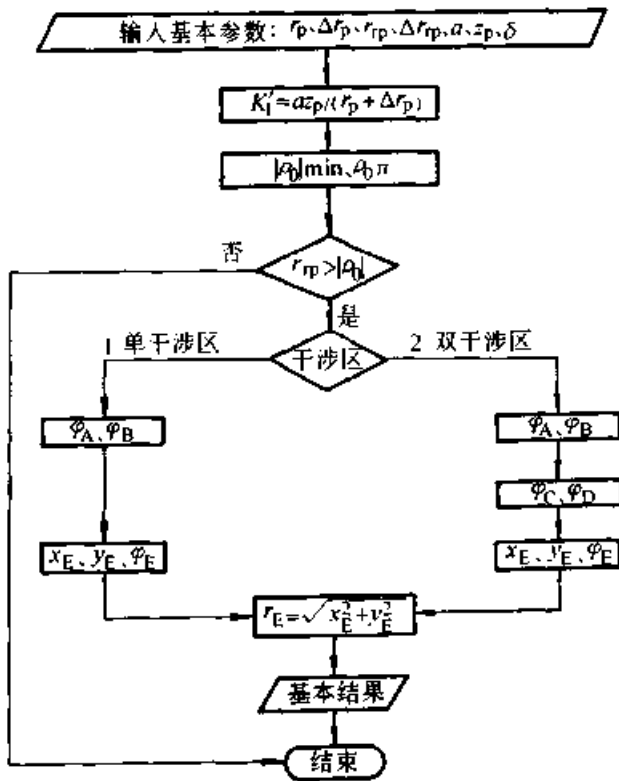


图 35.2-14 求 r_E 的程序框图

例题 已知 $r_p = 165 \text{ mm}$ ， $r_m = 6 \text{ mm}$ ， $a = 1.5 \text{ mm}$ ， $z_p = 88$ ， $\Delta r_m = 0.44 \text{ mm}$ ， $\Delta r_p = 0.29 \text{ mm}$ ， $\delta = 0$ ，求 r_E 。

解 程序框图见图 35.2-14，用计算机求得本例属双顶切区，E 点的矢径长 $r_E = 160.28 \text{ mm}$ 。

2.4.3 复合齿形设计

在展成法摆线磨齿机上能够精磨的复合齿形，通常是用优化方法选出另一条满足不干涉的短幅外摆线的等距曲线作为顶部齿形，要求它既

修去原摆线轮齿的尖点 E，又能在最大限度保留摆线轮原齿形不干涉部分的前提下，与之较光滑地相连，如图 35.2-15 及图 35.2-16 所示。应当指出，用此法形成的复合齿形，通常顶部新齿形与原齿形曲线不可能相切，通过优化计算，只能使这两条曲线交点处切线间的夹角比较小。

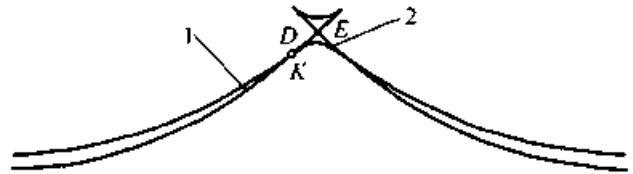


图 35.2-15 削去单顶切区的复合齿形

1—有顶切的工作齿形 L_1 的参数： $r_p = 131$ ， $\Delta r_p = 0.34$ ， $r_m = 6$ ， $\Delta r_m = 0.46$ ， $a = 1$ ， $r_E = 125.88$ ， $z_p = 88$

2—顶部齿形 L_2 的参数： $r_p = 131.32$ ， $r_m = 125.57$ ， $r_m = 6.5$ ， $a = 0.75$ ， $z_p = 88$

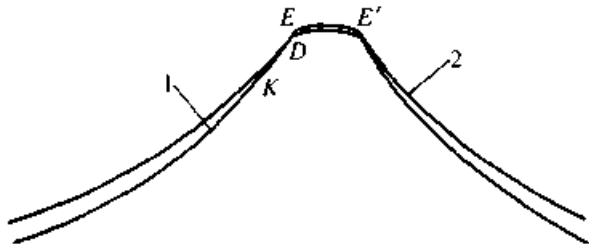


图 35.2-16 削去双顶切区的复合齿形

1—有顶切的工作齿形 L_1 的参数： $r_p = 275$ ， $r_m = 267.3$ ， $r_m = 10$ ， $a = 2.5$ ， $z_c = 87$ ， $z_p = 88$ ， $\Delta r_m = 0.537$ ， $\Delta r_p = 0.337$

2—顶部齿形 L_2 的参数： $r_p = 275.9$ ， $r_m = 267.25$ ， $r_m = 10.9$ ， $a = 2.25$ ， $z_c = 87$ ， $z_p = 88$

复合齿形的设计要点如下：

1) 算出有顶切的原短幅外摆线的等距曲线自交点 E 的坐标 x_E 、 y_E 及齿顶圆半径 r_E (见 2.4.1 及 2.4.2)。优选的齿顶曲线 L_2 的顶圆半径 r_{m2} 必须满足条件 $r_{m2} < r_E$ 。

2) 算出在 r_E 以内，可能并需要保留的第 i 齿啮合点 K 的坐标 (x_K, y_K) 及 K 点的矢径 $r_K = \sqrt{x_K^2 + y_K^2}$ ，优选的齿顶曲线 L_2 与工作齿形曲线 L_1 交点 D 的矢径 r_D 应满足条件 $r_D > r_K$ 。

3) 为使顶部齿形 L_2 与工作齿形 L_1 在交点处光滑连接，很显然就要求这两条曲线在交点 D 处的斜率差尽量小，即

$$\left| \left(\frac{dy_1}{dx_1} \right)_D - \left(\frac{dy_2}{dx_2} \right)_D \right| \rightarrow \min$$

式中 $\left(\frac{dy_1}{dx_1}\right)_D, \left(\frac{dy_2}{dx_2}\right)_D$ ——曲线 L_1 与曲线 L_2 在交点 D 处的斜率。

为更直观, 亦可用两曲线 L_1 与 L_2 在交点 D 的两切线夹角为目标函数, 以 $r_{ac2} < r_E, r_D > r_K$ 及 $r_{m2} - |\rho_{02}|_{min} < 0$ 作为约束条件, 来求设计变量 $r_{p2}, r_{m2}, a_2, z_{p2}$ (曲线 L_2 的诸参数) 的最优化求解问题。

上述目标函数可表示为

$$F = \left| \arctan\left(\frac{dy_1}{dx_1}\right)_D - \arctan\left(\frac{dy_2}{dx_2}\right)_D \right| \quad (35.2-19)$$

曲线 L_1 上任意点斜率 $\frac{dy_1}{dx_1}$ 的计算公式可利用式 (35.2-9) 将 x, y 分别对 φ 求导。

曲线 L_2 通常不用移距和等距修形, 故其方程式可利用式 (35.2-9) 令 $\Delta r_p = 0$ 和 $\Delta r_{mp} = 0$ 而获得。其上任意点斜率 dy_2/dx_2 的计算公式可利用式 (35.2-9) 将 x, y 分别对 φ 求导。

4) 在优选顶部齿形曲线 L_2 的参数 r_{p2}, r_{m2}, a_2 与 z_{p2} 时, 齿数 $z_{c2} = z_{p2} - 1$ 必须为工作齿形 L_1 齿数 $z_c = z_p - 1$ 的整数倍, 即 $z_{c2} = Nz_c$, N 应为正整数, 通常 N 只能取为 1 或 2。应当注意: 当 $N = 1$ 时, 两曲线的相位角相同 (图 35.2-16), 因此, 式 (35.2-9) 中的 $\delta_2 = \delta$, 而当 $N = 2$ 时, 曲线 L_2 的相位角与工作齿形曲线 L_1 的相位角相差 π/z_{c2} (图 35.2-17), 故此时各式中的 $\delta_2 = \delta + \pi/z_{c2}$ 。

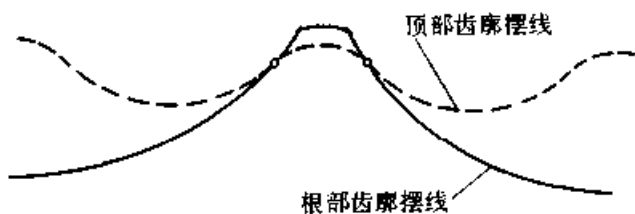


图 35.2-17 $N=2$ 时的顶部齿形曲线

5) 顶部齿形曲线参数 a_2 的确定, 应符合摆线磨床的标准偏心距规范, 为使曲线 L_1 与曲线 L_2 在交点处两切线的夹角最小, 通常取 $a_2 = a/N$ 或 $a_2 = \frac{a}{N} - 0.25$ 。

6) 大传动比摆线针轮传动, 因针齿数多, 受结构限制装不下时, 通常要隔一齿抽掉一齿, 在此情况下, 采用复合齿形虽可增大 r_{mp} 从而采用针齿套以提高传动效率, 但往往因工作齿形的

齿顶削去过多而使同时啮合齿数显著减少。因此, 复合齿形设计时, 一定要使同时啮合齿数不少于 3~4 齿。

7) 顶部摆线 L_2 不得产生顶切, 其齿顶圆不得大于工作摆线 L_1 的齿顶圆, 而齿根圆不得小于工作摆线 L_1 的齿根圆。

8) 顶部摆线 L_2 与工作摆线 L_1 在优选交点 D 之前不得相交, 即保证不出现图 35.2-18 所示的现象, 其约束条件为



图 35.2-18 顶部摆线与工作齿形两次相交

$$y_1(x) - y_2(x) < 0 \quad |x| < x_D$$

式中 $y_1(x), y_2(x)$ ——对应相同 x 坐标的工作摆线 L_1 与顶部摆线 L_2 的 y 坐标, 其值可采用数值计算方法求得。

根据上述设计要点, 设计复合齿形的实例见图 35.2-15 及图 35.2-16。在这两个实例中都能保证同时有 4 对齿啮合。

复合齿形用展成法磨齿时, 需先磨一次有顶切的工作齿形, 再磨一次能削去顶切尖点的顶部齿形, 且前后两次磨削时的偏心距不同 ($a_2 \neq a$), 砂轮齿形半径也不同 ($r_{m2} \neq r_{mp} + \Delta r_{mp}$), 因此磨削工艺复杂, 调整、检测精度要求也较高。在某些情况下, 可以只用一条完整的短幅外摆线的等距曲线 (图 35.2-19) 来取代图 35.2-15 的复合齿形, 但在此实例中只有三对齿同时啮合。

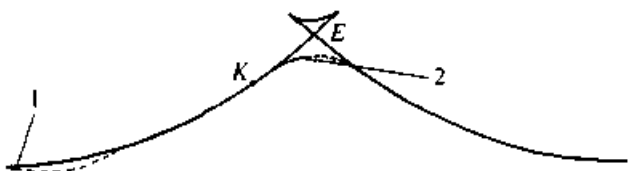


图 35.2-19 用单一齿形取代复合齿形

1—有顶切的工作摆线齿形 L_1 , 其参数为 $r_p = 131, r_{mp} = 6, a = 1, z_p = 88, \Delta r_p = 0.34, \Delta r_{mp} = 0.46, r_E = 125.88$

2—用优化方法, 选取的在工作部分与 L_1 齿形逼近, 但无顶切的新齿形 L_2 , 其参数为 $r_{p2} = 130.1, r_{m2} = 5.5, a_2 = 0.75, z_{p2} = 88, r_{m2} = 125.35$

在大传动比 ($i > 43$) 的小型摆线针轮减速器中, 由于采用复合齿形的磨削工艺复杂, 为了降低制造成本, 也可改用不带针齿套的微变幅 ($K_1 \approx 1$) 摆线针轮传动以提高传动效率。

2.5 二齿差摆线针轮传动

传动比 $i \leq 17$, 特别是 $i \leq 11$ 的摆线针轮传动采用传统的“一齿差”齿形时, 理论上同时啮合齿的对数 (约为针轮齿数的一半) 本来就不多, 为了形成必要的啮合间隙以补偿制造安装误差和满足润滑要求, 摆线轮齿经过等距或移距修形后, 则同时啮合的齿数就会更少, 从而使承载能力降低, 并容易产生胶合。为了克服一齿差在小传动比时的弱点, 日本和我国相继开发了二齿差摆线针轮传动。该传动能有效地增加同时啮合的齿对数, 使小传动比摆线针轮行星传动的承载能力得到显著提高, 同时也解决了小传动比摆线针轮传动齿面易胶合的问题。

2.5.1 二齿差摆线针轮行星传动的齿廓

见图 35.2-20, 在滚圆 r'_p 圆周上 CC_1, C_1, C_2, \dots 之间增置 $C', C'_1, C'_2, C'_3, \dots$, 使 $\widehat{CC'} = \widehat{C'C_1} = \widehat{C_1C'_1} = \dots = 0.5p$ 当 r'_p 沿基圆 r'_c 滚动时, C, C', C_1, C'_1, \dots 便构成两组相交的整枝外摆线, 其相位差为 $180^\circ/z_c$ (z_c 为“一齿差”传动时摆线轮的齿数), 以齿顶相互削去后的非整枝外摆线和短幅外摆线来看, 就形成了周节为 $\frac{p}{2}$ 的二齿差的理论齿廓。后者的等距曲线即二齿差摆线针轮传动中摆线轮的实际齿廓。它可与针齿数也增加一倍的针轮相啮合, 见图 35.2-21。同理也可实现三齿差传动,

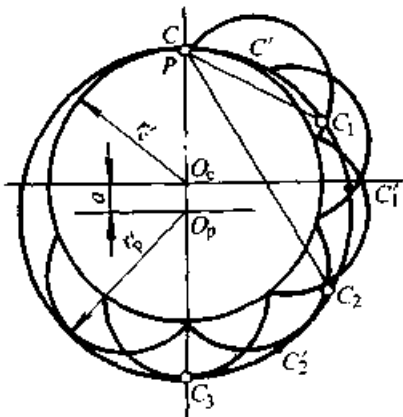


图 35.2-20 二齿差传动齿廓形成

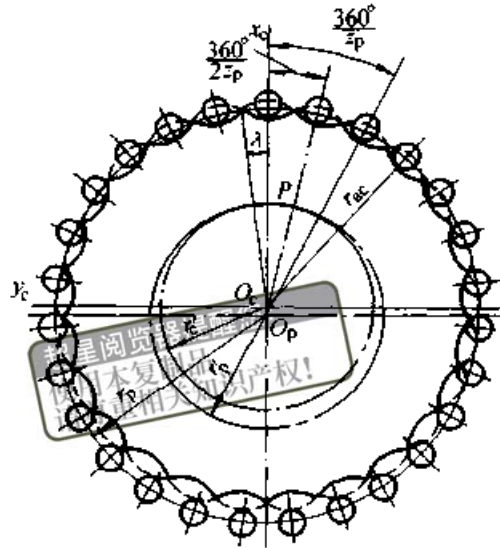


图 35.2-21 二齿差摆线针轮传动

但随着齿数增多, 齿高也会削去更多, 承载能力反而不如二齿差。

2.5.2 二齿差传动摆线轮齿廓的修顶

如图 35.2-21 所示, 由于“二齿差”传动中摆线轮的齿形是由两条相位差是半个周节的“一齿差”摆线轮齿形相交而形成, 故其齿顶为一尖点。这将使齿廓顶部强度不足并引起噪声, 因此需要优选一条与齿形工作部分圆滑相连的修顶曲线修去齿顶尖点。

1) 未修顶前顶圆半径的计算 见图 35.2-22, 两条短幅外摆线的等距曲线的交点 A 就是二齿差摆线轮的齿顶。

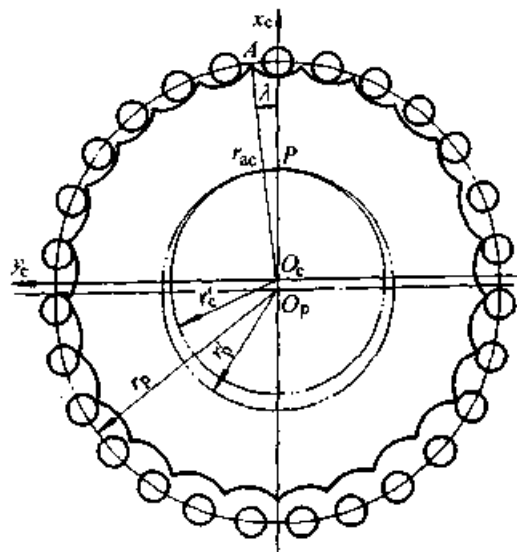


图 35.2-22 二齿差传动齿顶圆计算

由图 35.2-22 知

$$\lambda = 90^\circ / z_c \quad (35.2-20)$$

显然, 设 A 点坐标为 x_A, y_A , 则

$$\tan \lambda = y_A / x_A \quad (35.2-21)$$

由式 (35.2-9) 可得:

$$x_A = [r_p + \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp}) \Phi(K'_1, \varphi_A)] \cos [(1 - i^H) \varphi_A - \delta] - \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p (r_{rp} + \Delta r_{rp}) \Phi(K'_1, \varphi_A)] \cos(i^H \varphi_A + \delta) \quad (35.2-22a)$$

$$y_A = [r_p + \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp}) \Phi(K'_1, \varphi_A)] \sin [(1 - i^H) \varphi_A - \delta] + \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p (r_{rp} + \Delta r_{rp}) \Phi(K'_1, \varphi_A)] \sin(i^H \varphi_A + \delta) \quad (35.2-22b)$$

已知 $r_p, r_{rp}, a, z_p = z'_p / 2$ (z'_p 为二齿差传动针轮的实际齿数)、 $\Delta r_p, \Delta r_{rp}, \delta$, 由式 (35.2-20) 算得 λ 值, 联立式 (35.2-21)、式 (35.2-22a)、式 (35.2-22b), 利用计算机就可求出 φ_A, x_A, y_A 的数值。从而未修顶前齿顶圆的半径 r_{ac} 即可由下式求得

$$r_{ac} = \sqrt{x_A^2 + y_A^2} \quad (35.2-23)$$

2) 修顶曲线参数的选择 如图 35.2-23 所示, 曲线 MAN 是二齿差传动摆线轮修顶前的齿廓, 曲线 EKK'F 是优选出来的另一条短幅外摆线的等距曲线, 它与前一曲线 MAN 相交于 K、K' 两点, 两条曲线在交点处的切线夹角很小。显然, 若用短幅外摆线的等距曲线 EKK'F 的 KK' 段作为摆线轮的顶部曲线从而形成齿廓曲线 MKK'N, 则在展成法摆线磨齿机上是很容易实现的理想修顶曲线。

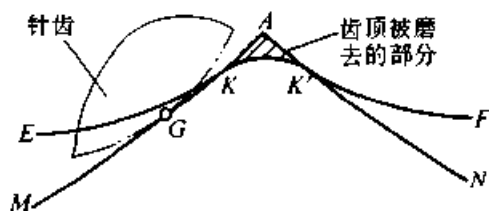


图 35.2-23 二齿差传动摆线轮的修顶曲线

优选修顶用的短幅外摆线的等距曲线 EKK'F 参数的方法与 2.4 节所述优选复合齿形顶部曲线参数的方法基本相同。

1) 为使修顶曲线与原二齿差工作齿廓在 K 与 K' 点处光滑地过渡, 应把两条曲线在交点 K

处的切线夹角作为目标函数 F , 使其极小化。通常要求在交点处的两切线夹角不大于 6° 。

2) 为在展成法摆线磨齿机上一次修完所有齿顶, 修顶短幅外摆线的等距曲线的参数 z_c 通常应选为二齿差摆线轮实际齿数 z'_c 的 2 倍或 3 倍。

3) 修顶曲线的偏心距 $a_2 \approx (\frac{1}{5} - \frac{1}{8}) a$ 应符合摆线磨齿机的偏心距系列, 通常可在 0.75、1.0、1.25、1.5 及 1.75 mm 这几个数值中选。

4) 为使磨齿砂轮有合理寿命, 修顶曲线参数中的针齿半径 r_{p2} (mm) 不应过小, 通常可取:

$$3 \sim 2.5 < r_{p2} < 0.5 r_p$$

5) 修顶曲线不得产生顶切, 其约束条件为

$$g_1(x) = r_{p2} - |\rho_0|_{\min} < 0$$

式中 $|\rho_0|_{\min}$ ——修顶短幅外摆线的等距曲线的理论齿廓的最小曲率半径, 按式 (35.2-17) 及表 35.2-1 中公式计算。

6) 修顶曲线的起始点 K 应在有效传力轮齿的最远啮合点 (图 35.2-23 中的 G 点) 之外, 以保证有 4~5 对齿同时啮合传力。设对应于啮合点最远的针齿的啮合相位角为 φ_G , 而摆线轮工作齿廓与修顶曲线交点 K 处的啮合相位角为 φ_K , 则应有如下的约束条件

$$g_2(x) = \varphi_G - \varphi_K < 0$$

7) 在修顶起始点 K (图 35.2-23) 以前, 二齿差传动摆线轮的工作齿廓 MK 不得与修顶曲线相交, 其约束条件为

$$g_3(x) = x_1(y) - x_2(y) < 0$$

式中 $x_1(y), x_2(y)$ ——对应相同 y 坐标的工作齿廓的 x 坐标和修顶曲线的 x 坐标。

根据上述目标函数和约束条件搜寻修顶曲线参数的优化设计程序框图见图 35.2-24。

例题 二齿差传动的摆线轮参数为 $r_p = 109$ mm, $a = 5$ mm, $r_{rp} = 8.5$ mm, $z_p = 12$, $z'_p = 24$, $\Delta r_p = 0.569$ mm, $\Delta r_{rp} = 0.719$ mm, $\delta = 0^\circ$, 设计齿顶曲线 (见图 35.2-25)。

解 用上述方法, 按图 35.2-24 的优化设计程序框图, 优选出修顶曲线的诸参数为: $r_{p2} = 105$ mm, $r_{rp2} = 4.35$ mm, $a_2 = 0.75$ mm, $z_{p2} =$

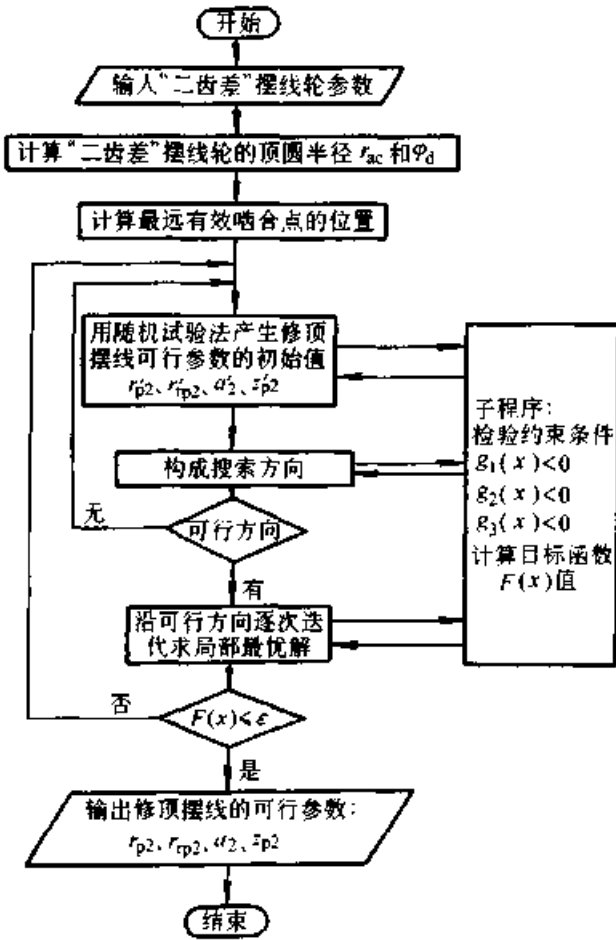


图 35.2-24 二齿差求修顶曲线参数的计算机程序框图

67. 用此参数, 工作齿廓与修顶曲线在交点 K 处切线的夹角只有 2.26° , 连接很光滑, 同时啮合传力齿数为 4。修顶前的顶圆半径 $r_{ac} = 101.787 \text{ mm}$, 修顶后的顶圆半径为 $r_{ac2} = 101.4 \text{ mm}$, 二曲线交点 K 处矢径长 $r_K = 101.021 \text{ mm}$ 。

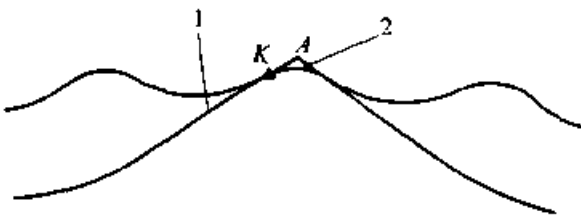


图 35.2-25 二齿差传动摆线轮修顶实例图

1—工作齿形部分参数: $r_p = 109 \text{ mm}$, $a = 5 \text{ mm}$, $r_{rp} = 8.5 \text{ mm}$, $z_p = 12$, $\Delta r_{rp} = 0.719 \text{ mm}$, $\Delta r_p = 0.569 \text{ mm}$
 2—修顶曲线参数: $r_{p2} = 105 \text{ mm}$, $r_{rp2} = 4.35 \text{ mm}$, $a_2 = 0.75 \text{ mm}$, $z_{p2} = 67$

3 基本参数和几何尺寸计算

3.1 摆线针轮传动的基本参数

摆线针轮传动是以 r_p 、 b_c 、 z_p 作为基本参数, 将其他各参数尽可能化为基本参数的函数, 以利于分析设计参数对性能指标的影响。为此, 引入以下两个系数:

1) 短幅系数 K_1 K_1 是一个重要系数, 其取值不同, 摆线轮的齿形就不同, 会影响传动的性能指标。 K_1 取值既不宜过大也不宜过小。 K_1 的荐用值见表 35.2-2。

表 35.2-2 短幅系数 K_1 荐用值

z_c	≤ 11	13~23	25~59	61~87
K_1	0.42~0.55	0.48~0.74	0.65~0.9	0.75~0.9

由式 (35.2-11) 及实例的图 35.2-26 可知 K_1 过大 (例如 $K_1 \geq 0.9$) 时不仅摆线轮齿廓外凸部分远大于内凹部分, 而且外凸部分的 ρ_0/r_p 又较小, 要想在整个接触区满足 $r_{rp} < |\rho_0|_{\min}$, 则 r_{rp} 就只能选用得较小, 这就使当量曲率半径小而导致工作时接触应力增大。此外, K_1 过大则偏心距 $a = K_1 r_p / z_p$ 在传动比较小 (z_p 较小) 时就会过大, 这会为设计合理的 W 机构造成困难。见图 35.2-27a, 当传动比较小 ($i = 11$), 而 $K_1 = 0.9$ 时, 虽然柱销孔半径 r_w 尽可能取大, 柱销套半径 $r_{rw} = r_w - a$ 及柱销半径 r_{sw} 都会很小, 这将严重影响整机传动能力。

K_1 过小则摆线轮的节圆半径 $r'_c = a z_c = K_1 r_p z_c / z_p$ 和针轮的节圆半径 $r'_p = K_1 r_p$ 都随之显著缩小, 因而节点 P 与摆线轮中心 O_c 的距离也显著缩小, 在传递转矩一定的条件下, 各针齿和摆线轮的啮合作用力 (均通过节点 P) 就会因力臂减小而增大。例如, 在 $z_c = 11$ 、 $z_p = 12$ 、 $r_{rp} = 0.1 r_p$ 的传动中, 当 $K_1 = 0.28$, 其能传递的转矩仅为 $K_1 = 0.5333$ 时的 60%。

2) 针径系数 K_2 针轮上相邻两针齿中心之间的弦长与针齿套直径的比值称为针径系数, 用 K_2 表示。针径系数 K_2 的大小表明针齿在针轮上的分布密集程度。如图 35.2-28, 有

$$K_2 = \frac{t_x}{d_{rp}} = \frac{r_p}{r_{rp}} \sin \frac{\pi}{z_p} \quad (35.2-24)$$

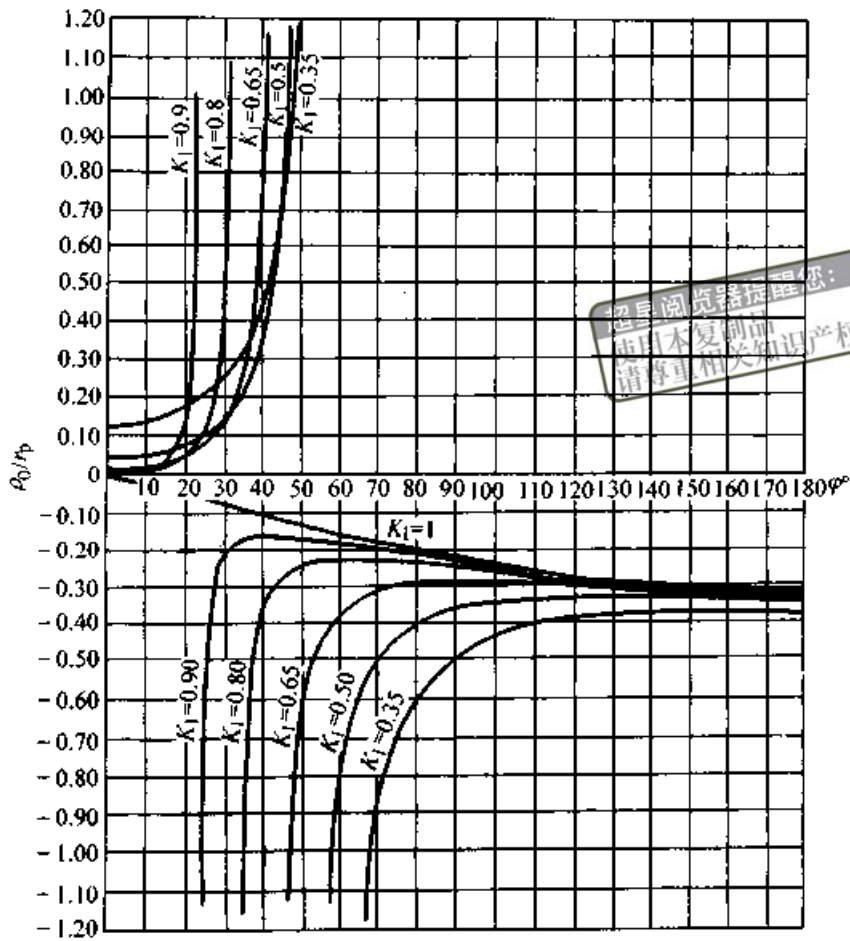


图 35.2-26 $z_c = 11$ 和 $z_p = 12$ 各种 K_1 值时 $\frac{\rho_0}{r_p}$ 与 φ 之间的关系

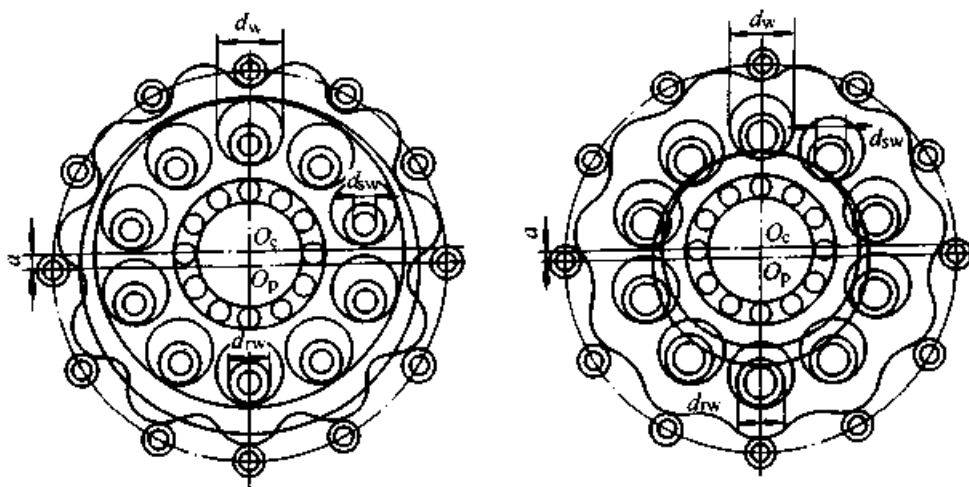


图 35.2-27 $z_p = 12$ 选择 K_1 值对 W 机构设计的影响

a) $K_1 = 0.9$ 的传动 b) $K_1 = 0.5333$ 的传动

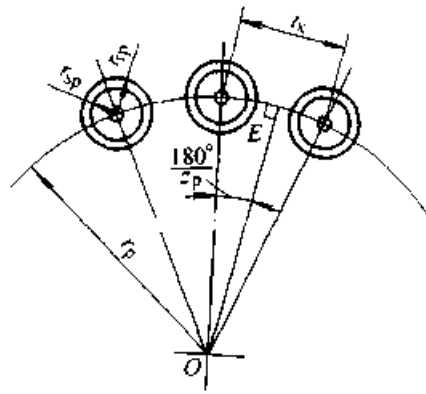


图 35.2-28 针径系数 K_2

为避免针齿相碰和保证针齿与针齿壳的强度,可取 $K_2 = 1 \sim 4$,以 $K_2 = 1.5 \sim 2.0$ 为最佳,一

般不小于 1.25~1.4。当 $z_p \geq 44$ 时,为避免针齿相碰,若将针轮齿数抽去一半,可取 $K_2 \geq 0.99 \sim 1.0$ 。设计时, K_2 值可参考表 35.2-3 选择。

表 35.2-3 针径系数 K_2 荐用值

z_p	<12	12~24	24~36	36~60	60~88
K_2	3.85~2.85	2.8~2.0	2~1.25	1.6~1.0	1.5~0.99

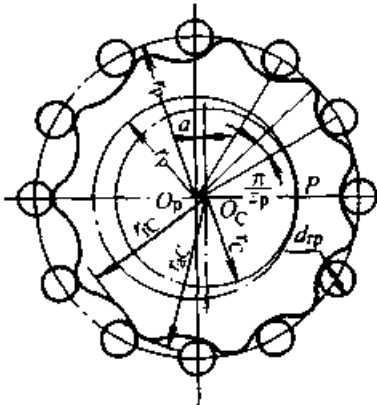
请尊重知识产权
请尊重知识产权
请尊重知识产权

3.2 摆线针轮传动的几何尺寸

摆线针轮传动的几何尺寸计算公式列于表 35.2-4。

表 35.2-4 摆线针轮传动几何尺寸计算公式

名称	符号	计算公式
短幅系数	K_1	$K_1 = r'_p / r_p = az_p / r_p$
节圆上的周节	p	$p = 2\pi a$
针轮节圆半径	r'_p	$r'_p = K_1 r_p = az_p$
摆线轮节圆半径	r'_c	$r'_c = K_1 r_p z_c / z_p = az_c$
偏心距	a	$a = r'_p - r'_c = r'_p / z_p = K_1 r_p / z_p$
摆线轮齿顶圆半径	r_{ac}	$r_{ac} = r_p + a - r_{rp} - \Delta r_{rp} + \Delta r_p$
摆线轮齿根圆半径	r_{fc}	$r_{fc} = r_p - a - r_{rp} - \Delta r_{rp} + \Delta r_p$
针径系数	K_2	$K_2 = r_p \sin(\pi / z_p) / r_{rp}$



- 注: 1. 根据现有磨齿机的要求, a 可采用: 0.65, 0.75, 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 5.5, 6, 6.5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 mm。
2. 对于二齿差传动, 表中的 $z_p = z'_p / 2$ (z'_p 为二齿差传动的针轮实际齿数); $z_c = z'_c / 2$ (z'_c 为二齿差传动的摆线轮实际齿数)。
3. 表中摆线轮齿顶圆半径 r_{ac} 的计算公式仅适用于一齿差。对于二齿差传动, 齿顶圆半径在修顶前按式 (35.2-23) 计算; 在修顶后即修顶摆线的齿顶圆半径 $r_{ac2} = r_{p2} + a_2 - r_{r2}$ (式中 r_{p2} 、 a_2 、 r_{r2} 均为修顶摆线的参数)。

摆线针轮减速器在我国按针齿中心圆直径 d_p 的大小分为 13 种机型, 列于表 35.2-5。

表 35.2-5 各种机型号对应的针齿中心圆直径范围 (mm)

机型号	0	1	2	3	4	5	6
d_p	75~94	95~105	106~120	140~155	165~185	210~230	250~275

续表 35.2-5

机型号	7	8	9	10	11	12
d_p	280~300	315~335	380~400	440~460	535~555	645~690

当传动比 $i \leq 17$, 为增加同时啮合受力齿对数应采用二齿差摆线针轮传动, 表 35.2-6 为通

过优化设计而荐用的二齿差摆线针轮传动的参数。

表 35.2-6 二齿差摆线针轮传动参数

d_p/mm	参数	$z'_p = 2 \times z_p$	
		$2 \times 12 = 24$	$2 \times 18 = 36$
150	a/mm	4	3
	K_1	0.64	0.72
	d_{rp}/mm	14	14
180	a/mm	5	4
	K_1	0.666 7	0.80
	d_{rp}/mm	14	14
220	a/mm	5	4
	K_1	0.545 5	0.654 5
	d_{rp}/mm	17	17
270	a/mm	7	6
	K_1	0.622 2	0.80
	d_{rp}/mm	17	17
330	a/mm	8	6.5
	K_1	0.581 8	0.709 1
	d_{rp}/mm	22	22
390	a/mm	8	8
	K_1	0.492 3	0.738 5
	d_{rp}/mm	27	27
450	a/mm	8.5	8.5
	K_1	0.453 3	0.680 0
	d_{rp}/mm	30	30
550	a/mm	11	8.5
	K_1	0.480 0	0.566 4
	d_{rp}/mm	35	35

3.3 W机构的有关参数与几何尺寸

1) W机构柱销的数目 z_w 。当摆线轮尺寸较小时,柱销数目过多将削弱摆线轮的辐板强度。设计时, z_w 可根据针齿中心圆直径 d_p 按表35.2-7选择。

表 35.2-7 W机构柱销数目参考值

d_p/mm	<100	$\geq 100 \sim 200$	$> 200 \sim 300$	$> 300 \sim 400$	>400
z_w	6	8	10	12	≥ 12

2) 柱销中心圆半径 R_w

$$R_w = (r_{fc} + R_n) / 2 \quad (35.2-25)$$

式中 R_n ——摆线轮的中心孔半径(mm),根据

结构要求及滚动轴承标准确定,初

算时可取

$$R_n = (0.4 \sim 0.5) r_p$$

3) W机构的柱销直径 d_{sw} 和柱销套直径 d_{rw}

柱销直径 d_{sw} 由柱销的弯曲强度条件决定,销套直径 $d_{rw} = (1.3 \sim 1.5) d_{sw}$,或按表35.2-8选用。

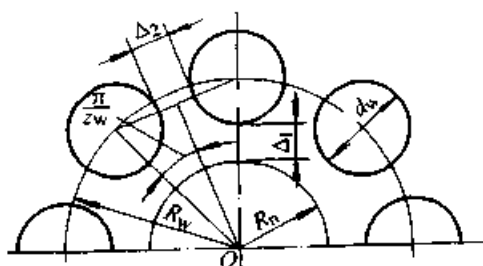
表 35.2-8 W机构柱销和柱销套直径参考值 (mm)

d_{sw}	12	14	17	22	26	32	35	45	55
d_{rw}	17	20	26	32	38	45	50	60	75

4) 摆线轮上的销孔直径 d_w

$$d_w = d_{rw} + 2a \quad (35.2-26)$$

算出 d_w 以后,需验算摆线轮上的销孔壁厚 Δ_1 和 Δ_2 (图35.2-29),并保证其最小值不小于 $[\Delta] = 0.03d_p$,由图得

图 35.2-29 摆线轮销孔壁厚 Δ_1 和 Δ_2

$$\begin{cases} \Delta_1 = R_w - R_n - 0.5d_w \\ \Delta_2 = 2R_w \cdot \sin(\pi/z_w) - d_w \end{cases} \quad (35.2-27)$$

4 受力分析

摆线轮在工作中主要受三种力:针齿与摆线轮齿的啮合力;输出机构柱销对摆线轮的作用力;转臂轴承对摆线轮的作用力(作用力中一般不计摩擦力)。

4.1 针齿与摆线轮齿啮合的作用力

4.1.1 在理想标准齿形无隙啮合时，针齿与摆线轮齿的啮合力

见图 35.2-30，假设针轮固定不动，对摆线轮（行星轮）加一力矩 T_c ，在 T_c 作用下，由于传力零件的弹性变形，摆线轮转过 β 角。如果摆线轮体、针齿套和转臂的变形忽略不计，求得

针齿销的弯曲和轮齿接触挤压的总变形，对针齿 2、3、4...（图 35.2-30）分别为

$$\delta_2 = l_2\beta; \delta_3 = l_3\beta; \delta_4 = l_4\beta; \dots$$

由于摆线轮和不同的针齿啮合时，因当量曲率变化引起的非线性的偏差很小，所以假定针齿承受的啮合力 $F_2、F_3、F_4、\dots$ 和相应的变形 $l_2\beta、l_3\beta、l_4\beta、\dots$ 成线性关系。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

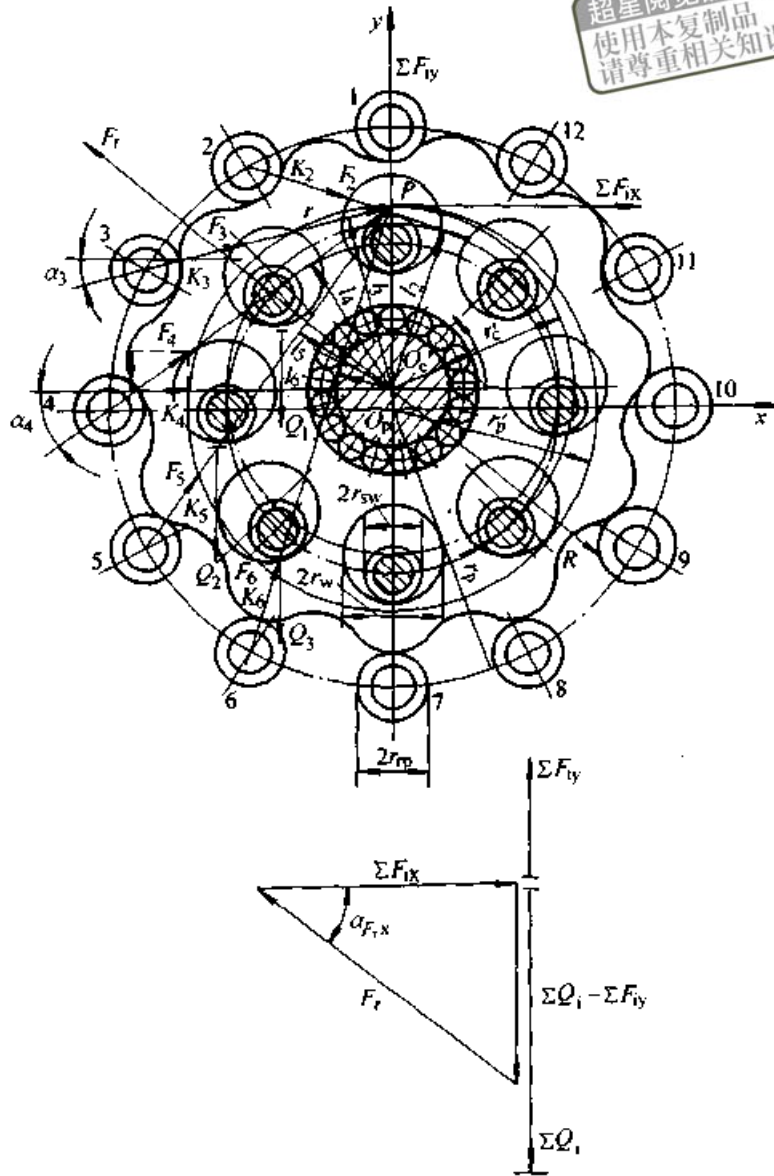


图 35.2-30 摆线轮受力分析图

最大啮合力 F_{max} 是在最大力臂 $l_{max} = r'_c$ 的针齿处（图 35.2-31）。作用在第 i 个针齿上的力为

$$F_i = F_{max} \frac{l_i}{r'_c} \quad (35.2-28)$$

因摆线轮传递的转矩为 T_c ，得

$$T_c = \sum_{(i)} F_i l_i = \frac{F_{max}}{r'_c} \sum_{(i)} l_i^2 = F_{max} r'_c z_p \left[\frac{\sum_{(i)} l_i^2}{r'^2_c z_p} \right]$$

式中方括号中的值为常数，等于 0.25，故得

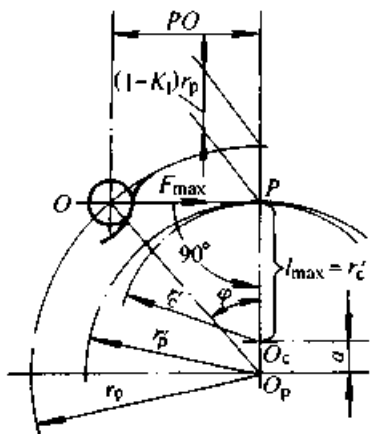


图 35.2-31 承受最大载荷 F_{max} 的针齿位置

$$T_c = F_{max} r'_c z_p / 4 \quad (35.2-29)$$

或写为 $F_{max} = 4T_c / r'_c z_p = 4T_c / K_1 z_c r_p$

由于制造误差，传给两个摆线轮的转矩是不相等的，故在力分析与强度计算时，取 $T_c = 0.55T$ ， T 为输出轴上作用的转矩，则有

$$F_{max} = 2.2T / (K_1 z_c r_p) \quad (35.2-30)$$

4.1.2 修形齿有隙啮合时，针轮齿与摆线轮齿的啮合力

在 4.1.1 中未考虑摆线轮齿形修形的影响及轮齿接触变形与针齿销弯曲变形的影响， F_{max} 的计算值与实测值比较，有时误差达 60%，乃至 90% 以上。

下面介绍考虑摆线轮齿形修形及轮齿弹性变形影响，符合工程实际条件的较准确的力分析方法。

1) 初始啮合间隙 标准的摆线轮以及只经过转角修形的摆线轮与标准的针轮啮合，在理论上都可达到同时啮合的齿数约为针轮齿数的一半，但摆线轮齿形只要经过等距、移距或等距加移距修形，如果不考虑零件弹性变形的补偿作用，则多齿同时啮合的条件便不再存在，而变为当某一个摆线轮齿和针齿接触时，其余的摆线轮齿与针齿之间都存在着大小各异的初始间隙。参看图 35.2-32，第 i 对轮齿沿待啮合点（待啮合点是指齿形未修形前本应啮合，但由于齿形修形产生初始间隙而未啮合的点）法线方向的初始间隙 $\Delta(\varphi)_i$ 为

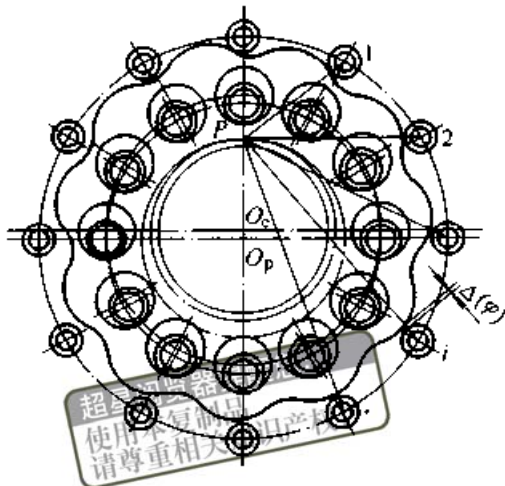


图 35.2-32 因摆线轮移距修形引起的初始啮合间隙

$$\Delta(\varphi)_i = \Delta r_{rp} \left(1 - \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \right) - \frac{\Delta r_p (1 - K_1 \cos \varphi_i - \sqrt{1 - K_1^2} \sin \varphi_i)}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \quad (35.2-31)$$

式中 φ_i ——第 i 个针齿的啮合相位角 ($^\circ$)。

令 $\Delta(\varphi)_i = 0$ ，由上式可解得

$$\cos \varphi_i = K_1$$

即

$$\varphi_i = \varphi_0 = \arccos K_1$$

这个解是使初始间隙为零的角度，空载时，只有在（或最靠近） $\varphi_0 = \arccos K_1$ 处的一对齿啮合。从 $\varphi_i = 0$ 到 $\varphi_i = 180^\circ$ 的初始间隙分布曲线见图 35.2-33 中的实线。

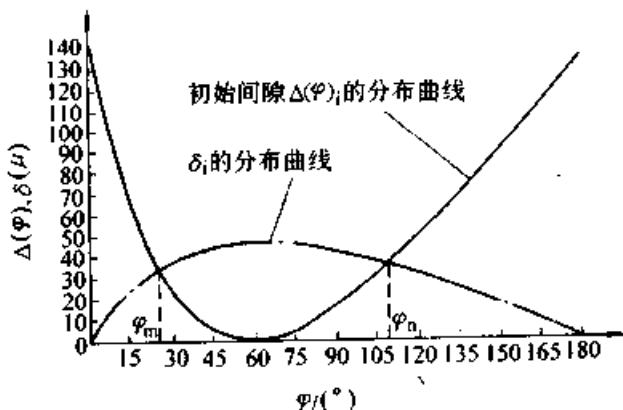


图 35.2-33 $\Delta(\varphi)_i$ 与 δ_i 的分布曲线

2) 判定摆线轮与针轮同时啮合齿数的基本原理 见图 35.2-30，摆线轮在 T_c 的作用下，由于摆线轮与针轮齿的接触变形 w 及针齿销的

弯曲变形 f , 摆线轮转过 β 角, 忽略其他变形, 则在摆线轮各啮合点公法线方向的总变形 $w + f$ 或在待啮合点法线方向的位移应为

$$\delta_i = l_i \beta \quad (i = 1, 2, \dots, z_p/2) \quad (a)$$

式中 l_i ——第 i 个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线至摆线轮中心 O_c 的距离 (mm)

$$l_i = r'_c \sin \theta_i = r'_c \sin \varphi_i / \sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i} \quad (35.2-32)$$

θ_i ——第 i 个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线与转臂 $\overline{O_p O_c}$ 之间的夹角 ($^\circ$)。

设受力最大的一对摆线轮齿与针轮齿 (即最靠近 $\varphi_0 = \arccos K_1$ 处的一对齿) 的接触变形 w_{\max} 和针齿销的弯曲变形 f_{\max} 的和为 δ_{\max} , 其啮合点公法线至摆线轮中心 O_c 的距离为 l_{\max} , 显然

$$\beta = \delta_{\max} / l_{\max} \approx \delta_{\max} / r'_c \quad (b)$$

式中
$$l_{\max} = r'_c \sin \theta_{\max} = r'_c \sin \varphi_0 / \sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_0} \quad (c)$$

当受力最大的一对轮齿正好在 $\varphi_0 = \arccos K_1$ 处时, (c) 式是准确的; 若只是在很接近 $\varphi_0 = \arccos K_1$ 处时, 则为 $l_{\max} \approx r'_c$ 。

联立式 (35.2-32) 及式 (a) ~ (c), 并考虑到 $\varphi_0 = \arccos K_1$, 可得

$$\delta_i = l_i \beta = \delta_{\max} \sin \varphi_i / \sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i} \quad (35.2-33)$$

显然, 在传递某一定转矩时, 凡 δ_i 大于该位置初始间隙 $\Delta(\varphi)_i$ 的各齿都将啮合, 反之就不会进入啮合。 δ_i 的分布曲线可按式 (35.2-33) 计算, 结果画出如图 35.2-33 中的点划线。由点划线和实线 (初始啮合间隙 $\Delta(\varphi)_i$ 的分布曲线) 的两个交点决定出两个对应的角度 φ_m 和 φ_n , 只有在 φ_m 和 φ_n 之间的各齿, 才是真正进入啮合并受力的齿。

3) 确定摆线轮与针轮同时啮合传力的合理区间 主要根据以下两点:

① 应保证在区间 $[\varphi_m, \varphi_n]$ 内, 摆线轮至少有 3~4 个齿同时啮合。

② 始位 φ_m 不宜过小, 终位 φ_n 不宜过大。其主要原因 (参看图 35.2-30) 是: a) φ_i 过小

或过大时, 都是在压力角很大而力臂很小的情况下传力, 必然会造成传动效率下降。b) φ_i 角越大处的齿啮合时, 啮合点 K 与瞬心 P 的距离 \overline{KP} 也越大, 从而在啮合处的滑动速度 $v = \omega \cdot \overline{KP}$ 也越大。相对滑动速度产生在针齿与摆线轮之间或产生在针齿套与针齿销之间, 都会导致摩擦功率增大而传动效率降低。c) φ_i 角过大处的齿啮合, 其当量曲率半径较小使接触应力 σ_H 较大, v 又很大时, 还可能导致胶合。通过对国内外一些摆线针轮行星减速器参数和性能的分析比较, 推荐 φ_m 与 φ_n 的取值范围为 $\varphi_m > 25^\circ$; $\varphi_n < 100^\circ$ 。从保证基本承载能力又有较高传动效率的观点出发, 同时啮合传力的齿数, 既不能小于 3~4 个齿, 也不宜过多。通常根据针轮齿数 z_p 的多少, 在传递额定转矩时, 将同时啮合有效传力的齿数控制在 4~7 个齿左右。

4) 修形齿形摆线轮与针轮啮合时的受力分析方法

① 确定摆线轮与针轮同时啮合的齿数 z_T 。对已设计好的摆线针轮行星减速器, 可按本节 2) 中所述基本原理, 根据传递的转矩、针齿结构、尺寸及摆线轮的齿形修形量等已知条件进行计算, 求得该减速器在传递给定转矩时同时啮合的齿数 z_T 。

对自行设计的摆线针轮行星传动, 可按本节 3) 中所述原则, 选定在传递额定转矩时啮合传力的齿数 z_T , 然后再按此设计针齿结构、尺寸和选定合理的摆线轮齿形修形量。

② 求同时啮合传力诸齿中受力最大齿所受之力 F_{\max} 。修形齿摆线轮与针轮进行有隙啮合时, 不能再假定诸齿受力遵循 F_i 和 $\delta_i = l_i \beta$ 成线性正比关系, 只能假定 F_i 和 $\delta_i - \Delta(\varphi)_i$ 成线性正比关系。

按此假定, 在同时啮合传力的 z_T 个齿中的第 i 齿受力 F_i (N) 可用下式表示

$$F_i = \frac{\delta_i - \Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} F_{\max} \quad (35.2-34)$$

式中 F_{\max} ——在 (或接近于) $\varphi_i = \varphi_0 \arccos K_1$ 处 (亦即在或接近于 $l_i = l_{\max} = r'_c$ 的针齿处) 的齿最先接触受力, 显然在同时受力的诸对齿中, 这对齿受力最大, 受力为 F_{\max} 。

设摆线轮上的转矩 T_c 由 $i = m$ 至 $i = n$ 的 z_T 个齿传递, 由力矩平衡条件得

$$T_c = \sum_{i=m}^{i=n} F_i l_i \quad (d)$$

将式 (35.2-34) 代入式 (d), 同时考虑到 $\delta_{\max} = r'_c \beta$ 及 $\delta_i = l_i \beta$ 可得

$$T_c = F_{\max} \sum_{i=m}^{i=n} \left(\frac{l_i}{r'_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i \quad (e)$$

诸齿中受力最大的一对齿的受力 F_{\max} 为

$$\begin{aligned} F_{\max} &= \frac{T_c}{\sum_{i=m}^{i=n} \left(\frac{l_i}{r'_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i} \\ &= \frac{0.55T}{\sum_{i=m}^{i=n} \left(\frac{l_i}{r'_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i} \quad (35.2-35) \end{aligned}$$

式中 δ_{\max} —— 受力最大的一对齿在 F_{\max} 作用下, 在接触点公法线方向的总的接触变形 w_{\max} 与针齿销弯曲变形 f_{\max} 的总和 (mm)

$$\delta_{\max} = w_{\max} + f_{\max} \quad (35.2-36)$$

$$w_{\max} = \frac{2(1-\mu^2)F_{\max}}{E} \left(\frac{2}{3} + l_n \frac{16r_{rp}|\rho|}{c^2} \right) \quad (35.2-37)$$

$$c = 4.99 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{2(1-\mu^2)F_{\max}}{E} \frac{2|\rho|r_{rp}}{b_c|\rho| + r_{rp}}} \quad (35.2-38)$$

式中 μ —— 摆线轮与针轮齿材料的泊松比, 二者材料相同均为 GCr15, $\mu = 0.3$;

E —— 摆线轮与针轮齿材料的弹性模量, 二者材料均为 GCr15, $E = 2.06 \times 10^5$ MPa;

ρ —— 摆线轮在 $\varphi = \varphi_0 = \arccos K_1$ 处的齿廓曲率半径, 由式 (35.2-12) 计算;

b_c —— 摆线轮宽度, 通常 $b_c = (0.1 - 0.15) r_p$;

f_{\max} —— 针齿销在 F_{\max} 作用下, 在力作用点处的弯曲变形 (mm), 精确计算须用有限单元法, 简化计算可按图 35.2-34 所示的针齿销受力简图进行计算:

当针齿销为两支点 (图 35.2-34a) 时

$$f_{\max} = 31F_{\max}L^3/48E\pi d_p^4 \quad (35.2-39)$$

当针齿销为三支点 (图 35.2-34b) 时

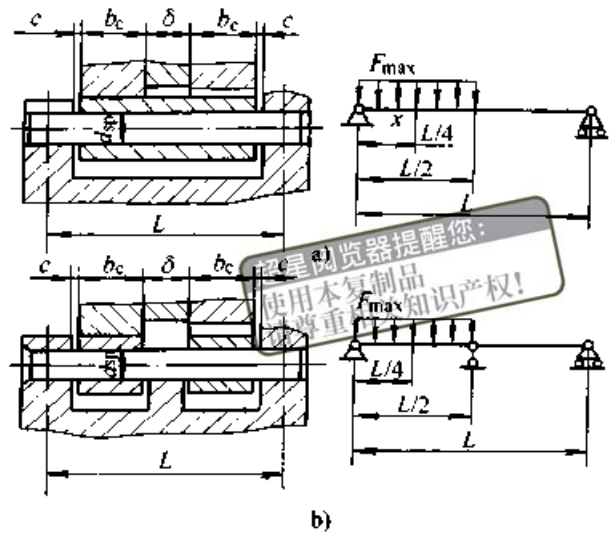


图 35.2-34 针齿销受力简图
a) 两支点的针齿 b) 三支点的针齿

$$f_{\max} = 7F_{\max}L^3/(96E\pi d_p^4) \quad (35.2-40)$$

用式 (35.2-35) 计算 F_{\max} 时, 需要知道 δ_{\max} , 而用式 (35.2-36) ~ 式 (35.2-40) 求 δ_{\max} 时又需知 F_{\max} 。实际计算时需先给出一个 F_{\max} 的初始值 $F_{\max 0}$ 代入式 (35.2-36) ~ 式 (35.2-40) 求出 δ_{\max} 的初始值 $\delta_{\max 0}$, 再将 $\delta_{\max 0}$ 反过来代入式 (35.2-35) 求出第一次迭代的结果 $F_{\max 1}$ 。比较 $F_{\max 1}$ 与 $F_{\max 0}$, 若 $F_{\max 1}$ 与 $F_{\max 0}$ 之差的绝对值大于 $0.001F_{\max 1}$, 就将 $F_{\max 1}$ 代入式 (35.2-36) ~ 式 (35.2-40) 求 $\delta_{\max 1}$, 将后者再代入式 (35.2-35) 求出第二次迭代的结果 $F_{\max 2}$ 。按此方式多次反复迭代, 直到第 k 次迭代所得到的 $F_{\max k}$ 满足 $|F_{\max k} - F_{\max k-1}| < 0.001F_{\max k}$, 然后取 $F_{\max} = \frac{1}{2} (F_{\max k} + F_{\max k-1})$ 即为准确的 F_{\max} 值。

d_p 是针齿中心圆直径的公称尺寸, 若实际针齿中心圆直径为 $d_p + \Delta d_p$, 实际增大的 Δd_p 部分对初始啮合间隙 $\Delta(\varphi)_i$ 的影响将相当于移距修正量 Δr_p 又增大 $\frac{1}{2} \Delta d_p$ 。因此计算 $\Delta(\varphi)_i$ 时, 公式中的 Δr_p 值就应当以 $\Delta r_p + 0.5\Delta d_p$ 值代入。

4.2 输出机构的柱销 (套) 作用于摆线轮上的力

若柱销孔与柱销套之间没有间隙, 则各柱销

对摆线轮作用力总和为

$$\sum Q_i = 4T_c / \pi R_w$$

式中 R_w ——柱销中心圆的半径 (mm)。

摆线轮对销轴的最大作用力 (N) 为

$$Q_{\max} = 4T_c / (R_w z_w) \quad (35.2-41)$$

式中 z_w ——输出机构柱销数。

实际上, 柱销孔与柱销套之间存在间隙 (mm)

$$\Delta = 2(r'_w - r_w)$$

式中 r_w, r'_w ——摆线轮理论和实际柱销孔半径 (mm)。

如图 35.2-35 所示, 由于 Δ 的存在, 当柱销套位于理论啮合位置时, 销套外圆与实际销孔之间存在 $\frac{1}{2}\Delta$ 的间隙。

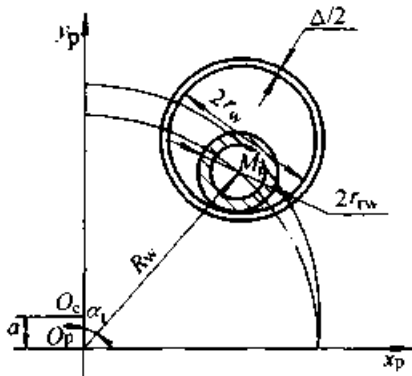


图 35.2-35 柱销孔实际直径
比理论直径增大了 Δ

空载时, 由于存在间隙 $\frac{1}{2}\Delta$, 销套与销孔需相对转过角度 β_w 后, 才能接触, 其中 $\alpha_i = 90^\circ$ 处的销套相对于回转中心力臂最大 ($l_{\max} = R_w$), 所以此处柱销套与摆线轮上的销孔最先接触, 其他柱销则在跟随转过一个角度后, 柱销套与销孔之间仍存在一定间隙, 此时沿理论公法线方向, 两者的距离 ΔW_i , 称为初始间隙。

由图 35.2-36 可得, 公共转角 β_w 可为

$$\beta_w = \Delta / (2R_w) \quad (35.2-42)$$

对于任意位置的柱销, 其角参量为 α_i , 该处的初始间隙 ΔW_i 为

$$\Delta W_i = \Delta(1 - \sin \alpha_i) / 2 \quad (35.2-43)$$

初始间隙的分布特点: 在 α_i 为 0° 和 180° 时, $\Delta W_i = \Delta W_{\max} = 0.5\Delta$; 在 $\alpha_i = 90^\circ$ 时, $\Delta W_i = 0$, 此处为最先接触位置; ΔW_i 相对于 $\alpha_i = 90^\circ$ 处左右对称。

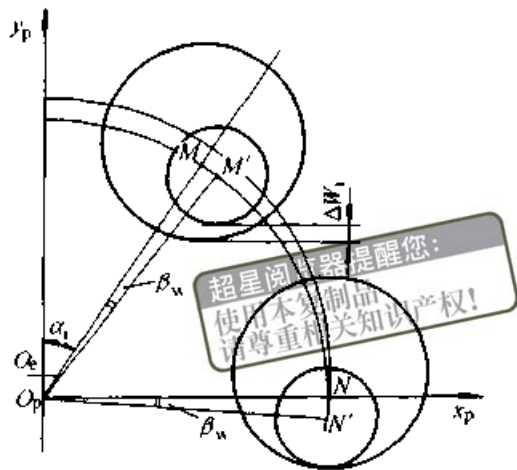


图 35.2-36 初始间隙 ΔW_i

4.2.1 判断同时传递转矩之柱销数

摆线轮传递转矩 T_c 时, $\alpha_i = 90^\circ$ 处力臂最大, 必最先接触, 受力和弹性变形 ϵ_{\max} 最大。设处于某任意位置的柱销受力后的弹性变形为 ϵ_i , 则因变形与力臂 l_i 成正比, 可得

$$\epsilon_i / l_i = \epsilon_{\max} / R_w \quad (35.2-44)$$

又因 $l_i = R_w \sin \alpha_i$ (35.2-45)

故 $\epsilon_i = \epsilon_{\max} \sin \alpha_i$ (35.2-46)

如果 $\epsilon_i \leq \Delta W_i$, 则此处柱销不可能传递转矩, 如果 $\epsilon_i > \Delta W_i$, 则此处柱销传递转矩。

如图 35.2-37 所示, 设最初传力角为 α'_m , 由于当 $\alpha_i = \alpha'_m$ 时, $\epsilon_i = \Delta W_i$, 将式 (35.2-43) 与式 (35.2-46) 联立, 可求得

$$\alpha'_m = \arcsin[\Delta / (\Delta + 2\epsilon_{\max})] \quad (35.2-47)$$

设最终传力角为 α'_n , 由于 ϵ_i 与 ΔW_i 均相对于 $\alpha_i = 90^\circ$ 左右对称, 故

$$\alpha'_n = 180^\circ - \alpha'_m \quad (35.2-48)$$

最初受力柱销顺序号 m' , 可按下式算出

$$m' = \text{int}[(z_w \alpha'_m / 360^\circ) + 1] \quad (35.2-49)$$

最终受力柱销顺序号 n' , 可按下式算出

$$n' = \text{int}(z_w \alpha'_n / 360^\circ) \quad (35.2-50)$$

每片摆线轮上同时传递转矩的柱销总数为

$$N_u = n' - m' + 1 \quad (35.2-51)$$

由上可知, 求出最大变形 ϵ_{\max} 后, 可解出在整个旋转一周过程中, 每个柱销传递转矩的角度区间, 以及判断出同时传递转矩的柱销总数。

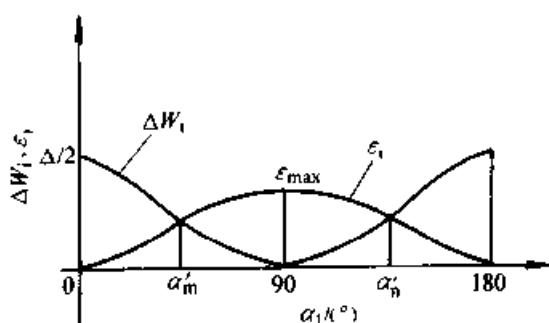


图 35.2-37 判断传递转矩之柱销

4.2.2 输出机构的柱销(套)作用于摆线轮上的力

设最大作用力为 Q_{\max} , 按作用力 Q_i 与 $(\epsilon_i - \Delta W_i)$ 成正比的原则, 可得

$$Q_i / \epsilon_i - \Delta W_i = Q_{\max} / \epsilon_{\max}$$

即 $Q_i = (\epsilon_i - \Delta W_i) Q_{\max} / \epsilon_{\max}$ (35.2-52)

$$\epsilon_{\max} = W_{w\max} + f_{w\max} \quad (35.2-53)$$

式中 $W_{w\max}$ ——柱销套与摆线轮上柱销孔沿接触点公法线方向上的接触变形 (mm), 即

$$W_{w\max} = \frac{2(1-\mu^2)Q_{\max}}{E} \left[\frac{2}{3} + l_n \left(\frac{16r_{rw}r_w}{c^2} \right) \right] \quad (35.2-54)$$

$$c = 9.98 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{(1-\mu^2)Q_{\max}}{E} \left(\frac{r_{rw}r_w}{b_c} \right) \left(\frac{r_{rw}}{a} \right)} \quad (35.2-55)$$

$f_{w\max}$ ——柱销在受力点的弯曲变形, 见图 35.2-38, 则

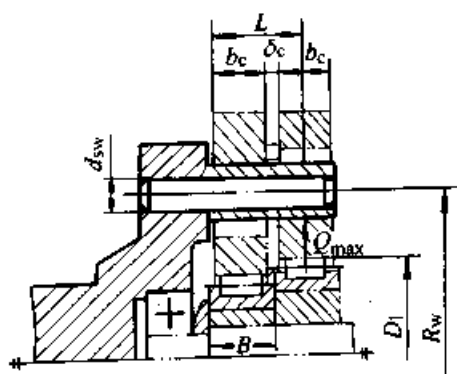


图 35.2-38 柱销受力分析

$$f_{w\max} = 64 Q_{\max} l^3 / 3 E \pi d_{sw}^4 \quad (35.2-56)$$

$$L = 1.5 b_c + \delta_c$$

式中 μ, E ——柱销套与摆线轮材料均为 GCr15 时, $\mu = 0.3, E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$;

δ_c ——间隔环厚度 (mm);

d_{sw} ——柱销直径 (mm)。

由摆线轮力矩平衡条件, 则

$$T_c = \sum_{i=m}^{i=n} Q_i l_i \quad (35.2-57)$$

将式 (35.2-45) 和式 (35.2-52) 代入上式, 又 $T_c = 0.55 T$, 整理得

$$Q_{\max} = 0.55 T / \left(R_w \sum_{i=m}^{i=n} \left(\sin \alpha_i \frac{\Delta W_i}{\epsilon_{\max}} \right) \sin \alpha_i \right) \quad (35.2-58)$$

由于 ϵ_{\max} 和 Q_{\max} 相互关联, 所以实际计算时要采用迭代法 (与 4.1.2 求啮合力的思路相同)。

先设最大接触力 Q_{\max} 的初始值

$$Q_{\max 0} = 4 T_c / (R_w z_w)$$

经过 k 次迭代, 若 $|Q_{\max k} - Q_{\max (k-1)}| \leq 0.001 Q_{\max k}$, 停止迭代, 取 $Q_{\max} = 0.5 (Q_{\max k} + Q_{\max (k-1)})$ 即为准确的最大接触力。以 Q_{\max} 代入式 (35.2-53) ~ 式 (35.2-56) 可求得 ϵ_{\max} ; 以 ϵ_{\max} 代入式 (35.2-45) ~ 式 (35.2-51) 可求得 m', n' , 以 ϵ_{\max} 代入式 (35.2-46) 可求得 ϵ_i ; 以 $\epsilon_i, \epsilon_{\max}, \Delta W_i$ 代入式 (35.2-52) 可求得 $Q_i (i = m' \sim n')$, 最后可得包括 Q_{\max} 在内的 $\sum_{i=m}^{i=n} Q_i$ 。

4.3 转臂轴承的作用力

转臂轴承对摆线轮的作用力, 必与啮合力及输出机构柱销对摆线轮的作用力平衡。参看图 35.2-30, 将各啮合力沿作用线移到节点 P , 则可得

x, y 轴方向的分力总和分别为

$$\sum_{i=m}^{i=n} F_{ix} = \frac{T_c}{r_c} = \frac{T_c z_p}{K_1 r_p z_c} \quad (35.2-59)$$

$$\sum_{i=m}^{i=n} F_{iy} = \sum_{i=m}^{i=n} F_i \sin \alpha_i \quad (35.2-60)$$

转臂轴承对摆线轮的作用力为

$$F_r = \sqrt{\left(\sum_{i=m}^{i=n} F_{ix} \right)^2 + \left(\sum_{i=m}^{i=n} Q_i - \sum_{i=m}^{i=n} F_{iy} \right)^2} \quad (35.2-61)$$

F_r 力与 x 轴间夹角, 由图 35.2-30, 可求得

$$\alpha_{F_{rx}} = \arctan \left(\frac{\sum_{i=m}^{i=n} Q_i - \sum_{i=m}^{i=n} F_{iy}}{\sum_{i=m}^{i=n} F_{ix}} \right) \quad (35.2-62)$$

5 主要件的强度计算

为了减小传动件的尺寸,摆线轮常用轴承钢 GCr15、GCr15SiMn,针齿销、针齿套、柱销及柱销套采用 GCr15,表面硬度 58~62HRC。

5.1 齿面接触强度计算

实践表明,摆线轮和针齿齿面的失效形式是疲劳点蚀和胶合(针齿销和套先胶合引起)。啮合齿面的接触应力、滑动速度、润滑情况以及零件的制造精度,都是影响齿面产生疲劳点蚀和胶合的因素。

为防止产生点蚀和胶合,应进行齿面接触疲劳强度计算。

$$\sigma_{H_{\max}} = 190 \sqrt{\frac{1}{b_c} \left(\frac{F_i}{\rho_{ci}} \right)_{\max}} \leq \sigma_{H_p} \quad (35.2-63)$$

式中 σ_{H_p} ——许用接触应力(MPa),用 GCr15 或 GCr15SiMn 制成针齿和摆线轮,硬度为 58~62HRC 时,一般取 $\sigma_{H_p} = 1\,000 \sim 1\,200$ MPa,对于双级减速器的低速级或单级低速传动, $\sigma_{H_p} = 1\,300 \sim 1\,500$ MPa;

ρ_{ci} ——啮合点 i 的当量曲率半径, $\rho_{ci} = \left| \frac{\rho_i r_{\rho}}{\rho_i - r_{\rho}} \right|$, ρ_i 为摆线轮在某啮合点的曲率半径;

$\left(\frac{F_i}{\rho_{ci}} \right)_{\max}$ —— $\frac{F_i}{\rho_{ci}}$ ($i = m \cdots n$) 中之最大值。

5.2 针齿销的弯曲强度和刚度计算

针齿销受载后产生弯曲变形,变形过大将使针齿销与针齿套转动不灵活,甚至不转,引起针齿销与针齿套之间发生胶合,并导致摆线轮与针齿胶合。因此,要进行针齿销的刚度计算,校核其支点处转角 θ 值。另外,还必须满足强度的要求。

针齿中心圆直径 $d_p < 390$ mm 时,通常采用二支点的针齿(图 35.2-34a); $d_p \geq 390$ mm 时,必须采用三支点针齿(图 35.2-34b)。

二支点的针齿计算简图如图 35-34a,假定在针齿销跨度的一半受均布载荷,则针齿销的弯曲强度 σ_F (MPa) 和刚度 θ (rad) 条件为

$$\sigma_F = 1.41 F_{\max} L / d_{sp}^3 \leq \sigma_{Fp} \quad (35.2-64)$$

$$\theta = 4.44 \times 10^{-6} F_{\max} L^2 / d_{sp}^4 \leq \theta_p \quad (35.2-65)$$

三支点的针齿计算简图如图 35.2-34b,针齿销弯曲强度 σ_F (MPa) 和刚度 θ (rad) 条件为

$$\sigma_F = 0.48 F_{\max} L / d_{sp}^3 \leq \sigma_{Fp} \quad (35.2-66)$$

$$\theta = 0.74 \times 10^{-6} F_{\max} L^2 / d_{sp}^4 \leq \theta_p \quad (35.2-67)$$

式中 L ——针齿销的跨度,通常二支点 $L \approx 3.5b_c$;三支点 $L \approx 4b_c$ 。若实际结构已定,应按实际 L 值代入上式 (mm);

σ_{Fp} ——针齿销的许用弯曲应力(MPa),针齿销材料为 GCr15 时, $\sigma_{Fp} = 150 \sim 200$ MPa;

θ_p ——许用转角(rad),可取 $\theta_p = (0.001 \sim 0.003)$ rad。

5.3 转臂轴承的选择

转臂轴承是摆线针轮传动的薄弱环节。 $d_p \leq 650$ mm 时,通常选用无外座圈的单列向心圆柱滚子轴承; $d_p > 650$ mm 时,可选用带外座圈的单列向心圆柱滚子轴承。轴承外径 $D_1 = (0.4 \sim 0.5) d_p$,轴承宽度 B 应大于摆线轮的宽度 b_c 。有关轴承的计算参看第 24 篇。

5.4 输出机构圆柱销的强度计算

见图 35.2-38,输出机构圆柱销的受力情况相当一悬臂梁,在柱销最大受力 Q_{\max} 作用下,的弯曲应力 (MPa) 为

$$\sigma_w \approx K_w Q_{\max} (1.5b_c + \delta_c) / (0.1d_{sw}^3)$$

设计时,此式可化为

$$d_{sw} \geq \sqrt[3]{10K_w Q_{\max} (1.5b_c + \delta_c) / \sigma_{Fp}} \quad (35.2-68)$$

式中 δ_c ——间隔环的厚度(mm),针齿为二支点时 $\delta_c \approx B - b_c$;三支点时 $\delta_c \approx b_c$;若实际结构已定,应按实际结构之 δ_c ;

K_w ——制造和安装误差对销轴载荷影响系数, $K_w = 1.35 \sim 1.5$,精度低时

取大值,一般情况下取 1.35;

σ_{Hp} ——许用弯曲应力(MPa),可取 $\sigma_{Hp} = 150 \sim 200$ MPa。

6 技术要求

6.1 对零件的要求

(1) 关键零件材质和热处理要求

1) 摆线轮 材料为 GCr15 或 GCr15SiMn, 经热处理后硬度为 58~62HRC。允许采用力学

性能与其相当的其他材料。

2) 输出轴 材料为 45 钢, 经过热处理后硬度不低于 170HBS。允许采用力学性能与其相当的其他材料。

3) 针齿壳 材料为 HT200 灰铸铁, 应进行时效处理, 硬度为 170~217HBS, 抗拉强度 $\sigma_b \geq 200$ MPa。

(2) 对零件的技术要求

表 35.2-9 是 JB/T 2982—1994 规定的零件技术要求。

表 35.2-9 对摆线针轮传动零件的技术要求 (JB/T 2982—1994)

零件名称	材料	热处理等	尺寸偏差与形位公差			表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	
			项 目	数 值			
机座	HT200	应进行时效处理, 不应有裂痕、气孔和夹杂等缺陷	轴承孔	j7 (采用非调心轴承)、 H7 (采用调心轴承)		1.6	
			与针齿壳配合的止口	H8		3.2	
			卧式机座中心高	$d_p \leq 450$ mm 时, $+0$ -0.5 mm; $d_p > 450$ mm 时, $+0$ -1 mm			
			轴承孔以及与针齿壳配合止口的圆度和圆柱度	不低于 8 级			
			与针齿壳配合止口的轴心线对两轴承孔轴心线的同轴度	不低于 8 级			
			与针齿壳配合端面对两轴承孔轴心线的垂直度	不低于 6 级			
针齿壳	HT200	应进行时效处理, 不应有裂痕、气孔和夹杂等缺陷	针齿中心圆	j7 或 js7			
			针齿销孔	H7		1.6	
			与法兰端盖配合的孔	H7		3.2	
			与机座配合的止口	h6		3.2	
			针齿销孔相邻孔距差的公差 δr 和孔距累积误差的公差 δr_{Σ}	d_p/mm	$\delta r \leq / \text{mm}$	$\delta r_{\Sigma} \leq / \text{mm}$	
				150, 180	0.026	0.115	
				220, 270	0.036	0.14	
				330, 390, 450	0.038	0.18	
550, 650	0.05	0.22					
针齿销孔的圆度和圆柱度	不低于 8 级						
与法兰端盖配合孔的圆度	不低于 8 级						

续表 35.2-9

零件名称	材料	热处理等	尺寸偏差与形位公差			表面粗糙度 $R_a/\mu m$	
			项 目	数 值			
针 齿 壳	HT200	应进行时效处理, 不应有裂痕、气孔和夹杂等缺陷	与机座配合止口的圆度	不低于 7 级			
			针齿中心圆对与法兰端盖配合孔轴心线的径向跳动	不低于 7 级			
			针齿销孔轴心线对与法兰端盖配合端面的垂直度	不低于 6 级			
			与机座配合止口的轴心线对与法兰端盖配合孔轴心线的同轴度	不低于 8 级			
			与法兰端盖配合端面对与法兰端盖配合孔轴心线的垂直度	不低于 5 级			
			针齿壳两端面平行度	不低于 7 级			
摆 线 轮	GCr15 或 GCr15SiMn (允许采用力学性能相当的代用材料)	经热处理后要求硬度为 58~62 HRC, 金相组织为隐晶马氏体+结晶马氏体+细小均匀渗碳体 (马氏体 ≤ 3 级)	与轴承配合孔	$d_p < 650$ mm 时, H6	0.4		
				$d_p \geq 650$ mm 时, J7	0.8		
			销孔	H7		0.8	
			轮齿工作表面			0.8	
			摆线轮的销孔相邻孔距差的公差 δt 和孔距累积误差的公差 δt_Σ	d_p/mm	$\delta t \leq /mm$	$\delta t_\Sigma \leq /mm$	
				150, 180	0.042	0.10	
				220, 270	0.05	0.115	
				330, 390, 450	0.06	0.14	
			摆线齿廓周节差的公差 δt , 周节累积误差的公差 δt_Σ , 齿顶圆径向圆跳动的公差 δe	d_p/mm	$\delta t \leq /mm$	$\delta t_\Sigma \leq /mm$	$\delta e \leq /mm$
				150, 180	0.038	0.075	0.038
				220, 270	0.04	0.09	0.045
				330, 390, 450	0.045	0.11	0.05
齿轮顶根距极限偏差	d_p/mm	上偏差	下偏差	d_p/mm	上偏差	下偏差	
	150	-0.22	-0.30	390	-0.36	-0.46	
	180	-0.24	-0.32	450	-0.38	-0.50	
	220	-0.26	-0.34	550	-0.42	-0.54	
	270	-0.28	-0.38	650	-0.46	-0.60	
	330	-0.32	-0.42				
与轴承配合孔的圆度和圆柱度	不低于 7 级						
销孔中心圆对轴承孔轴心线的径向圆跳动	不低于 7 级						

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 35.2-9

零件名称	材料	热处理等	尺寸偏差与形位公差		表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$
			项 目	数 值	
摆线轮	GCr15 或 GCr15SiMnHT200	经热处理后要求硬度为 58~62 HRC, 金相组织为隐晶马氏体+结晶马氏体+细小均匀渗碳体(马氏体 ≤ 3 级)	与轴承配合孔的轴心线对基准端面的垂直度	不低于 6 级	
			销孔的轴心线对基准端面的垂直度	不低于 6 级	
			轮齿工作表面对基准端面的垂直度	不低于 6 级	
			两端面平行度	不低于 6 级	
			销孔公称直径	销套直径 + 2 倍偏心距 + Δ $d_p \leq 550 \text{ mm}$ 时, $\Delta = 0.15 \text{ mm}$; $d_p > 550 \text{ mm}$ 时, $\Delta = 0.20 \sim 0.30 \text{ mm}$	
输出轴	45	调质处理, 硬度为 187~229HBS	与轴承配合的两轴颈	$d_p \leq 450 \text{ mm}$ 时, k6; $d_p > 450 \text{ mm}$ 时, js6	0.8
			轴承孔	H11	1.6
			销孔	r6	1.6
			销孔中心圆	j7	
			输出轴的销孔相邻孔距差的公差 δr 和孔距累积误差的公差 δr_{Σ}	与摆线轮相同	
			各配合轴颈的圆度和圆柱度	不低于 7 级	
			销孔的圆度和圆柱度	不低于 8 级	
			销孔中心圆对与轴承配合的两轴颈轴心线的径向圆跳动	不低于 7 级	
			轴承孔的中心线对与轴承配合的两轴颈轴心线的同轴度	不低于 8 级	
输出轴销孔的轴心线对与轴承配合的两轴颈轴心线的平行度	水平方向 $\delta_x \leq 0.04/100$ 垂直方向 $\delta_y \leq 0.04/100$				
偏心套	45	调质处理, 硬度不低于 187~229 HBS	两外圆	js6	0.8
			内孔	H7	0.4
			偏心距的极限偏差	不超过 $\pm 0.02 \text{ mm}$	
			两外圆的圆度和圆柱度	不低于 7 级	
			内孔的圆度和圆柱度	不低于 8 级	
两偏心轴心线与孔轴心线平行度	不低于 7 级				

注: 形位公差的精度等级和公差值应符合 GB/T 1184—1996 的有关规定。

6.2 装配的要求

1) 各零件装配后其配合关系应符合表 35.2-10 的规定。

表 35.2-10 摆线针轮传动有关零件配合的规定

配合零件	配合类别	配合零件	配合类别
针齿销和针齿壳	H7/h6	输出轴上销孔和销轴	R7/h6
针齿销和针齿套	D8/h6	输出轴上销轴和销套	D8/h6
针齿壳和法兰端盖	H7/h6		
偏心套和输入轴	H7/h6	输出轴和紧固环	H7/r6

2) 销轴装入输出轴销孔，可采用温差法。

装配后应符合：销轴与输出轴轴心线平行度公差，在水平方向 $\delta_x \leq 0.04/100$ ；垂直方向 $\delta_y \leq 0.04/100$ 。

3) 为保证联接强度，紧固环和输出轴的配合，应用温差法装配，不允许直接敲装。

4) 机座、端盖和针齿壳等零件，不加工的外表面，应涂底漆并涂以浅灰色油漆（或按主机要求配色）。上述零件不加工的内表面，应涂以耐油油漆。工厂标牌安装时，与机座应有漆层隔开。

6.3 摆线针轮减速器的质量分等

摆线针轮减速器产品的机型规格及其质量分等项目的内容与指标见表 35.2-11~表 35.2-17。

表 35.2-11 一级传动减速器的承载能力

质量分等	合格品	一等品										优等品									
		6	11	17	23	29	35	43	59	71	87	6	11	17	23	29	35	43	59	71	87
传动比		1 500 r/min																			
输入轴转速		输入功率/kW (承载能力)																			
机型号	针齿中心圆直径/mm																				
0	75~94	0.18	0.18	0.18	0.12	0.12	0.12	0.09	0.09			0.25	0.25	0.25	0.18	0.18	0.18	0.12	0.09		
1	95~105	0.55	0.55	0.37	0.37	0.25	0.25	0.25	0.18	0.12	0.09	0.75	0.75	0.55	0.55	0.37	0.37	0.25	0.25	0.18	0.12
2	106~120	1.5	1.5	1.1	0.75	0.75	0.55	0.55	0.37	0.25	0.25	1.5	1.5	1.1	0.75	0.75	0.55	0.55	0.37	0.25	0.25
3	140~155	4	3	2.2	1.5	1.5	1.5	0.75	0.75	0.55	0.37	4	3	3	2.2	1.5	1.5	1.1	0.75	0.55	0.55
4	165~185	5.5	5.5	4	3	3	2.2	2.2	1.5	0.75	0.75	7.5	7.5	5.5	4	3	3	2.2	2.2	1.5	1.5
5	210~230		11	11	7.5	7.5	5.5	3	3	2.2	2.2		11	11	7.5	7.5	5.5	4	3	2.2	2.2
6	250~275		18.5	15	11	11	7.5	5.5	4	4	3		18.5	15	11	11	7.5	7.5	5.5	4	4
7	280~300		22	18.5	15	15	11	11	5.5	4	4		22	22	18.5	15	15	11	7.5	5.5	5.5
8	315~335		30	22	18.5	18.5	15	15	11	7.5	7.5		30	30	22	18.5	18.5	15	11	7.5	7.5
9	380~400		30	22	22	18.5	15	15	11	11	11		37	30	30	22	18.5	18.5	15	11	11
10	440~460		45	45	37	37	30	22	18.5	18.5	18.5		55	55	45	45	37	30	22	18.5	18.5
11	535~555		55	55	55	55	37	37	30	22	22		75	75	55	55	55	45	37	37	30
12	645~690			75	75	75	75	55	45	30	30			110	90	90	75	75	55	45	37
机型号	针齿中心圆直径/mm	输入功率/kW (承载能力)																			
输入轴转速		1 000 r/min																			

注：粗线上方为输入转速 1 500 r/min 所对应的输入功率；粗线下方为输入转速 1 000 r/min 所对应的输入功率。

表 35.2-12 一级传动减速器的机械传动效率

(%)

机 型 号	针齿中心圆直径 /mm	传 动 比										质 量 分 等		
		6	11	17	23	29	35	43	59	71	87	合 格 品	一 等 品	优 等 品
0	75~94											≥70	≥71	≥75
1	95~105											≥88	≥90	≥92
2	106~120											≥76	≥78	≥82
3	140~155											≥88	≥90	≥92
4	165~185											≥76	≥78	≥82
5	210~230											≥88	≥90	≥92
6	250~275											≥76	≥78	≥82
7	280~300											≥88	≥90	≥92
8	315~335											≥76	≥78	≥82
9	380~400											≥88	≥90	≥92
10	440~460											≥75	≥76	≥79
11	535~555											≥85	≥87	≥90
12	645~690											≥72	≥73	≥76
												≥82	≥84	≥87

注：斜线上方的效率指标为粗折线右侧传动比所对应的效率值；斜线下方的效率指标为粗折线左侧传动比所对应的效率值。

表 35.2-13 一级传动减速器的噪声
(声功率级) 指标 (dB(A))

机 型 号	针齿中心圆直径 /mm	质 量 分 等		
		合 格 品	一 等 品	优 等 品
0	75~94	≤75	≤72	≤70
1	95~105	≤76	≤74	≤72
2	106~120		≤75	
3	140~155	≤81	≤78	≤75
4	165~185		≤79	≤76
5	210~230		≤80	≤77
6	250~275	≤85	≤84	≤81
7	280~300		≤84	≤81
8	315~335	≤89	≤87	≤84
9	380~400		≤89	≤88
10	440~460	≤95	≤94	≤92
11	535~555	≤96	≤95	≤93
12	645~690	≤97	≤96	≤94

表 35.2-14 一级传动减速器的内腔清洁度
(mg)

机 型 号	针齿中心圆直径 /mm	质 量 分 等		
		合 格 品	一 等 品	优 等 品
		杂 质 重 量 G≤		
0	75~94	应符合 JB/T 2982 的规定 (见 表 35.2-17)	200	135
1	95~105		225	150
2	106~120		245	165
3	140~155		335	225
4	165~185		405	270
5	210~230		495	330
6	250~275		590	395
7	280~300		665	445
8	315~335		740	495
9	380~400		875	585
10	440~460		1 010	675
11	535~555		1 235	825
12	645~690	1 530	1 020	

注：只适用于润滑油润滑的减速器。

表 35.2-15 一级传动减速器的寿命、温升、密封及外观质量分等指标

指标名称	质 量 分 等		
	合 格 品	一 等 品	优 等 品
寿命/h	$\geq 10\ 000$	$\geq 15\ 000$	$\geq 20\ 000$
温升/℃	≤ 60		
接合面及油封密封	不 漏 油	不 渗 油	
外观质量及随机文件	外观良好, 铭牌正确、无污损。随机文件齐全、正确	外形美观大方, 表面光整, 油漆均匀、光亮、牢固。铭牌和商标美观、清晰、正确、无污损。随机文件齐全、正确	

注: 1. 对寿命指标的考核, 采用两家以上用户提供的与受检产品同机型号减速器投入工作运行时间的书面材料来进行考核。

2. 渗漏油区分: 减速器运转 6 h 后, 在接合面及油封密封口附近仅有小面积浸润油为不渗油, 浸润油面积扩展到底座为渗油, 在地基上有积油为漏油。

表 35.2-16 双轴型一级减速器传动比和输入功率 (摘自 JB/T 2982—1994)

传动比	11	17	23	29	35	43	59	71	87
机型号	输 入 功 率/kW								
0	0.1	0.09	—	0.09	—	0.09	—	—	—
1	0.4	0.4	0.2	0.2	0.2	0.2	—	—	—
2	0.75	0.75	0.4	0.4	0.4	0.4	0.2	—	—
3	2.2	1.5	1.5	1.1	1.1	0.6	0.6	0.4	—
4	4	4	2.2	2.2	1.5	1.5	1.1	0.8	0.55
5	7.5	7.5	5.5	5.5	4	3	2.2	1.5	1.5
6	11	11	11	11	7.5	5.5	4	3	2.2
7	15	15	11	11	11	7.5	5.5	4	4
8	18.5	18.5	18.5	15	15	11	7.5	5.5	5.5
9	22	22	18.5	18.5	18.5	15	11	11	11
10	45	45	40	30	22	22	18.5	18.5	1.5
11	—	55	55	55	40	40	30	22	22
12	—	75	75	75	75	55	45	30	30

注: 表中 15 kW 以下为输入转速 1 500 r/min 所对应的输入功率; 表中 18.5 kW 以上为输入转速 1 000 r/min 所对应的输入功率。

表 35.2-17 双轴型一级减速器内腔清洁度 (摘自 JB/T 2982—1994)

机型号	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
杂质重量/mg \leq	270	300	330	450	540	660	790	890	990	1 170	1 350	1 650	2 040

注: 只适用于润滑油润滑的减速器。

减速器按其性能、质量分为合格品、一等品和优等品。根据受检查产品样机的测试结果，对照质量分等标准各项性能及内在质量指标要求，进行考核，全部达到某一等级指标者，方可评为

某一等级。

7 设计计算公式与计算示例

设计计算公式与计算示例见表 35.2-18。

表 35.2-18 设计计算公式与计算示例

项目	代号	单位	公式或数据	计算示例	
功率	P	kW	$i = \frac{-z_c}{z_p - z_c}$	30	在平稳载荷下工作，为使两摆线轮齿啮作选用 GCr15 硬度和销轴孔能正好重叠加工，以提高精度和生产率，齿数 z_c 尽量取奇数，亦即 i 尽可能取奇数
输入转速	n_H	r/min		1 500	
传动比	i			25	
输出转矩	T	N·mm	$T = 9\,550\,000 \frac{P}{n_H} i \cdot \eta$	$T = 9\,550\,000 \times \frac{30}{1\,500} \times 25 \times 0.92 = 4\,393\,000$ 一般效率取 $\eta = 0.9 \sim 0.95$	
短幅系数 (初选)	K_1		$K_1 = 0.65 \sim 0.9$	取 $K_1 = 0.8$ 表 35.2-2 选择 K_1	
针径系数 (初选)	K_2		$K_2 = 1.25 \sim 2.0$	取 $K_2 = 1.7$ 表 35.2-3 选择 K_2	
针齿中心圆 半径	r_p	mm	$r_p = (0.85 \sim 1.3) \sqrt[3]{T}$ 经验公式	$r_p = 1.18 \sqrt[3]{4\,393\,000} = 193.26$ 取 $r_p = 195$ 1. 材料为轴承钢 58~62HRC 时 $[\sigma_H] = 1\,000 \sim 1\,200$ MPa 2. 抽齿一半时，式中应乘以 $\sqrt{2}$	
齿宽	b_c	mm	$b_c = (0.1 \sim 0.2) r_p$	$b_c = 0.12 \times 195 = 23.4$ 取 $b_c = 23$	
偏心距	a	mm	$a = \frac{K_1 r_p}{z_p}$	$a = \frac{0.8 \times 195}{26} = 6$ 取 $a = 6$ 1. $z_p = z_c + 1$ 2. a 的标准值查表 35.2-4) 附注	
短幅系数	K_1		$K_1 = \frac{az_p}{r_p}$	$K_1 = \frac{6 \times 26}{195} = 0.8$	
针齿套半径	r_{np}	mm	$r_{np} = \frac{r_p \sin \frac{180^\circ}{z_p}}{K_2}$	$r_{np} = \frac{195 \sin \frac{180^\circ}{26}}{1.7} = 13.8$ 取 $r_{np} = 13.5$ 按式 (35.2-17) 检验是否产生顶切	
针齿销半径	r_{sp}	mm		取 $r_{sp} = 8.5$	
针径系数	K_2		$K_2 = \frac{r_p \sin \frac{180^\circ}{z_p}}{r_{np}}$	$K_2 = \frac{195 \sin \frac{180^\circ}{26}}{13.5} = 1.741$ 若 $K_2 < 1.3$ ，考虑抽齿一半，则以上各项应重新计算	

续表 35.2-18

项 目	代号	单位	公式或数据	计算示例	说 明
齿形修正 { 移距修形量 等距修形量	Δr_p Δr_{np}	mm mm		$\Delta r_p = 0.225$ $\Delta r_{np} = 0.375$	用本章第 2.2 节所推荐的摆线轮合理齿形修形方法, 用计算机算出
求齿面最大接触压力	F_{max}	N	$F_{max} = \frac{0.55 T}{\sum_{i=m}^n \left(\frac{l_i}{r_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{max}} \right) l_i}$	求得 $F_{max} = 4\ 765$	根据式(35.2-35)~式(35.2-40)及式(35.2-32)用计算机求解
传力齿号 { 初接触齿号 终接触齿号	m "			$m = 2$ $n = 5$	参看本章 4.1 节 用计算机计算判定
摆线轮齿与针齿的最大接触应力	σ_H	MPa	$\sigma_{Hmax} = 190 \sqrt{\frac{1}{b_c} \left(\frac{F_i}{\rho_{ci}} \right)_{max}} \leq \sigma_{HP}$	$\sigma_H = 1\ 136.7$	i —第 i 个接触齿号 F_i —第 i 齿号齿的接触压力 $\sigma_{Hmax} = \sigma_H (i = m - n)$ 的最大值
转臂轴承径向负载	F_r	N	$F_r = \sqrt{\left(\sum_{j=m}^{i=n} F_{xj} \right)^2 + \left(\sum_{j=m}^{i=n} F_{yj} - \sum_{j=m}^{i=n} Q_i \right)^2}$	$F_r = 24\ 767$	F_{xj} —第 j 号接触齿受力的水平分力 F_{yj} —第 j 号接触齿受力的垂直分力 $\sum_{j=m}^{i=n} Q_i$ — W 机构柱销作用力之合力
转臂轴承当量动负载	P	N	$P = x F_r$	$P = 1.1 \times 24\ 767 = 27\ 243$	平稳载荷下, $d_p < 390\text{ mm}$, $x = 1.05$, $d_p \geq 390\text{ mm}$, $x = 1.1$
转臂轴承内外圈的相对转速	n	r/min	$n = n_H + n_V $	$n = 1\ 500 + \frac{1\ 500}{25} = 1\ 560$	

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权

续表 35.2-18

项目	代号	单位	公式或数据	计算示例	说明
选择圆柱滚子轴承		mm	$D_1 = (0.4 \sim 0.5)d_p$	$D_1 = (0.4 \sim 0.5) \times 390$ $= 156 \sim 195$ 选用 502 222, $D_1 = 178.5$, $b_1 = 38$, $c = 214\ 000$	1. $d_p \leq 650$, 一般采用无外圈轴承 $d_p > 650$, 采用带外圈轴承 2. 应取 $b_1 > b_c$
转臂轴承寿命	L_h	h	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon}$	$L_h = \frac{10^6}{60 \times 1\ 560} \times$ $\left(\frac{214\ 000}{27\ 243} \right)^{10/3}$ $= 10\ 294$	ϵ —寿命指数, 球轴承 $\epsilon = 3$, 滚子轴承 $\epsilon = 10/3$
针齿销支点的跨距	L	mm		画设计图, 按实际结构尺寸 $L = 73.5$	1. $d_p < 390$ mm, 一般采用二支点 2. $d_p \geq 390$ mm, 采用三支点 3. 若结构已定, L 按实际尺寸计算
针齿销弯曲应力	σ_F	MPa	二支点 $\sigma_F = \frac{1.41 F_{\max} L}{d_{sp}^3}$ 三支点 $\sigma_F = \frac{0.48 F_{\max} L}{d_{sp}^3}$	$\sigma_F = \frac{0.48 \times 4\ 765 \times 73.5}{17^3}$ $= 34.22 < \sigma_{FP}$	1. 选用三支点 2. 材料为轴承钢时 $\sigma_{tP} = 150 \sim 200$ MPa
针齿销的转角	θ	rad	二支点 $\theta = \frac{4.44 \times 10^{-6} F_{\max} L^2}{d_{sp}^4}$ 三支点 $\theta = \frac{0.74 \times 10^{-6} F_{\max} L^2}{d_{sp}^4}$	$\theta = \frac{0.74 \times 10^{-6} \times 4\ 765 \times 73.5^2}{17^4}$ $= 0.00\ 023 < \theta_p$	材料为轴承钢时 $\theta_p = 0.001 \sim 0.003$ rad
摆线轮齿根圆直径、节圆直径	d_{ik} d'_c	mm mm	$d_{ik} = d_p - 2a - d_{fp} - 2(\Delta r_{fp} - \Delta r_p)$ $d'_c = 2ax_c$	$d_{ik} = 390 - 2 \times 6 - 27 - 2 \times 0.15$ $= 350.7$ $d'_c = 2 \times 6 \times 25 = 300$	
柱销中心圆直径	D_w	mm	$D_w \approx \frac{1}{2} (d_{ik} + D_1)$	$D_w = \frac{1}{2} (350.7 + 178.5)$ $= 264.6$ 取 $D_w = 272$	应考虑同一机型输出机构的通用性
间隔环厚度	δ	mm		按结构取 $\delta = 8$	若结构尺寸已定, δ 按实际尺寸计

续表 35.2-18

项目	代号	单位	公式或数据	计算示例	说明
柱销直径	d_w	mm	$d_w \geq \sqrt[3]{\frac{K_w Q_{max} (1.5b_r + \delta)}{0.1\sigma_{Bw}}}$	$d_w = \sqrt[3]{\frac{1.35 \times 8520 \times (1.5 \times 23 + 6)}{0.1 \times 160}} = 30.76$ 取 $d_w = 32$	Q_{max} 按式 (35.2-58) 算得 σ_w 按表 35.2-7 选 d_w 计算式见式 (35.2-68)
柱销套直径	d_{cw}	mm		$d_{cw} = 45$	表 35.2-8
摆线轮顶圆直径	d_w	mm	$d_w = d_p + 2a - d_{rp} - 2(\Delta r_{rp} - \Delta r_p)$	$d_w = 390 + 2 \times 6 - 27 - 2 \times 0.15 = 374.7$	
摆线轮柱销孔直径	d_w	mm	$d_w = d_{cw} + 2a + \Delta$	$d_w = 45 + 2 \times 6 + 0.15 = 57.15$	为使柱销孔与柱销套间留有适当间隙, d_w 值应增加 Δ 值 1. $d_p \leq 550$ mm 时, $\Delta = 0.15$ mm 2. $d_p > 550$ mm 时, $\Delta = 0.2 \sim 0.3$ mm

主要零件工作图见图 35.2-39~图 35.2-45。

8 主要零件的工作图

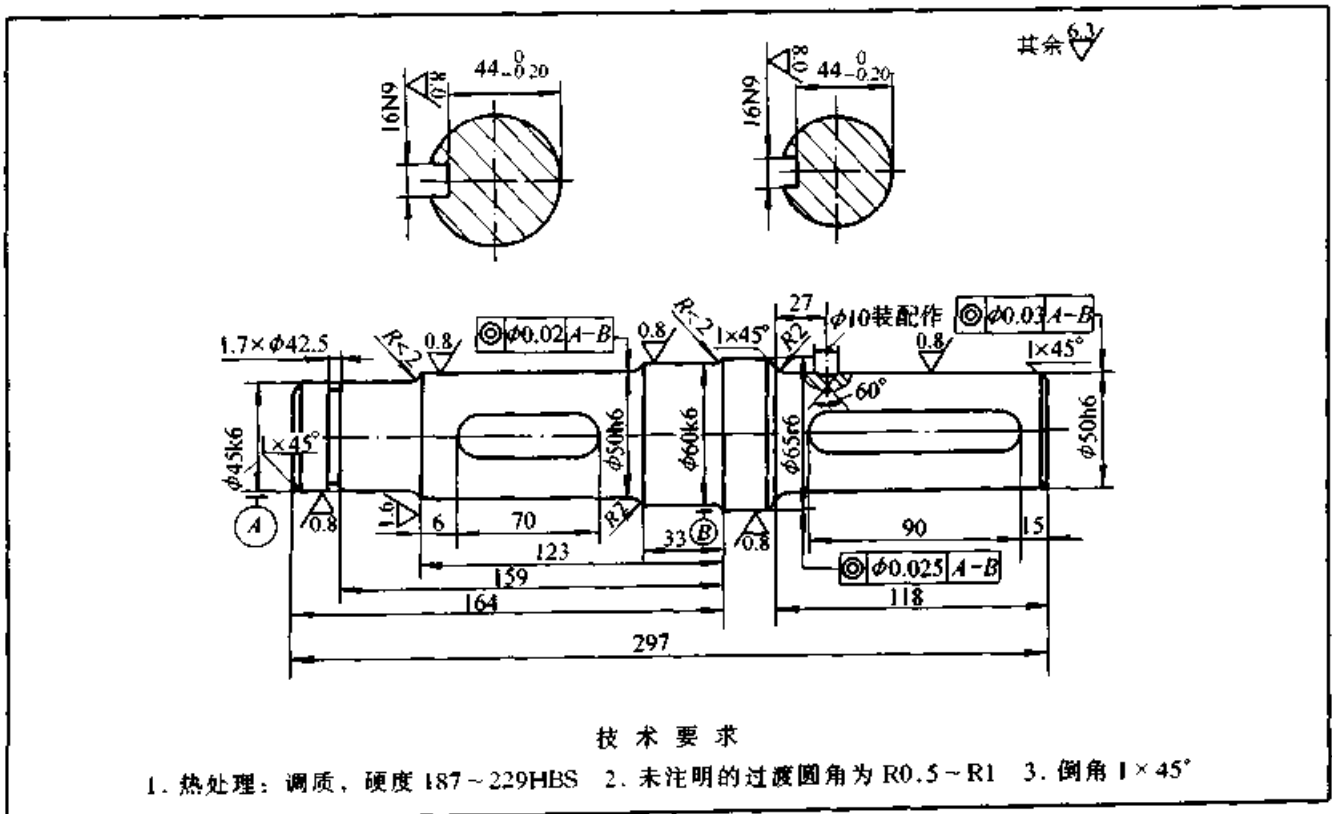


图 35.2-39 输入轴工作图示例 (秦川机床厂)

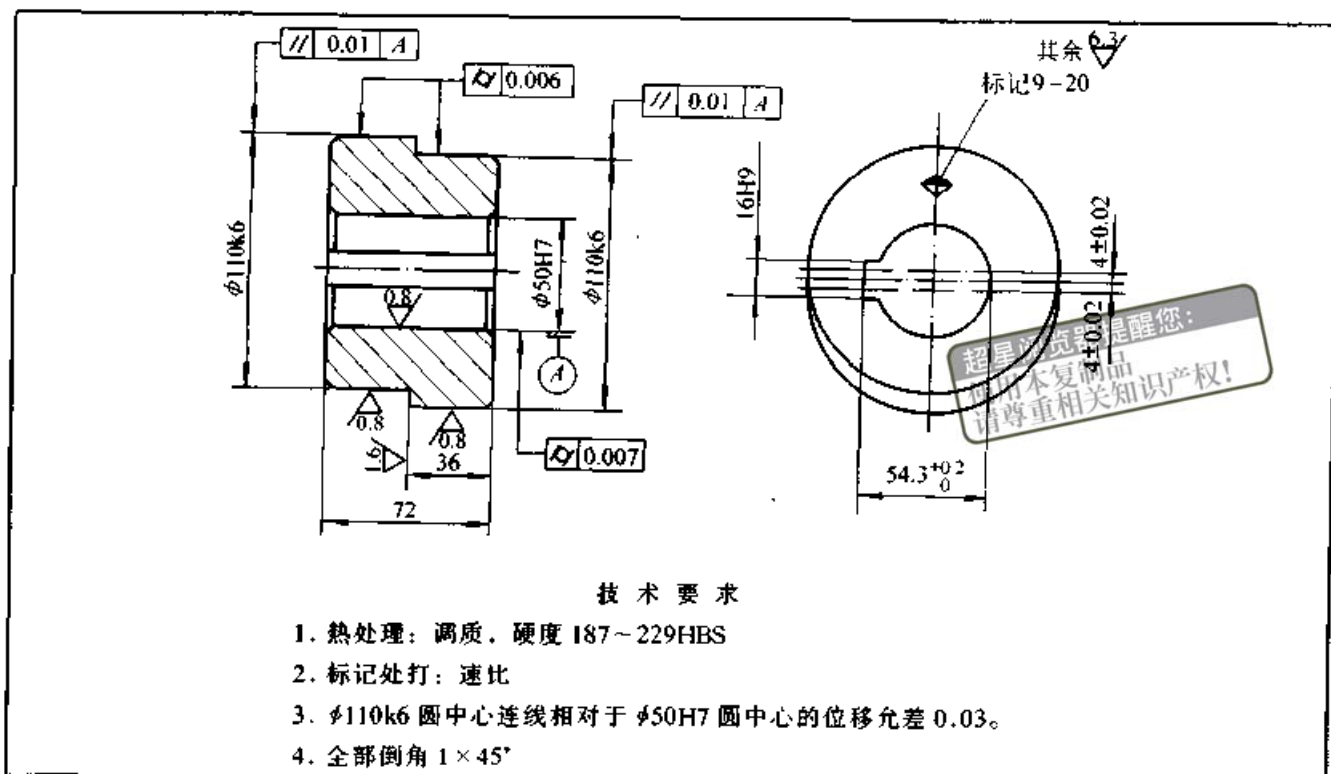


图 35.2-40 偏心套工作图示例 (秦川机床厂)

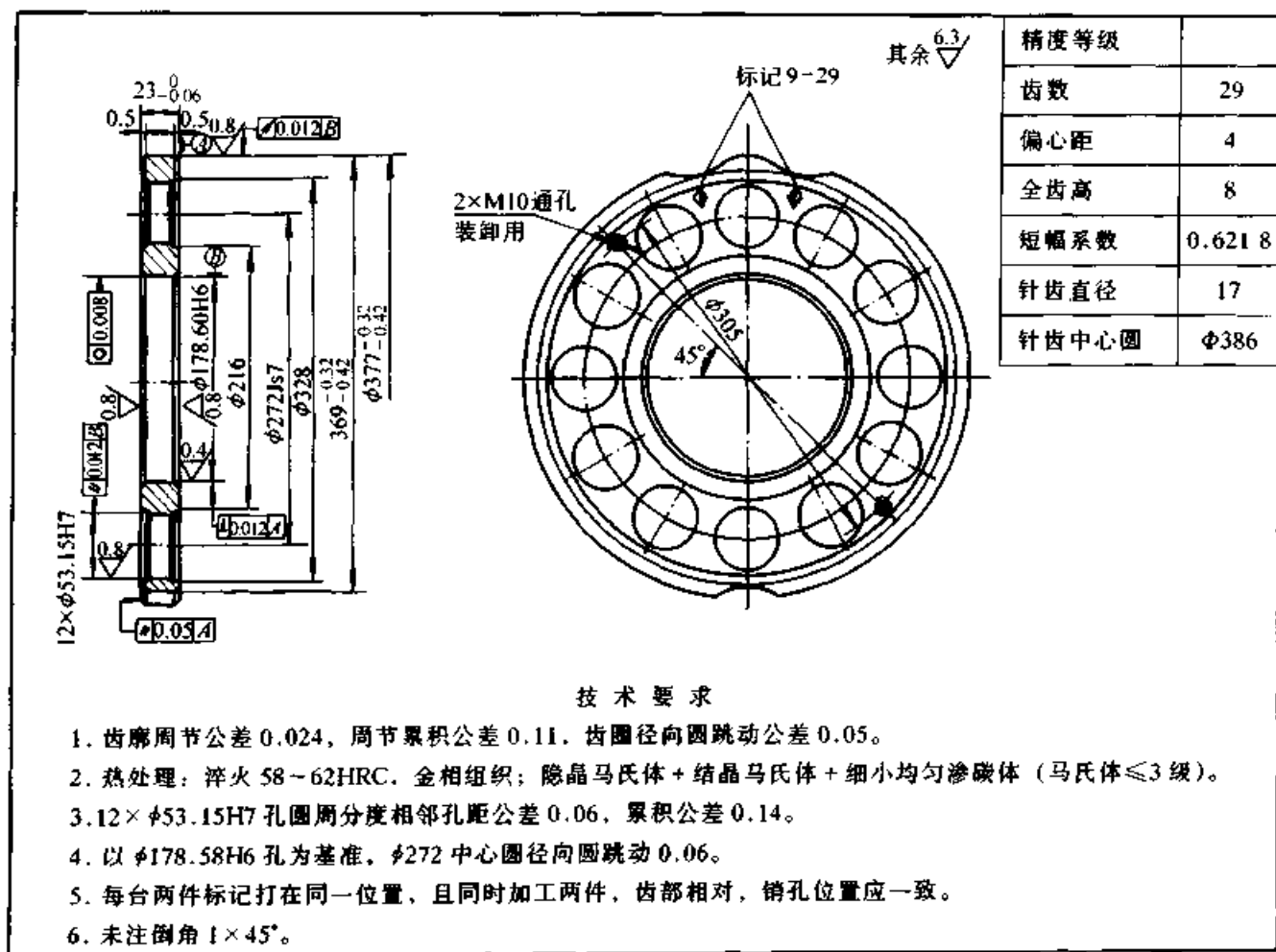


图 35.2-41 摆线轮工作图示例 (秦川机床厂)

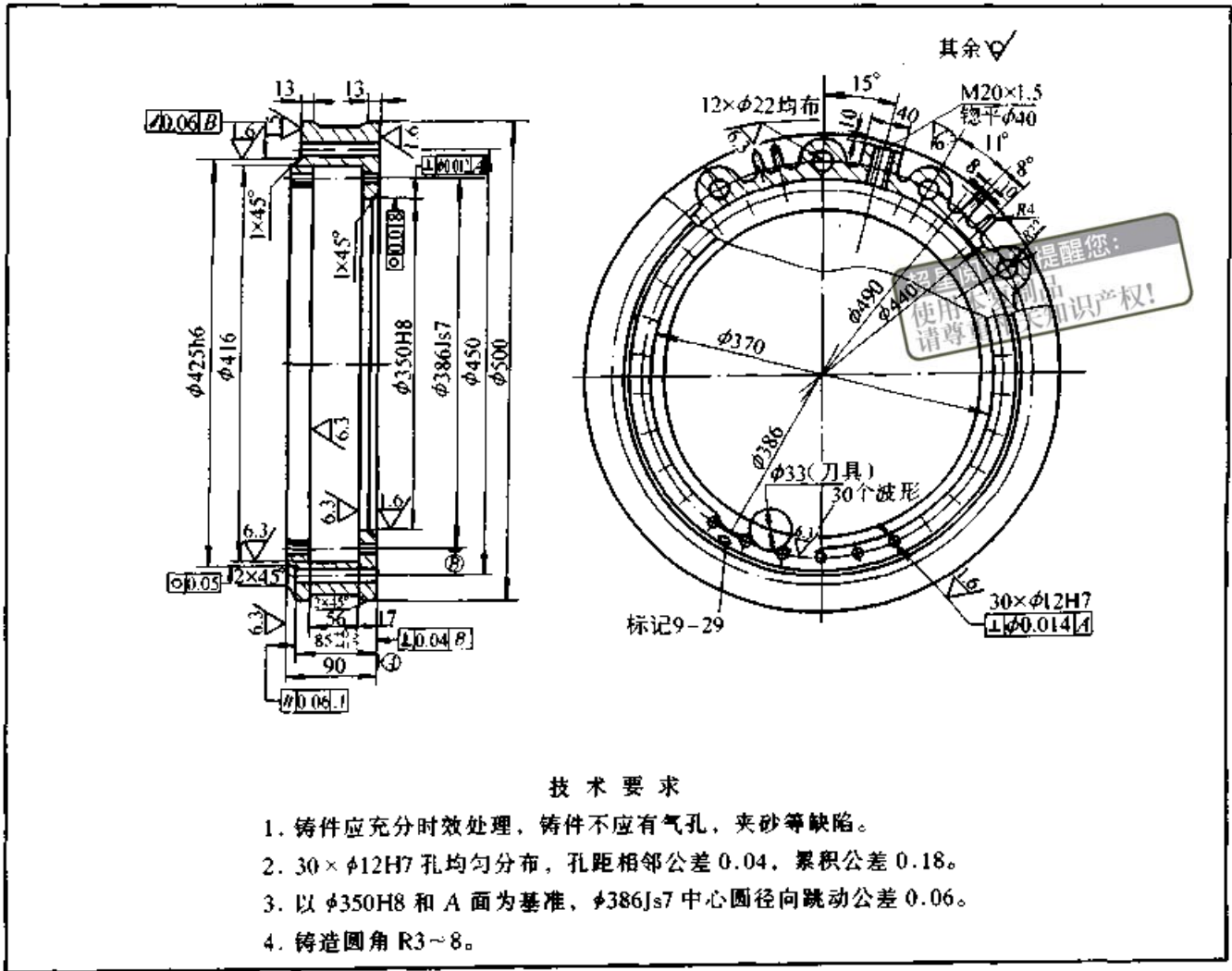


图 35.2.42 针齿壳工作图示例 (秦川机床厂)

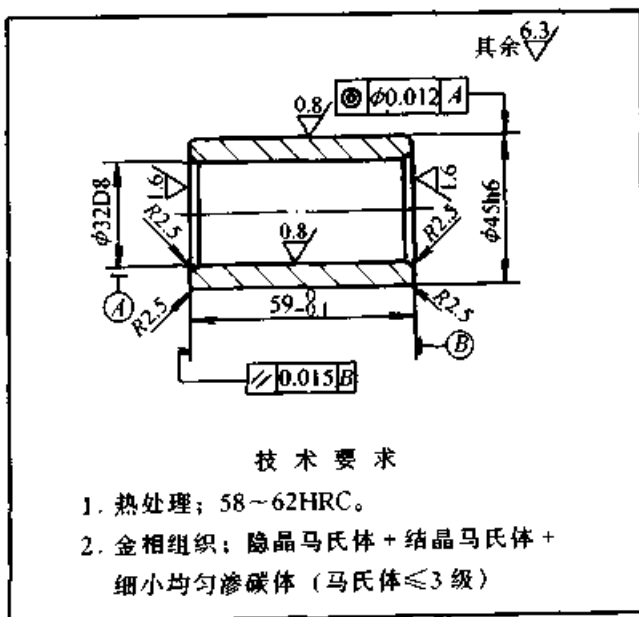


图 35.2.43 柱销套工作图示例 (秦川机床厂)

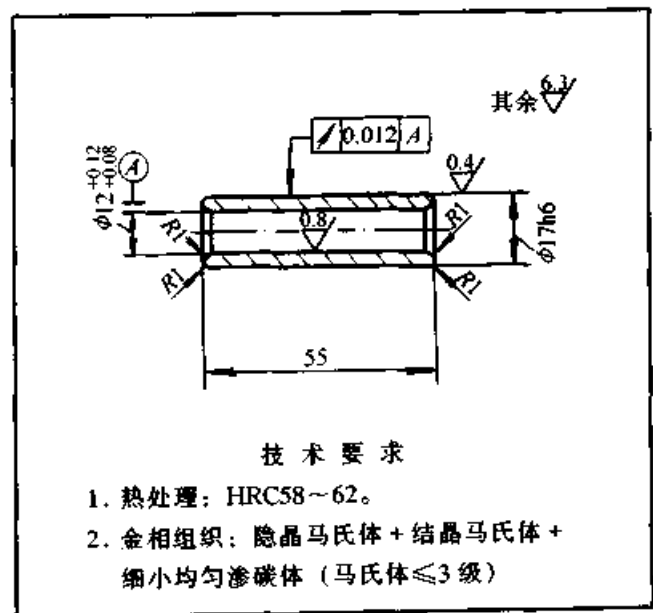
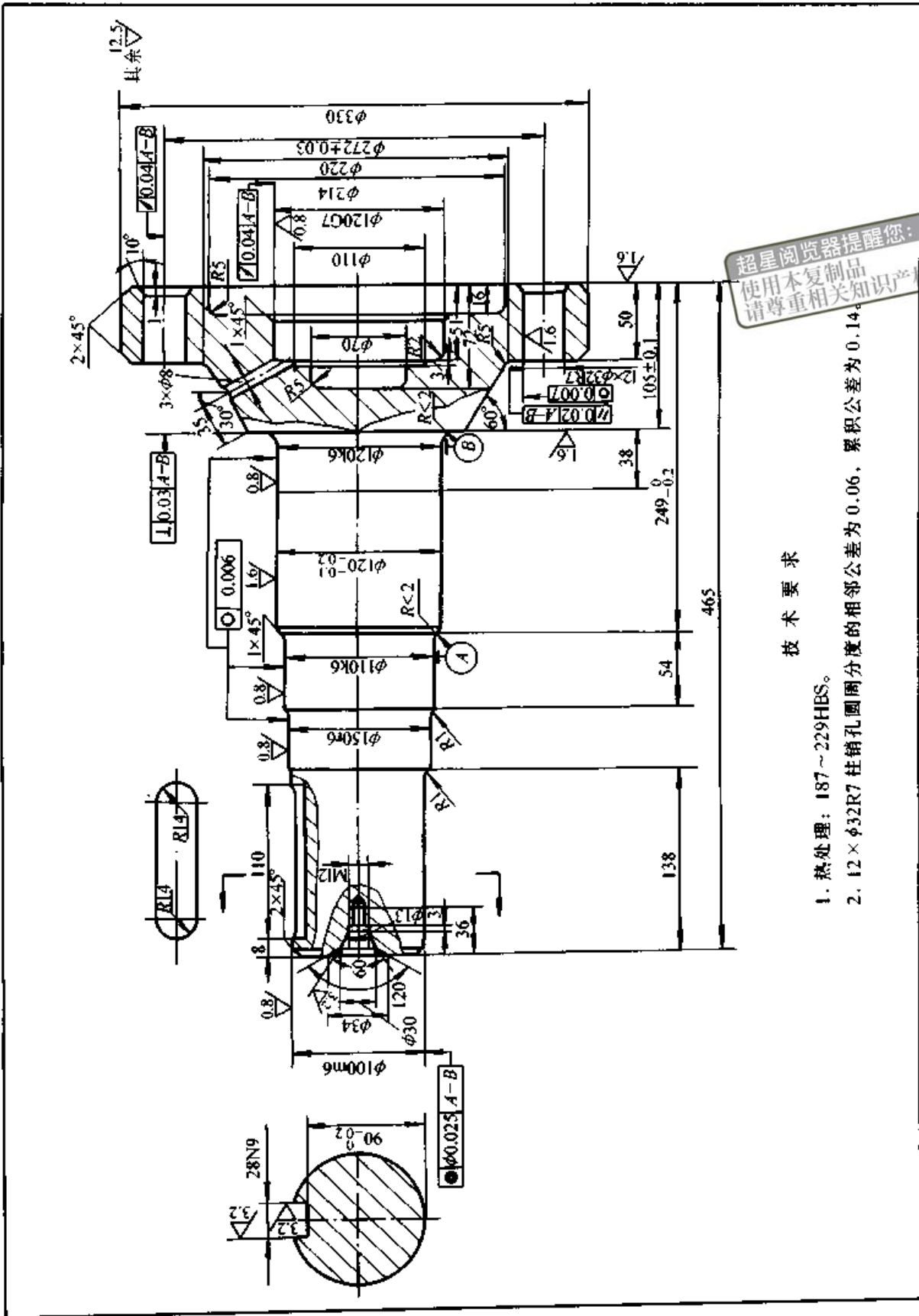


图 35.2.44 针齿套工作图示例 (秦川机床厂)



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

技术要求

1. 热处理：187~229HBS。
2. 12×φ32R7柱销孔圆周分度的相邻公差为0.06，累积公差为0.14。

图 35.2-45 输出轴工作图示例 (秦川机床厂)

9 RV 减速器

RV 传动是在摆线针轮传动基础上发展起来的一种新型传动。

9.1 RV 传动原理及特点

9.1.1 传动原理

图 35.2-46a 是 RV 传动简图。它由渐开线圆柱齿轮行星减速机构和摆线针轮行星减速机构二部分组成。渐开线行星齿轮 2 与曲柄轴 3 固联。

通过两个（或三个）曲柄轴使摆线轮与输出盘构成平行四边形机构。

按照封闭差动轮系求解传动比的基本方法，RV 传动的传动比为

$$i_{16} = 1 + \frac{z_2}{z_1} z_5 \quad (35.2-69)$$

式中 z_1 、 z_2 —— 渐开线中心轮与行星轮齿数；
 z_5 、 z_4 —— 针轮与摆线轮齿数， $z_5 = z_4 + 1$ 。

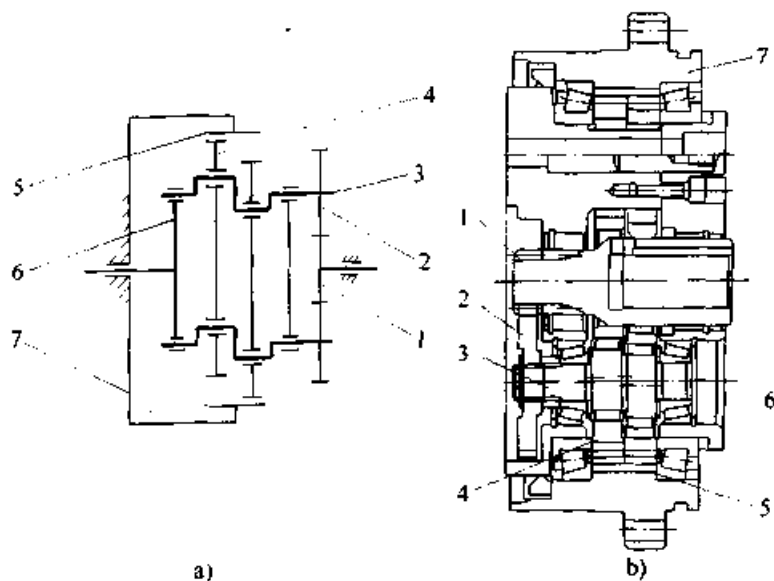


图 35.2-46 RV 传动图

a) 传动简图 b) 结构图示例

1—渐开线中心轮 2—渐开线行星轮 3—曲柄轴
 4—摆线轮 5—针轮 6—输出轴 7—针齿壳（机架）

9.1.2 传动特点

RV 传动的特点可概括如下：

1) 传动机构可置于行星架的两支承主轴承内侧，见图 35.2-46b，可使传动的轴向尺寸大大缩小。

2) 摆线针轮机构，处于低速级传动更平稳。转臂轴承个数增多且内外环相对转速下降，可提高其寿命。

3) 只要设计合理，可以获得高的运动精度和小的回差。

4) 输出机构采用了两端支承的刚性笼形结构，比一般摆线针轮减速器的输出机构（悬臂梁结构）刚性大、抗冲击性能高。

5) 传动比范围大（ $i = 31 \sim 171$ ）。在不改变

z_4 、 z_5 时，只改变齿数 z_1 和 z_2 ，就可得多种传动比。

6) 传动效率高， $\eta = 0.85 \sim 0.92$ 。

由于以上特点，RV 传动在国内外受到广泛重视，在机器人的传动机构中，已在很大程度上逐渐取代单纯的摆线针轮传动和谐波齿轮传动。

9.2 RV 传动的效率计算

以转化机构法为基础，假设行星齿轮传动的摩擦损失功率等于它的转化机构的摩擦损失功率。推导出 RV 传动啮合效率的计算公式

$$\eta_{16} = \frac{(i_6^H - 1)(i_6^H - \eta_6^H - i_1^H i_6^H \eta_1^H)}{(i_6^H - \eta_6^H)(i_6^H - 1 - i_1^H i_6^H)} \quad (35.2-70)$$

式中 $i_1^H = -\frac{z_2}{z_1}$, $i_6^H = \frac{z_5}{z_4}$;

η_1^H ——渐开线行星齿轮传动转化机构啮合效率;

η_6^H ——摆线针轮传动转化机构啮合效率。

RV传动的效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_B$$

式中 η_B ——RV传动中轴承的总效率。

9.3 机器人用RV传动的设计要点

机器人用高精度RV传动,有极严格的技术指标;传动链的运动精度误差不能超过1';间隙回差不能超过1'至1.5';此外在负载运动情况下,包括弹性变形引起的回差在内的总回差不能超过6'。

9.3.1 摆线轮的优化修形

机器人用RV传动对摆线轮齿形优化修形方法和修形量提出以下要求;①满足多齿共轭啮合。如选用的等距与移距修形组合方法产生的齿形有一段与转角修形曲线吻合,即可达到多齿共轭啮合的要求。②应补偿(或减小)由于针齿销孔配合间隙等因素引起的较大侧隙,使总的综合回差相应减小,(需要摆线轮修形产生负转角);③必需的径向间隙($\Delta_1 = \Delta r_{rp} - \Delta r_p > 0$)。因此应当采用负等距与绝对值稍大一点的负移距优化组合加工摆线轮。

摆线轮齿形优化设计的数学模型和优化修形的方法步骤参照本章2.2节。优化修形的数学模型也为

$$\begin{aligned} f(\Delta r_{rp}^*, \Delta r_p^*) &= \min F(\Delta r_{rp}, \Delta r_p) \\ &= \min \left(\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |x'_{ci} - x_{ci}| \right) \end{aligned} \quad (35.2-71)$$

所不同的是,其约束条件为:

$$\Delta r_{rp} < 0; \Delta r_p < 0; \Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_1$$

针对机器人用RV-250减速器,采用负等距与负移距优化修形组合设计出了很理想的摆线轮的修形齿形曲线,见图35.2-47。它有如下特点:

1) 连续光滑齿面上的BC段与转角修形量 $\delta = -\delta_c$ 的负转角修形齿形基本吻合,这一段齿面工作时,接近理论共轭齿形啮合。

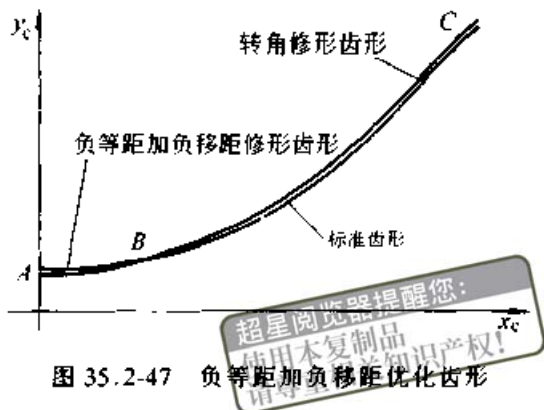


图 35.2-47 负等距加负移距优化齿形

2) 通过负移距与负等距组合所得修形齿可以补偿(或减小)由于针齿销孔配合间隙等因素引起的较大回差,使总综合回差相应减小。

3) 齿面上的AB段由B点显著地离开转角修形齿形,逐渐下凹至A点,这一段与虚线所示的标准理论齿形有较均匀的间隙,且在A点的径向间隙大小 $\Delta_1 = \Delta r_{rp} - \Delta r_p$,用选定 $\Delta r_{rp} - \Delta r_p$ 的数值来控制。

9.3.2 摆线轮与针齿啮合力的分析

在普通摆线针轮传动中,针齿是两支点或三支点结构,针齿的弹性变形主要是其弯曲变形,接触变形较小,所以针齿与摆线轮齿的啮合力与其弹性变形可以近似看成线性关系。而机器人用RV传动在摆线针轮传动中,针齿是半埋在针齿壳的针齿销孔内,其弹性变形主要是接触变形,针齿给摆线轮的作用力与弹性变形是非线性问题,因此,4.1.2节的内容不能完全适用。

判定摆线轮与针轮同时啮合齿数的基本原理与4.1.2中(2)的分析相似,见图35.2-48与图

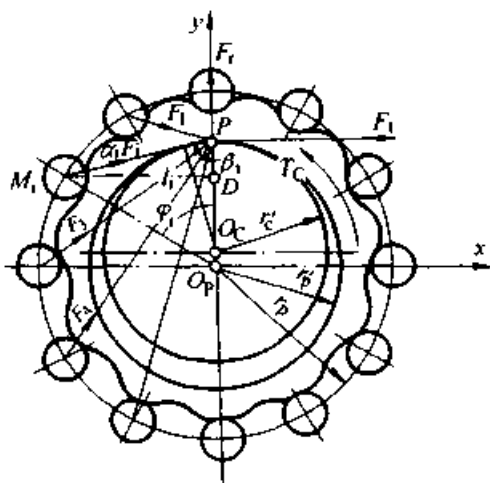


图 35.2-48 摆线针轮啮合力分析

35.2-49。设传递载荷时，由于摆线轮与针齿的接触变形及针齿与针齿壳上销孔的接触变形，摆线轮转过 β_i 角，则在摆线轮各啮合点公法线方向的总变形或在待啮合点法线方向的位移为 δ_i 。图 35.2-49 中点划线为 δ_i 的分布曲线，实线为初

始啮合侧隙 $\Delta(\varphi)_i$ (见式 35.2-31) 的分布曲线。由点划线与实线的两个交点决定出两个对应的角度 φ_{m1} 和 φ_{m2} ，只有在 φ_{m1} 和 φ_{m2} 之间的各齿，才是真正啮合受力的齿。

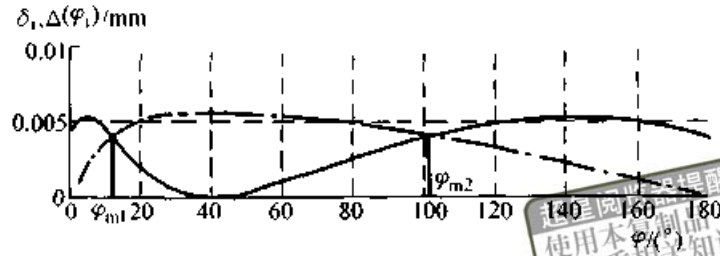


图 35.2-49 $\Delta(\varphi)_i$ 与 δ_i 的分布曲线

(1) 接触变形量的计算

长 $L = b_c$ 、半径分别为 R_1 、 R_2 的两圆柱在 F 力作用下的接触变形为

$$w = \frac{2F}{\pi L} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{4R_1}{b} \right) + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{4R_2}{b} \right) \right] \quad (35.2-72)$$

式中 $b = 1.6 \sqrt{\frac{F}{L} K_D \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}$

当量曲率 $K_D = 2|\rho_0| r_{rp} / (|\rho_0| \pm r_{rp})$ ，下方符号用于两圆柱呈凹凸接触时；对摆线轮修形后实际齿廓的曲率半径 ρ_0 为

$$\rho_0 = \frac{(r_p + \Delta r_p)(1 + K'_1 - 2K'_1 \cos \varphi_i)^{3/2}}{K'_1(z_p + 1) \cos \varphi_i - (1 + z_p K'_1)} + (r_{rp} + \Delta r_{rp}) \quad (35.2-73)$$

由此可得摆线轮齿与针齿啮合时的接触变形为

$$w_{1i} = f_1(F_i)$$

针齿与针齿壳上销孔 (内径为 r'_{rp}) 之间为

凹凸接触，因此， $K_D = \frac{2r'_{rp} \cdot r_{rp}}{r'_{rp} - r_{rp}}$ 。

由此可得针齿与针齿壳上销孔之间的接触变形为

$$w_{2i} = f_2(F_i)$$

则各针齿啮合处总的接触变形与啮合作用力 F_i 的函数关系式

$$w_i = f_1(F_i) + f_2(F_i) = f(F_i) \quad (35.2-74)$$

(2) 函数曲线拟合作用力与变形的关系

由式 (35.2-74) 得到变形量 w_i 与受力 F_i 关系的函数表达式。但此关系式 $f(F_i)$ 无法通

过简明的数学变换得到作用力 F_i 与变形 w_i 的函数表达式 $F_i = g(w_i)$ 。

现用曲线拟合的方法来处理：先由 $w_i = f(F_i)$ 得到一系列第 i 个针齿受力与变形的离散对应值，再用 $F_i = C_i w_i^{P_i}$ 来逼近 $w_i = f(F_i)$ ，按照最小二乘法取偏差平方和最小，即

$$F(C_i, P_i) = \sum_{j=1}^n [(\ln C_i + P_i \ln F_j) - \ln w_j]^2 \rightarrow \min$$

由 $\frac{\partial F}{\partial C_i} = 0$ 及 $\frac{\partial F}{\partial P_i} = 0$ 可以推导出

$$P_i = \frac{\sum_{j=1}^n [\ln w_j / \ln F_j] - [\sum_{j=1}^n (\ln w_j) \sum_{j=1}^n (\ln F_j) / n]}{\sum_{j=1}^n (\ln w_j)^2 - [(\sum_{j=1}^n (\ln w_j))^2 / n]}$$

$$C_i = e^{\left[\left(\sum_{j=1}^n (\ln F_j - P_i \sum_{j=1}^n \ln w_j) / n \right) \right]}$$

式中 n —— 离散值数。

得到摆线轮与第 i 个针齿的受力与变形的拟合函数表达式

$$F_i = C_i w_i^{P_i} = C_i [(\delta_i - \Delta(\varphi)_i)]^{P_i} \quad (35.2-75)$$

(3) 摆线轮与针齿啮合力计算

设摆线轮上的转矩 T_c 由 $i = m_1 \sim m_2$ 个齿传递，它应与针轮齿上诸针齿给摆线轮作用力所产生的力矩平衡，由此得

$$T_c = \sum_{i=m_1}^{m_2} F_i l_i = \sum_{i=m_1}^{m_2} C_i W_i^{P_i} l_i$$

$$= \sum_{i=m_1}^{m_2} C_i [(\delta_i - \Delta(\varphi)_i)]^{P_i} l_i \quad (35.2-76)$$

通过计算机搜寻可求解出在转矩 T_c 作用下

的同时啮合受力的齿号 m_1 、 m_2 ，以及各接触齿上的作用力 F_i ，从而可以计算出RV传动中单片摆线轮上的啮合力的总合力 F 及它与切向力 F_t 之间的夹角 α_c ：

$$F_t = \sum_{i=m_1}^{m_2} F_i \sin \beta_i, \quad F_r = \sum_{i=m_1}^{m_2} F_i \cos \beta_i$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

$$\alpha_c = \arctan(F_r/F_t)$$

9.3.3 RV传动的回差分析

回差是指输入轴反向转动时，输出轴在运动上滞后于输入轴的现象。本节仅分析由于传动件几何尺寸、形状方面原因所产生的几何回差。

1) 渐开线行星传动部分的回差分析见表 35.2-19。

表 35.2-19 各因素引起的侧隙均值和方差的计算

影响因素	侧隙的均值 J_E 和方差 $D(J_E)$	说明
公法线长度的上偏差 E_{ws} 、下偏差 E_{wv}	$J_{E1} = -\frac{E_{ws} + E_{wv}}{2 \cos \alpha}$ $D(J_{E1}) = \left(\frac{E_{ws} - E_{wv}}{6 \cos \alpha}\right)^2$	α 为渐开线齿轮的压力角
中心距误差 ΔF_0	$J_{E2} = 0$ $D(J_{E2}) = (\Delta F_0 K_a \tan \alpha / 3)^2$	假定误差符合正态分布
齿轮齿圈径向跳动误差 ΔF_1	$J_{E3} = 0$ $D(J_{E3}) = (\Delta F_1 K_a \tan \alpha / 3)^2$	$K_a = \sin \alpha' / \sin \alpha$ α' 为啮合角

反映至输出轴上，渐开线行星传动部分的回差均值 $\overline{\Delta \varphi_{12}}(')$ 和公差 $T \Delta \varphi_{12}(')$ 为

$$\begin{cases} \overline{\Delta \varphi_{12}} = \frac{180 \times 60}{i_{16} \pi r_1} \sum_{i=1}^3 J_{Ei} \\ T \Delta \varphi_{12} = \frac{180 \times 60}{i_{16} \pi r_1} T(J_E) \end{cases} \quad (35.2-77)$$

式中 $T(J_E)$ —— 渐开线齿轮传动部分侧隙公差 (mm)， $T(J_E) =$

$$6 \times \sqrt{\sum_{i=1}^3 D(J_{Ei})}$$

r_1 —— 齿轮 1 的分度圆半径。

由此可得渐开线齿轮传动部分引起输出轴的回差 $\Delta \varphi_{12}$ 为

$$\Delta \varphi_{12} = \overline{\Delta \varphi_{12}} \pm 0.5 T \Delta \varphi_{12} \quad (35.2-78)$$

2) 摆线针轮传动部分的回差分析见表 35.2-20。

表 35.2-20 各因素引起的回差的计算

影响因素	回差 / rad
等距修形 Δr_{np} 与移距修形 Δr_p	$\Delta \varphi_1 = \frac{2\Delta r_{np} - 2\Delta r_p}{az_c} \sqrt{1-K_1^2}$
针齿中心圆半径误差 δr_p	$\Delta \varphi_2 = \frac{2\delta r_p}{az_c} \sqrt{1-K_1^2}$
针齿销半径误差 δr_{vp}	$\Delta \varphi_3 = -\frac{2}{az_c} \delta r_{vp}$
针齿销与针齿销孔配合间隙 δl	$\Delta \varphi_4 = \frac{\delta l}{az_c}$
摆线轮齿圈径向圆跳动误差 ΔF_{d1}	$\Delta \varphi_5 = \frac{\Delta F_{d1}}{2az_c}$
针齿销孔周向位置度误差 δr_{Σ}	$\Delta \varphi_6 = \frac{2K_1 \delta r_{\Sigma}}{az_c}$
摆线轮周节累积误差 ΔF_p	$\Delta \varphi_7 = -\frac{K_1 \Delta F_p}{az_c}$
等距修形误差 $\delta \Delta r_{np}$ 、移距修形误差 $\delta \Delta r_p$ 、偏心距误差 δa	$\Delta \varphi_8 = \frac{2}{az_c} \delta \Delta r_{np} - \frac{2\sqrt{1-K_1^2}}{az_c} \times \delta \Delta r_p - 2K_n \delta a$ 其中 $K_n = \frac{\Delta r_{vp}}{a^2 z_c} - \left(\frac{z_c}{a r_p^2} \sqrt{1-K_1^2} + \frac{\sqrt{1-K_1^2}}{a^2 z_c} \right) \Delta r_p$

从表 35.2-20 看出，针齿销半径误差、等距修形误差及针齿销孔周向位置度误差对回差的影响最大。

综合摆线针轮传动部分引起的回差，其均值 $\overline{\Delta \varphi_{45}}(')$ 和公差 $T \Delta \varphi_{45}(')$ 为

$$\begin{cases} \overline{\Delta \varphi_{45}} = \frac{180 \times 60}{\pi} \sum_{i=1}^8 \Delta \varphi_i \\ T \Delta \varphi_{45} = \frac{180 \times 60}{\pi} \sqrt{\sum_{i=1}^8 (T \Delta \varphi_i)^2} \end{cases} \quad (35.2-79)$$

式中 $T\Delta\varphi_i$ ——各误差因素引起回差的公差,

$$\sum_{i=1}^k (T\Delta\varphi_i)^2 = \frac{1}{a^2 z_c^2} \{ (2T\delta r_m)^2 + (T\delta J)^2 + (K_1 T\Delta F_p)^2 + (2K_1 T\delta t_{\Sigma})^2 + (2\sqrt{1-K_1^2} T\delta r_p)^2 + (2T\delta\Delta r_m)^2 + (0.5T\Delta F_{c1})^2 + (2\sqrt{1-K_1^2} T\delta\Delta r_p)^2 \} + (2K_n T\delta a)^2$$

由此可得摆线针轮传动部分引起输出轴的回差为

$$\Delta\varphi_{45} = \overline{\Delta\varphi_{45}} \pm 0.5T\Delta\varphi_{45} \quad (35.2-80)$$

3) 转臂轴承间隙 (游隙的均值为 $\overline{\Delta u}$ 、公差为 $T\Delta u$) 引起的回差均值 $\overline{\Delta\varphi_u}$ (') 及公差 $T\Delta\varphi_u$ (') 为

$$\overline{\Delta\varphi_u} = \frac{180 \times 60}{\pi a_0} \overline{\Delta u} \quad (35.2-81)$$

$$T\Delta\varphi_u = \frac{180 \times 60}{\pi a_0} T\Delta u$$

式中 a_0 ——渐开线中心轮与行星轮的中心距。因此轴承间隙引起输出轴的回差为

$$\Delta\varphi_u = \overline{\Delta\varphi_u} \pm 0.5T\Delta\varphi_u \quad (35.2-82)$$

4) 传动系统总的几何回差

总几何回差的均值 $\overline{\Delta\varphi_{\Sigma}} = \overline{\Delta\varphi_{12}} + \overline{\Delta\varphi_{45}} + \overline{\Delta\varphi_u}$,

公差 $T\Delta\varphi_{\Sigma} = \sqrt{(T\Delta\varphi_{12})^2 + (T\Delta\varphi_{45})^2 + (T\Delta\varphi_u)^2}$

总回差 $\Delta\varphi_{\Sigma}$ 为

$$\Delta\varphi_{\Sigma} = \overline{\Delta\varphi_{\Sigma}} \pm 0.5T\Delta\varphi_{\Sigma} \quad (35.2-83)$$

应该指出: 采用负等距与负移距修形组合, 在同样径向间隙下, 它引起的回差比正等距与正移距修形组合小得多, 后者的修形组合适用于对回差要求不高的动力传动, 两种不同修形方式引起回差的对比计算见表 35.2-21。

表 35.2-21 不同修形方式对回差的影响

减速器型号		RV-250AII-81		
基本参数: $r_p = 114.5 \text{ mm}$, $r_{\text{外}} = 5 \text{ mm}$, $z_p = 40$, $a = 2.2 \text{ mm}$				
径向间隙 /mm	移距修形量 /mm	等距修形量 /mm	引起回差 / (')	
0.004	0.008 8	0.012 8	0.574 5	
0.004	-0.008	-0.004	0.089 6	

9.3.4 RV 减速器的传动误差分析

传动误差是指输入轴转动到任意角度时, 输出轴的理论转角与实际转角的角度误差。摆线针轮传动部分和行星架输出机构的误差比渐开线齿轮传动部分的误差对 RV 传动运动精度的影响要大得多。本节仅分析前两部分对 RV 传动误差的影响。

(1) 行星架输出机构的传动误差分析

RV 传动的输出机构是由三个双曲柄平行四边形机构 (ABCD、ABEF、DCEF) 并联组成的单自由度机构 (图 35.2-50)。理论上输出盘的转角始终与摆线轮的相等, 但由于各构件杆长的制造偏差和铰接副中的间隙, 造成输出盘转角会有误差。

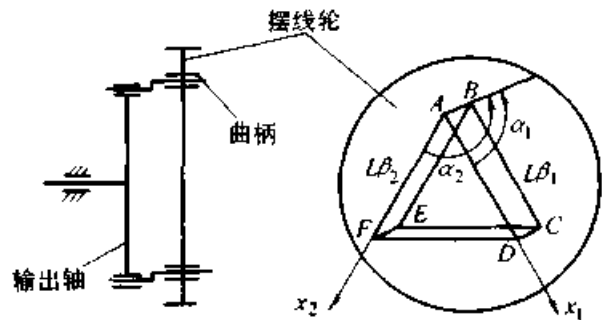


图 35.2-50 输出机构—三个双曲柄平行四边形并联机构

当杆长 l_i 存在偏差 Δl_i 时, 其实际尺寸为 $l'_i = l_i + \Delta l_i$ 。当转动副中存在间隙时, 在运动副反力作用下, 销轴和孔的中心 P_i, P_j 发生位移, 见图 35.2-51, 其位移矢量可写为

$$\Delta P = (P_i P_j) = \Delta P f_{ji} \quad (35.2-84)$$

式中 ΔP ——转动副的半径间隙 (mm);

f_{ji} ——铰链 P 中杆 j 作用于杆 i 的运动副反力方向上的单位矢量。

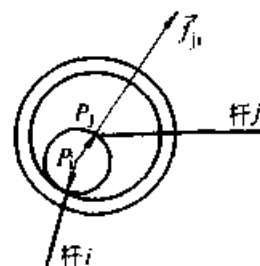


图 35.2-51 铰接副中的间隙矢量

当杆长存在偏差, 各转动副存在间隙时, 不再构成平行四边形。机构误差分析的坐标系统如

图 35.2-52。误差分析就是计算在给定 α 角情况下的位置角误差 $\Delta\beta$ ，即连杆（摆线轮）相对于输出杆的角度误差 $\Delta\beta$ ， $\Delta\beta$ 的方程如下

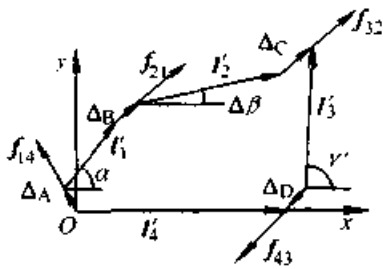


图 35.2-52 四杆机构误差分析的坐标系

$$a_1 \Delta\beta^2 + b_1 \Delta\beta + c_1 = 0 \quad (35.2-85)$$

式中 $a_1 = 0.5(-l_2 l_4 + L_1 L_2 \cos\alpha)$

$$b_1 = -\sin\alpha(l_1 l_2 + l_1 \Delta l_2 + l_2 \Delta l_1) - \sum \Delta_y l_2$$

$$c_1 = 0.5[(l_3 + \Delta l_3)^2 - (l_1 + \Delta l_1)^2 - (l_2 + \Delta l_2)^2 - (l_4 + \Delta l_4)^2 - (\sum \Delta_x^2 + \sum \Delta_y^2)] + (l_1 l_4 + l_1 \Delta l_4 + \Delta l_1 l_4 + \Delta l_1 \Delta l_4) \cos\alpha + (l_4 l_2 + \Delta l_4 l_2 + \Delta l_2 l_4 + \Delta l_2 \Delta l_4) - (l_1 l_2 + l_1 \Delta l_2 + \Delta l_1 l_2 + \Delta l_1 \Delta l_2) \times \cos\alpha - \sum \Delta_x (l_1 + \Delta l_1) \cos\alpha - \sum \Delta_x (l_2 + \Delta l_2) - \sum \Delta_y (l_1 + \Delta l_1) \sin\alpha + \sum \Delta_x (l_4 + \Delta l_4)$$

$\sum \Delta_x$ ——四个间隙矢量沿 x 轴投影量之和；

$\sum \Delta_y$ ——四个间隙矢量沿 y 轴投影量之和。

式 (35.2-85) 对 $\Delta\beta$ 有两个解。但角度误差 $\Delta\beta$ 只能有一个值，或不存在解（由于杆长误差太大，以至四杆不能闭合），两个解中有一个增根，是公式推导过程中用 $\cos\Delta\beta \approx 1 - (\Delta\beta^2/2)$ 而引起。在两个根中一个是微小量，即为方程解的正确值。

在考虑两独立回路 ABCD 和 ABEF 中连杆各自可能的摆角范围时，可以假定各铰接间隙矢量顺着曲柄方向（图 35.2-53），这时算得的摆角接近可能的最大值。①当连杆逆时针摆动，如图 35.2-53 所示的状态，可知 $\sum \Delta_x = -(\sum \Delta) \cos\alpha$ ， $\sum \Delta_y = -(\sum \Delta) \sin\alpha$ ；②当连杆顺时针摆动时，则间隙矢量反向， $\sum \Delta_x$ 和 $\sum \Delta_y$ 均反号。先计算系数 a_1 、 b_1 、 c_1 之值，再解式 (35.2-

85) 的二个根，其中微小量的一个根，即为连杆角度误差 $\Delta\beta$ 。

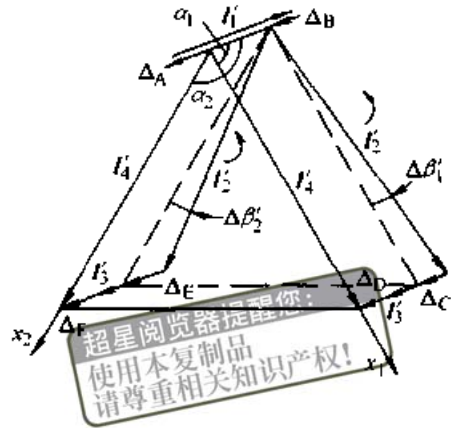


图 35.2-53 铰接副两中心沿曲柄方向偏移状态下连杆的摆角 $\Delta\beta'_1$ 和 $\Delta\beta'_2$

设两个独立回路中的连杆在铰接副中的间隙范围内，左右的最大角度误差分别为 $\Delta\beta'_1$ 、 $\Delta\beta''_1$ 和 $\Delta\beta'_2$ 、 $\Delta\beta''_2$ ，若它们的数值关系又如图 35.2-54 所示，则并联机构的公共连杆（摆线轮）的摆角误差范围为 $\Delta\beta'_1 \leq \Delta\beta \leq \Delta\beta''_2$ 。

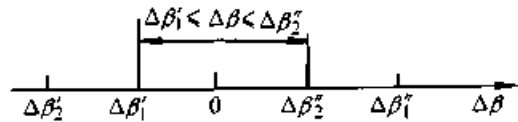


图 35.2-54 公共连杆的误差范围

为了提高运动精度，机构中相对杆（1 与 3 和 2 与 4）的杆长偏差应该同向分布，即保证摆线轮三个轴承孔和行星架三个轴承孔的偏差方向一致，为此，可先将摆线轮的轴承孔加工好，然后将摆线轮的三个轴承孔作为对刀样板，来加工行星架对应的三个轴承孔，以保证它们对应孔的相对位置精度。为了提高运动精度，选择轴承间隙应该是在满足四杆共线条件下尽可能的小。

(2) 摆线针轮传动部分的传动误差

将曲柄轴转一圈（摆线轮转一个齿）过程中，输出轴的转角误差称为小周期传动误差。将输出轴转一圈的过程中，输出轴的转角误差称为大周期传动误差，它们的影响因素与传动误差计算见表 35.2-22。

表 35.2-22 各因素引起的传动误差计算

影响因素	小周期的传动误差 /rad
针齿壳上针齿销孔圆周方向位置相邻误差 δt_1	$\Delta\phi_{s1} = \frac{K_1 \delta t_1}{az_c}$
针齿壳上针齿销孔径向位置相邻误差 δt_2	$\Delta\phi_{s2} = \frac{\delta t_2}{2az_c}$
摆线轮周节误差 δf_{p1}	$\Delta\phi_{s3} = \frac{K_1 \delta f_{p1}}{az_c}$
影响因素	大周期的传动误差 /rad
针齿壳上针齿销孔位置累积误差 δF_{p1}	$\Delta\phi_{B1} = \frac{K_1 \delta F_{p1}}{az_c}$
摆线轮周节累积误差 δF_p	$\Delta\phi_{B2} = \frac{K_1 \delta F_p}{az_c}$
摆线轮齿圈径向跳动误差 δF_{r1}	$\Delta\phi_{B3} = \frac{\delta F_{r1}}{2az_c}$
行星架组合件三孔相对于行星架支承大轴承安装基准位置误差 Δ_1	$\Delta\phi_{B4} = \frac{\Delta_1}{2az_c}$
行星架支承大轴承径向跳动误差 Δ_2	$\Delta\phi_{B5} = \frac{\Delta_2}{2az_c}$

综合小周期、大周期传动误差的均值 $\overline{\Delta\phi}$ 、

(\cdot)、 $T \overline{\Delta\phi_B}$ (\cdot) 和公差 $T\Delta\phi$ 、(\cdot)、 $T\Delta\phi_B$ (\cdot) 分别为

$$\begin{cases} \Delta\overline{\phi_s} = \frac{180 \times 60}{\pi} \sum_{j=1}^s \Delta\phi_{sj} \\ T\Delta\phi_s = \frac{180 \times 60}{\pi} \sqrt{\sum_{j=1}^s (T\Delta\phi_{sj})^2} \end{cases} \quad (35.2-86)$$

$$\begin{cases} \Delta\overline{\phi_B} = \frac{180 \times 60}{\pi} \sum_{j=1}^s \Delta\phi_{Bj} \\ T\Delta\phi_B = \frac{180 \times 60}{\pi} \sqrt{\sum_{j=1}^s (T\Delta\phi_{Bj})^2} \end{cases} \quad (35.2-87)$$

式中 $\Delta\phi_{s4}$ 、 $T\Delta\phi_{s4}$ ——行星架输出机构引起的小周期传动误差的均值和公差，与角度误差 $\Delta\beta$ 的范围有关；

$T\Delta\phi_{sj}$ ——各因素引起小周期传动误差的公差；

$$\sum_{j=1}^s (T\Delta\phi_{sj})^2 = \frac{1}{a^2 z_c^2} \{ K_1^2 [(T\delta t_1)^2 + (T\delta f_{p1})^2] + 0.25(T\delta t_2)^2 \} + T\Delta\phi_{s4}$$

$T\Delta\phi_{Bj}$ ——各因素引起大周期传动误差的公差；

$$\sum_{j=1}^s (T\Delta\phi_{Bj})^2 = \frac{1}{a^2 z_c^2} \{ K_1^2 [(T\delta F_{p1})^2 + (T\delta F_p)^2] + 0.25[(T\delta F_{r1})^2 + (T\Delta_1)^2 + (T\Delta_2)^2] \}$$

(3) 传动系统总的传动误差

传动系统总的传动误差的均值 $\overline{\Delta\phi} = \overline{\Delta\phi_B} + \overline{\Delta\phi_s}$ ，公差 $T\Delta\phi = T\Delta\phi_B + T\Delta\phi_s$ 。

总运动误差 $\Delta\phi$ 为

$$\Delta\phi = \overline{\Delta\phi} \pm 0.5T\Delta\phi \quad (35.2-88)$$

对机器人用 RV-250A II 减速器，根据样机图样上各参数的误差数据，求得总回差 $\Delta\phi_{\Sigma} = \overline{\Delta\phi_{\Sigma}} \pm 0.5T\Delta\phi_{\Sigma} = 0.91' \pm 0.39' = 0.52' \sim 1.3' = 31.2'' \sim 78''$ ，该减速器实测回差为 $38''$ ；求得总传动误差 $\Delta\phi = \overline{\Delta\phi} \pm 0.5T\Delta\phi = 0.499' \pm 0.55' = -0.056' \sim 1.054' = -3.36'' \sim 63.24''$ ，该减速器实测传动误差为 $40.7''$ 。均在理论计算值范围内。

9.3.5 RV 传动的刚度

RV 传动由于①低速级采用了负移距与负等距组合修形的摆线针轮传动，保证了多齿啮合的共轭齿形；②高速级采用了多行星轮渐开线行星齿轮传动；③针齿采用半埋齿式结构，消除了弯曲变形；④输出机构为刚架结构的转臂，因而具有很高的刚性，这是谐波齿轮传动不能相比的，同时也是它用于机器人传动中的

突出优点。

RV 的刚度可采用常规的力学方法对传动的每个组成部分进行刚度分析和计算；也可采用整体有限元法对传动的刚度进行分析和计算。

10 摆线针轮行星传动减速器及其选用

由于摆线针轮行星减速器是一种具有诸多突出优点的传动装置，因此它被广泛地应用在石油、化工、轻工、塑料、食品、制药、纺织、印染、造船、冶金、矿山、起重运输、工程机械和国防等工业部门的机械设备中。其适应的工作环境温度不大于 40°C ，油池温升一般不超过 60°C ，使用的润滑油为：当环境温度为 $-10\sim 5^{\circ}\text{C}$ 时，使用油的粘度等级为 68；当 $0\sim 35^{\circ}\text{C}$ 时，使用油的粘度等级为 100、150；当 $30\sim 50^{\circ}\text{C}$ 时，使用油的粘度等级为 220、320、460。推荐使用中极压工业齿轮油或性能相当的润滑油。

10.1 结构型式，产品特点和型号标记

(1) 结构型式

摆线针轮减速器按其减速比的大小可分为一级、二级、三级；按其结构形式可分为立式和卧式，带电机型和双轴型，其中一级卧式是基本型（标准型），其结构如图 35.2-55 所示。二级卧式双轴型的结构见图 35.2-56，详细分类和特性见表 35.2-23。

(2) 产品特点

摆线针轮减速器具有减速比大、效率高、结构紧凑、体积小、重量轻、原动机与减速器和工作机输入轴可同轴线安装、故障少、寿命长、能承受较大的过载和冲击等优点，并可用于启动频繁和正反向运转的场合。

我国目前生产的摆线针轮行星减速器有 X 系列、B 系列和 BX 系列等三大系列。

X 系列、B 系列已被列入国标 GB/T 2982—1994，下面仅简要介绍即将列入国家标准的 BX 系列摆线针轮行星减速器。

BX 系列是秦川机床集团有限公司与大连铁道学院齿轮研究中心为赶超国际先进水平，联合研制开发的高承载能力、高可靠性的摆线针轮行

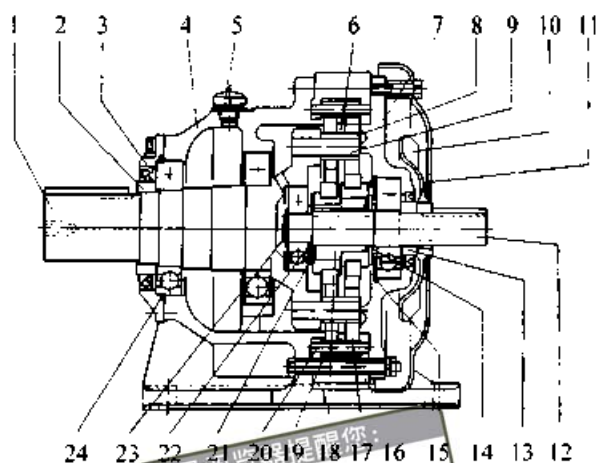


图 35.2-55 一级卧式双出轴减速器 (BXW55-11-1/17) 结构

- 1—输出轴 2—输出轴紧固环 3—端盖
4—卧式机座 5—通气帽 6—间隔环
7—法兰盘 8—销套 9—销轴 10—风扇叶
11—风扇罩 12—输入轴 13—输入轴紧固环
14—右调整垫圈 15—孔用弹性挡圈
16—针齿壳 17—摆线齿轮 18—偏心套
19—针齿套 20—针齿销 21—垫圈
22—左调整垫圈 23—轴用弹性挡圈
24—弹性挡圈

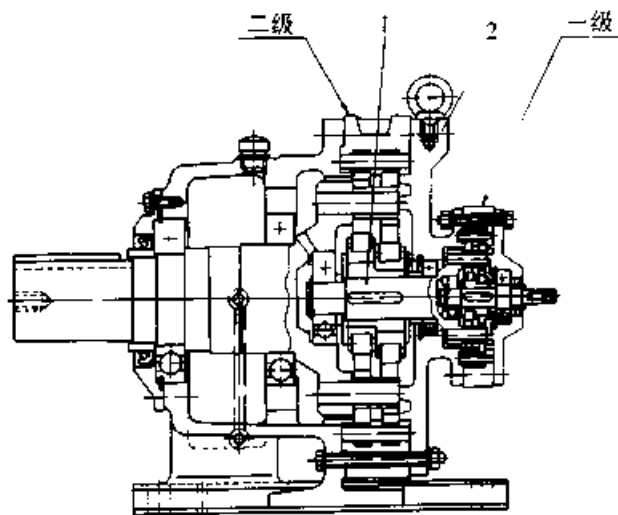


图 35.2-56 二级卧式双出轴减速器 (BXWE22-128-1/289) 结构

- 1—中间轴 2—连接法兰

星减速器，由于优化设计的效果和工艺上的严格保证，完全可以与日本住友公司生产的同类产品（80 系列，2000 系列）进行整机互换，现已被中国石化总公司列为替代进口产品。它的显著特点是：

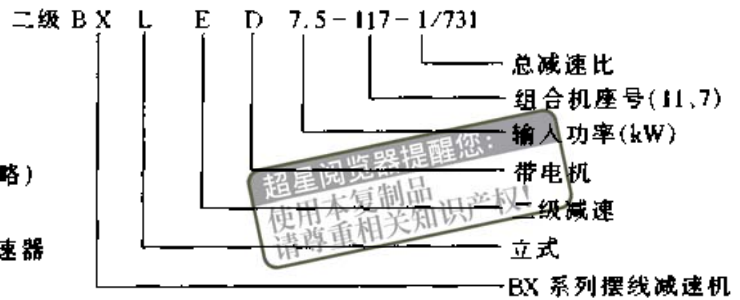
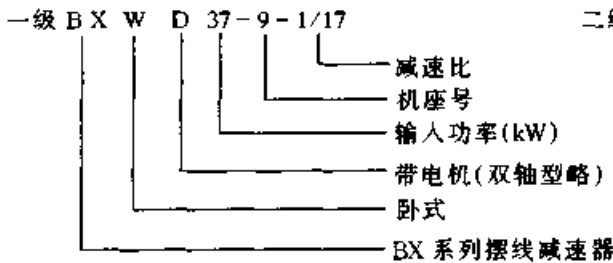
1) 以承载能力最大为目标函数, 优选主要参数;

2) 通过优化修形, 使摆线轮齿形工作部分与针齿为共轭齿形, 不仅同时啮合齿数足够, 而且使承载能力、传动效率和传动平稳性同时得到显著提高。

3) 在小速比时, 用两齿差齿形, 增加同时啮合齿数, 以进一步提高承载能力;

4) 在大速比时, 采用复合齿形, 微变幅齿形, 提高传动效率。

(3) 型号标记及示例



10.2 技术规格和性能参数

BX 系列摆线针轮减速器的基本参数见表 35.2-23。BX 系列标准型一级与二级各种型号

摆线针轮减速器的输入功率与输出转矩见表 35.2-24 与表 35.2-25。BX 系列三级摆线针轮减速器各种型号规格的输入功率与低速轴许用转矩见 35.2-26。

表 35.2-23 BX 系列摆线针轮减速器的基本参数

按减速比大小分为		一 级	二 级	三 级
机 座 号		0、1、2、3、4、5、6、7、8、9、10、11、12	00、20、42、53、63、74、84、85、95、106、117、128	420、742、953、1063、1174、1285
减 速 比		6、11、17、23、25、29、35、43、59、71、87	121—5133	3179—446571
额定输入功率/kW		0.09—90	0.09—30	0.09—7.5
输出轴许用转矩/N·m		25—60 000	25—60 000	720—60 000
输入转速 r/min		0~9 ^F 1 500 10~12 ^F 1 000	1 500	1 500
传动效率		90%	80%	60%
旋转方向		反向	同向	反向
按结构	卧式带电机	BXWD	BXWED	BXWSD
	卧式双出轴	BXW	BXWE	BXWS
形式分为	立式带电机	BXLD	BXLED	BXLSD
	立式双出轴	BXL	BXLE	BXLS

表 35.2-24 BX 系列一级摆线针轮减速器各种型号规格的输入功率与输出轴许用转矩

输入转速 (r/min)	输入功率 /kW		标准减速比											输出轴许用转矩 /N·m
	机 座 号	系列	6	11	17	23	25	29	35	43	59	71	87	
1 500	BX 系列	0	—	0.2	0.2	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	—	—	25
	BX 系列	1	—	0.37	0.37	0.2	0.2	0.2	0.2	0.09	0.09	—	—	50
	BX 系列	2	—	1.5	0.75	0.75	0.75	0.75	0.37	0.37	0.37	—	—	200
	BX 系列	3	—	3.7	2.2	1.5	1.5	1.5	0.75	0.75	0.75	0.55	0.37	360
	BX 系列	4	7.5	7.5	5.5	3.7	3.7	3.0	2.2	2.2	1.5	0.75	0.75	720
	BX 系列	5	11	11	11	7.5	7.5	5.5	5.5	3.7	2.2	2.2	2.2	1 440
	BX 系列	6	15	15	15	11	11	11	7.5	7.5	5.5	3.7	3.7	2 500
	BX 系列	7	18.5	18.5	18.5	15	15	15	11	11	7.5	5.5	5.5	3 600
	BX 系列	8	—	22	22	18.5	18.5	18.5	18.5	15	11	7.5	7.5	7 200
	BX 系列	9	—	37	37	37	37	37	30	30	15	15	15	12 000
1 000	BX 系列	10	—	55 45	55 45	45	45	37	30	30	22	15	15	18 000
	BX 系列	11	—	75 55	75 55	55 45	55 45	55 45	55 45	55 45	37	22	22	30 000
	BX 系列	12	—	—	(90) 75	(90) 75	75 55	75 55	75 55	75 55	55 45	45 37	37 30	60 000
输出轴转速 (r/min)	4 极电机时		250	136	88	65	60	52	43	35	25	21	17	
	6 极电机时		166	91	59	43	40	34	29	23	17	14	11	

注：1. 该表中匹配电机功率是在工况系数为 1.2 时，各速比允许输入的最大值，当工况系数 > 1.2 时，可在此表基础上降低 1~2 个功率级。

2. () 内的功率代表无减速器用专用电机。

10.3 外形及安装尺寸

BXW、BXWD、BXL、BXL D、BXWE、

BXWED、BXLE、BXL ED、BXWS、BXWSD、
BXL S、BXL SD 系列减速器外形及安装尺寸见表
35.2-27~32。

表 35.2-25 BX 系列二级摆线针轮减速器各类型规格型号的输入功率与输出轴许用转矩

序号	型 式				电动机 功率 /kW	电动机 同步 转速	输出轴 许用转矩 N·m
	卧式 带电机	立式 带电机	卧式 双电机	立式 双电机			
1	BXWED 0.09 - 00	BXLED 0.09 - 00	BXWE 0.09 - 00	BXLE 0.09 - 00	0.09		25
2	BXWED 0.09 - 20	BXLED 0.09 - 20	BXWE 0.09 - 20	BXLE 0.09 - 20			180
3	BXWED 0.25 - 20	BXLED 0.25 - 20	BXWE 0.25 - 20	BXLE 0.25 - 20	0.25		180
4	BXWED 0.37 - 20	BXLED 0.37 - 20	BXWE 0.37 - 20	BXLE 0.37 - 20			180
5	BXWED 0.37 - 42	BXLED 0.37 - 42	BXWE 0.37 - 42	BXLE 0.37 - 42	0.37		720
6	BXWED 0.37 - 53	BXLED 0.37 - 53	BXWE 0.37 - 53	BXLE 0.37 - 53			1 440
7	BXWED 0.37 - 63	BXLED 0.37 - 63	BXWE 0.37 - 63	BXLE 0.37 - 63			2 500
8	BXWED 0.75 - 53	BXLED 0.75 - 53	BXWE 0.75 - 53	BXLE 0.75 - 53			1 440
9	BXWED 0.75 - 63	BXLED 0.75 - 63	BXWE 0.75 - 63	BXLE 0.75 - 63	0.75		2 500
10	BXWED 0.75 - 74	BXLED 0.75 - 74	BXWE 0.75 - 74	BXLE 0.75 - 74			3 600
11	BXWED 0.75 - 84	BXWED 0.75 - 84	BXWE 0.75 - 84	BXLE 0.75 - 84			7 200
12	BXWED 1.5 - 74	BXLED 1.5 - 74	BXWE 1.5 - 74	BXLE 1.5 - 74			3 600
13	BXWED 1.5 - 84	BXLED 1.5 - 84	BXWE 1.5 - 84	BXLE 1.5 - 84	1.5		7 200
14	BXWED 1.5 - 85	BXLED 1.5 - 85	BXWE 1.5 - 85	BXLE 1.5 - 85			7 200
15	BXWED 1.5 - 95	BXLED 1.5 - 95	BXWE 1.5 - 95	BXLE 1.5 - 95			12 000
16	BXWED 2.2 - 74	BXLED 2.2 - 74	BXWE 2.2 - 74	BXLE 2.2 - 74			3 600
17	BXWED 2.2 - 84	BXLED 2.2 - 84	BXWE 2.2 - 84	BXLE 2.2 - 84	2.2		7 200
18	BXWED 2.2 - 85	BXLED 2.2 - 85	BXWE 2.2 - 85	BXLE 2.2 - 85			7 200
19	BXWED 2.2 - 95	BXLED 2.2 - 95	BXWE 2.2 - 95	BXLE 2.2 - 95			12 000
20	BXWED 4 - 74	BXLED 4 - 74	BXWE 4 - 74	BXLE 4 - 74	4		3 600

超星浏览器提醒
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

续表 35.2-25

序号	减 速 比															
	121 (11×11)	187 (17×11)	289 (17×17)	385 (35×11)	473 (43×11)	595 (35×17)	731 (43×17)	841 (29×29)	1 003 (59×17)	1 225 (35×35)	1 505 (43×35)	1 849 (43×43)	2 065 (59×35)	2 537 (59×43)	3 481 (59×59)	5 133 (87×59)
1																
2																
3																
4																
5																
6																
7																
8																
9																
10																
11																
12																
13																
14																
15																
16																
17																
18																
19																
20																

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权。

续表 35.2-25

序号	型 式				电动机		输出轴 许用转矩 N·m
	卧式 带电机	立式 带电机	卧式 双电机	立式 双电机	功率 /kW	同步 转速	
21	BXWED 4-84	BXLED 4-84	BXWE 4-84	BXLE 4-84	4	1 500 r/min	7 200
22	BXWED 4-85	BXLED 4-85	BXWE 4-85	BXLE 4-85			7 200
23	BXWED 4-95	BXLED 4-95	BXWE 4-95	BXLE 4-95	12 000	18 000	12 000
24	BXWED 4-106	BXLED 4-106	BXWE 4-106	BXLE 4-106			18 000
25	BXWED 4-117	BXLED 4-117	BXWE 4-117	BXLE 4-117	30 000	7 200	30 000
26	BXWED 5.5-85	BXLED 5.5-85	BXWE 5.5-85	BXLE 5.5-85			7 200
27	BXWED 5.5-95	BXLED 5.5-95	BXWE 5.5-95	BXLE 5.5-95	5.5	12 000	12 000
28	BXWED 5.5-106	BXLED 5.5-106	BXWE 5.5-106	BXLE 5.5-106			18 000
29	BXWED 5.5-117	BXLED 5.5-117	BXWE 5.5-117	BXLE 5.5-117	30 000	12 000	30 000
30	BXWED 7.5-95	BXLED 7.5-95	BXWE 7.5-95	BXLE 7.5-95			12 000
31	BXWED 7.5-106	BXLED 7.5-106	BXWE 7.5-106	BXLE 7.5-106	7.5	18 000	18 000
32	BXWED 7.5-117	BXLED 7.5-117	BXWE 7.5-117	BXLE 7.5-117			30 000
33	BXWED 7.5-128	BXLED 7.5-128	BXWE 7.5-128	BXLE 7.5-128	60 000	18 000	60 000
34	BXWED 11-106	BXLED 11-106	BXWE 11-106	BXLE 11-106			18 000
35	BXWED 11-117	BXLED 11-117	BXWE 11-117	BXLE 11-117	11	30 000	30 000
36	BXWED 11-128	BXLED 11-128	BXWE 11-128	BXLE 11-128			60 000
37	BXWED 15-106	BXLED 15-106	BXWE 15-106	BXLE 15-106	15	18 000	18 000
38	BXWED 15-117	BXLED 15-117	BXWE 15-117	BXLE 15-117			30 000
39	BXWED 15-128	BXLED 15-128	BXWE 15-128	BXLE 15-128	60 000	30 000	60 000
40	BXWED 17-117	BXLED 17-117	BXWE 17-117	BXLE 17-117			60 000
41	BXWED 17-128	BXLED 17-128	BXWE 17-128	BXLE 17-128	17	30 000	30 000
42	BXWED 22-117	BXLED 22-117	BXWE 22-117	BXLE 22-117			60 000
43	BXWED 22-128	BXLED 22-128	BXWE 22-128	BXLE 22-128	22	30 000	30 000
44	BXWED 30-128	BXLED 30-128	BXWE 30-128	BXLE 30-128			60 000
45					输出转速 / (r/min)		60 000

超星网 浏览器提醒
 此图本复制品
 请尊重相关知识产权!

续表 35.2.2-25

		减 速 比														
序号	121 (11×11)	187 (17×11)	289 (17×17)	385 (35×11)	473 (43×11)	595 (35×17)	731 (43×17)	841 (29×29)	1 003 (59×17)	1 225 (35×35)	1 505 (43×35)	1 849 (43×43)	2 065 (59×35)	2 537 (59×43)	3 481 (59×59)	5 133 (87×59)
21																
22																
23																
24																
25																
26																
27																
28																
29																
30																
31																
32																
33	—															
34																
35																
36	—															
37																
38																
39	—															
40																
41	—															
42																
43	—															
44	—															
45	12.4	8.0	5.2	3.9	3.2	2.5	2.0	1.8	1.5	1.2	1.0	0.8	0.7	0.6	0.4	0.3



1. 表中粗线划出的部分以外的减速比, 在使用时须增加过载保护装置;
2. 如果被驱动的机械正常运转的转矩为 T , 工况系数为 K , $T \cdot K \leq$ 低速轴许用转矩, 可以不加过载保护装置;
3. 本表为标准二级减速机组号, 若需要其它组号或减速比超出此范围的。请与秦川机床集团有限公司协商。

表 35.2-26 BX 系列三级摆线针轮减速器各种型号规格的输入功率与低速轴许用转矩

卧式带电机	机 型 号		低速轴 许用转 矩/ N·m	匹 配 电 机 功 率 kW	减 速 比
	立式带电机	卧式双出轴			
BXWSD0.09-420	BX LSD0.09-420	BX WS0.09-420	720	0.09 (0.05)	3179-41151
BXWSD0.05-420	BX LSD0.05-420	BX WS0.05-420			
BXWSD0.37-742	BX LSD0.37-742	BX WS0.37-742	3 600	0.37 (0.2)	7139-29087
BXWSD0.2-742	BX LSD0.2-742	BX LS0.2-742			
BXWSD0.75-953	BX LSD0.75-953	BX WS0.75-953	12 000	0.75	8041-22715
BXWSD0.37-953	BX LSD0.37-953	BX LS0.37-953			
BXWSD1.5-1063	BX LSD1.5-1063	BX WS1.5-1063	18 000	1.5	4913-18821
BXWSD0.75-1063	BX LSD0.75-1063	BX WS0.75-1063			
BXWSD3-1174	BX LSD3-1174	BX WS3-1174	30 000	3.0	8041-31433
BXWSD1.5-1174	BX LSD1.5-1174	BX WS1.5-1174			
BXWSD0.75-1174	BX LSD0.75-1174	BX WS0.75-1174	60 000	0.75	21835-446571
BXWSD7.5-1285	BX LSD7.5-1285	BX WS7.5-1285			
BXWSD3-1285	BX LSD3-1285	BX WS3-1285	60 000	3.0	38291-59685
BXWSD2.2-1285	BX LSD2.2-1285	BX WS2.2-1285			

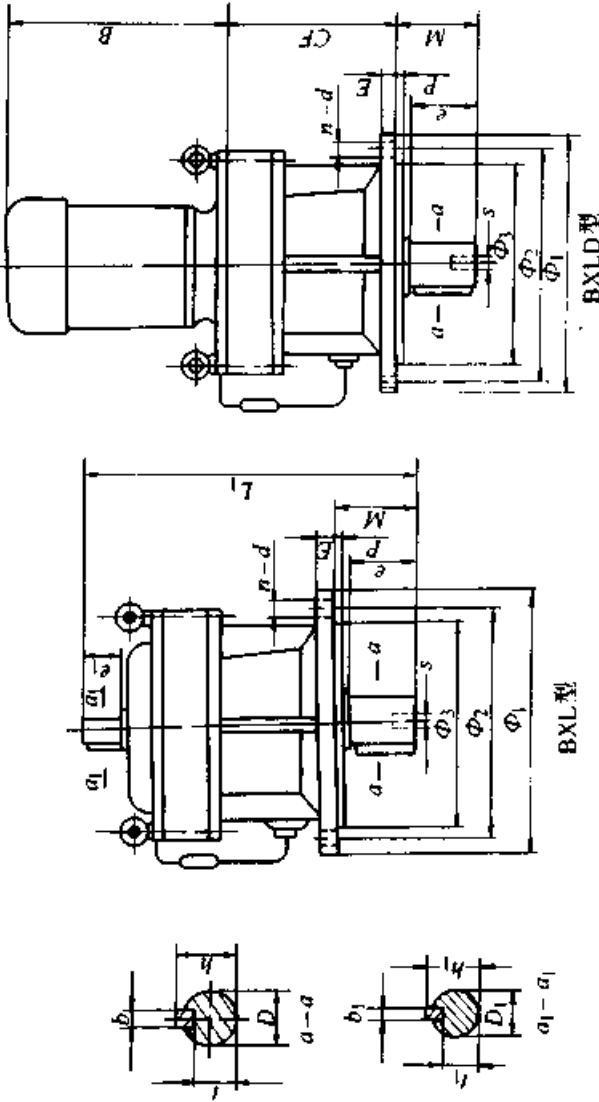
注：1. 匹配电机功率中，打（）者为无专用电机。

2. 如果被驱动的机械正常运转时所需要的转矩为 T ，工况系数为 K ， $T \cdot K \leq$ 低速轴许用转矩，可以不加过载保护装置。

3. 本表为标准三级减速器组合号，若需要其他组合号及减速比超出此范围者，请与秦川机床集团有限公司协商。

(mm)

表 35.2-28 BXL、BXL D 系列减速器外形及安装尺寸

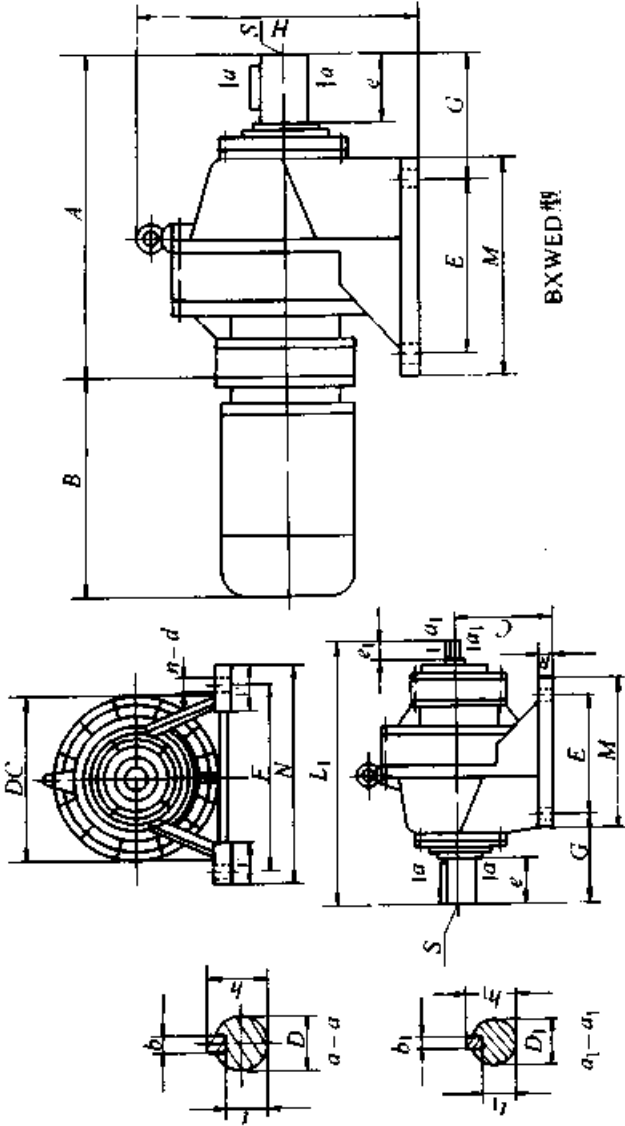


机座号	外型尺寸			安装尺寸							轴端尺寸							双出轴重量/kg	相当住友机号		
	B	CF	L ₁	Φ ₁	Φ ₂	Φ ₃ (h8)	E	P	M	n-d	S	D(h6)	b	h	e	D ₁ (h6)	b ₁			h ₁	e ₁
BX0		58	145	120	102	80	8	3	34	6-9	/	14	5	16.3	2.5	12	4	13.8	2.5	3	207
BX1		56	151	160	134	110	9	3	42	4-11	/	18	6	20.8	30	12	4	13.8	2.5	7	208
BX2		108	208	160	134	110	9	3	48	4-11	M8	28	8	31.3	35	15	5	17.3	2.5	13	82
BX3		120	259	210	180	140	13	4	69	6-11	M8	38	10	41.3	55	18	6	20.8	3.5	20	83
BX4	板	163	320	260	230	200	15	4	76	6-11	M10	50	14	53.8	61	22	6	24.8	40	42	84
BX5		219	413	340	310	270	20	4	89	6-11	M10	60	18	64.4	80	30	8	33.3	45	79	86
BX6	电	258	477	400	360	316	22	5	94	8-14	M12	70	20	74.9	84	35	10	38.3	55	121	87
BX7		279	527	430	390	345	22	5	110	8-18	M12	80	22	85.4	100	40	12	43.3	65	150	88
BX8	机	320	620	490	450	400	30	6	145	12-18	M16	95	25	100.4	125	45	14	48.8	70	225	89
BX9		371	740	580	520	455	35	8	190	12-22	M20	110	28	116.4	165	50	14	53.8	80	380	90
BX10		414	851	650	590	520	40	10	242	12-22	M24	120	32	127.4	202	55	16	59.3	90	570	91
BX11		601	1 110	880	800	680	50	10	252	12-33	M30	140	36	148.4	245	70	20	74.9	120	1 110	92
BX12		794	1 462	1 160	1 020	900	60	10	355	8-39	M30	180	45	190.4	320	90	25	95.4	150	2 610	93

注：生产厂：秦川机床集团有限公司。

(mm)

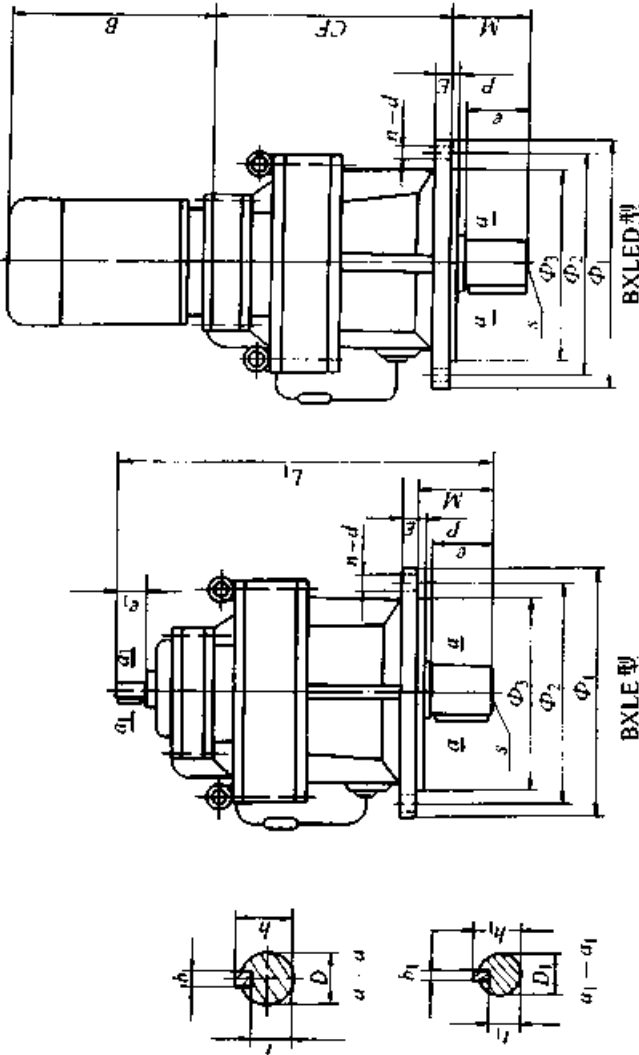
表 35.2-29 BXWE、BXWED 系列减速器外形及安装尺寸



机座号	外型尺寸				安装尺寸							轴端尺寸						相当住友机座号	双出轴量/kg							
	A	B	DC	M	N	L ₁	H	C	E	F	G	R	S	V	n-d	D (h6)	b			h	e	D ₁ (h6)	h ₁	h ₁	e ₁	
BX60	125		110	84	144	178	153	80	60	120	41	10	/	35	4-9	14	5	16.3	25	12	4	13.8	25	4	20 707	4
BX20	204		150	120	180	257	175	100	90	150	60	12	/	40	4-11	28	8	31.3	35	12	4	13.8	25	4	21 008	15
BX42	317		230	195	330	369	271	150	145	290	100	22	M10	65	4-18	50	14	53.8	70	15	5	17.3	25	5	842	49
BX53	392		320	238	410	462	357	160	150	370	139	25	M10	75	4-18	60	18	64.4	90	18	6	20.8	35	6	863	97
BX63	439		340	335	430	509	425	200	275	380	125	30	M12	75	4-22	70	20	74.9	90	18	6	20.8	35	6	873	130
BX74	500		370	380	470	580	455	220	320	420	145	30	M12	73	4-22	80	22	85.4	110	22	6	24.8	40	6	884	165
BX84	572		430	440	530	653	528	250	380	480	170	35	M16	90	4-26	95	25	100.4	135	22	6	24.8	40	6	894	250
BX85	601		430	440	530	706	528	250	380	480	170	35	M16	90	4-26	95	25	100.4	135	30	8	33.3	45	8	896	280
BX95	704		510	560	620	809	623	290	240×2	560	214	40	M20	100	6-26	110	28	116.4	170	30	8	33.3	45	8	906	420
BX106	803		580	600	690	927	678	325	250×2	630	290	40	M24	105	6-26	120	32	127.4	210	35	10	38.5	54	10	917	560
BX117	1 020		720	810	880	1 158	883	420	330×2	800	372	50	M30	143	6-39	140	36	148.4	250	40	12	43.3	65	12	928	1 120
BX128	1 349		950	1 040	1 160	1 504	1 163	540	420×2	1 050	485	60	M30	200	6-45	180	45	190.4	330	45	14	48.8	70	14	939	2 480

注：生产厂：秦川机床集团有限公司。

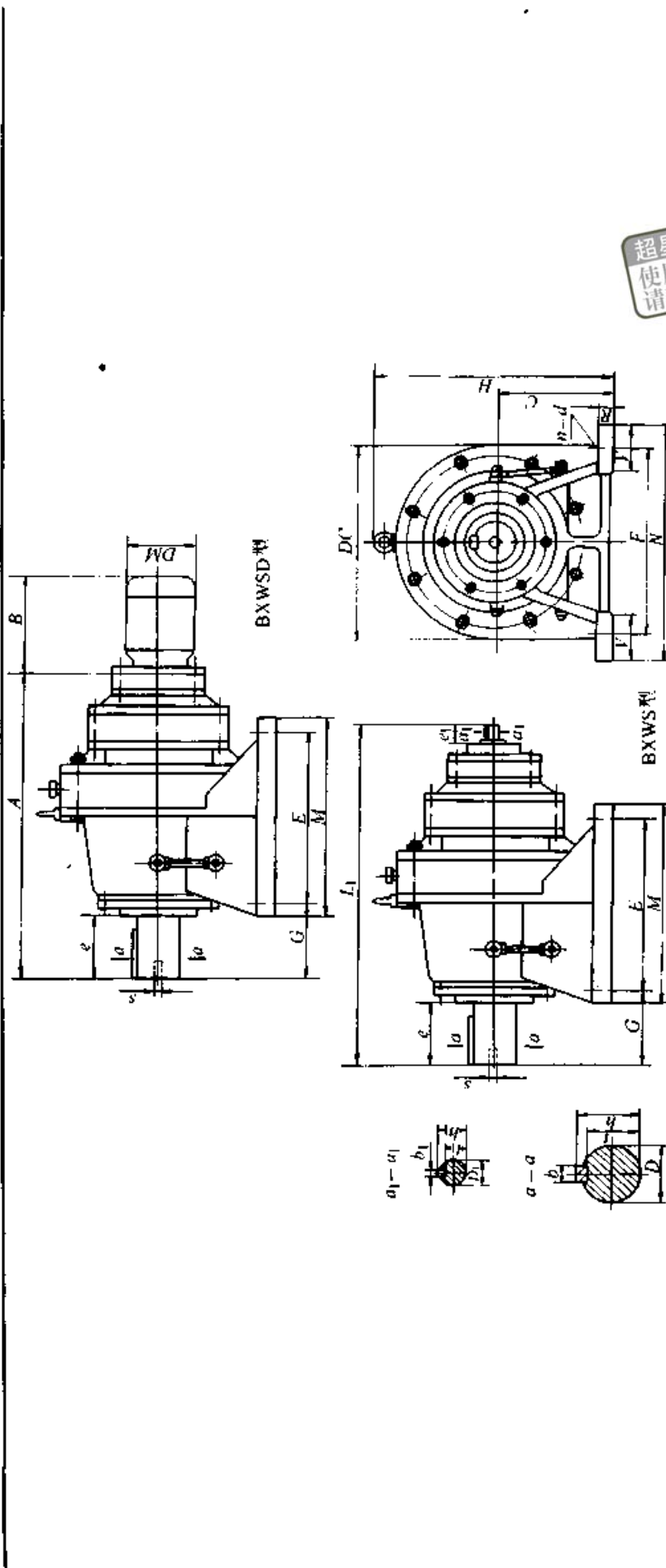
表 35.2-30 BXLE、BXLED 系列减速器外形及安装尺寸 (mm)



机座号	外型尺寸			安装尺寸						轴端尺寸						双出轴重量/kg	相当住发机号				
	H	CF	L ₁	Φ ₁	Φ ₂	Φ ₃ (H8)	E	P	M	n-d	S	D(h6)	b	h	e			D ₁ (h6)	b ₁	h ₁	r ₁
BX00		91	178	120	102	80	8	3	34	6-9	/	14	5	16.3	25	12	4	13.8	25	5	20 707
BX20		156	257	160	134	110	9	3	48	4-11	M8	28	8	31.3	35	12	4	13.8	25	15	21 008
BX42		241	369	260	230	200	15	4	76	6-11	M10	50	14	53.8	61	15	5	17.3	25	48	842
BX53		303	462	340	310	270	20	4	89	6-11	M10	60	18	64.4	80	18	6	20.8	35	84	863
BX63		345	509	400	360	316	22	5	94	8-14	M12	70	20	74.9	84	18	6	20.8	35	135	873
BX74		390	580	430	390	345	22	5	110	8-18	M12	80	22	85.4	100	22	6	24.8	40	170	884
BX84		427	653	490	450	400	30	6	145	12-18	M16	95	25	100.4	125	22	6	24.8	40	240	894
BX85		456	706	490	450	400	30	6	145	12-18	M16	95	25	100.4	125	30	8	33.3	45	290	896
BX95		505	809	580	520	455	35	8	190	12-22	M20	110	28	116.4	165	30	8	33.3	45	410	906
BX106		561	927	650	590	520	40	10	242	12-22	M24	120	32	127.4	202	35	10	38.3	54	620	917
BX117		768	1 158	880	800	680	50	10	252	12-33	M30	140	36	148.4	245	40	12	43.3	65	1 170	928
BX128		994	1 504	1 160	1 020	900	60	10	355	8-39	M30	180	45	190.4	320	45	14	48.8	70	2 660	939

注：生产厂：秦川机床集团有限公司。

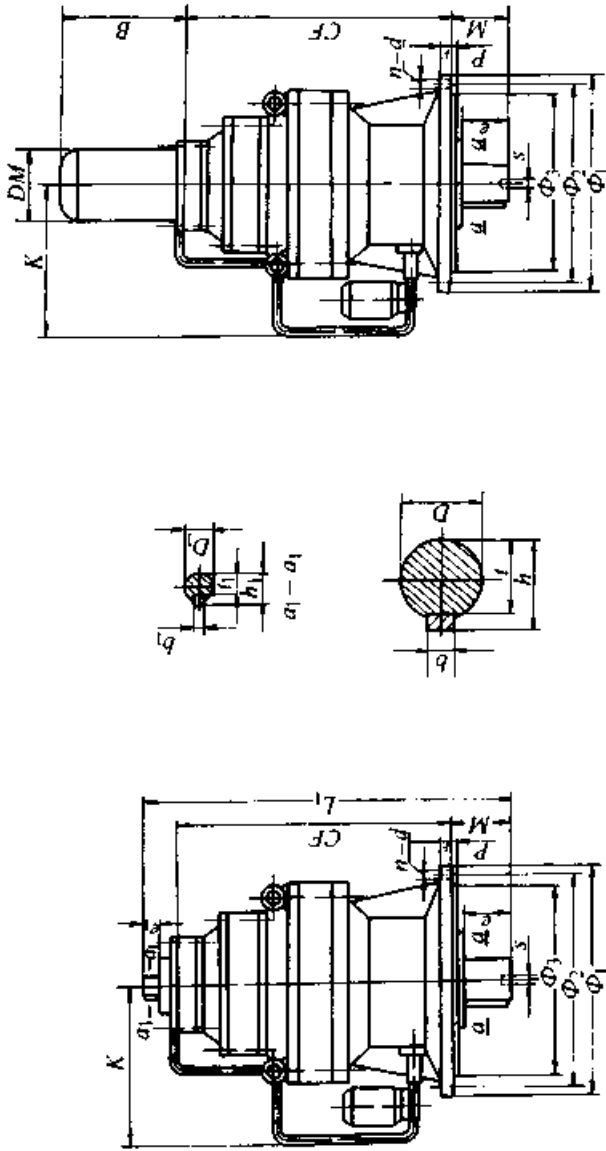
表 35.2-31 BXWS、BXWSD 系列减速器外形及安装尺寸 (mm)



机 座 号	外型尺寸				安 装 尺 寸							轴 端 尺 寸					双 出 轴 量 /kg	相 对 住 友 机 座 号							
	A	B	DC	M	N	L ₁	H	C	E	F	G	R	S	V	n-d	D (h6)			b	h	e	D ₁ (h6)	r ₁	e ₁	
BX420	365		230	195	330	418	271	150	145	290	100	22	M10	65	4-18	50	14	53.8	70	12	4	13.8	25	50	/
BX742	578	板	370	380	470	630	455	220	320	420	145	30	M12	73	4-22	80	22	85.4	110	15	5	17.3	25	170	8842
BX842	656		430	440	530	708	528	250	380	480	170	35	M16	90	4-26	95	25	100.4	135	15	5	17.3	25	279	8942
BX853	699		430	440	530	773	528	250	380	480	170	35	M16	90	4-26	95	25	100.4	135	18	6	20.8	35	353	8963
BX953	788	电	510	560	630	858	623	290	240×2	560	214	40	M20	100	6-26	110	28	116.4	170	18	6	20.8	35	430	9063
BX1063	890		580	600	690	960	678	325	250×2	630	290	40	M24	105	6-26	120	32	127.4	210	18	6	20.8	35	570	9173
BX1174	1131	机	710	810	880	1212	883	420	330×2	800	372	50	M30	143	6-39	140	36	148.4	250	22	6	24.8	40	1130	9284
BX1285	1485		950	1040	1160	1590	1163	540	420×2	1050	485	60	M30	200	6-45	180	45	190.4	330	30	8	33.3	45	2500	9396

注：生产厂：秦川机床集团有限公司。

表 35.2-32 BXL5、BXLSD 系列减速器外形及安装尺寸 (mm)



BXL5型

BXLSD型

机座号	外型尺寸				安装尺寸							轴端尺寸							双出轴重量/kg	相当友住座机号
	B	CF	L ₁	Φ ₁	Φ ₂	Φ ₃ (h8)	E	P	M	M-n-d	S	D(h6)	b	h	e	D ₁ (h6)	b ₁	h ₁		
BX420		289	418	260	230	200	15	4	76	6-11	M10	50	14	53.8	61	12	4	13.8	25	/
BX742		468	630	430	390	345	22	5	110	8-18	M12	80	22	85.4	100	15	5	17.3	25	8842
BX842	按	511	708	490	450	400	30	6	145	12-18	M16	95	25	100.4	125	15	5	17.3	25	8942
BX853	电	554	773	490	450	400	30	6	145	12-18	M16	95	25	100.4	125	18	6	20.8	35	8963
BX953		589	858	580	520	455	35	8	190	12-22	M20	110	28	116.4	165	18	6	20.8	35	9063
BX1063		648	960	650	590	520	40	10	242	12-22	M24	120	32	127.4	202	18	6	20.8	35	9173
BX1174		879	1212	880	800	680	50	10	252	12-33	M30	140	36	148.4	245	22	6	24.8	40	9284
BX1285		1130	1590	1160	1020	900	60	10	355	8-39	M30	180	45	190.4	320	30	8	33.3	45	9396

注：生产厂：秦川机床集团有限公司。

10.4 选用方法

摆线减速器是定转矩设计。同一种机型，其输出轴转矩的许用值为一定值，因此，随着减速比的增大，输入的功率必须减小，才能满足输出轴转矩不超过许用转矩。在选择前，必须首先要了解被动机的以下情况：

- 1) 被动机的载荷特性
- 2) 被动机每天工作时间
- 3) 要求减速器输入的转速
- 4) 要求减速器输出的转速
- 5) 被动机起动的最大转矩，或冲击过载的倍数

6) 被动机要求输入的功率或转矩

(1) 选择步骤

1) 选择合适的工况系数

①查表 35.2-34 分清载荷性质分类

②查表 35.2-33，根据使用时间，确定工况系数

表 35.2-33 工况系数选择表

载荷分类 每天运转时间/h	I	II	III
	稳定	中等冲击	大的冲击
间断运行 3	0.8	1.0	1.35
3~10	1.0	1.2	1.5
24	1.2	1.35	1.6

注：1. 最大瞬时过载或起动载荷不超过 160%。

2. 起动频繁，或冲击力过大，零件需要加强时请与秦川机床集团有限公司联系。

2) 确定减速比： $i = \frac{\text{减速器输入转速}}{\text{减速器输出转速}}$
数值圆整后靠标准速比

3) 根据工况系数，选择电机的功率 P ：

$$P = \frac{\text{输入功率} \times \text{工况系数}}{\text{减速器效率}} \leq \text{选定机型的功率}$$

或：被动机要求输入转矩 \times 工况系数 \leq 选定机型输出轴额定转矩

4) 查阅表 32.2-24~26 型号规格表选定机型号

(2) 选用举例

例 1 使用条件

1) 被动机：胶液泵用减速机

2) 工作时间：每天 24 h 连续运转

3) 要求减速器输入转速 = 1 470 r/min

4) 要求减速器输出转速 88 r/min

5) 瞬时过载 200%

6) 被动机要求输入功率 22 kW

解：

1) 经查表 35.2-34、表 35.2-33，选工况系数为 1.35

2) 减速比 $i = \frac{1470}{88} = 16.70$ 选 $i = 17$

3) 电机功率 $P = \frac{22 \times 1.35}{0.90} = 33$ 选 37 kW

4) 按表 35.2-24，选 BXWD37-9-1/17

$$\begin{aligned} \text{校核：输出转矩} &= 9\,550 \times \frac{37 \times 17 \times 0.90}{1\,470} \text{ N}\cdot\text{m} \\ &= 3\,675 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

瞬时过载转矩：3 675 N·m \times 2 = 7 350 N·m

7 350 N·m \leq 11 760 N·m $9^{\#}$ 机合适

例 2 使用条件

1) 被动机：大型皮带运输机

2) 工作时间：每天 24 h 连续运转

3) 要求减速器输入转速：1 470 r/min

4) 要求减速器输出转速：5 r/min

5) 起动转矩为工作转矩的 1.4 倍

6) 载荷功率：15 kW

解：

1) 根据使用条件 5)，起动转矩（即最大瞬时过载）未超过 160%，根据 35.2-34，选载荷性质为 I，根据使用时间，根据表 35.2-33 选工况系数为 1.2

2) 减速比 $i = \frac{1\,470}{5} = 294$ ，圆整后选 $i = 289$ (17 \times 17 二级减速)

3) 功率选择

$$\begin{aligned} P &= \frac{\text{载荷功率 } 15 \text{ kW} \times 1.2 (\text{工况系数})}{\text{二级减速器效率 } 0.80} \\ &= 22.5 \text{ kW} \end{aligned}$$

4) 根据表 35.2-25 选定

BXWED22-128-1/289 (17 \times 17) 二级减速器

5) 校核：正常输出转矩 =

$$9\,550 \times \frac{22.5 \times 289 \times 0.80}{1\,470} \text{ N}\cdot\text{m} = 33\,795.3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

最大瞬时过载转矩：33 795.3 N·m \times 1.4 = 47 313.4 N·m

小于 12 $^{\#}$ 机输出轴许用转矩 60 000 N·m 合适。

例 3 使用条件

- 1) 被动机：磷酸设备反应釜
搅拌固液混合物
- 2) 工作时间：每天 24 h 连续运转
- 3) 要求减速器输入转速：980 r/min
- 4) 要求减速器输出转速 70 r/min
- 5) 瞬时过载：300%
- 6) 正常运转时输入转矩 2 650 N·m

解：

- 1) 根据表 35.2-34 载荷性质分类为 II
根据表 35.2-33 选工况系数为 1.35

- 2) 减速比 $i = \frac{980}{70} = 14$ ，取 $i = 13.5$

- 3) 根据正常运转输入转矩，计算正常运转功率 P

$$P = \frac{T \cdot n}{9\,550 \times i \times \eta} = \frac{2\,650 \times 980}{9\,550 \times 13.5 \times 90\%} \text{ kW} \\ = 22.38 \text{ kW}$$

- 4) 当工况系数为 1.35 时，电机功率为：
 $22.38 \text{ kW} \times 1.35 = 30.21 \text{ kW}$ 取 37 kW

- 5) 300% 瞬时过载转矩为：
 $9\,550 \times \frac{30.21 \times 13.5 \times 0.90}{980} \text{ N} \cdot \text{m} \times 3 = 10\,730 \text{ N} \cdot \text{m}$
 $< 18\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$

- 6) 所以选用 BXLD37-10-1/13.5 合适。

表 35.2-34 减速器用途和载荷性质分类参考表

用途	载荷分类	用途	载荷分类	用途	载荷分类	用途	载荷分类
压缩机、泵类		搅拌机械		酿造业		纺织工业	
往复式多筒压缩机	II	纯液体	I	去壳机	I	干燥罐	
往复式单筒压缩机	III	液体(密度变化)	II	振动过筛		染色机	
离心泵	I	液体+固体			造纸工业		织布机
往复泵	II	混凝土搅拌机	II	搅拌机	II	梳棉(毛麻)机	II
输送、升降机械		选矿机械		去皮机		扎布机	
升降机(均载)	I	分级机	II	机械剥皮		纺纱机	
升降机(重载)	II	过筛机			卷筒剥皮机	洗布机	
自动升降机	I	回转式砂石过筛机			冲击式碎浆机		
货运升降机	II	矿石破碎机	III	漂白机	I	船舶工业	
乘客升降机	*	球磨机				输送机	牵引机
水门电闸	*			输送机(原木用)	III	起锚机	*
翻斗车	III	印刷机	*	干燥机	II	操舵机	III
起重机械(均载)	II	洗衣机	II	碾光机			
起重机械(重载)	III	机床类		卷纸机	I	制陶业	
起重行车	II	攻丝机	III	钢铁工业		制瓦机	III
输送机(均载)	I	冲床(齿轮传动)			拉板机(主驱动)	III	
板式		橡胶、塑料工业		成型机	水泥机		II
斗式		破胶机	III	剪切机	II	一般制陶机械	
皮带式		混炼机			台式输送机	*	
链式		精炼机	II	拉线机、压延机	II	水处理机械	
螺旋式		压延机				绕线机	

续表 35.2-34

用 途	载荷 分类	用 途	载荷 分类	用 途	载荷 分类	用 途	载荷 分类
输送机 (重载)	Ⅱ	塑料挤出机		制糖业		水处理机械	
板式		薄膜	Ⅰ	碾磨机	Ⅲ	脱水过滤网	Ⅱ
斗式		棒材		石油工业		排沫 (渣) 器	
皮带式		管材	冷风机		搅拌机		
链式		吹塑机	石蜡压滤机	Ⅱ	浓缩机		
往复式		搅拌机	结晶器、冷却器		真空过滤器		
螺旋式		食品工业					
振动式	Ⅲ	碾米机	Ⅰ				
加煤机	Ⅰ	绞肉机	Ⅱ				

注：Ⅰ—稳定载荷；Ⅱ—中等冲击载荷；Ⅲ—大的冲击载荷。

未列入表中的机械和带“※”记号者，请与秦川机床集团有限公司联系

第3章 渐开线谐波齿轮传动及其装置

1 谐波齿轮传动的工作原理及主要特点

1.1 工作原理

谐波齿轮传动由波发生器 H 、柔轮 1 和刚轮 2 三个基本构件组成 (图 35.3-1)。在传动机理上, 谐波齿轮传动是依靠柔轮弹性变形时产生的径向位移和伴随发生的切向位移以实现运动的转换, 因而与一般的啮合传动有本质的区别。谐波齿轮减速器的结构见图 35.3-2。

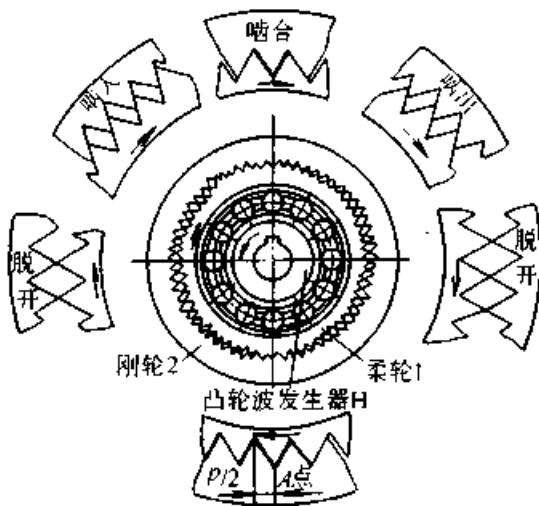


图 35.3-1 谐波齿轮传动的工作原理

图 35.3-1 所示为刚轮固定、凸轮波发生器为输入、柔轮为输出的情况。柔轮的原始形状为圆形, 柔轮与刚轮的齿距相等, 而柔轮的齿数 z_1 比刚轮的齿数 z_2 少 2 个齿。当凸轮波发生器装入柔轮内, 迫使柔轮产生弹性变形时, 除其长轴两端的齿与刚轮齿完全啮合和短轴两端的齿与刚轮齿完全脱开外, 处于波发生器长轴和短轴之间的齿均处于不同的啮入和啮出过渡状态。当波发生器沿图示箭头方向回转时, 随着柔轮变形部位的变化, 通过变形转换, 使齿的啮入、啮合、啮出、脱开这四种状态不断变化, 从而导致柔轮相对刚轮沿波发生器旋转方向的相反方向转动。若把柔轮固定, 而把刚轮作为输出构件, 则刚轮

的旋转方向与波发生器的旋转方向相同。

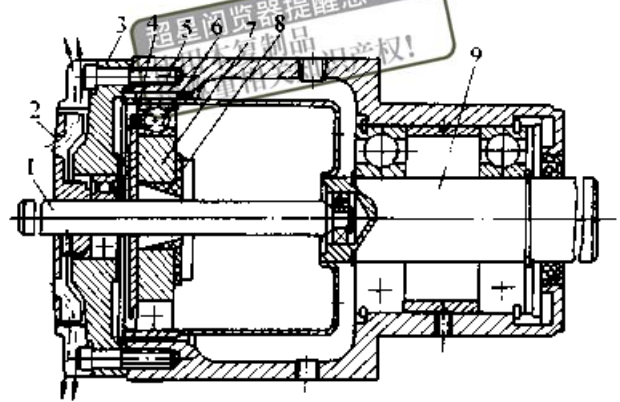


图 35.3-2 谐波齿轮减速器

- 1—输入轴 2—风扇 3—端盖 4—柔轮
- 5—刚轮 6—柔性球轴承 7—凸轮型波发生器
- 8—硫化橡胶垫 9—输出轴

若柔轮齿数 z_1 大于刚轮齿数 z_2 , 波发生器设置于柔轮之外, 则情况与上述波发生器内置的情况相反。本章只介绍波发生器内置的情况。

在传动过程中, 波发生器转一圈, 柔轮上某点变形的循环次数称为波数 U 。理论上, 刚轮和柔轮的齿数差 ($z_2 - z_1$) 可取为波数 U 的整数倍。但为了保证柔轮在其他几何参数不变的条件下获得最大的齿高, 一般均应取为 $z_2 - z_1 = U$ 。故双波传动的齿数差为 2, 三波传动的齿数差为 3, 余类推。考虑到柔轮的疲劳寿命和传动的结构尺寸, 推荐 $U \leq 3$ 。若无特殊需要, 一般均采用双波传动。

1.2 主要特点和应用

与普通齿轮传动相比, 谐波齿轮传动的主要优点是: 传动比大而且范围宽 (单级传动比为 50~500); 同时参与啮合的齿数多, 承载能力大, 体积小, 重量轻; 传动效率较高 (单级效率为 65%~90%); 传动精度高; 回差小, 易于实现零回差传动; 传动平稳, 噪声低; 可实现通过密封壁传递运动, 并在真空条件下具有足够高的工作能力。因而在航天、航空、航海、能源、电子、机床、仪表、交通、常规武器、纺织、冶金、工程机械以及医疗器材等方面得到了广泛的

应用。特别是在高性能控制系统（如机器人、精密天线跟踪系统、自动武器系统等）中，这种传动更显示出它的优越性能。目前，精密谐波齿轮传动的运动精度可达 $10''$ 以下，而动力谐波齿轮传动的输出转矩可达 $80 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 。但对于动力谐波齿轮传动，若结构参数和啮合参数选择不当，会导致发热过大，承载能力降低，因此，动力谐波齿轮传动的最大输出转矩以不超过 $8 \sim 10 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 为宜。

2 谐波齿轮减速器传动简图及传动比计算

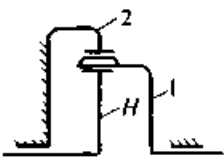
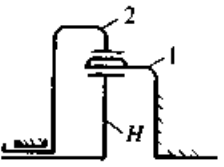
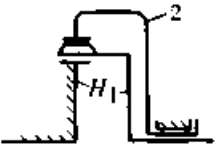
谐波齿轮传动是一种具有柔性齿轮的新型少

齿差传动，其运动学的计算仍可采用 Willis 方法。与一般行星齿轮传动类似，谐波齿轮传动可作成行星型和差动型两种。在工程应用中，一般均采用行星型传动。其三个基本构件中，固定其中一个构件，而另外两个构件中一为输入，一为输出。它们之间的关系可以互易。

2.1 单级谐波齿轮减速器的传动简图及其传动比计算公式

若设柔轮和刚轮的齿数分别为 z_1 和 z_2 ，则单级谐波齿轮减速器的传动简图及其传动比计算公式见表 35.3-1。

表 35.3-1 单级谐波齿轮减速器的传动简图和传动比公式

序号	构件相互关系			传动简图	传动比计算公式 ^①	传动比范围
	输入构件	输出构件	固定构件			
1	波发生器 H	柔轮 1	刚轮 2		$i_{1H}^{(2)} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$	50 ~ 500
2	波发生器 H	刚轮 2	柔轮 1		$i_{1H}^{(1)} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$	50 ~ 500
3	柔轮 1	刚轮 2	波发生器 H		$i_{12}^{(H)} = \frac{z_2}{z_1}$	1.002 ~ 1.02 (微小减速)
	刚轮 2	柔轮 1			$i_{21}^{(H)} = \frac{z_1}{z_2}$	0.98 ~ 0.998 (微小增速)

①计算式中传动比 i 的上角标 () 表示固定构件。

2.2 双级谐波齿轮减速器的传动简图及其传动比计算公式

以上述单级传动为基础，若把两级传动基本构件的位置、相互联接方式以及输入、输出、固定构件的关系作适当的变换，便可得到双级谐波齿轮减速器不同的传动简图。若设双级传动中第

I 级和第 II 级的传动比分别为

$$i_I = -z_{11} / (z_{12} - z_{11})$$

$$i_{II} = -z_{II1} / (z_{II2} - z_{II1})$$

上述式中齿数代号下标中的 I 和 II 表示分属第 I、II 级的柔轮和刚轮齿数。表 35.3-2 给出了几种有应用价值的双级谐波齿轮减速器的运动简图及其传动比计算公式。

3 谐波齿轮减速器主要元件的结构设计

谐波齿轮减速器的柔轮、刚轮和波发生器的

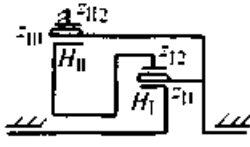
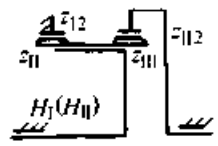
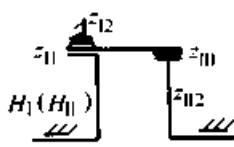
结构设计正确与否，将直接影响谐波齿轮减速器的承载能力、寿命、刚度、传动效率和传动精度。因而合理地进行主要元件的结构设计对提高减速器的工作性能与可靠性具有重要意义。

表 35.3-2 双级谐波齿轮减速器的传动简图及传动比计算公式

序号	构件相互关系			传动简图	传动比计算公式	说明
	输入构件	输出构件	固定构件			
1	I级波发生器	II级刚轮	I、II级柔轮		$i = (1 - i_1) (1 - i_{II})$	两级传动呈径向配置，I级刚轮与II级波发生器联成一体，构成两级串联传动
2	I级波发生器	II级柔轮	I级柔轮和II级刚轮		$i = (1 - i_1) i_{II}$	两级传动呈轴向配置，I级柔轮和II级波发生器联成一体，构成两级串联传动
3	I级波发生器	II级柔轮	I、II级刚轮		$i = i_1 i_{II}$	两级传动呈轴向配置，I级柔轮和II级波发生器联成一体，构成两级串联传动
4	I级波发生器	II级刚轮	I级刚轮和II级柔轮		$i = i_1 (1 - i_{II})$	两级刚轮联为一体，构成复式传动
5	I级波发生器	I、II级刚轮	II级柔轮		$i = 1 - i_1 i_{II}$	I级刚轮和II级柔轮联成一体，构成复式传动
6	I级波发生器	I级刚轮和II级柔轮	II级刚轮		$i = 1 - i_1 (1 - i_{II})$	I级柔轮和II级刚轮联成一体，构成复式传动
7	I级波发生器	I级柔轮和II级刚轮	II级柔轮		$i = 1 - (1 - i_1) i_{II}$	I级柔轮和II级刚轮联成一体，构成复式传动

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权
侵权必究

续表 35.3-2

序号	构件相互关系			传动简图	传动比计算 公式	说明
	输入构件	输出构件	固定构件			
8	I级波发生器	I、II级柔轮	II级刚轮		$i = 1 - (1 - i_1)(1 - i_{II})$	I、II级柔轮联成一体，构成复式传动
9	I级（即II级）波发生器	II级刚轮	I级刚轮		$i = i_1 (1 - i_{II}) / (i_1 + i_{II})$	外复式传动，传动比最大值为 2×10^6
10	I级（即II级）波发生器	II级刚轮	I级刚轮		$i = i_1 (1 - i_{II}) / (i_1 - i_{II} + 2)$	内复式传动，传动比范围为 25 ~ 250

3.1 柔轮的结构设计

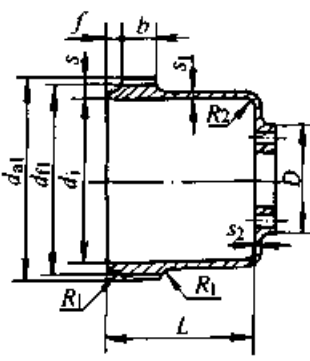
柔轮最基本的结构形式是杯形结构的圆柱形柔轮。其次是具有齿啮式联接的环形柔轮和用于复式传动的具有双排齿圈的环形柔轮。此外，根据使用要求的特殊性，还可采用钟形柔轮或密封结构的柔轮。

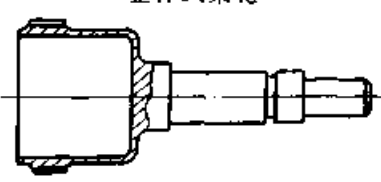
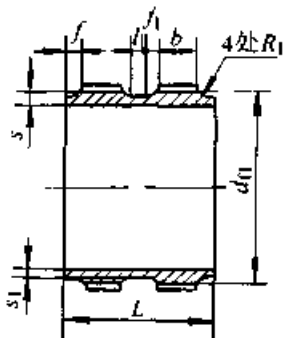
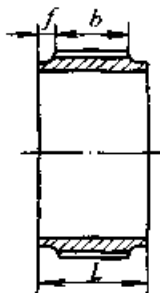
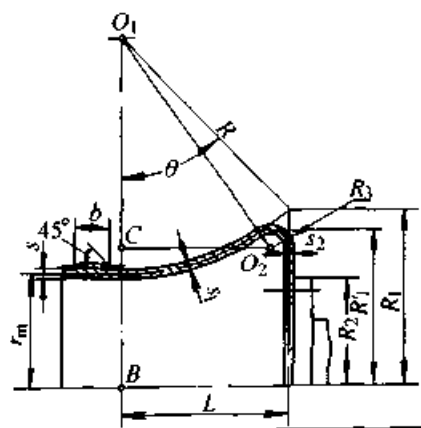
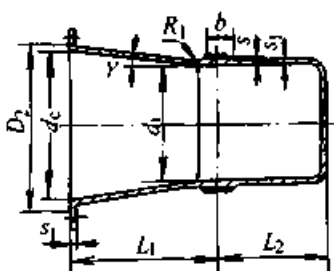
柔轮结构应最大限度地减小或消除径向变形

所引起的齿的轴向偏斜，以保证柔轮齿与刚轮齿有良好的接触状态和降低柔轮简体内的应力。这就需要合理地选择齿圈壁厚、简体壁厚、简体长度和杯形柔轮凸缘的直径等。并保证有足够的寿命和良好的工艺性。

常用柔轮的结构形式及其几何尺寸要素的推荐值见表 35.3-3，设计时，可根据具体情况及经验作适当的修正。

表 35.3-3 柔轮结构型式和几何尺寸要素

序号	结构型式	几何尺寸要素	说明
1	杯形柔轮 	$d_1 = d_{11} - 2s$ $s = (0.01 \sim 0.03) d_1$ (当 $i > 150$ ，或载荷大时，即 $T/d_1^3 > 0.3$ MPa 时取大值) $s_1 = (0.6 \sim 0.9) s$ $s_2 \approx s_1$ $b = (0.1 \sim 0.3) d_1$ $f = (0.15 \sim 0.25) b$ $D \leq (0.5 \sim 0.65) d_1$ $L \geq (0.8 \sim 1.2) d_1$ $R_1 \approx (10 \sim 20) m$ $R_2 \geq (2 \sim 3) s_1$ 其中 d_1 、 d_{a1} 、 m 分别为柔轮分度圆直径、根圆直径和模数	扭转刚性好，传动精度高，承载能力大，效率高。可用螺栓、销、键、花键或过盈配合与轴联接

序号	结构型式	几何尺寸要素	说明
2	<p>整体式柔轮</p> 	柔轮部分尺寸与杯形柔轮相同	结构简单、扭转刚性好，传动精度和效率较高，但工艺性差，材料利用率低。适用于小直径的柔轮
3	<p>具有双排齿圈的环形柔轮</p> 	$L = 2(b + f + f_1) + l_1$ 其中 b 和 f 同序号 1，而 f_1 由结构设计确定 $l_1 \geq \sqrt{r_m^2 - (r_m - b)^2}$ 式中 r_m 和 b 分别为滚刀外圆半径和柔轮全齿高壁厚尺寸及 R_1 同序号 1	<p>结构简单、加工方便，轴向尺寸较小。但与杯形柔轮相比，其传动效率、传动精度有所降低</p> <p>这种结构主要用于复式传动</p>
4	<p>齿啮式联接的环形柔轮</p> 	$L = b + 2f$ $b = (0.3 \sim 0.5) d_1$ 其他几何尺寸要素同序号 1	联接齿圈与工作齿圈的齿数相同，两齿圈可合并为一个。所以除具有序号 3 的优点外，其结构和加工更为简化
5	<p>钟形柔轮</p> 	$R_1 = r_m + R(1 - \cos\theta)$ $L = R \sin\theta$ r_m/R 的最佳值为 $1/3$ ，对应的 $\theta = 31^\circ 18'$ $R_2 = 0.625R_1$ $R_3 = (2 \sim 3) s_1$ $R_1' = (r_m + R + R_3) - \sqrt{(R + R_3)^2 - (L - R_3)^2}$ 式中 r_m 为柔轮中线圆半径，其他几何尺寸要素同序号 1	其结构形状保证齿圈变形时轮齿与柔轮轴线平行，轴向尺寸较小，强度高，寿命长，但加工复杂
6	<p>密封柔轮</p> 	$s = (0.01 \sim 0.03) d_1$ $s_1 = (0.7 \sim 1.0) s$ $d_1 = d_{11} - 2s$ $D_2 \leq 1.3d_{s1}$ L_1 或 $L_2 = (1.0 \sim 1.25) d_1$ $\gamma \approx 5^\circ$ 其中 d_{s1} 为柔轮齿顶圆直径	用于密封式谐波齿轮减速装置

3.2 刚轮的结构设计

谐波齿轮减速器的刚轮在结构上与一般行星齿轮减速器的内齿圈相似。刚轮结构主要有环状(图 35.3-3a)和带凸缘的(图 35.3-3b)两种形式。图 a 为刚轮 1 以适当的过盈量装入箱体 2 内, 扭矩由径向配置的销钉 3 和过盈联接共同承受, 但装拆不便。图 b 为具有与箱体和端盖对中用凸缘的刚轮结构, 装拆方便, 且刚性较好。

设计时, 刚轮齿宽通常比柔轮齿宽大 2~4 mm。刚轮厚度的选取, 应使其在啮合力作用下, 计及箱体影响的刚轮径向变形量不超过轮齿啮入深度的 2%~5% 为宜, 以避免啮合情况变坏。

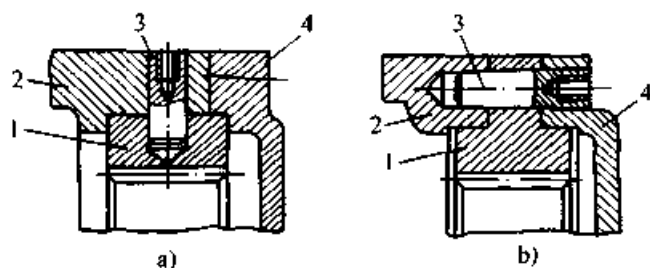


图 35.3-3 刚轮的结构

a) 环状刚轮 b) 带凸缘的刚轮

1—刚轮 2—箱体 3—销钉 4—端盖

3.3 波发生器的结构设计

波发生器是使柔轮产生可控弹性变形波的元件。波发生器的型式及其几何参数, 不仅决定了柔轮原始曲线的形状, 而且它对传动的啮合性能和柔轮强度有重要影响。

按变形波数的不同, 波发生器有单波、双波和三波的三种; 按波发生器对柔轮变形规律控制的性质的不同, 可分为柔轮变形形状不确定的波发生器和柔轮变形形状确定的波发生器。前者只在柔轮的某几点上对柔轮的变形状态实现控制(如滚轮型波发生器), 后者则几乎对柔轮各点的变形状态均实现控制(如圆盘型波发生器和凸轮型波发生器); 按波发生器和柔轮相互作用的原理的不同, 又可分为机械、液压、气动和电磁作用的波发生器等。

通常, 谐波齿轮减速器主要采用机械波发生器。而其他波发生器虽然各有其优点, 但由于结构比较复杂, 仅用于一些有特殊要求、且不宜采用机械波发生器的场合。本章仅介绍两种常用的

机械波发生器, 其他型式的波发生器可参阅文献 [38]。

3.3.1 圆盘型波发生器

采用圆盘波发生器的谐波齿轮传动, 由于柔轮变形后的内周的绝大部分为波发生器圆盘所控制, 因此其同时参与啮合的齿数多, 承载能力高, 且啮合精度较高。图 35.3-4 和图 35.3-5 分别为双圆盘和三圆盘波发生器的结构简图。这类圆盘型波发生器适用于动力传动, 特别是重载传动(例如工程机械)。由于圆盘波发生器的转动惯量比凸轮型波发生器约小两个数量级, 因而宜用于伺服传动中。

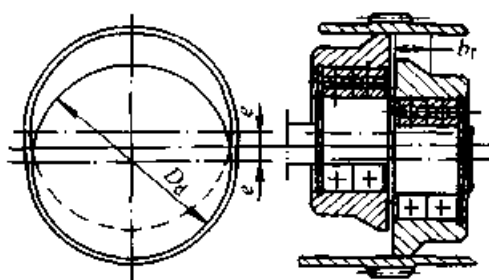


图 35.3-4 双圆盘波发生器结构简图

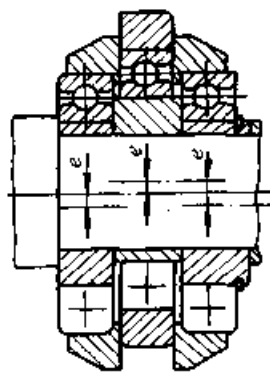


图 35.3-5 三圆盘波发生器结构简图

设计时, 应注意以下几个方面的问题:

1) 采用双圆盘波发生器时, 存在由离心惯性力偶所引起的不平衡效应, 会导致圆盘与柔轮接触不良, 使柔轮壁磨损加剧, 产生振动等; 采用三圆盘或四圆盘结构时, 可以消除上述不平衡力偶效应, 但此时转动惯量有所增大。

2) 为改善柔轮的受力状况和应力状态, 圆盘和柔轮的接触宽度可取为圆盘宽度 b_r 的 $1/3$, 同时也减小了径向力产生的力偶效应。

3) 为防止由于受力不均和高速下离心力所引起的振动及齿顶干涉等影响使用寿命, 因此对圆盘波发生器的偏心距的对称性提出较严格的要求。建议取偏心距 e 的公差为 $\pm F8$, 而柔轮或

中间环的内径公差为 H7。

4) 在确定圆盘波发生器的几何参数时, 应特别注意圆盘半径 R_d 、柔轮与圆盘的贴合角 2β 、偏心距 e 之间存在的确定关系。推荐的计算公式如下:

$$e = K_\beta w_0 \quad (35.3-1)$$

$$R_d = 0.5D_d = r_m - 0.5s + C_{rd} + (1 - K_\beta) m \quad (35.3-2)$$

式中 w_0 —— 柔轮的最大径向变形量 (mm);

r_m —— 未变形柔轮的中线圆半径 (mm);
 s —— 齿圈壁厚 (mm), 见表 35.3-3;
 C_{rd} —— 计及滚动轴承间隙、弹性变形及柔轮或中间环内径偏差等影响而引入的补偿量, 一般可取为滚动轴承的最大径向间隙 (mm);
 m —— 模数 (mm);
 K_β —— 取决于贴合半角 β 的系数 (表 35.3-4)。

表 35.3-4 不同 β 值时的 K_β

$\beta / (^\circ)$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
K_β	5.279	4.768	4.375	4.065	3.816	3.614	3.447	3.308	3.192	3.096	3.015	2.948	2.893

3.3.2 凸轮型波发生器

图 35.3-6 所示为凸轮型波发生器的结构简图, 它由一个按柔轮变形波运动规律而设计的凸轮 1 和套装在凸轮上的一个可在变形状态下工作的柔性滚动轴承 2 所构成。一般情况下, 凸轮可直接装在轴上。有时为使凸轮具有自动调位的能力, 可在与凸轮和轴联接的金属板 3、5 上嵌装或粘贴橡胶片 4 (见图 35.3-6)。这类波发生器可使柔轮和刚轮实现理想的啮合状态, 运转平稳, 精度高, 而且由于柔轮内的应力分布状态改善使承载能力增大, 传动效率亦较高。因而凸轮型波发生器适用于对传动精度要求较高的传动。

标。凸轮廓线可由保证啮合性能的原始曲线确定; 亦可从凸轮廓线的工艺性出发, 以便于加工, 然后以此凸轮廓线确定原始曲线。

常用的凸轮型式及其廓线方程见表 35.3-5。

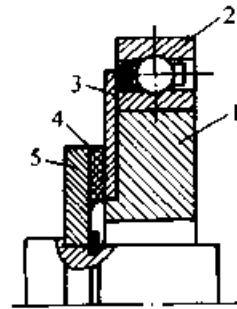


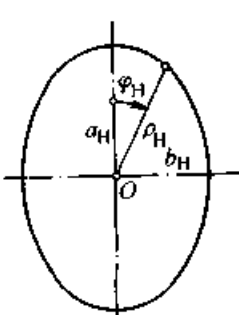
图 35.3-6 凸轮型波发生器结构简图

1—凸轮 2—柔性滚动轴承
 3—金属板 4—橡胶板 5—金属板

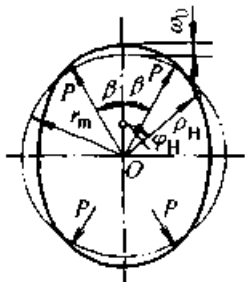
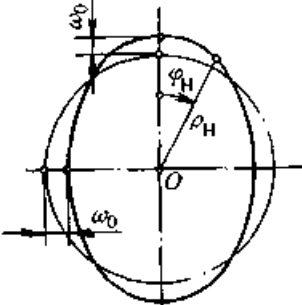
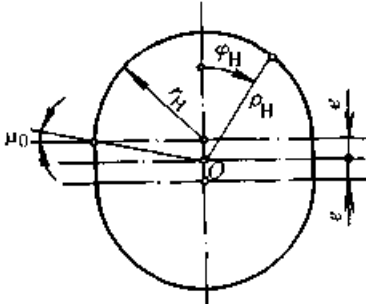
(1) 凸轮廓线

谐波齿轮传动的原始曲线 (见 4.1 节) 是由凸轮轮廓形状决定的, 因而凸轮廓线必须符合所要求的啮合几何关系, 并应保证达到传动质量指

表 35.3-5 常用凸轮型式及其廓线方程

序号	凸轮型式	凸轮廓线方程	说明
1	标准椭圆凸轮 	凸轮长半轴为 $a_H = 0.5(d_B + C_r) + w_0$ 凸轮短半轴为 $b_H = \frac{1}{9} [(6d_B - 7a_H) + 4\sqrt{1.5a_H d_B - 2a_H^2}]$ 其中 C_r 为考虑补偿波发生器径向尺寸链的间隙量, d_B 为柔性滚动轴承的内径 凸轮廓线方程为 $\rho_H = \frac{a_H b_H}{\sqrt{a_H^2 \sin^2 \phi_H + b_H^2 \cos^2 \phi_H}}$	加工简单方便, 为目前最常用的一种凸轮

超星阅读器提醒您：
使用本复制品，请尊重相关知识产权！
续表 35.3-5

序号	凸轮型式	凸轮廓线方程	说明
2	<p>四力作用型圆环变形曲线作为廓线的凸轮</p> 	<p>凸轮廓线方程为</p> $\rho_H = 0.5d_B + Kw$ <p>当 $\alpha_0 = 20^\circ$ 时, $K = 1.0$ 当 $\alpha_0 = 30^\circ$ 时, $K = 0.89$</p> <p>其中 α_0 为基准齿形角</p> <p>柔轮中线上任意点的径向位移 w 为</p> $w = \frac{w_n}{\sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos\beta}{(n^2-1)^2}} \times \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta \cos n\varphi_H}{(n^2-1)^2}$	<p>加工虽较前者复杂,但只要改变 β 角,便可获得所需的凸轮形状。当 $\beta = 20^\circ \sim 30^\circ$ 时,柔轮中的最大应力值可降低到最小</p>
3	<p>余弦凸轮</p> 	<p>凸轮廓线方程为</p> $\rho_H = 0.5d_B + w_n \cos 2\varphi_H$	<p>这种凸轮可使柔轮的最大和最小的径向变形量相等,加工亦较方便</p>
4	<p>双偏心圆弧凸轮</p> 	<p>凸轮廓线方程为</p> <p>当 $0 \leq \varphi_H \leq \frac{\pi}{2} - \mu_0$ 时</p> $\rho_H = e \cos \varphi_H + \sqrt{r_H^2 - e^2 \sin^2 \varphi_H}$ $\mu_0 = \arctan (e/r_H)$ <p>当 $\frac{\pi}{2} - \mu_0 < \varphi_H \leq \frac{\pi}{2}$ 时</p> $\rho_H = r_H / \sin \varphi_H$ <p>其中 $r_H = \frac{\pi d_B - 4e}{2\pi}$ $e = \frac{0.5\pi m (z_2 - z_1)}{\pi - 2}$</p>	<p>这种凸轮加工方便,啮合区较大,但柔轮中的应力较大</p>

设计凸轮型波发生器时,若原始曲线方程 \tilde{C} 已知(参看 4.1.2 节),则凸轮廓线即为原始曲线 \tilde{C} 的内等距曲线,若 \tilde{C} 的方程以式 (35.3-3) 的极坐标形式给出时

$$\rho = \rho(\varphi) \quad (35.3-3)$$

则由图 35.3-7 知,凸轮廓线 \tilde{H} 的极坐标表

达式为

$$\begin{cases} \rho_H = \sqrt{\rho^2 + h_H^2 - 2\rho h_H \cos \mu} \\ \varphi_H = \varphi - \Delta\varphi \\ \Delta\varphi = \arctan \left[\frac{h_H \sin \mu}{\rho - h_H \cos \mu} \right] \end{cases} \quad (35.3-4)$$

式中 ρ_H, φ_H ——廓线 \tilde{H} 的极半径和极角;

ρ 、 φ ——曲线 \tilde{C} 的极半径和极角；
 μ ——曲线 \tilde{C} 上任一点的法线转角， $\mu \approx \arctan(\dot{\rho}/\rho)$ ，而 $\dot{\rho} = d\rho/d\varphi$ ；
 h_H ——法向距离， $h_H = r_m - 0.5d_{B0}$

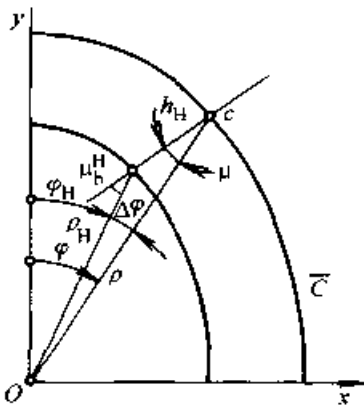


图 35.3-7 曲线 \tilde{C} 和 \tilde{H} 间的几何关系

(2) 柔性滚动轴承

柔性滚动轴承（图 35.3-6）与一般的滚动

轴承的结构基本相同，但其内、外圈的壁厚甚薄，套装在凸轮上后，可随凸轮廓线的形状而产生强制变形。因此，在设计时应注意以下特点：

1) 柔性滚动轴承的内、外圈之一处在反复变形状态下工作，设计时应考虑座圈的接触疲劳强度和弯曲疲劳强度。因此必须合理地选择材料、热处理方法及座圈壁厚；

2) 滚动体中心在保持架径向孔或槽内的运动轨迹呈椭圆形，且椭圆的几何参数随凸轮廓线和最大径向变形量 w_0 的不同而不同，因而必须精确地确定滚动体与保持架间的间隙，以确保滚动体的正确工作状态。间隙的计算方法见[38]；

3) 保持架的结构型式、定心方式及其几何参数对柔性滚动轴承的寿命、可靠性、效率、振动和噪声均有重要影响，设计时应予以充分注意。

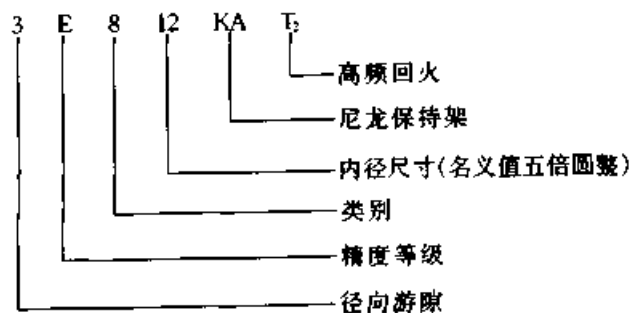
表 35.3-6 为从我国通用谐波齿轮减速器用柔性球轴承的系列标准草案中摘录的常用型号。

表 35.3-6 通用谐波齿轮减速器用柔性球轴承系列标准

型号	外形尺寸/mm			名义值		
	外径 D_B	内径 d_B	宽度 B	最大径向变形量/mm	输入转速 / (r/min)	输出力矩 /N·m
E904KAT ₂	25	18.8	4	0.2	3 000	2
3E905KAT ₂	32	24	5	0.2	3 000	6
3E806KAT ₂	40	30	6	0.3	3 000	16
3E907KAT ₂	50	37	8	0.3	3 000	30
3E809KAT ₂	60	45	9	0.4	3 000	50
3E812KAT ₂	80	60	12	0.5	3 000	120
3E815KAT ₂	100	75	15	0.6	3 000	250
3E818KAT ₂	120	90	18	0.8	3 000	450
3E824KAT ₂	160	120	24	1.0	1 500	1 200
3E830KAT ₂	200	150	30	1.0	1 500	2 000

注：1. 本系列标准草案由原机械工业部、电子工业部联合制定，表中删去了特定的型号。

2. 型号标记示例



在某些场合下,若必须进行柔性滚动轴承设计时,可按[38]中所述的方法进行。对于滚动体为圆柱滚子的柔性滚动轴承的设计,其设计思路和方法与柔性球轴承类同。

应该指出:为减小柔轮母线的偏斜,柔性滚动轴承中截面的安装位置应在离齿圈宽度外侧的 $(2/3)b$ 处;为了保证旋转精度和提高传动效率,柔性滚动轴承内圈与凸轮的配合建议采用j7,而外圈与柔轮或中间环的配合采用H7。

4 谐波齿轮减速器的啮合几何学设计

4.1 原始曲线

研究谐波齿轮传动的几何学时,必须考虑柔轮的弹性变形对两轮轮齿共轭运动的影响。柔轮的变形状态是以位于受载平面内柔轮中线在装入波发生器且不受负载时形成的弹性变形曲线——原始曲线 \tilde{C} 来表征的,它是确定谐波齿轮传动齿形和波发生器几何参数的基本依据。

原始曲线 \tilde{C} 的选择的基本原则是:应尽可能降低柔轮中最大应力的幅值,增加同时啮合的齿数,并使由 \tilde{C} 确定的波发生器凸轮廓线 \tilde{H} 便于加工等。若主要从凸轮廓线的加工方便出发,可以先选择一种便于加工的凸轮廓线,然后由凸轮廓线 \tilde{H} 确定原始曲线 \tilde{C} ;若主要从降低柔轮中最大应力的幅值出发,则可先建立合理的力学模型,并按圆环或圆柱壳体理论求得原始曲线 \tilde{C} ,然后再由 \tilde{C} 求凸轮廓线 \tilde{H} 或圆盘型波发生器的几何参数。

4.1.1 根据凸轮廓线求原始曲线

已知凸轮廓线求原始曲线的方法仅适用于凸轮廓线波发生器的情况,若假定凸轮为刚性且柔轮变形状态不发生畸变,则原始曲线即为凸轮廓线的外等距曲线。

若已知凸轮廓线 \tilde{H} 的方程为

$$\rho_H = \rho_H(\varphi_H)$$

则参照图 35.3.7,可得出原始曲线 \tilde{C} 的方程为

$$\left\{ \begin{aligned} \rho &= \sqrt{\rho_H^2 + h_H^2 + 2\rho_H h_H \cos \mu_H} \\ \varphi &= \varphi_H + \Delta\varphi \\ \Delta\varphi &= \arctan \left[\frac{h_H \sin \mu_H}{\rho_H - h_H \cos \mu_H} \right] \end{aligned} \right.$$

(35.3-5)

式中 μ_H ——曲线 \tilde{H} 上任一点的法线转角, $\mu_H = \arctan(\dot{\rho}_H/\rho_H)$, 而 $\dot{\rho}_H = d\rho_H/d\varphi_H$ 。

4.1.2 四力作用型的原始曲线

按设计要求建立力学模型以确定原始曲线的方法,最常用的计算模型是采用与变形长轴呈 β 角的四力作用下的光滑圆柱壳体模型(图 35.3-8)。按此模型所得出的原始曲线称之为四力作用型原始曲线。其主要特点是,当取不同值的 β 角时,不仅可以得到使柔轮中的最大应力幅值降低到最小的原始曲线,而且基本上可以模拟各种凸轮廓线所形成的原始曲线和圆盘波发生器的原始曲线,适用性很广。

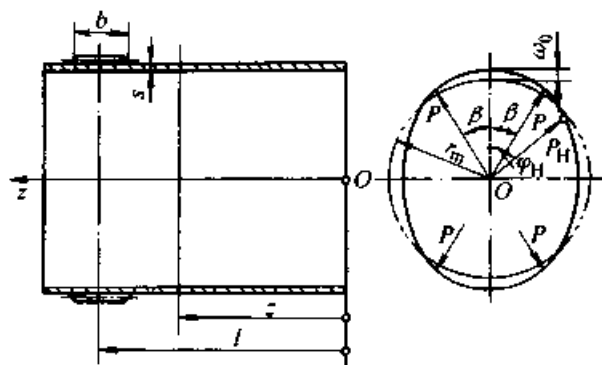


图 35.3-8 四力作用型原始曲线的计算模型

由弹性圆柱壳体的力矩理论,若设柔轮未变形端的转角为 φ ,则在中面不发生应变的假定下,可得出力作用面上柔轮中线上任一点的径向位移 w 、切向位移 v 及法线转角 u 为

$$w = \frac{w_0}{\sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2}} \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos m\beta \cos n\varphi}{(n^2-1)^2} = C_w w_0 \quad (35.3-6)$$

$$v = \frac{w_0}{\sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2}} \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos m\beta \sin n\varphi}{n(n^2-1)^2} = C_v w_0 \quad (35.3-7)$$

$$u \approx \frac{w_0}{r_m \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2}} \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{m \cos n\beta \sin n\varphi}{(n^2-1)^2} = C_u \frac{w_0}{r_m} \quad (35.3-8)$$

柔轮其他各截面上的 w 、 v 、 u 沿柔轮筒体长度呈线性变化, 上述公式中的 C_w 、 C_v 、 C_u 为取决于 β 和 φ 的系数。根据 $\beta \in [0^\circ, 45^\circ]$ 的分析结果表明, 当 $\beta = 20^\circ \sim 30^\circ$ 时, 柔轮中最大应力的

幅值可达到最小。为保证柔轮的强度和有足够的齿数同时参与啮合, 一般取 $\beta = 30^\circ$ 。对于 $\beta = 30^\circ$ 的四力作用型原始曲线的 C_w 、 C_v 、 C_u 值见表 35.3-7。

表 35.3-7 $\beta = 30^\circ$ 时的 C_w 、 C_v 和 C_u 值

$\varphi / (^\circ)$	C_w	C_v	C_u
0	1.000 000	0	0
5	0.988 761	-0.086 940	0.258 342
10	0.954 653	-0.171 907	0.525 469
15	0.896 614	-0.252 862	0.807 405
20	0.813 294	-0.327 659	1.104 192
25	0.703 715	-0.394 043	1.406 858
30	0.568 129	-0.449 722	1.696 307
35	0.408 811	-0.492 507	1.945 946
40	0.230 469	-0.520 517	2.128 071
45	0.039 976	-0.532 376	2.221 862
50	-0.154 503	-0.527 378	2.219 301
55	-0.344 717	-0.505 536	2.126 004
60	-0.523 345	-0.467 552	1.956 611
65	-0.684 479	-0.414 705	1.727 566
70	-0.823 491	-0.348 732	1.451 191
75	-0.936 582	-0.271 733	1.134 280
80	-1.020 400	-0.186 120	0.781 239
85	-1.072 080	-0.094 576	0.399 013
90	-1.089 550	0	0

任意截面上的原始曲线方程可表示为

$$\rho_z = r_m + w_z = r_m + zC_w w_0 / l \quad (35.3-9)$$

若令 $z = l$, 即得力作用面上的原始曲线方程, 其中 l 为力作用面到柔轮未变形端的距离。

4.2 啮合参数选择和几何计算

在谐波齿轮传动中, 由于原始曲线参与共轭运动的影响, 其几何参数的选择远比普通的渐开线齿轮传动复杂。通过长期的理论研究及大量的设计和使用实践, 已形成了一种可靠的渐开线谐波齿轮传动的几何计算方法^[38]可供工程设计使用, 现介绍于后。

4.2.1 啮合参数选择

啮合参数合理选择的基本原则是: 在保证传动不发生啮合干涉的前提下, 能获得最大的啮入深度和啮合区, 且具有合理的齿侧间隙。在齿形选定以后, 影响传动啮合性能的主要参数是基准齿形角、变位系数、径向变形系数和齿廓工作段高度。

(1) 基准齿形角 α_0

渐开线齿形的基准齿形角常用的有 $\alpha_0 = 20^\circ$ 、 $28^\circ 36'$ 和 30° 三种。为防止啮合干涉, 均采用短齿。

对于 $\alpha_0 = 28^\circ 36'$ 和 30° 的大压力角齿形, 虽可在不变位或小变位的情况下, 保证啮合区边界上有足够的齿侧间隙, 但同时参与啮合的齿数减小。对于 $\alpha_0 = 20^\circ$ 的渐开线齿形, 可采用合理变位的方法防止啮合干涉。通过变位, 随着平均压力角 α_m 的增加, 啮入深度和啮合区均随之增大。国内外的设计和应用实践表明, 只要合理地选择变位系数, α_m 可达 25° , 啮入深度可达 $1.6m$, 且有现成的刀具和标准可供使用, 因此 $\alpha_0 = 20^\circ$ 的渐开线齿形具有推广应用价值。

(2) 变位系数 x_1 、 x_2

为增大啮入深度和啮合区, 变位系数应选大些, 但受齿顶变尖的限制。变位系数的选择还与波发生器的几何参数有关。

若柔轮用滚刀加工, 刚轮用插刀加工, 为防止啮合干涉, 且保证有较大的啮入深度和啮合区, 对采用标准柔性滚动轴承的凸轮型波发生器的传动, 柔轮和刚轮的变位系数 x_1 和 x_2 可取为

$$\begin{cases} x_1 = \frac{1}{m} [0.5 (D_B - mz_1) + s + (h_a^* + c^*) m] \\ x_2 = x_1 + (\omega_0^* - 1) \end{cases} \quad (35.3-10)$$

对于其他型式的波发生器或采用非标准柔性滚动轴承的凸轮型波发生器的传动, 则^[39]:

$$x_1 = \frac{1.35 - \omega_0^*}{0.85 z_1^{1/3} - 0.04} \quad (35.3-11)$$

式中 ω_0^* —— 径向变形系数, $\omega_0^* = \omega_0/m$;
 h_a^* 、 c^* —— 齿顶高系数和径向间隙系数, 取
 $h_a^* = 1.0$; $c^* = 0.35$ ($m \leq 1$ mm) 或 0.25 ($m > 1$ mm);
 D_B —— 柔性轴承外径 (mm);
 s —— 柔轮齿圈壁厚 (mm)。

当传动采用齿啮式 (零齿差) 输出时, 输出刚轮的变位系数 x_2 建议取为

$$x_2 = x_1 + (1.0 \sim 1.2) \quad (35.3-12)$$

(3) 径向变形系数 ω_0^*

若其他条件相同, 增大 ω_0^* , 则啮入深度增大, 而变位系数相应可取小些; 但此时啮合区减小, 柔轮中的应力有所增大。一般建议取 $\omega_0^* = 0.8 \sim 1.2$ 。若计及构件柔性的影响, 对动力传动, 亦可推荐取^[39]

$$\omega_0^* = 0.89 + 8 \times 10^{-5} z_1 + 2j_b/m \quad (35.3-13)$$

而

$$j_b/m = Tb / (d_1^2 s_1 Gm) + 4 (i - 60) \times 10^{-4} \quad (35.3-14)$$

式中 j_b —— 啮合区边界处应保证的齿侧间隙, 以补偿承载后由于构件变形而引起的侧隙减小量;

T —— 输出转矩 (N·mm);

G —— 剪切弹性模量 (MPa);

b —— 柔轮齿圈宽度 (mm);

s_1 —— 圆柱柔轮体光滑部分的壁厚 (mm)。

(4) 齿廓工作段高度 h_n

齿廓工作段高度 (即理论上最大啮入深度) h_n 将随 x_1 的增大而增大。对动力传动, 为提高承载能力应尽可能增大 h_n , 但受到过渡曲线和加工条件的限制。一般取 $h_n = (1.4 \sim 1.6) m$, 或按下式计算^[39]

$$h_n/m = 4\omega_0^* - (4.6 - 4\omega_0^*) z_1 \times 10^{-3} - 2.48 \quad (35.3-15)$$

应该指出, 以上啮合参数的选择是相互关联的, 因而应该采用优化的方法最终确定合理的啮合参数, 详见 [40]。

4.2.2 几何计算

啮合参数选定后, 渐开线谐波齿轮传动的几何计算可按如下方法进行。

柔轮:

$$\text{分度圆直径 } d_1 = mz_1 \quad (35.3-16)$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a1} = d_{g1} + 2h_n \quad (35.3-17)$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f1} = m [z_1 + 2(x_1 - h_a^* - c^*)] \quad (35.3-18)$$

式中 d_{g1} —— 柔轮齿渐开线起始圆直径

$$d_{g1} = m \sqrt{(z_1 - 2h_a^* + 2x_1)^2 + 4 \left(\frac{h_a^* - x_1}{\tan \alpha_0} \right)^2} \quad (35.3-19)$$

刚轮:

$$\text{分度圆直径 } d_2 = mz_2 \quad (35.3-20)$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a2} = d_{g2} - 2h_n \quad (35.3-21)$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f2} = 2(a_0 + r_{a0}) \quad (35.3-22)$$

式中 d_{g2} —— 刚轮齿渐开线终止圆直径

$$d_{g2} = 2 \sqrt{[a_0 \sin \alpha_{02} + \sqrt{r_{a0}^2 - r_{b0}^2}] + r_{b2}^2} \quad (35.3-23)$$

其中 α_{02} —— 插刀加工时的切齿啮合角

$$\text{inv} \alpha_{02} = 2 \frac{x_2 - x_0}{z_2 - z_0} \tan \alpha_0 + \text{inv} \alpha_0 \quad (35.3-24)$$

a_0 —— 切齿中心距 (mm),

$$a_0 = 0.5m (z_2 - z_0) \cos \alpha_0 / \cos \alpha_{02} \quad (35.3-25)$$

r_{b2} —— 刚轮基圆半径 (mm);

r_{a0} 、 r_{b0} —— 插刀的顶圆和基圆半径 (mm);

z_0 、 x_0 —— 插刀的齿数和变位系数。

4.3 防止齿廓重叠干涉的条件和侧隙计算

4.3.1 不发生齿廓重叠干涉的条件

为防止柔轮和刚轮啮合过程中发生齿廓重叠干涉, 就必须保证在轮齿工作宽度的每个截面内处于任意啮合位置的两齿廓不相交。实践表明, 齿廓重叠干涉主要发生在柔轮齿顶与刚轮齿廓的

啮合处，因而只需验算柔轮齿顶和刚轮齿廓是否发生干涉即可。

图 35.3-9 为中截面上某一啮合瞬时两齿廓所处的位置。设 $M(X_{a1}, Y_{a1})$ 为固定坐标系 $|OXY|$ 中柔轮齿顶的坐标，以 $r_{M1} = \sqrt{X_{a1}^2 + Y_{a1}^2}$ 为半径作圆弧与相邻刚轮齿廓相交，即得刚轮齿廓上的对应点 $M_2(X_{M2}, Y_{M2})$ 。讨论时，不失普遍性地假定波发生器固定，且 $|OXY|$ 与波发生器固连，原点 O 与波发生器中心相重合，而 X 、 Y 分别与变形短轴和长轴相重合。当柔轮以顺时针向回转时，处于第 I 象限的啮合区内的任一齿对不发生齿廓重叠干涉的条件为

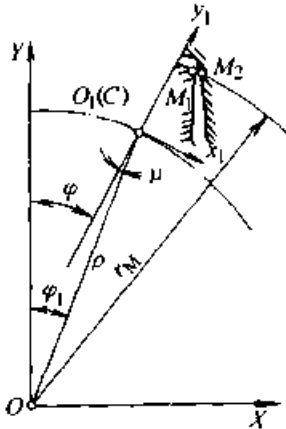


图 35.3-9 任意啮合瞬时齿对所处的工作位置

$$\begin{cases} X_{M2} - X_{a1} \geq 0 \\ Y_{a1} - Y_{M2} \geq 0 \end{cases} \quad (35.3-26)$$

点 M_1 、 M_2 的坐标为

$$\begin{cases} X_{a1} = r_1 \{ \sin [\Psi - (u_{a1} - \theta_1)] + \\ \quad u_{a1} \cos \alpha_0 \cos [\Psi - (u_{a1} - \theta_1 + \alpha_0)] \} + \\ \quad \rho \sin \varphi_1 - r_m \sin \Psi \\ Y_{a1} = r_1 \{ \cos [\Psi - (u_{a1} - \theta_1)] - \\ \quad u_{a1} \cos \alpha_0 \sin [\Psi - (u_{a1} - \theta_1 + \alpha_0)] \} + \\ \quad \rho \cos \varphi_1 - r_m \cos \Psi \\ \Psi = \varphi_1 + \mu \end{cases} \quad (35.3-27)$$

$$\begin{cases} X_{M2} = r_2 \{ \sin [\varphi_2 - (u_{M2} - \theta_2)] + \\ \quad u_{M2} \cos \alpha_0 \cos [\varphi_2 - (u_{M2} - \theta_2 + \alpha_0)] \} \\ Y_{M2} = r_2 \{ \cos [\varphi_2 - (u_{M2} - \theta_2)] - \\ \quad u_{M2} \cos \alpha_0 \sin [\varphi_2 - (u_{M2} - \theta_2 + \alpha_0)] \} \end{cases} \quad (35.3-28)$$

式中 r_1 、 r_2 ——柔轮和刚轮的分度圆半径 (mm);

u_{a1} 、 u_{M2} ——柔轮齿顶和刚轮齿廓上对应点处的渐开线参数方程的参数值，设 α_{a1} 和 $\alpha_{M2} = \arccos (r_2 \cos \alpha_0 / r_{M1})$ 为其相应的压力角，则

$$\begin{cases} u_{a1} = \tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_0 \\ u_{M2} = \tan \alpha_{M2} - \tan \alpha_0 \end{cases} \quad (35.3-29)$$

θ_1 、 θ_2 ——柔轮分度圆齿厚和刚轮分度圆槽宽所对中心角之半，其为

$$\begin{cases} \theta_1 = (\pi/2 + 2x_1 \tan \alpha_0) / z_1 \\ \theta_2 = (\pi/2 + 2x_2 \tan \alpha_0) / z_2 \end{cases} \quad (35.3-30)$$

φ_1 ——柔轮转角， $\varphi_1 = \varphi + (v/r_m)$;

φ_2 ——刚轮转角， $\varphi_2 = \varphi z_1 / z_2$ 。

4.3.2 齿侧间隙计算

(1) 空载状态下的齿侧间隙计算

沿中截面内任意啮合位置的一对轮齿，若满足式 (35.3-26)，则必存在齿侧间隙 (以下简称侧隙)。其圆周侧隙的计算公式为

$$j_c \approx \sqrt{(X_{M2} - X_{a1})^2 + (Y_{a1} - Y_{M2})^2} \quad (35.3-31)$$

只要在啮合弧范围内选取适当的步长，便可求得啮合区内各啮合位置柔轮齿顶和刚轮齿廓间的侧隙。若取 $\varphi \in [0^\circ, 90^\circ]$ ，而 $\varphi_{i+1} = \varphi_i + \Delta\varphi$ ($i = 0, 1, 2, \dots, n$)，其中 φ 之步长 $\Delta\varphi$ 可根据计算需要取为相等或不等的步长，一直计算到轮齿脱离啮合，即 $u_{M2} \leq u_{a2}$ 而止 (u_{a2} 为刚轮齿顶参数， $u_{a2} = \tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_0$)。由于空载时柔轮变形的对称性，因而第 I 象限柔轮右侧齿廓与刚轮左侧齿廓间的侧隙，反映了第 II 象限内柔轮左侧齿廓与刚轮右侧齿廓间的侧隙，即符合镜像原理。

若沿齿宽方向取若干截面，并按 w 、 v 、 u 沿齿宽方向呈线性变化的规律，便可求出各截面内的侧隙分布。图 35.3-10 为 $i = 114$ ， $m = 0.7 \text{ mm}$ ， $\alpha_0 = 20^\circ$ ， $w_0^* = 1.0$ ， $x_1 = 4.5$ ， $x_2 = 4.21$ ， $s = 2.005 \text{ mm}$ 的传动沿前、中、后三个截面内的侧隙分布图。

当计算得出的侧隙不满足设计要求时，可调整参数重行计算，直至满足设计要求为止。

(2) 承载状态下的齿侧间隙计算

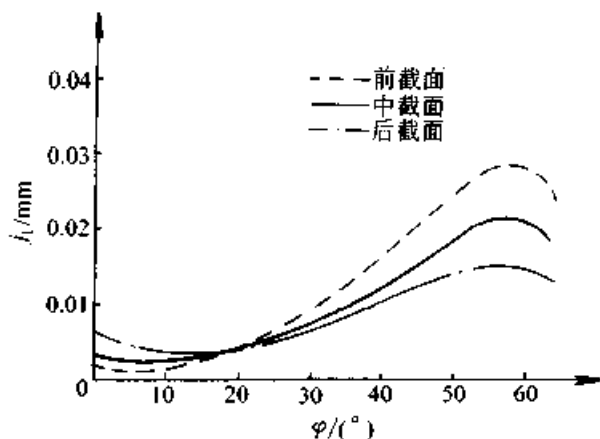


图 35.3-10 侧隙沿啮合位置的变化曲线

承载传动的侧隙计算比较复杂,必须综合考虑构件柔性、间隙、误差以及齿间载荷分布的影响,建立相应的柔轮的离散计算模型,用直接迭代的方法求出柔轮承载时的畸变状态,然后进一步确定啮合区内哪些齿处于接触状态,而哪些齿处于脱啮状态,最终求得同时参与啮合的齿数和相应的侧隙。具体的计算方法可参阅[38]。因此,谐波齿轮传动承载状态的侧隙算法,与前述的方法有很大的区别,仅对大动力的谐波齿轮减速器才有必要这样做。

在一般的工程设计中,承载时的侧隙计算主要为了防止在转矩作用下,由于柔轮体扭转变形引起的侧隙减小而导致柔轮齿进入啮合时的齿顶干涉。因此,只要控制啮合区边界处的侧隙使其大于柔轮扭转变形所引起的侧隙减小量即可。对于啮合区内其他啮合位置可不考虑此种影响。为此,只需保证空载时啮合边界处的侧隙值 j_{tb} 满足如下条件

$$j_{tb} > Tb / (d_1^2 s_1 G) \quad (35.3-32)$$

4.4 保证传动正常工作的条件

为保证传动的正常工作,几何设计时应满足如下条件:

1) 不产生齿廓重叠干涉,即满足式(35.3-26);

2) 不产生过渡曲线干涉,即

$$0.5(d_{g2} - d_{g1}) - w_0 \geq h_n \quad (35.3-33)$$

3) 齿廓工作段高度应受刀具所能加工出的最大齿高的限制,即

$$(0.5z_1 + x_1 + h_a^*)m - 0.5d_{g1} \geq h_n \quad (35.3-34)$$

4) 为保证传动具有一定的承载能力,其最

大啮入深度不应小于模数值,于是

$$0.5(d_{a1} - d_{a2}) + \alpha_0 \geq m \quad (35.3-35)$$

5) 保证传动有一定的径向间隙,即

$$0.5(d_{f2} - d_{a1}) - w_0 \geq 0.2m \quad (35.3-36)$$

6) 保证在波发生器的短轴方向,传动能顺利地脱离啮合,为此应满足

$$0.5(d_{a2} - d_{a1}) > C_{ws} w_0 \quad (35.3-37)$$

式中 C_{ws} ——短轴处(即 $\varphi = 90^\circ$ 时)的径向位移系数 C_w ,随原始曲线的几何参数而异。若为 $\beta = 30^\circ$ 的四力作用型原始曲线, $C_{ws} = 1.09$;

7) 齿顶不变尖

$$\begin{cases} s_{a1} \geq 0.25m \\ s_{a2} \geq 0.25m \end{cases} \quad (35.3-38)$$

式中 s_{a1} 、 s_{a2} ——柔轮和刚轮的齿顶厚。

4.5 啮合几何学设计的步骤

若已知:传动的主要几何参数和结构参数 z_1 、 z_2 、 m 、 α_0 、 s 等;刀具参数 z_0 、 x_0 和传动的使用条件,则在选定波发生器的型式及其几何参数后,双波传动啮合几何学设计的大致步骤为:

1) 按已知参数,根据式(35.3-10)~(35.3-15)初定 x_1 、 x_2 、 w_0^* 和 h_n

2) 计算插齿刀的 r_{a0} 和 r_{f0}

3) 按式(35.3-24)和(35.3-25)分别计算 α_{02} 和 a_0

4) 按式(35.3-19)和(35.3-23)分别计算 d_{g1} 和 d_{g2}

5) 按式(35.3-16)~(35.3-18)和式(35.3-20)~(35.3-22)分别计算柔轮和刚轮的主要几何尺寸

6) 计算柔轮的中线圆半径,其为

$$r_m = 0.5(d_{f1} - s) \quad (35.3-39)$$

7) 按式(35.3-33)~式(35.3-38)校验所确定的几何尺寸是否满足传动正常工作的条件,若不满足,则需调整啮合参数再行计算。

8) 按式(35.3-26)~(35.3-28)验算干涉情况;并按式(35.3-31)计算传动的最小侧隙。由啮合理论的数值分析可知^[38],对于 $w_0^* = 0.9$ 的传动,最小侧隙出现在 $\varphi \in [5^\circ, 15^\circ]$,

故仅需计算 $\varphi = 5^\circ$ 、 10° 、 15° 三点侧隙值, 即可判定最小侧隙; 对于 $w_0^* = 1.0$ 的传动, 最小侧隙在 $\varphi \in [0^\circ, 10^\circ]$, 故只需计算 $\varphi = 0^\circ$ 、 5° 、 10° 三个啮合位置的侧隙; 对 $w_0^* = 1.1$ 的传动的最小侧隙在 $\varphi \in [-5^\circ, 5^\circ]$, 因此计算 $\varphi = -5^\circ$ 、 0° 、 5° 三处的侧隙即可; 对于 $w_0^* = 1.2$ 的传动, 由于最小侧隙在 $\varphi \in [-10^\circ, 0^\circ]$, 故只需计算 $\varphi = -10^\circ$ 、 -5° 、 0° 三处的侧隙。若发生干涉或侧隙不满足使用要求时, 则可适当调整 x_1 、 x_2 和 h_n 值或改变 w_0^* , 再重复上述计算, 直至满足为止。应该指出, 上述的计算应同时满足式 (35.3-32) 的条件。

9) 若最小侧隙计算结果合格, 则按所需计算的 φ 区间, 每隔 5° , 由式 (35.3-31) 计算每个啮合位置的侧隙, 得出侧隙随啮合位置的变化曲线。

上述方法同样也适用齿啮式输出传动的几何学设计。

4.6 谐波齿轮传动啮合几何学设计的简便方法

对于一般用途的谐波齿轮减速器, 若对传动的运动精度和回差的要求不高时, 则其几何参数可按如下方法确定^[41]。

对 $\alpha_0 = 20^\circ$ ($h_a^* = 1.0$, $c^* = 0.25$) 和 $\alpha_0 = 30^\circ$ ($h_a^* = 0.8$, $c^* = 0.2$) 的两种基准齿形, 柔轮和刚轮的变位系数可取为

$$\alpha_0 = 20^\circ \text{ 时} \quad \begin{cases} x_1 = 2.15 + 0.009z_1 \\ x_2 = x_1 - 0.15 \end{cases} \quad (35.3-40)$$

$$\alpha_0 = 30^\circ \text{ 时} \quad x_1 = 0.15, x_2 = 0 \quad (35.3-41)$$

为了防止齿顶变尖和啮入瞬时产生齿顶干涉, 采用减小齿顶高的办法, 从而得出柔轮齿顶圆和齿根圆直径的计算公式为

$$\begin{cases} d_{a1} = d_{f1} + 3.5m \\ d_{f1} = m [z_1 + 2(x_1 - h_a^* - c^*)] \end{cases} \quad (35.3-42)$$

刚轮的齿顶圆和齿根圆直径是根据轮齿最大啮入深度处保证必要的径向间隙以及消除过渡曲线干涉的条件确定的, 其为

$$\alpha_0 = 20^\circ \text{ 时}$$

$$\begin{cases} d_{a2} = d_{f2} + 2.45m \\ d_{f2} \geq d_{a1} + 2.3m \end{cases} \quad (35.3-43)$$

$\alpha = 30^\circ$ 时

$$\begin{cases} d_{a2} = d_{f2} + 2.18m \\ d_{f2} \geq d_{a1} + 2.05m \end{cases} \quad (35.3-44)$$

上述各式中符号的意义同前。实践表明, 这种啮合几何学的计算方法, 对采用各种能保证形成 $2\beta = 60^\circ \sim 70^\circ$ 的四力作用型原始曲线的波发生器 (含凸轮型及圆盘型) 的传动, 均可基本适用。

5 谐波齿轮减速器的工作能力计算

5.1 谐波齿轮传动的工作能力准则

谐波齿轮传动的主要失效形式有: 轮齿工作面磨损, 柔轮疲劳断裂, 过载时的滑移 (又称跳齿) 和波发生器轴承的损坏。由失效形式确定的传动的工作能力准则为, 轮齿工作面的耐磨准则, 柔轮的疲劳强度准则和波发生器轴承的工作能力准则等。由于过载时的滑移计算甚为困难, 一般均通过试验确定, 这里不作讨论。

5.2 主要元件的材料选择

5.2.1 柔轮的材料

由于柔轮在变应力状态下工作, 其疲劳强度在很大程度上决定了传动工作能力, 因此柔轮材料应具有高的机械强度、高的弹性和足够的冲击韧性。各类高性能合金钢是制造柔轮的理想材料。常用的金属材料及热处理方法见表 35.3-8。

对重载且传动比较小的传动, 可推荐采用对应力集中敏感性小的高韧性结构钢, 如 38CrMoAlA, 40CrNiMoA 等。而中载和轻载传动的柔轮, 可采用 30CrMnSiA, 35CrMnSiA, 60Si2Mn, 40Cr 等。目前我国通用谐波齿轮减速器的柔轮材料主要采用 35CrMnSiA。不锈钢 Cr18Ni10T 具有很好的塑性, 便于旋压, 但价格贵, 常用于制造密封柔轮。

常用的热处理方法主要为调质。为提高齿面的耐磨性, 可在柔轮精加工后进行渗氮处理或离子渗氮处理。

对于载荷很小的传动, 亦可采用工程塑料,

表 35.3-8 金属柔轮材料及热处理规范

超星浏览器提醒
使用本复制品
请尊重知识产权!

材料牌号	热处理方法	热处理规范	力学性能		硬 度	
			σ_b /MPa	σ_{-1} /MPa		
30CrMnSiA	调质	880℃油中淬火 + 540℃油中回火	850	380	300~350HBS	
		890~910℃油中淬火 + 540℃油中回火	1 100	420		
	等温淬火	880~890℃用硝酸钾等温淬火 + 加热到 370℃空气冷却	1090	450		
	调质 + 喷丸冷作硬化	调质 + 喷丸冷作硬化	1 100	480~500		28~32HRC
	调质 + 渗氮	调质 + 渗氮	1 100	600~650		50~54HRC 心部 280~320HBS
35CrMnSiA	调质	880℃油中淬火 + 540℃油或水中回火	880	380	300~350HBS	
	等温淬火	880℃用硝酸钾等温淬火 + 加热到 280~310℃空气冷却	1 300	450		
60Si2Mn	调质	870℃油中淬火 + 460℃空气中回火	1 400	500		
50CrMn	调质	840℃油中淬火 + 490℃空气中回火	1 100	610		
40CrNiMoA	调质	850℃油中淬火 + 600℃空气中回火	950	530		
40Cr	调质	850℃油中淬火 + 550℃油中回火	900	400	240~280HBS	
38CrMoAlA	调质	940℃油中淬火 + 640℃油中回火	1 000	400~490	65~70HRC 心部 320HBS	
	调质 + 渗氮	调质 + 渗氮	1000	620~630		
Cr18Ni10T	按供应状况		600	280		

例如尼龙、聚砜、聚酰亚胺和聚甲醛等。

5.2.2 中间环的材料

对采用圆盘型或滚轮型波发生器的传动，当

波发生器的转速较高或重载时，为改善柔轮中的应力状态和提高内壁的耐磨性，可在柔轮齿圈相对应的内壁处压装一高硬度（50~60HRC）、厚

度为 $1.5s_1$ 的中间环。中间环的材料通常为 55Si2Mn, 60Si2Mn 或 50CrMn 等。

5.2.3 刚轮的材料

刚轮的工作情况与普通齿轮相同, 可采用优质碳素钢或普通合金钢作为刚轮的材料, 常用的为 40、50、60 钢、40Cr 等。

5.2.4 波发生器圆盘和凸轮的材料

波发生器圆盘的材料通常采用 40、50、60 钢等, 要求表面硬度达 50—54HRC, 而凸轮的材料无特殊要求, 常用的材料为 45 钢, 并经调质处理。

5.3 轮齿工作面的耐磨计算

由于采用渐开线齿形的谐波齿轮传动的两工作齿面的啮合并非共轭, 其接触状态比较复杂, 难以准确地进行分析。但考虑到柔轮和刚轮的齿数较多, 其齿廓曲线的曲率半径之差不超过 0.3%—1.4%, 因此可近似地看作面接触。于是, 轮齿工作面的磨损可由齿面比压来加以控制。

如本章第 1 节所述, 由于在理论啮合区内, 传动的轮齿分别处于啮入、啮合、啮出和脱啮的不同工作状态, 且啮入深度也不相同, 为分析方便, 把啮合区内的齿折合成沿齿廓工作段全啮合的工作齿数后, 便可得出齿面耐磨计算的公式为

$$p = \frac{8000KT}{\epsilon\phi_d d_1^2 h_n z_1} \leq p_p \quad (35.3-45)$$

式中 p ——轮齿工作表面的比压, MPa;

ϵ ——啮合齿数占总齿数的百分比, 一般可取 $\epsilon = 0.3 \sim 0.5$;

h_n ——齿廓工作段高 (mm), 近似取 $h_n = C_h m$, 而 $C_h = 1.4 \sim 1.6$;

ϕ_d ——齿宽系数, $\phi_d = b/d_1$, 而 $\phi_d = 0.1 \sim 0.3$;

K ——载荷系数, 轻载时, $K = 1.0$; 工作有冲击和振动时, $K = 1.3 \sim 1.75$

p_p ——许用比压, 对钢制柔轮、且润滑条件良好, 根据不同的热处理条件, 取 $p_p = 30 \sim 80$ MPa。

在初步设计时, 齿面耐磨条件常用来大致确定传动的模数 (mm)。即

$$m \geq \frac{20}{z_1} \sqrt{\frac{KT}{\epsilon\phi_d C_h p_p}} \quad (35.3-46)$$

5.4 柔轮的疲劳强度计算

影响柔轮中应力状态的因素很多, 如柔轮联接端的边界效应、实际参与啮合的齿对数、齿间载荷的分布规律、柔轮形状畸变、齿根应力集中、轮齿引起的柔轮弯曲刚度的不均匀、波发生器类型和载荷特性等。因此要对柔轮的应力场进行精确分析和计算是困难的。从工程设计角度出发, 常采用把柔轮简化为一等厚度圆柱壳体的方法计算其应力, 再引入一系列系数计及上述诸多因素的影响, 最后对柔轮进行疲劳强度校核。

根据圆柱壳体理论, 在与变形长轴呈 β 角的四力作用下, 柔轮体中的轴向应力 σ_{zc} (MPa)、周向应力 $\sigma_{\varphi c}$ (MPa) 和切应力 $\tau_{z\varphi c}$ (MPa) 的计算公式如下:

$$\sigma_{zc} = K_n K_M K_d C_o \frac{\mu w_0 E s}{r_m^2} \quad (35.3-47)$$

$$\sigma_{\varphi c} = K_n K_M K_d C_o \frac{w_0 E s}{r_m^2} \quad (35.3-48)$$

$$\tau_{z\varphi c} = K_n K_M K_d C_o \frac{w_0 E s}{r_m t} \quad (35.3-49)$$

柔轮中由扭转产生的切应力 τ_{Tc} (MPa) 为

$$\tau_{Tc} = K_u K_d \frac{T}{2\pi r_m^2 s} \quad (35.3-50)$$

式中 E ——材料的弹性模量 (MPa);

μ ——泊松比, 取 $\mu = 0.3$;

C_o 、 C_r ——正应力和切应力系数, 其表达式见 [38]。根据常用的 β 值, 其值为

$\beta = 20^\circ$ 时, $C_o = 1.547$, $C_r = 0.435$;

$\beta = 25^\circ$ 时, $C_o = 1.510$, $C_r = 0.506$;

$\beta = 30^\circ$ 时, $C_o = 1.592$, $C_r = 0.565$;

K_n ——考虑轮齿对柔轮中应力的影响系数。令 $s^* = s/m$, 则

$$K_n = 1 + 1/s^*$$

K_M ——考虑载荷特性和波发生器刚度对柔轮畸变影响而引起的柔轮应力增大系数, $K_M = 1 + \xi T/T_n$, 式中, T 和 T_n 分别为输出力矩的实际值和名义值。 ξ 为与波发生器类型有关的系数, 当采用圆盘

型或凸轮波发生器时, 取 $\xi = 0.5$;

K_d ——动载系数, 一般取 $K_d = 1.1 \sim 1.4$ 。当制造精度较低, 波发生器转速较高时, 取偏大值。若波发生器转速低于 1000 r/min , 齿轮制造精度为 7 级时, 取 $K_d = 1.0$;

K_σ ——考虑截面上切应力分布不均匀的系数, 一般可取 $K_\sigma = 1.3 \sim 1.8$ 。

由于柔轮的微元体处于平面应力状态, 即沿柔轮母线方向和圆周方向的正应力及由变形和扭转所产生的切应力, 因此可把柔轮的疲劳强度计算用校核双向稳定变应力状态下的安全系数的方法处理。考虑到 σ_{zc} 较小, 可用一系数 $\gamma_s = 0.7$ 以计及其影响。

由分析可知, 正应力基本上呈对称变化, 切应力呈脉动变化。若以 σ_a 、 σ_m 、 τ_a 、 τ_m 分别表示正应力和切应力的应力幅和平均应力, 则

$$\begin{cases} \sigma_a = \sigma_{zc}, & \sigma_m = 0 \\ \tau_a = \tau_m = 0.5 (\tau_{zpc} + \tau_{Tc}) \end{cases} \quad (35.3-51)$$

于是安全系数的计算公式为

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + \gamma_s S_\tau^2}} \geq 1.5 \quad (35.3-52)$$

其中

$$\begin{cases} S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a} \\ S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + 0.2 \tau_m} \end{cases} \quad (35.3-53)$$

式中 S_σ 、 S_τ ——仅有正应力和切应力作用时的安全系数;

σ_{-1} 、 τ_{-1} ——材料在对称循环下的弯曲和剪切疲劳极限 (MPa)。可查表或近似取 $\sigma_{-1} \approx (0.4 \sim 0.5) \sigma_b$, $\tau_{-1} \approx (0.2 \sim 0.3) \sigma_b$;

K_σ ——正应力时的有效应力集中系数, 对于 $0.8 < s^* < 10$ 时, 其值为

$$K_\sigma = (1.6s^* + 0.8) / (1 + s^*)$$

K_τ ——切应力时的有效应力集中系数, 可取 $K_\tau \approx (0.7 \sim 0.8)$

K_σ 。

5.5 波发生器轴承的工作能力计算

5.5.1 波发生器上载荷的确定

保证波发生器轴承的预期寿命是谐波齿轮减速器的工作能力准则之一。为了计算波发生器轴承的寿命, 首先必须确定作用在轴承上的载荷。此载荷的大小不仅与柔轮的变形力有关, 而且主要与啮合力有关。啮合力并不全部传到波发生器上, 它的一部分为柔轮体承受。由于传递到轴承上的变形力仅为轴承所承载荷的 10%, 故作用在波发生器轴承上的径向载荷为

$$F_r = 1.08 k_r \frac{2T}{Ud_1 \cos \alpha_0} \quad (35.3-54)$$

对于 $\alpha_0 = 20^\circ$ 的双波传动, 上式可表示为

$$F_r = 1.15 k_r T / d_1 \quad (35.3-55)$$

上式中的 k_r 为由柔轮至波发生器的传力系数, 它与波发生器类型及其几何参数、轴承的类型和尺寸、中间环的厚度、联轴方式、传递力矩的大小等有关。可见, k_r 的值主要取决于波发生器—柔轮系统的径向刚度。根据试验和计算分析^[44], 对不同类型的波发生器, k_r 的取值如下:

对于圆盘型波发生器, 当每个圆盘支承在两个深沟球轴承上时, $k_r = 0.35$; 若支承在两个圆柱滚子轴承上时, $k_r = 0.3$ 。

对于凸轮型波发生器, $k_r = 0.35$ 。

由于柔轮变形时母线偏斜所引起的附加轴向力很小, 约为径向载荷的 10% ~ 15%, 因此计算时可以忽略。

5.5.2 圆盘型波发生器轴承的寿命计算

由于圆盘型波发生器采用一般的滚动轴承, 因而可用通常计算滚动轴承寿命的方法计算。此时, 当量载荷为

$$P = Vf_p f_t F_r \quad (35.3-56)$$

式中 V ——座圈转动系数, 对于波发生器轴承由于外圈转动, 故取 $V = 1.2$;

f_p ——载荷系数, 一般可由滚动轴承手册查取, 对于圆盘波发生器, 因每个圆盘装有两个滚动轴承, 由试验可知, 载荷大部分由靠近中间平面的轴承承受, 可推荐取 $f_p = 1.3 \sim 1.5$;

f_t ——温度系数, 可由滚动轴承手册查

取, 当工作温度不超过 100℃ 时,

取 $f_t = 1.0$ 。

对于双波传动, 轴承寿命的计算公式为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{Cd_1}{1.15Vk_r f_p f_i T} \right)^\epsilon \quad (35.3-57)$$

式中 L_h ——轴承寿命 (h);

n ——轴承转速 (r/min);

C ——额定动载荷 (N);

ϵ ——指数, 对球轴承 $\epsilon = 3$; 滚子轴承为 $\epsilon = 10/3$ 。

5.5.3 柔性球轴承的工作能力计算

凸轮型波发生器常用的柔性球轴承, 其钢球直径与座圈滚道曲率半径间的几何关系与普通滚动轴承类同。因此利用普通滚动轴承的额定动载荷计算公式, 取球数为 23, 再根据柔性球轴承试验确定的有关的系数, 参照式 (35.3-57), 便得出以柔性球轴承所能传递的转矩 T (N·m) 来表示的工作能力计算公式, 即

对 $d_1 \leq 280$ mm 时

$$T = 0.178 \frac{d_1^{2.8}}{\sqrt[3]{L_h n}} \quad (35.3-58)$$

对 $d_1 > 280$ mm 时

$$T = 1.70 \frac{d_1^{2.4}}{\sqrt[3]{L_h n}} \quad (35.3-59)$$

按计算得出的转矩 T 的值, 即可选择所需的柔性球轴承的型号。

6 谐波齿轮减速器的效率、润滑和散热计算

6.1 减速器的效率

研究表明, 影响谐波齿轮减速器效率的因素较多, 很难精确计算, 一般用简化方法估算, 已可满足工程设计要求。

6.1.1 单级谐波齿轮减速器的效率计算

1) 对柔轮固定的谐波齿轮减速器, 其效率 η 的计算公式为

$$\eta = \frac{1}{1 + i_{H1}^{(1)} [X + (\mu d_1 F_e / T)]} \quad (35.3-60)$$

式中 μ ——当量滚动摩擦系数, $\mu = 0.0015 \sim 0.003$;

X ——系数, 可按式 (35.3-61) 计算

$$X = \frac{f h_n}{R_m \cos \alpha_m (1 - f \tan \alpha_m)} + \frac{\mu d_1 (f + \tan \alpha_m)}{2 R_m (1 - f \tan \alpha_m)} \quad (35.3-61)$$

其中 f ——滑动摩擦系数, 一般取 $f = 0.05 \sim$

0.1 ; R_m ——刚轮平均齿高处的圆半径;

α_m —— R_m 处的压力角;

F_e ——变形力, 对杯形柔轮的近似计算公式为

$$F_e = E \epsilon w_0 (J_1 + J_2) / (0.75 r_m^2) \quad (35.3-62)$$

其中 J_1 ——齿圈段截面的惯性矩, $J_1 \approx b s_0^3 / 12$, 而 $s_0 = (1.06 \sim 1.08) s$;

J_2 ——筒体光滑段截面的惯性矩, $J_2 = l_c s_1^3 / 12$, 而筒体计算长度 $l_c = l / 3$ 。

2) 对刚轮固定的谐波齿轮减速器, 其效率 η 的计算公式为

$$\eta = \frac{1 - X}{1 + |i_{H1}^{(2)}| [X + (\mu d_1 F_e / T)]} \quad (35.3-63)$$

式中的 X 的计算公式同式 (35.3-61), 其他符号意义同前。

3) 对齿啮式输出的谐波齿轮减速器, 在效率计算时, 应考虑输出端啮合损失的影响, 故其效率 η 的计算公式为

$$\eta = \frac{1 + X_1}{1 + |i_{H1}^{(2)}| [X_1 + X_{II} + (\mu d_1 F_e / T)]} \quad (35.3-64)$$

其中, X_1 和 X_{II} 分别代表工作齿圈和输出齿圈, 仍按式 (35.3-61) 计算, 只需代入相应的参数即可。显然 $f_1 = f_{II} = f$, 且 μd_1 值也相同。当用式 (35.3-62) 计算 F_e 时, 由于柔轮不存在光滑筒体部分, 故取 $J_2 = 0$ 。

6.1.2 复式谐波齿轮减速器的效率

这里仅介绍最常用的两排齿数均相差 2、刚轮输出的复式谐波齿轮减速器的效率计算公式, 即

$$\eta = \frac{1 - X_1}{1 + |i| [X_1 + X_{II} + (\mu d_1 F_e / T)]} \quad (35.3-65)$$

式中的 X_1 、 X_{II} 、 F_e 的计算方法与齿啮式输出

的传动类似。由于复式谐波齿轮减速器一般均具有自锁能力, 传动效率一般不超过 10%, 且传动比越大, 其效率越低。

6.2 减速器的散热计算

谐波齿轮减速器散热计算时的热平衡方程为

$$1000(1-\eta)P = K(t_h - t_0)A \quad (35.3-66)$$

式中 P ——输入功率 (kW);

K ——散热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$], 当通风不良时, $K = 8 \sim 12$; 当具有强烈通风时, $K = 14 \sim 18$; 当用风扇冷却时, $K = 21 \sim 30$;

t_h ——减速器壳体的温度 ($^{\circ}C$), 对通用减速器, 一般取 $t_h = 70 \sim 80^{\circ}C$;

t_0 ——环境温度 ($^{\circ}C$);

A ——散热面积 (m^2), 它是指箱体内部有油流过或能飞溅到的, 且箱体外部又有空气自由冷却的面积。当箱体上有散热片时, 则仅计入散热片面积的 50%。

由式 (35.3-66), 即可求得受发热条件限制的减速器所能传递的许用转矩为

$$T_h = \frac{9.55K(t_h - t_0)A\eta}{(1-\eta)n_1} \quad (35.3-67)$$

式中 n_1 ——输入轴的转速 (r/min)。

6.3 减速器的润滑

对于通用谐波齿轮减速器推荐采用 46 号全损耗系统用油或 50 号工业齿轮油。润滑油可促使减速器冷却, 冲刷掉磨粒使之沉淀于减速器底部。此时最好采用磁性放油塞, 这样就无需拆开减速器去清洗零件。

减速器轴呈水平配置时, 油面必须达到波发生器柔性球轴承下部的球中心。油面过高会增加搅油损失, 使传动效率下降和传动过热。

必要时, 也可采用润滑脂润滑。在装配减速器时, 主要给波发生器轴承和啮合部位涂油脂, 或在使用过程中利用注油嘴、油枪等供油。在名义负载下长期工作时, 波发生器的最大转速限制值 n_{Hmax} (r/min) 可近似按下式计算

$$n_{Hmax} \leq 14 \times 10^4 / d_1$$

其中柔轮分度圆直径 d_1 的单位是 mm。推荐每

工作 1000 h 后更换润滑脂。在确定更换润滑脂期限时, 主要应考虑波发生器转速的高低和传动负载的大小。

当减速器轴呈垂直配置时, 可采用润滑油或润滑脂润滑。当用润滑油润滑时, 若波发生器的转速 $n_H > 900$ r/min, 在减速器内应安装供油锥, 如图 35.3-11 所示。在离心力作用下, 油将沿供油锥内表面上升, 然后通过波发生器上的孔 1 和凸轮与轴间的缝隙 2, 向轴承和啮合部位供油。供油锥的锥角大小取决于波发生器转速的大小。当 $n_H \leq 900$ r/min 时, 允许减速器充满润滑油。

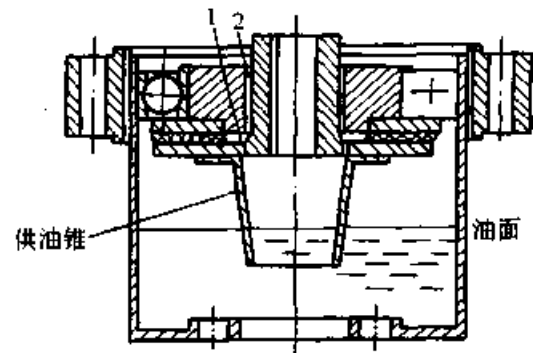


图 35.3-11 供油锥甩油润滑

1—波发生器金属板上的小孔

2—凸轮与轴间的缝隙

为适应谐波齿轮减速器润滑需要, 我国已研制出谐波齿轮减速器的专用润滑油 (如 32HDL 和 46HDL 谐波传动润滑油、32HDL·L 和 46HDL·L 低温谐波传动润滑油以及适用于 $-50 \sim +100^{\circ}C$ 的 4109 合成油) 以及谐波传动半流体润滑脂 HDL-LO 等可供选用。

7 谐波齿轮减速器的制造和装配

7.1 主要零件的加工特点

对柔轮和中间环进行机加工和热处理时, 必须有专用工装, 并制订合理的工艺流程。在加工柔轮和中间环的外圆柱表面时, 为保证加工时具有足够的径向刚度, 应采用专门的刚性心轴或可胀紧的弹性心轴, 以避免在精车或磨削后产生不允许的壁厚不均匀性和圆度误差。柔轮内、外圆柱表面的粗糙度要求达到 Ra 为 $0.8 \sim 3.2 \mu m$, 并用磁力探测有无裂纹。

柔轮一般均用滚刀切齿。切齿时仍需采用加

工柔轮毛坯时的心轴。此外，由于谐波齿轮传动基本上为小模数齿轮，当齿圈宽度小于 50 mm 和大量生产时，也可采用冷滚压方法。这时齿轮精度相当于 7 级，而齿面的粗糙度 R_a 为 $0.63 \mu\text{m}$ 。

刚轮、波发生器的圆盘或凸轮的热处理和机加工，与加工重要用途的普通零件相同。为了插制为数众多的小模数刚轮，就要求插齿刀具有更高的耐磨性，以保证高的切削精度和生产率。

波发生器圆盘应成套地进行热处理和机加工，以最大限度地减小硬度、尺寸、形状与规定要求之间的偏差。

波发生器凸轮根据凸轮曲线形状的不同及相应的精度要求，可采用车削或铣削加工，或在仿形铣床及数控机床上加工。国外也有在插齿机上用专用插刀进行加工的^[45]。

刚轮、波发生器圆盘及直径小于 500 mm 的柔轮和中间环的内、外圆柱表面的实际尺寸、形状和位置偏差可用千分表、千分卡规和刻度值小于 0.01 mm 的内径规按普通的方法检验。此时，测量误差不应大于尺寸公差 的 20% ~ 25%。对于直径超过 500 mm 的柔轮，则宜采用带球形触头、刻度值小于 0.01 mm 的特殊千分尺。测量工具应该用平行块规进行校正。波发生器凸轮则用样板检验。

柔轮齿圈的制造精度一般为 7 级，刚轮齿圈为 7~8 级，仍可用通常检验小模数齿轮的方法进行。波发生器圆盘外圆柱表面的精度一般取 7~8 级，凸轮外表面的精度为 6~7 级。主要零件的形位公差及表面粗糙度可参阅[45]中的推荐值，供设计时参考。图 35.3-12 为柔轮工作图上尺寸精度和表面粗糙度的示例。

7.2 减速器的装配特点

对于采用凸轮型波发生器的中小型谐波齿轮减速器，应先在柔性滚动轴承内表面涂以润滑脂，用合适的工装使其变形后，装入波发生器凸轮；然后在轴对称方向上轻压柔轮，使柔轮产生变形，再把波发生器的组件装入；最后把柔轮和波发生器构成的组件一起装入箱体内，使其与已装在箱体内部的刚轮啮合。若减速器采用油脂润滑，则必须用溶剂把油脂清洗干净。

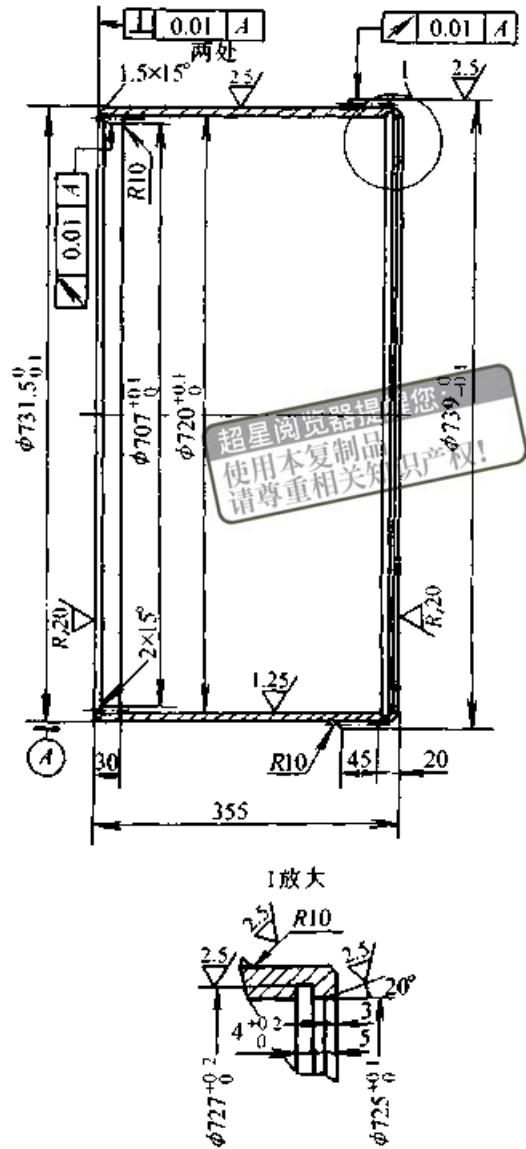


图 35.3-12 柔轮工作图上尺寸精度和表面粗糙度的示例

对于采用圆盘型波发生器的减速器，则应先把中间环涂以润滑脂后装入柔轮内，然后再按上述相同的程序进行装配。

大型谐波齿轮减速器一般采用圆盘型波发生器，因此先把装有中间环的柔轮装入箱体内；然后在箱体壁和柔轮齿圈之间的直径方向上相对的两处同时打入具有铜制或铝制衬垫的楔子，使柔轮逐渐变形至所需的形状，并用样板检验；把波发生器安装在柔轮中，再把具有衬垫的楔子拔出，使柔轮与波发生器圆盘完全贴合；接着把刚轮装入并固定。

拆卸的程序与安装时相反。但拆卸时，必须保证刚轮轮齿无偏斜地与柔轮齿脱开，以消除它们的变形或齿面擦伤。

8 谐波齿轮减速器的系列标准、产品和选用要点

谐波齿轮减速器的系列化和标准化的工作受到许多国家的重视。自20世纪60年代初美国的USM公司完成了第一个通用谐波齿轮减速器的系列化工作以来,日本、前苏联于70年代相继完成了通用谐波齿轮减速器的系列化和标准化工作。1985年我国原电子工业部颁布了单级谐波齿轮减速器的标准。在此基础上,我国于1993年又颁布了谐波传动减速器的国家标准。本章主要介绍我国谐波齿轮减速器的标准。

8.1 我国通用谐波齿轮减速器的标准

我国于1985年颁布了“单级谐波齿轮减速器”标准(SJ2604—1985),共有10种机型,为XBD标准系列,采用杯型柔轮结构、卧式。在此基础上,于1993年颁布了“谐波传动减速器”

国家标准(GB/T 14118—1993)。该标准共有12种机型、60种传动比规格,为XB标准系列。结构型式为单级卧式双轴伸型,分大小两种机型。小机型的柔轮和输出轴为整体式(图35.3-13a),大机型的柔轮和输出轴为组装式(图35.3-13b),其中20~50号为小机型,60~320号为大机型。传动精度分为A、B、C、D四个等级,所对应的空程和传动误差为A级 $\leq 1'$ 、B级 $\leq 3'$ 、C级 $\leq 6'$ 、D级 $\leq 9'$ 。谐波齿轮减速器的主要性能见表35.3-9。表中仅摘录了标准中常用的部分,其余部分详见GB/T 14118—1993。对应的谐波齿轮减速器结构尺寸见图35.3-13和表35.3-10。

国内生产谐波齿轮减速器的公司,除了按照GB/T 14118—1993生产的单级谐波齿轮减速器外,还有扁平式谐波传动减速器和相位调节器用的谐波传动减速器,详见8.2节。

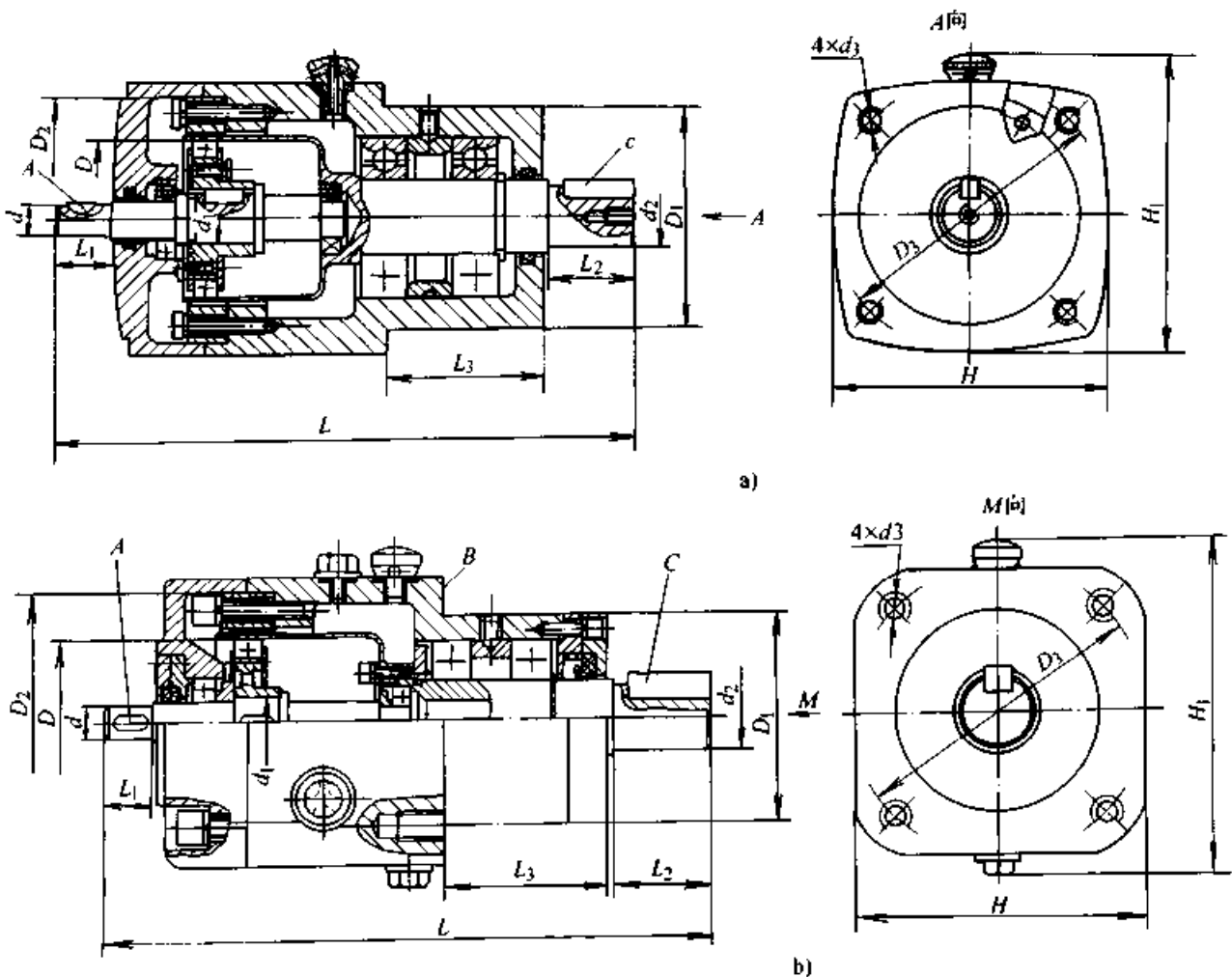


图 35.3-13 我国标准通用谐波齿轮减速器的结构

a) 小机型结构 b) 大机型结构

表 35.3-9 谐波齿轮减速器的主要性能 (摘自 GB/T 14118-93)

机型 XB	柔轮内径 /mm	模数 /mm	传动比 i	输入功率	输出转速	输出转矩	输入功率	输出转速	输出转矩
				/kW	/(r/min)	/N·m	/kW	/(r/min)	/N·m
				输入转速 3 000 r/min			输入转速 1 500 r/min		
25	25	0.2	63	0.012 2	47.6	2	0.007 1	23.8	2.5
		0.15	80	0.009 6	37.5	2	0.005 6	18.8	2.5
		0.1	125	0.006 1	24	2	0.003 5	12	2.5
32	32	0.25	63	0.027	47.6	4.5	0.015	23.8	5
		0.2	80	0.024	37.5	5	0.015	18.8	6.5
		0.15	100	0.023	30	6	0.014	15	7.5
		0.1	160	0.015	18.6	6	0.008	9.4	7.5
40	40	0.25	80	0.078	37.5	16	0.044	18.8	20
		0.2	100	0.061	30	16	0.035	15	20
		0.15	125	0.049	24	16	0.029	12	20
		0.1	200	0.033	15	16	0.020	7.5	20
50	50	0.3	80	0.135	37.5	28	0.068	18.8	30
		0.25	100	0.115	30	30	0.068	15	38
		0.2	125	0.093	24	30	0.055	12	38
		0.15	160	0.076	18.6	30	0.044	9.4	38
60	60	0.4	80	0.216	37.5	45	0.136	18.8	60
		0.3	100	0.193	30	50	0.114	15	63
		0.25	125	0.154	24	50	0.092	12	63
		0.2	160	0.127	18.6	50	0.072	9.4	63
80	80	0.5	80	0.481	37.5	100	0.284	18.8	125
		0.4	100	0.461	30	120	0.272	16	150
		0.3	125	0.369	24	120	0.218	12	150
		0.25	160	0.305	18.6	120	0.171	9.4	150
		0.2	200	0.249	15	120	0.135	7.5	150
100	100	0.6	80	0.961	37.5	200	0.454	18.8	200
		0.5	100	0.961	30	250	0.561	15	310
		0.4	125	0.769	24	250	0.449	12	310
		0.3	160	0.637	18.6	250	0.352	9.4	310
		0.25	200	0.513	15	250	0.317	7.5	310
120	120	0.8	80	1.828	37.5	380	0.862	18.8	380
		0.6	100	1.731	30	450	1.014	15	560
		0.5	125	1.385	24	450	0.811	12	560
		0.4	160	1.144	18.6	450	0.635	9.4	560
		0.3	200	0.923	15	450	0.575	7.5	560

续表 35.3-9

机型 XB	柔轮内径 /mm	模数 /mm	传动比 <i>i</i>	输入功率 /kW	输出转速 /(r/min)	输出转矩 /N·m	输入功率 /kW	输出转速 /(r/min)	输出转矩 /N·m
				输入转速 3 000 r/min			输入转速 1 500 r/min		
160	160	1	80	1.814	18.8	800	1.207	12.5	800
		0.8	100	1.809	15	1 000	1.387	10	1 150
		0.6	125	1.446	12	1 000	1.111	8	1 150
		0.5	160	1.134	9.4	1 000	0.867	6.25	1 150
		0.4	200	1.025	7.5	1 000	0.787	5	1 150
		0.3	250	0.82	6	1 000	0.629	4	1 150
200	200	1	80	3.402	18.8	1 500	2.262	12.5	1 500
		0.8	100	3.620	15	2 000	2.413	10	2 000
		0.6	125	2.896	12	2 000	2.886	8	2 300
		0.5	160	2.268	9.4	2 000	1.734	6.25	2 300
		0.4	200	2.051	7.5	2 000	1.572	5	2 300
		0.3	250	1.641	6	2 000	1.259	4	2 300

表 35.3-10 谐波传动减速器结构尺寸 (摘自 GB/T 14118—1993) (mm)

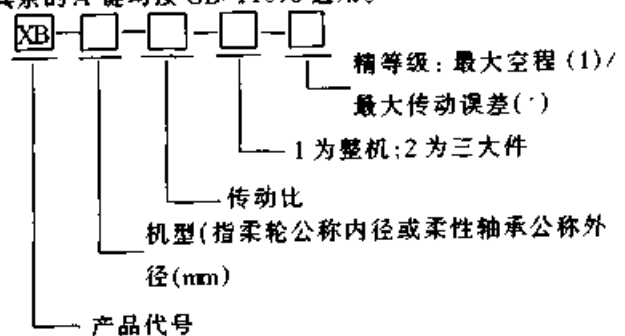
代号 尺寸 机型	<i>d</i> (<i>h₆</i>)	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂ (<i>h₆</i>)	<i>d</i> ₃	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>L</i>	<i>L</i> ₁	<i>L</i> ₂	<i>L</i> ₃	<i>H</i>	<i>H</i> ₁	<i>A</i>	<i>C</i>	质量 /kg
25	4	6	8	M4	25	28	40	43	86	8	12	22	45	50	键 1×4	键 C2×10	0.3
32	6	10	12	M5	32	36	50	55	115	11	16	33	55	60	键 2×7	键 C4×14	0.5
40	8	12	15	M5	40	44	60	66	140	16	22	39	65	72	键 3×10	键 C5×18	1
50	10	14	18	M6	50	53	70	76	170	18	30	43	75	83	键 3×13	键 C6×25	1.5
60	14	18	22	M6	60	68	85	100	205	18	35	43	92	101	键 5×14	键 C6×32	5.5
80	14	18	30	M10	80	85	115	130	240	20	43	48	122	132	键 5×16	键 C8×40	10
100	16	24	35	M12	100	100	135	155	290	24	55	54	142	155	键 5×20	键 C10×50	16
120	18	24	45	M14	120	114	170	195	340	28	68	67	180	220	键 6×25	键 C14×62	30
160	24	40	60	M20	160	140	220	245	430	38	88	77	230	265	键 8×32	键 C18×80	58
200	30	50	80	M24	200	180	270	300	530	48	108	102	280	320	键 8×40	键 C22×100	100

注：25~50号机型的 A 键按 GB/T1099 选用；C 键和其余的 A 键均按 GB/T1096 选用。

8.2 通用谐波齿轮减速器产品

我国的通用谐波齿轮减速器产品的基本参数和尺寸大多符合 GB/T 14118—1993 的规定，但在某些数据和制造精度上存在一些差异。

型号标记如下：



XB1 单级卧式谐波齿轮减速器, 80 机型, 传动比为 100, 整机, 最大空程(或空回、回差) 小于 6', 最大传动误差小于 6' 的型号标记为

XB1-80-100-1-6/6

XB1 单级谐波齿轮减速器的规格和性能参数 见表 35.3-11, 其外形和安装尺寸见图 35.3-13b 和表 35.3-12. 其空程和传动误差均小于或等于 6'.

表 35.3-11 XB1 单级谐波齿轮减速器的规格和性能参数

机型 XB1	传动比	输入转速 3 000 r/min			输入转速 1 500 r/min			输入转速 1 000 r/min		
		输出转矩 /N·m	输出转速 / (r/min)	输入功率 /kW	输出转矩 /N·m	输出转速 / (r/min)	输入功率 /kW	输出转矩 /N·m	输出转速 / (r/min)	输入功率 /kW
25	63	2.0	47.6	0.013	2.5	23.8	0.008	2.5	15.9	0.005
32	64	4.5	46.9	0.025	4.5	23.4	0.012	4.5	15.6	0.008
	80	5.0	37.5	0.025	5.5	18.8	0.013	5.5	12.5	0.009
40	80	12.0	37.5	0.059	12.0	18.8	0.029	12.0	12.5	0.019
	100	15.0	30	0.059	16.5	15	0.031	17.0	10	0.021
50	80	25	37.5	0.123	25	18.8	0.059	25	12.5	0.039
	84	25	35.7	0.117	25	17.9	0.056	25	11.9	0.037
	100	30	30	0.118	33	15	0.062	33.6	10	0.041
	125	30	24	0.097	37.5	12	0.058	43.5	8	0.044
	160	30	18.8	0.078	37.5	9.4	0.047	43.5	6.3	0.035
60	80	40	37.5	0.197	40	18.8	0.094	40.0	12.5	0.062
	100	50	30	0.197	55	15	0.104	56.0	10	0.069
	120	50	25	0.169	62.5	12.5	0.101	72.5	8.3	0.074
	150	50	20	0.146	62.5	10	0.085	72.5	6.7	0.062
	160	50	18.8	0.139	62.5	9.4	0.078	72.5	6.3	0.057
80	80	100	37.5	0.493	100	18.8	0.235	100	12.5	0.153
	100	120	30	0.473	132	15	0.248	135	10	0.165
	135	120	22.5	0.363	150	11.2	0.215	175	7.5	0.163
	160	120	18.8	0.312	150	9.4	0.185	175	6.3	0.140
	200	120	15	0.264	150	7.5	0.156	175	5	0.118
100	80	200	37.5	0.986	200	18.8	0.469	200	12.5	0.305
	84	200	35.7	0.939	200	17.9	0.447	200	11.9	0.291
	100	240	30	0.947	(265)	15	0.497	270	10	0.330
	125	240	24	0.777	300	12	0.462	300	8	0.300
	160	240	18.8	0.624	300	9.4	0.370	300	6.3	0.240
	168	240	17.9	0.594	300	8.9	0.352	300	5.95	0.228
	200	240	15	0.527	300	7.5	0.312	300	5	0.202
120	80	360	37.5	1.775	360	18.8	0.844	360	12.5	0.549
	100	450	30	1.775	495	15	0.929	505	10	0.617
	120	450	25	1.518	550	12.5	0.881	600	8.3	0.625
	150	450	20	1.25	550	10	0.723	600	6.67	0.513
	160	450	18.8	1.169	550	9.4	0.678	600	6.3	0.481
	200	450	15	0.989	550	7.5	0.572	600	5	0.405

续表 35.3-11

机型 XB1	传动比	输入转速 3 000 r/min			输入转速 1 500 r/min			输入转速 1 000 r/min		
		输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW	输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW	输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW
160	80				800	18.8	1.876	800	12.5	1.221
	100				900	15	1.689	1 015	10	1.282
	134				1 000	11.2	1.435	1 150	7.5	1.073
	160				1 000	9.4	1.233	1 150	6.3	0.921
	200				1 000	7.5	1.040	1 150	5	0.776
	267				1 000	5.6	0.823	1 150	3.8	0.614
200	80				1 500	18.8	3.518	1 500	12.5	2.289
	100				1 800	15	3.377	2 000	10	2.442
	125				2 000	12	3.077	2 300	8	2.301
	168				2 000	8.9	2.348	2 300	6	1.755
	200				2 000	7.5	2.079	2 300	5	1.552
	250				2 000	6	1.758	2 300	4	1.311
250	80				2 500	18.8	5.863	2 500	12.5	3.816
	100				3 500	15	6.567	3 650	10	4.457
	120				3 500	12.5	5.609	4 000	8.3	4.169
	150				3 500	10	4.602	4 000	6.7	3.419
	160				3 500	9.4	4.315	4 000	6.3	3.205
	200				3 500	7.5	3.638	4 000	5	2.699
	250				3 500	6	3.077	4 000	4	2.280
	315				3 500	4.8	2.514	4 000	3.17	1.920

生产厂：北京中技克美谐波传动有限责任公司。

XB3 扁平式谐波齿轮减速器的规格和性能参数见表 35.3-13，其外形尺寸和安装尺寸见表 35.3-14，其最大空程和最大传动误差均分 3 档：9'、6'和 3'。

XBF2 相位调节器用谐波齿轮减速器的尺寸如表 35.3-15 所列，其技术性能如下：

最高输入转速： $\leq 3\ 000$ r/min

输出转矩：30~2 600 N·m

最大空程： $\leq 9'$ ，6'，3'

运动误差： $\leq 9'$ ，6'，3'

减速器的柔轮或刚轮的输出转速按下式计算

表 35.3-12 XB1 型单级谐波齿轮减速器的外形和安装尺寸 (mm)

机型	d (h7)	d_1 (js6)	d_2 (h7)	d_3	D	D_1 (h7)	D_2	D_3	L	L_1	L_2	L_3	H	H_1	A	C
25	4	6	8	M4	25	30	40	43	85	8	12	22	45	50	键 1×1.4×4	键 C2×10
32	6	10	12	M5	32	45	50	55	115	12	16	33	55	60	键 2×8	键 C4×14
40	8	12	15	M5	40	50	60	66	140	16	22	38	65	72	键 3×12	键 C5×18
50	10	14	18	M6	50	60	70	76	170	18	30	43	75	82	键 3×15	键 C6×25
60	14	18	22	M6	60	68	85	100	194	18	35	47	90	98	键 5×14	键 C6×32
80	14	18	30	M10	80	85	115	130	243	20	44	62	122	144	键 5×16	键 C8×40

续表 35.3-12

机型	d (h7)	d_1 (js6)	d_2 (h7)	d_3	D	D_1 (h7)	D_2	D_3	L	L_1	L_2	L_3	H	H_1	A	C
100	16	24	35	M12	100	100	135	155	293	24	53	67	145	167	键 5×20	键 C10×50
120	18	24	45	M14	120	120	170	195	350	28	68	82	185	240	键 6×24	键 C14×62
160	24	40	60	M20	160	140	220	245	443	38	88	91	235	290	键 8×32	键 C18×80
200	30	50	80	M24	200	180	270	300	538	48	108	115	285	340	键 8×40	键 C22×100
250	35	60	95	M27	240	215	330	360	669	60	128	156	345	423	键 10×50	键 C25×120

注: 1.25 机型 A 栏: 键按 GB/T 1099—1979 选用。

2. 其余的键按 GB/T 1096—1979 选用。

3. B 面为安装基准面, D_1 为安装基准孔。

表 35.3-13 XB3 扁平式谐波齿轮减速器的规格和性能参数

机型 XB3	传动比	最高输入转速 / (r/min)		输入转速 3 000 r/min		
		半流体润滑脂	油润滑	输入功率 / kW	输出转速 / (r/min)	输出转矩 / N·m
25	64	3 500	8 000	0.09	46.88	1.2
32	64	3 500	6 000	0.023	46.88	3.0
	80			0.022	37.50	3.5
40	66	3 500	6 000	0.060	45.45	8.0
	80			0.051	37.50	8.0
	102			0.051	29.41	10
50	80	3 500	5 000	0.096	37.50	15
	84			0.092	35.71	15
	100			0.092	30	18
	120			0.085	25	20
	126			0.081	23.81	20
60	80	3 000	5 000	0.160	37.50	25
	100			0.154	30	30
	120			0.137	25	32
	150			0.134	20	36
	160			0.126	18.75	36
80	80	3 000	4 500	0.353	37.50	55
	100			0.359	30	70
	135			0.332	22.22	80
	160			0.297	18.75	85
	200			0.238	15	85

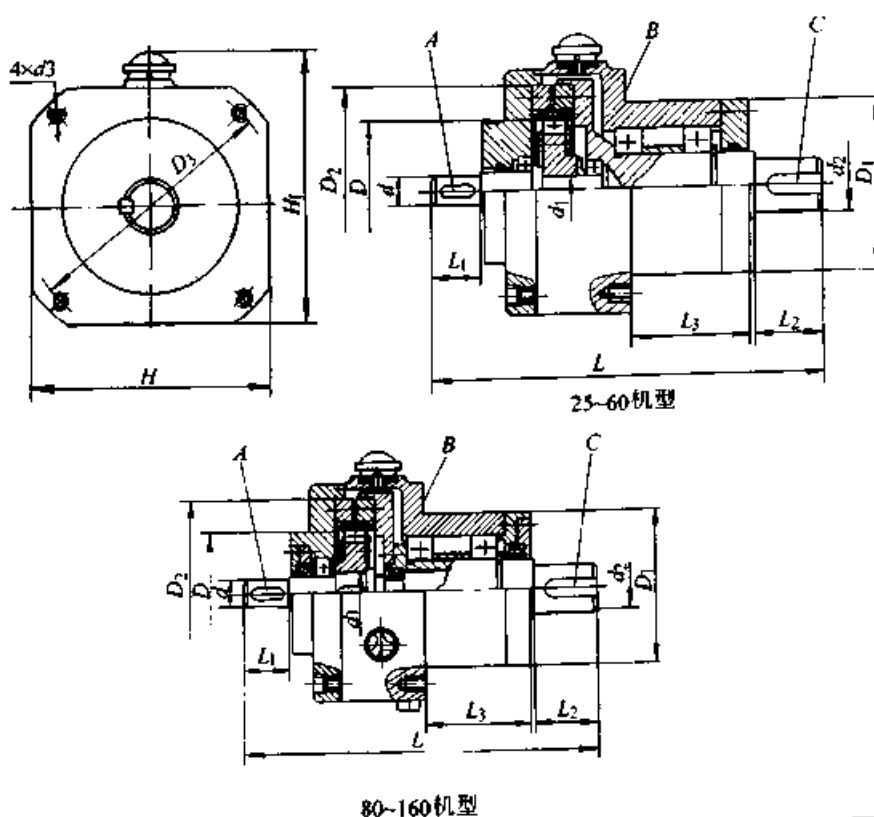
续表 35.3-13

机型 XB3	传动比	最高输入转速/(r/min)		输入转速 3 000 r/min		
		半流体润滑脂	油润滑	输入功率 /kW	输出转速 / (r/min)	输出转矩 /N·m
100	80	3 000	4 500	0.641	37.50	100
	84			0.610	35.71	100
	100			0.615	30	120
	125			0.554	24	135
	160			0.524	18.75	150
	168			0.499	17.86	150
120	80	2 500	3 500	1.154	37.50	180
	100			1.128	30	220
	120			1.068	25	250
	150			1.044	20	280
	160			0.979	18.75	280
	200			0.783	15	280
160 ^①	80	1 750	2 500	1.420	18.75	480
	100			1.278	15	540
	135			1.148	11.19	625
	160			1.041	9.38	650
	200			0.833	7.50	650

①本栏为输入转速 1 500 r/min 时的数据。

生产厂：北京中技克美谐波传动有限责任公司；国家谐波传动技术研究推广中心。

表 35.3-14 XB3 扁平式谐波齿轮减速器的外形和安装尺寸 (mm)



续表 35.3-14

机型	d (h7)	d_1 (js6)	d_2 (h7)	d_3	D	D_1 (h7)	D_2	D_3	L	L_1	L_2	L_3	H	H_1	A	C
25	4	6	8	M4	25	30	40	53	71	8	12	17.5	50	59	键 1×1.4×4	键 C2×10
32	6	10	12	M5	32	45	50	64	98.5	12	16	30	60	69	键 2×8	键 C4×14
40	8	12	15	M5	40	50	60	76	114	14.5	20	31	70	82	键 3×12	键 C5×18
50	10	14	8	M5	50	60	70	85	134	18	24	39	81	93	键 3×15	键 C6×25
60	14	18	22	M6	60	68	85/87	104	150	18	30	42	98	111	键 5×14	键 C6×32
80	14	18	30	M10	80	85	115	140	174	19.5	36	48	130	148	键 5×16	键 C8×40
100	16	24	35	M12	100	100	135	165	229	24	45	62	155	182	键 5×20	键 C10×50
120	18	24	45	M14	120	120	170	205	274	27.5	58	73	190	250	键 6×24	键 C14×62
160	24	40	60	M20	160	140	220	260	322	37.5	68	84	245	308	键 8×32	键 C18×80

$$n_{c0} = n_1 = n_{ci} (i + 1) / i - n_w / i$$

式中 n_{c0} ——输出刚轮转速 (r/min);

n_1 ——柔轮转速 (r/min);

n_{ci} ——输入刚轮转速 (r/min);

n_w ——波发生器转速 (r/min);

i ——传动比 (绝对值), 见表 35.3-15。

计算中, n_w 、 n_{ci} 等的数值本身带正号或负号, 以表明旋转方向。

除了上述 XB1、XB3、和 XBF 谐波齿轮减速器产品外, 还有 XB2、XB4、XB5、XB6 等系列产品。

XB2 复波谐波齿轮减速器的主要特点是传动比 H ($i = 1\ 950 \sim 80\ 200$), 但传动效率低。

XB4 行星发生器谐波齿轮减速器的发生器为行星滚动体传动, 因此有一定程度的打滑, 不适于精密传动。

XB5 和 XB6 谐波齿轮减速器的传动比范围比 XB1 宽: 前者 $i = 73 \sim 1\ 559$, 输出转矩为 $2 \sim 4\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$; 后者 $i = 110 \sim 1\ 500$, 输出转矩为 $2 \sim 3\ 800\ \text{N}\cdot\text{m}$ 。

8.3 谐波齿轮减速器的选用

(1) 类型选择

业已标准化或系列化的谐波齿轮减速器主要有通用型和扁平型两类, 如前述。通用型的谐波齿轮减速器均采用杯型柔轮结构, 且为波发生器输入、刚轮固定和柔轮输出; 而扁平型谐波齿轮减速器则采用环形柔轮结构和齿啮式输出型式。

扁平型谐波齿轮减速器的特点是轴向尺寸小, 空程 (空回、回差) 较大, 效率较低, 而且难以消除误差中的高频成分。因此, 除对轴向结构尺寸有严格要求, 或对传动精度要求不高的场合, 一般不推荐采用扁平型谐波齿轮减速器, 特别是对高性能的控制系统更是如此。

在无特殊要求的情况下, 应尽量选用标准化的通用型谐波齿轮减速器。如果为了满足特定的使用要求 (例如为了结构总体上安排的方便, 可设计成波发生器输入、柔轮固定和刚轮输出的结构型式), 则可按前述方法设计非标准的谐波齿轮减速器。

当传动比很大时, 可采用两个单级谐波齿轮减速器串联使用, 或设计成复式谐波齿轮减速器。但是复式谐波齿轮减速器的传动效率将大为降低。

(2) 机型选择

如果已知: 减速器的输入功率 P (kW) 和输入、输出转速 n_1 、 n_2 (r/min), 以及使用工况, 则机型选择步骤如下:

1) 按输入和输出转速确定传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

2) 确定名义输出转矩 T (N·m)

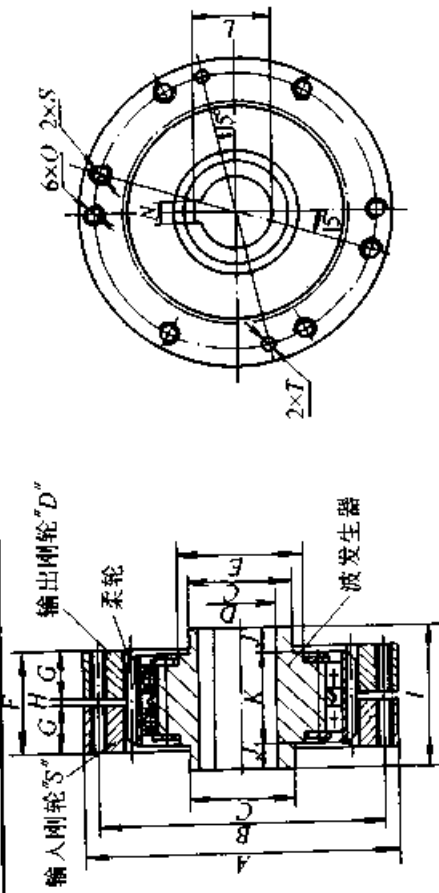
$$T = 9\ 550 \frac{P i \eta}{n_1}$$

式中 η ——谐波齿轮减速器传动效率。

对于 XB1 单级谐波齿轮减速器的传动效率可参考图 35.3-14 和图 35.3-15 选用; 如果已知

(mm)

表 35.3-15 XBF2 相位调节器用谐波齿轮减速器规格和尺寸



机型	传动比	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	N	L	O	S	T
50	80 120 84 100 126	$\Phi 70_{-0.039}^{+0.010}$	$\Phi 62$	$\Phi 20 \pm 0.006 5$	$\Phi 12_{-0.018}^{+0.018}$	$\Phi 24$	25	12	1	38	8.25	21.5	4 ± 0.015	13.8	M4	M4	$\Phi 4_{-0}^{+0.012}$
60	100 120 150	$\Phi 85_{-0.034}^{+0.012}$	$\Phi 75$	$\Phi 30 \pm 0.006 5$	$\Phi 20_{-0}^{+0.021}$	$\Phi 33$	29	14	1	40	7.5	25	6 ± 0.015	22.8	M5	M5	$\Phi 5_{-0}^{+0.012}$
60	80 160	$\Phi 87_{-0.034}^{+0.012}$	$\Phi 77$	$\Phi 30 \pm 0.006 5$	$\Phi 20_{-0}^{+0.021}$	$\Phi 36$	29	14	1	40	7	26	6 ± 0.015	22.8	M5	M5	$\Phi 5_{-0}^{+0.012}$
80	80 100 135 160 200	$\Phi 115_{-0.034}^{+0.012}$	$\Phi 100$	$\Phi 40 \pm 0.008$	$\Phi 30_{-0}^{+0.021}$	$\Phi 46$	37	18	1	50	10	30	8 ± 0.018	33.3	M6	M6	$\Phi 5_{-0}^{+0.012}$
100	84 100 125 168 80 160	$\Phi 135_{-0.036}^{+0.014}$	$\Phi 120$	$\Phi 50 \pm 0.008$	$\Phi 35_{-0}^{+0.025}$	$\Phi 56$	43	21	1	68	12	44	10 ± 0.018	38.3	M8	M8	$\Phi 8_{-0}^{+0.015}$
120	80 160 100 120 150 200	$\Phi 170_{-0.039}^{+0.014}$	$\Phi 150$	$\Phi 60 \pm 0.009 5$	$\Phi 40_{-0}^{+0.025}$	$\Phi 68$	53	26	1	78	12	54	12 ± 0.021	43.3	M10	M10	$\Phi 10_{-0}^{+0.018}$
160	80 135 200 100 160	$\Phi 220_{-0.044}^{+0.015}$	$\Phi 195$	$\Phi 70 \pm 0.009 5$	$\Phi 50_{-0}^{+0.025}$		71	35	1	87	14	59	14 ± 0.021	53.8	M12	M12	$\Phi 12_{-0}^{+0.018}$
200	100 120 160 200 250 315	$\Phi 270_{-0.049}^{+0.017}$	$\Phi 240$	$\Phi 90 \pm 0.011$	$\Phi 65_{-0}^{+0.030}$		83	41	1	106	16	74	18 ± 0.021	69.4	M16	M16	$\Phi 16_{-0}^{+0.018}$
250	100 120 150 160 200 250 315	$\Phi 330_{-0.049}^{+0.017}$	$\Phi 295$	$\Phi 110 \pm 0.011$	$\Phi 80_{-0}^{+0.030}$		101	50	1	130	19	92	22 ± 0.026	85.4	M20	M20	$\Phi 20_{-0}^{+0.020}$

生产厂家:北京中技克美谐波传动有限责任公司;国家谐波传动技术研究院推广中心。

有关参数也可按本章 6.1 节的公式估算谐波齿轮减速器的传动效率。

图 35.3-14 所示是在输入转速 1 500 r/min、公称输出转矩 (表 35.3-11) 时的传动效率。

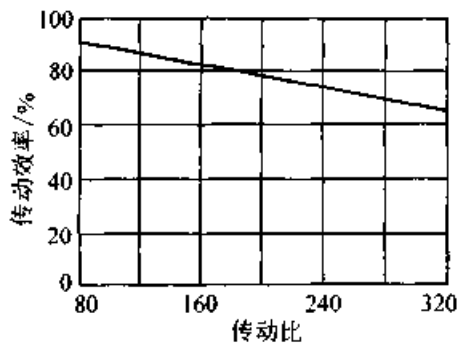


图 35.3-14 XB1 单级谐波齿轮减速器传动效率

图 35.3-15 所示是传动比为 80、200 时，在公称输出转矩 (表 35.3-11) 下，不同输入转速

时的传动效率。

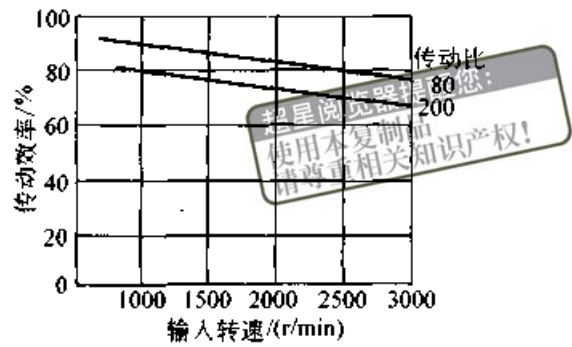


图 35.3-15 XB1 单级谐波齿轮减速器传动效率

3) 确定计算输出转矩 T_c (N·m)

$$T_c = KT$$

式中 K —— 工况系数，可参考表 35.3-16 选用。

表 35.3-16 工况系数 K 值

原动机	每天工作时间/h	工作机的载荷特性		
		平稳	中等冲击	较大冲击
电动机	3 (断续的)	0.80	1.00	1.50
	10	1.00	1.25	1.75
	24	1.25	1.50	2.00
内燃机	3 (断续的)	1.00	1.25	1.75
	10	1.25	1.50	2.00
	24	1.50	1.75	2.25

4) 由 i 、 T_c ，且在满足 n_1 小于表列输入转速下，选用合适的通用谐波齿轮减速器的机型和精度级别。

5) 若以 L_s 、 n_s 、 T_s 分别表示通用谐波齿轮减速器系列标准中给出的寿命 (我国标准中规定为 10 000 h)、输入转速和输出转矩，则谐波齿轮减速器的实际寿命 L (h) 可用下式估算

$$L = L_s \left(\frac{n_s}{n_1} \right) \left(\frac{T_s}{T_c} \right)^3$$

(3) 选用示例

某小型轧膜机，为了减轻整机重量，拟选用谐波齿轮减速器。已知：采用 Y801-4 电动机驱动，输入功率 $P = 0.55$ kW，输入转速 $n_1 = 1 390$ r/min，输出转速 $n_2 = 14$ r/min，载荷平稳，连续运转，一般传动精度，要求使用寿命大于 1 200 h。

解：1) 计算传动比

$$i = n_1/n_2 = 1 390/14 = 99.3$$

2) 计算名义输出转矩

$$\begin{aligned} T &= 9 550 P i \eta / n_1 \\ &= 9 550 \times 0.55 \times 99.3 \times 0.85 / 1 390 \text{ N}\cdot\text{m} \\ &= 318.93 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

式中传动效率 $\eta = 0.85$ (图 35.3-14)。

3) 确定计算输出转矩

$$\begin{aligned} T_c &= KT = 1.25 \times 318.93 \text{ N}\cdot\text{m} \\ &= 398.66 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

式中工况系数 $K = 1.25$ (表 35.3-16)。

4) 按 T_c 和 i 值查表 35.3-11，选用 XB1-120-100-1-6/6 谐波齿轮减速器即可满足要求 ($i = 100$ ， $T_s = 495$ N·m， $n_s = 1 500$ r/min， $L_s = 10 000$ h)。

5) 计算使用寿命

$$L = L_n \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \left(\frac{T_s}{T_c} \right)^3$$

$$= 10\,000 \times \left(\frac{1\,500}{1\,390} \right) \left(\frac{495}{398.66} \right)^3 \text{h}$$

= 20 603 h
> 12 000 h, 满足使用要求。

参考文献

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

- 1 机械工程手册编委会, 机械工程手册 (传动设计卷), 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 2 齿轮手册编委会, 齿轮手册 (上册). 北京: 机械工业出版社, 1990
- 3 机械传动装置选用手册编委会, 机械传动装置选用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 4 马从谦, 陈自修等编著. 渐开线行星齿轮传动设计. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 5 B. H. 库特略夫采夫著. 行星齿轮传动. 陈德健译. 上海: 上海科学技术出版社, 1962
- 6 饶振纲编著. 行星传动机构设计. 北京: 国防工业出版社, 1980
- 7 徐灏主编. 机械设计手册 (第4卷). 北京: 机械工业出版社, 2000
- 8 郑州机械科学研究所编译. 大功率高速行星齿轮传动译文集. 北京: 机械工业出版社, 1974
- 9 王增华, 李力行, 匡振华, 姚贵福. BW180摆线针轮行星减速器摆线轮齿受力的光弹性分析. 东北工学院学报. 1979, (3)
- 10 李力行, 洪淳赫. 通用的摆线轮齿形方程式. 齿轮. 1980, (2)
- 11 李力行, 薛嘉庆. 对摆线针轮行星减速器摆线轮齿形修正方式的准确判断与分析方法. 东北工学院学报. 1981, (1)
- 12 李力行. 摆线针轮行星传动的齿形修正及受力分析. 机械工程学报. 1986, (1)
- 13 李力行, 关天民, 王子孚. 大型摆线针轮行星传动的合理结构和齿形. 机械工程学报. 1988, (3)
- 14 马英驹. 二齿差摆线针轮行星传动中摆线轮齿廓顶部修形参数的优化计算. 齿轮. 1987, (5)
- 15 魏祥稚. 二齿差摆线针轮行星传动. 齿轮. 1981 (4)
- 16 堀川赖之. サイクロ機構の解析と設計上の問題点. 機械設計, No.5, (7) 1963
- 17 豊住滋, 岩本信彦等. 新シソーズサイクロ減速機. 住友重機械技報, Vol.127, No.81 1979
- 18 В.Н.Кудрявцев. || планетарные перепаши. Издательство, Машиностроение, 1966
- 19 日本帝人制機. 高精度高剛性減速機. 機械設計 (日). 1991, 35 (7)
- 20 Teijin Seiki. RV - A II Reduction Gear for High Precision Control. Published by Teijin Seiki Co. Ltd., Japan. 1996
- 21 B. H. 库德里夫采夫等. 行星齿轮传动手册. 陈启松等译. 北京: 冶金工业出版社, 1986
- 22 徐卫良, 张启先. 用微小位移合成法作平面连杆机构运动误差分析. 机械设计. 1987 (5)
- 23 杨延栋. 渐开线齿轮行星传动. 成都: 成都科技大学出版社, 1986
- 24 吴序堂. 齿轮啮合原理. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 25 Li Lixing, He Weidong, Li Xin. Study on Double Crank Ring - Plate - Type Cycloid Drive. IFToMM 第十届机器与机构学理论世界大会论文集 Vol.6. 1999年6月: P2380 - 2385
- 26 Li Lixing et al. The New Optimum Tooth Profile of the Cycloidal Gear and the Computer Aided Design of Cycloid Drive. IFToMM 第九届机器与机构学理论世界大会论文集 Vol. 1. 1995年8月: P355 - 359
- 27 Li Lixing et al. The Computer Aided Design of Cycloid Drive. Chinese journal of Mechanical Engineering. Volume 3. No.2. November 1990
- 28 李力行等. 摆线针轮行星传动的计算机辅助

- 设计. 大连铁道学院学报. 1992, (1)
- 29 李力行. 论摆线针轮行星传动新产品的开发. 大连铁道学院学报. 1992 (1)
- 30 张光辉, 韩杰林, 龙慧. 三环减速器内齿板应力分析. 机械工程学报. 1994 (2)
- 31 黄文振. 三环减速器振动问题研究. 机械工程学报. 1994, (2)
- 32 刘伟强, 张启先, 雷天觉. SH型三环减速器采用固体润滑初探. 机械工程学报. 1995, (3)
- 33 刘伟强, 张启先, 雷天觉. SH三环减速器载荷均衡的研究. 机械工程学报. 1995, (4)
- 34 何卫东, 李欣, 李力行. 机器人用高精度RV传动中摆线轮修形对回差影响的研究. 机械传动. 1999, (1)
- 35 《齿轮制造手册》编辑委员会编. 齿轮制造手册. 北京: 机械工业出版社, 1998,
- 36 何卫东等. 高精度RV传动的受力分析及传动效率. 机械工程学报. 1996 (4)
- 37 何卫东等. 机器人用高精度RV减速器中摆线轮的优化新齿形. 机械工程学报. 2000, (3)
- 38 沈允文, 叶庆泰编著. 谐波齿轮传动的理论和设计. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 39 Шувалов С. А. Расчет Волновых Передач учетом Податливости Звенев. вестник Машиностроения. 1974 (4)
- 40 Shen Y. A. Theoretical Analysis of Involute Harmonic Gearing. AD - A104327. 1982
- 41 Шувалов С. А. Иванов М. Н., Попов В. А. Финотенов В. А. Амосова З. П. Методика Расчета Теометрии Зачепления Волновых Зубчатых Передач. Известия вузов, Машиностроение. 1969 (9)
- 44 Шувалов С. А. Паршин Ю. М. Нагрузка на Генератор Волновой зубчатой Перею. Мачи. Известия Вузов. Машиностроение. 1971 (12)
- 45 Волков Д. П. Крайнев А. Ф. Волновые Зубчатые Переадчи. Техника, 1976
- 46 沈蕴方等. 机械原理. 北京: 冶金工业出版社, 1984
- 47 列谢陀夫. 行星机构计算. 李华敏译. 北京: 机械工业出版社, 1956

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第

36

篇

带、链传动

主 编 王起龙

编 写 王起龙 王承丰
杨志刚 郑志峰

审 稿 朱孝录 易秉钺



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第1章 带 传 动

提醒您：
请尊重他人知识产权！

带传动是利用张紧在带轮上的柔性带进行运动或动力传递的一种机械传动。根据传动原理的不同，有靠带与带轮间的摩擦力传动的摩擦型带传动，也有靠带与带轮上的齿相互啮合传动的同步带传动。

带传动具有结构简单、传动平稳、能缓冲吸振、可以在大的轴间距和多轴间传递动力，且其造价低廉、不需润滑、维护容易等特点，在近代机械传动中应用十分广泛。摩擦型带传动能过载打滑、运转噪声低，但传动比不准确（滑动率在2%以下）；同步带传动可保证传动同步，但对载荷变动的吸收能力稍差，高速运转有噪声。

带传动除用以传递动力外，有时也用来输送物料、进行零件的整列等。

1 传动带的种类及其选择



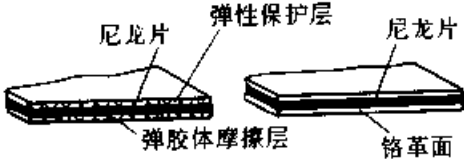

1.1 传动带和带传动的形式

根据用途不同，有一般工业用传动带、汽车用传动带、农业机械用传动带和家用电器用传动带。摩擦型传动带根据其截面形状的不同又分平带、V带和特殊带（多楔带、圆带）等。






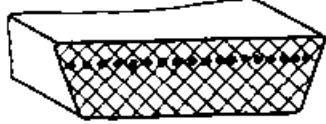
传动带的类型、特点、应用及其适用性能分别见表 36.1-1 和表 36.1-2。

带传动的形式见表 36.1-3。

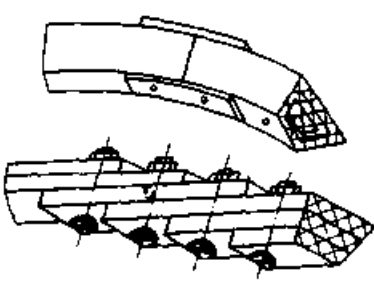
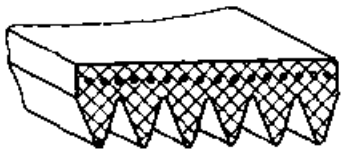
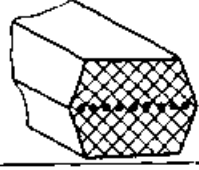
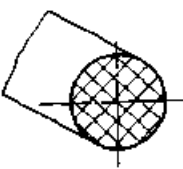


表 36.1-1 传动带的类型、特点和应用

类型	简 图	结 构	特 点	应 用	备 注
普通平带		由数层挂胶帆布粘合而成，有开边式和包边式	抗拉强度较大，预紧力保持性能较好，耐湿性好，带长可根据需要截取，价廉；开边式较柔软；过载能力较小，耐热、耐油性能差	$v < 30 \text{ m/s}$ ， $P < 500 \text{ kW}$ ， $i < 6$ 轴间距较大的传动	v —带速 (m/s) P —传递功率 (kW) 规格见表 36.1-35
编织带		有棉织、毛织和缝合棉布带，以及用于高速传动的丝、麻、尼龙编织带。带面有覆胶和不覆胶两种	曲挠性好，可在较小的带轮上工作，对变载荷的适应能力较好；传递功率小，易松弛	中、小功率传动	其高速带推荐规格见表 36.1-44
尼龙片复合平带		承载层为聚酰胺片（有单层和多层粘合），工作面贴有铬革面、弹性胶体或特殊织物等层压而成	强度高，工作面摩擦系数大，曲挠性好，不易松弛	大功率传动，薄型可用于高速传动	规格见表 36.1-41
高速环形胶带		承载层为涤纶绳，橡胶高速带表面覆耐磨、耐油胶布	带体薄而软，曲挠性好，强度较高，传动平稳，耐油、耐磨性能好，不易松弛	高速传动	推荐规格见表 36.1-44

续表 36.1-1

类型	简 图	结 构	特 点	应 用	备 注
普通 V 带		承载层为绳芯或胶帘布, 楔角为 40° 、相对高度近似为 0.7 梯形截面环形带, 有包布式和切边式两种	当量摩擦系数大, 工作面与轮槽粘附性好, 允许包角小、传动比大、预紧力小。绳芯结构带体较柔软, 曲挠疲劳性好	$v < 25 \sim 30$ m/s、 $P < 700$ kW、 $i \leq 10$ 轴间距小的传动	其截面尺寸规格见表 36.1-7
窄 V 带		承载层为绳芯, 楔角为 40° 、相对高度近似为 0.9 梯形截面环形带, 有包布式和切边式两种	除具有普通 V 带的特点外, 能承受较大的预紧力, 允许速度和曲挠次数高, 传递功率大, 耐热性好	大功率、结构紧凑的传动	有两种尺寸制: 基准宽度和有效宽度制, 其截面尺寸规格分别见表 36.1-7 和表 36.1-18
联组 V 带		将几根带型相同的普通 V 带或窄 V 带的顶面用胶帘布等距粘结而成, 有 2、3、4 或 5 根联成一组	传动中各根 V 带载荷均匀, 可减少运转中振动和横转, 增加传动的稳定性, 耐冲击性能好	结构紧凑、载荷变动大、要求高的传动	联组窄 V 带截面尺寸规格见表 36.1-22
汽车 V 带	参见窄 V 带和普通 V 带	承载层为绳芯的 V 带, 相对高度有 0.9 的, 也有 0.7 的	曲挠性和耐热性好	汽车、拖拉机等内燃机专用 V 带, 也可用于带轮和轴间距较小、工作温度较高的传动	
齿形 V 带		承载层为绳芯结构, 内表面制成均布横向齿的 V 带	散热性好, 与轮槽粘附性好, 是曲挠性最好的 V 带	同普通 V 带和窄 V 带	
大楔角 V 带		承载层为绳芯, 楔角为 60° 的梯形截面环形带, 用聚氨酯浇注而成	质量均匀, 摩擦系数大, 传递功率大, 外廓尺寸小, 耐磨性、耐油性好	速度较高、结构特别紧凑的传动	
宽 V 带		承载层为绳芯, 相对高度近似为 0.3 的梯形截面环形带	曲挠性好, 耐热性和耐侧压性能好	无级变速传动	

续表 36.1-1

类型	简图	结构	特点	应用	备注
半宽V带		承载层有绳芯结构、也有帘布结构、相对高度近似为0.5的梯形截面环形带	耐侧压性能好	农机用无级变速传动	
V带					
接头V带		多由胶帘布卷绕而成,与普通V带相近,有活络型、多孔型和非穿孔型接头三种	带长可根据需要截取,局部损坏可更换;强度受接头影响而削弱,传递功率约为相同带型普通V带的0.7倍,且平稳性差 活络型V带结构复杂、质量大,易松弛	中、小功率、低速传动中临时应用	
多楔带		在绳芯结构平带的基体下有若干纵向V形楔的环形带,工作面是楔面,有橡胶和聚氨酯两种	具有平带的柔软,V带摩擦力大的特点;比V带传动平稳,外形尺寸小	结构紧凑的传动,特别是要求V带根数多或轮轴垂直地面的传动	其截面尺寸和长度系列见表36.1-53、表36.1-55
特殊带					
双面V带		截面为六角形,四个侧面均为工作面,承载层为绳芯,位于截面中心	可以两面工作,带体较厚,曲挠性差,寿命和效率较低	需要V带两面都工作的场合,如农业机械中多从动轮传动	其截面尺寸和长度系列见表36.1-109
圆形带		截面为圆形,有圆皮带、圆绳带、圆尼龙带、圆胶带等多种,带的直径 $d_b = 2 \sim 12$ mm	结构简单	$v < 15$ m/s, $i = \frac{1}{2} \sim 3$ 的小功率传动	最小带轮直径 d_{min} 可取 $(20 \sim 30)d_b$ (d_b —圆形带的直径);轮槽可做成半圆形
同步带					
梯形齿同步带		工作面有梯形齿,承载层为玻璃纤维绳芯、钢丝绳等的环形带,基体有氯丁胶和聚氨酯(只有小带型)两种;由于用途不同又有一般工业用和汽车用之分	靠啮合传动,承载层保证带齿齿距不变,传动比准确,轴压力小,结构紧凑,耐油、耐磨性较好,但安装制造要求高	$v < 50$ m/s, $P < 300$ kW, $i < 10$ 要求同步的传动,也可用于低速传动;载荷大应选用橡胶同步带,载荷小或有耐油要求时,选用聚氨酯同步带	其带型尺寸见表36.1-65
弧齿同步带		工作面有弧齿,承载层为玻璃纤维、合成纤维绳芯的环形带,带的基体为氯丁胶	与梯形齿同步带相同,但工作时齿根应力集中小,承载能力高	大功率传动	

超星阅读器提示
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

表 36.1-2 各种传动带的适用性

类别	材质	类型	传动、环境条件																	
			紧 湊 性	容 许 速 度 / m·s ⁻¹	运 行 噪 声	双 面 传 动	背 面 张 紧	轮 宽 中 心 面 不 重 合	起 停 频 繁	振 动 横 转	粉 尘 条 件	允 许 最 高 温 度 /°C	允 许 最 低 温 度 /°C	耐 水 性	耐 油 性	耐 酸 性	耐 碱 性	耐 候 性	防 静 电 性	通 用 性
平 带	橡胶系	普通平带	×	25	○	◎	◎	△	△~×	△	△	70	-40	△	△~×	△~×	○	×	◎	
		高速环形胶带	○	60	◎	◎	◎	×	△	△	90	-30	△~×	△	△	△	○	◎	○	
	其他	棉麻织带	○	25(50)	◎	◎	◎	×	△	×	×	50	-40	×	△	×	○	×	○	△
		毛织带	×	30	○	◎	◎	×	△	×	○	60	-40	△	△	△	○	×	○	△
	V 带	尼龙片复合平带	○	80	◎	◎	◎	×	△	×	◎	80	-30	△	△	△	○	◎	○	◎
		普通 V 带	○	30	○	△	△	△~×	○	△	△	70	-40	△	△	△	△	○	×	○
		轻型 V 带	○	30	○	△	△	△~×	◎	△	△	70~90	-30~ -40	△	△	△	△	◎	◎	○
		窄 V 带	◎	40	○	△	△~×	×	○	△	△	90	-30	△	△	△	△	◎	◎	○
		联组 V 带	○~◎	30~40	○	△	△~×	×	○	△	△	70~90	-30~ -40	△	△	△	△	○~◎	◎	○
		汽车 V 带	◎	30	○	△	△~×	×	○	△	△	90	-30	△	△	△	△	◎	◎	○
特 殊 带	聚氨酯系	齿形 V 带	◎	40	○	△	△	×	△	×	○	90	-30	△	△	△	△	◎	◎	△
		宽 V 带、半宽 V 带	○	30	○	×	×	×	○	△	△	90	-30	△	△	△	△	◎	◎	△
	橡胶系	大楔角 V 带	◎	45	○	×	×	×	△	×	◎	60	-40	△	△~×	△~×	△	◎	◎	○
		多楔带	◎	40	○	×	○	×	○	◎	◎	90	-30	△	△	△	△	◎	◎	△
	聚氨酯系	双面 V 带	○	30	○	◎	◎	△~×	○	△	△	70	-40	△	△	△	△	◎	◎	△
		多楔带	○	40	○	×	×	×	△	×	○	60	-40	△	◎	△~×	△~×	◎	◎	○
	橡胶系	圆形带	×	20	○	◎	◎	△~×	△	△~×	○	60	-20	×	◎	△~×	△~×	◎	◎	○
		梯形齿同步带	○	40	△	×	×	×	○~△	◎	◎	90	-35	△	△~○	△	△	◎	◎	◎
	聚氨酯系	弧齿同步带	○	40	△	×	×	×	○~△	◎	◎	90	-35	△	○	△	△	◎	◎	◎
		梯形齿同步带	○	30	△	×	×	×	○~△	◎	◎	60	-20	△	◎	△	△	◎	◎	◎

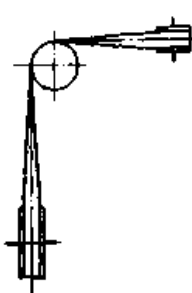
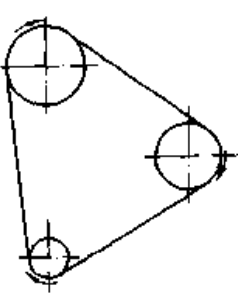
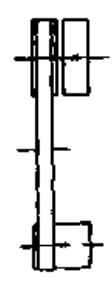
注：◎—良好的使用性，○—可以使用，△—必要时可以使用，×—不适用。

表 36.1-3 带传动的形式和各类带的适用性

传动形式	简图	允许带速 $v/m \cdot s^{-1}$	传动比 i	安装条件	工作特点	V带	平带	特殊带	同步带
开口传动		25~50	≤ 5 (≤ 7)	轮宽的中心平面 应重合	平行轴、双向、 同旋向传动	普通V带 窄V带 汽车V带 齿形V带 接头V带	普通平带 编织带 尼龙片复 合平带 高速环形带	多楔带 双面V带 圆形带	○
交叉传动		15	≤ 6		平行轴、双向、 反旋向传动，交叉 处有摩擦， $a > 20b$ (带宽)	普通V带 窄V带 汽车V带 齿形V带 接头V带	普通平带 编织带 尼龙片复 合平带 高速环形带	多楔带 双面V带 圆形带	×
半交叉传动		15	≤ 3 (≤ 2.5)	一轮宽的中心平 面通过另一轮带的 绕出点	交错轴、单向传 动	普通V带 窄V带 汽车V带 齿形V带 接头V带	普通平带 编织带 尼龙片复 合平带 高速环形带	多楔带 双面V带 圆形带	△
有张紧轮的平行轴传动		25~50	≤ 10	同开口传动，张 紧轮在松边接近小 带轮处，接头要求 高	平行轴、单向、 同旋向传动，用于 传动比 i 大，轴间 距 a 小的场合	普通V带 窄V带 汽车V带 齿形V带 接头V带	普通平带 编织带 尼龙片复 合平带 高速环形带	多楔带 双面V带 圆形带	○

超星阅读器提醒您
使用本复制品
请尊重相关知识版权!

续表 36.1-3

传动形式	简图	允许带速 $v/m \cdot s^{-1}$	传动比 i	安装条件	工作特点	V 带				平带			特殊带			同步带	
						普通 V 带	窄 V 带	汽车 V 带	齿形 V 带	接头 V 带	普通平带	编织带	尼龙片复	高速环形带	多楔带		双面 V 带
有导轮的相交轴传动		15	≤ 4	两轮轮宽中心平面应与导轮圆柱面相切	相交轴、双向传动	×	△	△	○	×	○	△	×	×	×	○	×
多从动轮传动		25	≤ 6	各轮轮宽中心平面重合	带的曲挠次数多、寿命短	×	△	△	○	×	○	△	×	×	×	○	×
拨叉移动的带传动		25	≤ 5		主动轮连续运转时, 可实现从动轴的回歇运转; 带边易磨损	×	△	△	○	×	○	△	×	×	×	○	×

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

注：1. $v > 30 \text{ m/s}$ 只适用于高速带、同步带等。
 2. 括号中的 i 值适用 V 带、多楔带和同步带等。
 3. ○—适用；△—不合理，使用寿命短；×—不适用。

1.2 传动带的选定

传动带的种类通常是根椐工作机的种类、用途、使用环境和各种带的特性等综合选定。选定

时可参考表 36.1-4 和图 36.1-1 的程序进行。若有多种传动带满足传动需要时，则可根据传动结构的紧凑性、生产成本和运转费用，以及市场的供应等因素，综合选定一最优方案。

表 36.1-4 按用途初选传动带

用途		特性要求	选定带的种类	用途		特性要求	选定带的种类
类别	工作机			类别	工作机		
办公机械	打印机	高精度	同步带	一般工业机械	造纸机械	轴间距大	普通平带、尼龙片复合平带
	电子计算机复印机	同步传动、带体弯曲应力小	同步带		通风机		窄V带、普通V带
家用电器	电动工具	高转速	多楔带 橡胶高速平带	农业机械	耕作机	耐热性好	普通V带、齿形V带
	缝纫机	同步传动	同步带		脱谷机 联合收割机	反向弯曲 耐曲挠、变速	双面V带 半宽V带
		洗衣机 干燥机	不需同步	轻型V带、圆带	汽车	风扇、泵、发电机	耐曲挠、伸长小、耐热性好、传递功率大
粉碎机、压延机、压缩机	曲挠性好		轻型V带、齿形V带	变 速 器		凸轮轴、燃料喷射泵、平衡器	同步传动
	传力大	多楔带					
一般工业机械	搅拌机、离心式分离机	高速	橡胶高速平带、尼龙片复合平带、窄V带	渔船用	发电机 压缩机	传递功率大、空间小	窄V带 普通V带
	金属切削机床	高精度	普通V带 窄V带		带式无级变速器		耐曲挠、耐侧压、耐热性好

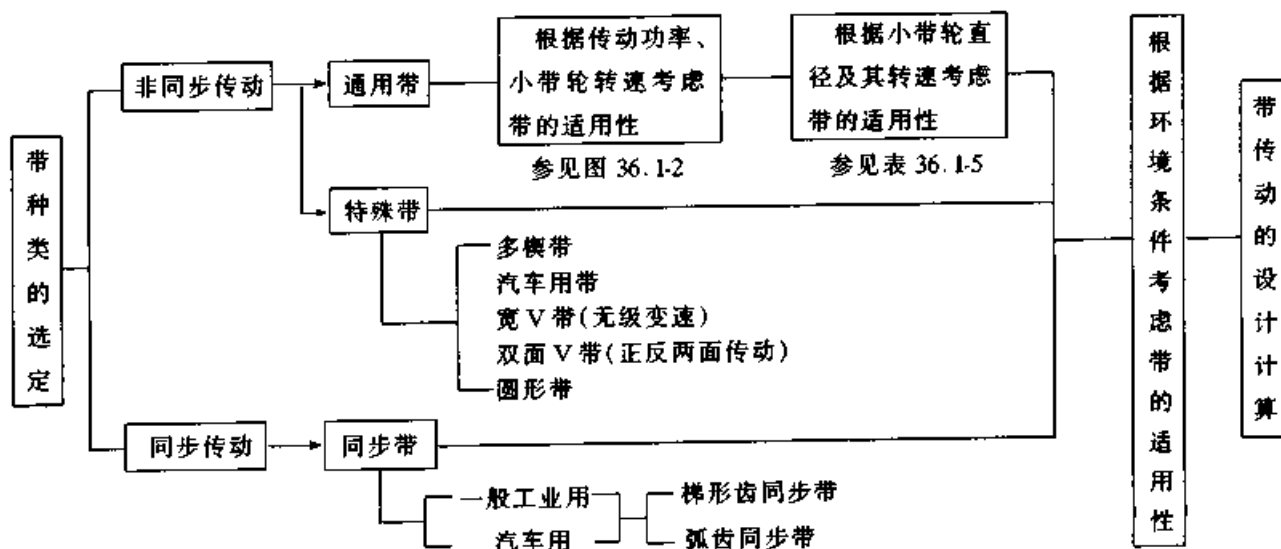


图 36.1-1 传动带种类选定程序

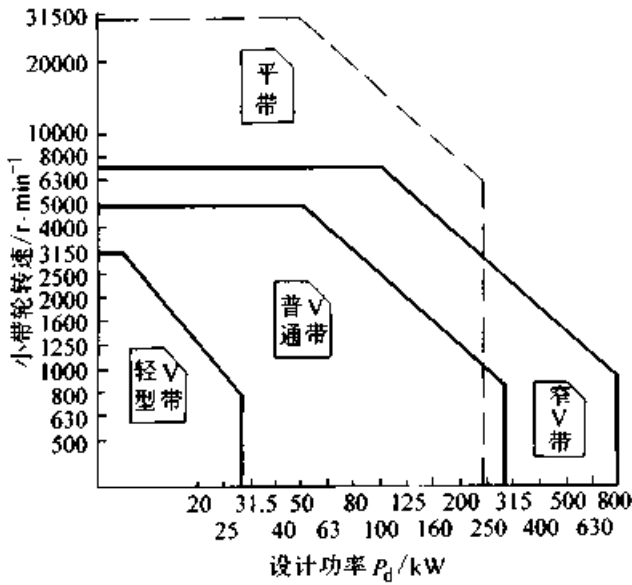


图 36.1-2 根据功率、转速选择带的类型

表 36.1-5 各种传动带小带轮的极限转速

带的种类	小带轮直径 / mm	极限转速 / r·min ⁻¹
轻型 V 带	20 ~ 100	3 000
普通 V 带	50 ~ 100	5 000
窄 V 带	63 ~ 112	7 000
大楔角 V 带	20 ~ 100	8 000
尼龙片复合平带	45 ~ 63	15 000
橡胶高速平带	15 ~ 50	30 000

1.3 带传动设计的一般程序

带传动的设计可参考图 36.1-3 的程序进行。

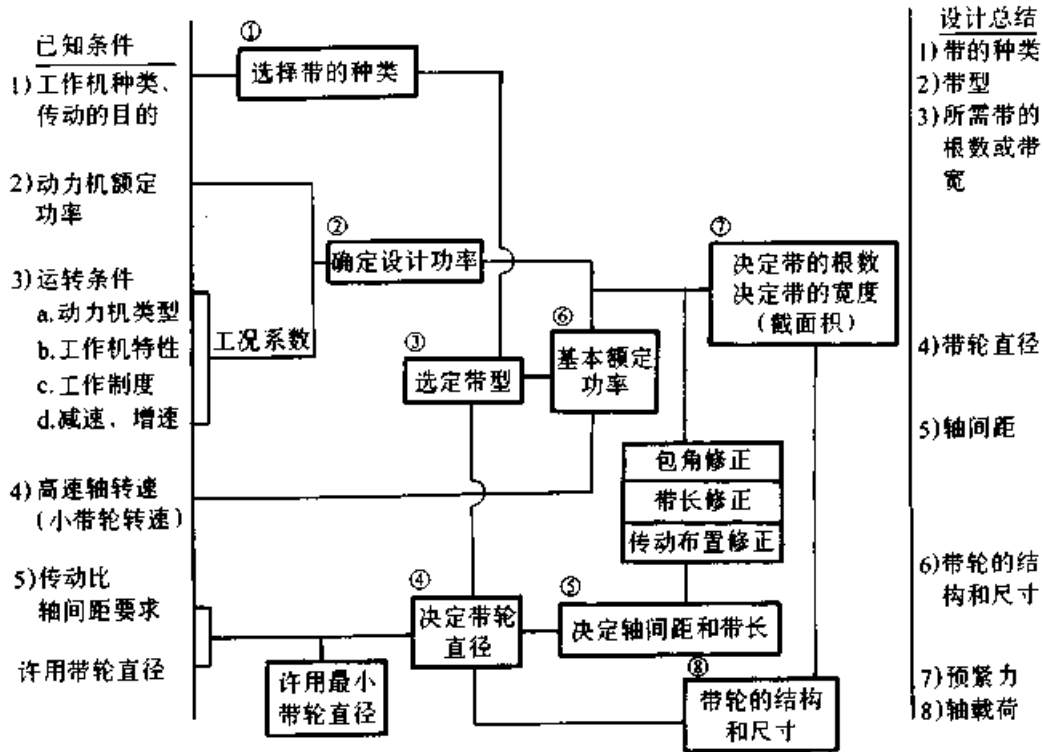


图 36.1-3 带传动设计的一般程序

2 带传动的效率

带传动的功率损失有：

1) 滑动损失 摩擦型带传动工作时，由于带轮两边的拉力差及其相应的变形差形成弹性滑动，导致带与从动轮的速度损失。弹性滑动率通常在 1% ~ 2% 之间。严重滑动，特别是过载打滑，会使带的运动处于不稳定状态，效率急剧降低，磨损加剧，严重影响带的寿命。

滑动损失随紧、松边拉力差的增大而增大，随带体弹性模量的增大而减小。

2) 内摩擦损失 带在运行中的反复伸缩，在带轮上的挠曲会使带体内部产生摩擦引起功率损失。

内摩擦损失随预紧力、带厚与带轮直径比的增加而增大。减小带的拉力变化，可减小其内摩擦损失。

3) 带与带轮工作面的粘附性以及 V 带楔

入、退出轮槽的侧面摩擦损失。

4) 空气阻力损失 高速运行时, 运行风阻引起的功率损失。其损失与速度的平方成正比。因此设计高速带传动时, 应减小带的表面积, 尽量用厚而窄的带; 带轮的轮辐表面应平滑(如用椭圆轮辐)或用辐板以减小风阻。

5) 轴承摩擦损失 轴承受带拉力的作用, 是引起功率损失的重要因素之一。

综合上述损失, 带传动的效率约在 80% ~ 98% 范围内, 根据带的种类而定, 进行传动设计时, 可参考表 36.1-6 选取。

表 36.1-6 带传动的效率

带的种类	效率/%
普通平带	94~98
有张紧轮的平带	90~95
尼龙片复合平带	98~99
普通 V 带 ^①	
帘布结构	87~92
线绳结构	92~96
窄 V 带	90~95
联组 V 带	89~94
多楔带	92~97
圆形带	95
同步带	93~98

① V 带传动的效率与 $\frac{d_1}{h}$ (d_1 —小带轮直径, h —带高)、根数有关, 当 $\frac{d_1}{h} \approx 9$ 取较低值, $\frac{d_1}{h} \approx 19$ 取高值; 多根传动时, 效率略低。

3 一般工业用 V 带传动

一般工业用 V 带传动有普通 V 带传动、窄

表 36.1-7 V 带(基准宽度制)的截面尺寸(摘自 GB/T 11544—1997) (mm)

带型	带型		节宽 b_p	顶宽 ^① b	高度 ^① h	楔角 ^① θ
	普通 V 带	窄 V 带				
Y			5.3	6	4	40°
Z ^②			8.5	10	6	
A		SPZ	8	10	8	
B		SPA	11.0	13	10	
C		SPB	14.0	17	14	
D		SPC	19.0	22	18	
E			27.0	32	19	
			32.0	38	23	

① 为基本尺寸。
② Z 型即原国标中的 O 型。

V 带传动和联组 V 带传动。

V 带和带轮有两种尺寸制, 即基准宽度制和有效宽度制。

基准宽度制是以基准线的位置和基准宽度来定义带轮的槽型、基准直径和 V 带在轮槽中的位置。带轮的基准宽度定义为 V 带的节面在轮槽内相应位置的槽宽, 用以表示轮槽截面的特征值, 不受公差的影响, 是带轮与带标准化的基本尺寸。在轮槽基准宽度处的直径是带轮的基准直径。

有效宽度制表示带轮轮槽截面的特征值是有效宽度, 它定义为轮槽直边侧面最外端的槽宽, 不受公差的影响。在轮槽有效宽度处的直径是有效直径。

由于尺寸制的不同, 带的长度分别以基准长度和有效长度来表示。基准长度是在规定的张紧力下, V 带位于测量带轮基准直径处的周长; 有效长度则是在规定的张紧力下, 位于测量带轮有效直径处的周长。

普通 V 带是用基准宽度制; 窄 V 带则由于尺寸制的不同, 有两种尺寸系列; 联组普通 V 带和联组窄 V 带都采用有效宽度制。设计计算时, 基本原理是相同的, 尺寸计算则有差别。

3.1 普通 V 带和窄 V 带(基准宽度制)的尺寸规格

普通 V 带和窄 V 带(基准宽度制)的带型及其截面尺寸见表 36.1-7; 普通 V 带的基准长度见表 36.1-8, 窄 V 带的基准长度见表 36.1-9。

表 36.1-8 普通 V 带的基准长度系列 (摘自 GB/T 11544—1997) (mm)

型 号						
Y	Z	A	B	C	D	E
200	405	630	930	1 565	2 740	4 660
224	475	700	1 000	1 760	3 100	5 040
250	530	790	1 100	1 950	3 330	5 420
280	625	890	1 210	2 195	3 730	6 100
315	700	990	1 370	2 420	4 080	6 850
355	780	1 100	1 560	2 715	4 620	7 650
400	820	1 250	1 760	2 880	5 400	9 150
450	1 080	1 430	1 950	3 080	6 100	12 230
500	1 330	1 550	2 180	3 520	6 840	13 750
	1 420	1 640	2 300	4 060	7 620	15 280
	1 540	1 750	2 500	4 600	9 140	16 800
		1 940	2 700	5 380	10 700	
		2 050	2 870	6 100	12 200	
		2 200	3 200	6 815	13 700	
		2 300	3 600	7 600	15 200	
		2 480	4 060	9 100		
		2 700	4 430	10 700		
			4 820			
			5 370			
			6 070			

表 36.1-9 窄 V 带基准长度 (mm)

L_d	不同型号的分布范围				L_d	不同型号的分布范围			
	SPZ	SPA	SPB	SPC		SPZ	SPA	SPB	SPC
630	+				3 150	+	+	+	+
710	+				3 550	+	+	+	+
800	+	+			4 000		+	+	+
900	+	+			4 500		+	+	+
1 000	+	+			5 000			+	+
1 120	+	+			5 600			+	+
1 250	+	+	+		6 300			+	+
1 400	+	+	+		7 100			+	+
1 600	+	+	+		8 000			+	+
1 800	+	+	+		9 000				+
2 000	+	+	+	+	10 000				+
2 240	+	+	+	+	11 200				+
2 500	+	+	+	+	12 500				+
2 800	+	+	+	+					

V带基准长度极限偏差见表 36.1-10。多带成组传动时，同组 V 带长度的最大允许差值（即配组差）见表 36.1-11。

表 36.1-10 V带基准长度的极限偏差
(摘自 GB/T 11544—1997) (mm)

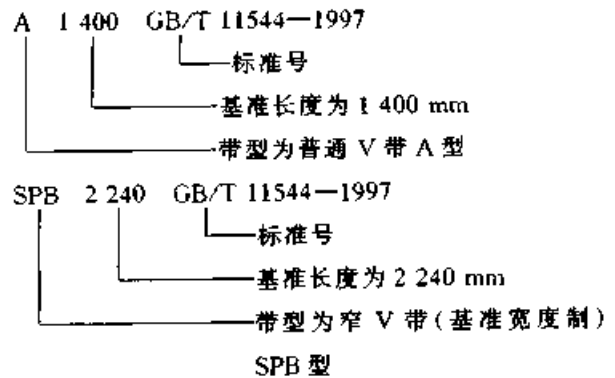
基准长度 L_d	极限偏差	
	Y, Z, A, B, C, D, E	SPZ, SPA, SPB, SPC
$L_d \leq 250$	+8 -4	
$250 < L_d \leq 315$	+9 -4	
$315 < L_d \leq 400$	+10 -5	
$400 < L_d \leq 500$	+11 -6	
$500 < L_d \leq 630$	+13 -6	±6
$630 < L_d \leq 800$	+15 -7	±8
$800 < L_d \leq 1000$	+17 -8	±10
$1000 < L_d \leq 1250$	+19 -10	±13
$1250 < L_d \leq 1600$	+23 -11	±16
$1600 < L_d \leq 2000$	+27 -13	±20
$2000 < L_d \leq 2500$	+31 -16	±25
$2500 < L_d \leq 3150$	+37 -18	±32
$3150 < L_d \leq 4000$	+44 -22	±40
$4000 < L_d \leq 5000$	+52 -26	±50
$5000 < L_d \leq 6300$	+63 -32	±63
$6300 < L_d \leq 8000$	+77 -38	±80
$8000 < L_d \leq 10000$	+93 -46	±100
$10000 < L_d \leq 12500$	+112 -66	±125
$12500 < L_d \leq 16000$	+140 -70	
$16000 < L_d \leq 20000$	+170 -85	

表 36.1-11 V带的配组差
(摘自 GB/T 11544—1997) (mm)

基准长度 L_d	配组差	
	Y, Z, A, B, C, D, E	SPZ, SPA, SPB, SPC
$L_d \leq 1250$	2	2
$1250 < L_d \leq 2000$	4	2
$2000 < L_d \leq 3150$	8	4
$3150 < L_d \leq 5000$	12	6
$5000 < L_d \leq 8000$	20	10
$8000 < L_d \leq 12500$	32	16
$12500 < L_d \leq 20000$	48	—

注：也可按供需双方协商规定的配组差。

普通 V 带和窄 V 带的标记是由带型、带长（基准长度或有效长度）和标准号组成。标记示例如下：



3.2 V 带传动的主要失效形式

- 1) 带在带轮上打滑，不能传递动力。
- 2) 带由于疲劳产生脱层、撕裂和拉断。
- 3) 带的工作面磨损。
- 4) 从动轴的扭振。

保证带在工作中不打滑，并具有一定的疲劳强度和使用寿命是 V 带传动设计的主要根据，也是靠摩擦传动的其他带传动设计的主要根据。

3.3 V 带传动的工作能力

摩擦型带传动的工作能力都是以不打滑和一定寿命条件下不产生疲劳损坏为准则决定的。其额定功率计算公式是以载荷-寿命的分析为基础发展而成，然后用试验研究取得的系数进行适当

的修正。

GB/T 11355—1989 (idt ISO 5292) 推荐的 V 带传动的额定功率计算公式为

$$P = K_o(P_1 + \Delta P_1 + \Delta P_2) \quad (36.1-1)$$

$$P_1 = d_p \omega \left[C_1 - C_2 \frac{1}{d_p} - C_3 (d_p \omega)^2 - C_4 \lg(d_p \omega) \right] \quad (36.1-2)$$

$$\Delta P_1 = C_4 d_p \omega \lg \frac{2}{\frac{C_2}{C_4} \cdot \frac{1}{d_p} \left(\frac{1}{S} - 1 \right)} \quad (36.1-3)$$

$$\Delta P_2 = d_p \omega C_4 \lg \frac{L}{L_0} \quad (36.1-4)$$

$$K_o = 1.25(1 - 5^{-\alpha/\pi}) \quad (36.1-5)$$

式中 K_o ——包角修正系数；
 α ——小带轮接触弧包角 (rad)；
 P_1 ——基本额定功率 (kW)；
 ΔP_1 ——传动比的附加功率值 (kW)；
 ΔP_2 ——带长的附加功率值 (kW)；
 d_p ——小带轮节径 (mm)；
 ω ——小带轮的角速度 (rad/s)；
 L ——带的实际长度 (mm)；
 L_0 ——带的特定长度 (mm)， L 和 L_0 应

采用基准长度或节线长度；

S —— i 或 $\frac{1}{i}$ 的大值；

i ——传动比；

C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 ——与 V 带尺寸、寿命、质量和曲挠频率等有关的系数，由试验决定。

式 (36.1-2) 的括号中，第一项是由带的疲劳强度决定的最大许用值；第二项是由于弯曲应力引起的能力降低部分；第三项是由于离心力引起的能力降低部分；第四项是由于带的曲挠频率引起的能力降低。

在实际应用中，常根据式 (36.1-2) 计算出 V 带在包角为 180° 、特定的长度 L_0 、载荷平稳条件下的基本额定功率 P_1 ，列出功率表供设计者查用；传动比的附加功率值 ΔP_1 可以用公式计算，也有按式 (36.1-3) 计算出 ΔP_1 值，附在功率表内； ΔP_2 则采用带长修正系数 K_L 来加以考虑。

3.4 传动的设计计算

普通 V 带和窄 V 带 (基准宽度制) 的设计计算见表 36.1-12，它是 GB/T 13575.1—1992 推荐的，也是国际通用的计算方法。

表 36.1-12 V 带传动的设计计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	备注
1	设计功率	P_d	kW	$P_d = K_A P$	P —传递的功率 (kW)； K_A —工况系数，见表 37.1-13
2	选定带型			根据 P_d 和 n_1 由图 36.1-4 或图 36.1-5 选取	n_1 —小带轮转速 (r/min)
3	传动比	i		$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}}$ 若计入滑动率 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p2}}{(1-\epsilon)d_{p1}}$ 通常 $\epsilon = 0.01 \sim 0.02$	n_2 —大带轮转速 (r/min)； d_{p1} —小带轮的节圆直径 (mm)； d_{p2} —大带轮的节圆直径 (mm)； ϵ —弹性滑动率 通常带轮的节圆直径可视为基准直径
4	小带轮的基准直径	d_{d1}	mm	按表 36.1-24 和表 36.1-26 选定	为提高 V 带的寿命，宜选取较大的直径
5	大带轮的基准直径	d_{d2}	mm	$d_{d2} = i d_{d1} (1 - \epsilon)$	d_{d2} 应按表 36.1-24 选取标准值
6	带速	v	m/s	$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \times 1000} \leq v_{\max}$ 普通 V 带 $v_{\max} = 25 \sim 30$ 窄 V 带 $v_{\max} = 35 \sim 40$	一般 v 不得低于 5 m/s 为充分发挥 V 带的传动能力，应使 $v \approx 20$ m/s

续表 36.1-12

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	备注
7	初定轴间距	a_0	mm	$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$	或根据结构要求定
8	所需基准长度	L_{d0}	mm	$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$	由表 36.1-8 和表 36.1-9 选取相近的 L_d <i>超星阅读器提醒您：使用本复制品，请尊重相关知识产权！</i>
9	实际轴间距	a	mm	$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2}$ $a_{min} = a - (2b_d + 0.09L_d)$ $a_{max} = a + 0.02L_d$	a_{min} —安装时所需最小轴间距； a_{max} —张紧或补偿伸长所需最大轴间距； b_d —基准宽度
10	小带轮包角	α_1	(°)	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ$	如 α_1 较小，应增大 a 或用张紧轮
11	单根 V 带传递的基本额定功率	P_1	kW	根据带型、 d_{d1} 和 n_1 见表 36.1-17a~k	P_1 是 $\alpha = 180^\circ$ 、载荷平稳时，特定基准长度的单根 V 带基本额定功率
12	传动比 $i \neq 1$ 的额定功率增量	ΔP_1	kW	根据带型、 n_1 和 i 见表 36.1-17a~k	
13	V 带的根数	z		$z = \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1)K_c K_L}$	K_c —小带轮包角修正系数，见表 36.1-14； K_L —带长修正系数，见表 36.1-15
14	单根 V 带的预紧力	F_0	N	$F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{K_c} - 1 \right) \frac{P_d}{zv} + mv^2$	m —V 带每米长的重量 (kg/m)，见表 36.1-16
15	作用在轴上的力	F_r	N	$F_r = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$	
16	带轮的结构和尺寸				见本章 3.7

表 36.1-13 工况系数 K_A

工作机类型		K_A					
		软起动			负载起动		
载荷情况	工作机械	每天工作小时数/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷平稳	办公机械、家用电器；轻型实验室设备	1.0	1.0	1.1	1.0	1.1	1.2
载荷变动微小	液体搅拌机；通风机和鼓风机 (≤ 7.5 kW)；离心式水泵和压缩机；轻型输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机 (不均匀载荷)；通风机 (> 7.5 kW)；旋转式水泵和压缩机；发电机；金属切削机床；印刷机；旋转筛；锯木机和木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4

工作机类型		K_A					
		软起动			负载起动		
载荷情况	工作机械	每天工作小时数/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷变动较大	制砖机；斗式提升机；往复式水泵和压缩机；起重机；磨粉机；冲剪机床；橡胶机械；振动筛；纺织机械；重载输送机	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载荷变动很大	破碎机（旋转式、颚式等）；磨碎机（球磨、棒磨、管磨）	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注：1. 软起动—电动机（交流起动、△起动、直流并励），四缸以上的内燃机，装有离心式离合器、液力联轴器的动力机。

负载起动—电动机（联机交流起动、直流复励或串励），四缸以下的内燃机。

2. 反复起动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合， K_A 应乘 1.2。

3. 增速传动时， K_A 应乘下列系数：

增速比	系数
1.25~1.74	1.05
1.75~2.49	1.11
2.5~3.49	1.18
≥ 3.5	1.28

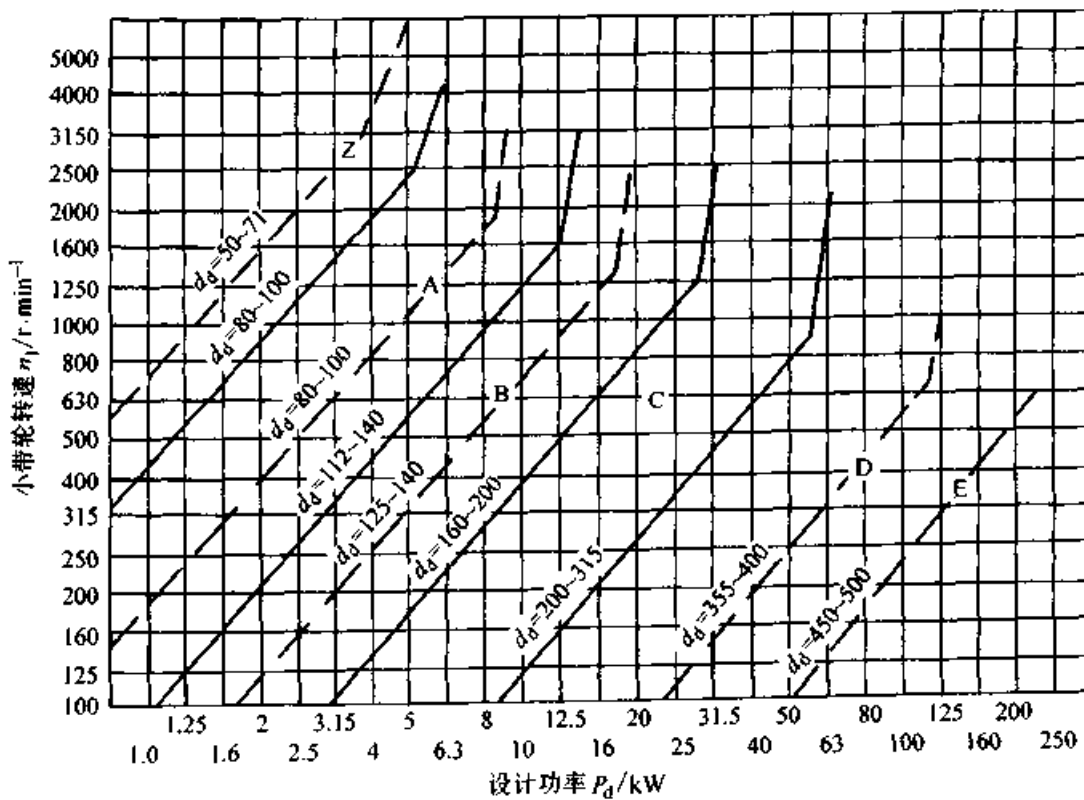


图 36.1-4 普通 V 带选型图

超星阅读器帮你：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

基准长度 L_d/mm	K_L												
	普通 V 带						窄 V 带						
	Y	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC		
630		0.96	0.81								0.82		
710		0.99	0.82								0.84		
800		1.00	0.85							0.86	0.81		
900		1.03	0.87	0.81						0.88	0.83		
1 000		1.06	0.89	0.84						0.90	0.85		
1 120		1.08	0.91	0.86						0.93	0.87		
1 250		1.11	0.93	0.88						0.94	0.89	0.82	
1 400		1.14	0.96	0.90						0.96	0.91	0.84	
1 600		1.16	0.99	0.93	0.84					1.00	0.93	0.86	
1 800		1.18	1.01	0.95	0.85					1.01	0.95	0.88	
2 000			1.03	0.98	0.88					1.02	0.96	0.90	0.81
2 240			1.06	1.00	0.91					1.05	0.98	0.92	0.83
2 500			1.09	1.03	0.93					1.07	1.00	0.94	0.86
2 800			1.11	1.05	0.95	0.83				1.09	1.02	0.96	0.88
3 150			1.13	1.07	0.97	0.86				1.11	1.04	0.98	0.90
3 550			1.17	1.10	0.98	0.89				1.13	1.06	1.00	0.92
4 000			1.19	1.13	1.02	0.91					1.08	1.02	0.94
4 500				1.15	1.04	0.93	0.90				1.09	1.04	0.96
5 000				1.18	1.07	0.96	0.92					1.06	0.98
5 600					1.09	0.98	0.95					1.08	1.00
6 300					1.12	1.00	0.97					1.10	1.02
7 100					1.15	1.03	1.00					1.12	1.04
8 000					1.18	1.06	1.02					1.14	1.06
9 000					1.21	1.08	1.05						1.08
10 000					1.23	1.11	1.07						1.10
11 200						1.14	1.10						1.12
12 500						1.17	1.12						1.14
14 000						1.20	1.15						
16 000						1.22	1.18						

表 36.1-16 V 带每米长的重量

带 型		$m/kg \cdot m^{-1}$	带 型		$m/kg \cdot m^{-1}$
普通 V 带	Y	0.04	窄 V 带	SPZ	0.07
	Z	0.06		SPA	0.12
	A	0.11		SPB	0.20
	B	0.20		SPC	0.37
	C	0.33		9 N (3 V)	0.08
	D	0.66		15 N (5 V)	0.20
	E	1.02		25 N (8 V)	0.57

表 36.1-17a Y型 V带的额定功率 (kW)

小带轮转速 $n_1 / r \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮基准直径 d_{d1} / mm							传 动 比 i										
	20	25	28 ^①	31.5 ^①	35.5 ^①	40 ^①	45	50	1.00~1.01	1.02~1.04	1.05~1.08	1.09~1.12	1.13~1.18	1.19~1.24	1.25~1.34	1.35~1.51	1.52~1.99	≥ 2.0
	单根 V 带的基本额定功率 P_1																	
400	—	—	—	—	—	—	—	0.05	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
730 ^②	—	—	—	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17
800	—	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19
980 ^②	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19
1 200	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19
1 460 ^②	0.02	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20
1 600	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21
2 000	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21
2 400	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22
2 800 ^②	0.04	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23
3 200	0.05	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24
3 600	0.06	0.08	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25
4 000	0.06	0.09	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26
4 500	0.07	0.10	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27
5 000	0.08	0.11	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28
5 500	0.09	0.12	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

① 为优先采用的基准直径。
② 为常用转速。

表 36.1-17d B 型 V 带的额定功率

小带轮转速 n_1 / r·min ⁻¹	小带轮基准直径 d_{d1} /mm						传 动 比 i										带速 v / m·s ⁻¹ ≈								
	125	140 ^①	160 ^①	180 ^①	200	224	250	280	$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1																
									1.00~1.01	1.02~1.04	1.05~1.08	1.09~1.12	1.13~1.18	1.19~1.24	1.25~1.34	1.35~1.51		1.52~1.99	≥2.00						
单根 V 带基本额定功率 P_1																									
200	0.48	0.59	0.74	0.88	1.02	1.19	1.37	1.58	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	
400	0.84	1.05	1.32	1.59	1.85	2.17	2.50	2.89	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.15	0.17	0.20	0.23	0.25	0.25
730 ^②	1.34	1.69	2.16	2.61	3.06	3.59	4.14	4.77	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30	0.34	0.38	0.46	0.51	0.57
800	1.44	1.82	2.32	2.81	3.30	3.86	4.46	5.13	0.00	0.03	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30	0.34	0.39	0.45	0.51	0.57	0.63
980 ^①	1.67	2.13	2.72	3.30	3.86	4.50	5.22	5.93	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30	0.34	0.39	0.45	0.51	0.57	0.63	0.70
1 200	1.93	2.47	3.17	3.85	4.50	5.26	6.04	6.90	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34	0.39	0.44	0.51	0.57	0.63	0.70	0.76	0.89
1 460 ^②	2.20	2.83	3.64	4.41	5.15	5.99	6.85	7.78	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.40	0.46	0.51	0.57	0.63	0.70	0.76	0.89	1.01
1 600	2.33	3.00	3.86	4.68	5.46	6.33	7.20	8.13	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.39	0.45	0.51	0.57	0.63	0.70	0.76	0.89	1.01	1.14
1 800	2.50	3.23	4.15	5.02	5.83	6.73	7.63	8.46	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.44	0.51	0.57	0.63	0.70	0.76	0.89	1.01	1.14	1.27
2 000	2.64	3.42	4.40	5.30	6.13	7.02	7.87	8.60	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63	0.70	0.76	0.89	1.01	1.14	1.27	1.43
2 200	2.76	3.58	4.60	5.52	6.35	7.19	7.97	8.53	0.00	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.46	0.54	0.62	0.70	0.76	0.89	1.01	1.14	1.27	1.43	1.60
2 400	2.85	3.70	4.75	5.67	6.47	7.25	7.89	8.22	0.00	0.08	0.17	0.25	0.34	0.42	0.51	0.59	0.68	0.76	0.89	1.01	1.14	1.27	1.43	1.60	1.80
2 800 ^②	2.96	3.85	4.89	5.76	6.43	6.95	7.14	6.80	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.79	0.90	1.01	1.14	1.27	1.43	1.60	1.80	2.00
3 200	2.94	3.83	4.80	5.52	5.95	6.05	5.60	4.26	0.00	0.11	0.23	0.34	0.45	0.56	0.68	0.79	0.90	1.01	1.14	1.27	1.43	1.60	1.80	2.00	2.20
3 600	2.80	3.63	4.46	4.92	4.98	4.47	3.12	—	0.00	0.13	0.25	0.38	0.51	0.63	0.76	0.89	1.01	1.14	1.27	1.43	1.60	1.80	2.00	2.20	
4 000	2.51	3.24	3.82	3.92	3.47	2.14	—	—	0.00	0.14	0.28	0.42	0.56	0.70	0.84	0.99	1.13	1.27	1.43	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	
4 500	1.93	2.45	2.59	2.04	—	—	—	—	0.00	0.16	0.32	0.48	0.63	0.79	0.95	1.11	1.27	1.43	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	2.60	
5 000	1.09	1.29	0.81	—	—	—	—	—	0.00	0.18	0.36	0.53	0.71	0.89	1.07	1.24	1.42	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	2.60	2.80	

① 为优先采用的基准直径。

② 为常用转速。

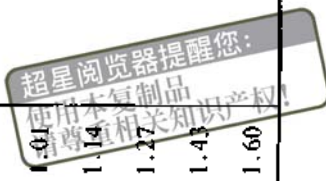


表 36.1-17e C型V带的额定功率

(kW)

小带轮转速 n_1 / $r \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮基准直径 d_d /mm						传动比 i										带速 v / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ≈	
	单根V带基本额定功率 P_1						$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1											
	200 ^①	224 ^①	250 ^①	280 ^①	315 ^①	355	400 ^①	450	1.00~1.01	1.02~1.04	1.05~1.08	1.09~1.12	1.13~1.18	1.19~1.24	1.25~1.34	1.35~1.51		1.52~1.99
200	1.39	1.70	2.03	2.42	2.86	3.36	3.91	4.51	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
300	1.92	2.37	2.85	3.40	4.04	4.75	5.54	6.40	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26
400	2.41	2.99	3.62	4.32	5.14	6.05	7.06	8.20	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.23	0.27	0.31	0.35
500	2.87	3.58	4.33	5.19	6.17	7.27	8.52	9.81	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44
600	3.30	4.12	5.00	6.00	7.14	8.45	9.82	11.29	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53
730 ^②	3.80	4.78	5.82	6.99	8.34	9.79	11.52	12.98	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62
800	4.07	5.12	6.23	7.52	8.92	10.46	12.10	13.80	0.00	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71
980 ^②	4.66	5.89	7.18	8.65	10.23	11.92	13.67	15.39	0.00	0.09	0.19	0.27	0.37	0.47	0.56	0.65	0.74	0.83
1 200	5.29	6.71	8.21	9.81	11.53	13.31	15.04	16.59	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.70	0.82	0.94	1.06
1 460 ^②	5.86	7.47	9.06	10.74	12.48	14.12	15.51	16.41	0.00	0.14	0.28	0.42	0.58	0.71	0.85	0.99	1.14	1.27
1 600	6.07	7.75	9.38	11.06	12.72	14.19	15.24	15.57	0.00	0.16	0.31	0.47	0.63	0.78	0.94	1.10	1.25	1.41
1 800	6.28	8.00	9.63	11.22	12.67	13.73	14.08	13.29	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.88	1.06	1.23	1.41	1.59
2 000	6.34	8.06	9.62	11.04	12.14	12.59	11.95	9.64	0.00	0.20	0.39	0.59	0.78	0.98	1.17	1.37	1.57	1.76
2 200	6.26	7.92	9.34	10.48	11.08	10.70	8.75	4.44	0.00	0.22	0.43	0.65	0.86	1.08	1.29	1.51	1.72	1.94
2 400	6.02	7.57	8.75	9.50	9.43	7.98	4.34	—	0.00	0.23	0.47	0.70	0.94	1.18	1.41	1.65	1.88	2.12
2 600	5.61	6.93	7.85	8.08	7.11	4.32	—	—	0.00	0.25	0.51	0.76	1.02	1.27	1.53	1.78	2.04	2.29
2 800 ^②	5.01	6.08	6.56	6.13	4.16	—	—	—	0.00	0.27	0.55	0.82	1.10	1.37	1.64	1.92	2.19	2.47
3 200	3.23	3.57	2.93	—	—	—	—	—	0.00	0.31	0.61	0.91	1.22	1.53	1.83	2.14	2.44	2.75

① 为优先采用的基准直径。

② 为常用转速。

特 别 提 醒 您：
本 厂 产 品
均 有 保 证 书
请 关 注 产 权 ！

(kW)

表 36.1-17f D 型 V 带的额定功率

小带轮转速 n_1 / r·min ⁻¹	小带轮基准直径 d_{d1} /mm								传 动 比 i										带速 v / m·s ⁻¹ ≈
	单根 V 带基本额定功率 P_1								$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1										
	355 ^①	400 ^①	450 ^①	500 ^①	560 ^①	630	710	800	1.00~ 1.01	1.02~ 1.04	1.05~ 1.08	1.09~ 1.12	1.13~ 1.18	1.19~ 1.24	1.25~ 1.34	1.35~ 1.51	1.52~ 1.99	≥2.00	
100	3.01	3.66	4.37	5.08	5.91	6.88	8.01	9.22	0.00	0.03	0.07	0.10	0.14	0.17	0.21	0.24	0.28	0.31	5
150	4.20	5.14	6.17	7.18	8.43	9.82	11.38	13.11	0.00	0.05	0.11	0.15	0.21	0.26	0.31	0.36	0.42	0.47	10
200	5.31	6.52	7.90	9.21	10.76	12.54	14.55	16.76	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63	15
250	6.36	7.88	9.50	11.09	12.97	15.13	17.54	20.18	0.00	0.09	0.18	0.26	0.35	0.44	0.57	0.61	0.70	0.78	20
300	7.35	9.13	11.02	12.88	15.07	17.57	20.35	23.39	0.00	0.10	0.21	0.31	0.42	0.52	0.62	0.73	0.83	0.94	25
400	9.24	11.45	13.85	16.20	18.95	22.05	25.45	29.08	0.00	0.14	0.28	0.42	0.56	0.70	0.83	0.97	1.11	1.25	30
500	10.90	13.55	16.40	19.17	22.38	25.94	29.76	33.72	0.00	0.17	0.35	0.52	0.70	0.87	1.04	1.22	1.39	1.56	35
600	12.39	15.42	18.67	21.78	25.32	29.18	33.18	37.13	0.00	0.21	0.42	0.62	0.83	1.04	1.25	1.46	1.67	1.88	40
730 ^②	14.04	17.58	21.12	24.52	28.28	32.19	35.97	39.26	0.00	0.24	0.49	0.73	0.97	1.22	1.46	1.70	1.95	2.19	
800	14.83	18.46	22.25	25.76	29.55	33.38	36.87	39.55	0.00	0.28	0.56	0.83	1.11	1.39	1.67	1.95	2.22	2.50	
980 ^②	16.30	20.25	24.16	27.60	31.00	33.88	35.58	35.26	0.00	0.33	0.66	0.99	1.32	1.60	1.92	2.31	2.64	2.97	
1 100	16.98	20.99	24.84	28.02	30.85	32.65	32.52	29.26	0.00	0.38	0.77	1.15	1.53	1.91	2.29	2.68	3.06	3.44	
1 200	17.25	21.20	24.84	27.61	29.67	30.15	27.88	21.32	0.00	0.42	0.84	1.25	1.67	2.09	2.50	2.92	3.34	3.75	
1 300	17.26	21.06	24.35	26.54	27.58	26.37	21.42	10.78	0.00	0.45	0.91	1.35	1.81	2.26	2.71	3.16	3.61	4.06	
1 460 ^②	16.70	20.03	22.42	23.28	22.08	17.28	—	—	0.00	0.51	1.01	1.51	2.02	2.52	3.02	3.52	4.03	4.53	
1 600	15.63	18.31	19.59	18.88	15.13	6.25	—	—	0.00	0.56	1.11	1.67	2.23	2.78	3.33	3.89	4.45	5.00	
1 800	12.97	14.28	13.34	9.59	—	—	—	—	0.00	0.63	1.24	1.88	2.51	3.13	3.74	4.38	5.01	5.62	

① 为优先采用的基准直径。

② 为常用转速。

(kW)

表 36.1-17g E型V带的额定功率

小带轮转速 n_1 / r·min ⁻¹	小带轮基准直径 d_{d1} /mm										传动比 i							带速 v / m·s ⁻¹ ≈
	单根V带基本额定功率 P_1										$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1							
	500 ^①	560 ^①	630 ^①	710 ^①	800	900	1 000	1 120	1.00~ 1.01	1.02~ 1.04	1.05~ 1.08	1.09~ 1.12	1.13~ 1.18	1.19~ 1.24	1.25~ 1.34	1.35~ 1.51	1.52~ 1.99	
100	6.21	7.32	8.75	10.31	12.05	13.96	15.84	18.07	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62
150	8.60	10.33	12.32	14.56	17.05	19.76	22.44	25.58	0.00	0.10	0.20	0.31	0.41	0.52	0.62	0.72	0.83	0.93
200	10.86	13.09	15.65	18.52	21.70	25.15	28.52	32.47	0.00	0.14	0.28	0.41	0.55	0.69	0.83	0.96	1.10	1.24
250	12.97	15.67	18.77	22.23	26.03	30.14	34.11	38.71	0.00	0.17	0.34	0.52	0.69	0.86	1.03	1.20	1.37	1.56
300	14.96	18.10	21.69	25.69	30.05	34.71	39.17	44.26	0.00	0.21	0.41	0.62	0.83	1.03	1.24	1.45	1.65	1.86
350	16.81	20.38	24.42	28.89	33.73	38.84	43.66	49.04	0.00	0.24	0.48	0.72	0.96	1.20	1.45	1.69	1.92	2.17
400	18.55	22.49	26.95	31.83	37.05	42.49	47.52	52.98	0.00	0.28	0.55	0.83	1.00	1.38	1.65	1.93	2.20	2.48
500	21.65	26.25	31.36	36.85	42.53	48.20	53.12	57.94	0.00	0.34	0.64	1.03	1.38	1.72	2.07	2.41	2.76	3.10
600	24.21	29.30	34.83	40.58	46.26	51.48	55.45	58.42	0.00	0.41	0.83	1.24	1.65	2.07	2.48	2.89	3.31	3.72
730 ^②	26.62	32.02	37.64	43.07	47.79	51.13	52.26	50.36	0.00	0.48	0.97	1.45	1.93	2.41	2.89	3.38	3.86	4.34
800	27.57	33.03	38.52	43.52	47.38	49.21	48.19	42.77	0.00	0.55	1.10	1.65	2.21	2.76	3.31	3.86	4.41	4.96
980 ^②	28.52	33.00	37.14	39.56	39.08	34.01	—	—	0.00	0.65	1.29	1.95	2.62	3.27	3.92	4.58	5.23	5.89
1 100	27.30	31.35	33.94	33.74	29.06	17.65	—	—	0.00	0.73	1.47	2.20	2.93	3.67	4.40	5.14	5.87	6.61
1 200	25.53	28.49	29.17	25.91	16.46	—	—	—	0.00	0.80	1.61	2.40	3.21	4.01	4.81	5.61	6.41	7.21
1 300	22.82	24.31	22.56	15.44	—	—	—	—	0.00	0.86	1.74	2.60	3.47	4.34	5.21	6.08	6.94	7.82
1 460 ^②	16.25	14.52	—	—	—	—	—	—	0.00	0.98	1.95	2.92	3.90	4.88	5.85	6.83	7.80	8.78

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

① 为优先采用的基准直径。

② 为常用转速。

表 36.1-17h SPZ 型窄 V 带的额定功率

(kW)

小带轮转速 $n_1 / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮基准直径 d_{d1} / mm							传 动 比 i							带速 $v / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ≈				
	63	71	75	80	90	100	112	125	1.00~1.01	1.02~1.05	1.06~1.11	1.12~1.18	1.19~1.26	1.27~1.38		1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.38	≥3.39
	单根 V 带的基本额定功率 P_1							$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1											
200	0.20	0.25	0.28	0.31	0.37	0.43	0.51	0.59	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	
400	0.35	0.44	0.49	0.55	0.67	0.79	0.93	1.09	0.00	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	
730 ^{b)}	0.56	0.72	0.79	0.88	1.12	1.33	1.57	1.84	0.00	0.01	0.02	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.10	
800	0.60	0.78	0.87	0.99	1.21	1.44	1.70	1.99	0.00	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	
980 ^{d)}	0.70	0.92	1.02	1.15	1.44	1.70	2.02	2.36	0.00	0.01	0.03	0.06	0.07	0.09	0.11	0.12	0.13	0.14	
1 200	0.81	1.08	1.21	1.38	1.70	2.02	2.40	2.80	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	
1 460 ^{d)}	0.93	1.25	1.41	1.60	1.98	2.36	2.80	3.28	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.18	0.20	0.21	
1 600	1.00	1.35	1.52	1.73	2.14	2.55	3.04	3.55	0.00	0.02	0.05	0.09	0.13	0.15	0.18	0.20	0.22	0.23	
2 000	1.17	1.59	1.79	2.05	2.55	3.05	3.62	4.24	0.00	0.02	0.07	0.12	0.16	0.19	0.22	0.25	0.27	0.29	
2 400	1.32	1.81	2.04	2.34	2.93	3.49	4.16	4.85	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.23	0.27	0.30	0.33	0.35	
2 800 ^{d)}	1.45	2.00	2.27	2.61	3.26	3.90	4.64	5.40	0.00	0.03	0.09	0.16	0.22	0.27	0.31	0.35	0.38	0.41	
3 200	1.56	2.18	2.48	2.85	3.57	4.26	5.06	5.88	0.00	0.04	0.11	0.18	0.25	0.31	0.36	0.40	0.44	0.47	
3 600	1.66	2.33	2.65	3.06	3.84	4.58	5.42	6.27	0.00	0.04	0.12	0.20	0.28	0.34	0.40	0.46	0.49	0.52	
4 000	1.74	2.46	2.81	3.24	4.07	4.85	5.72	6.58	0.00	0.05	0.13	0.23	0.31	0.38	0.45	0.51	0.55	0.58	
4 500	1.81	2.59	2.96	3.42	4.30	5.10	5.99	6.83	0.00	0.06	0.15	0.26	0.35	0.43	0.51	0.57	0.62	0.66	
5 000	1.85	2.68	3.07	3.56	4.46	5.27	6.14	6.92	0.00	0.06	0.17	0.29	0.39	0.48	0.56	0.63	0.69	0.75	

① 为常用转速。

表 36.1-17i SPA 型窄 V 带的额定功率 (kW)

小带轮转速 n_1 / $r \cdot \min^{-1}$	小带轮基准直径 d_{d1} /mm								传 动 比 i										带速 v / $m \cdot s^{-1}$
	单根 V 带的基本额定功率 P_1								$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1										
	90	100	112	125	140	160	180	200	1.00~1.02	1.06~1.12	1.19~1.27	1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.39					
200	0.43	0.53	0.64	0.77	0.92	1.11	1.30	1.49	0.00	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06				
400	0.75	0.94	1.16	1.40	1.68	2.04	2.39	2.75	0.00	0.01	0.05	0.07	0.10	0.13	0.13				
730 ^①	1.21	1.54	1.91	2.33	2.81	3.42	4.03	4.63	0.00	0.02	0.09	0.12	0.17	0.22	0.22				
800	1.30	1.65	2.07	2.52	3.03	3.70	4.36	5.01	0.00	0.02	0.10	0.14	0.20	0.25	0.25				
980 ^①	1.52	1.93	2.44	2.98	3.58	4.38	5.17	5.94	0.00	0.03	0.12	0.16	0.23	0.30	0.30				
1 200	1.76	2.27	2.86	3.50	4.23	5.17	6.10	7.00	0.00	0.03	0.15	0.21	0.29	0.38	0.38				
1 460 ^①	2.02	2.61	3.31	4.06	4.91	6.01	7.07	8.10	0.00	0.04	0.18	0.24	0.35	0.46	0.46				
1 600	2.16	2.80	3.57	4.38	5.29	6.47	7.62	8.72	0.00	0.04	0.20	0.27	0.39	0.51	0.51				
2 000	2.49	3.27	4.18	5.15	6.22	7.60	8.90	10.13	0.00	0.05	0.25	0.34	0.49	0.63	0.63				
2 400	2.77	3.67	4.71	5.80	7.01	8.53	9.93	11.22	0.00	0.06	0.30	0.41	0.59	0.76	0.76				
2 800 ^①	3.00	3.99	5.15	6.34	7.64	9.24	10.67	11.92	0.00	0.07	0.35	0.48	0.68	0.89	0.89				
3 200	3.16	4.25	5.49	6.76	8.11	9.72	11.09	12.19	0.00	0.08	0.40	0.54	0.78	1.01	1.01				
3 600	3.26	4.42	5.72	7.03	8.39	9.94	11.15	11.98	0.00	0.10	0.45	0.62	0.88	1.14	1.14				
4 000	3.29	4.50	5.85	7.16	8.48	9.87	10.81	11.25	0.00	0.11	0.50	0.68	0.98	1.27	1.27				
4 500	3.24	4.48	5.83	7.09	8.27	9.34	9.78	9.50	0.00	0.12	0.57	0.77	1.10	1.42	1.42				
5 000	3.07	4.31	5.61	6.75	7.69	8.28	7.99	6.75	0.00	0.13	0.63	0.86	1.22	1.58	1.58				

① 为常用转速。

表 36.1-17j SPB 型窄 V 带的额定功率

(kW)

小带轮转速 $n_1 / r \cdot \min^{-1}$	小带轮基准直径 d_d / mm							传动比 i							带速 $v / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ \approx				
	140	160	180	200	224	250	280	315	1.00~1.01	1.02~1.05	1.06~1.11	1.12~1.18	1.19~1.26	1.27~1.38		1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.38	≥ 3.39
	单根 V 带的基本额定功率 P_1							$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1											
200	1.08	1.37	1.65	1.94	2.28	2.64	3.05	3.53	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	
400	1.92	2.47	3.01	3.54	4.18	4.86	5.63	6.53	0.00	0.02	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.22	0.25	0.26	
730 ^{b)}	3.13	4.06	4.99	5.88	6.97	8.11	9.41	10.91	0.00	0.04	0.10	0.18	0.25	0.30	0.35	0.40	0.41	0.46	
800	3.35	4.37	5.37	6.35	7.52	8.75	10.14	11.71	0.00	0.04	0.12	0.21	0.28	0.34	0.40	0.45	0.49	0.52	
980 ^{b)}	3.92	5.13	6.31	7.47	8.83	10.27	11.89	13.70	0.00	0.05	0.14	0.25	0.34	0.41	0.48	0.54	0.58	0.62	
1 200	4.55	5.98	7.38	8.74	10.33	11.99	13.82	15.84	0.00	0.07	0.18	0.31	0.42	0.51	0.60	0.68	0.74	0.78	
1 460 ^{b)}	5.21	6.89	8.50	10.07	11.86	13.72	15.71	17.84	0.00	0.08	0.22	0.38	0.51	0.62	0.73	0.82	0.89	0.94	
1 600	5.54	7.33	9.05	10.70	12.59	14.51	16.56	18.70	0.00	0.08	0.24	0.41	0.56	0.68	0.80	0.90	0.98	1.04	
1 800	5.95	7.89	9.74	11.50	13.49	15.47	17.52	19.56	0.00	0.10	0.27	0.47	0.63	0.77	0.90	1.01	1.10	1.17	
2 000	6.31	8.38	10.34	12.18	14.21	16.19	18.17	20.00	0.00	0.11	0.30	0.52	0.70	0.85	1.00	1.13	1.23	1.30	
2 200	6.62	8.80	10.83	12.72	14.76	16.68	18.48	19.97	0.00	0.12	0.33	0.57	0.77	0.94	1.10	1.24	1.35	1.43	
2 400	6.86	9.13	11.21	13.11	15.10	16.89	18.43	19.44	0.00	0.13	0.36	0.62	0.84	1.02	1.20	1.35	1.47	1.56	
2 800 ^{b)}	7.15	9.52	11.62	13.41	15.14	16.44	17.13	16.71	0.00	0.15	0.42	0.72	0.98	1.19	1.40	1.58	1.72	1.82	
3 200	7.17	9.53	11.43	13.01	14.22				0.00	0.17	0.47	0.83	1.13	1.36	1.60	1.81	1.96	2.08	
3 600	6.89	9.10	10.77	11.83					0.00	0.20	0.53	0.93	1.27	1.53	1.80	2.03	2.21	2.34	

① 为常用转速。

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

(kW)

表 36.1-17k SPC 型窄 V 带的额定功率

小带轮转速 $n_1 / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮基准直径 d_{d1} / mm							传动比 i							带速 $v / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$				
	224	250	280	315	355	400	450	500	1.00~1.01	1.02~1.05	1.06~1.11	1.12~1.18	1.19~1.26	1.27~1.38		1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.38	≥ 3.39
	单根 V 带的基本额定功率 P_1							$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1											
200	2.90	3.50	4.18	4.97	5.87	6.86	7.96	9.04	0.00	0.03	0.07	0.13	0.17	0.21	0.24	0.27	0.30	0.32	
400	5.19	6.31	7.59	9.07	10.72	12.56	14.56	16.52	0.00	0.05	0.14	0.25	0.34	0.41	0.49	0.55	0.59	0.63	
600	7.21	8.81	10.62	12.70	15.02	17.56	20.29	22.92	0.00	0.08	0.22	0.38	0.51	0.62	0.73	0.82	0.89	0.95	
730 ^①	8.38	10.27	12.40	14.82	17.50	20.41	23.49	26.40	0.00	0.09	0.25	0.44	0.60	0.72	0.85	0.95	1.04	1.10	
800	8.99	11.02	13.31	15.90	18.76	21.84	25.07	28.09	0.00	0.11	0.29	0.50	0.68	0.83	0.97	1.10	1.19	1.26	
980 ^①	10.39	12.76	15.40	18.37	21.55	25.15	28.83	31.38	0.00	0.13	0.34	0.60	0.81	0.98	1.15	1.30	1.41	1.50	
1 200	11.89	14.61	17.60	20.88	24.34	27.33	31.15	33.85	0.00	0.16	0.43	0.75	1.02	1.24	1.46	1.64	1.78	1.89	
1 460 ^①	13.26	16.26	19.49	22.92	26.32	29.40	32.01	33.45	0.00	0.19	0.52	0.91	1.24	1.50	1.76	1.98	2.16	2.29	
1 600	13.81	16.92	20.20	23.58	26.80	29.53	31.33	31.70	0.00	0.21	0.58	1.00	1.36	1.65	1.94	2.19	2.38	2.52	
1 800	14.35	17.52	20.70	23.91	26.62	28.42	28.69	26.94	0.00	0.24	0.65	1.13	1.53	1.86	2.19	2.46	2.68	2.84	
2 000	14.58	17.70	20.75	23.47	25.37	25.81	23.95	19.35	0.00	0.26	0.72	1.25	1.71	2.07	2.43	2.74	2.97	3.15	
2 200	14.47	17.44	20.13	22.18	22.94				0.00	0.29	0.79	1.38	1.88	2.27	2.67	3.01	3.27	3.47	
2 400	14.01	16.69	18.86	19.98	19.22				0.00	0.32	0.86	1.51	2.05	2.48	2.92	3.28	3.57	3.79	
2 600	12.95	15.14	16.49	16.26					0.00	0.34	0.94	1.63	2.22	2.69	3.16	3.56	3.87	4.10	

① 为常用转速。

3.5 窄V带（有效宽度制）传动及其设计特点

窄V带由于带体结构的特点，决定了其具有较高的承载能力，较长的寿命，适用于载荷波动较大、工作条件严酷的场所。它广泛用于石油、冶金、化工、纺织、起重等工业设备。

基准宽度制窄V带虽已制订成国际标准（ISO 4183、ISO 4184），但有效宽度制窄V带在工业设备上的应用仍占有相当份额。我国制订的GB/T 11544—1997等效采用了基准宽度制，实际上两种尺寸制都有应用，并在GB/T 11544—1997的附录中列出了有效宽度制窄V带的带型、截面尺寸及其测量参数。

3.5.1 尺寸规格

窄V带（有效宽度制）的截面尺寸见表36.1-18，其有效长度见表36.1-19。

表 36.1-18 窄V带（有效宽度制）的截面尺寸
（摘自 GB/T 11544—1997）（mm）

型 号 ^①	顶宽	高度	楔角 θ
	b	h	
9 N(3 V)	9.5	8.0	40°
15 N(5 V)	16	13.5	
25 N(8 V)	25.5	23.0	

① 括号内是美、日等国采用的带型符号。

3.5.2 设计计算

窄V带（有效宽度制）传动的设计计算方法可参照表36.1-12进行。但在设计计算时，应注意以下几点：

表 36.1-19 窄V带有效长度（摘自 GB/T 11544—1997）（mm）

公称有效长度			极限偏差	配组差	公称有效长度			极限偏差	配组差
型 号					型 号				
9 N	15 N	25 N			9 N	15 N	25 N		
630			±8	4	1 700	1 700		±10	6
670			±8	4	1 800	1 800		±10	6
710			±8	4	1 900	1 900		±10	6
760			±8	4	2 030	2 030		±10	6
800			±8	4	2 160	2 160		±13	6
850			±8	4	2 290	2 290		±13	6
900			±8	4	2 410	2 410		±13	6
950			±8	4	2 540	2 540	2 540	±13	6
1 015			±8	4	2 690	2 690	2 690	±15	6
1 080			±8	4	2 840	2 840	2 840	±15	10
1 145			±8	4	3 000	3 000	3 000	±15	10
1 205			±8	4	3 180	3 180	3 180	±15	10
1 270	1 270		±8	4	3 350	3 350	3 350	±15	10
1 345	1 345		±10	4	3 550	3 550	3 550	±15	10
1 420	1 420		±10	6		3 810	3 810	±20	10
1 525	1 525		±10	6		4 060	4 060	±20	10
1 600	1 600		±10	6		4 320	4 320	±20	10

续表 36.1-19

公称有效长度			极限偏差	配组差	公称有效长度			极限偏差	配组差
型号					型号				
9 N	15 N	25 N			9 N	15 N	25 N		
3 550	4 570	4 570	± 20	10		8 000	± 25	16	
	4 830	4 830	± 20	10		8 500	± 25	16	
	5 080	5 080	± 20	10		9 000	± 25	16	
	5 380	5 380	± 20	10		9 500	± 25	16	
	5 690	5 690	± 20	10		10 160	± 25	16	
	6 000	6 000	± 20	10		10 800	± 30	16	
	6 350	6 350	± 20	16		11 430	± 30	16	
	6 730	6 730	± 20	16		12 060	± 30	24	
	7 100	7 100	± 20	16		12 700	± 30	24	
	7 620	7 620	± 20	16					

1) 选择带型时, 应根据设计功率 P_d 和小带轮转速 n_1 由图 36.1-6 选取。

2) 确定大、小带轮直径时, 应根据表 36.1-25 选定其有效直径 d_e , 且不得小于表 36.1-26 的最小有效直径。

3) 计算传动比 i 、带速 v 时, 必须用带轮的节圆直径 d_p , 而计算其带长 L_c 、轴间距 a 和带轮的包角 α 时, 则用带轮的有效直径 d_e 。它

们间的关系为

$$d_p = d_e - 2\Delta_e$$

式中 Δ_e ——有效线差, 其值为:

- 9 N (9 J) —— 0.6 mm
- 15 N (15 J) —— 1.3 mm
- (20 J) —— 1.8 mm
- 25 N (25 J) —— 2.5 mm

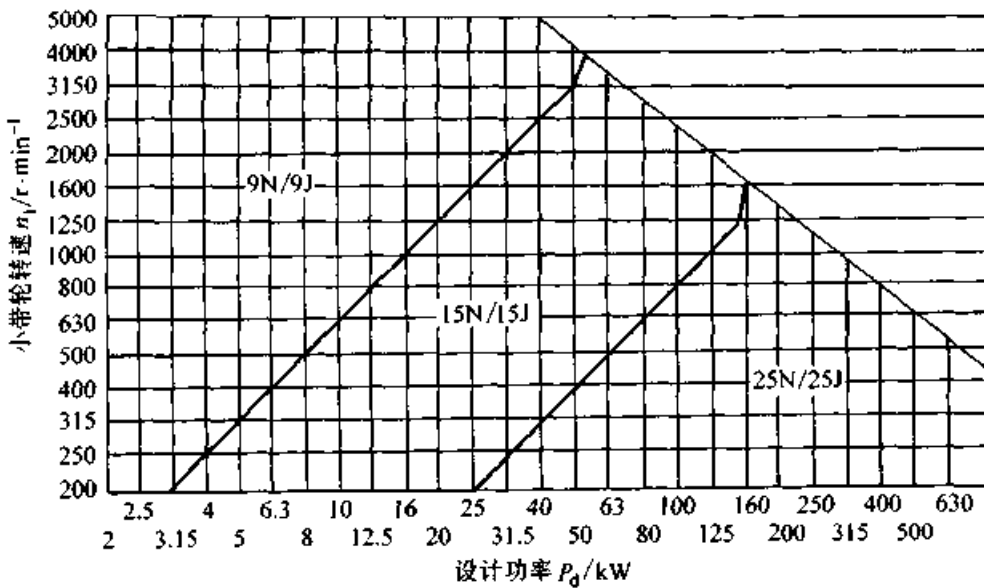


图 36.1-6 窄 V 带 (有效宽度制) 选型图

4) 根据有效直径 d_e 计算所需带长, 应按表 36.1-19 选取带的有效长度 L_e 。

5) 计算带的根数时, 其基本额定功率、 $i \neq 1$ 时额定功率的增量见表 36.1-21, 小带轮包

角修正系数见表 36.1-14, 带长修正系数见表 36.1-20。

表 36.1-20 带长修正系数 K_L

有效长度 L_c/mm	带 型			有效长度 L_c/mm	带 型		
	9 N/9 J	15 N/15 J	25 N/25 J		9 N/9 J	15 N/15 J	25 N/25 J
630	0.83			3 000	1.12	0.99	0.89
670	0.84			3 180	1.13	1.00	0.90
710	0.85			3 350	1.14	1.01	0.91
760	0.86			3 550	1.15	1.02	0.92
800	0.87			3 810		1.03	0.93
850	0.88			4 060		1.04	0.94
900	0.89			4 320		1.05	0.94
950	0.90			4 570		1.06	0.95
1 015	0.92			4 830		1.07	0.96
1 080	0.93			5 080		1.08	0.97
1 145	0.94			5 380		1.09	0.98
1 205	0.95			5 690		1.09	0.98
1 270	0.96	0.85		6 000		1.10	0.99
1 345	0.97	0.86		6 350		1.11	1.00
1 420	0.98	0.87		6 730		1.12	1.01
1 525	0.99	0.88		7 100		1.13	1.02
1 600	1.00	0.89		7 620		1.14	1.03
1 700	1.01	0.90		8 000		1.15	1.03
1 800	1.02	0.91		8 500		1.16	1.04
1 900	1.03	0.92		9 000		1.17	1.05
2 030	1.04	0.93		9 500			1.06
2 160	1.06	0.94		10 160			1.07
2 290	1.07	0.95		10 800			1.08
2 410	1.08	0.96		11 430			1.09
2 540	1.09	0.96	0.87	12 060			1.09
2 690	1.10	0.97	0.88	12 700			1.10
2 840	1.11	0.98	0.88				

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

(kW)

表 36.1-21a 9 N/9 J 型窄 V 带额定功率

小带轮转速 $n_1 / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮有效直径 d_d / mm										传动比 i										带速 $v / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ≈
	单根 V 带的额定功率 P_1										$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1										
	67	75	80	90	100	112	125	160	200	250	1.00~1.01	1.02~1.05	1.06~1.11	1.12~1.18	1.19~1.26	1.27~1.38	1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.38		
200	0.21	0.27	0.31	0.38	0.46	0.54	0.64	0.88	1.16	1.50	0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	
400	0.38	0.50	0.57	0.71	0.85	1.01	1.19	1.66	2.18	2.83	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.07	
600	0.54	0.70	0.80	1.01	1.21	1.45	1.71	2.39	3.15	4.08	0.00	0.01	0.02	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.10	
730 [ⓐ]	0.63	0.82	0.95	1.19	1.43	1.71	2.02	2.83	3.73	4.83	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.13	
980 [ⓐ]	0.80	1.06	1.22	1.54	1.85	2.23	2.63	3.69	4.86	6.28	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	
1 200	0.94	1.25	1.44	1.83	2.21	2.66	3.14	4.40	5.79	7.46	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.18	0.20	0.21	
1 460 [ⓐ]	1.10	1.47	1.69	2.16	2.61	3.14	3.71	5.21	6.84	8.75	0.00	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.21	0.23	0.25	
1 600	1.17	1.58	1.83	2.32	2.81	3.39	4.01	5.62	7.36	9.39	0.00	0.02	0.07	0.11	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	0.28	
1 800	1.28	1.73	2.01	2.56	3.10	3.74	4.42	6.19	8.09	10.25	0.00	0.03	0.07	0.12	0.17	0.21	0.24	0.27	0.30	0.31	
2 000	1.39	1.88	2.19	2.79	3.38	4.08	4.82	6.74	8.77	11.03	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.23	0.27	0.30	0.33	0.35	
2 400	1.58	2.16	2.52	3.22	3.91	4.72	5.58	7.75	9.98	12.33	0.00	0.03	0.10	0.17	0.23	0.27	0.32	0.36	0.39	0.42	
2 800 [ⓐ]	1.76	2.42	2.83	3.63	4.41	5.32	6.27	8.64	10.98	13.24	0.00	0.04	0.13	0.22	0.30	0.37	0.43	0.48	0.52	0.56	
3 200	1.92	2.66	3.11	4.00	4.86	5.86	6.89	9.41	11.75	—	0.00	0.05	0.14	0.25	0.34	0.41	0.48	0.54	0.59	0.63	
3 600	2.07	2.88	3.37	4.34	5.27	6.34	7.44	10.04	12.25	—	0.00	0.06	0.16	0.28	0.38	0.46	0.54	0.60	0.66	0.69	
4 000	2.19	3.07	3.61	4.65	5.64	6.77	7.91	10.51	—	—	0.00	0.07	0.18	0.31	0.42	0.51	0.60	0.68	0.74	0.78	
4 500	2.33	3.29	3.87	4.98	6.04	7.22	8.39	10.86	—	—	0.00	0.07	0.20	0.35	0.47	0.57	0.67	0.75	0.82	0.87	
5 000	2.44	3.46	4.08	5.26	6.36	7.56	8.71	—	—	—	0.00	0.07	0.20	0.35	0.47	0.57	0.67	0.75	0.82	0.87	

ⓐ 为常用转速。

浏览器提醒您：
请使用本复制品
尊重知识产权！

表 36.1-21b 15 N/15 J 型窄 V 带额定功率

(kW)

小带轮转速 n_1 / $r \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮有效直径 d_d / mm							传 动 比 i										带速 v / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$							
	单根 V 带的基本额定功率 P_L							$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_i																	
	180	200	224	250	280	315	355	400	1.00~ 1.01	1.02~ 1.05	1.06~ 1.11	1.12~ 1.18	1.19~ 1.26	1.27~ 1.38	1.39~ 1.57	1.58~ 1.94	1.95~ 3.38		≥ 3.39						
200	2.13	2.54	3.02	3.54	4.14	4.83	5.61	6.47	0.00	0.02	0.04	0.08	0.11	0.20	0.27	0.32	0.38	0.43	0.46	0.49	5	0.15	0.17	0.19	0.20
300	3.05	3.64	4.34	5.10	5.97	6.97	8.10	9.35	0.00	0.02	0.07	0.12	0.16	0.24	0.32	0.39	0.45	0.51	0.56	0.59	10	0.23	0.26	0.28	0.30
400	3.92	4.69	5.61	6.59	7.72	9.02	10.48	12.11	0.00	0.03	0.09	0.16	0.21	0.26	0.30	0.34	0.37	0.39	0.39	0.39	15	0.30	0.34	0.37	0.39
500	4.75	5.70	6.83	8.03	9.41	10.99	12.77	14.75	0.00	0.04	0.11	0.20	0.27	0.32	0.38	0.43	0.46	0.46	0.46	0.49	20	0.38	0.43	0.46	0.49
600	5.56	6.68	8.00	9.42	11.04	12.90	14.98	17.27	0.00	0.05	0.13	0.24	0.32	0.39	0.45	0.51	0.56	0.56	0.56	0.59	25	0.45	0.51	0.56	0.59
730 ^①	6.57	7.90	9.48	11.17	13.08	15.26	17.71	20.39	0.00	0.06	0.16	0.28	0.39	0.47	0.55	0.62	0.67	0.67	0.67	0.71	30	0.55	0.62	0.67	0.71
800	7.10	8.54	10.25	12.07	14.14	16.50	19.12	21.98	0.00	0.07	0.18	0.31	0.43	0.52	0.61	0.68	0.74	0.74	0.74	0.79	35	0.61	0.68	0.74	0.79
980 ^①	8.40	10.12	12.16	14.31	16.74	19.50	22.53	25.79	0.00	0.08	0.21	0.38	0.52	0.63	0.75	0.84	0.91	0.91	0.91	0.96	40	0.75	0.84	0.91	0.96
1 200	9.90	11.94	14.33	16.85	19.67	22.83	26.25	29.84	0.00	0.10	0.27	0.47	0.64	0.78	0.91	1.02	1.11	1.11	1.11	1.18	45	0.91	1.02	1.11	1.18
1 460 ^①	11.52	13.90	16.67	19.55	22.73	26.22	29.90	33.58	0.00	0.12	0.33	0.57	0.78	0.95	1.11	1.24	1.36	1.36	1.36	1.44	50	1.11	1.24	1.36	1.44
1 600	12.33	14.88	17.82	20.87	24.02	27.80	31.52	35.14	0.00	0.13	0.36	0.63	0.85	1.03	1.21	1.36	1.49	1.49	1.49	1.57	55	1.21	1.36	1.49	1.57
1 800	13.41	16.17	19.33	22.56	26.04	29.70	33.33	36.63	0.00	0.15	0.40	0.71	0.96	1.16	1.36	1.53	1.67	1.67	1.67	1.77	60	1.36	1.53	1.67	1.77
2 000	14.39	17.33	20.66	24.02	27.55	31.15	34.52	—	0.00	0.17	0.45	0.78	1.07	1.29	1.51	1.70	1.86	1.86	1.86	1.97	65	1.51	1.70	1.86	1.97
2 400	16.03	19.22	22.74	26.15	29.51	32.56	—	—	0.00	0.20	0.54	0.94	1.28	1.55	1.82	2.05	2.23	2.23	2.23	2.36	70	1.82	2.05	2.23	2.36
2 800	17.19	20.49	23.97	27.12	—	—	—	—	0.00	0.23	0.63	1.10	1.49	1.81	2.12	2.39	2.60	2.60	2.60	2.75	75	2.12	2.39	2.60	2.75
3 200	17.84	21.06	24.24	—	—	—	—	—	0.00	0.26	0.72	1.25	1.71	2.07	2.42	2.73	2.97	2.97	2.97	3.15	80	2.42	2.73	2.97	3.15
3 600	17.90	20.84	—	—	—	—	—	—	0.00	0.30	0.81	1.41	1.92	2.38	2.73	3.07	3.34	3.34	3.34	3.54	85	2.73	3.07	3.34	3.54

超星浏览器提醒您：
使用本产品
请尊重知识产权！

① 为常用转速。

表 36.1-21c 25 N/25 J 窄 V 带额定功率

(kW)

小带轮转速 n_1 / r·min ⁻¹	小带轮有效直径 d_{e1} /mm										传动比 i										带速 v / m·s ⁻¹ ≈
	单根 V 带的基本额定功率 P_1										$i \neq 1$ 时额定功率的增量 ΔP_1										
	315	335	355	400	450	500	560	600	1.00~1.01	1.02~1.05	1.06~1.11	1.12~1.18	1.19~1.26	1.27~1.38	1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.38	≥3.39			
100	4.90	5.46	6.02	7.28	8.66	10.04	11.67	12.76	0.00	0.04	0.11	0.20	0.27	0.33	0.39	0.43	0.47	0.50	5		
200	9.02	10.09	11.16	13.55	16.18	18.79	21.89	23.94	0.00	0.08	0.23	0.40	0.54	0.66	0.77	0.87	0.94	1.00	10		
300	12.82	14.38	15.93	19.40	23.20	26.96	31.42	34.35	0.00	0.13	0.34	0.60	0.81	0.99	1.16	1.30	1.42	1.50	15		
400	16.38	18.41	20.42	24.91	29.82	34.65	40.35	44.09	0.00	0.17	0.46	0.80	1.09	1.32	1.54	1.73	1.89	2.00	20		
500	19.75	22.22	24.67	30.12	36.06	41.88	48.70	53.15	0.00	0.21	0.57	1.00	1.36	1.64	1.93	2.17	2.36	2.50	25		
600	22.93	25.82	28.69	35.03	41.92	48.62	56.42	61.46	0.00	0.25	0.69	1.20	1.63	1.97	2.31	2.60	2.83	3.00	30		
730 ^①	26.79	30.19	33.56	40.96	48.93	56.61	65.42	71.04	0.00	0.30	0.84	1.45	1.98	2.40	2.81	3.16	3.44	3.65	35		
800	28.75	32.41	36.02	43.95	52.43	60.55	69.78	75.60	0.00	0.34	0.91	1.59	2.17	2.63	3.08	3.47	3.78	4.00	40		
960 ^①	32.84	37.03	41.13	50.08	59.50	68.32	78.07	84.02	0.00	0.40	1.10	1.91	2.61	3.17	3.70	4.16	4.53	4.78	45		
1 100	36.05	40.64	45.12	54.76	64.74	73.87	83.61	89.31	0.00	0.46	1.26	2.19	2.98	3.62	4.24	4.77	5.19	5.50	50		
1 200	38.07	42.90	47.59	57.60	67.78	76.90	86.28	91.52	0.00	0.50	1.37	2.39	3.26	3.95	4.62	5.20	5.67	6.00	55		
1 300	39.87	44.89	49.75	60.01	70.24	79.13	87.84	—	0.00	0.55	1.49	2.59	3.53	4.27	5.01	5.63	6.14	6.50	60		
1 460 ^①	42.22	47.47	52.48	62.85	72.76	80.79	—	—	0.00	0.61	1.67	2.91	3.96	4.80	5.62	6.33	6.89	7.30	65		
1 600	43.80	49.16	54.22	64.42	73.66	—	—	—	0.00	0.67	1.83	3.19	4.34	5.26	6.16	6.93	7.55	8.00	70		
1 800	45.08	50.42	55.33	64.74	—	—	—	—	0.00	0.76	2.06	3.59	4.88	5.92	6.93	7.80	8.50	9.00	75		
2 000	45.18	50.26	54.77	—	—	—	—	—	0.00	0.84	2.29	3.99	5.43	6.58	7.70	8.67	9.44	10.00	80		

① 为常用转速。

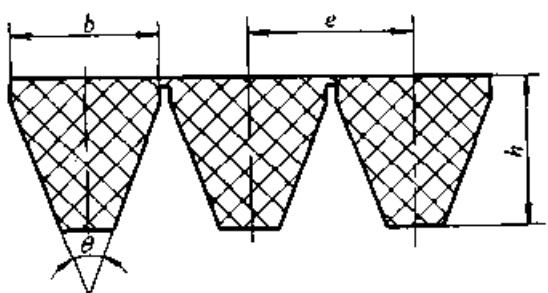
超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

3.6 联组 V 带传动

联组 V 带是多根相同带型的 V 带顶部联成一体，既有一定的弹性，可以和轮槽很好地贴合，又能使各带受力均匀。运行时，可防止带的抖动、拍击、翻转和掉带。特别适用于有冲击、振动和工作轴垂直于地面的大功率传动。

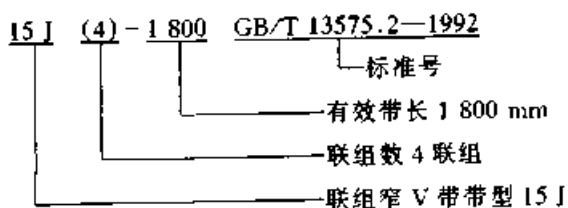
联组 V 带传动有联组普通 V 带和联组窄 V 带两类，均采用有效宽度制。其带型和截面尺寸见表 36.1-22，其有效长度系列见表 36.1-19。

表 36.1-22 联组窄 V 带的截面尺寸 (mm)



类型	带型	顶宽 b	带高 h	节距 e	最多联组根数
联组普通 V 带	AJ	13.0	10.0	15.88	5
	BJ	16.5	13.0	19.05	
	CJ	22.4	16.0	25.4	
	DJ	32.8	21.5	30.53	
联组窄 V 带	9J	9.5	10.0	10.3	
	15J	15.5	16.0	17.5	
	20J	20.9	21.5	24.4	
	25J	25.5	26.5	28.6	

- 注：1. 带的楔角 θ 均为 40° 。
 2. 截面尺寸摘自 ISO 5290:1985、ISO 5291:1993、GB/T 13575.2-1992。
 3. 联组 V 带的标记由带型、联组数、带长和标准号组成。



联组普通 V 带传动的设计计算可按

表 36.1-12 进行。但确定大、小带轮直径时，应按表 36.1-25 选定其有效直径 d_e ，且不得小于表 36.1-26 规定的最小直径。计算带长 L_e 、轴间距 a 和小带轮包角 α 时，均用带轮的有效直径 d_e 。它和带轮节圆直径 d_p 的关系为

$$d_p = d_e - 2\Delta_e$$

式中 Δ_e —— 有效线差，见表 36.1-28 和表 36.1-29。

联组窄 V 带传动的设计和窄 V 带（有效宽度制）的设计计算（见本章 3.5.2）相同。

按计算所需的 V 带根数选取带的联组数和组合形式。产品有 2、3、4、5 联组四种，可参考表 36.1-23 组合。

表 36.1-23 联组 V 带的组合形式

所需 V 带根数	组合形式 ^①	所需 V 带根数	组合形式 ^①
6	3、3	12	4、4、4
7	3、4	13	4、5、4
8	4、4	14	5、4、5
9	5、4	15	5、5、5
10	5、5	16	4、4、4、4
11	4、3、4		

① 数字表示一根联组 V 带的联组根数。

3.7 V 带轮

3.7.1 带轮的设计要求和带轮材料

设计带轮时，应使其结构便于制造，重量轻，材质分布均匀，并避免由于铸造产生过大的内应力。 $v > 5$ m/s 时要进行静平衡， $v > 25$ m/s 时则应进行动平衡。

轮槽工作表面应光滑，以减少 V 带的磨损。

带轮材料常采用灰铸铁、钢、铝合金或工程塑料等。灰铸铁应用最广，当 $v \leq 30$ m/s 时用 HT150 或 HT200； $v \geq 25 \sim 45$ m/s，则宜采用孕育铸铁或铸钢，也可用钢板冲压一焊接带轮。

小功率传动可用铸铝或塑料。

汽车、农业机械的辅助传动常用钢板冲压带轮或旋压带轮。

3.7.2 带轮的典型结构

带轮由轮缘、轮辐和轮毂三部分组成。

V 带轮的基准直径系列见表 36.1-24，有效直径系列见表 36.1-25，最小带轮直径见

表 36.1-26。

联组窄 V 带的带轮轮缘尺寸见表 36.1-28。

普通 V 带和窄 V 带 (基准宽度制) 带轮轮缘尺寸见表 36.1-27, 窄 V 带 (有效宽度制) 和

联组普通 V 带带轮的轮缘尺寸见表 36.1-29。

表 36.1-24 V 带轮的基准直径系列 (mm)

基准直径 d_d	带 型							基准直径 d_d	带 型						
	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E		Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
	外 径 d_s								外 径 d_s						
20	23.2							200		204	205.5	207	+ 209.6		
22.4	25.6							212				219	+ 221.6		
25	28.2							224				231	233.6		
28	31.2							236				243	245.6		
31.5	34.7							250		254	255.5	257	259.6		
35.5	38.7							265					274.6		
40	43.2							280		284		287	289.6		
45	48.2							315		319	320.5	322	324.6		
50	53.2	+ 54						355		359		362	364.6	371.2	
56	59.2	+ 60						375						391.2	
63	66.2	67						400		404	405.5	407	409.6	416.2	
71	74.2	75						425						441.2	
75		79	+ 80.5					450					459.6	466.2	
80	83.2	84	+ 85.5					475						491.2	
85			+ 90.5					500		504	505.5	507	509.6	516.2	519.2
90	93.2	94	95.5					530						546.2	549.2
95			100.5					560					569.6	572.2	579.2
100	103.2	104	105.5					630		634	635.5	637	639.6	646.2	649.2
106			111.5					710						726.2	729.2
112	115.2	116	117.5					800			805.5	807	809.6	816.2	819.2
118			123.5					900						916.2	919.2
125	128.2	129	130.5	+ 132				1 000				1 007	1 009.6	1 016.2	1 019.2
132			137.5	+ 139				1 120				1 127			1 139.2
140		144	145.5	147				1 250					1 259.6	1 266.2	1 269.2
150		154	155.5	157				1 600						1 616.2	1 619.2
160		164	165.5	167				2 000						2 016.2	2 019.2
170				177				2 500							2 519.2
180		184	185.5	187											

- 注: 1. 有 + 号的外径只用于普通 V 带。
 2. 直径的极限偏差: 基准直径按 b11、c11, 外径按 h12、h11。
 3. 没有外径值的基准直径不推荐采用。



表 36.1-25 窄 V 带轮的有效直径系列及其节径 (mm)

有效直径 d_e	带 型			有效直径 d_e	带 型		
	9 N/9 J	15 N/15 J	25 N/25 J		9 N/9 J	15 N/15 J	25 N/25 J
	节 径 d_p				节 径 d_p		
67	65.8			300		297.4	
71	69.8			315	313.8	312.4	310
75	73.8			335			330
80	78.8			355	353.8	352.4	350
85	83.8			375			370
90	88.8			400	398.8	397.4	395
95	93.8			425			420
100	98.8			450	448.8	447.4	445
106	104.8			475			470
112	110.8			500	498.8	497.4	495
118	116.8			530			525
125	123.8			560	558.8	557.4	555
132	130.8			600			595
140	138.8			630	628.8	627.4	625
150	148.8			710	708.8	707.4	705
160	158.8			800	798.8	797.4	795
170				900		897.4	895
180	178.8	177.4		1 000		997.4	995
190		187.4		1 120		1 117.4	1 115
200	198.8	197.4		1 250		1 247.4	1 245
212		209.4		1 400		1 397.4	1 345
224	222.8	221.4		1 600		1 597.4	1 595
236		233.4		1 800		1 797.4	1 795
250	248.8	247.4		2 000			1 995
265		262.4		2 240			2 235
280	278.8	277.4		2 500			2 495

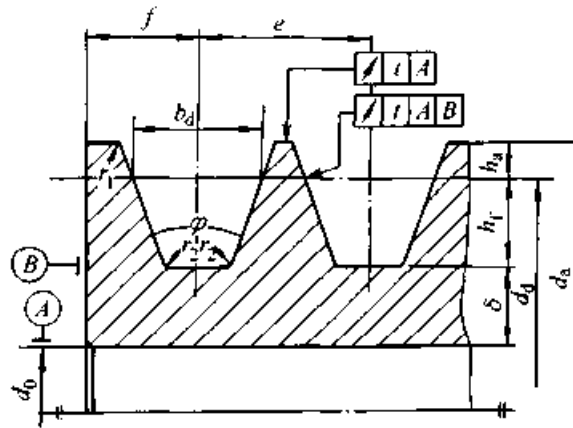
注：1. 直径的极限偏差：有效直径按 b11、c11，外径按 h12、h11。

2. 没有节径尺寸的有效直径不推荐采用。

表 36.1-26 最小带轮直径 (mm)

槽 型		最小基准直径 d_{dmin}	最小有效直径 d_{emin}	槽 型		最小基准直径 d_{dmin}	最小有效直径 d_{emin}
基 准 宽 度 制	普 通 V 带	Y	20	有 效 宽 度 制	窄 V 带 / 联 组 窄 V 带	9 N/9 J	67
		Z	50			15 N/15 J	180
		A	75			20 J	265
		B	125			25 N/25 J	315
		C	200				
		D	355				
	窄 V 带	SPZ	63	联 组 普 通 V 带	AJ	80	
		SPA	90		BJ	130	
		SPB	140		CJ	210	
		SPC	224		DJ	370	

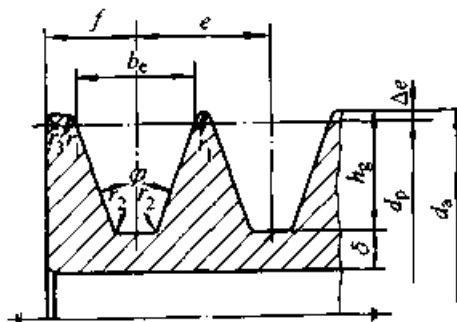
表 36.1-27 V带轮 (基准宽度制) 轮缘尺寸 (摘自 GB/T 13575.1—1992) (mm)



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

项 目	符 号	槽 型						
		Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
基准宽度	b_d	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
基准线上槽深	h_{amin}	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6
基准线下槽深	h_{fmin}	4.7	7.0 9.0	8.7 11.0	10.8 14.0	14.3 19.0	19.9	23.4
槽间距	e	8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7
槽边距	f_{min}	6	7	9	11.5	16	23	28
最小轮缘厚	δ_{min}	5	5.5	6	7.5	10	12	15
带轮宽	B	$B = (z - 1)e + 2f$ z —轮槽数						
外 径	d_a	$d_a = d_d + 2h_g$						
轮 槽 角 φ	32°	相应的 基准直径 d_d	≤ 60	—	—	—	—	—
	34°		—	≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315	—
	36°		> 60	—	—	—	—	≤ 475
	38°		—	> 80	> 118	> 190	> 315	> 475
	极限偏差		$\pm 30'$					

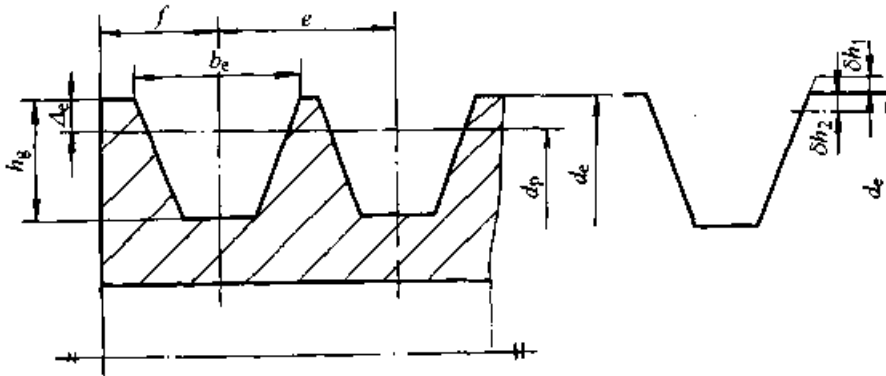
表 36.1-28 窄 V 带 (有效宽度制) 和联组窄 V 带带轮轮缘尺寸 (摘自 GB/T 13575.2—1992) (mm)



项 目	符 号	槽 型			
		9 N/9 J	15 N/15 J	25 N/25 J	
有效宽度	b_e	8.9 ± 0.13	15.2 ± 0.13	25.4 ± 0.13	
有效线差	Δ_c	0.6	1.3	2.5	
槽深	h_{gmin}	8.9	15.2	25.4	
槽间距	e	10.3 ± 0.25	17.5 ± 0.25	28.6 ± 0.4	
槽边距	f_{min}	9	13	19	
最小轮缘厚	δ_{min}	5.5	7.5	12	
倒圆半径	r_1	0.2~0.5	0.2~0.5	0.2~0.5	
	r_2	0.5~1.0	0.5~1.0	0.5~1.0	
	r_3	1~2	2~3	3~5	
轮槽角 φ	36°	相应的有效直径 d_c	≤ 90	≤ 250	≤ 400
	38°		$> 90 \sim 150$	$> 250 \sim 400$	$> 400 \sim 500$
	40°		$> 150 \sim 300$	> 400	> 500
	42°		> 300		
极限偏差			$\pm 30'$		

注：槽间距 e 的累积偏差不得超过 e 极限偏差的一倍。

表 36.1-29 联组普通 V 带带轮轮缘尺寸 (摘自 ISO 5291:1993) (mm)



项 目	符 号	槽 型				
		AJ	BJ	CJ	DJ	
有效宽度	b_e	13	16.5	22.4	32.8	
有效线差	Δ_c	1.5	2	3	4.5	
槽深	h_{gmin}	12	14	19	26	
槽边距	f_{min}	9	11.5	16	23	
槽间距	e	15.88 ± 0.3	19.05 ± 0.4	25.4 ± 0.5	36.53 ± 0.6	
e 的累积误差		± 0.6	± 0.8	± 1.0	± 1.2	
d_c 允差	δh_1	0.2	0.25	0.3	0.3	
	δh_2	0.35	0.40	0.45	0.55	
轮槽角 φ	34°	相应的 d_c	≤ 125	≤ 200	≤ 335	≤ 500
	36°		> 125	≥ 200	≥ 335	≥ 500
	38°					

带轮的轮辐部分有实心 (S 型)、辐板 (P 型)、孔板 (H 型) 和椭圆轮辐 (E 型) 等四种

基本型式, 其典型结构见图 36.1-7。可根据带轮的基准直径或有效直径参照表 36.1-30 选定。

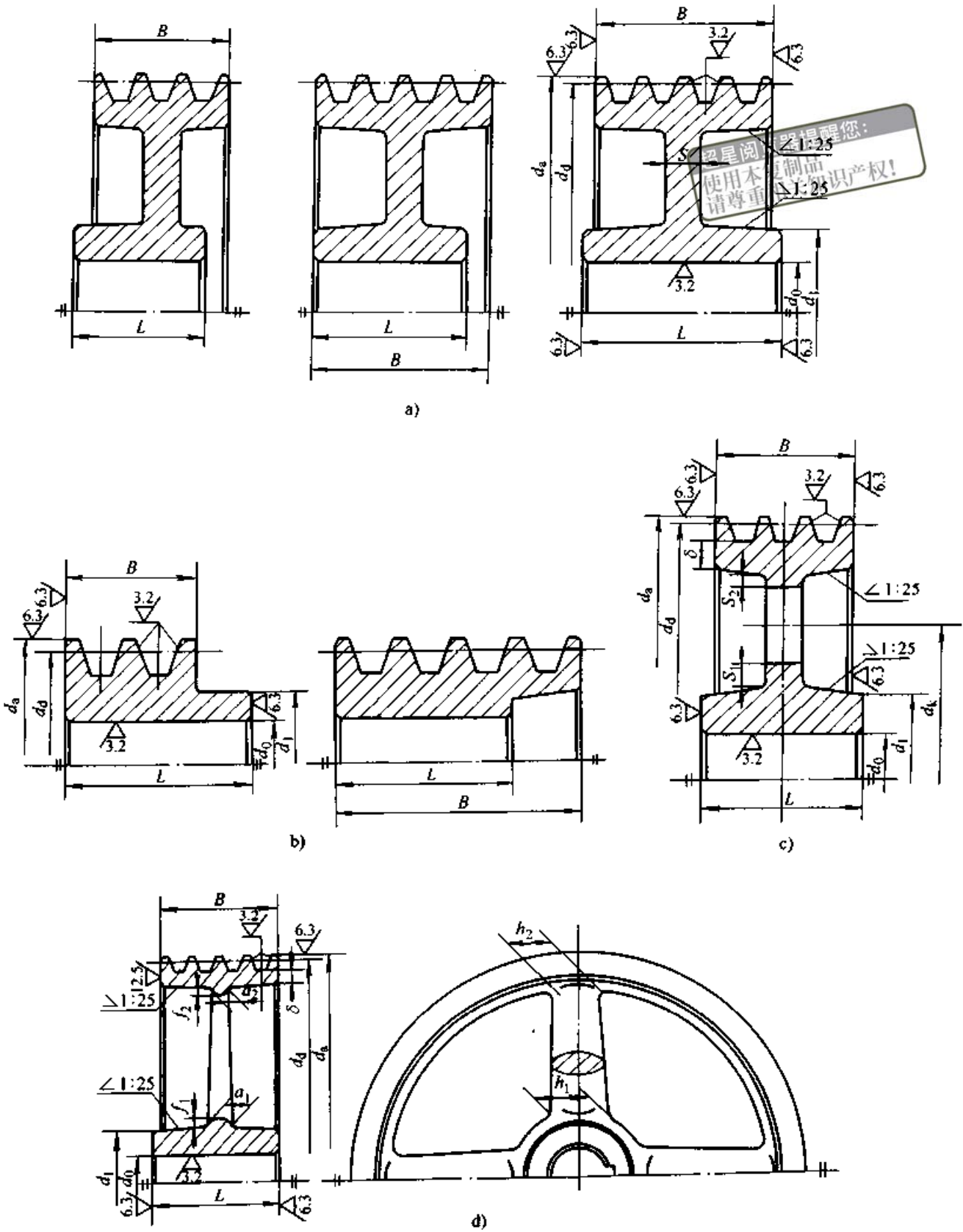


图 36.1.7 V带轮的典型结构

a) 辐板轮 b) 实心轮 c) 孔板轮 d) 椭圆轮辐

$d_1 = (1.8 \sim 2)d_0$, $L = (1.5 \sim 2)d_0$, d_0 —轴径; S 见表 36.1-30, $S_1 \geq 1.5S$, $S_2 \geq 0.5S$;

$h_1 = 290 \sqrt[3]{\frac{P}{nA}}$ (单位为 mm), P —传递功率(kW), n —带轮转速(r/min); A —轮辐数;

$h_2 = 0.8h_1$, $a_1 = 0.4h_1$, $a_2 = 0.8a_1$; $f_1 = 0.2h_1$, $f_2 = 0.2h_2$

GB/T 10412~10413—1989 分别规定了普通 V 带轮和窄 V 带轮（有效宽度制）的基本型式、尺寸、标记和技术要求，应尽可能参照选用。

3.7.3 带轮的特殊结构

1) 深槽 V 带轮 其同一轮槽可用于两种带型，提高了带轮的通用性，有利于带轮的专业化生产。小带型的交叉、半交叉或角度传动也多用深槽 V 带轮。图 36.1-8 是 A—B 型深槽 V 带轮的轮槽尺寸。各种带型深槽 V 带轮的轮槽尺寸见表 36.1-31。

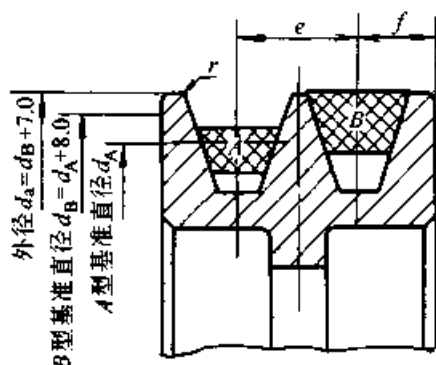


图 36.1-8 A—B 型深槽 V 带轮轮槽尺寸

表 36.1-31 深槽 V 带轮轮槽尺寸
(参见图 36.1-8) (mm)

槽型	A	B	C	D	9 N	15 N	25 N
直径增量	7	8	14	19	5.6	8.1	13.2
槽间距 e	±0.4	±0.5	±0.6	±0.6	±0.2	±0.5	±0.6
槽边距 f	10.5	15	22	30	11	16	23.5
槽边圆角 r	0.5	0.5	1.0	1.5	0.5	1.0	1.0

注：槽型 A 同时适用于 A—B 型带，槽型 B 同时适用于 B—C 型带，余类推。

2) 冲压带轮 其轮缘和辐板部分是用钢板冲压成型，经铆接或点焊组合而成。轮毂部分用铸铁或钢制造。两者用铆接或螺栓联接起来，其结构见图 36.1-9。这种带轮重量轻，为铸造带轮的 1/2.5~1/3，适用于大量生产。其轮槽尺寸见表 36.1-32。

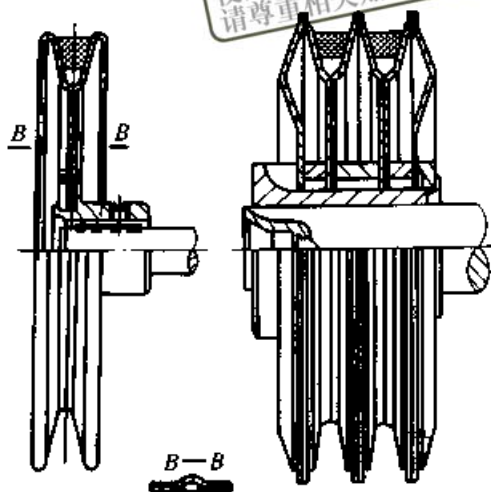


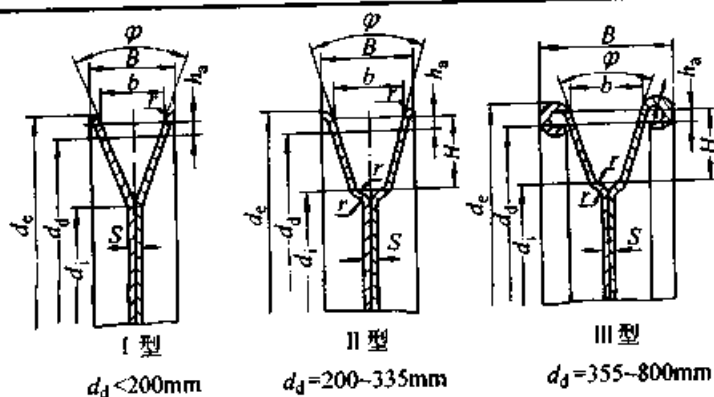
图 36.1-9 冲压 V 带轮

3) 旋压带轮 这种带轮先由钢板经旋压工艺制造出 V 带轮，然后用螺栓紧固在有轮毂的辐板上或焊在有键槽的轴套上而成。有单槽、双槽和多槽等类型以适应单根或多根 V 带传动。其基本结构型式见图 36.1-10。

由于其结构合理、重量轻，可以组织专业化批量生产，并大量节约原材料，因而广泛用于汽车、农机中驱动辅助设备，以及机床、家电、办公机械等的动力传递。

机械标准 JB/T 7700.1—1995《板材旋压 V 带轮》中，既有各种槽型的汽车 V 带轮，又有适用于一般工业用各种槽型的普通 V 带轮供选用，并有专业生产厂提供产品。

表 36.1-32 冲压 V 带轮轮槽尺寸 (mm)



带轮型式	尺寸符号	普通槽型				深槽型				
		A	B	C	D	A	B	C	D	
I		19	23	28		21	25	32		
II	B	19	23	28	42	21	25	32	48	
III		29	33	39	56	31	35	43	62	
I、II、III	d_e	$d_d + 11$	$d_d + 14$	$d_d + 16$	$d_d + 24$	$d_d + 18$	$d_d + 22$	$d_d + 28$	$d_d + 42$	
	d_i	$d_d - 18$	$d_d - 22$	$d_d - 30$	$d_d - 40$	$d_d - 18$	$d_d - 22$	$d_d - 30$	$d_d - 40$	
	h_{amin}	2.75	3.5	4.8	8.1	5.6	7	10	17	
	S	$d_d < 355$	1.5	1.5	1.5	2.5	1.5	1.5	1.5	2.5
		$d_d \geq 355$	2	2	2	3	2	2	2	2
r	$d_d < 355$	1.5	1.5	1.5	2.5	1.5	1.5	1.5	2.5	
	$d_d \geq 355$	2	2	2	3	2	2	2	3	

注：1. 槽宽 b 和槽角 φ 与基准直径 d_d 的关系同铸铁带轮。
2. d_e 为 S 较薄时的尺寸。

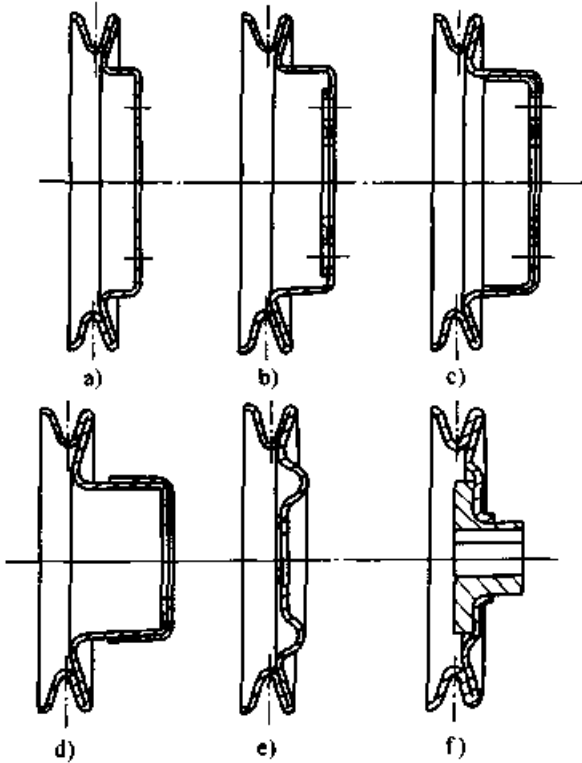


图 36.1-10 旋压 V 带轮的基本结构型式

4) 剖分式 V 带轮 带轮直径较大或因装拆需要（如装两个轴承间）时，可制成剖分式（见图 36.1-11）。剖分面在轮辐处，安装时将两半带轮用螺栓拧紧。这种带轮安装方便，价格较高。

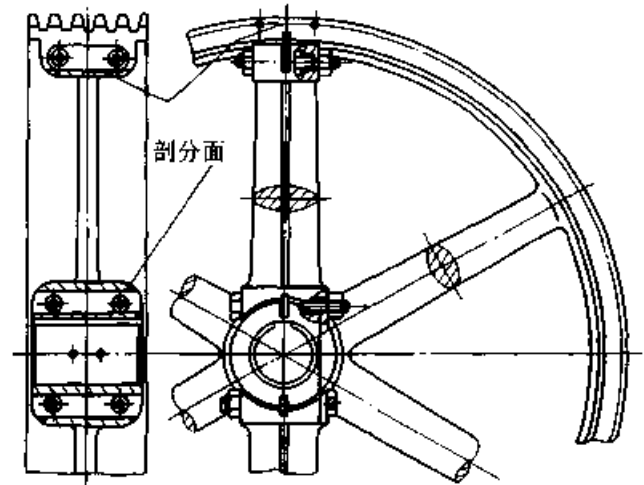


图 36.1-11 剖分式 V 带轮

5) 双辐板 V 带轮 宽度较大（V 带的根数很多）的铸铁带轮可采用图 36.1-12 的双轮毂双

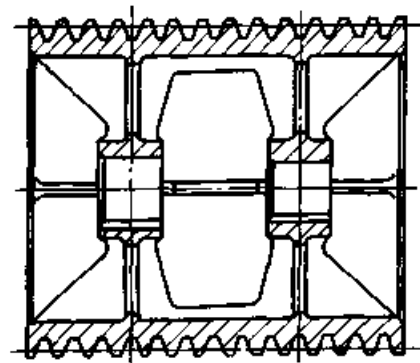


图 36.1-12 双辐板 V 带轮

辐板结构。为了增加带轮轮缘的横向刚度，轮缘与轮毂间设有加强肋。

6) 易装拆 V 带轮 易装拆 V 带轮由带锥孔的轮毂和带外锥的开口轴套组成（见图 36.1-13）。两者均为标准件，可根据需要选配组合。轴套的内孔直径可利用其外锥调节，因而在轴径有不大的误差时，仍可得到所需的配合。这种带轮对轴的加工要求较低、联接可靠、装拆方便，不需笨重的拆卸工具，不同轴径只需更换不同轴套，因而扩大了带轮的通用性，适宜于专业工厂批量生产。

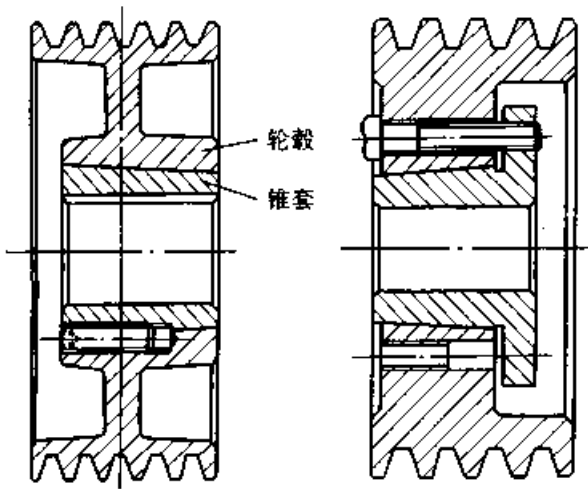


图 36.1-13 易装拆 V 带轮

3.7.4 带轮的技术要求

1) 铸造带轮的轮槽工作面不应有砂眼、气孔，辐板、轮辐及轮毂不应有缩孔和较大的凹陷。

2) 轮槽工作面的表面粗糙度不得超过 $Ra3.2 \mu\text{m}$ ，轮缘和轴孔端面不得超过 $Ra6.3 \sim 12.5 \mu\text{m}$ ，轮槽的棱边要倒圆或倒钝。

3) 带轮基准直径、有效直径的偏差可取 b11 或 c11，外径偏差可取 h11 或 h12；毂孔偏差取 H8 或 H9。

4) 同一带轮任意两轮槽的基准直径差应小于以下值：

Y 型	0.3 mm
Z、A、B、SPZ、SPA、SPB 型	0.4 mm
C、D、E、SPC 型	0.6 mm

同一带轮任意两轮槽的有效直径差，可根据其带型参考上述要求确定。

5) 带轮轮槽间距 e 的累积偏差应小于表 36.1-33 所列值。

表 36.1-33 V 带轮槽间距 e 的累积偏差

普通 V 带	带 型		e 的累积偏差 / mm
	窄 V 带	宽 V 带	
	基准宽度制	有效宽度制	
Y、Z、A	SPZ、SPA	9 N	± 0.6
B	SPB	15 N	± 0.8
C	SPC		± 1.0
D		25 N	± 1.2
E			± 1.4

6) 带轮的圆跳动公差应小于表 36.1-34 的规定。

表 36.1-34 V 带轮的圆跳动公差 (mm)

基准直径 d_d (或有效直径 d_e)	径向圆跳动、斜向圆跳动 r
20 ~ 100	0.2
>100 ~ 160	0.3
>160 ~ 250	0.4
>250 ~ 400	0.5
>400 ~ 630	0.6
>630 ~ 1 000	0.8
>1 000 ~ 1 600	1.0
>1 600 ~ 2 500	1.2

注：eqv ISO 4183: 1989

7) 带轮的平衡应按 GB/T 11357—1989 的规定。

3.8 V 带传动设计中应注意的问题

1) V 带通常都是无端环带，为便于安装，应调整轴间距和预紧力。对于没有张紧轮的传动，其中一根轴的轴承位置应该能沿带长方向移动。轴间距的调整范围见表 36.1-12。

2) 传动的结构应便于 V 带的安装与更换。

3) 水平或接近水平的带传动，应使带的紧边在下，松边在上，可增大小带轮的包角。

4) 多根 V 带传动时，为避免各根 V 带的载荷分布不均，同一带轮上 V 带的长度应进行配组，配组公差应满足表 36.1-11 及表 36.1-19 的

规定。更换必须全部带同时更换。

5) 采用张紧轮传动,会增加带的曲挠次数,缩短带的寿命。

6) 传动装置中,两带轮对应的轮槽中心平面的平面度应小于 $0.002a$ (a ——轴间距);带轮轴线的平行度应小于 $0.006a$ 。

7) 普通 V 带和窄 V 带不得混用在同一传动装置中。

3.9 设计实例

设计由电动机驱动旋转式水泵的普通 V 带传动。电动机为 Y160M-4, 额定功率 $P=11\text{ kW}$, 转速 $n_1=1470\text{ r/min}$, 水泵轴转速为 $n_2=400\text{ r/min}$, 轴间距约为 1500 mm , 每天工作 24 h 。

1) 设计功率 P_d 由表 36.1-13 查得工况系数 $K_A=1.3$

$$P_d = K_A P = 1.3 \times 11 = 14.3\text{ kW}$$

2) 选定带型 根据 $P_d = 14.3\text{ kW}$ 和 $n_1 = 1470\text{ r/min}$, 由图 36.1-14 确定为 B 型

3) 传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1470}{400} = 3.675$$

4) 小轮基准直径 参考表 36.1-24 和图 36.1-7, 取 $d_{d1} = 140\text{ mm}$

大轮基准直径

$$\begin{aligned} d_{d2} &= i d_{d1} (1 - \epsilon) \\ &= 3.675 \times 140 (1 - 0.01)\text{ mm} \\ &= 509.36\text{ mm} \end{aligned}$$

由表 36.1-24 取 $d_{d2} = 500\text{ mm}$ 。

5) 水泵轴的实际转速

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{(1 - \epsilon) n_1 d_{d1}}{d_{d2}} \\ &= \frac{(1 - 0.01) 1470 \times 140}{500}\text{ r/min} \\ &= 407.5\text{ r/min} \end{aligned}$$

6) 带速

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 140 \times 1470}{60 \times 1000}\text{ m/s} \\ &= 10.78\text{ m/s} \end{aligned}$$

此处取 $d_{p1} = d_{d1}$ 。

7) 初定轴间距 按要求取 $a_0 = 1500\text{ mm}$

8) 所需基准长度

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 1500\text{ mm} + \frac{\pi}{2}(140 + 500)\text{ mm} \\ &\quad + \frac{(500 - 140)^2}{4 \times 1500}\text{ mm} \\ &= 4026.9\text{ mm} \end{aligned}$$

由表 36.1-8 选取基准长度 $L_d = 4000\text{ mm}$ 。

9) 实际轴间距

$$\begin{aligned} a &\approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} \\ &= 1500\text{ mm} + \frac{4000 - 4026.9}{2}\text{ mm} \\ &= 1487\text{ mm} \end{aligned}$$

安装时所需最小轴间距

$$\begin{aligned} a_{\min} &= a - (2b_d + 0.009L_d) \\ &= 1487\text{ mm} - (2 \times 14 + 0.009 \times 4000)\text{ mm} \\ &= 1423\text{ mm} \end{aligned}$$

张紧或补偿伸长所需最大轴间距

$$\begin{aligned} a_{\max} &= a + 0.02L_d \\ &= 1487\text{ mm} + 0.02 \times 4000\text{ mm} \\ &= 1567\text{ mm} \end{aligned}$$

10) 小带轮包角

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{500 - 140}{1487} \times 57.3^\circ \\ &= 166.13^\circ \end{aligned}$$

11) 单根 V 带的基本额定功率

根据 $d_{d1} = 140\text{ mm}$ 和 $n_1 = 1470\text{ r/min}$ 由表 36.1-17d 查得 B 型带 $P_1 = 2.84\text{ kW}$ 。

12) 考虑传动比的影响, 额定功率的增量 ΔP_1 由表 36.1-17d 查得

$$\Delta P_1 = 0.46\text{ kW}$$

13) V 带的根数

$$z = \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1) K_s K_L}$$

由表 36.1-14 查得 $K_s = 0.965$

由表 36.1-15 查得 $K_L = 1.13$

$$\begin{aligned} z &= \frac{14.3}{(2.84 + 0.46) \times 0.965 \times 1.13} \\ &= 3.97 \end{aligned}$$

取4根。

14) 单根V带的预紧力

$$F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{K_s} - 1 \right) \frac{P_d}{zv} + mv^2$$

由表 36.1-16 查得 $m = 0.2 \text{ kg/m}$

$$F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{0.965} - 1 \right) \frac{14.3}{4 \times 10.78} \text{ N} + 0.2 \times (10.78)^2 \text{ N} = 286.9 \text{ N}$$

15) 带轮的结构和尺寸 (见图 36.1-14)

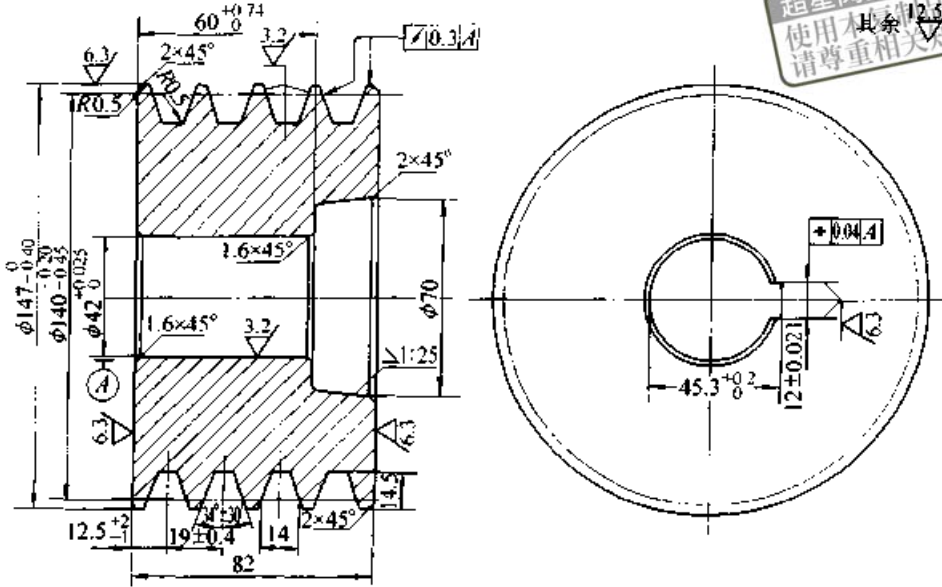


图 36.1-14 普通V带轮工作图例

技术要求

1. 轮槽工作面不应有砂眼、气孔。
2. 轮槽间距的累积偏差不得超过 $\pm 0.8 \text{ mm}$ 。
3. 任意两轮槽的基准直径差不得大于 0.4 mm 。

材料: HT200

4 平带传动

4.1 普通平带 (胶帆布带)

4.1.1 尺寸规格

普通平带的尺寸规格见表 36.1-35。其长度可根据需要截取, 然后将其端部联接起来。平带的接头形式见表 36.1-36。

表 36.1-35 普通平带的尺寸规格 (mm)

带型 ^①	胶布层数 z	带厚 ^② δ	宽度范围 b	最小带轮直径 d_{\min}	
				推荐	许用
190	3	3.6	16~20	160	112
240	4	4.8	20~315	200	160
290	5	6.0	63~315	250	180
340	6	7.2	63~500	315	224

续表 36.1-35

带型 ^①	胶布层数 z	带厚 ^② δ	宽度范围 b	最小带轮直径 d_{\min}	
				推荐	许用
385	7	8.4	200~500	355	280
425	8	9.6		400	315
450	9	10.8		450	355
500	10	12.0	355~500	500	400
560	12	14.4		630	450
宽度系列			16 20 25 32 40 50 63 71 80		
			90 100 112 125 140 160 180 200		
			224 250 280 315 355 400 450 500		

① 带型是用普通平带全厚度的最小抗拉强度 (N/mm) 表示的 (GB/T 524—1989)。

② 带厚为参考值。

普通平带的标记由带型×宽度-带长 (内周长度 m) 组成, 例如:

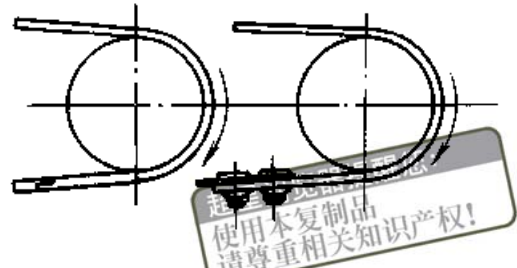
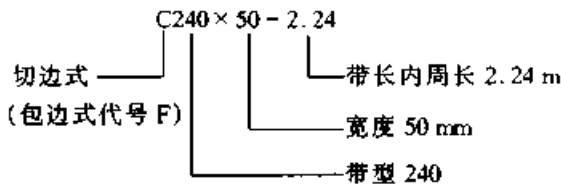


图 36.1-15 平带的搭接方向与转向关系

4.1.2 平带的接头

平带的接头 (见表 36.1-36) 应保证平带两侧边的周长相等, 以免受力不均, 加速损坏。使用硫化接头和螺栓接头时, 应使其搭接方向与转动方向如图 36.1-15 所示。

4.1.3 平带传动的设计计算

平带传动的设计计算见表 36.1-37。

表 36.1-36 平带的接头形式

接头种类	结构形式	特点及应用
硫化接头	普通平带硫化接头 	接头平滑、可靠, 联接强度高, 但联接技术要求高; 接头效率 80%~90% 用于不需经常改接的高速大功率传动和有张紧轮的传动
	尼龙片复合平带硫化接头 	
机械接头	带扣接头 	联接迅速、方便, 其端部被削弱, 运转中有冲击; 接头效率 85%~90% 用于经常改接的中小功率传动, 普通平带用带扣接头时 $v < 20 \text{ m/s}$, 用铁丝钩接头时 $v < 25 \text{ m/s}$
	铁丝钩接头 	
	螺栓接头 	

表 36.1-37 平带传动的设计计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	备注
1	选定平带种类				
2	小带轮直径	d_1	mm	$d_1 = (1\ 100 \sim 1\ 300) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}}$ 或 $d_1 = \frac{60 \times 1\ 000 v}{\pi n_1}$	超星浏览器提醒您： 请勿复制或盗用！ P —传递的功率 (kW)； n_1 —小带轮转速 (r/min)； v —带速 (m/s)，最有利的带速 $v = 10 \sim 20$ m/s。 d_1 应按表 36.1-49 选取标准值
3	带速	v	m/s	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1\ 000} \leq v_{\max}$ 普通平带 $v_{\max} = 30$	应使带速在最有利的带速范围内，否则应改变 d_1 值
4	大带轮直径	d_2	mm	$d_2 = i d_1 (1 - \epsilon) = \frac{n_1}{n_2} d_1 (1 - \epsilon)$ $\epsilon \text{ 取 } 0.01 \sim 0.02$	n_2 —大带轮转速 (r/min)； ϵ —弹性滑动率。 d_2 应按表 36.1-49 选取标准值
5	轴间距	a	mm	$a = (1.5 \sim 2)(d_1 + d_2)$ 且 $1.5(d_1 + d_2) \leq a \leq 5(d_1 + d_2)$	或根据结构要求定
6	所需带长	L	mm	开口传动 $L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$ 交叉传动 $L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 + d_1)^2}{4a}$ 半交叉传动 $L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{d_1^2 + d_2^2}{2a}$	未考虑接头长度
7	小带轮包角	α_1	(°)	开口传动 $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ \geq 150^\circ$ 交叉传动 $\alpha_1 \approx 180^\circ + \frac{d_2 + d_1}{a} \times 57.3^\circ$ 半交叉传动 $\alpha_1 \approx 180^\circ + \frac{d_1}{a} \times 57.3^\circ$	
8	曲折次数	y	1/s	$y = \frac{1\ 000 m v}{L} \leq y_{\max}$ $y_{\max} = 6 \sim 10$	m —带轮数
9	带型			$\delta \leq \left(\frac{1}{40} \sim \frac{1}{30} \right) d_1$	δ —带厚 (mm)。 参照 δ 由表 36.1-35 选定带型

续表 36.1-37

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	备注
10	带宽	b	mm	$b = \frac{P_d}{P_0 K_A K_\beta}$ $P_d = K_A P$	P_d —设计功率 (kW); K_A —工况系数, 见表 36.1-13; P_0 — $\alpha = 180^\circ$ 载荷平稳时平带单位宽度的基本额定功率 (kW/mm), 见表 36.1-38; K_β —小带轮包角修正系数, 见表 36.1-39; K_β —传动布置系数, 见表 36.1-40 b 应选取标准值, 见表 36.1-35
11	轴压力	F_r	N	$F_r = 2zF_0' b \sin \frac{\alpha_1}{2}$	z —胶帆布层数; F_0' —每层胶帆布单位宽度的预紧力 (N/mm), 推荐 $F_0' = 2.25 \text{ N/mm}$
12	带轮结构和尺寸				见本章 4.4

表 36.1-38 普通平带 (胶帆布带) 单位宽度传递的基本额定功率 P_0 (包角 $\alpha = 180^\circ$, 载荷平稳, 每层胶布单位宽度的预紧力 $F_0' = 2.25 \text{ N/mm}$) (kW/mm)

带型 ^①	小带轮直径 d_1/mm	带 速 $v/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$												
		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
190 (3)	125	0.045	0.059	0.073	0.086	0.098	0.109	0.118	0.127	0.135	0.142	0.146	0.149	0.149
	160	0.052	0.069	0.085	0.100	0.114	0.127	0.138	0.148	0.157	0.165	0.170	0.174	0.173
	≥ 200	0.053	0.071	0.087	0.102	0.117	0.129	0.141	0.151	0.160	0.169	0.174	0.178	0.178
240 (4)	180	0.068	0.090	0.111	0.130	0.149	0.166	0.180	0.193	0.205	0.216	0.223	0.227	0.226
	224	0.069	0.092	0.114	0.134	0.154	0.169	0.185	0.198	0.211	0.222	0.228	0.233	0.233
	≥ 280	0.071	0.094	0.116	0.136	0.156	0.173	0.188	0.202	0.214	0.225	0.233	0.237	0.237
290 (5)	250	0.086	0.113	0.140	0.165	0.188	0.208	0.227	0.244	0.259	0.272	0.280	0.286	0.286
	315	0.088	0.116	0.144	0.170	0.194	0.214	0.233	0.251	0.266	0.280	0.288	0.294	0.294
	≥ 400	0.090	0.120	0.146	0.172	0.196	0.218	0.237	0.254	0.270	0.284	0.293	0.299	0.298
340 (6)	315	0.104	0.137	0.170	0.200	0.229	0.253	0.275	0.296	0.314	0.331	0.340	0.348	0.347
	400	0.105	0.139	0.173	0.204	0.232	0.258	0.280	0.301	0.320	0.336	0.347	0.353	0.353
	≥ 500	0.108	0.142	0.176	0.207	0.236	0.262	0.285	0.306	0.325	0.342	0.353	0.360	0.359
385 (7)	400	0.120	0.160	0.200	0.235	0.269	0.298	0.324	0.348	0.370	0.389	0.400	0.409	0.408
	500	0.124	0.165	0.204	0.240	0.275	0.303	0.330	0.355	0.377	0.397	0.408	0.417	0.416
	≥ 630	0.127	0.168	0.207	0.243	0.278	0.308	0.335	0.360	0.382	0.403	0.414	0.423	0.422

续表 36.1-38

带型 ^①	小带轮直径 d_1/mm	带 速 $v/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$												
		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
425 (8)	500	0.141	0.186	0.230	0.271	0.309	0.342	0.373	0.400	0.425	0.447	0.461	0.470	0.469
	630	0.143	0.189	0.234	0.275	0.315	0.348	0.379	0.407	0.433	0.455	0.468	0.478	0.477
	≥ 800	0.145	0.192	0.237	0.278	0.319	0.353	0.384	0.412	0.438	0.461	0.474	0.485	0.484
450 (9)	500	0.151	0.200	0.247	0.291	0.332	0.367	0.401	0.430	0.456	0.480	0.494	0.505	0.504
	630	0.154	0.203	0.251	0.295	0.337	0.374	0.407	0.437	0.464	0.488	0.503	0.513	0.512
	≥ 800	0.156	0.206	0.255	0.300	0.343	0.379	0.413	0.443	0.471	0.496	0.511	0.521	0.520
500 (10)	500	0.166	0.219	0.271	0.319	0.364	0.404	0.439	0.472	0.501	0.527	0.543	0.554	0.553
	630	0.169	0.224	0.277	0.325	0.373	0.412	0.449	0.482	0.512	0.539	0.554	0.567	0.565
	≥ 800	0.172	0.228	0.282	0.331	0.379	0.419	0.457	0.491	0.520	0.548	0.564	0.577	0.575
560 (12)	630	0.200	0.265	0.327	0.384	0.440	0.486	0.530	0.569	0.604	0.636	0.655	0.669	0.667
	800	0.204	0.270	0.334	0.393	0.449	0.497	0.541	0.581	0.617	0.650	0.668	0.683	0.681
	≥ 1000	0.207	0.274	0.339	0.399	0.459	0.504	0.549	0.590	0.627	0.659	0.678	0.693	0.692

注：1. 预紧力 $F_0 = 2.0 \text{ N/mm}$ 时， P_0 应减小 8%；

$F_0 = 2.5 \text{ N/mm}$ 时， P_0 应增大 7.5%；

$F_0 = 3.0 \text{ N/mm}$ 时， P_0 应增大 20%。

2. 工作在潮湿、高温、多尘或油质空气环境等恶劣条件下时， P_0 应减小 10%~30%。

① 带型下括号内的数字为其胶布层数。

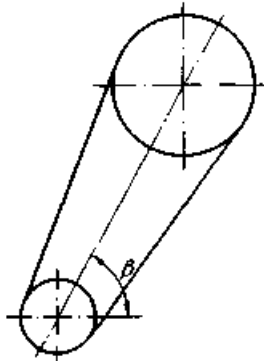
表 36.1-39 平带传动的包角修正系数 K_α

α°	220	210	200	190	180	170
K_α	1.12	1.08	1.05	1.03	1.00	0.97
α°	160	150	140	130	120	
K_α	0.94	0.90	0.86	0.82	0.78	

4.2 尼龙（聚酰胺）片复合平带

尼龙片复合平带（又称高强度平带）是以改性聚酰胺片为承载层，工作表面覆以铬鞣革或弹性胶体的摩擦层，非工作面则粘以橡胶布或特殊织物层。尼龙片的抗拉强度达 400 MPa，并有较高的弹性模量（1 170~1 300 MPa），经定伸处理后，使复合平带有很高的综合力学性能。工作表面的覆盖层不但能增强带体的横向抗撕裂能力，而且可增大与带轮表面的粘附力。根据覆盖材料的不同，与带轮表面的摩擦系数可达 0.4~0.7，故尼龙片复合平带有很高的承载能力。近年来，尼龙片基的性能不断改进，产品性能进一

表 36.1-40 传动布置系数 K_β

传动形式	两轮轴连心线与水平线交角 β		
	$0^\circ \sim 60^\circ$	$60^\circ \sim 80^\circ$	$80^\circ \sim 90^\circ$
	K_β		
自动张紧传动	1.0	1.0	1.0
开口传动（定期张紧或改缝）	1.0	0.9	0.8
交叉传动	0.9	0.8	0.7
半交叉传动、有导轮的 角度传动	0.8	0.7	0.6

步得到提高，且可不受温度影响。此外，还出现

了用聚酯织物和芳纶织物作承载层的平带，由于改进了制作工艺，使平带的传动性能如强度、带体的柔软性和吸振性、传动的平稳性（采用齿型热压接头）以及寿命等都有了较大的提高，显示了良好的使用前景。

4.2.1 尺寸规格

根据承载层的承载能力（尼龙片的厚度不同），分为轻型（L）、中型（M）、重型（H）和特轻型（EL）、加重型（EH）、超重型（EEH）等。其尺寸规格见表 36.1-41，力学性能见表 36.1-42。

表 36.1-41 尼龙片复合平带的尺寸规格 (mm)

带型 ^①	尼龙片厚 δ_N	带厚 ^② (约)	宽度范围 b	带轮允许最小直径 d_{min}
LL-EL	0.25	2.4	16~300	40
LL-L	0.50	3.2		45
LL-M	0.70	4.0		71
LL-H	1.00	4.2		112
LL-EH	1.40	4.8		180
LL-EEH	2.00	6.0		250
LT(L, R)-EL	0.25	1.9(1.7)	10~280	35
LT(L, R)-L	0.50	2.5(2.1)		45
LT(L, R)-M	0.70	2.9(2.5)		71
LT(L, R)-H	1.00	3.7(3.3)		112
LT(L, R)-EH	1.40	4.5(4.1)		180
LT(L, R)-EEH	2.00	5.2(4.8)		250
RR-EL	0.25	1.6	10~280	30
RR-L	0.50	1.8		40
RR-M	0.70	2.0		63
RR-H	1.00	2.3		100
RR-EH	1.40	2.8		160
RR-EEH	2.00	3.4		224
宽度系列	10 16 20 25 32 40 50 63 71 80 90 100 112 125 140 160 180 200 224 250 280 315			

注：本表是根据制造厂样本综合而成，GB/T 11063—1989只规定了 L、M、H 三种带型。选用时应以制造厂给定的参数为准。

- ① LL—两面粘铬鞣革；
LT—工作面粘铬鞣革、非工作面粘特殊织物层；
L、R—工作面粘铬鞣革 L 或弹性胶体 R（有些制造厂用 G 表示），非工作面粘保护层；
RR—两面均粘弹胶体（有些制造厂用 GG 表示）。
- ② 为适应不同工作需要，表面层覆盖材料不同，同一带型的厚度也不尽相同。

表 36.1-42 尼龙片复合平带的力学性能

类 型	力学性能	
	抗拉强度/ N/mm ²	与带轮 ^② 的 摩擦系数
带 型	EL	0.4
	L	
	M	
	H	
	EH	
	EEH ^①	
	EEH (60)	
	EEH (80)	
工 作 面 材 料	铬鞣革 L	0.4
	耐油、耐磨弹性胶体 R	0.7
	抗油、防尘弹性胶体 R	0.6
	特殊织物保护层 T	0.3
	橡胶保护层 R	0.4~0.5

注：本表数据摘自国内、外主要制造厂样本。

- ① 为适应重载需要，工作面覆革的特重型带还有两级承载能力更高的 EEH (60)、EEH (80)，带型后括号内的值，表示其许用有效拉力 N/mm。
- ② 带轮的材料为铸铁或钢。

4.2.2 传动的设计

尼龙片复合平带传动的设计计算可参照表 36.1-37 进行。但应注意以下几点：

1) 选择带型时，应先根据载荷的性质和工作环境选择结构类型。重载、变载以及在油气、油脂环境下工作的传动，宜选用工作面为铬革面的 L 类带；也可选用有抗油、防尘弹性胶体摩擦工作面的 RR 型带。轻中载、载荷变动不大以及在粉尘、潮湿环境下工作的传动，可选用 RR 或 R 型带。正反两面都需工作的多从动轮传动或交叉传动，则应选用 LL 型或双面都具有耐磨、耐油、防尘的 RR 型平带。

然后再根据设计功率 P_d (kW) 和小带轮转速 n_1 (r/min) 参考图 36.1-16 选择带型。

2) 小带轮直径 d_1 可按表 36.1-37 的计算值适当减小，但必须大于表 36.1-41 规定的 d_{min} ，宜使带速 $v > 10 \sim 15$ m/s。

3) 曲挠次数 y 应小于 $y_{max} = 15 \sim 50 s^{-1}$, 小带轮直径大时取高值。

4) 带宽 b (mm) 由下式计算

$$b = \frac{P_d}{P_0 K_a K_\beta}$$

$$P_d = K_A P$$

式中 P_d ——设计功率 (kW);

P ——传递功率 (kW);

K_A ——工况系数, 见表 36.1-13;

P_0 —— $\alpha = 180^\circ$ 、载荷平稳时, 单位宽度的基本额定功率 (kW/mm), 见表 36.1-43;

K_a ——包角修正系数, 见表 36.1-39;

K_β ——传动布置系数, 见表 36.1-40。

按计算所得的宽度, 参照表 36.1-41 选取标准值。

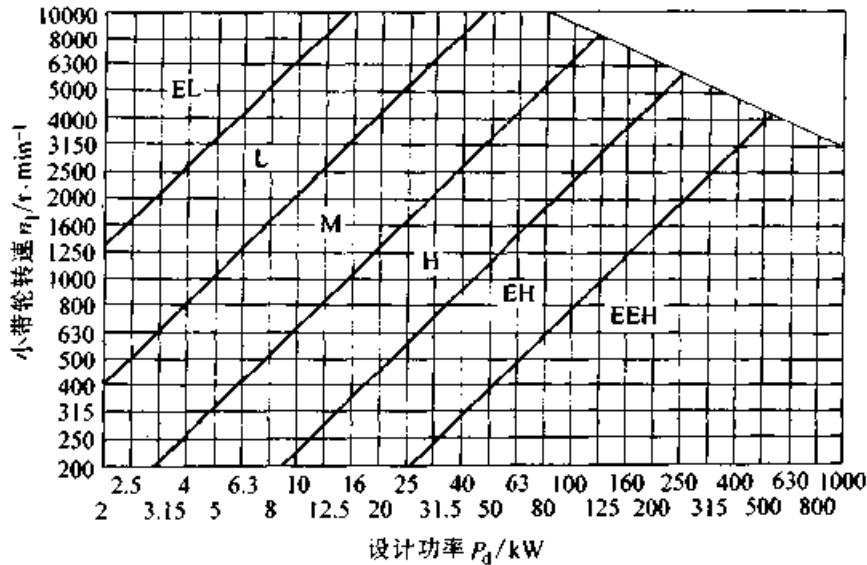


图 36.1-16 尼龙片复合平带选型图

表 36.1-43 尼龙片复合平带的基本额定功率 P_0 ($\alpha = 180^\circ$ 、载荷平稳) (kW/mm)

带型	带速 $v/m \cdot s^{-1}$											
	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55-60	65	70
EL	0.060	0.089	0.116	0.143	0.166	0.187	0.204	0.219	0.228	0.234	0.230	0.218
L	0.100	0.148	0.194	0.238	0.276	0.312	0.340	0.365	0.380	0.391	0.384	0.364
M	0.140	0.208	0.272	0.333	0.386	0.436	0.476	0.510	0.532	0.547	0.537	0.510
H	0.200	0.297	0.388	0.475	0.552	0.623	0.680	0.729	0.760	0.781	0.767	0.728
EH	0.280	0.416	0.543	0.665	0.773	0.872	0.952	1.021	1.064	1.093	1.074	1.019
EHH	0.400	0.594	0.776	0.950	1.104	1.246	1.360	1.458	1.520	1.562	1.534	1.456

注: 表列各带型的基本额定功率, 其力学性能必须达到表 36.1-42 所列之值。

我国生产尼龙片复合平带的工厂不少, 产品质量尚有差异, 只有少数技术水平高的制造厂达到了国外同类产品的先进水平。由于尚无统一的标准, 各厂带型符号也不全相同。为此按本节方法和参数选定的带型和尺寸, 在采用不同制造厂的产品时, 应使所选带型与表 36.1-42 所列的力学性能相适应。

4.3 高速带传动

带速 $v > 30 m/s$ 、高速轴转速 $n_1 = 10\,000 \sim 50\,000 r/min$ 都属于高速带传动, 带速 $v \geq 100 m/s$ 称为超高速带传动。高速带传动通常都是开口的增速传动。

由于要求传动可靠、运转平稳, 并有一定寿

命，所以都采用质地轻、厚度薄而均匀、曲挠性能好、强度较高的特制环形平带，如薄型尼龙片复合平带、高速环形胶带、特制编织带(麻、丝、尼龙)等，以减小其工作时的离心力。若采用硫化接头，必须使接头与带的曲挠性能尽量接近。

高速带的尺寸规格参见表 36.1-44。

表 36.1-44 高速带的尺寸规格 (mm)

带厚 δ	带宽范围 b	内周长范围 L_i
0.8	6~32	220~380
1.0	8~40	200~2 000
1.5	10~50	300~3 000
2.0	12~60	1 900~4 000
2.5	16~80	1 900~4 000
带宽系列	6 8 10 12 16 20 25 32	
	40 50 60 80 120 160	

注：1. 编织带带厚无 0.8 和 1.0 mm。
2. 内周长按 R40 优先数系选取。

传动的设计计算，可参照表 36.1-37 进行，但应注意以下几点：

1) 小带轮直径 d_1 通常是根椐带速 v (m/s) 和转速 n_1 (r/min) 确定的。当安装尺寸允许时， d_1 的选取宜稍大。若所选取带的类别和带厚 δ 已定，小带轮直径可取

$$d_1 = (40 \sim 50)\delta$$

2) 高速带传动的传动比 i 一般都小于 4，采用自动张紧， i 可达 6。

3) 带速 v 应小于表 36.1-45 的 v_{max} 。

表 36.1-45 高速带传动的 $\frac{\delta}{d_{min}}$ 、 v_{max} 和 y_{max}

高速带种类	推荐	麻、丝、尼龙织带	橡胶高速带	聚氨酯高速带	薄型尼龙片复合平带
$\frac{\delta}{d_{min}} \leq$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{100}$
$\frac{\delta}{d_{min}}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{50}$
$v_{max}/(m \cdot s^{-1})$	40	50	40	50	80
y_{max}/s^{-1}	60	60	100	100	50

4) 为保证传动带具有一定的寿命，曲挠次数 y 应小于表 36.1-45 的 y_{max} 。

$$y = \frac{v}{L} \leq y_{max}$$

式中 L ——带长 (m)。

5) 选定带厚 δ 可根据 d_1 和表 36.1-45 的 $\frac{\delta}{d_{min}}$ 由表 36.1-44 选取相近规格。

6) 带宽 b (mm) 由下式计算，并选取标准值。

$$b = \frac{K_A P}{K_\mu K_\alpha K_\beta K_i ([\sigma] - \sigma_c) \delta v} \quad (36.1-6)$$

式中 P ——传递的功率 (kW)；

K_A ——工况系数，见表 36.1-13；

K_μ ——拉力计算系数，当 $i = 1$ ，带轮为铸铁或钢时；

纤维编织带 0.47

橡胶带、覆胶面带 0.67

聚氨酯带 0.79

皮革带、革面带 0.72

K_α ——小带轮包角修正系数，见表 36.1-39；

K_β ——传动布置系数，见表 36.1-40；

K_i ——传动比系数，见表 36.1-46；

m ——带的质量 (kg/cm^3)，见表 36.1-47；

σ_p ——传动带的许用拉应力 (MPa)，见表 36.1-48；

σ_c ——传动带的离心应力 (MPa)。

$$\sigma_c = mv^2$$

表 36.1-46 传动比系数 K_i

主动轮转速 从动轮转速	$\geq \frac{1}{1.25}$	$< \frac{1}{1.25}$ $\sim \frac{1}{1.7}$	$< \frac{1}{1.7}$ $\sim \frac{1}{2.5}$	$< \frac{1}{2.5}$ $\sim \frac{1}{3.5}$	$< \frac{1}{3.5}$
K_i	1	0.95	0.90	0.85	0.80

表 36.1-47 高速带的质量 m (kg/cm^3)

高速带种类	无覆胶编织带	覆胶编织带	橡胶高速带	聚氨酯高速带	薄型皮革高速带	薄型尼龙片复合平带
质量 m	0.9×10^{-3}	1.1×10^{-3}	1.2×10^{-3}	1.34×10^{-3}	1×10^{-3}	1.13×10^{-3}

7) 带速 $v > 40 \sim 50$ m/s 时，推荐采用自动张紧。

续表 36.1-50

	带宽 b		轮缘宽 B	
	基本尺寸	公差	基本尺寸	公差
	140		160	
	160		180	
	180	± 4	200	± 2
	200		224	
	224		250	
	250		280	
	280		315	
	315		355	
	355		400	
	400	± 5	450	± 3
	450		500	
	500		560	
	560		630	
轮缘厚度	$\delta = 0.005d + 3$			
轮冠高度 h	见表 36.1-51			

表 36.1-51 平带轮轮缘的轮冠高度
(摘自 GB/T 11358—1999) (mm)

带轮直径	h
20~112	0.3
125~140	0.4
160~180	0.5
200~224	0.6
250~280	0.8
315~355	1.0
400~500	1.0
560~710	1.2
800~1 000	1.2、1.5 ^①
1 120~1 400	1.5、2.0 ^①
1 600~2 000	1.8、2.5 ^①

① 轮宽 $B \geq 280$ mm 时, 取大值。

表 36.1-52 带轮动平衡要求

带轮类型	允许重心偏移量 $e/\mu\text{m}$	精度等级
一般机械带轮 ($n \leq 1\,000$ r/min)	50	G6.3
机床小带轮 ($n = 1\,500$ r/min)	15	G2.5
主轴和一般磨头带轮 ($n = 6\,000 \sim 10\,000$ r/min)	3~5	G2.5
高速磨头带轮 ($n = 15\,000 \sim 30\,000$ r/min)	0.4~1.2	G1.0
精密磨床主轴带轮 ($n = 15\,000 \sim 50\,000$ r/min)	0.08~0.25	G0.4

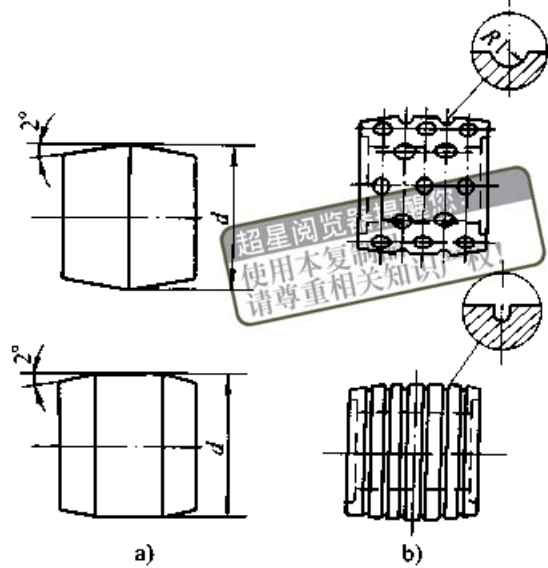


图 36.1-17 高速带轮轮缘表面

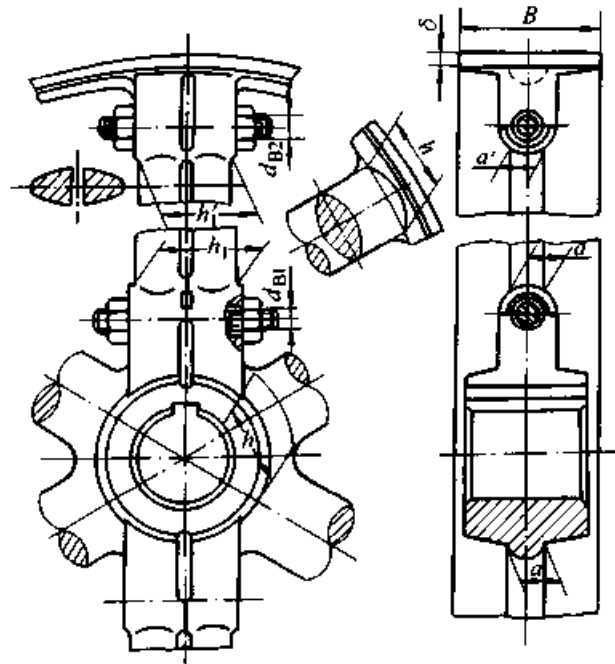


图 36.1-18 剖分式带轮

$$d_{B1} = 0.15d + (8 \sim 12) \text{ mm} \quad d \text{—轴径}$$

$$d_{B2} = 0.45 \sqrt{B\delta} + 5 \text{ mm}$$

5 多楔带

多楔带相当于在绳芯结构平带基体的内表面沿带宽有若干楔角为 40° 的纵向 V 形肋 (称为楔) 的环形带。它是利用橡胶与橡胶复合材料的特性, 使 V 形楔完全充满在轮槽内, 不但增大了带与轮槽的接触面积, 而且接触面间的压力分布均匀, 使每个单元接触面积间都会产生很高的粘附摩擦力, 从而提高了传动效率。其带体薄、

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权！

曲挠性能好，承载层绳绳受力均匀，有很高的抗拉强度。工作时的弯曲应力和离心应力小，发热少，可以在较小的带轮上工作，还可以防止运行中的振动与翻转。传递相同功率时，其结构宽度较普通V带传动小50%。

多楔带传递功率大（沿带宽最多可用到75楔），带速达40 m/s，最大传动比可达37，还可实现多从动轮传动，近年来发展较快，常用于结构要求紧凑、传动比较大的高速传动，已在汽车、动力机械、化工设备和家用电器等方面得到

广泛应用。

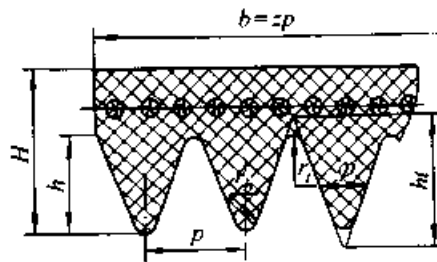
根据带体材料的不同，有橡胶型和聚氨酯型两种，后者系浇注成型，摩擦系数大，并具有良好的耐磨、耐油性能；但允许工作温度低。

5.1 一般工业用多楔带

多楔带已制订有国际标准ISO9982:1991，采用有效宽度制，有五种截面尺寸。我国标准等效采用国际标准。其带型和截面尺寸见表36.1-53。

表 36.1-53 多楔带的带型和截面尺寸

(mm)



$\varphi = 40^\circ \pm 1^\circ$

带型		PH ^①	PJ	PK ^②	PL	PM
楔距 截面 尺寸	$p \pm 0.2$	1.60	2.34	3.56	4.70	9.40
	累积偏差	± 0.4	± 0.4	± 0.4	± 0.4	± 0.4
	楔顶半径 r_{bmin}	0.3	0.4	0.5	0.4	0.75
	楔底半径 r_{imax}	0.15	0.2	0.25	0.4	0.75
	理论楔高 h_t	2.20	3.21	4.89	6.46	12.90
	圆角后楔高 h_{min}	1.33	2.10	3.20	4.20	10.00
	带厚 $H \approx$	3	4	6	10	17
楔数范围		2~8	4~20	3~20	6~20	6~20
推荐最小带轮直径 d_{min}		13	20	45	75	180
有效长度 L_c 范围		200~1 000	450~2 500	375~3 000	1 250~6 300	2 300~16 000

① 用于传递运动。

② 用于汽车，可参看 GB 13552-1998。

英寸制国家的多楔带带型符号中没有“P”字，两者尺寸基本一致。PH型用于传递运动，PK主要用于汽车，PJ、PL、PM多用于一般工业设备。

多楔带的楔数系列和带宽见表36.1-54。国家标准没有规定长度系列，而国外已形成通用系列，表36.1-55是一般工业用多楔带的推荐长度系列，选自R20优先数系，可供选用时参考。

表 36.1-54 多楔带的楔数系列和带宽

带型	PJ	PL	PM
楔数 z	带宽 b/mm		
4	9.5	—	38.1
6	14.2	28.6	57.2
8	19.0	38.1	76.2
10	23.8	47.6	95.3
12	28.6	57.2	114.3
14	—	66.7	133.4
16	38.0	76.2	152.4
18	—	85.7	171.5
20	47.6	95.3	190.5

注：若所需楔数 $z > 20$ 时，可与制造厂协商供应。

表 36.1-55 多楔带推荐长度系列

有效长度 L_e /mm	带 型				有效长度 L_e /mm	带 型		
	PH	PJ	PL	PM		PJ	PL	PM
200					2 240			
224					2 500	PJ		
250					2 800			
280					3 150			
315					3 550		PL	
355					4 000			
400					4 500			
450	PH				5 000			
500					5 600			
630					6 300			PM
710					7 100			
800					8 000			
900					9 000			
1 000					10 000			
1 120		PJ			11 200			
1 250					12 500			
1 400					14 000			
1 600			PL		16 000			
1 800								
2 000								

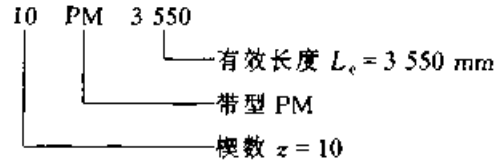
注：1. 有效长度是基本尺寸，选自 R20 优先数系。
2. 有效长度的公差见表 36.1-56。

表 36.1-56 多楔带长度的公差 (mm)

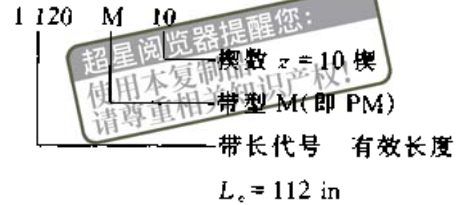
有效长度 L_e	公差	有效长度 L_e	公差
450~710	+5 -5	>3 150~3 550	+12.5 -28
>710~1 000	+5 -7.5	>3 550~4 000	+15 -30
>1 000~1 400	+5 -10	>4 000~5 000	+15 -35.5
>1 400~1 700	+5 -12.5	>5 000~6 300	+21 -40.5
>1 700~2 000	+7.5 -15	>6 300~7 100	+26 -50
>2 000~2 240	+10 -17.5	>7 100~8 000	+30.5 -61
>2 240~2 800	+10 -20	>8 000~10 000	+35 -70
>2 800~3 156	+10 -24	>10 000~12 500	+40 -80

注：本表摘自制造厂样本，适用于一般工业用 PJ、PL、PM 型多楔带，供选用时参考。

多楔带的标记由带型、楔数和有效长度 L_e 组成，标记示例如下：



英寸制多楔带的标记仍习惯用



5.2 传动的设计计算

多楔带传动的设计计算方法和 V 带传动基本相同，可参照表 36.1-12 进行。但应注意以下几点：

- 1) 选择带型时，是根据设计功率 P_d (kW) 和小带轮转速 n_1 (r/min) 由图 36.1-19 选择。
- 2) 确定大、小带轮直径时，应参照图 36.1-19 和表 36.1-49 选定其有效直径 d_e ，且应使 $d_e \geq d_{emin}$ (推荐最小带轮直径，见表 36.1-53)。

3) 计算传动比 i 、带速 v 时，必须用带轮的节圆直径 d_p ；而计算有效带长 L_e ，轴间距 a 和小带轮包角 α 时，则用带轮的有效直径 d_e ，它们间的关系为

$$d_p = d_e + 2\Delta_e$$

式中 Δ_e ——有效线差，其值见表 36.1-57。

4) 按有效直径 d_e 和轴间距 a 计算所需的带长，应按表 36.1-55 选取其有效长度 L_e 。

5) 带的楔数 z

$$z = \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1) K_a K_L}$$

式中 P_d ——设计功率 (kW)；

P_1 ——多楔带每楔的基本额定功率 (kW)，见表 36.1-58；

ΔP_1 —— $i \neq 1$ 时，额定功率的增量 (kW)；

K_a ——小带轮包角修正系数，见表 36.1-59；

K_L ——带长修正系数，见表 36.1-60。

计算所需的楔数 z 时，应按表 36.1-54 进行圆整。

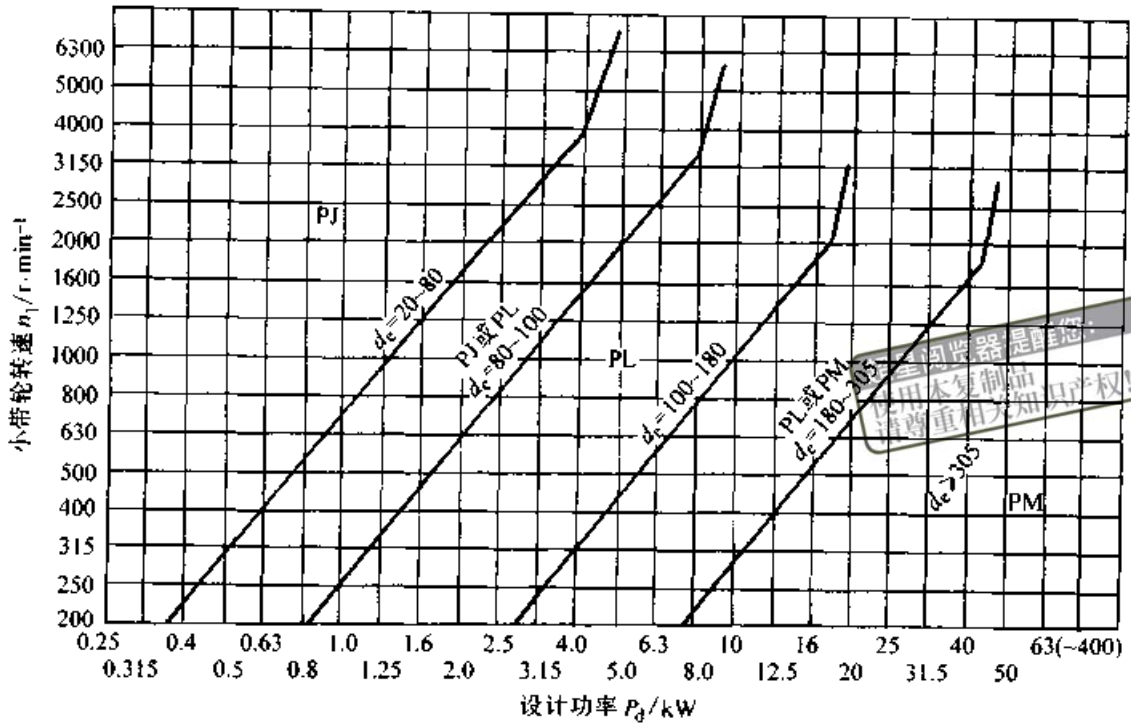


图 36.1-19 多楔带选型图

表 36.1-57 多楔带的有效线差
(mm)

槽型	PH	PJ	PK	PL	PM
Δ_e	0.8	1.2	2.0	3.0	4.0

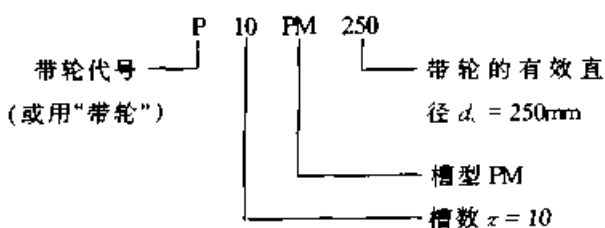
6) 为安装、补偿伸长等所需的轴间距调整量 S 、 i 见表 36.1-61。

5.3 带轮

多楔带轮槽截面形状和尺寸见表 36.1-62。带轮的结构形式及其材料选择与 V 带轮相同 (见本章 3.7)。

多楔带轮相邻槽的直径变动量应控制在表 36.1-63 规定值的范围内。径向圆跳动见表 36.1-64, 端面圆跳动在 $0.002d_e$ mm 内。轮槽工作面的表面粗糙度 $Ra \leq 3.2 \mu\text{m}$ 。

带轮的标记由槽型、楔数和有效直径 d_e 组成, 示例如下:



6 同步带传动

同步带相当于在绳芯结构平带基体的内表面沿带宽方向制成一定形状 (梯形、弧形等) 的等距齿, 与带轮轮缘上相应齿啮合进行运动和动力的传递。其承载层由金属丝绳、合成纤维线绳或玻璃纤维绳绕制而成, 用以传递拉力, 并保持带齿的节距恒定。带体多由橡胶制成, 也有用聚氨酯浇注而成的, 后者只能用于载荷小或有耐油要求的传动。为了提高橡胶同步带齿的耐磨性, 通常还在其齿面上覆盖尼龙布或织物层。

有的同步带还在其背面或侧边制成各种形状的突起, 可以进行物料的输送、零件的整理和选别, 以及开关的启停等。

同步带虽然是靠齿的啮合传动, 可以保持两轴或多轴运动的同步, 但其属于非共轭的啮合传动。

同步带传动的预紧力小, 工作平稳, 有良好的减振能力; 其结构紧凑, 不需维护与润滑, 可以在放射性介质中工作, 应用十分广泛。

同步带齿有梯形齿和弧齿两类, 弧齿又有三种系列: 圆弧齿 (H 系列又称 HTD 带)、平顶圆弧齿 (S 系列又称为 STPD 带) 和凹顶抛物线齿 (R 系列), 见图 36.1-20。

(kW/根)

表 36.1-58a PJ 型多根带的额定功率 ($\alpha = 180^\circ$, 稳定载荷)

小带轮转速 $n_1/r \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮有效直径 d_g/mm										传动比 i									
	每根的基本额定功率 P_1										$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_1									
	20	25	32	40	45	50	56	63	71	80	1.00~ 1.01	1.02~ 1.05	1.06~ 1.11	1.12~ 1.18	1.19~ 1.26	1.27~ 1.38	1.39~ 1.57	1.58~ 1.94	1.95~ 3.38	≥ 3.39
200	0.004	0.008	0.013	0.019	0.023	0.027	0.031	0.036	0.042	0.048										
400	0.006	0.014	0.024	0.035	0.042	0.049	0.057	0.066	0.077	0.088			0.001							
600	0.008	0.019	0.033	0.040	0.059	0.069	0.081	0.094	0.109	0.126			0.001	0.002						
750	0.009	0.021	0.039	0.058	0.070	0.081	0.095	0.112	0.130	0.150			0.001	0.002	0.003					
970	0.010	0.026	0.048	0.073	0.089	0.104	0.122	0.143	0.166	0.193			0.002	0.003	0.004	0.005				
1 200	0.010	0.030	0.057	0.088	0.106	0.125	0.147	0.172	0.200	0.232			0.002	0.004	0.005	0.006	0.007			
1 470	0.011	0.034	0.067	0.104	0.126	0.148	0.174	0.205	0.239	0.277			0.003	0.004	0.006	0.007	0.008	0.009		
1 600	0.011	0.036	0.072	0.111	0.135	0.159	0.188	0.220	0.257	0.299			0.003	0.005	0.006	0.008	0.010	0.011	0.012	
1 800	0.011	0.039	0.078	0.122	0.149	0.176	0.208	0.244	0.285	0.331			0.001	0.003	0.004	0.006	0.008	0.010	0.012	0.013
2 000	0.011	0.042	0.085	0.133	0.163	0.192	0.227	0.267	0.313	0.363			0.001	0.003	0.006	0.008	0.011	0.012	0.013	0.015
2 400	0.010	0.047	0.098	0.155	0.190	0.224	0.265	0.313	0.366	0.425			0.002	0.004	0.007	0.010	0.012	0.014	0.015	0.018
2 700	0.009	0.051	0.107	0.170	0.209	0.248	0.293	0.346	0.405	0.471			0.002	0.005	0.008	0.011	0.013	0.015	0.017	0.020
3 000		0.054	0.116	0.186	0.228	0.271	0.321	0.379	0.444	0.516			0.002	0.005	0.009	0.012	0.014	0.017	0.021	0.022
3 500		0.059	0.130	0.210	0.260	0.308	0.366	0.432	0.507	0.589			0.002	0.006	0.010	0.014	0.017	0.020	0.024	0.026
4 000		0.063	0.144	0.234	0.290	0.345	0.410	0.484	0.568	0.661			0.002	0.007	0.012	0.016	0.019	0.023	0.025	0.029
4 500		0.067	0.157	0.258	0.319	0.380	0.452	0.535	0.629	0.732			0.003	0.008	0.013	0.018	0.022	0.025	0.028	0.033
5 000		0.071	0.170	0.280	0.348	0.415	0.494	0.585	0.688	0.801			0.003	0.008	0.015	0.020	0.024	0.028	0.032	0.037
5 500		0.074	0.182	0.302	0.376	0.449	0.536	0.635	0.746	0.869			0.003	0.009	0.016	0.022	0.027	0.031	0.035	0.040
6 000		0.077	0.194	0.324	0.404	0.483	0.576	0.683	0.803	0.936			0.004	0.010	0.018	0.024	0.029	0.034	0.038	0.044

表 36.1-58b PL 型多楔带的额定功率 ($\alpha = 180^\circ$, 稳定载荷) (kW/楔)

小带轮转速 $n_1/r \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮有效直径 d_{e1}/mm										传动比 i									
	75	80	90	100	112	125	140	160	180	200	1.00~1.01	1.02~1.05	1.06~1.11	1.12~1.18	1.19~1.26	1.27~1.38	1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.38	≥ 3.39
	每楔的基本额定功率 P_1										$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_1									
200	0.13	0.15	0.18	0.21	0.25	0.29	0.34	0.40	0.46	0.51				0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
400	0.23	0.26	0.32	0.38	0.45	0.53	0.61	0.73	0.84	0.95			0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03
600	0.32	0.36	0.45	0.54	0.64	0.75	0.87	1.03	1.19	1.35			0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.04	0.05
730	0.37	0.43	0.53	0.63	0.75	0.88	1.03	1.22	1.41	1.60	0.01	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06
970	0.47	0.54	0.67	0.80	0.96	1.12	1.31	1.56	1.81	2.05	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07
1 200	0.55	0.63	0.80	0.95	1.14	1.35	1.58	1.88	2.17	2.46	0.01	0.01	0.02	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.09
1 470	0.65	0.74	0.94	1.13	1.36	1.60	1.87	2.23	2.58	2.92	0.01	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.11	0.11
1 600	0.69	0.79	1.00	1.21	1.45	1.71	2.01	2.40	2.77	3.14	0.01	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.09	0.11	0.12	0.12
1 800	0.75	0.87	1.10	1.33	1.60	1.89	2.22	2.65	3.07	3.47	0.01	0.01	0.03	0.05	0.07	0.09	0.11	0.12	0.13	0.14
2 000	0.81	0.94	1.20	1.45	1.75	2.07	2.43	2.89	3.35	3.79	0.01	0.01	0.03	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.14	0.15
2 400	0.93	1.09	1.39	1.68	2.03	2.40	2.82	3.37	3.90	4.41	0.02	0.02	0.04	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18
2 700	1.02	1.19	1.52	1.85	2.24	2.65	3.11	3.72	4.30	4.86	0.02	0.02	0.05	0.08	0.11	0.13	0.16	0.18	0.19	0.21
3 000	1.10	1.29	1.65	2.01	2.44	2.89	3.39	4.05	4.68	5.29	0.02	0.02	0.05	0.09	0.12	0.15	0.18	0.20	0.21	0.23
3 500	1.23	1.44	1.86	2.27	2.76	3.27	3.85	4.59	5.31	5.99	0.02	0.02	0.06	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25	0.27
4 000	1.35	1.59	2.06	2.53	3.07	3.64	4.29	5.11	5.90	6.65	0.03	0.03	0.07	0.12	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29	0.30
4 500	1.47	1.73	2.26	2.77	3.37	4.00	4.71	5.61	6.47	7.28	0.03	0.03	0.08	0.14	0.19	0.22	0.26	0.30	0.32	0.34
5 000	1.58	1.87	2.44	3.00	3.66	4.35	5.12	6.10	7.02	7.88	0.03	0.03	0.09	0.15	0.21	0.25	0.29	0.33	0.36	0.38

超星浏览器提醒您
使用本产品
请尊重知识产权!

表 36.1-58c PM 型多楔带的额定功率 ($\alpha = 180^\circ$, 稳定载荷)

(kW/楔)

小带轮转速 $n_1/r \cdot \text{min}^{-1}$	小带轮有效直径 d_d/mm										传 动 比 i									
	175	200	224	250	280	315	355	400	450	500	1.00~1.01	1.02~1.05	1.06~1.11	1.12~1.18	1.19~1.26	1.27~1.38	1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.38	≥ 3.39
	每楔的基本额定功率 P_1											$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_1								
200	0.98	1.24	1.48	1.73	2.03	2.36	2.74	3.16	3.61	4.05	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.11	0.11	0.11
400	1.72	2.19	2.64	3.11	3.65	4.27	4.96	5.71	6.53	7.31	0.02	0.05	0.09	0.12	0.15	0.17	0.19	0.21	0.22	0.22
600	2.37	3.05	3.69	4.36	5.13	6.00	6.96	8.01	9.12	10.18	0.03	0.08	0.13	0.18	0.22	0.26	0.29	0.32	0.33	0.33
730	2.76	3.57	4.32	5.12	6.03	7.06	8.18	9.39	10.67	11.88	0.03	0.09	0.16	0.22	0.27	0.31	0.35	0.37	0.41	0.41
800	2.97	3.84	4.65	5.52	6.49	7.60	8.81	10.11	11.47	12.74	0.04	0.10	0.18	0.24	0.29	0.34	0.39	0.42	0.45	0.45
970	3.44	4.46	5.43	6.45	7.59	8.87	10.27	11.76	13.30	14.70	0.05	0.12	0.22	0.29	0.36	0.42	0.34	0.51	0.54	0.54
1 200	4.03	5.26	6.42	7.63	8.98	10.49	12.12	13.82	15.54	17.06*	0.06	0.15	0.27	0.36	0.44	0.52	0.58	0.63	0.67	0.67
1 470	4.68	6.14	7.50	8.92	10.50	12.24	14.10*	16.00*	17.87*	19.44*	0.07	0.19	0.33	0.44	0.54	0.63	0.71	0.77	0.82	0.82
1 600	4.97	6.54	8.00	9.52	11.19	13.04	14.99*				0.07	0.20	0.36	0.48	0.59	0.69	0.77	0.84	0.89	0.89
1 800	5.40	7.13	8.73	10.39	12.21	14.20*	16.28*				0.08	0.23	0.40	0.54	0.66	0.77	0.87	0.95	1.00	1.00
2 000	5.81	7.69	9.43	11.22	13.18*	15.30*					0.09	0.25	0.44	0.60	0.73	0.86	0.97	1.05	1.16	1.16
2 200	6.20	8.23	10.09	12.01*	14.10*						0.10	0.28	0.49	0.67	0.81	0.94	1.06	1.16	1.27	1.27
2 400	6.57	8.74	10.73*	12.77*	14.96*						0.11	0.31	0.53	0.73	0.88	1.03	1.16	1.26	1.34	1.34
2 600	6.92	9.23*	11.33*								0.12	0.33	0.58	0.79	0.93	1.12	1.26	1.37	1.45	1.45
2 800	7.25	9.69*	11.91*								0.13	0.36	0.62	0.85	1.03	1.20	1.35	1.47	1.56	1.56
3 000	7.56*	10.14*									0.14	0.38	0.67	0.91	1.10	1.29	1.45	1.58	1.67	1.67
3 200	7.86*										0.15	0.41	0.71	0.97	1.17	1.37	1.55	1.68	1.78	1.78

注: 带 * 号者, 其带速 $v > 30 \text{ m/s}$ 。

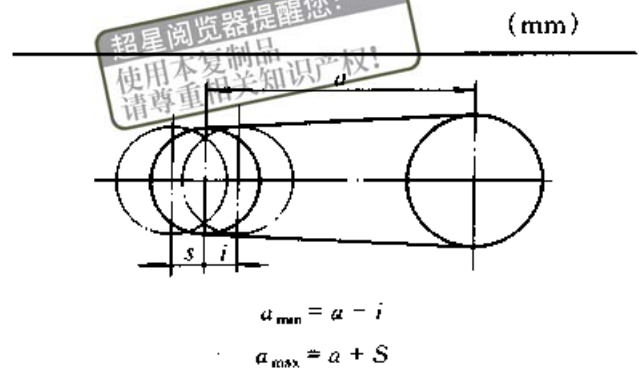
表 36.1-59 小带轮包角修正系数

小带轮包角 $\alpha/(^\circ)$	180	175	170	165	160	155	150	145
K_α	1	0.98	0.97	0.96	0.94	0.92	0.91	0.89
小带轮包角 $\alpha/(^\circ)$	140	135	130	125	120	110	100	90
K_α	0.87	0.86	0.84	0.81	0.80	0.76	0.72	0.68

表 36.1-60 带长修正系数 K_L

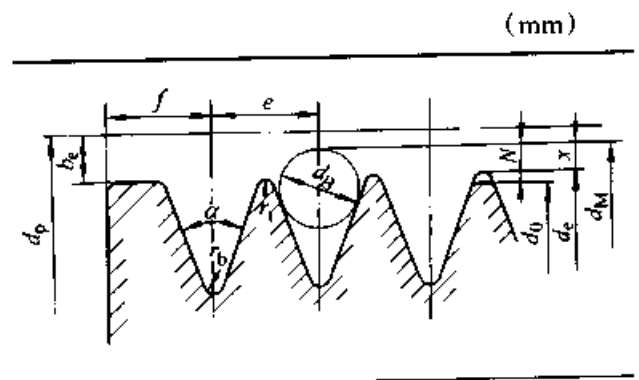
有效长度 L_c/mm	带长修正系数 K_L		
	PJ	PL	PM
450	0.78		
500	0.79		
630	0.82		
710	0.85		
800	0.87		
900	0.89		
1 000	0.91		
1 120	0.93		
1 250	0.96	0.85	
1 400	0.98	0.87	
1 600	1.01	0.89	
1 800	1.02	0.91	0.85
2 000	1.04	0.93	0.86
2 240	1.07	0.95	0.87
2 500	1.09	0.96	0.88
2 800		0.98	0.89
3 150		1.00	0.91
3 550		1.02	0.93
4 000		1.04	0.95
4 500		1.06	0.97
5 000		1.07	0.99
5 600		1.07	0.99
6 300		1.08	1.01
7 100		1.11	1.02
8 000			1.03
9 000			1.05
10 000			1.07
11 200			1.08
12 500			1.10
14 000			1.12
16 000			1.15

表 36.1-61 多楔带传动轴间距调整量



有效长度 L_c	PJ		PL		PM	
	S	i	S	i	S	i
400 ~ 500	5	8				
>500 ~ 750	8	10				
>750 ~ 1 000	10	11				
>1 000 ~ 1 250	11	13				
>1 250 ~ 1 500	13	14	16	22		
>1 500 ~ 1 800	16	16	19	22		
>1 800 ~ 2 000	18	18	22	24		
>2 000 ~ 2 240	19	19	25	24		
>2 240 ~ 2 500	19	19	29	25	29	38
>2 500 ~ 3 000			34	27	34	40
>3 000 ~ 4 000			40	29	40	42
>4 000 ~ 5 000			51	34	51	46
>5 000 ~ 6 000			60	35	60	48
>6 000 ~ 6 700					76	54
>6 700 ~ 8 500					92	60
>8 500 ~ 10 000					106	67
>10 000 ~ 11 800					134	73
>11 800 ~ 16 000					168	86

表 36.1-62 多楔带轮轮槽尺寸



续表 36.1-62

槽型	PH	PJ	PK	PL	PM
槽距 e	1.6 ± 0.03	2.34 ± 0.03	3.65 ± 0.05	4.7 ± 0.05	9.4 ± 0.08
槽距累积偏差	$\leq \pm 0.3$				
槽角 φ $\pm 0.5^\circ$	40°				
槽顶半径 r_{1min}	0.15	0.2	0.25	0.4	0.75
槽底半径 r_{bmax}	0.3	0.4	0.5	0.4	0.75
检测球或杆直径 $d_B \pm 0.01$	1.0	1.5	2.5	3.5	7.0
$2x$	0.11	0.23	0.99	2.36	4.53
$2N_{max}$	1.08	1.22	2.06	3.5	5.92
f_{min}	1.3	1.8	2.5	3.3	6.4

注：轮槽中心线与带轮轴线应保证 $90^\circ \pm 0.5^\circ$ 。

表 36.1-63 相邻槽的直径变动量 (mm)

有效直径 d_e	槽数 z	最大直径变动量
$d_e \leq 74$	≤ 6	0.1
	> 6	$0.1 + 0.003 \times (z - 6)$
$74 < d_e \leq 500$	≤ 10	0.15
	> 10	$0.15 + 0.005 \times (z - 10)$
$d_e > 500$	≤ 10	0.25
	> 10	$0.25 + 0.01 \times (z - 10)$

表 36.1-64 多楔带轮径向圆跳动 (mm)

有效直径 d_e	径向圆跳动
$d_e \leq 74$	0.13
$74 < d_e \leq 250$	0.25
$d_e > 250$	$0.25 + 0.0004(d_e - 250)$

同步带传动最基本的参数是节距 P_b ，它是在规定的张紧力下，同步带纵截面上相邻两齿对称中心线的直线距离（见图 36.1-20a）。当同步带垂直其底边弯曲时，在带中保持原长度不变的周线，称为节线，通常位于承载层的中线。节线长 L_p 为公称长度。

有关同步带传动的术语、定义参见 GB/T 6931.3—1986。

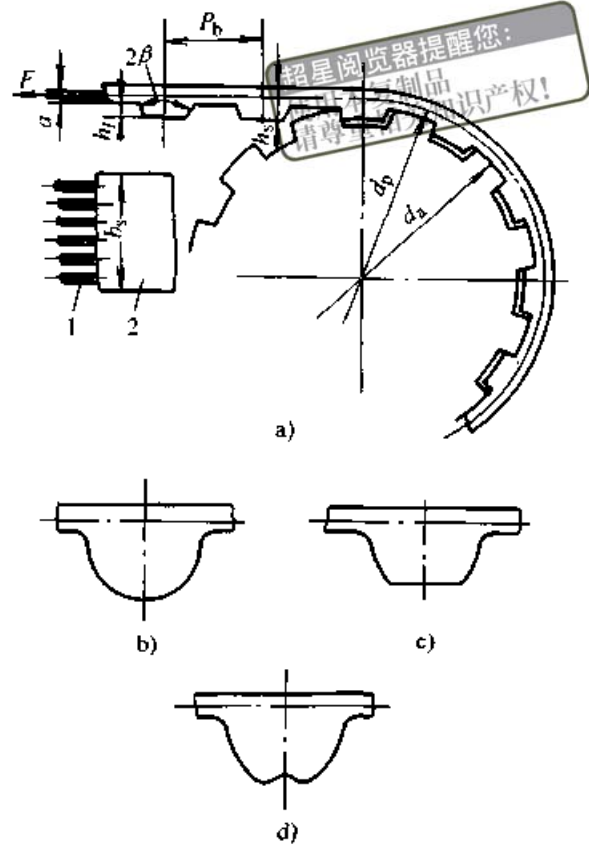


图 36.1-20 同步带传动

a) 梯形齿 b) 圆弧齿 c) 平顶圆弧齿
d) 凹顶抛物线齿

6.1 梯形齿同步带

梯形齿同步带分单面有齿和双面有齿两种，简称为单面带和双面带。双面带又按齿的排列方式分为对称齿型（代号 DA）和交错齿型（代号 DB），见图 36.1-21。

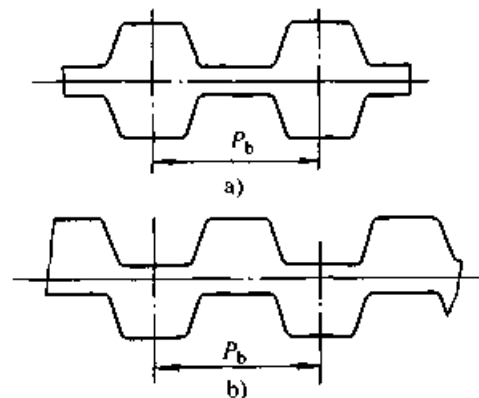


图 36.1-21 双面带类型

a) DA型 b) DB型

梯形齿同步带有两种尺寸制：节距制和模数制。我国采用节距制，并根据 ISO 5296 制订了

同步带传动相应标准 GB/T 11361~11362—1989 和 GB/T 11616—1989。

6.1.1 标准同步带的尺寸规格

标准同步带的齿形尺寸见表 36.1-65，节线长度系列及其极限偏差见表 36.1-66，带宽系列见表 36.1-67。

梯形齿同步带的标记：

单面带由带长代号、带型和带宽代号、标准号组成，示例如下：

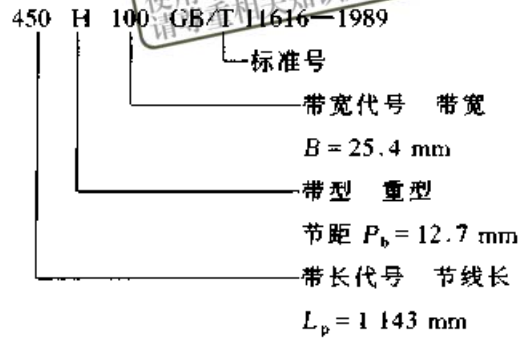
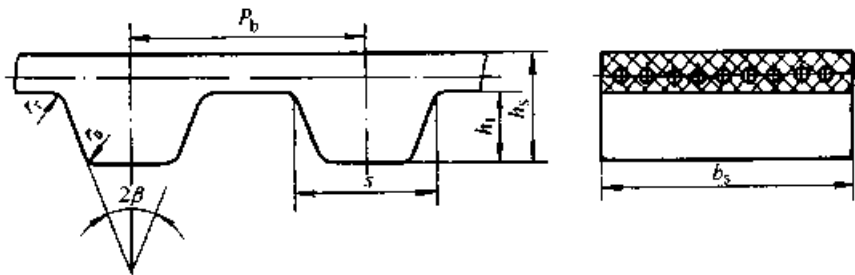


表 36.1-65 梯形齿同步带的齿形尺寸 (mm)



带型 ^①		MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
节距 P_b		2.032	3.175	5.080	9.525	12.70	22.225	31.750
齿形尺寸	齿形角 $2\beta/(\circ)$	40	50	50	40	40	40	40
	齿根厚 s	1.14	1.73	2.57	4.65	6.12	12.57	19.05
	齿高 h_i	0.51	0.76	1.27	1.91	2.29	6.35	9.53
	带高 h_c ^②	1.14	1.52	2.30	3.60	4.30	11.20	15.70
	半径 r_1	0.13	0.20	0.38	0.51	1.02	1.57	2.29
	r_2	0.13	0.30	0.38	0.51	1.02	1.19	1.52
节根距 a		0.254	0.254	0.254	0.381	0.686	1.397	1.524
宽度范围		3~6.4	3~6.4	6.4~10	13~25	20~76	50~100	50~127
推荐最小带轮节径 d_{\min}		6	10	16	36	63	125	220
节线长度范围		91~500	127~560	150~660	315~1 525	610~4 320	1 290~4 445	1 780~4 570

① 带型含义：MXL—最轻型，XXL—超轻型，XL—特轻型，L—轻型，H—重型，XH—特重型，XXH—超重型。

② 为单面带高；双面带高见表 36.1-68。

表 36.1-66 同步带的节线长系列及极限偏差

带长代号	节线长 L_p /mm		节线长上的齿数						
	基本尺寸	极限偏差	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
36	91.44	±0.41	45						
40	101.60		50						
44	111.76		55	—					
48	121.92		60	—					
50	127.00		—	40					
56	142.24		70	—					
60	152.40		75	48	30				
64	162.56		80	—	—				

带长代号	节线长 L_p /mm		节线长上的齿数						
	基本尺寸	极限偏差	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
70	177.80	±0.41	—	56	35				
72	182.88		90	—	—				
80	203.20		100	64	40				
88	223.52		110	—	—				
90	228.60		—	72	45				
100	254.00		125	80	50				
110	279.40		—	88	55				
112	284.48		140	—	—				
120	304.80		—	—	96	60	—		
124	314.33		—	—	—	—	33		
124	314.96		±0.46	155	—	—	—		
130	330.20	—	—	104	65	—			
140	355.60	175	112	70	—	—			
150	381.00	—	—	120	75	40			
160	406.40	200	128	80	—	—			
170	431.80	—	—	—	85	—			
180	457.20	225	144	90	—	—			
187	476.25	±0.51	—	—	—	50			
190	482.60	—	—	—	95	—			
200	508.00	250	160	100	—	—			
210	533.40	—	—	—	105	56			
220	558.80	—	—	176	110	—			
225	571.50	—	—	—	—	60			
230	584.20	—	—	—	115	—	—		
240	609.60	—	—	—	120	64	48		
250	635.00	±0.61	—	—	125	—	—		
255	647.70	—	—	—	—	68	—		
260	660.40	—	—	—	130	—	—		
270	685.80	—	—	—	—	72	54		
285	723.90	—	—	—	—	76	—		
300	762.00	—	—	—	—	80	60		
322	819.15	—	—	—	—	86	—		
330	838.20	—	—	—	—	—	66		
345	876.30	±0.66	—	—	—	92	—		
360	914.40	—	—	—	—	—	72		
367	933.45	—	—	—	—	98	—		
390	990.60	—	—	—	—	104	78		
420	1 066.80	—	—	—	—	112	84		
450	1 143.00	±0.76	—	—	—	120	90	—	

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 36.1-66

带长代号	节线长 L_p /mm		节线长上的齿数						
	基本尺寸	极限偏差	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
480	1 219.20	± 0.76				128	96	—	
507	1 289.05	± 0.81				—	—	58	
510	1 295.40					136	102	—	
540	1 371.60					144	108	—	
560	1 422.40					—	—	64	
570	1 447.80	± 0.86				—	114	—	
600	1 524.00					160	120	—	
630	1 600.20					—	126	72	
660	1 676.40					—	132	—	
700	1 778.00	± 0.91					140	80	56
750	1 905.00						150	—	—
770	1 955.80						—	88	—
800	2 032.00						160	—	64
840	2 133.60	± 0.97					—	96	—
850	2 159.00						170	—	—
900	2 286.00						180	—	72
980	2 489.20						—	112	—
1 000	2 540.00	± 1.02					200	—	80
1 100	2 794.00	± 1.07					220	—	—
1 120	2 844.80	± 1.12					—	128	—
1 200	3 048.00						—	—	96
1 250	3 175.00						250	—	—
1 260	3 200.40		± 1.17				—	144	—
1 400	3 556.00	± 1.22					280	160	112
1 540	3 911.60	± 1.32					—	176	—
1 600	4 064.00						—	—	128
1 700	4 318.00		± 1.37				340	—	—
1 750	4 445.00		± 1.42					200	—
1 800	4 572.00						—	—	144

浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 36.1-67 同步带宽度 b_s 系列 (mm)

带 宽		极 限 偏 差			带 型						
代号	尺寸系列	$L_p < 838.20$	$L_p > 838.20 \sim 1\ 676.40$	$L_p > 1\ 676.40$	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
012	3.0	+0.5 -0.8	—	—	MXL	XXL [Ⓢ]	XL				
019	4.8										
025	6.4										
031	7.9										
037	9.5										

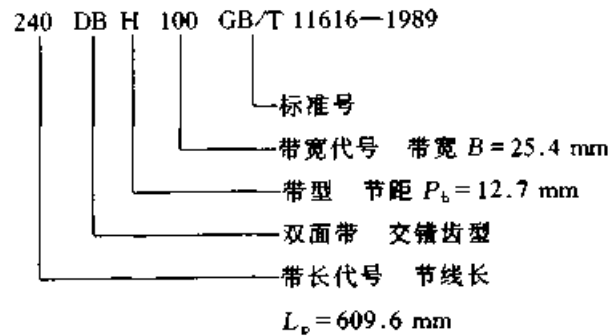
带宽		极限偏差			带型							
代号	尺寸系列	$L_p < 838.20$	$L_p > 838.20 - 1676.40$	$L_p > 1676.40$	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH	
050	12.7	±0.8	+0.8 -1.3	—								
075	19.1			+0.8								+0.8 -1.3
100	25.4			-1.3								
150	38.1											
200	50.8	+0.8 (H) ^① -1.3	±1.3 (H)	±0.48	+1.3 (H) -1.5	±0.48			H	XH	XXH	
300	76.2	+1.3 (H) -1.5	±1.5 (H)									+1.5 (H) -2.0
400	101.6	—	—									—
500	127.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

- ① 极限偏差只适用于括号内的带型。
- ② XXL 型带的宽度代号即其宽度的公称尺寸。

表 36.1-68 双面同步带带高 h_d (mm)

带型	公称高度 h_d
MXL	1.53
XL	3.05
L	4.58
H	5.95
XH	15.49
XXH	22.11

双面带应在前述单面带带型前加双面带类型，例如：



6.1.2 模数制同步带的尺寸规格

我国早期也曾使用模数制同步带，它是以模数 $m = P_b/\pi$ 为基本参数。后来在标准化过程中，统一采用 ISO 标准而改为节距制。现模数制同步带仍有使用，但不再用于新产品。

表 36.1-69 是模数制同步带的齿形尺寸，其节线长度和宽度系列见表 36.1-70。

表 36.1-69 模数制同步带齿形尺寸 (mm)

模数 m	1	1.5	2	3	4	5	7	10
节距 P_b	3.14	4.71	6.28	9.42	12.57	15.71	21.99	31.42
齿形尺寸	齿形角 $2\beta \pm 1^\circ$	50°	50°	40°	40°	40°	40°	40°
	齿根厚 s	1.58	2.16	2.87	4.31	5.75	7.18	10.06
	齿顶厚 s_a	1.0	1.5	1.8	3.2	4.4	5.0	8.0

续表 36.1-69

模数 m		1	1.5	2	3	4	5	7	10
齿形尺寸	齿高 h_f	0.8	1.2	1.5	2.0	2.5	3.5	6.0	9.0
	带高 h_d	1.6	2.2	3.0	4.0	5.0	6.5	11.0	15.0
	圆角半径 r_f	0.2	0.3	0.4	0.5	1.0	1.2	1.5	2.0
	r_d	0.2	0.3	0.4	0.5	1.0	1.2	1.2	1.5
	节根距 a	0.4	0.4	0.6	0.6	0.8	0.8	0.8	0.8
宽度范围		8~32	10~50	12~60	12~60	16~100	20~100	25~125	40~200
节线长度范围		150~945	200~ 1 260	275~ 1 570	330~ 1 885	502~ 2 515	628~ 3 142	990~ 4 398	1 570~ 6 283

注：1. 齿形参见表 36.1-65 表图。

2. 工作温度范围 -20~80℃。

表 36.1-70 模数制同步带的节线长度和宽度系列 (mm)

齿数 z	模数							
	1	1.5	2	3	4	5	7	10
	节线长度 $L_p = \pi m z$							
32	100.5	150.8	201.1					
35	110.0	164.9	219.9	329.9				
40	125.7	188.5	251.3	377.0	502.7	628.3		
45	141.4	212.1	282.7	424.1	565.5	706.9	989.6	
50	157.1	235.6	314.2	471.2	628.3	785.4	1 099.6	1 570.8
55	172.8	259.2	345.6	518.4	691.2	863.9	1 209.5	1 727.9
60	188.5	282.7	377.0	565.5	754.0	942.5	1 319.5	1 885.0
65	204.2	306.3	408.4	612.6	816.8	1 021.0	1 429.4	2 042.0
70	219.9	329.9	439.8	659.7	879.7	1 099.6	1 539.4	2 199.1
75	235.6	353.4	471.2	706.9	942.5	1 178.1	1 649.2	2 356.2
80	251.3	377.0	502.7	754.0	1 005.3	1 256.6	1 759.3	2 513.3
85	267.0	400.6	534.1	801.1	1 068.1	1 335.2	1 869.2	2 670.4
90	282.7	424.1	565.5	848.2	1 131.0	1 413.7	1 979.2	2 827.4
95	298.5	447.7	596.9	895.4	1 193.8	1 492.3	2 089.2	2 984.5
100	314.2	471.2	628.3	942.5	1 256.6	1 570.8	2 199.1	3 141.6
110	345.6	518.4	691.2	1 036.7	1 382.3	1 727.9	2 419.0	3 455.8
120	377.0	565.5	754.0	1 131.0	1 508.0	1 885.0	2 638.9	3 769.9
140	439.8	659.7	879.7	1 319.5	1 759.2	2 199.1	3 078.8	4 398.2
160	502.7	754.0	1 005.3	1 508.0	2 010.6	2 513.3	3 518.6	5 026.5
180	565.5	848.2	1 131.0	1 696.5	2 261.9	2 827.4	3 958.4	5 654.9
200	628.3	942.5	1 256.6	1 885.0	2 513.3	3 141.6	4 398.2	6 283.2
宽度系列	8、10、12、16、20、25、32、40、50、60、80、100、120							

6.2 设计计算

同步带传动的主要失效形式是：

- 1) 带体疲劳断裂；
- 2) 带齿剪断和压溃；
- 3) 带侧、带齿磨损、包布剥离；
- 4) 承载层伸长、节距增大、形成齿的干涉、

爬齿；

5) 冲击、过载使带体断裂。

保证同步带不产生疲劳损坏和具有一定的使用寿命是设计同步带传动的主要根据。通常采用限制单位齿宽的拉力来保证其疲劳强度；必要时才校核工作齿面的压强。

梯形齿同步带传动的设计计算见表 36.1-71，计算方法是 GB/T 11362—1989 (eqv ISO 5295: 1987) 推荐的。

表 36.1-71 同步带传动的设计计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	备注
1	设计功率	P_d	kW	$P_d = K_A P$	P —传递的功率 (kW)； K_A —工况系数，见表 36.1-72
2	选定带型、节距	P_b	mm	根据 P_d 和 n_1 由图 36.1-22 选取	n_1 —小带轮转速 (r/min)
3	小带轮齿数	z_1		$z_1 \geq z_{\min}$ z_{\min} 见表 36.1-73	带速 v 和安装尺寸允许时， z_1 尽可能选取较大值
4	小带轮节圆直径	d_{p1}	mm	$d_{p1} = \frac{z_1 P_b}{\pi}$	
5	大带轮齿数	z_2		$z_2 = i z_1 = \frac{n_1}{n_2} z_1$	i —传动比； n_2 —大带轮转速 (r/min)
6	大带轮节圆直径	d_{p2}	mm	$d_{p2} = \frac{z_2 P_b}{\pi}$	
7	带速	v	m/s	$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \times 1000} \leq v_{\max}$	通常 XL、L— $v_{\max} = 50$ ； H— $v_{\max} = 40$ ； XH、XXH— $v_{\max} = 30$
8	初定轴间距	a_0	mm	$0.7(d_{p1} + d_{p2}) \leq a_0 \leq 2(d_{p1} + d_{p2})$	或根据结构要求定
9	带长及其齿数	L_0 z	mm	$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a_0}$	根据表 36.1-70 选取标准节线长 L_p 及其齿数 z
10	实际轴间距	a	mm	轴间距可调整时 $a = a_0 + \frac{L_p - L_0}{2}$ 轴间距不可调整时 $a = \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2 \cos \frac{\alpha_1}{2}}$ $\operatorname{inv} \frac{\alpha_1}{2} = \tan \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\alpha_1}{2}$ $= \frac{L_p - \pi d_{p1}}{d_{p2} - d_{p1}}$	α_1 —小带轮包角 (rad)。 最好采用轴间距可调整结构，其调整范围见表 36.1-95，但运转时应保证轴间距不变；轴间距不可调整时， a 的公差见表 36.1-93
11	小带轮啮合齿数	z_m		$z_m = \operatorname{ent} \left[\frac{z_1}{2} - \frac{P_b z_1}{2\pi^2 a} (z_2 - z_1) \right]$	$\frac{1}{2\pi^2}$ 可以取 $\frac{1}{20}$

续表 36.1-71

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	备注								
12	基本额定功率	P_0	kW	$P_0 = \frac{(T_2 - mv^2)v}{1000}$	基本额定功率是各带型基准宽度 b_{d0} 的额定功率, b_{d0} 见表 36.1-74 T_2 —宽度为 b_{d0} 的带的许用工作拉力(N), 见表 36.1-75 m —宽度为 b_{d0} 的带单位长度的质量 (kg/m) 见表 36.1-75								
13	带宽	b_s	mm	$b_s = b_{d0} \sqrt[1.14]{\frac{P_d}{K_z P_0}}$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>z_m</td> <td>≥ 6</td> <td>5</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>K_z</td> <td>1</td> <td>0.8</td> <td>0.6</td> </tr> </table>	z_m	≥ 6	5	4	K_z	1	0.8	0.6	K_z —啮合齿数系数 b_s 应按表 36.1-67 选取标准值, 一般应小于 d_{p1}
z_m	≥ 6	5	4										
K_z	1	0.8	0.6										
14	作用在轴上的力	F_r	N	$F_r = \frac{1000P_d}{v}$									
15	带轮的结构和尺寸				轮缘齿形尺寸见表 36.1-85 或取决于表 36.1-84 的断开线刀具尺寸 结构形式见本章 3.7								

表 36.1-72 同步带传动的工况系数 K_A

工 况		K_A					
		软起动			负载起动		
变化情况	瞬时峰值载荷 额定工作载荷	每天工作小时数/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷平稳		1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
载荷变动小	~150%	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
载荷变动较大	$\geq 150\% \sim 250\%$	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1
载荷变化很大	$\geq 250\% \sim 400\%$	1.6	1.8	2.0	1.8	2.0	2.2
载荷变动大而频繁	$\geq 250\%$	1.7	1.9	2.1	1.9	2.1	2.3

注: 1. 经常正反转或使用张紧轮时, K_A 应乘 1.1; 间断性工作, K_A 可乘 0.9。

2. 增速传动时, K_A 应乘下列系数

增速比	系数
1.25~1.74	1.05
1.75~2.49	1.10
2.50~3.49	1.18
≥ 3.50	1.28

3. 动力机起动状态、工作机械运行状况示例见表 36.1-13。

表 36.1-73 小带轮的最少齿数 z_{\min}

小带轮转速 $n_1 /$ $r \cdot \min^{-1}$	带 型						
	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
< 900	10	10	10	12	14	18	18
900 ~ 1 200	12	12	10	12	16	24	24
1 200 ~ 1 800	14	14	12	14	18	26	26
1 800 ~ 3 600	16	16	12	16	20	30	—
$\geq 3 600$	18	18	15	18	22	—	—

表 36.1-74 同步带的基准宽度 b_{d0} (mm)

带型	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
b_{d0}	6.4	9.5	25.4	76.2	101.6	127.0	

表 36.1-75 基准宽度同步带的许用工作拉力 T_0 和单位长度的质量

带型	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
T_0 / N	27	31	50	245	2 100	4 050	6 400
$m /$ kg/m^{-1}	0.007	0.01	0.022	0.096	0.448	1.484	2.473

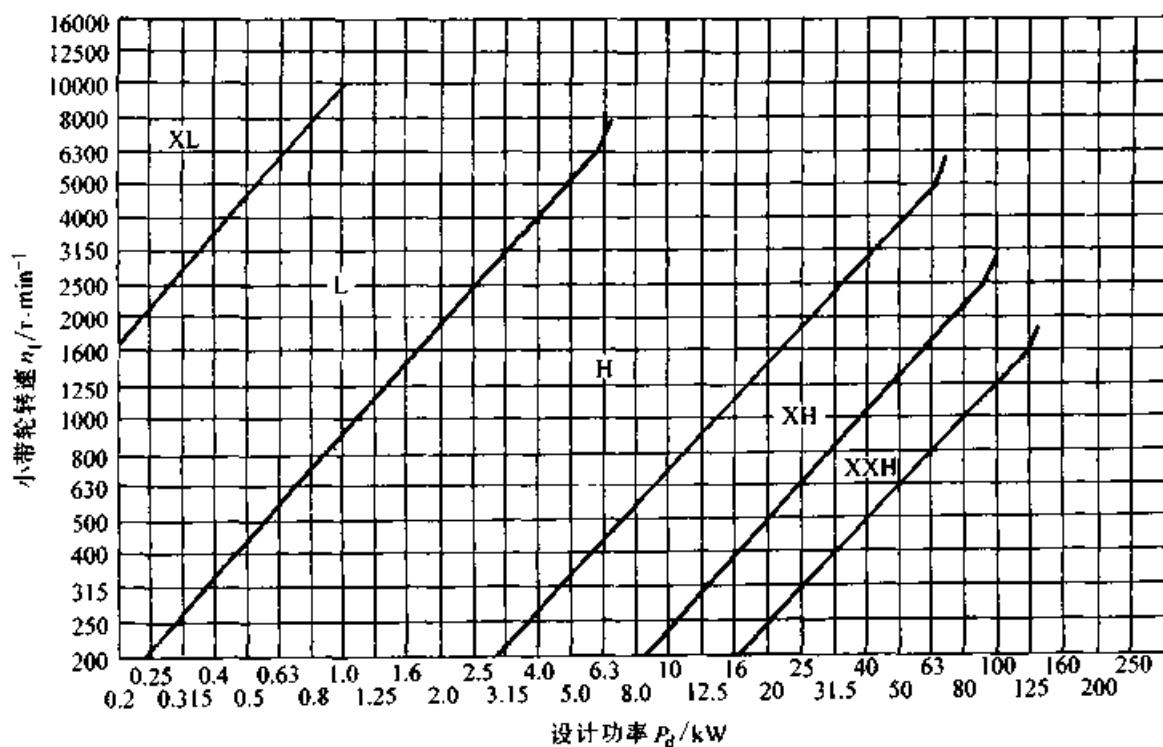


图 36.1-22 梯形齿同步带选型图

6.3 弧齿同步带传动及其设计特点

弧齿同步带除了齿形为曲线形外，其结构与梯形齿同步带基本相同，带的节距相当，其齿高、齿根厚和齿根圆角半径等均比梯形齿大。带齿受载后，应力分布状态较好，平缓了齿根的应力集中，提高了齿的承载能力。故弧齿同步带比梯形齿同步带传递功率大，且能防止啮合过程中齿的干涉。

弧齿同步带耐磨性能好，工作时噪声小，不需润滑，可用于有粉尘的恶劣环境，已在食品、

汽车、纺织、制药、印刷、造纸等行业得到广泛应用。

弧齿目前有三种齿形多种带型系列，但只有节距 8 mm 和 14 mm 两种带型形成了统一标准，制订了 ISO 13050。实际上，各种尺寸系列都已在工业设备上使用，并取得了较好的效果。汽车用同步带多用 9.525 mm 和 8 mm 两种节距，已另行制订国标和 ISO 标准，见本章 7.3。

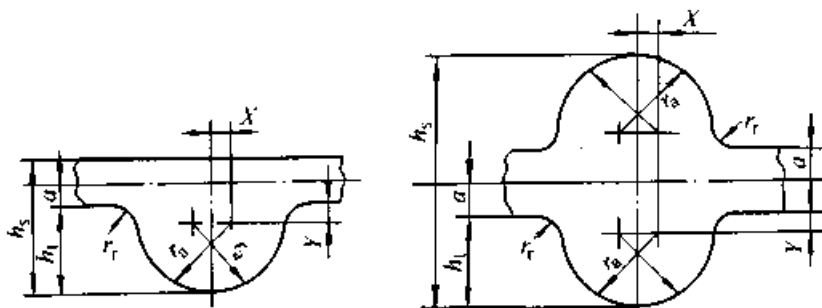
开发较早的圆弧齿同步带（H 系列曲线型，又称 HTD 带）有五种带型，其齿形尺寸见表 36.1-76，节线长度系列见表 36.1-77，节线

长的公差见表 36.1-78, 带宽系列见表 36.1-79。带宽公差见表 36.1-80。

平顶圆弧齿同步带 (S 系列曲线型, 又称 STPD 带) 和凹顶抛物线齿同步带 (R 系列曲线

型) 除前述两种节距带型的齿形尺寸, 带轮轮槽尺寸在 ISO 13050 中有详细规定外, 带的节线长度、标准带轮尺寸系列及公差等与圆弧齿同步带传动完全相同。其他节距带型只有行业标准。

表 36.1-76 圆弧齿同步带 (HTD 带) 的齿形尺寸 (mm)



带型	3M	5M	8M	14M	20M	
节距 P_b	3.00	5.00	8.00	14.00	20.00	
齿形尺寸	齿根厚 s	1.78	3.05	5.15	9.40	14.0
	齿高 h_1	1.22	2.06	3.38	6.02	8.4
	带高 h_s	2.40	3.80	6.00 8.10 ^①	10.0 14.8 ^①	13.20
	圆角半径 r_r	0.30	0.45	0.76	1.35	2.01
	弧半径 r_s	0.87	1.49	2.59	4.55	6.50
	节根距 a	0.381	0.572	0.686	1.397	2.16
带宽范围	6~15	9~40	20~85	30~170	70~340	
最小带轮节径	9.5	22.4	56.0	125	230	
节线长度范围	120~1 800	295~2 350	416~4 400	966~6 860	2 000~6 600	

注: ISO 13050 只规定了 8 mm 和 14 mm 两种节距标准, 带型前字母“H”、“DH”分别表示圆弧齿单面带、圆弧齿双面带, 此外标准中还给出了齿形圆弧中心坐标供参考。

① 系双面带高。

表 36.1-77 圆弧齿同步带 (HTD 带) 节线长度系列 (mm)

3M		5M		8M		14M		20M	
节线长	齿数	节线长	齿数	节线长	齿数	节线长	齿数	节线长	齿数
120	40	295	59	416	52	*966	69	2 000	100
150	50	300	60	*480	60	*1 190	85	2 500	125
177	59	320	64	*560	70	*1 400	100	3 400	170
192	64	350	70	600	75	1 540	110	4 200	210
201	67	375	75	*640	80	*1 610	115	5 000	250
225	75	400	80	*720	90	*1 778	127	5 400	270
240	80	420	84	*800	100	*1 890	135	5 800	290
252	84	450	90	*880	110	*2 100	150	6 200	310

超星浏览器提醒您：
使用本复制品，
请尊重版权！
续表 36-1-77

3M		5M		8M		14M		20M	
节线长	齿数	节线长	齿数	节线长	齿数	节线长	齿数	节线长	齿数
264	88	475	95	*960	120	*2 310	165	6 600	330
276	92	500	100	*1 040	130	*2 450	175		
300	100	550	110	*1 120	140	*2 590	185		
339	113	600	120	*1 200	150	2 800	200		
384	128	615	123	*1 280	160	*3 150	225		
420	140	635	127	*1 440	180	*3 360	240		
459	153	670	134	*1 600	200	*3 500	250		
486	162	710	142	*1 760	220	*3 850	275		
501	167	740	148	*1 800	225	*4 326	309		
537	179	800	160	*2 000	250	*4 578	327		
564	188	830	166	*2 400	300	*4 956	354		
633	211	870	174	*2 600	325	*5 320	380		
750	250	890	178	*2 800	350	*5 740	410		
936	312	930	186	3 048	381	*6 160	440		
1 800	600	950	190	3 280	410	*6 860	490		
		975	195	*3 600	450				
		1 000	200	*4 400	550				
		1 050	210						
		1 125	225						
		1 145	229						
		1 270	254						
		1 350	270						
		1 420	284						
		1 500	300						
		1 595	319						
		1 800	360						
		1 870	374						
		2 000	400						
		2 350	470						

注：1. 本表摘列的是圆弧齿同步带常用节线长度系列。如果需要，可查阅标准（JB/T 7512.1—1994）或制造厂产品目录。

2. 有 * 号的节线长是 ISO 13050 规定的标准长度系列。

3. 节线长即其长度代号。

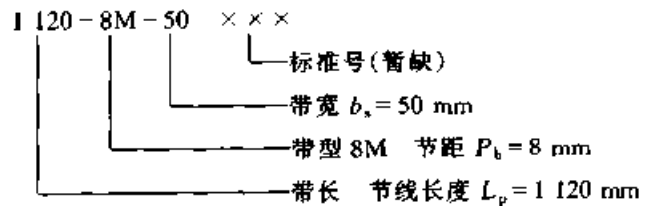
表 36.1-78 圆弧齿同步带节线长的公差 (mm)

节线长	极限偏差	节线长	极限偏差
≤254	±0.41	3 150~3 280	±1.17
264~505	±0.51	3 360~3 500	±1.22
550~750	±0.61	3 600	±1.28
800~966	±0.66	3 850	±1.32
1 040~1 200	±0.76	4 326~4 400	±1.42
1 280~1 440	±0.81	4 578	±1.46
1 600~1 760	±0.86	4 956~5 000	±1.52
1 778~2 000	±0.91	5 320~5 400	±1.58
2 100	±0.97	5 740~5 800	±1.70
2 310~2 450	±1.02	6 160~6 200	±1.82
2 590~2 600	±1.07	≥6 860	±2.00
2 800~3 048	±1.12		

表 36.1-80 圆弧齿同步带带宽公差 (mm)

带 宽	节 线 长		
	≤840	>840~1 680	>1 680
≤15	±0.6	±0.6	
20~30	±0.8	+0.8 -1.3	+0.8 -1.3
40	+0.8 -1.3	+0.8 -1.3	+1.3 -1.5
50	±1.3	+1.3	+1.3 -1.5
55~70	±1.3	+1.5	±1.5
85~100	±1.5	+1.5 -2.0	±2.0
115~170	±2.3	+2.3 -2.8	+2.3 -3.3
≥180		±4.8	±4.8

圆弧齿同步带 (HTD 带) 的标记由带长、带型、带宽和标准号组成, 示例如下:



圆弧齿同步带的设计计算可参照表 36.1-71 进行, 但应注意以下几点:

1) 带型的选择是根据设计功率 P_d (kW) 和小带轮转速 n_1 (r/min) 由图 36.1-23 选取。

2) 确定小带轮的节圆直径 d_{p1} 和齿数 z_1 时, 应使 $z_1 \geq z_{min}$, 圆弧齿同步带传动的小带轮最少齿数 z_{min} 见表 36.1-81。

3) 带宽 b_s (mm) 按下式计算

$$b_s = b_{s0} \left(\sqrt[1.14]{\frac{P_d}{P_{s0} K_A K_L}} \right) \quad (36.1-7)$$

式中 P_d ——设计功率 (kW);

$$P_d = K_A P$$

P ——传递功率 (kW);

K_A ——工况系数, 见表 36.1-72;

b_{s0} ——弧齿同步带的基准宽度 (mm), 各种带型的基准宽度:

带型	3M	5M	8M	14M	20M
b_{s0}	6	9	20	40	115

表 36.1-79 圆弧齿同步带的宽度系列 (摘自 JB/T 7512.1-1994) (mm)

带宽代号	3M	5M	8M	14M	20M
	宽 度 b_s				
6	*6				
9	*9	*9			
15	*15	*15			
20		20	*20		
25		*25	25		
30		30	*30	30	
40		40	40	*40	
50			*50		
55				*55	
60			60		
70			70		70
85			*85	*85	85
100				100	100
115				*115	*115
130				130	130
150				150	150
170				*170	*170
230					230
290					*290
340					*340

注: 带“*”的宽度为优选尺寸系列, ISO 标准中只有此宽度系列。

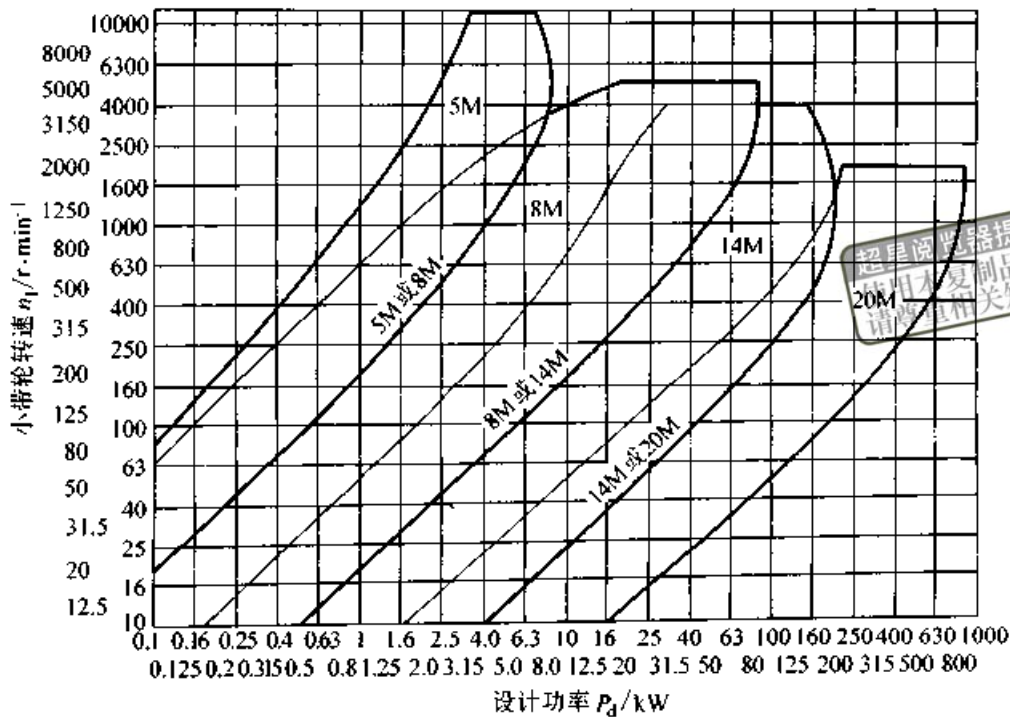


图 36.1-23 圆弧齿同步带选型图

P_{d0} ——基准宽度的基本额定功率 (kW/ b_{d0}), 见表 36.1-82;

K_z ——啮合齿数修正系数, 决定于小带轮的啮合齿数 z_m ;

当 $z_m \geq 6$ 时, $K_z = 1$

$z_m < 6$ 时,

$K_z = 1 - 0.2(6 - z_m)$;

K_L ——带长影响系数, 见表 36.1-83。

按所计算出的 b_s 从表 36.1-79 所取标准值。

表 36.1-81 弧齿同步带传动小带轮最少齿数 z_{min}

小带轮转速 $n_1 / r \cdot \min^{-1}$	带 型				
	3M	5M	8M	14M	20M
< 900	10	12	22	34	38
900 ~ 1 200	10	12	24	38	40
1 200 ~ 1 800	12	14	26	40	
1 800 ~ 3 500	12	14	28		
> 3 500			30		

6.4 带轮

同步带轮除轮缘应适应轮齿啮合的需要外, 其他如设计要求、材料的选择、结构和轮毂尺寸

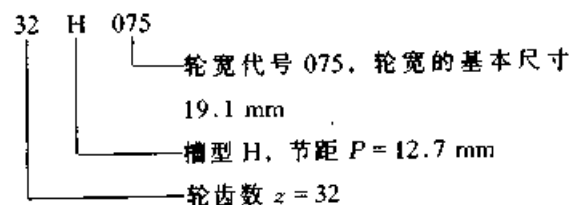
以及平衡等均与 V 带轮相同 (见本章 3.7)。

6.4.1 标准梯形齿同步带轮

梯形齿同步带轮的齿形一般推荐采用渐开线齿形, 并由渐开线齿形刀具用展成法加工而成, 因此齿形尺寸取决于其加工刀具的尺寸。表 36.1-84 给出了加工渐开线齿形的齿条刀具的尺寸和公差。也可以使用直边齿形, 直边齿带轮的尺寸和公差见表 36.1-85。

标准梯形齿同步带轮的直径见表 36.1-86, 带轮宽度见表 36.1-87。为防止同步带在运行过程中从带轮上滑脱, 在带轮轮缘两侧常装有挡圈。挡圈尺寸见表 36.1-88。

同步带轮的公差和表面粗糙度见表 36.1-89。带轮的标记由带轮的齿数、槽型和轮宽代号组成, 示例如下:



6.4.2 圆弧齿同步带轮

圆弧齿同步带轮轮齿尺寸见表 36.1-90, 挡圈尺寸见表 36.1-91, 轮宽尺寸见表 36.1-92。带轮的公差见表 36.1-89。

表 36.1-82a 基准宽度的基本额定功率 (kW/b_d)

带型	小带轮节圆直径 (齿数) d _{d1} /mm	小带轮转速 n ₁ /r·min ⁻¹															
		200	400	600	800	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000	2 400	2 800	3 200	4 000	5 000	6 000	8 000
3M	9.55 (10)	0.008	0.013	0.018	0.023	0.027	0.031	0.035	0.039	0.046	0.053	0.060	0.066	0.079	0.094	0.108	0.134
	15.28 (16)	0.013	0.023	0.031	0.039	0.046	0.052	0.059	0.065	0.077	0.089	0.100	0.111	0.131	0.155	0.178	0.221
	22.92 (24)	0.022	0.037	0.050	0.062	0.073	0.084	0.094	0.104	0.123	0.141	0.158	0.175	0.206	0.243	0.277	0.339
	30.56 (32)	0.032	0.053	0.071	0.088	0.104	0.119	0.133	0.147	0.173	0.197	0.221	0.243	0.285	0.334	0.378	0.456
	38.20 (40)	0.043	0.071	0.095	0.117	0.137	0.156	0.175	0.192	0.226	0.257	0.287	0.315	0.368	0.427	0.481	0.569
5M	22.28 (14)	0.045	0.076	0.104	0.130	0.154	0.177	0.199	0.221	0.262	0.301	0.338	0.374	0.443	0.523	0.598	0.735
	31.83 (20)	0.069	0.117	0.159	0.198	0.234	0.268	0.301	0.333	0.394	0.451	0.506	0.559	0.658	0.772	0.877	1.057
	44.56 (28)	0.107	0.179	0.241	0.299	0.352	0.403	0.451	0.498	0.586	0.669	0.748	0.822	0.961	1.115	1.250	1.459
	57.30 (36)	0.150	0.249	0.334	0.411	0.483	0.551	0.615	0.677	0.794	0.902	1.004	1.100	1.274	1.459	1.610	1.794
	70.03 (44)	0.199	0.326	0.435	0.533	0.625	0.710	0.791	0.869	1.014	1.148	1.272	1.386	1.589	1.792	1.937	2.031

注：粗实线以上区域，由于带轮节圆直径较小或转速高而影响带的寿命，尽可能不采用。

表 36.1-82b 基准宽度的基本额定功率 (kW/b_d)

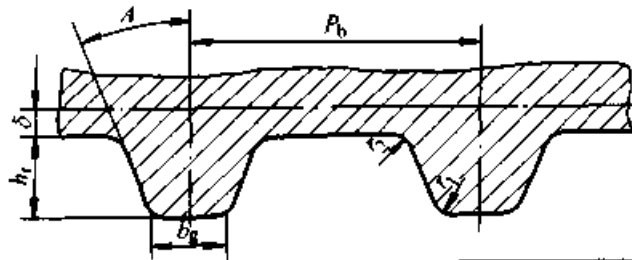
带型	小带轮节圆直径 (齿数) d _{d1} /mm	小带轮转速 n ₁ /r·min ⁻¹															
		200	400	600	800	1 000	1 200	1 600	2 000	2 400	2 800	3 200	3 600	4 000	4 500	5 000	6 000
8M	56.02 (22)	0.33	0.65	0.98	1.31	1.63	1.95	2.60	3.24	3.87	4.49	5.12	5.73	6.32	7.05	7.76	9.09
	76.39 (28)	0.62	1.20	1.75	2.29	2.82	3.35	4.37	5.35	6.31	7.23	8.13	8.99	9.81	10.79	11.69	13.29
	91.67 (36)	0.91	1.71	2.48	3.22	3.93	4.63	5.97	7.26	8.48	9.64	10.76	11.81	12.79	13.91	14.92	16.54
	112.05 (44)	1.24	2.32	3.33	4.30	5.24	6.15	7.88	9.51	11.04	12.45	13.80	15.02	16.12	17.33	18.32	19.61
	142.60 (56)	1.58	2.95	4.24	5.47	6.65	7.79	9.94	11.93	13.77	15.39	16.89	18.15	19.20	20.17	20.73	20.48
14M	124.78 (28)	3.60	6.19	8.40	10.35	12.09	13.66	16.66	20.50	24.13	27.46	30.58	33.31	35.65	37.97	39.54	40.09
	142.60 (32)	4.74	8.06	10.84	13.24	15.35	17.22	20.32	23.12	27.04	30.15	33.66	36.24	38.25	39.84	40.32	37.39
	169.34 (38)	6.75	11.33	15.07	18.23	20.95	23.29	26.97	29.43	30.99	34.46	37.32	39.26	40.23	39.93	37.74	
	196.08 (44)	8.25	13.79	18.28	22.04	25.23	27.93	32.00	34.43	35.25	37.60	39.61	40.32	39.54	36.21		
	249.55 (56)	10.50	17.53	23.19	27.88	31.77	34.96	39.33	41.09	40.14	40.23	39.23					
20M	216.45 (34)	40.06	73.03	100.19	124.28	144.98	164.57	194.25	214.92								
	229.13 (36)	41.78	78.33	107.27	132.86	155.17	175.09	205.32	225.14								
	254.65 (40)	48.64	88.40	120.70	148.83	173.12	194.33	224.47	241.26								
	305.58 (48)	58.93	110.04	149.20	182.62	210.35	233.57	260.78	266.47								
	356.51 (58)	68.71	123.76	166.58	201.94	229.53	250.88										

注：粗实线以上区域，由于带轮节圆直径较小或转速高而影响带的寿命，尽可能不采用。

表 36.1-83 弧齿同步带传动带长影响系数 K_L

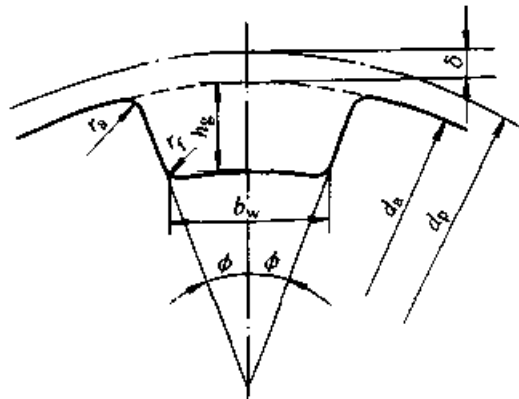
带 型					K_L	带 型					K_L
3M	5M	8M	14M	20M		3M	5M	8M	14M	20M	
节 线 长 L_p/mm						节 线 长 L_p/mm					
<190	<400	<600	<1 400	<2 000	0.8	>260	>550	>900	>2 000	>3 400	1.00
				>2 000 ~2 500	0.85	-400	-800	-1 250	-2 500	-4 600	
>190 ~260	>400 ~550	>600 ~900	>1 400 ~1 700		0.9				>2 500 ~3 400	>4 600 ~5 600	1.05
			>1 700 ~2 000	>2 500 ~3 400	0.95	>400 ~600	>800 ~1 100	>1 250 ~1 800	>3 400	>5 600	
						>600	>1 100	>1 800			1.10
											1.20

表 36.1-84 渐开线齿形带轮加工刀具——齿条的尺寸和公差(摘自 GB/T 11361—1989) (mm)



项 目	槽 型						
	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
带轮齿数 z	≥ 10 ≥ 24	≥ 10	≥ 10	≥ 10	14~19 ≥ 20	≥ 18	≥ 18
节距 P_b	2.032 ± 0.01	3.175 ± 0.01	5.080 ± 0.01	9.525 ± 0.012	12.700 ± 0.016	22.225 ± 0.02	31.750 ± 0.025
齿形角 $A \pm 0.12^\circ$	28 20	25	25	20	20	20	20
齿高 $h_{r0}^{+0.05}$	0.64	0.84	1.40	2.13	2.59	6.88	10.29
齿顶厚 $b_g^{+0.05}$	0.61 0.67	0.96	1.27	3.10	4.24	7.59	11.61
齿顶圆角半径 $r_1 \pm 0.03$	0.30	0.30	0.61	0.86	1.47	2.01	2.69
齿根圆角半径 $r_2 \pm 0.03$	0.23	0.28	0.61	0.53	1.04 1.42	1.93	2.82
节根距 2δ	0.508	0.508	0.508	0.762	1.372	2.794	3.048

表 36.1-85 直边齿带轮的尺寸和公差 (摘自 GB/T 11361—1989) (mm)



续表 36.1-85

项 目	符 号	槽 型						
		MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
齿槽底宽	b_w	0.84 ± 0.05	1.14 ± 0.05	1.32 ± 0.05	3.05 ± 0.10	4.19 ± 0.13	7.90 ± 0.15	12.17 ± 0.18
齿槽深	h_g	$0.69 - 0.05$	$0.84 - 0.05$	$1.65 - 0.08$	$2.67 - 0.10$	$3.05 - 0.13$	$7.14 - 0.13$	$10.31 - 0.13$
槽半角	$\phi \pm 1.5^\circ$	20	25	25	20	20	20	20
齿根圆角半径	r_f	0.35	0.35	0.41	1.19	1.60	1.98	3.96
齿顶圆角半径	r_a	$0.13 + 0.05$	$0.30 + 0.05$	$0.64 + 0.05$	$1.17 + 0.13$	$1.60 + 0.13$	$2.39 + 0.13$	$3.18 + 0.13$
节顶距	2δ	0.508	0.508	0.508	0.762	1.372	2.794	3.048
外圆直径	d_a	$d_a = d_p - 2\delta$						
外圆节距	P_a	$P_a = \frac{\pi d_a}{z}$ (z—带轮齿数)						
根圆直径	d_f	$d_f = d_a - 2h_g$						

表 36.1-86 标准同步带轮的直径 (mm)

带轮 齿数 z	标 准 直 径													
	MXL		XXL		XL		L		H		XH		XXH	
	d_p	d_a	d_p	d_a	d_p	d_a	d_p	d_a	d_p	d_a	d_p	d_a	d_p	d_a
10	6.47	5.96	10.11	9.60	16.17	15.66								
11	7.11	6.61	11.12	10.61	17.79	17.28								
12	7.76	7.25	12.13	11.62	19.40	18.90	36.38	35.62						
13	8.41	7.90	13.14	12.63	21.02	20.51	39.41	38.65						
14	9.06	8.55	14.15	13.64	22.64	22.13	42.45	41.69	56.60	55.23				
15	9.70	9.19	15.16	14.65	24.26	23.75	45.48	44.72	60.64	59.27				
16	10.35	9.84	16.17	15.66	25.87	25.36	48.51	47.75	64.68	63.31				
17	11.00	10.49	17.18	16.67	27.49	26.98	51.54	50.78	68.72	67.35				
18	11.64	11.13	18.19	17.68	29.11	28.60	54.57	53.81	72.77	71.39	127.34	124.55	181.91	178.86
19	12.29	11.78	19.20	18.69	30.72	30.22	57.61	56.84	76.81	75.44	134.41	131.62	192.02	188.97
20	12.94	12.43	20.21	19.70	32.34	31.83	60.64	59.88	80.85	79.48	141.49	138.69	202.13	199.08
(21)	13.58	13.07	21.22	20.72	33.96	33.45	63.67	62.91	84.89	83.52	148.56	145.77	212.23	209.18
22	14.23	13.72	22.23	21.73	35.57	35.07	66.70	65.94	88.94	87.56	155.64	152.84	222.34	219.29
(23)	14.88	14.37	23.24	22.74	37.19	36.68	69.73	68.97	92.98	91.61	162.71	159.92	232.45	229.40
(24)	15.52	15.02	24.26	23.75	38.81	38.30	72.77	72.00	97.02	95.65	169.79	166.99	242.55	239.50
25	16.17	15.66	25.27	24.76	40.43	39.92	75.80	75.04	101.06	99.69	176.86	174.07	252.66	249.61
(26)	16.82	16.31	26.28	25.77	42.04	41.53	78.83	78.07	105.11	103.73	183.94	181.14	262.76	259.72
(27)	17.46	16.96	27.29	26.78	43.66	43.15	81.86	81.10	109.15	107.78	191.01	188.22	272.87	269.82
28	18.11	17.60	28.30	27.79	45.28	44.77	84.89	84.13	113.19	111.82	198.08	195.29	282.98	279.93
(30)	19.40	18.90	30.32	29.81	48.51	48.00	90.96	90.20	121.28	119.90	212.23	209.44	303.19	300.14
32	20.70	20.19	32.34	31.83	51.74	51.24	97.02	96.26	129.36	127.99	226.38	223.59	323.40	320.35
36	23.29	22.78	36.38	35.87	58.21	57.70	109.15	108.39	145.53	144.16	254.68	251.89	363.83	360.78

带轮 齿数 $z_{1,2}$	标准直径													
	MXL		XXL		XL		L		H		XH		XXH	
	d_p	d_s	d_p	d_s	d_p	d_s	d_p	d_s	d_p	d_s	d_p	d_s	d_p	d_s
40	25.37	25.36	40.43	39.92	64.68	64.17	121.28	120.51	161.70	160.33	282.98	280.18	404.25	401.21
48	31.05	30.54	48.51	48.00	77.62	77.11	145.53	144.77	194.04	192.67	339.57	336.78	485.10	482.06
60	38.81	38.30	60.64	60.13	97.02	96.51	181.91	181.15	242.55	241.18	424.47	421.67	606.38	603.33
72	46.57	46.06	72.77	72.26	116.43	115.92	218.30	217.53	291.06	289.69	509.36	506.57	727.66	724.61
84							254.68	253.92	339.57	338.20	594.25	591.46	848.93	845.88
96							291.06	290.30	388.08	386.71	679.15	676.35	970.21	967.16
120							363.83	363.07	485.10	483.73	848.93	846.14	1 212.76	1 209.71
156									630.64	629.26				

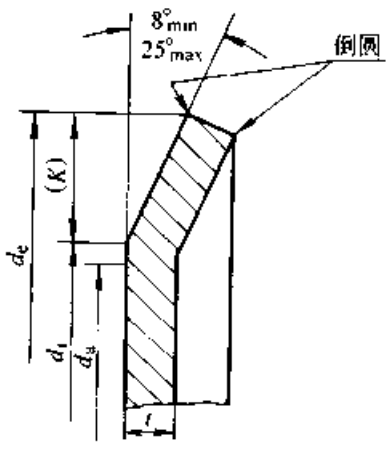
注：括号中的齿数为非优先的直径尺寸。

表 36.1-87 同步带轮的宽度 (摘自 GB/T 11361—1989) (mm)

槽 型	轮 宽		带轮的最小宽度 b_f		
	代 号	基本尺寸	双边挡圈	单边挡圈	无挡圈
MXL XXL	012 (3.0) ^①	3.0	3.8	4.7	5.6
	019 (4.8)	4.8	5.3	6.2	7.1
	025 (6.4)	6.4	7.1	8.0	8.9
XL	025	6.4	7.1	8.0	8.9
	031	7.9	8.6	9.5	10.4
	037	9.5	10.4	11.1	12.2
L	050	12.7	14.0	15.5	17.0
	075	19.1	20.3	21.8	23.3
	100	25.4	26.7	28.2	29.7
H	075	19.1	20.3	22.6	24.8
	100	25.4	26.7	29.0	31.2
	150	38.1	39.4	41.7	43.9
	200	50.8	52.8	55.1	57.3
XH	300	76.2	79.0	81.3	83.5
	200	50.8	56.6	59.6	62.6
	300	76.2	83.8	86.9	89.8
XXH	400	101.6	110.7	113.7	116.7
	200	50.8	56.6	60.4	64.1
	300	76.2	83.8	87.3	91.3
	400	101.6	110.7	114.5	118.2
	500	127.0	137.7	141.5	145.2

① 括号内为 XXL 型轮宽代号。

表 36.1-88 同步带轮的挡圈尺寸 (mm)



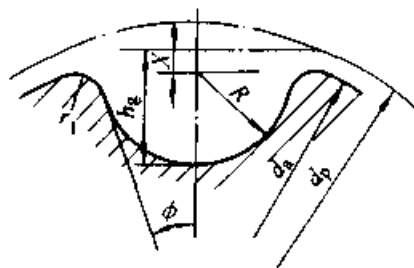
带型	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
K_{min}	0.5	0.8	1.0	1.5	2.0	4.8	6.1
t	0.5~1.0	0.5~1.5	1.0~1.5	1.0~2.0	1.5~2.5	4.0~5.0	5.0~6.5
r	0.5~1						
d_1	$d_1 = (d_s + 0.38) \pm 0.25$ (d_s —带轮外径)						
d_e	$d_e = d_1 + 2K$						

- 注：1. 一般小带轮均装双边挡圈，或大、小轮的不同侧各装单边挡圈。
 2. 轴间距 $a > 8d_1$ (d_1 —小带轮节径)，两轮均装双边挡圈。
 3. 轮轴垂直水平面时，两轮均应装双边挡圈；或至少主动轮装双边挡圈，从动轮下侧装单边挡圈。

表 36.1-89 同步带轮的公差和表面粗糙度 (mm)

项 目	符号	带 轮 外 径 d_s							
		≤ 25.4	> 25.4 ~ 50.8	> 50.8 ~ 101.6	> 101.6 ~ 177.8	> 177.8 ~ 203.2	> 203.2 ~ 254.0	> 254.0 ~ 304.8	> 304.8 ~ 508.0
外径极限偏差	Δd_s	+0.05 0	+0.08 0	+0.10 0	+0.13 0	+0.15 0		+0.18 0	+0.20 0
节距 任意两相邻齿	ΔP	± 0.03							
偏差 90°弧内累积	$\Delta P\Sigma$	± 0.05	± 0.08	± 0.10	± 0.13	± 0.15		± 0.18	± 0.20
外圆径向圆跳动	δt_2	0.13				$0.13 + (d_s - 203.2) \times 0.0005$			
端面圆跳动	δt_1	0.10			$0.001d_s$		$0.25 + (d_s - 254.0) \times 0.0005$		
轮齿与轴孔平行度		$< 0.001B$ (B —轮宽), $B \leq 10$ < 0.01							
外圆锥度		$< 0.001B$, $B \leq 10$ < 0.01							
轴孔直径极限偏差	Δd_0	H7 或 H8							
外圆、齿面的表面粗糙度		Ra3.2							

表 36.1-90 圆弧齿同步带轮轮齿尺寸 (mm)



续表 36.1-90

项 目		符号	槽 型				
			3M	5M	8M	14M	20M
节圆直径		d_p	$d_p = \frac{zP_b}{\pi}$				
外圆直径		d_a	$d_a = d_p - 2u$				
齿形尺寸	齿槽弧半径	R	0.91 ± 0.02	1.56 ± 0.05	2.57 ± 0.08	4.63 ± 0.10	6.84 ± 0.12
	齿槽深	h_g	1.28 $^{+0.05}_0$	2.16 $^{+0.08}_0$	3.54 $^{+0.12}_0$	6.30 $^{+0.15}_0$	8.60 $^{+0.15}_0$
	齿槽角	$2\phi \approx$	14°	14°	14°	14°	14°
	齿顶圆角半径	r_1	0.29 $^{+0.05}_0$	0.48 $^{+0.05}_0$	0.78 $^{+0.10}_0$	1.36 $^{+0.12}_0$	1.95 $^{+0.20}_0$
	节顶距	$2a$	0.762	1.144	1.372	2.790	4.320

表 36.1-91 圆弧齿同步带轮的挡圈尺寸 (mm)

槽 型	3M	5M	8M	14M	20M
挡圈最小高度 K_{min}	2.0~2.5	2.5~3.5	4.0~5.5	7.0~7.5	8.0~8.5
挡圈厚度 t	1.5~2.0	1.5~2.0	1.5~2.5	2.5~3.0	3.0~3.5

注：挡圈尺寸见表 37.1-86。

表 36.1-92 圆弧齿同步带轮宽度尺寸 (mm)

轮宽代号	3M		5M		8M		14M		20M		轮宽代号	3M		5M		8M		14M		20M		
	b_l	b_l''	b_l	b_l''	b_l	b_l''	b_l	b_l''	b_l	b_l''		b_l	b_l''	b_l	b_l''	b_l	b_l''	b_l	b_l''	b_l	b_l''	
6	7.3	11.0									70					73.0	80.0	73	85	73.5	85	
9	10.3	14.0	10.3	14.0							85					89.0	96.0	89	101	89.5	102	
15	16.3	20.0	16.3	20.0							100							104	116	104.5	117	
20			21.3	25.0	22.0	30.0					115							120	131	120.5	134	
25			26.3	30.0	21.0	35.0					130							135	146	136	150	
30			31.3	35.0	32.0	40.0	32	45			150							155	166	158	172	
40			41.3	45.0	42.0	50.0	42	55			170							175	186	178	192	
50					53.0	60.0					230										238	254
55							58	70			290										298	314
60					63.0	70.0					340										348	364

注： b_l —双边挡圈带轮的最小宽度；

b_l'' —无挡圈带轮的最小宽度，其极限偏差为 -0.2 mm。

6.5 同步带传动设计中应注意的问题

1) 为保证传动的同步和带的寿命，除对带轮轴线的平行度，带轮轮宽的中心平面的对准性有较高的要求外，还应保证传动装置的机架和轴有一定刚度，否则将使带宽上的载荷分布不均，

加剧带齿、带侧边的磨损。

同步带传动轴间距公差见表 36.1-93，带轮轴线的平行度要求见表 36.1-94。

2) 为了便于同步带的安装、更换和调整预紧力，宜采用轴间距可调整的结构。轴间距的调整值见表 36.1-95。

表 36.1-93 同步带传动轴间距公差 (mm)

带长 L_p	<250	>250 ~500	>500 ~1000	>1000 ~1500	>1500 ~2000	>2000 ~2500	>2500 ~3000	>3000 ~4000	>4000
轴间距极限偏差 Δa	± 0.20	± 0.25	± 0.30	± 0.35	± 0.40	± 0.45	± 0.50	± 0.60	± 0.70

表 36.1-94 带轮轴线的平行度 (mm)

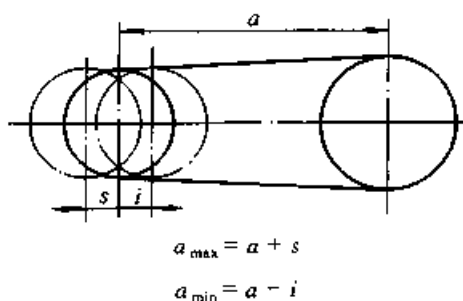
带宽 b_s	≤ 28	30~40	45~70	75~110	≥ 115
平行度 \leq	$0.006a$	$0.005a$	$0.004a$	$0.003a$	$0.002a$

注: a —轴间距 (mm)。

3) 当轴间距不可调整时, 为保证同步带有一定的预紧力, 可采用张紧轮。张紧轮应大于传动中的小带轮直径。直径较大时, 可制成无齿的平带轮, 安装在松边的内侧。

采用张紧轮会降低带的寿命, 特别是传动比很大, 为增加小带轮的啮合齿数而安装在带的外侧。

表 36.1-95 同步带传动轴间距调整值 (摘自 GB/T 15531—1995)



带型	节距 P_b /mm	i			s
		在大带轮上或两带轮均有挡圈	在小带轮上有挡圈	无挡圈	
MXL	2.032	$2.5P_b$	$1.3P_b$	$0.9P_b$	$0.005L_p$
XXL	3.175				
XL	5.08	$1.8P_b$			
L	9.525	$1.5P_b$			
H	12.700	$2.0P_b$			
XH	22.225				
XXH	31.750				

注: 1. 表中 a —轴间距, L_p —一带的节线长。

2. 挡圈高超过 GB/T 11361—1989 规定时, 表中规定值应适当增大。

4) 为避免带齿啮合时挤入空气引起严重噪声, 应有 $0.02P_b$ 的齿侧间隙, $0.06P_b$ 的齿根间隙 (P_b —节距)。

5) 两轮宽中心平面的平面度为 $(0.003 \sim 0.006)a$, 带宽 $b_s \leq 25.4$ mm 时, 取大值; $b_s \geq 76.2$ mm 时, 取小值。

6.6 设计实例

例 设计精密车床的梯形齿同步带传动。电

动机为 Y 112M-4, 其额定功率 $P = 4$ kW, 额定转速 $n_1 = 1440$ r/min, 传动比 $i = 2.4$ (减速), 轴间距约为 450 mm。每天两班制工作 (按 16 h 计)。

解 1) 设计功率 P_d 由表 36.1-72 查得 $K_A = 1.6$

$$P_d = K_A P = 1.6 \times 4 \text{ kW} = 6.4 \text{ kW}$$

2) 选定带型和节距 根据 $P_d = 6.4$ kW 和 $n_1 = 1440$ r/min, 由图 36.1-22 确定为

H型, 节距 $p_b = 12.7 \text{ mm}$

3) 小带轮齿数 z_1 根据带型 H 和小带轮转速 n_1 , 由表 36.1-73 查得小带轮的最小齿数 $z_{1\min} = 18$, 此处取 $z_1 = 20$

4) 小带轮节圆直径 d_{p1}

$$d_{p1} = \frac{z_1 p_b}{\pi} = \frac{20 \times 12.7}{\pi} \text{ mm} = 80.85 \text{ mm}$$

由表 36.1-86 查得其外径 $d_{a1} = 79.48 \text{ mm}$

5) 大带轮齿数 z_2

$$z_2 = iz_1 = 2.4 \times 20 = 48$$

6) 大带轮节圆直径 d_{p2}

$$d_{p2} = \frac{z_2 p_b}{\pi} = \frac{48 \times 12.7}{\pi} \text{ mm} = 194.04 \text{ mm}$$

由表 36.1-86 查得其外径 $d_{a2} = 192.67 \text{ mm}$

7) 带速 v

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80.85 \times 1440}{60 \times 1000} \text{ m/s} \\ = 6.1 \text{ m/s}$$

8) 初定轴间距 a_0

取 $a_0 = 450 \text{ mm}$

9) 带长及其齿数

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a_0} \\ = 2 \times 450 \text{ mm} + \frac{\pi}{2}(80.85 + 194.04) \text{ mm} \\ + \frac{(194.04 - 80.85)^2}{4 \times 450} \text{ mm} \\ = 1338.91 \text{ mm}$$

由表 36.1-66 查得应选用带长代号为 510 的 H 型同步带, 其节线长 $L_p = 1295.4 \text{ mm}$, 节线长上的齿数 $z = 102$ 。

10) 实际轴间距 a 此结构的轴间距可调整

$$a \approx a_0 + \frac{L_p - L_0}{2} \\ = 450 \text{ mm} + \frac{1295.4 - 1338.91}{2} \text{ mm} \\ = 428.25 \text{ mm}$$

11) 小带轮啮合齿数 z_m

$$z_m = \text{ent} \left[\frac{z_1}{2} - \frac{p_b z_1}{2\pi^2 a} (z_2 - z_1) \right] \\ = \text{ent} \left[\frac{20}{2} - \frac{12.7 \times 20}{2\pi^2 \times 428.25} (48 - 20) \right] \\ = 9$$

12) 基本额定功率 P_0

$$P_0 = \frac{(T_s - mv^2)v}{1000}$$

由表 36.1-75 查得 $T_s = 2100 \text{ N}$, $m = 0.448 \text{ kg/m}$

$$P_0 = \frac{(2100 - 0.448 \times 6.1^2) \times 6.1}{1000} \text{ kW} \\ = 12.71 \text{ kW}$$

13) 所需带宽 b_s

$$b_s = b_d \sqrt[1.14]{\frac{P_d}{K_z P_0}}$$

由表 36.1-74 查得 H 型带 $b_d = 76.2 \text{ mm}$; $z_m = 9$, $K_z = 1$

$$b_s = 76.2 \sqrt[1.14]{\frac{6.4}{12.71}} \text{ mm} = 41.74 \text{ mm}$$

由表 36.1-67 查得, 应选带宽代号为 200 的 H 型带, 其 $b_s = 50.8 \text{ mm}$ 。

14) 带轮结构和尺寸

传动选用的同步带为 510 H 200 GB/T 11616—1989;

小带轮: $z_1 = 20$, $d_1 = 80.85 \text{ mm}$,

$$d_{a1} = 79.48 \text{ mm}$$

大带轮: $z_2 = 48$, $d_2 = 194.04 \text{ mm}$,

$$d_{a2} = 192.67 \text{ mm}$$

可根据上列参数决定带轮的结构和全部尺寸 (本题略)。

7 汽车用传动带

汽车传动带多用于汽车发动机驱动风扇、发电机、水泵、压缩机等辅助设备, 也有用于内燃机凸轮轴的驱动。由于其工作空间有限, 工作温度较高, 并要求一定寿命, 故在质量上有其特定要求。

汽车用传动带有汽车 V 带、汽车多楔带及汽车同步带等。

7.1 汽车 V 带

汽车 V 带与线绳结构的窄 V 带、普通 V 带基本相同, 并根据有无包布层分为包边式带 (简称为包布带) 和切边式带 (简称切边带) 两种, 后者还有三种形式: 普通式、底胶夹胶布式及有齿式 (见图 36.1-24)。齿形切边 V 带具有良好的曲挠性和散热性。

GB/T 13352—1996 规定了汽车 V 带的五种带型, 均采用有效宽度制, 其截面尺寸见表 36.1-96, 带轮的槽型尺寸见表 36.1-97。

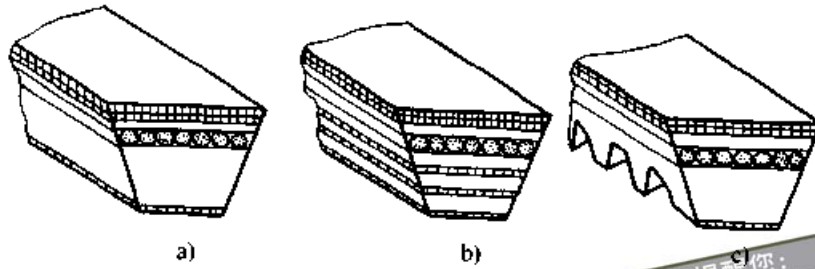


图 36.1-24 切边汽车 V 带的结构

a) 普通式 b) 底胶夹胶布式 c) 有齿式

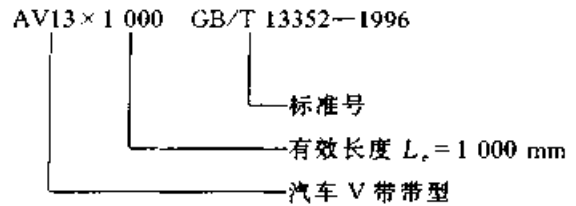
超星浏览器提醒您：
请勿复制
侵犯知识产权！

表 36.1-96 V 带的截面尺寸
(摘自 GB/T 13352—1996) (mm)

型 号	顶宽 b	高 度 h			
		包边式	普通 切边式	底胶夹布 切边式	有齿 切边式
AV10	10.0	8.0	7.5	7.5	8.0
AV13	13.0	10.0	8.5	8.5	9.0
AV15	15.0	9.0	—	—	—
AV17	16.5	10.5	9.5	9.5	11.0
AV22	22.0	14.0	—	—	13.0

注：1. V 带截面图参见表 36.1-18 图，其楔角 θ 均为 40° 。

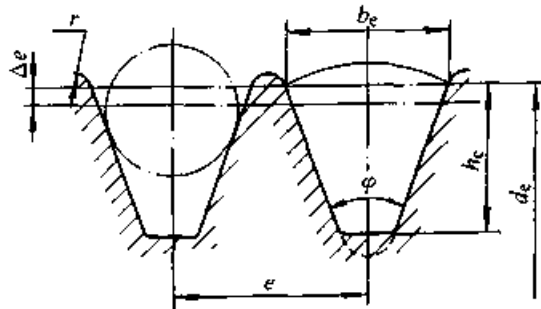
2. 标记示例：



带轮的标记由产品名称、槽型、有效直径和标准号组成，示例如下：



表 36.1-97 汽车 V 带轮槽型尺寸 (摘自 GB/T 13405—1992) (mm)



项 目		符 号	AV10	AV13	AV15	AV17	AV20
有效宽度		b_c	9.7	12.7	15.2	16.8	20.0
有效线差		Δ_c	0.75	1.0	0	0.25	0.5
槽深		h_{cmin}	11	13.75	14	15	18
槽间距		e	13.5 ± 0.35	16.5 ± 0.36	19.5 ± 0.35	21.5 ± 0.42	24.5 ± 0.42
圆角半径		r	0.8				
槽角 φ	34°	相应的 d_c	≤ 70	≤ 70	≤ 100	≤ 100	$\geq 80 \sim 100$
	36°		> 70	$> 70 \sim 125$	$> 100 \sim 150$	$> 100 \sim 150$	$> 100 \sim 150$
	38°			> 125	> 150	> 150	> 150

带轮的技术要求可参照 V 带轮。轮槽两侧面对带轮轴线的斜向圆跳动不得超过 0.4 mm;任一轮槽截面的中心平面与带轮轴线间的角度为 $90^\circ \pm 30'$ 。

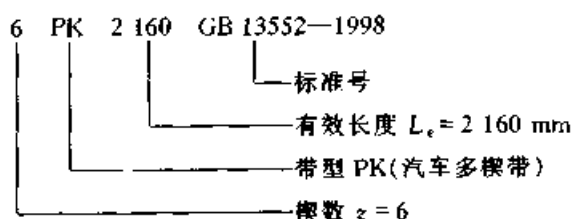
7.2 汽车多楔带

多楔带广泛应用于汽车工业已收到良好的使用效果。工业发达国家为此单独制订了汽车多楔带及其试验方法标准。ISO 也制订了 ISO 9981:1990《带传动 汽车工业用带轮和多楔带 尺寸 PK 型》标准。我国等效采用 ISO 标准,制订了 GB 13552—1998《汽车多楔带》标准。带的截面尺寸见表 36.1-53,带轮轮槽尺寸见表 36.1-62。

汽车多楔带为橡胶线绳结构,顶面有经纬线密度均匀的顶布覆盖,楔数 $z \geq 3$,带的公称长度是有效长度。

多楔带轮的设计及其技术要求见本章 5.3。

汽车多楔带的标记由楔数、带型、有效长度和标准号组成,示例如下:



7.3 汽车同步带

汽车同步带有梯形齿的,也有弧齿的。

7.3.1 梯形齿汽车同步带

GB/T 12734—1991 规定了梯形齿汽车同步带两种带型 ZA 和 ZB,节距均为 $P_b = 9.525\ \text{mm}$,ZA 型用于轻载荷,ZB 型用于重载荷,其齿形尺寸见表 36.1-98。节线长 L_p 的极限偏差见表 36.1-99。

表 36.1-98 梯形齿汽车同步带齿形尺寸 (mm)

带 型	ZA	ZB
节距 P_b	9.525	
齿形角 2β	40°	
齿根厚 s	4.65	6.12
齿高 h_1	1.91	2.29
带高 h_s	4.10	4.50
齿根圆角半径 r_f	0.51	1.02
齿顶圆角半径 r_a	0.51	1.02
节顶距 a	0.686	

注:同步带的齿形图见表 36.1-65。

表 36.1-99 汽车同步带节线长度的极限偏差 (mm)

带齿数	公称节线长 L_p	极限偏差
≤ 40	≤ 381	± 0.45
$\geq 41 \sim 53$	$\geq 390.525 \sim 504.825$	± 0.50
$\geq 54 \sim 80$	$\geq 514.34 \sim 762$	± 0.60
$\geq 81 \sim 104$	$\geq 771.525 \sim 990.6$	± 0.65
$\geq 105 \sim 128$	$\geq 1\ 000.125 \sim 1\ 219.2$	± 0.75
$\geq 129 \sim 160$	$\geq 1\ 228.725 \sim 1\ 524$	± 0.80
$\geq 161 \sim 187$	$\geq 1\ 533.525 \sim 1\ 781.175$	± 0.85
$\geq 188 \sim 213$	$\geq 1\ 790.7 \sim 2\ 028.825$	± 0.90
$\geq 214 \sim 240$	$\geq 2\ 038.35 \sim 2\ 286$	± 0.95
$\geq 240 \sim 267$	$\geq 2\ 295.525 \sim 2\ 543.175$	± 1.00

带轮齿多采用渐开线齿形,轮齿的尺寸决定于轮齿加工刀具。GB/T 10414—1989 给出了加工轮齿齿条刀具的基本尺寸及其极限偏差,见表 36.1-100。也可采用直边齿,其齿形尺寸、极限偏差见表 36.1-101。

梯形齿汽车同步带的标记由带的齿数、带型、带宽和标准号组成,示例如下:

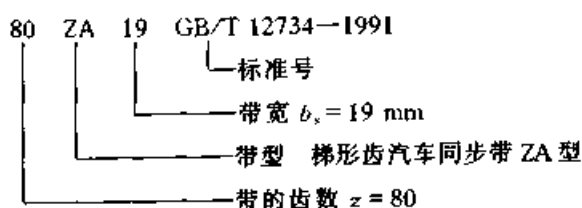
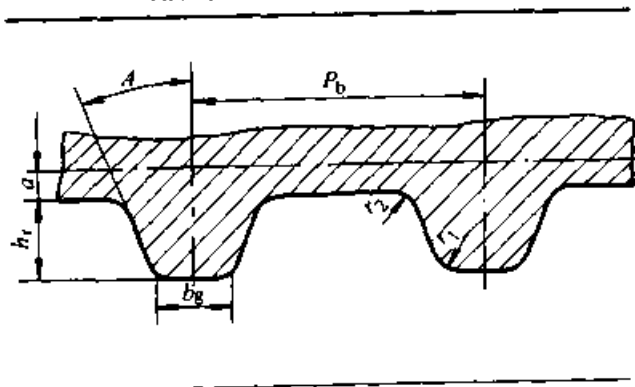


表 36.1-100 渐开线齿形同步带轮齿条刀具的基本尺寸及极限偏差 (摘自 GB/T 10414—1989) (mm)



续表 36.1-100

槽型	ZA	ZB
节距 $P_b \pm 0.003$	9.525	
齿数 z	≥ 19	20 ≥ 21
齿角 $A \pm 0.12^\circ$	20°	20°
齿高 $h_{a0}^{+0.05}$	2.13	2.59
齿顶宽 $b_{a0}^{+0.05}$	3.10	4.24
齿顶圆角半径 $r_1 \pm 0.03$	0.86	1.47
齿根圆角半径 $r_2 \pm 0.03$	0.71	1.04 1.42
节根距 a	0.686	0.683

表 36.1-101 汽车同步带轮直边齿齿形尺寸 (mm)

齿型	ZA	ZB
节距 P_b	9.525	
齿槽半角 $\phi \pm 1.5^\circ$	20°	
齿槽底宽 $b_{a0}^{+0.10}$	3.10	4.25
齿槽深 $h_{a0}^{+0.10}$	2.13	2.59
齿根圆角半径 $r_{a0}^{+0.10}$	0.86	1.47
齿顶圆角半径 $r_{a0}^{+0.13}$	0.53	1.42
节顶距 δ	0.686	

注：表中齿形尺寸适用于 ZA 型 $z \geq 19$ 、ZB 型 $z \geq 21$ 、齿形图见表 36.1-85 图。

带轮的宽度根据有无挡圈按下式确定：

双边挡圈 $b_l = b_s + 1.2 \text{ mm}$

单边挡圈 $b_l' = b_s + 3 \text{ mm}$

无挡圈 $b_l'' = b_s + 5 \text{ mm}$

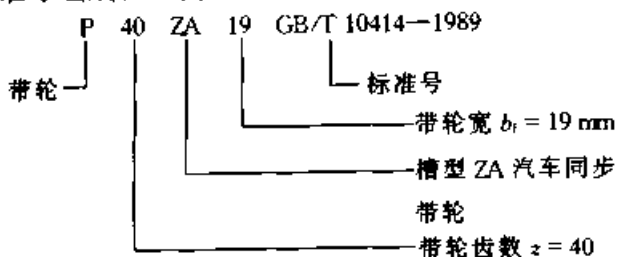
式中 b_s ——带宽 (mm)；

b_l 、 b_l' 、 b_l'' ——轮宽 (mm)。

挡圈尺寸见表 36.1-88，挡圈的最小高度 $K_{\min} = 2.4 \text{ mm}$ ，挡圈厚 $t \geq 1 \text{ mm}$ 。

带轮的公差按表 36.1-89 选取。

带轮的标记由名称、齿数、槽型、轮宽和标准号组成，示例如下：



7.3.2 弧齿汽车同步带

弧齿汽车同步带包括三种齿形：H 系列（圆弧齿）、S 系列（单项圆弧齿）和 R 系列（凹顶抛物线齿）。表 36.1-102 是 H 系列弧齿汽车同步带的齿形尺寸，只有一种节距 $P_b = 9.525 \text{ mm}$ ，两种带型。表 36.1-103 和表 36.1-104 分别是 S 系列和 R 系列弧齿汽车同步带的齿形尺寸。

上述三种弧齿带轮的轮齿通常是用相应的齿条刀具加工而成。带轮和挡圈的尺寸、公差和技术要求与梯形齿汽车同步带相同。

表 36.1-102 H 系列弧齿汽车同步带的齿形尺寸 (mm)

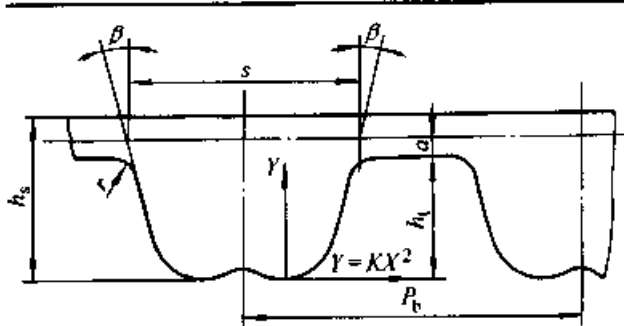
带型	ZH	YH
节距 P_b	9.525	
齿高 h_1	3.5	3.04
带高 h_s	5.5	5.2
弧齿半径 R	2.45	2.11
R 半径距 Y	1.05	0.93
齿根半径 r_r	0.76	0.64
根半径距 s	3.27	2.84
节根距 a	0.686	

表 36.1-103 S 系列弧齿汽车同步带齿形尺寸 (mm)

续表 36.1-103

带型	ZS	YS
节距 P_b	9.525	8.00
齿根厚 s	6.19	5.20
齿高 h_t	3.53	2.59
带高 h_s	5.70	5.20
弧齿半径 R	6.19	5.20
齿根圆角半径 r_r	0.95	0.8
齿顶圆角半径 r_a	0.95	0.8
节根距 a	0.686	

表 36.1-104 R 系列弧齿汽车同步带齿形尺寸 (mm)



带型	ZR	YR
节距 P_b	9.525	8.000
齿形角 2β	32°	30°
齿根厚 s	5.5	5.3
齿高 h_t	3.2	2.8
带高 h_s	5.4	5.1
齿根圆角半径 r_r	1.00	0.8
齿形参数 K	1.228	1.692
节根距 a	0.75	

8 半交叉传动、交叉传动和角度传动

半交叉传动、交叉传动和角度传动多使用平带，虽然也可以使用 V 带，但由于附加的扭转，加剧 V 带的磨损，降低带的寿命和传动效率，因此使用较少。

8.1 半交叉传动

半交叉传动适用于空间两交错轴的传动，见图 36.1-25，但只能用于 $v \leq 15 \text{ m/s}$ ， $i \leq 2.5$ ，

较大的轴间距及单向传动。

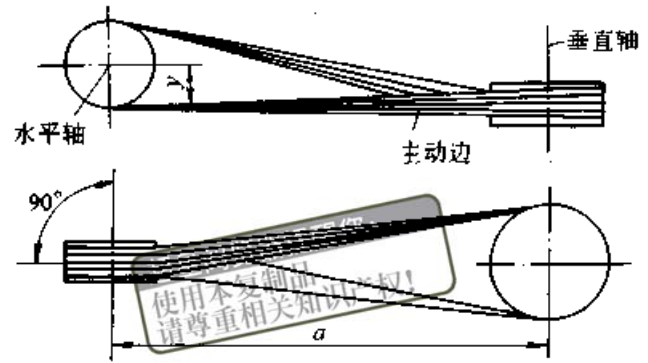


图 36.1-25 半交叉传动

半交叉传动的设计与开口传动基本相同，但应注意以下几点：

1) 布置传动时，应使紧边位于下边，带的运动方向对准进入带轮轮宽的中心平面，并使水平带轮轴线高于垂直轴带轮轮宽的中心平面（见图 36.1-25），距离 y 可取表 36.1-105 之值。

表 36.1-105 半交叉传动的 y 值

		(mm)			
轴间距 a	1 500~2 000	2 500	3 000	3 500	
y	15	25	40	50	
轴间距 a	4 000	4 500	5 000	5 500	6 000
y	65	90	100	130	155

注：本表适用于普通 V 带，若采用窄 V 带， y 值应减小 50%。

2) 确定轴间距 a 时，应使

$$a \geq K(d_2 + B)$$

式中 d_2 ——大带轮直径（节圆直径或基准直径）(mm)；

B ——带轮宽度 (mm)；

K ——交错角系数，取决于两轴线在空间的交错角，90°时取 5.5、45°时取 4、30°时取 3。

3) 计算带的截面尺寸或 V 带的根数时，传动的额定功率按开口传动减小 20%，包角修正系数 $K_a = 1$ 。

4) 采用平带时，带轮不做轮冠，轮宽 B 应增大，通常 $B = 1.4b + 10 \text{ mm}$ (b ——带宽)，但小于 $2b$ 。采用 V 带时，宜用深槽 V 带轮（见表 36.1-31）。

5) 传动不许逆转。

8.2 交叉传动

交叉传动适用于两轴平行、要求转向相反的传动，但只宜用于轴间距大、 $v \leq 15 \text{ m/s}$ 、 $i < 6$ 的场合。

1) 可选用包边式普通平带或单根 V 带，也可以用双面 V 带或多楔带（楔数 z 宜少些）。采用普通 V 带时，应使用深槽 V 带轮。

2) 为减少带的扭曲，确定轴间距 a 时，应使 V 带与两轮的切线长大于表 36.1-106 的 l_{\min} 值。

表 36.1-106 交叉带传动带的最小切线长 l_{\min} (mm)

带型	A	B	C	D	E
l_{\min}	460	560	710	940	1 150

3) 计算带的截面尺寸和传动能力时，其额定功率按开口传动减小 20%~30%。

4) 交叉处有严重磨损，带的扭曲会加速带的损坏。为避免交叉处接触，可使两轮的中心平面稍许偏离或在松边加一导轮。

8.3 角度传动

角度传动适用于两轴相交或成任意方向时的传动，但必须通过导轮引导带的运动方向。一个导轮的角度传动，导轮置于松边，只能单向传动；两个导轮的角度传动才可以双向传动，见图 36.1-26。只能用于 $v \leq 15 \text{ m/s}$ 、 $i \leq 6$ 的传动。

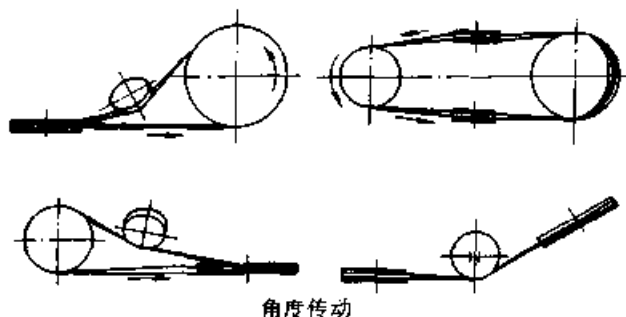


图 36.1-26 角度传动

1) 布置传动时，应通过导轮的导向，使带的运动方向对准进入带轮轮宽的中心平面。

2) 计算带的截面尺寸或根数时，其额定功率应按开口传动减小 20%。

3) 使用平带时，导轮应制成轮冠。使用 V

带时，宜采用深槽 V 带轮。

4) 同步带的角度传动通常都采用双导向轮传动。由于带的扭曲对其寿命影响较大，一般只用于 $v \leq 10 \text{ m/s}$ 、 $i \leq 4$ 的传动，并取稍大的轴间距。

9 塔轮传动

塔轮传动是一种有级变速的带传动（见图 36.1-27），变速级数一般为 3~5 级。由于它传动平稳、结构简单、制造容易、对轴的安装精度要求不高，所以在中小功率的变速传动（如磨床的头架、台式车床、台式钻床等）中仍有应用，但其体积较大，调速不便。

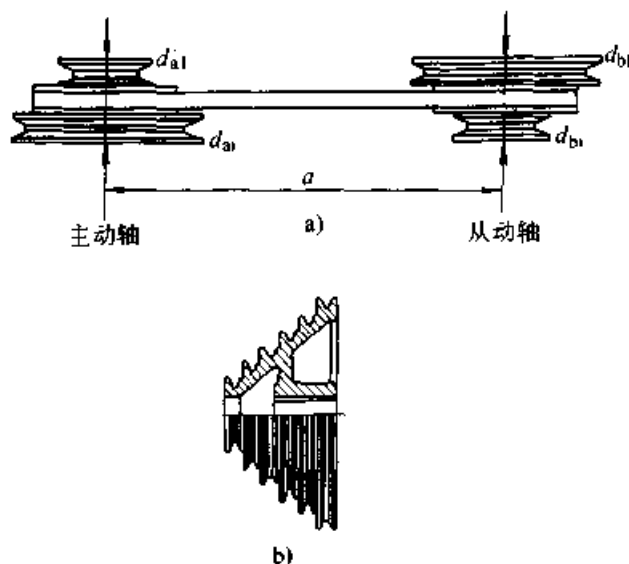


图 36.1-27 塔轮传动

塔轮传动从动轴的转速通常是按几何级数改变的。若主动轴转速为 n_{a1} ，从动轴的转速分别为 n_{b1} 、 n_{b2} 、 \dots 、 n_{bn} ，则有

$$\frac{n_{b2}}{n_{b1}} = \frac{n_{b3}}{n_{b2}} = \dots = \frac{n_{bn}}{n_{b(n-1)}} = \varphi$$

$$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{n_{bn}}{n_{b1}}}$$

式中 φ ——公比，一般取 1.25~1.75，金属切削机床多取 1.2。

塔轮传动的设计是按从动轴转速最低那一级传递的功率，参照相应带传动的计算方法进行。各级带轮直径的确定应满足以下条件：

- 1) 保证各级传动比 i_1 、 i_2 ... 的要求；
- 2) 保证同一轴间距下各级带长相等等。

各级带轮直径的计算见表 36.1-107。为便于制造，通常是使主、从动塔轮尺寸完全相同。

表 36.1-107 塔轮各级带轮直径的计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	备注
1	第一级主、从动轮直径	d_{a1} d_{b1}	mm	根据结构要求参考表 36.1-24 或表 36.1-49 选定 d_{a1} $d_{b1} = i_1 d_{a1}$	此级传动比最大, 主动轮直径最小
2	选定轴间距 计算带长	a L	mm	根据结构选定 a $L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{a1} + d_{b1}) + \frac{(d_{b1} - d_{a1})^2}{4a}$	采用 V 带传动时, 要初选 a_0 , 计算带长 L_0 , 选取标准带长后, 再计算实际轴间距
3	初定第 x 级带轮直径	d'_{ax} d'_{bx}	mm	$d'_{ax} = d_{a1} \frac{i_1 + 1}{i_x + 1}$ $d'_{bx} = i_x d'_{ax}$	
4	带长差	ΔL_x	mm	$\Delta L_x = \frac{(d_{b1} - d_{a1})^2 - (d'_{bx} - d'_{ax})^2}{4a}$	计算值精确到 0.1
5	主动轮直径补偿值	ϵ_x	mm	$\epsilon_x = \frac{2\Delta L_x}{\pi(i_x + 1)}$	
6	第 x 级实际带轮直径	d_{ax} d_{bx}	mm	$d_{ax} = d'_{ax} + \epsilon_x$ $d_{bx} = d'_{bx} + i_x \epsilon_x$	

注: 1. 下角标 a —主动轮, b —从动轮。

2. 下角标 x —变速级序号, 相应为 2、3、4……。

10 多从动轮带传动

多从动轮带传动仅适用于中小功率、低速的多根从动轴同时传动。通常采用平带、单根 V 带或多楔带。若主、从动轴的转向不同时, 则应采用正反面都能工作的双面 V 带、平带或圆形带。

图 36.1-28 为一多从动轮带传动, R 为主动轮, A 、 B 、 C 为从动轮, Z 为张紧轮。传动中各带轮的位置除满足结构上的需要外, 应使主动轮和传递功率较大的从动轮有较大的包角 (应大于 120°), 其余从动轮的包角应大于 70° 。

多从动轮传动的设计见表 36.1-108。设计时应已知各轮的位置、转向、各从动轮的转速及其传递的功率。

多从动轮带传动采用双面 V 带, 其带型、截面尺寸和有效长度见表 36.1-109。用于开口传

动时, 双面 V 带可与相应的普通 V 带带轮配用; 用于非开口传动时, 则应采用深槽带轮, 其轮缘尺寸见表 36.1-110。

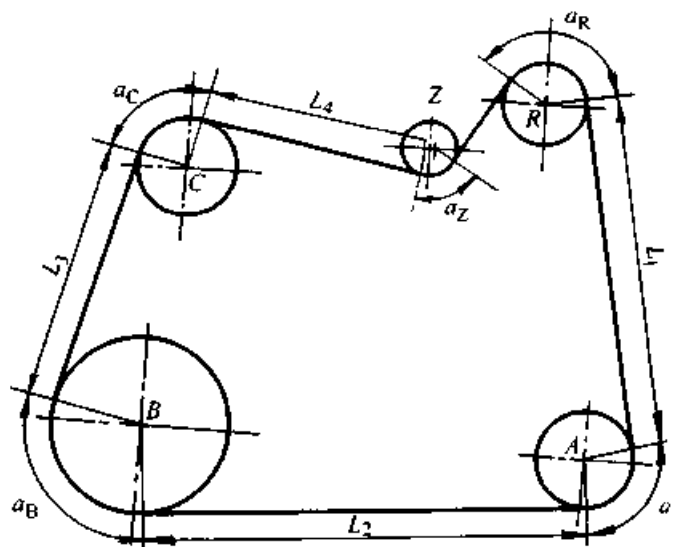


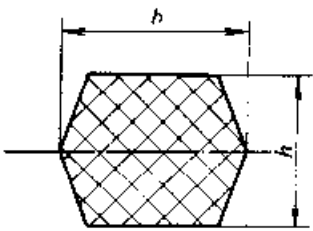
图 36.1-28 多从动带轮传动

表 36.1-108 多从动轮传动设计 (以图 36.1-28 为例, 采用单根 V 带)

序号	计算项目	符 号	单位	计算公式和参数选定	备 注				
1	带轮和张紧轮直径	轮 号					带轮直径应按表 36.1-24 选取标准值, 张紧轮直径 d_2 约等于 $(0.8 \sim 1)$ 小带轮直径		
		R	A	B	C	Z			
		d_R	d_A	d_B	d_C	d_Z	mm	根据结构要求、 d_{min} 、传动比 i 等条件确定	
2	包 角	α_R	α_A	α_B	α_C	α_Z	(°)		按比例绘制传动简图, 由图中量出
3	包角修正系数	$K_{\alpha R}$	$K_{\alpha A}$	$K_{\alpha B}$	$K_{\alpha C}$	$K_{\alpha Z}$		见表 36.1-14	考虑作图误差, 分别按 $\alpha - 15^\circ$ 查表
4	工况系数		K_{AA}	K_{AB}	K_{AC}			见表 36.1-13	
5	设计功率	P_{dR}	P_{dA}	P_{dB}	P_{dC}		kW	$P_{dA} = \frac{K_{AA} P_A}{K_{\alpha A}}$ $P_{dB} = \frac{K_{AB} P_B}{K_{\alpha B}}$ $P_{dC} = \frac{K_{AC} P_C}{K_{\alpha C}}$ $P_{dR} = P_{dA} + P_{dB} + P_{dC}$	P_A, P_B, P_C —从动轮 A、B、C 传递的功率 (kW)
6	选带型							按 P_{dR} 和 n_R 由图 36.1-4 选取	n_R —主动轮 R 的转速 (r/min)
7	带 速		v				m/s	$v = \frac{\pi d_R n_R}{60 \times 1000}$	
8	初算带长		L_{d0}				mm	$L_{d0} = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + \frac{\alpha_A d_A}{2} + \frac{\alpha_B d_B}{2} + \frac{\alpha_C d_C}{2} + \frac{\alpha_R d_R}{2} + \frac{\alpha_Z d_Z}{2}$	按表 36.1-8 选取标准值 L_d , L_d 与 L_{d0} 间的差可调整张紧轮与带轮位置补偿
9	主动轮紧边与松边的最小拉力	紧边 F_{1Rmin} 松边 F_{2Rmin}					N	$F_{1Rmin} = 1.25 \times \frac{1000 P_{dR}}{v}$ $F_{2Rmin} = (1 - 0.8 K_{\alpha R}) F_{1Rmin}$	当 $\alpha = 180^\circ$ 时紧边与松边的拉力比: V 带或双面 V 带取 $\frac{F_1}{F_2} \approx 5$ 平带取 $\frac{F_1}{F_2} \approx 3$ 多楔带取 $\frac{F_1}{F_2} \approx 4$
10	验算 A 轮传动能力 实际松边拉力 实际紧边拉力 紧边所需最小拉力	F_{2A} F_{1A} F_{1Amin}					N	$F_{2A} = F_{2Rmin}$ $F_{1A} = F_{2A} + \frac{1000 P_{dA} K_{\alpha A}}{v}$ $F_{1Amin} = 1.25 \times \frac{1000 P_{dA}}{v}$	应使 $F_{1A} > F_{1Amin}$, 否则将打滑, 这时应增大 d_A 或预紧力
11	验算 B、C 轮传动能力	$F_{2B}, F_{1B}, F_{1Bmin}$ $F_{2C}, F_{1C}, F_{1Cmin}$					N	方法与序号 10 相同	应使 $F_{1B} > F_{1Bmin}$, $F_{1C} > F_{1Cmin}$

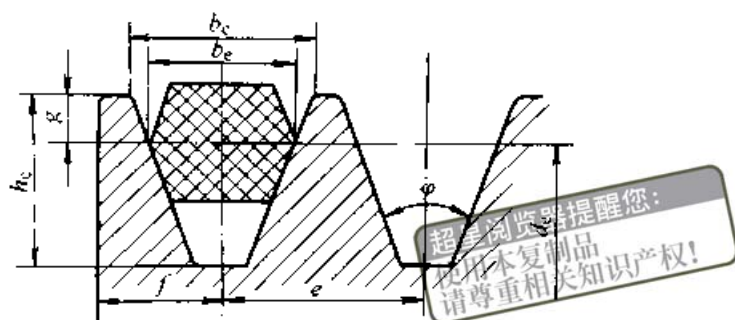
表 36.1-109 双面 V 带的截面尺寸和有效长度

(mm)

		带 型			
		HAA	HBB	HCC	HDD
有效长度 L_e					
基本尺寸	极限偏差	13×10	17×13	22×17	32×25
1 250	+8 -6	HAA			
1 320					
1 400	+9				
1 500	-18				
1 600					
1 700					
1 800	+11				
1 900	-22				
2 000					
2 120					
2 240	+13				
2 360	-26				
2 500					
2 650					
2 800	+15				
3 000	-30				
3 150					
3 350					
3 550	+18	HCC			
3 750	-36				
4 000					
4 250					
4 500	+22				
4 750	-44				
5 000					
5 300					
5 600	+26				
6 000	-52				
6 300					
6 700					
7 100	+32				
7 500	-64				
8 000					
8 500					
9 000	+39				
9 500	-78				
10 000					

超星阅读器提醒您：
 禁止复制或
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！

表 36.1-110 深槽带轮轮缘尺寸 (摘自 GB/T 10415—1989) (mm)



槽型	d_c	φ	h_c	b_c	h_e	r_{min}	e	f
HAA	≤ 118	34°	12.6	15.2	15.8	4.3	19.0 ± 0.4	$11.0^{+0.2}$
	> 118	38°		15.6				
HBB	≤ 190	34°	16.2	19.4	19.6	5.3	22.0 ± 0.4	$14.0^{+0.2}$
	> 190	38°		19.8				
HCC	≤ 315	34°	22.3	27.2	27.1	7.8	32.0 ± 0.5	$21.0^{+0.2}$
	> 315	38°		27.8				
HDD	≤ 475	36°	32.0	39.3	39.2	11.2	44.0 ± 0.6	$27.0^{+0.2}$
	> 475	38°		39.7				

11 带传动的张紧

将传动带进行适当的张紧，使传动带具有一定的预紧力是带传动正常工作的重要因素。预紧力不足，带将在带轮上打滑，会使传递载荷的能力和效率降低，带的工作面磨损，小带轮急剧发热，有时还会导致带的振动。同步带还会因啮合不良而跳齿，甚至从带轮上脱落。预紧力过大，会使带的寿命降低，轴和轴承上的载荷增大，加

剧轴承的发热和磨损。

11.1 张紧方法

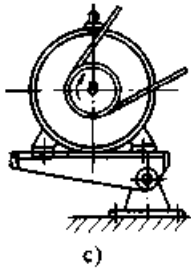
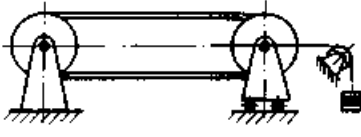
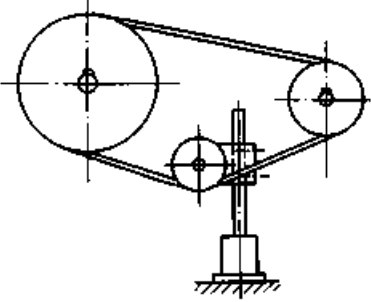
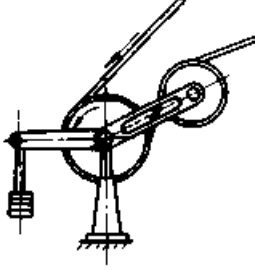
带传动的张紧方法见表 36.1-111。

11.2 预紧力的控制

在带传动中，预紧力是通过在带与带轮的切边中点处加一垂直于带边的载荷 G ，使其产生规定的挠度 f 来控制的 (见图 36.1-29)。

表 36.1-111 带传动的张紧方法

张紧方法	结构形式	特点和应用
调节轴间距 定期张紧	<p>a) b)</p>	<p>图 a 多用于水平或接近水平的传动 图 b 多用于垂直或接近垂直的传动 是最简单的通用方法</p>

张紧方法	结构形式	特点和应用
调节轴间距	  <p>c) d)</p>	<p>图c是靠电机的自重或定子的反力矩张紧，多用于小功率传动。应使电机和带轮的转向有利于减轻配重或减小偏心距</p> <p>图d常用于带传动的试验装置</p>
张紧轮	  <p>e) f)</p>	<p>可任意调节预紧力的大小、增大包角，容易装卸；但影响带的寿命、不能逆转</p> <p>张紧轮的直径</p> $d_z \geq (0.8 \sim 1)d_1$ <p>应安装在带的松边</p> <p>图e为定期张紧</p> <p>图f为自动张紧，应使</p> $a_1 \geq d_1 + d_z, \alpha_z \leq 120^\circ$
改变带长	对有接头的平带，常采用定期截去带长，使带张紧，截去长度 $\Delta L = 0.01L$ (L —带长)	

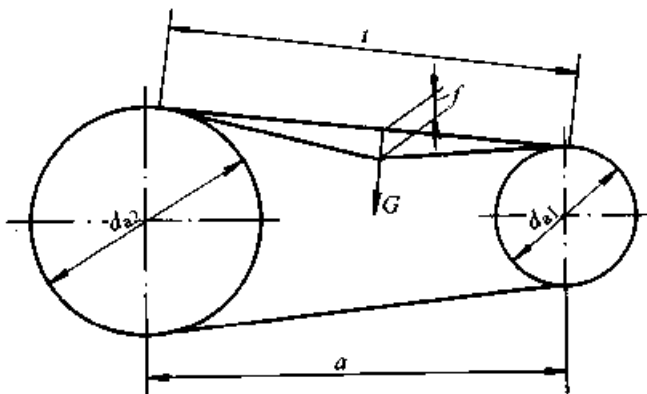


图 36.1-29 带传动预紧力的控制
切边长 l 可以实测，或用下式计算：

$$l = \sqrt{a^2 - \frac{(d_{a2} - d_{a1})^2}{4}} \quad (36.1-8)$$

式中 a —— 两轮轴间距 (mm)；
 d_{a1} —— 小带轮外径 (mm)；
 d_{a2} —— 大带轮外径 (mm)；

11.2.1 V带的预紧力

单根V带的预紧力 F_0 (N) 可按下列式计算：

$$F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) \frac{P_d}{zv} + mv^2 \quad (36.1-9)$$

式中 P_d —— 设计功率 (kW)；

z —— V带的根数；

v —— 带速 (m/s)；

K_a —— 包角修正系数见表 36.1-14；

m —— V带每米长的质量 (kg/m)，见表 36.1-112。

表 36.1-112 V带的质量 m 和预紧力修正值 ΔF_0

带型		$m / \text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$	$\Delta F_0 / \text{N}$	
普通V带	Y	0.04	6	
	Z	0.06	10	
	A	0.11	15	
	B	0.20	20	
	C	0.33	29	
	D	0.66	59	
窄V带	E	1.02	108	
	基准宽度制	SPZ	0.07	12
		SPA	0.12	19
		SPB	0.20	32
SPC		0.37	55	
有效宽度制	9 N (3 V)	0.08	20	
	15 N (5 V)	0.20	40	
	25 N (8 V)	0.57	100	

续表 36.1-112

带型		$m / \text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$	$\Delta F_0 / \text{N}$
联组V带	AJ		15
	BJ		20
	CJ		29
	DJ		59
	9J	0.122	20
	15J	0.252	40
	25J	0.693	100

① 联组V带的质量和预紧力修正值应为表值乘联组根数。

对于有效宽度制的窄V带，上式中的系数500改为450。

为保证V带所需的预紧力 F_0 ，按图 36.1-29

表 36.1-113 测定预紧力所需垂直力 G (N/根)

带型	小带轮直径 d_{d1} / mm	带速 $v / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$			带型	小带轮直径 d_{d1} / mm	带速 $v / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$				
		0~10	10~20	20~30			0~10	10~20	20~30		
普通V带	Z	50~100	5~7	4.2~6	3.5~5.5	普通V带	E	500~800	145~217	124~186	100~150
		>100	7~10	6~8.5	5.5~7			>800	217~325	186~280	150~225
	A	75~140	9.5~14	8~12	6.5~10	窄V带	SPZ	67~95	9.5~14	8~13	6.5~11
		>140	14~21	12~18	10~15			>95	14~21	13~19	11~18
	B	125~200	18.5~28	15~22	12.5~18		SPA	100~140	18~26	15~21	12~18
>200		28~42	22~33	18~27	>140			26~38	21~32	18~27	
C	200~400	36~54	30~45	25~38	SPB		160~265	30~45	26~40	22~34	
	>400	54~85	45~70	38~56		>265	45~38	40~52	34~47		
D	355~600	74~108	62~94	50~75	SPC	224~355	58~82	48~72	40~64		
	>600	108~162	94~140	75~108		>355	82~106	72~96	64~90		

11.2.2 平带的预紧力

1) 普通平带(胶帆布带)的预紧力通常是给定每层胶帆布单位宽度的预紧力 F'_0 ，其预紧力

$$F_0 = F'_0 b z \quad (36.1-11)$$

式中 F'_0 ——每层胶帆布单位宽度的预紧力 (N/mm)；轴间距较小、传动与水平的倾角 $\beta \geq 60^\circ$ 时 $F'_0 = 2.0 \text{ N/mm}$

轴间距较大、传动与水平的倾角

加一规定的垂直载荷 G ，使切边长每 100 mm 产生 1.6 mm 挠度，即 $f = \frac{1.6l}{100}$ 来测定。

载荷 $G(\text{N})$ 的值可由下式算出：

$$\text{新安装的 V 带 } G = \frac{1.5F_0 + \Delta F_0}{16}$$

$$\text{运转后的 V 带 } G = \frac{1.3F_0 + \Delta F_0}{16}$$

$$\text{最小极限值 } G_{\text{min}} = \frac{F_0 + \Delta F_0}{16}$$

(36.1-10)

式中 F_0 ——预紧力 (N)；

ΔF_0 ——预紧力的修正值 (N)，见表 36.1-112。

测定预紧力所需的垂直力 G 亦可参考表 36.1-113 给定。其高值用于新安装的 V 带或必须保持高张紧的严酷传动 (如高速、小包角、超载起动、频繁的高转矩起动等)。

$$\beta < 60^\circ \text{ 时 } F'_0 = 2.25 \text{ N/mm}$$

$$\text{自动张紧时 } F'_0 = 2.5 \text{ N/mm};$$

b ——带宽 (mm)；

z ——胶帆布层数。

也可根据下式计算平带的预紧力 $F_0(\text{N})$ ：

$$F_0 = 500 \left(\frac{3.2}{K_a} - 1 \right) \frac{P_d}{v} + mbv^2 \quad (36.1-12)$$

式中 P_d ——设计功率 (kW)；

v ——带速 (m/s)；

K_0 ——小带轮包角修正系数, 见表 36.1-39;

b ——带宽 (mm);

m ——单位宽度平带的线质量 [kg/(mm·m)]。

为保证所需的预紧力 F_0 , 按图 36.1-29 在平带切边的中点加一规定的垂直载荷 G , 使切边长每 100 mm 产生 1 mm 垂度, 即 $f = \frac{t}{100}$ 来测定。

表 36.1-114 是测定普通平带预紧力时, 单位宽度所需施加的载荷 G 值。

表 36.1-114 测定普通平带预紧力的 G 值

(产生垂度 $f = \frac{t}{100}$ mm 的载荷 $G = G' \times b$)

带型	胶帆布层数	单位宽度带的载荷 $G' / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
190	3	0.26
240	4	0.35
290	5	0.43
340	6	0.52
385	7	0.61
425	8	0.69
450	9	0.78
500	10	0.86
560	12	1.04

注: 1. 按本表控制, 每层胶帆布带单位宽度的预紧力 $F_0' = 2.25 \text{ N/mm}$ 。

2. 轴间距小, 传动的倾角大于 60° 时, G 值可减小 10%。

3. 自动张紧传动 G 值应增大 10%。

4. 新传动带 G 值应增大 30%~50%。

2) 尼龙片基复合平带的预紧力可按式 (36.1-12) 计算, 但括号内的数值 3.2 应做如下修改:

工作面为铬鞣革时取 2.8;

工作面为耐磨性能高的弹胶体取 2.4。

测定尼龙片基复合平带预紧力的方法和普通平带相同, 所需施加的载荷 G 为

$$G = (0.045 \sim 0.06) F_0$$

安装新带时取高值, 经过运转进行调整时用低值。亦可参考表 36.1-115 给定的载荷 G 测定尼

龙片基复合平带的预紧力。

表 36.1-115 测定尼龙片基复合平带预紧力的 G 值 (产生垂度 $f = \frac{t}{100}$ mm 的载荷 $G = G' \times b$)

带型	单位带宽的载荷 $G' / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
EL	0.02~0.03
L	0.03~0.05
M	0.05~0.085
H	0.072~0.12
EH	0.10~0.17

注: 1. 按本表控制, 带的预紧应力 $\sigma_0 = 1.8 \sim 3 \text{ MPa}$, 载荷平稳取小值, 载荷变动大取大值。

2. 新传动带 G 值应增大 30%~50%。

11.2.3 多楔带的预紧力

多楔带的预紧力 F_0 可按单根 V 带的预紧力 [见式 (36.1-9)] 计算出每楔带所需预紧力, 再乘楔数 z 。但式中括号内的数值 2.5 应改为 2.7, 其小带轮包角修正系数 K_0 见表 36.1-59, 每楔带的线质量 m 见表 36.1-116。

测定多楔带预紧力的方法、在切边中点所加载荷 G 值的计算, 均与 V 带传动相同。多楔带预紧力修正值 ΔF_0 见表 36.1-116。

表 36.1-116 多楔带的线质量 m 和预紧力修正值 ΔF_0

带型	$m / (\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{楔})^{-1})$	$\Delta F_0 / \text{N}$
PJ	0.01	$4 \times z$
PL	0.05	$12 \times z$
PM	0.16	$30 \times z$

测定多楔带张紧力时, 在切边中点施加的垂直载荷 G 亦可按表 36.1-117 给定。

表 36.1-117 测定多楔带预紧力的载荷 G

带型	小带轮直径 d_e / mm	施加载荷 $G' / \text{N} \cdot \text{楔}^{-1}$
PJ	20~42.5	1.78
	45~56	2.22
	60~75	2.67
PL	75~95	7.56

续表 36.1-117

带型	小带轮直径 d_1 /mm	施加载荷 G' /N·楔 ⁻¹
PL	100~125	9.34
	132~170	11.11
PM	180~236	28.45
	250~300	34.23
	315~400	39.12

注：施加的垂直载荷 $G = G' \times z$

11.2.4 同步带的预紧力

同步带合适的预紧力见表 36.1-118。

保证同步带所需预紧力 F_0 的测定方法与 V 带相同，在切边中点所加的垂直载荷 G (N) 由式 (36.1-13) 算出

$$G = \frac{F_0 + \frac{t}{L_p} Y}{16} \quad (36.1-13)$$

式中 F_0 ——预紧力 (N)；

t ——切边长 (mm)；

表 36.1-118 同步带的预紧力 F_0 和修正系数 Y 值 (N)

带型	带宽/mm		6.4	7.9	9.5	12.7	19.1	25.4	38.1	50.8	76.2	101.6	127.0
			F_0 、 Y 值										
XL	F_0	最大值	29.40	37.30	44.70								
		推荐值	13.70	19.60	25.50								
	Y	0.40	0.55	0.77									
L	F_0	最大值				76.5	125	175					
		推荐值				52	87	123					
	Y				4.5	7.7	11						
H	F_0	最大值				293	421	646	890	1 392			
		推荐值				222	312	486	668	1 047			
	Y				14.5	21	32	43	69				
XH	F_0	最大值							1 009	1 583	2 242		
		推荐值							909	1 427	2 021		
	Y							86	139	200			
XXH	F_0	最大值							2 471.5	3 884	5 507	7 110	
		推荐值							1 114	1 750	2 479	3 203	
	Y							141	227	322	418		

L_p ——同步带的节线长 (mm)；

Y ——修正系数，见表 36.1-118。

我国和主要工业国家传动带（普通 V 带、窄 V 带和梯形齿同步带）带型和主要尺寸的比较见表 36.1-119、表 36.1-120 和表 36.1-121。

12 各国传动带带型及其主要尺寸比较

表 36.1-119 普通 V 带 (mm)

国际标准	带型		Y	Z	A	B	C	D	E	
ISO 4183: 1989	节宽 b_p		5.3	8.5	11	14	19	27	32	
中国 GB/T 11544—1997	带型		Y	Z	A	B	C	D	E	
	顶宽 b		6	10	13	17	22	32	38	
	带高 h		4	6	8	11	14	19	25	
德国 DIN 2215	带型	5	6	10	13	17	22	32	40	
	顶宽 b	5	6	10	13	17	22	32	40	
	带高 h	3	4	6	8	11	14	20	25	
英国 BS 3790—1981	带型		Y	Z	A	B	C	D		
	顶宽 b		6	10	13	17	22	32		
	带高 h		4	6	8	11	14	19		
法国 NF T47	带型		Y	Z	A	B	C	D	E	
	顶宽 b		6	10	13	17	22	32	38	
	带高 h		4	6	8	11	14	19	25	
日本 JIS K6323—1989	带型			M	A	B	C	D	E	
	顶宽 b			10	12.5	16.5	22	31.5	38	
	带高 h			5.5	9.0	11.0	14.0	19.0	24.0	
俄罗斯 (原苏联) ГОСТ 1284.1—89	带型			O	A	B	B	Г	Д	E
	顶宽 b			10	13	17	22	32	38	50
	带高 h			6	8	11	14	19	23.5	30
美国 RMA IP-20	带型				A	B	C	D	E	
	顶宽 b				12.7 (0.5")	16.8 (0.66")	22.35 (0.88")	31.75 (1.25")	38.1 (1.5")	
	带高 h				7.9 (0.31")	10.4 (0.41")	13.46 (0.53")	19.05 (0.75")	23.1 (0.91")	

注: 1. 各国的普通 V 带都采用基准宽度制, 各带型的节宽 b_p 与 ISO 4183: 1989 相应带型是一致的。

2. 各国普通 V 带的楔角均为 40° 。

3. 美国的普通 V 带的基本尺寸是用英寸计量的, 其顶宽和带高是根据英寸换算过来, 便于比较。

表 36.1-120 窄 V 带 (mm)

国际标准	带型	SPZ	SPA	SPB		SPC	
ISO 4183: 1989	节宽 b_p	8.5	11	14		19	
中国 GB/T 11544—1997	带型	SPZ	SPA	SPB		SPC	
	顶宽 b	10	13	17		22	
	带高 h	8	10	14		18	
	带型	9 N		15 N			25 N
	顶宽 b	9		15			25
	带高 h	8		13			23

续表 36.1-120

德国 DIN 7753	带型	SPZ	SPA	SPB	SI9	SPC		基准宽度制
	顶宽 b	9.7	12.7	16.3	18.6	22		
	带高 h	8	10	13	15	18		
英国 BS 3790—1981	带型	SPZ	SPA	SPB		SPC		基准宽度制
	顶宽 b	10	13	17		22		
	带高 h	8	10	14		18		
日本 JIS K 6368—1977 (85)	带型	3 V		5 V			8 V	有效宽度制
	顶宽 b	9.5		16			25.5	
	带高 h	8		13.5			23	
美国 RMA IP22—1983	带型	3 V (9 N)		5 V (15 N)			8 V (25 N)	有效宽度制
	顶宽 b	9.65 (0.38")		15.75 (0.62")			25.4 (1.0")	
	带高 h	8.1 (0.32")		13.7 (0.54")			22.35 (0.88")	
俄罗斯 PTM 51-15-15	带型	YO	YA	YB		YB		基准宽度制
	顶宽 b	10	13	17		22		
	带高 h	8	10	13		18		

注：1. 采用基准宽度制的窄 V 带，其节宽与 ISO 4183: 1989 相应带型是一致的。
2. 各国窄 V 带的楔角均为 40°。

表 36.1-121 梯形齿同步带 (mm)

国际标准 ISO 5296: 1989	带型	MXL	XXL	XL	L	H		XH	XXH
	齿距 P_b	2.032	3.175	5.08	9.525	12.700		22.225	31.750
中国 GB/T 11616—1989	带型	MXL	XXL	XL	L	H		XH	XXH
	齿距 P_b	2.032	3.175	5.08	9.525	12.700		22.225	31.750
美国 RMA IP-24—1983	带型	MXL		XL	L	H		XH	XXH
	齿距	0.08" (2.032)		0.20" (5.08)	0.375" (9.525)	0.50" (12.70)		0.875" (22.225)	1.25" (31.750)
英国 BS 4548	带型			XL	L	H		XH	XXH
	齿距 P_b			5.08	9.525	12.70		22.225	31.750
日本 JIS K 6372—1983(87)	带型			XL	L	H		XH	XXH
	齿距 P_b			5.08	9.525	12.70		22.225	31.750
德国 DIN 7721	带型	T2.5		T5	T10			T20	
	齿距 P_b	2.5		5	10			20	
俄罗斯 (原苏联) OCT 38-05114	带型	$m1$	$m1.5$	$m2$	$m3$	$m4$	$m5$	$m7$	$m10$
	模数 m	1	1.5	2	3	4	5	7	10
	齿距 P_b	3.14	4.71	6.28	9.42	12.57	15.71	21.99	31.42

第2章 链 传 动

1 概述

1.1 链传动的性能与特点

链传动属于具有中间挠性件的啮合传动，它兼有齿轮传动和带传动的一些特点。与齿轮传动相比，链传动的制造与安装精度要求较低；链轮由于多齿同时受力，承载能力较大；链条为多刚体挠性连接而有一定的缓冲和减振能力；中心距大而结构轻便。与摩擦型带传动相比，链传动的平均传动比准确；传动效率稍高；链条对轴的拉力较小；同样使用条件下，结构尺寸更为紧凑；此外，链条的磨损伸长比较缓慢，张紧调节工作量较小，并且能在恶劣环境条件下工作。链传动的主要缺点是：由于为非共轭啮合而不能保持瞬时传动比恒定；工作中存在啮入冲击而产生一定的噪声；磨损后易发生跳齿；不适用于过小中心距以及急速换向的传动。

链传动的应用范围很广。一般用于中心距较大、多轴、平均传动比要求准确的传动，环境恶

劣的开式传动，低速重载传动及润滑良好的高速传动等。

生产与应用中，传动用短节距精密滚子链（简称滚子链）占有最主要的地位。通常滚子链的传动功率在 100 kW 以下，链速小于 15 m/s。现代先进的链传动技术已能使优质滚子链的传动功率达 5 000 kW，速度可达 35 m/s；高速齿形链的速度则可达 40 m/s。链传动的效率，对于一般传动，约为 0.94~0.96；对于用循环压力供油润滑的高精度传动，约为 0.98。

1.2 常用链条的分类与选用

链条是链传动中的主要元件。链轮及张紧等装置的结构与尺寸安排均应依据链条的型式而定，因而设计链传动时应首先选定链条。我国现生产的链条已有 43 个系列、60 多个品种、700 多种规格，其中常用链条按用途可以分为传动链、输送链与曳引链，表 36.2-1 为链条的分类、结构、性能特征及其适用条件。当需要按工况选用链条时，表 36.2-2 给出了其适用型式。

表 36.2-1 链条的分类、结构及其应用^[4]

类别	链条名称与结构 (标准号)	结构与性能特征	选用原则	应用举例
传 动 链	短节距传动用精密滚子链 (GB/T 1243—1997)	由外链节与内链节铰接而成。销轴与外链板、套筒与内链板为过盈配合，套筒与销轴、滚子之间为间隙配合，滚子参与对链轮的啮合。有多排链。节距精度较高	是机械传动中应用最为广泛的标准链。主要用于中心距较大，精度要求不高，高速下允许一定噪声的动力传递	一般工业领域
	传动用齿形链 (GB/T 10855—1989)	由多个齿形链片并列铰接而成。链片的齿形外侧部分与链轮齿相啮合 传动平稳准确，振动、噪声均较滚子链小，承载能力大，工作可靠，但重量较大，装拆比较困难。增加链片叠片的个数可提高链的承载能力	在速度较高、载荷较大，传动精度要求准确的动力机构中使用	机床主传动， 发动机正时传动
	传动用双节距精密滚子链 (GB/T 5269—1999)	链条节距为普通标准滚子链的两倍，其他尺寸相同，长度相同时链重较轻	适于功率较小、速度较低和中心距较长的传动，配件附件也常用于轻载的物料输送	一般轻载传动

续表 36.2-1

类别	链条名称与结构 (标准号)	结构与性能特征	选用原则	应用举例
传动链	重载传动用弯板滚子链 (GB/T 5858—1997)	链板弯曲且两端孔分别与套筒及销轴过盈配合, 无内外链节之分, 节距较大 由于链板弯曲而使链条的弹性增大, 抗冲击性能好。销轴与套筒的间隙较大, 对链轮共面性要求不高。销轴拆装容易, 便于维护	适于低速重载传动, 可在有尘土的开式条件下工作	矿山机械、冶金机械
	传动用短节距精密套筒链 (GB/T 6076—1985)	结构与滚子链相同, 但无滚子。重量轻, 成本略低, 精度较高。套筒直接与链轮齿接触参与啮合, 不产生高速下滚子的冲击碎裂等问题	适用于较高转速的轻载传动	发动机正时传动
输送链	输送用平顶链 (GB/T 4140—1993)	链板平置, 两端弯卷与销轴铰接, 多为不锈钢塑料材料成型。仅有一种节距 $p = 38.1 \text{ mm}$ 。链板宽度有多种规格, 结构简单, 重量轻, 制造维修方便	适用于中低速、载荷不大的轻型物料输送	瓶、罐、盒及类似物品的输送
	输送链 (GB/T 8350—1987)	结构与滚子链相仿, 但有实心销轴与空心销轴、加装滚子与不加装滚子等多种型式。节距以米制整数计量。强度好, 承载能力大。节距最大可至 1 m	适用重载中低速、长距离的输送线路中。通常两根链条平行配用且需加装附件。在相同载荷状态下工作时, 转速高宜选用小节距链条, 反之, 选用大节距链条。是输送链中应用最为广泛的一个类型	可用于冶金、矿山、制糖制酒、陶瓷、造纸等各个行业的中大型机械化输送或装卸设备中
	倍速输送链 (JB/T 7364—1994)	滚子为阶梯轴状, 外径大于链板宽度, 其余与滚子链相同, 通常用工程塑料制造。滚子与滑道接触摩擦, 滚子外缘线速度远大于链板平移速度。运行平稳, 噪声低, 可在不降低链速情况下停置中间物料, 实现弹性输送	适用于移动速度变换频繁, 轻载中低速、中心距较大的物料输送	家电、轻工等行业中的轻小物料输送
	工程用钢制焊接弯板链 (GB/T 15390—1994)	由相同形状的弯板链节相互铰接而成, 套筒与链板由焊接而固连, 抗冲击能力强, 耐磨损。链节数可为奇数	适于在载荷较大、速度较低而冲击较强烈的工况下输送物料, 耐磨性较强, 在类似大量粉尘的较差环境下亦能工作	室外输送机械、林木输送机械
	钢制滚子链 (JB/T 7932—1995)	结构型式与滚子链相同。与同等节距的滚子链相比重量轻、抗拉载荷小、制造精度低、价格亦低	适用于轻载、中低速工况下的物料输送, 也可用于传动	农业机械、建筑机械及采石机械设备上的动力传递或物料输送

续表 36.2-1

类别	链条名称与结构 (标准号)	结构与性能特征	选用原则	应用举例
输送链	双铰接输送链(悬挂链) (JB/T 8546—1997)	两链节相互垂直铰接, 具有在两个相互垂直平面内平顺拐转的性能	主要用做空间物料输送的牵引构件, 只牵引, 不承重量	悬挂输送机!
起重曳引链	板式链 (GB/T 6074—1995)	多片链板叠合由销轴穿接而成。结构简单、承重大、成本低	适于较大载荷的重物提升	起重叉车、提升机
	重载直板滚子链 (JB/T 9153—1999)	重载传动用弯板滚子链的改进型。链板为直板, 承拉能力较大	适于在低速、重载工况下工作	双链冷拔机
	矿用高强度圆环链 (GB/T 12718—1991)	椭圆链环相互套接而成	主要用于力的牵引	刮板输送机, 刨煤机、滚筒采煤机及其类似机械

表 36.2-2 按照使用工况要求选用链条^[2]

使用工况要求	适用的链条形式或标准	建议
一般传动	滚子链 (GB/T 1243—1997)	按标准选用, 采购
低速传动, 一般载荷或轻载	双节距滚子链 (GB/T 5269—1997)	按标准选用, 采购
高速传动	石油链 (SY/T 5595—1993)	按标准选用, 订购
	套筒链 (GB/T 6076—1985)	标准套筒链仅有 $p = 6.35$ 、 9.525 mm 两种, 用于轻载
	齿形链 (GB/T 10855—1989)	
农业机械传动 (如拖拉机、联合收割机、捆扎机、播种机等) 承受冲击载荷, 环境多灰砂, 易磨损	滚子链 (GB/T 1243—1997)	按标准选用, 采购 向制造厂订购, 提出对耐磨性、可靠性 (联结牢固度)、使用寿命的要求
要求低噪声的一般传动	齿形链 (GB/T 10855—1989)	按标准选用, 采购
正时链	滚子链、套筒链或齿形链标准中的小节距规格 ($p = 8$ mm、 9.525 mm、 12.7 mm)	按标准选用、订购, 严格控制质量, 更小规格的链节距为 $p = 6.35$ mm
精密机器、办公机器、医疗机器、机器人等的传动	小规格或特小规格的齿形链 ($p = 6.35$ mm) 与滚子链 ($p = 3.175$ mm)	订货时提出链长精度要求, 抗磨损要求, 耐疲劳要求

续表 36.2-2

使用工况要求	适用的链条形式或标准	建 议
摩托车链、工况严峻的传动(速度高, 载荷变化大, 要求运转平稳, 低噪声, 可靠等)	摩托链 (GB/T 14212—1993)	按标准选用, 订购。注重对耐磨损、疲劳、冲击等性能要求。摩托车品种多, 特性各异, 相应对链条的要求也各有特殊性
石油钻机传动, 重载、载荷变动大、速度较高、持续运转时间长的传动	石油链 (SY/T 5595—1993)	按标准选用、订购, 严格控制质量。也可用齿形链
重载、中低速传动	加重系列的滚子链 (JB/T 3876—1999) 齿形链 (GB/T 10855—1989)	按标准选用
矿山机器传动。有冲击、振动的中低速重载传动	弯板滚子链 (GB/T 5858—1997)	按标准选用, 订购
多灰砂环境。传动件不容许浸油润滑。传动件难以加油。因链条磨损而导致的链条增长严重影响机器正常工作	带有 O 形密封圈的滚子链, 磨损寿命比一般长 5~7 倍	按有关资料设计订购。注意密封圈的性能和质量要符合工况要求(如一般密封圈不耐汽油、酒精等化学品)
难于进行经常维护润滑的链条。不允许加油的链条	用粉末冶金材料制成滚子和套筒的链条	按有关资料设计订购。注意耐冲击性
食品加工机器、制药机器等要求清洁、无油的传动	不锈钢链条(滚子链), 工程塑料制品链条	按有关资料设计订购, 采用镍钢或表面涂镍的钢材。一般不锈钢强度低, 只用于轻载
要求耐锈蚀的机器传动, 如水处理设备、化学机器、纺织机器、印刷机器、造纸机器等	耐锈蚀的链条, 工程塑料制品链条	按有关资料设计订购。注意耐锈蚀性、耐磨损性、强度等要求
具有侧弯性能的传动	侧弯滚子链	按有关资料设计、订购。注意链条的侧隙及不扭转度

2 滚子链传动

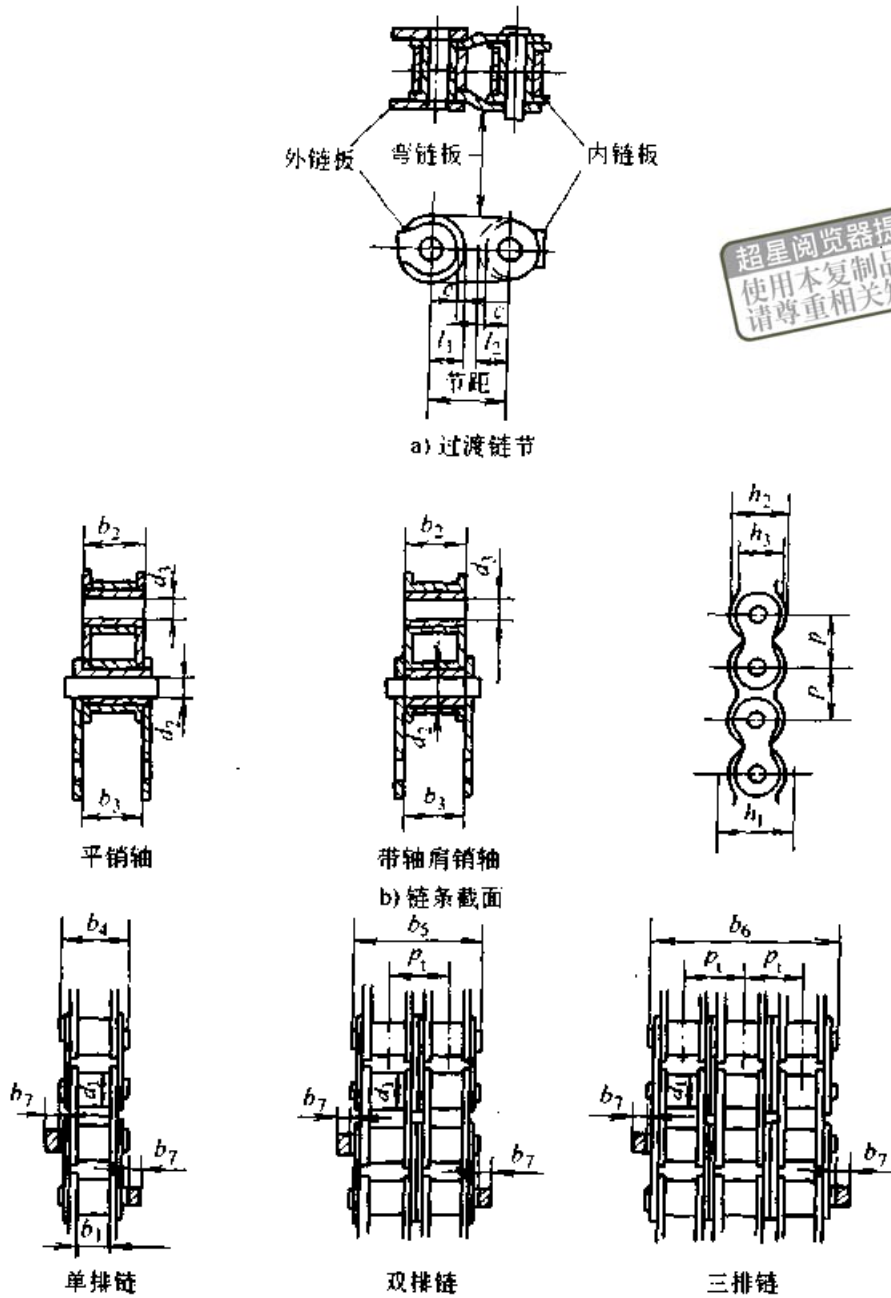
滚子链通常是指短节距传动用精密滚子链, 有时也泛指双节距传动用精密滚子链(双节距链)、重载传动用弯板滚子链以及其他使用滚子的输送链等。由于它的设计思想或方法大致相同, 本节仅以短节距传动用精密滚子链为例说明滚子链传动的设计过程。

2.1 基本参数和尺寸

滚子链的基本参数和尺寸见图 36.2-1 和表 36.2-3。表内链号为英制单位表示的节距, 其链号数乘以 $(25.4/16)$ mm 为米制节距值。链

号中的后缀 A 为 A 系列链, 是起源于美国, 并在世界流行的标准链, 后缀 B 为 B 系列链, 是起源于英国并在欧洲流行的标准链。两种系列相互补充, 覆盖了世界绝大多数国家应用的链条范围。两种系列链条在我国均已生产应用多年。

节距是链条的基本特性参数。滚子链的基本节距(即公称节距)是指链条在拉直情况下, 相邻滚子外圆中心之间距离的公称值。通常所指的节距, 即基本节距, 是用来进行链传动的设计计算的, 特别是链长、中心距、链轮尺寸、齿形等的几何计算。滚子链的测量节距是指链条在拉直情况下, 相邻滚子同侧母线间的距离, 用来表达链条的制造精度或磨损后的实际节距尺寸。



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

图 36.2-1 滚子链的基本参数和尺寸

2.2 设计

2.2.1 主要失效形式

由于设计、制造、使用等多方面的差异，链传动的失效形式是多种多样的，但主要有：

1) 链条疲劳破坏 在闭式链传动中，链条元件受变应力作用，经过一定循环次数，链板发生疲劳断裂，滚子套筒发生冲击疲劳破裂。在润滑得当的条件下，疲劳破坏是决定链传动能力的主要因素。

2) 链条铰链磨损 是常见的失效形式之一。

磨损使链条总长伸长，从而使链边垂度变大，增大动载荷、发生振动、引起跳齿、加大噪声以及其他破坏，如打坏链箱、链边互相碰撞、销轴因磨损削弱而断裂等。开式传动、工作条件恶劣、润滑不良、链条铰链压强过大等均会加剧链条铰链的磨损，降低其使用寿命。

3) 链条铰链胶合 润滑不当或转速过高时，组成铰链副的销轴和套筒的摩擦表面易发生胶合破坏。

4) 链条静强度破断 低速重载的链条过载时，易发生静强度不足而破断。

表 36.2-3 传动用短节距精密滚子链基本参数和尺寸 (摘自 GB/T 1243-1997)

ISO 链号	节距 p	滚子 直径 d_1 max	内链节 内 宽 b_1 min	销轴 直径 d_2 max	套筒 孔径 d_3 min	链条通 道高度 h_1 min	内链板 高 度 h_2 max	过渡链节尺寸 ^①			排距 p_1	
								外链中 链板高度 h_3 max	l_1 min	l_2 min		c
mm												
05B	8	5	3	2.31	2.36	7.37	7.11	7.11	3.71	3.71	0.08	5.64
06B	9.525	6.35	5.72	3.28	3.33	8.52	8.26	8.26	4.32	4.32	0.08	10.24
08A	12.7	7.92	7.85	3.98	4	12.33	12.07	10.41	5.28	6.1	0.08	14.38
08B	12.7	8.51	7.75	4.45	4.5	12.07	11.81	10.92	5.66	6.12	0.08	13.92
081	12.7	7.75	3.3	3.66	3.71	10.17	9.91	9.91	5.36	5.36	0.08	—
083	12.7	7.75	4.88	4.09	4.14	10.56	10.3	10.3	5.36	5.36	0.08	—
084	12.7	7.75	4.88	4.09	4.14	11.41	11.15	11.15	5.77	5.77	0.08	—
085	12.7	7.77	6.25	3.58	3.63	10.17	9.91	9.91	5.28	6.1	0.08	—
10A	15.875	10.16	9.4	5.09	5.12	15.35	15.09	13.03	6.6	7.62	0.1	18.11
10B	15.875	10.16	9.65	5.08	5.13	14.99	14.73	13.72	7.11	7.62	0.1	16.59
12A	19.05	11.91	12.57	5.96	5.98	18.34	18.08	15.62	7.9	9.14	0.1	22.78
12B	19.05	12.07	11.68	5.72	5.77	16.39	16.13	16.13	8.33	8.33	0.1	19.46
16A	25.4	15.88	15.75	7.94	7.96	24.39	24.13	20.83	10.54	12.19	0.13	29.29
16B	25.4	15.88	17.02	8.28	8.33	21.34	21.08	21.08	11.15	11.15	0.13	31.88
20A	31.75	19.05	18.9	9.54	9.56	30.48	30.18	26.04	13.16	15.24	0.15	35.76
20B	31.75	19.05	19.56	10.19	10.24	26.68	26.42	26.42	13.89	13.89	0.15	36.45
24A	38.1	22.23	25.22	11.11	11.14	36.55	36.2	31.24	15.8	18.26	0.18	45.44
24B	38.1	25.4	25.4	14.63	14.68	33.73	33.4	33.4	17.55	17.55	0.18	48.36
28A	44.45	25.4	25.22	12.71	12.74	42.67	42.24	36.45	18.42	21.31	0.2	48.87
28B	44.45	27.94	30.99	15.9	15.95	37.46	37.08	37.08	19.51	19.51	0.2	59.56
32A	50.8	28.58	31.55	14.29	14.31	48.74	48.26	41.66	21.03	24.33	0.2	58.55
32B	50.8	29.21	30.99	17.81	17.86	42.72	42.29	42.29	22.2	22.2	0.2	58.55
36A	57.15	35.71	35.48	17.46	17.49	54.86	54.31	46.86	23.65	27.36	0.2	65.84
40A	63.5	39.68	37.85	19.85	19.87	60.93	60.33	52.07	26.24	30.35	0.2	71.55
40B	63.5	39.37	38.1	22.89	22.94	53.49	52.96	52.96	27.76	27.76	0.2	72.29
48A	76.2	47.63	47.35	23.81	23.84	73.13	72.39	62.48	31.45	36.4	0.2	87.83
48B	76.2	48.26	45.72	29.24	29.29	64.52	63.88	63.88	33.45	33.45	0.2	91.21
56B	88.9	53.98	53.34	34.32	34.37	78.64	77.85	77.85	40.61	40.61	0.2	106.6
64B	101.6	63.5	60.96	39.4	39.45	91.08	90.17	90.17	47.07	47.07	0.2	119.89
72B	114.3	72.39	68.58	44.48	44.53	104.67	103.63	103.63	53.37	53.37	0.2	136.27

续表 36.2-3

ISO 链号	内链节 外宽 b_2 max	外链节 内宽 b_3 min	销轴全宽			止锁件 附加 宽度 ^② b_7 max	测 量 力			抗拉载荷		
			单排	双排	三排		单排	双排	三排	单排	双排	三排
			b_4 max	b_5 max	b_6 max					Q min	Q min	Q min
mm						N			kN			
05B	4.77	4.9	8.6	14.3	19.9	3.1	50	100	150	4.4	7.8	11.1
06B	8.53	8.66	13.5	23.8	34	3.3	70	140	210	8.9	16.9	24.9
08A	11.18	11.23	17.8	32.3	46.7	3.9	120	250	370	13.8	27.6	41.4
08B	11.3	11.43	17	31	44.9	3.9	120	250	370	17.8	31.1	44.5
081	5.8	5.93	10.2	—	—	1.5	125	—	—	8	—	—
083	7.9	8.03	12.9	—	—	1.5	125	—	—	11.6	—	—
084	8.8	8.93	14.8	—	—	1.5	125	—	—	15.6	—	—
085	9.07	9.2	14	—	—	2	125	—	—	6.7	—	—
10A	13.84	13.89	21.8	39.9	57.9	4.1	200	390	590	21.8	43.6	65.4
10B	13.28	13.41	19.6	36.2	52.8	4.1	200	390	590	22.2	44.5	66.7
12A	17.75	17.81	26.9	49.8	72.6	4.6	280	560	840	31.1	62.3	93.4
12B	15.62	15.75	22.7	42.2	61.7	4.6	280	560	840	28.9	57.8	86.7
16A	22.61	22.66	33.5	62.7	91.9	5.4	500	1 000	1 490	55.6	111.2	166.8
16B	25.45	25.58	36.1	68	99.9	5.4	500	1 000	1 490	60	106	160
20A	27.46	27.51	41.1	77	113	6.1	780	1 560	2 340	86.7	173.5	260.2
20B	29.01	29.14	43.2	79.7	116.1	6.1	780	1 560	2 340	95	170	250
24A	35.46	35.51	50.8	96.3	141.7	6.6	1 110	2 220	3 340	124.6	249.1	373.7
24B	37.92	38.05	53.4	101.8	150.2	6.6	1 110	2 220	3 340	160	280	425
28A	37.19	37.24	54.9	103.6	152.4	7.4	1 510	3 020	4 540	169	338.1	507.1
28B	46.58	46.71	65.1	124.7	184.3	7.4	1 510	3 020	4 540	200	360	530
32A	45.21	45.26	65.5	124.2	182.9	7.9	2 000	4 000	6 010	222.4	444.8	667.2
32B	45.57	45.7	67.4	126	184.5	7.9	2 000	4 000	6 010	250	450	670
36A	50.85	50.98	73.9	140	206	9.1	2 670	5 340	8 010	280.2	560.5	840.7
40A	54.89	54.94	80.3	151.9	223.5	10.2	3 110	6 230	9 340	347	693.9	1 040.9
40B	55.75	55.88	82.6	154.9	227.2	10.2	3 110	6 230	9 340	355	630	950
48A	67.82	67.87	95.5	183.4	271.3	10.5	4 450	8 900	13 340	500.4	1 000.8	1 501.3
48B	70.56	70.69	99.1	190.4	281.6	10.5	4 450	8 900	13 340	560	1 000	1 500
56B	31.33	31.46	114.6	221.2	—	11.7	6 090	12 190	—	850	1 600	2 240
64B	92.02	92.15	130.9	250.8	—	13	7 960	15 920	—	1 120	2 000	3 000
72B	103.81	103.94	147.4	283.7	—	14.3	10 100	20 190	—	1 400	2 500	3 750

注：1. 本标准等效采用 ISO 606：1994，故链号相同。

2. 标记示例：链号为 08A、单排、87 节的滚子链标记为 08A-1-87 GB/T 1243—1997

链号为 24A、双排 60 节的滚子链标记为 24A-2-60 GB/T 1243—1997

① 繁重工况条件下不推荐使用过渡链节。

② 实际尺寸取决于止锁件的型式，但不得超过所给尺寸。

2.2.2 额定功率

图 36.2-2 为实际设计中一种最常用的由链条元件疲劳和铰链胶合限定的额定功率曲线图。对于质量符合 GB/T 1243—1997 的 A 系列滚子链，其工作能力与各参数间关系的数学表达式为

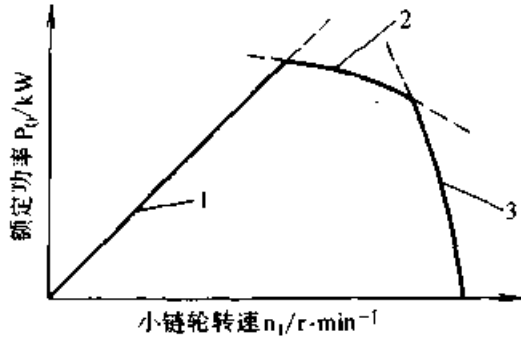


图 36.2-2 滚子链额定功率曲线

1—链板疲劳强度限定 2—滚子、套筒冲击疲劳强度限定 3—销轴和套筒胶合限定

由链板疲劳强度限定的额定功率 (曲线 1)

$$P_0 = 0.003 z_1^{1.08} n_1^{0.9} \left(\frac{p}{25.4} \right)^{3-0.0028p} \quad (36.2-1)$$

由滚子套筒冲击疲劳强度限定的额定功率

(曲线 2)

$$P_0 = \frac{950 z_1^{1.5} p^{0.8}}{n_1^{1.5}} \quad (36.2-2)$$

由销轴与套筒的胶合限定的滚子链工作能力 (曲线 3)

$$= \frac{82.5}{(7.95)^{25.4} (1.0278)^{z_1} (1.323)^{\frac{F}{4450}}} \left(\frac{n_{max}}{1000} \right)^{1.5918 \frac{p}{25.4} + 1.873} \quad (36.2-3)$$

式中 P_0 —— 滚子链额定功率 (kW);
 z_1 —— 小链轮齿数;
 n_1 —— 小链轮转速 (r/min);
 p —— 链条节距 (mm);
 n_{max} —— 小链轮的极限转速 (r/min);
 F —— 单排链的有效拉力 (即有效圆力) (N)。

图 36.2-3 与图 36.2-4 给出了 A 与 B 系列滚子链相应的功率曲线图。应该指出，在一般使用条件下，为了安全和经济，图示各种节距的实用最高转速 n_1 都比极限转速 n_{max} 要低。如果必须

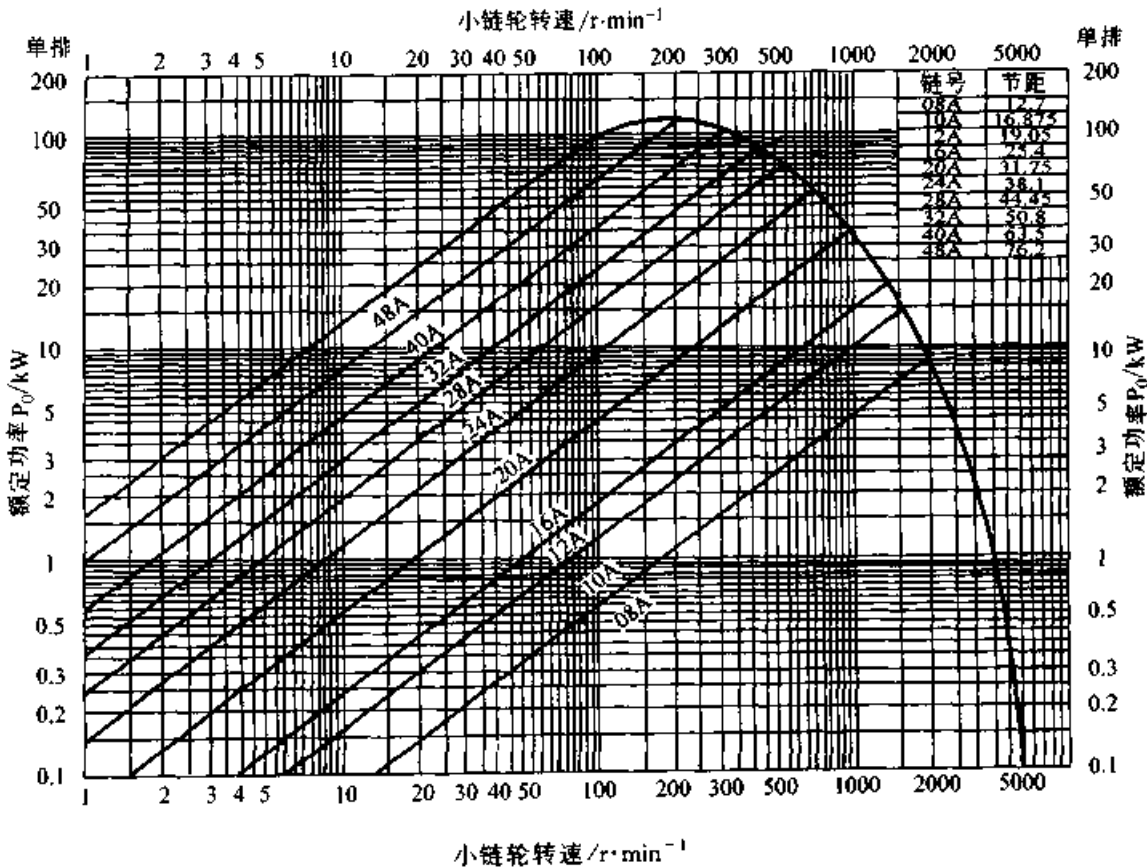


图 36.2-3 A 系列滚子链功率曲线 (等效 ISO A 系列)

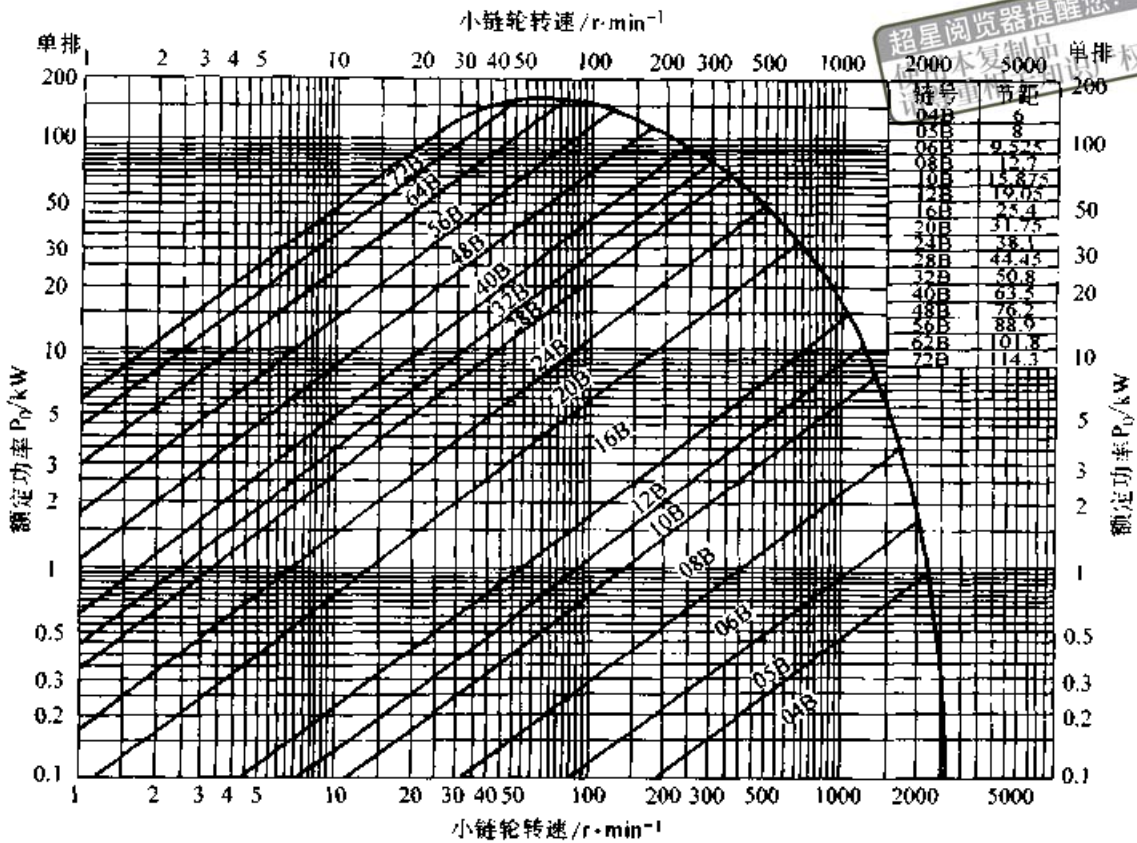


图 36.2-4 B 系列滚子链功率曲线 (等效 ISO B 系列)

在超过图示的高速区工作, 则应特别注意链和链轮的加工制造质量、链传动的润滑以及安装精度; 并应查阅有关资料中滚子链的额定功率表, 因为它的转速范围比额定功率曲线图要详细得多。

滚子链传动额定功率计算式及其相应的曲线图 (见图 36.2-3 和图 36.2-4) 是在下列工作条件下制订的: 单排; 平稳载荷; 小链轮齿数 $z_1=19$; 链长 $L_p=100$ 节; 两轮安装在平行的水平轴上, 链轮共面; 符合规定的润滑方式 (见图 36.2-5); 工作寿命 15 000 h; 链条因磨损而引起的相对伸长量 $\frac{\Delta p}{p} \leq 3\%$ 。当实际工作条件与此不符时, 应加以修正 (见后面列出的各项修正系数, 未列出的各项凭经验估计其对工作寿命的影响)。

当工作条件要求链条的磨损伸长率 $\frac{\Delta p}{p}$ 明显小于 3% 以及润滑条件不能符合规定的方式而明显恶化时, 须单独进行链传动的磨损计算。随着闭式链传动应用的增多和润滑条件的改善, 已逐渐呈现出以提高耐磨损性能为前提、以耐疲劳性能为中心的链传动设计趋势。

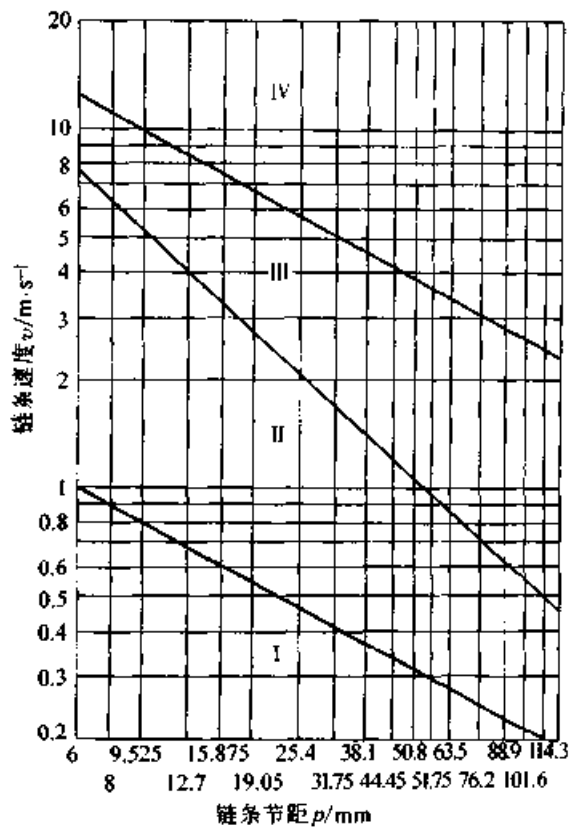


图 36.2-5 润滑方式的选择

I—用油刷或油壶人工定期润滑 II—一滴油润滑
III—油浴或飞溅润滑 IV—油泵压力喷油润滑

2.2.3 设计计算

若已知设计条件为：传动功率、小链轮和大链轮的转速（或传动比）、原动机种类、载荷性质以及传动用途，则滚子链传动的一般设计计算方法见表 36.2.4。

2.2.4 静强度计算

在低速重载链传动中，链条的静强度占有主

要地位。通常 $v < 0.6 \text{ m/s}$ 为低速传动。如果低速链也按疲劳考虑，用额定功率曲线选择和计算，结果常不经济。因为额定功率曲线上各点相应的条件性安全系数 n 大于 $8 \sim 20$ ，比静强度安全系数大。另外，当进行有限寿命计算时（见本章 2.2.5 节），若所要求的使用寿命过短，使用功率过高，则链条的静强度验算也是必不可少的。

表 36.2-4 滚子链传动的设计计算

步骤	项目	符号	单位	计算公式、参数选定	备 注								
1	小链轮 齿数	z_1		$z_1 \geq z_{\min}$, $z_{\max} = 9$ z_1 应参照链速和传动比选取，推荐： $z_1 \approx 29 - 2i$	增大 z_1 ，链条紧边的总拉力下降，多边形效应减少，啮入时链节间的相对转角减小，磨损小，但尺寸、质量增大 当 z_1 和 z_2 为奇数而 L_p 为偶数时，将有利于链条和链轮齿均匀磨损， L_p 为链条长度（以节数表示） z_1 和 z_2 的选用尚应考虑传动空间尺寸的限制								
				<table border="1"> <tr> <td>链速 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$</td> <td>0.6~3</td> <td>3~8</td> <td>>8</td> </tr> <tr> <td>z_1</td> <td>$\geq 15 \sim 17$</td> <td>$\geq 19 \sim 21$</td> <td>$> 23 \sim 25$</td> </tr> </table>		链速 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	0.6~3	3~8	>8	z_1	$\geq 15 \sim 17$	$\geq 19 \sim 21$	$> 23 \sim 25$
				链速 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$		0.6~3	3~8	>8					
z_1	$\geq 15 \sim 17$	$\geq 19 \sim 21$	$> 23 \sim 25$										
链轮齿数应优先选用以下数列： 17, 19, 21, 23, 25, 38, 57, 76, 95, 114													
2	传动比	i		$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ 通常 $i \leq 7$ ；推荐 $i = 2 \sim 3.5$ ；当 $v < 2 \text{ m/s}$ 且载荷平稳时， i 可达 10	n_1 、 n_2 —小、大链轮的转速 (r/min)；传动比较大时，可采用二级或二级以上传动								
3	大链轮 齿数	z_2		$z_2 = z_1 i$ 通常 $z_2 \leq 120$, $z_{\max} = 150$	z_2 大时，节距（或总长）磨损伸长率许用值 $\left(\frac{\Delta p}{p}\right)_0$ 减少，链传动的磨损寿命降低；且传动尺寸大								
4	张紧链 轮齿数	z_t		$z_t \approx z_1$ $z_t > z_{\min}$	张紧链轮的布置应根据具体结构情况确定，一般推荐配置在链条松边靠近小链轮处，且在链边的外侧，以增加小链轮的包角。张紧链轮至少应有 3 个齿与链条啮合								
5	设计功 率	P_d	kW	$P_d = \frac{K_A P}{K_z K_m}$	P —传递功率 (kW)； K_A —工况系数，见表 36.2.5； K_z —小链轮齿数系数，见表 36.2.6； K_m —多排链排数系数，见表 36.2.7；								
6	链条系 列选择			国内设备配套推荐使用 A 系列 出口设备配套时，以美国为中心的区域，推荐使用 A 系列，欧洲区域推荐使用 B 系列	也可参照表 36.2.8，按性能要求选定								

续表 36.2-4

步骤	项目	符号	单位	计算公式、参数选定	备 注
7	链条节距选用	p	mm	根据设计功率 P_d (取 $P_d = P_0$) 和小链轮转速 n_1 , 由图 36.2-3 或图 36.2-4 选用合适的节距 p	为使传动平稳、结构紧凑, 特别在高速下, 宜选用节距较小的链条; 速度高、功率大时, 可选用节距较小的多排链
8	验算小链轮轮毂孔径 (轴孔直径)	d_k	mm	$d_k \leq d_{kmax}$	d_k 由支承轴的设计确定; d_{kmax} —链轮轮毂孔的最大许用直径, 见表 36.2-9 当不能满足要求时, 可增大 z_1 或 p 重新验算
9	初定中心距	a_0	mm	最佳 $a_0 = (30 \sim 50)p$ 脉动载荷、无张紧装置时, $a_0 < 25p$ $a_{0max} = 80p$ a_{0min} :	初定中心距 a_0 应首先考虑结构要求 有张紧装置或托板时, a_{0max} 可大于 $80p$; 中心距不能调整的传动, $a_{0max} \approx 30p$ 采用左列 a_{0min} 计算式可保持小链轮上的包角不小于 120° , 且大小链轮不会相碰
				i	
		a_{0min}		$0.2z_1(i+1)p$	$0.33z_1(i-1)p$
10	链长节数	L_p		$L_p = 2a_{0p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{c}{a_{0p}}$ $a_{0p} = \frac{a_0}{p}; c = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$	L_p 应圆整成整数并宜取偶数, 以避免使用过渡链节 (含过渡链节的奇数节链条, 其极限抗拉载荷为正常值的 80%) a_{0p} —以节数表示的中心距初定值; c —系数
11	链条长度	L	m	$L = \frac{L_p p}{1000}$	
12	理论中心距	a	mm	当 $z_1 \neq z_2$ 时 $a = p(2L_p - z_1 - z_2)K_s$ 当 $z_1 = z_2 = z$ 时 $a = \frac{p}{2}(L_p - z)$	L_p —圆整成整数后的链节数; K_s —系数, 见表 36.2-10 中心距不可调整的和没有张紧装置的链传动, 应注意 a 值的计算精确性。左列 a 的计算公式具有精确、简便的特点
13	实际中心距	a'	mm	$a' = a - \Delta a$ 通常, $\Delta a = (0.002 \sim 0.004)a$	理论中心距 a 的减小量 Δa 应保证链条松边有一个合适的安装垂度 f $f = (0.01 \sim 0.02)a$ 中心距可调整的链传动, Δa (即相应于 f) 可取较大值; 中心距不可调整的和没有张紧装置的链传动, 则应取较小值

超星浏览器提醒您：
使用本复制品，
请尊重相关知识产权！
续表 36.2-4

步骤	项目	符号	单位	计算公式、参数选定	注
14	链速	v	m/s	$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{z_2 n_2 p}{60 \times 1000}$	$v \leq 0.6$ m/s 低速传动 $v = 0.6 \sim 8$ m/s 中速传动 $v > 8$ m/s 高速传动
15	有效圆周力	F	N	$F = \frac{1000 P}{v}$	
16	作用于轴上的拉力	Q_F	N	水平传动和倾斜传动 $Q_F \approx (1.15 \sim 1.20) K_A F$ 接近垂直的传动 $Q_F \approx 1.05 K_A F$	
17	润滑方式				与节距 p 和链速 v 有关，见图 36.2-5

- 注：1. 可同时设计几个方案（包括较大节距的单排链和较小节距的多排链），择优选定。
2. 当设计升速传动时，角标 1 仍指小链轮，角标 2 仍指大链轮，按此从功率曲线图上选择链条节距。

表 36.2-5 工况系数 K_A

工 况		输入动力种类		
		电动机、汽轮机、 内燃机—液力传动	内燃机 (≥ 6 缸) —机械传动	内燃机 (< 6 缸) —机械传动
平稳 载荷	液体搅拌机，中小型离心式鼓风机，离心式压缩机，谷物机械，均匀负载输送机，发电机，均匀负载不反转的一般机械	1.0	1.1	1.3
中等 冲击	半液体搅拌机，三缸以上往复压缩机，大型或不均匀负载输送机，中型起重机和升降机，重载天轴传动，金属切削机床，食品机械，木工机械，印染纺织机械，大型风机，中等脉动载荷不反转的一般机械	1.4	1.5	1.7
严重 冲击	船用螺旋桨，制砖机，单双缸往复压缩机，挖掘机，往复式、振动式输送机，破碎机，重型起重机械，石油钻井机械，锻压机械，线材拉拔机械，冲床，严重冲击、有反转的机械	1.8	1.9	2.1

表 36.2-6 小链轮齿数系数 K_z

z_1	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
K_z	0.446	0.500	0.554	0.609	0.664	0.719	0.775	0.831	0.887	0.943	1.00	1.06	1.11	1.17	1.23	1.29	1.34
K'_z	0.326	0.382	0.441	0.502	0.566	0.633	0.701	0.773	0.846	0.922	1.00	1.08	1.16	1.25	1.33	1.42	1.51

- 注：当工作在图 36.2-3 或图 36.2-4 中高峰值的左侧时取 K_z ， $K_z = \left(\frac{z_1}{19}\right)^{1.08}$ 。
当工作在图 36.2-3 或图 36.2-4 中高峰值的右侧时取 K'_z ， $K'_z = \left(\frac{z_1}{19}\right)^{1.5}$ 。

表 36.2-7 多排链排数系数 K_m

排数 m	1	2	3	4	5	6
排数系数 K_m	1	1.7	2.5	3.3	4.0	4.6

注：当排数 m 大于 6 排时，排数系数 K_m 可近似按下式或向链条制造厂咨询确定： $K_m = m^{0.84}$ 。

表 36.2-8 A 系列滚子链和 B 系列滚子链的比较^[2]

参数	A 系列	B 系列
抗拉载荷	节距为 19.05~76.20 mm 的 8 种规格，A 系列的抗拉载荷大于 B 系列	节距为 12.70 mm 及 15.875 mm 两种规格，B 系列的抗拉载荷大于 A 系列
链长偏差/%	+0.13 0	+0.15 0
铰链副的支承面积	节距为 15.875 mm 及 19.05 mm 两种规格，A 系列的支承面积较 B 系列的大	B 系列的支承面积较内链节内宽相同的 A 系列大 20%
滚子直径	每种节距只有一种滚子尺寸	滚子直径比 A 系列大 10%~20%，每种节距有两种滚子宽度
链板厚度	内外链板厚度相等	内外链板厚度不必相等
节距规格	从 6.35~76.2 mm，共 13 种	从 8~203.2 mm，共 19 种
设计规格	基本参数与节距成线性函数关系	基本参数与节距无规律关系

表 36.2-9 链轮轮毂孔的最大许用直径 d_{Kmax} (mm)

齿数 z	节 距 p									
	9.525	12.70	15.875	19.05	25.40	31.75	38.10	44.45	50.80	63.50
	d_{Kmax}									
11	11	18	22	27	38	50	60	71	80	103
13	15	22	30	36	51	64	79	91	105	132
15	20	28	37	46	61	80	95	111	129	163
17	24	34	45	53	74	93	112	132	152	193
19	29	41	51	62	84	108	129	153	177	224
21	33	47	59	72	95	122	148	175	200	254
23	37	51	65	80	109	137	165	196	224	278
25	42	57	73	88	120	152	184	217	249	310

表 36.2-10 系数 K_s

$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_s	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_s	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_s	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_s
1.050	0.192 45	1.056	0.194 41	1.062	0.196 24	1.068	0.197 94
1.052	0.193 12	1.058	0.195 04	1.064	0.196 82	1.070	0.198 48
1.054	0.193 78	1.060	0.195 64	1.066	0.197 39	1.072	0.199 02

超星浏览器提醒您：
使用本产品时，请仔细阅读说明书，
或尊重相关知识产权！

续表 36.2-10

$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_a	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_a	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_a	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_a
1.074	0.199 54	1.140	0.212 45	1.206	0.220 51	1.272	0.226 06
1.076	0.200 05	1.142	0.212 75	1.208	0.220 71	1.274	0.226 21
1.078	0.200 55	1.144	0.213 04	1.210	0.220 90	1.276	0.226 35
1.080	0.201 04	1.146	0.213 33	1.212	0.221 10	1.278	0.226 48
1.082	0.201 52	1.148	0.213 61	1.214	0.221 29	1.280	0.226 62
1.084	0.201 99	1.150	0.213 90	1.216	0.221 48	1.282	0.226 76
1.086	0.202 46	1.152	0.214 17	1.218	0.221 67	1.284	0.226 89
1.088	0.202 91	1.154	0.214 45	1.220	0.221 85	1.286	0.227 03
1.090	0.203 36	1.156	0.214 72	1.222	0.222 04	1.288	0.227 16
1.092	0.203 80	1.158	0.214 99	1.224	0.222 22	1.290	0.227 29
1.094	0.204 23	1.160	0.215 25	1.226	0.222 40	1.292	0.227 42
1.096	0.204 65	1.162	0.215 51	1.228	0.222 57	1.294	0.227 55
1.098	0.205 07	1.164	0.215 77	1.230	0.222 75	1.296	0.227 68
1.100	0.205 48	1.166	0.216 02	1.232	0.222 93	1.298	0.227 80
1.102	0.205 88	1.168	0.216 27	1.234	0.223 10	1.300	0.227 93
1.104	0.206 28	1.170	0.216 52	1.236	0.223 27	1.305	0.228 24
1.106	0.206 67	1.172	0.216 77	1.238	0.223 44	1.310	0.228 54
1.108	0.207 05	1.174	0.217 01	1.240	0.223 60	1.315	0.228 83
1.110	0.207 43	1.176	0.217 25	1.242	0.223 77	1.320	0.229 12
1.112	0.207 80	1.178	0.217 48	1.244	0.223 93	1.325	0.229 41
1.114	0.208 17	1.180	0.217 72	1.246	0.224 10	1.330	0.229 68
1.116	0.208 52	1.182	0.217 95	1.248	0.224 26	1.335	0.229 95
1.118	0.208 88	1.184	0.218 17	1.250	0.224 42	1.340	0.230 22
1.120	0.209 23	1.186	0.218 40	1.252	0.224 57	1.345	0.230 48
1.122	0.209 57	1.188	0.218 62	1.254	0.224 73	1.350	0.230 73
1.124	0.209 91	1.190	0.218 84	1.256	0.224 88	1.355	0.230 98
1.126	0.210 24	1.192	0.219 06	1.258	0.225 04	1.360	0.231 23
1.128	0.210 57	1.194	0.219 27	1.260	0.225 19	1.365	0.231 46
1.130	0.210 90	1.196	0.219 48	1.262	0.225 34	1.370	0.231 70
1.132	0.211 22	1.198	0.219 69	1.264	0.225 48	1.375	0.231 93
1.134	0.211 53	1.200	0.219 90	1.266	0.225 63	1.380	0.232 15
1.136	0.211 84	1.202	0.220 11	1.268	0.225 78	1.385	0.232 38
1.138	0.212 15	1.204	0.220 31	1.270	0.225 92	1.390	0.232 59

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权

续表 36.2-10

$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_s	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_s	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_s	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	K_s
1.395	0.232 81	1.65	0.239 95	2.30	0.246 02	4.2	0.249 07
1.40	0.233 01	1.66	0.240 13	2.35	0.246 23	4.3	0.249 12
1.41	0.233 42	1.67	0.240 31	2.40	0.246 43	4.4	0.249 16
1.42	0.233 81	1.68	0.240 48	2.45	0.246 62	4.5	0.249 21
1.43	0.234 19	1.69	0.240 65	2.50	0.246 79	4.6	0.249 24
1.44	0.234 55	1.70	0.240 81	2.55	0.246 94	4.7	0.249 28
1.45	0.234 90	1.72	0.241 12	2.60	0.247 09	4.8	0.249 31
1.46	0.235 24	1.74	0.241 42	2.65	0.247 22	4.9	0.249 34
1.47	0.235 56	1.76	0.241 70	2.70	0.247 35	5.0	0.249 37
1.48	0.235 88	1.78	0.241 97	2.75	0.247 47	5.5	0.249 49
1.49	0.236 18	1.80	0.242 22	2.80	0.247 58	6.0	0.249 58
1.50	0.236 48	1.82	0.242 47	2.85	0.247 68	7	0.249 70
1.51	0.236 77	1.84	0.242 70	2.90	0.247 78	8	0.249 77
1.52	0.237 04	1.86	0.242 92	2.95	0.247 87	9	0.249 83
1.53	0.237 31	1.88	0.243 13	3.0	0.247 95	10	0.249 86
1.54	0.237 57	1.90	0.243 33	3.1	0.248 11	11	0.249 88
1.55	0.237 82	1.92	0.243 52	3.2	0.248 25	12	0.249 90
1.56	0.238 06	1.94	0.243 71	3.3	0.248 37	13	0.249 92
1.57	0.238 30	1.96	0.243 88	3.4	0.248 48	14	0.249 93
1.58	0.238 53	1.98	0.244 05	3.5	0.248 58	15	0.249 94
1.59	0.238 75	2.00	0.244 21	3.6	0.248 67	20	0.249 97
1.60	0.238 96	2.05	0.244 59	3.7	0.248 76	25	0.249 98
1.61	0.239 17	2.10	0.244 93	3.8	0.248 83	30	0.249 99
1.62	0.239 38	2.15	0.245 24	3.9	0.248 90	>30	0.25
1.63	0.239 57	2.20	0.245 52	4.0	0.248 96		
1.64	0.239 76	2.25	0.245 78	4.1	0.249 02		

注： $K_s = \frac{1}{2\pi \cos \theta \left(2 \frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1} - 1 \right)}$ ； $\text{inv} \theta = \pi \left(\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1} - 1 \right)$

链条的静强度计算式为

$$n = \frac{Q}{K_A F + F_c + F_t} \geq n_p \quad (36.2-4)$$

式中 n ——静强度安全系数；

Q ——链条抗拉载荷 (N)，见表 36.2-3；

K_A ——工况系数，见表 36.2-5；

F ——有效拉力 (即有效圆周力) (N)，
见表 36.2-4；

F_c ——离心力引起的拉力 (N)，

$$F_c = qv^2；$$

q ——链条每米质量 (kg/m)，见表 36.2-11；

表 36.2-11 滚子链每米质量 q

节距/mm	8.00	9.525	12.7	15.87	19.05	25.4	31.75	38.10	44.45	50.80	63.50	76.20
单排每米质量 $q/(kg \cdot m^{-1})$	0.18	0.40	0.65	1.00	1.50	2.60	3.80	5.06	7.50	10.10	16.10	22.60

v ——链速 (m/s), 当 $v < 4$ m/s 时, F_c 可忽略不计;
 F_t ——悬垂拉力, 见图 36.2-6, 在 F_t' 和 F_t'' 中选用大者;

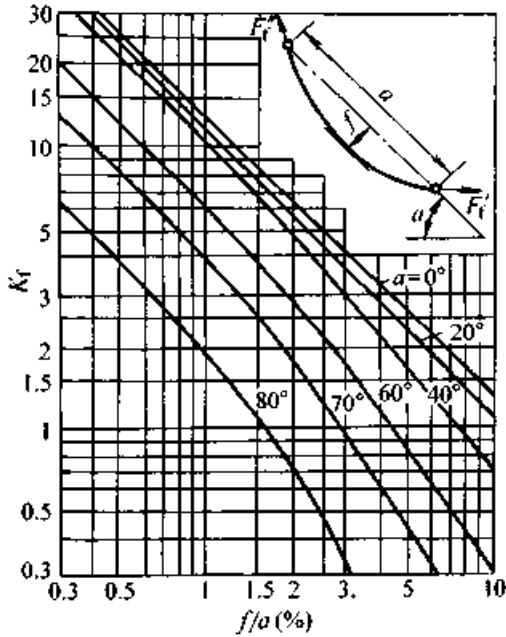


图 36.2-6 悬垂拉力的确定

$$F_t' = K_t(qa \times 10^{-2}), F_t'' = (K_t + \sin\alpha)qa \times 10^{-2}$$

式中 α 的单位为 mm, q 的单位为 kg/m,
 F_t', F_t'' 的单位为 N

n_p ——许用安全系数, 一般为 4~8; 如果按最大尖峰载荷 F_{max} 来代替 $K_A \cdot F$ 进行计算, 则可为 3~6; 对于速度较低、从动系统惯性较小、不太重要的传动或作用力的确定比较准确时, n_p 可取较小值。

2.2.5 使用寿命计算

当链传动的传递功率要求超过额定功率、链条的使用寿命要求小于 15 000 h 或者磨损伸长率 $\frac{\Delta p}{p}$ 要求明显小于 3% 时, 就需要进行链条的使用寿命计算。本节列出了链条的疲劳寿命近似算法, 本章 2.2.6 节列出了链条的磨损寿命算法。

设 P_0' 为由式 (36.2-1) 得到的功率值, P_0'' 为由式 (36.2-2) 得到的功率值, P 为要求传递

的功率, 则在不发生胶合的前提下对已知链传动进行疲劳寿命计算为

若 $\frac{K_A P}{K_m} \geq P_0'$

$$T = \frac{10^7}{z_1 n_1} \left(\frac{K_m P_0'}{K_A P} \right)^{3.71} \frac{L_p}{100} \quad (36.2-5)$$

若 $P_0' \leq \frac{K_A P}{K_m} < P_0''$

$$T = 15\,000 \left(\frac{K_m P_0''}{K_A P} \right)^2 \frac{L_p}{100} \quad (36.2-6)$$

式中 T ——使用寿命 (h);

z_1 ——小链轮齿数;

n_1 ——小链轮转速 (r/min);

K_m ——多排链排数系数, 见表 36.2-7;

K_A ——工况系数, 见表 36.2-5;

L_p ——链长, 以节数表示。

2.2.6 耐磨损工作能力计算

当工作条件要求链条的磨损伸长率 $\frac{\Delta p}{p}$ 明显小于 3% 或者润滑条件不能符合规定要求方式 (见图 36.2-5) 而有所恶化时, 可按下式进行滚子链的磨损计算。链条的磨损使用寿命与润滑条件、许用的磨损伸长率, 以及铰链承压面上产生的滑动摩擦功等因素有关。

$$T = 91\,500 \left(\frac{c_1 c_2 c_3}{p_r} \right)^3 \frac{L_p}{v}$$

$$\frac{z_1 i}{i+1} \left(\frac{\Delta p}{p} \right)_p \frac{p}{3.2 d_2} \quad (36.2-7)$$

式中 T ——使用寿命 (h);

L_p ——链长, 以节数表示;

v ——链速 (m/s);

z_1 ——小链轮齿数;

i ——传动比;

$\left(\frac{\Delta p}{p} \right)_p$ ——许用磨损伸长率, 按具体工作条件确定;

c_1 ——磨损系数, 见图 36.2-7;

c_2 ——节距系数, 见表 36.2-12;

c_3 ——齿数-速度系数, 见图 36.2-8;

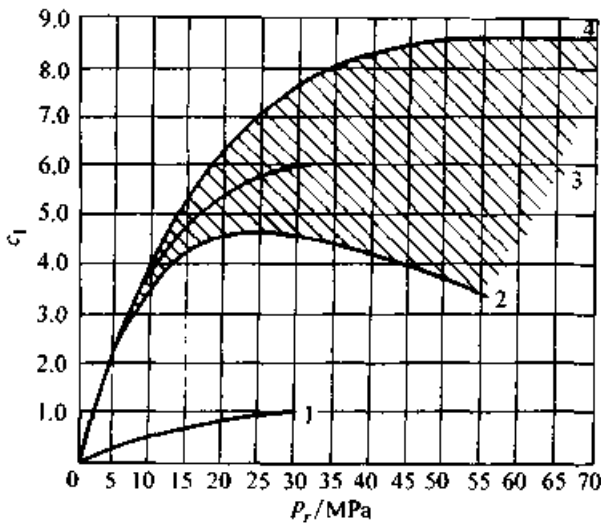


图 36.2-7 磨损系数 c_1

1—干运转，工作温度 $< 140^\circ\text{C}$ ，链速 $v < 7 \text{ m/s}$ （干运转使磨损寿命大大下降，应尽可能使润滑条件位于图中的阴影区）
 2—润滑不充分，工作温度 $< 70^\circ\text{C}$ ， $v < 7 \text{ m/s}$
 3—规定采用的润滑方法（见图 36.2-5）
 4—良好的润滑条件，工作温度 $< 70^\circ\text{C}$

p_r —— 铰链压强 (MPa);
 铰链压强 p_r 按下式计算

$$p_r = \frac{K_A F + F_c + F_t}{A} \quad (36.2-8)$$

式中 K_A —— 工况系数，见表 36.2-5;
 F —— 有效拉力（即有效圆周力），见表 36.2-4;
 F_c —— 离心力引起的拉力，见本章 2.2.4 节;
 F_t —— 悬垂拉力，见图 36.2-6;
 A —— 铰链承压面积， A 值等于滚子链销轴直径 d_2 与套筒长度 b_2 （即内链节外宽）的乘积 (mm^2)。
 d_2 和 b_2 值见表 36.2-3。

当使用寿命 T 已定时，可由式 (36.2-7) 确定许用压强 p_{rp} ，用式 (36.2-8) 进行铰链的压强验算：

$$p_r \leq p_{rp} \quad (36.2-9)$$

表 36.2-12 节距系数 c_2

节距 p / mm	9.525	12.7	15.875	19.05	25.4	31.75	38.1	44.45	50.8	63.5
系数 c_2	1.48	1.44	1.39	1.34	1.27	1.23	1.19	1.15	1.11	1.03

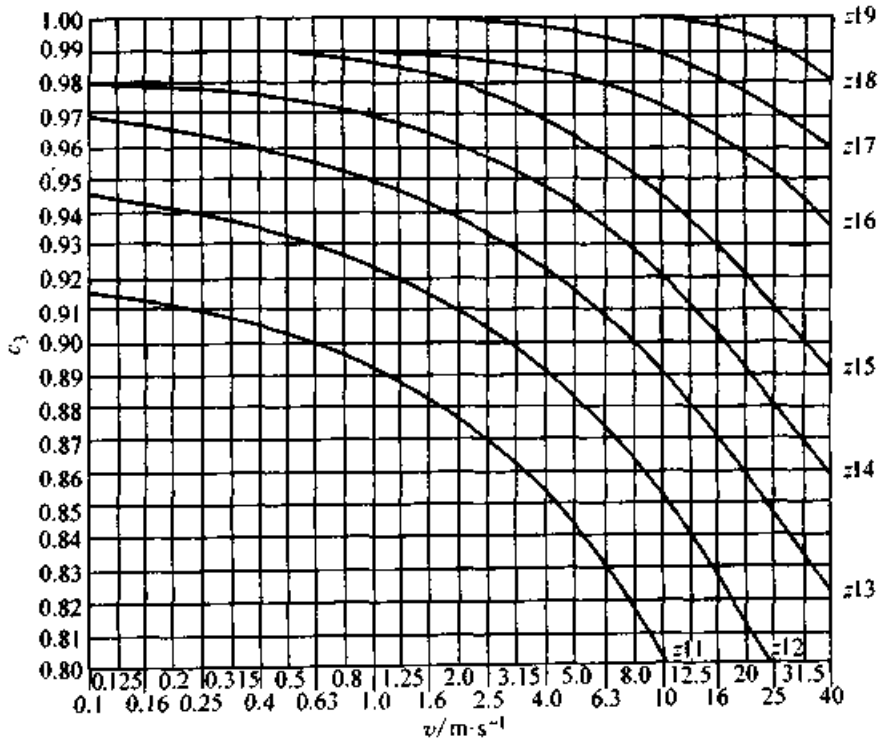


图 36.2-8 齿数-速度系数 c_3

2.3 链轮

2.3.1 基本参数和主要尺寸 (见表 36.2-13)

2.3.2 齿槽形状

滚子链与链轮的啮合属非共轭啮合, 其链轮齿形的设计可以有较大的灵活性。GB/T 1243—1997 中没有规定具体的链轮齿形, 仅规定了最大齿槽形状和最小齿槽形状及其极限参数, 见表 36.2-14。凡在两个极限齿槽形状之间的各种标准齿形均可采用。试验和使用表明, 齿槽形状在一定范围内变动, 在一般工况下对链传动的性能不会有很大影响。这样安排不仅为不同使用要

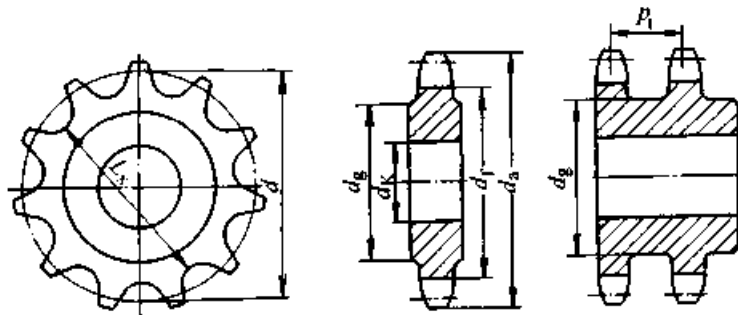
求时选择齿形参数留有较大的余地, 也为研究发展更为理想的新齿形创造了条件, 各种标准齿形的链轮之间也可以进行互换。

本手册推荐一种三圆弧一直线齿形 (或称凹齿形), 这种齿形与滚子啮合时的接触应力小, 且作用角随齿数增大而增大, 所以啮合性能好, 其几何计算见表 36.2-15。这种齿形的缺点之一是其切齿滚刀的制造比较麻烦。链轮也可选用渐开线齿形。切齿加工可用 GB/T 1243—1997 附录 B 规定的刀具进行。

2.3.3 轴向齿廓

轴向齿廓见表 36.2-16。

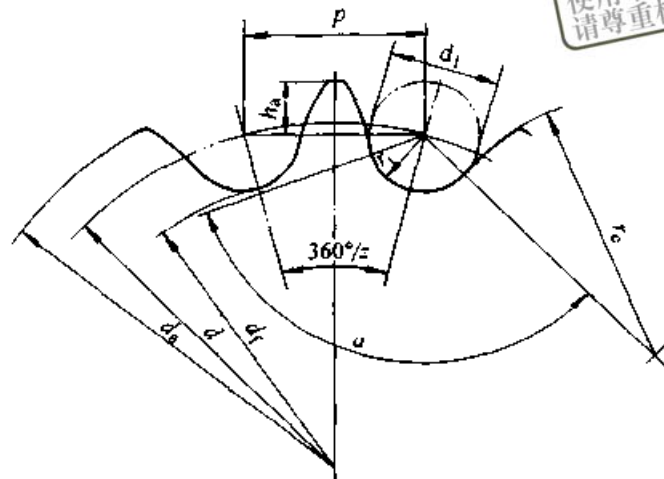
表 36.2-13 滚子链链轮的基本参数和主要尺寸 (摘自 GB/T 1243—1997) (mm)



名称		符号	计算公式	备注
基本参数	链轮齿数	z		根据设计决定, 见表 36.2-4
	配用链条的	节距	p	见表 36.2-3
		滚子外径	d_1	
	排距	p_1		
主要尺寸	分度圆直径		$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$	
	齿顶圆直径		$d_{a\max} = d + 1.25p - d_1$ $d_{a\min} = d + \left(1 + \frac{1.6}{z}\right)p - d_1$	可在 $d_{a\max}$ 与 $d_{a\min}$ 范围内选取, 但当选用 $d_{a\max}$ 时, 应注意用展成法加工时有可能发生顶切
	齿根圆直径		$d_f = d - d_1$	
	节距多边形以上的齿高		$h_{a\max} = \left(0.625 + \frac{0.8}{z}\right)p - 0.5d_1$ $h_{a\min} = 0.5(p - d_1)$	h_x 见表 36.2-14 图 h_x 是为简化放大齿形图的绘制而引入的辅助尺寸, $h_{a\max}$ 相应于 $d_{a\max}$, $h_{a\min}$ 相应于 $d_{a\min}$
	最大齿根距离		奇数齿 $L_x = d \cos \frac{90^\circ}{z} - d_1$ 偶数齿 $L_x = d_f = d - d_1$	
	轴凸缘直径		$d_g < p \cot \frac{180^\circ}{z} - 1.04h_2 - 0.76$	h_2 —内链板高度, 见表 36.2-3

注: d_a 、 d_g 计算值舍小数取整数, 其他尺寸精确到 0.01 mm。

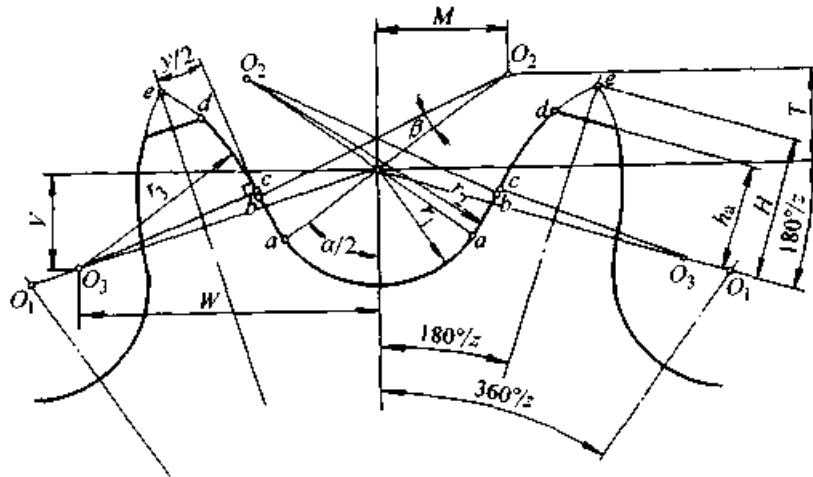
表 36.2-14 最大和最小齿槽形状 (摘自 GB/T 1243—1997) (mm)



提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

名称	符号	计算公式	
		最大齿槽形状	最小齿槽形状
齿侧圆弧半径	r_e	$r_{e\min} = 0.008 d_1 (z^2 + 180)$	$r_{e\max} = 0.12 d_1 (z + 2)$
滚子定位圆弧半径	r_i	$r_{i\max} = 0.505 d_1 + 0.069 \sqrt[3]{d_1}$	$r_{i\min} = 0.505 d_1$
滚子定位角	$\alpha(^{\circ})$	$\alpha_{\min} = 120^{\circ} - \frac{90^{\circ}}{z}$	$\alpha_{\max} = 140^{\circ} - \frac{90^{\circ}}{z}$

表 36.2-15 三圆弧一直线齿槽形状 (mm)



名称	符号	计算公式
滚子定位圆弧半径	r_1	$r_1 = 0.5025 d_1 + 0.05$
滚子定位半角	$\frac{\alpha}{2}$	$\frac{\alpha}{2} = 55^{\circ} - \frac{60^{\circ}}{z}$
工作段圆弧中心 O_2 的坐标	M	$M = 0.8 d_1 \sin \frac{\alpha}{2}$
	T	$T = 0.8 d_1 \cos \frac{\alpha}{2}$
工作段圆弧半径	r_2	$r_2 = 1.3025 d_1 + 0.05$

超星浏览器提醒您：
 请勿复制或
 传播相关内容

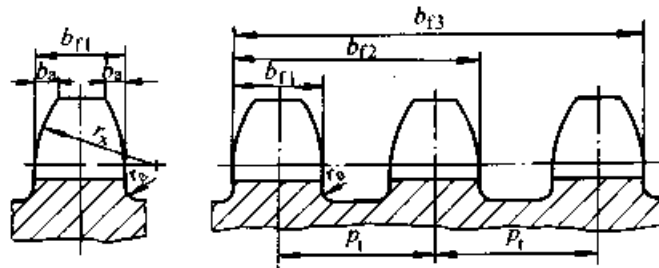
续表 36.2-15

名称	符号	计算公式
工作段圆弧中心角 (°)	β	$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}$
齿顶圆弧中心 O_3 的坐标	W	$W = 1.3d_1 \cos \frac{180^\circ}{z}$
	V	$V = 1.3d_1 \sin \frac{180^\circ}{z}$
节距多边形以上的齿高	h_a	$h_a = 0.27p$
齿形半角	$\frac{\gamma}{2}$	$\frac{\gamma}{2} = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z}$
齿顶圆弧半径	r_3	$r_3 = d_1 \left(1.3 \cos \frac{\gamma}{2} + 0.8 \cos \beta - 1.3025 \right) - 0.05$
齿顶圆直径	d_a	$d_a = p(0.54 + \cot(180/z))$
工作段直线部分长度	bc	$bc = d_1 \left(1.3 \sin \frac{\gamma}{2} - 0.8 \sin \beta \right)$
e 点至齿沟圆弧中心连线的距离	H	$H = \sqrt{r_3^2 - \left(1.3d_1 - \frac{p_0}{2} \right)^2}$, $p_0 = p \left(1 + \frac{2r_t - d_1}{d} \right)$

注：滚子定位圆弧半径 r_t 允许比表中公式计算的大 $0.0015d_1 + 0.06 \text{ mm}$

表 36.2-16 轴向齿廓及尺寸 (摘自 GB/T 1243—1997)

(mm)



名称	符号	计算公式		备注
		$p \leq 12.7$	$p > 12.7$	
齿宽 单排 双排、三排	b_{fl}	$0.93b_1$ $0.91b_1$	$0.95b_1$ $0.93b_1$	$p > 12.7$ 时, 经制造厂同意, 亦可使用 $p \leq 12.7$ 时的齿宽。 b_1 —内链节内宽, 见表 36.2-3
齿侧倒角	b_s	$b_{s公称} = 0.06p$		适用于 081、083、084、085 规格链条
		$b_{s公称} = 0.13p$		适用于其余 A 或 B 系列链条
齿侧半径	r_s	$r_{s公称} = p$		
齿全宽	b_{fm}	$b_{fm} = (m - 1)p_1 + b_{fl}$		

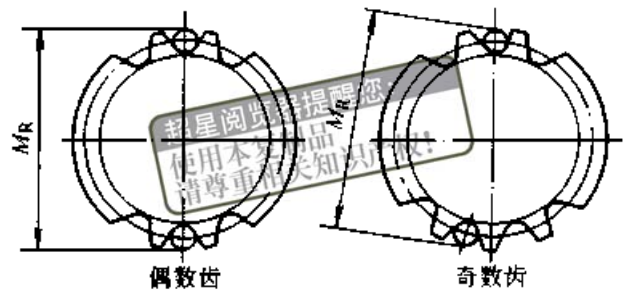
2.3.4 公差

对一般用途的滚子链链轮，其轮齿经机械加工后，齿表面粗糙度 R_a 为 $6.3 \mu\text{m}$ 。其余尺寸偏差见表 36.2-17~36.2-19。

表 36.2-17 链轮齿根圆与量柱测量距公差 (摘自 GB/T 1243—1997) (mm)

项目	尺寸段	上偏差	下偏差	备注
齿根圆直径极限偏差	$d_f \leq 127$	0	0.25	为使链条能在链轮上实现盘啮，链轮齿根圆直径极限偏差规定为负值。它可以用量柱法间接测量，量柱测量距 M_R 的具体数值见表 36.2-18
	$127 < d_f \leq 250$	0	0.30	
量柱测量距极限偏差	$d_f > 250$	0	h_{11}	

表 36.2-18 滚子链链轮的量柱测量距 M_R (摘自 GB/T 1243—1997) (mm)



项目	符号	计算公式
量柱测量距	偶数齿	$M_R = d + d_{Rmin}$
	奇数齿	$M_R = d \cos \frac{90^\circ}{z} + d_{Rmin}$

注：量柱直径 $d_R =$ 滚子外径 d_1 。量柱的技术要求为：极限偏差 $^{+0.01}_0$ 。

表 36.2-19 链轮径向与端面圆跳动 (摘自 GB/T 1243—1997)

项目	项目定义	偏差范围
径向圆跳动	链轮孔和根圆直径之间的径向跳动量	应小于 $(0.0008d_f + 0.08)$ mm 或 0.15 mm，最大不超过 0.76 mm
端面圆跳动	轴孔到链轮齿侧平直部分的端面跳动量	应小于 $(0.0009d_f + 0.08)$ mm 最大不超过 1.14 mm

2.3.5 材料及热处理 (见表 36.2-20)

2.3.6 结构 (见表 36.2-21)

表 36.2-20 链轮材料及热处理

材料	热处理	齿面硬度	应用范围
15、20	渗碳、淬火、回火	50~60HRC	$z \leq 25$ 有冲击载荷的链轮
35	正火	160~200HBS	$z > 25$ 的主、从动链轮
45、50 45Mn、ZG310-570	淬火、回火	40~50HRC	无剧烈冲击振动和要求耐磨损的主、从动链轮
15Cr、20Cr	渗碳、淬火、回火	55~60HRC	$z < 30$ 传递较大功率的重要链轮
40Cr、35SiMn、35CrMo	淬火、回火	40~50HRC	要求强度较高和耐磨损的重要链轮
Q235-A、Q275	焊接后退火	$\approx 140\text{HBS}$	中低速、功率不大的较大链轮
不低于 HT200 的灰铸铁	淬火、回火	260~280HBS	$z > 50$ 的从动链轮以及外形复杂或强度要求一般的链轮
夹布胶木			$P < 6 \text{ kW}$ ，速度较高，要求传动平稳、噪声小的链轮

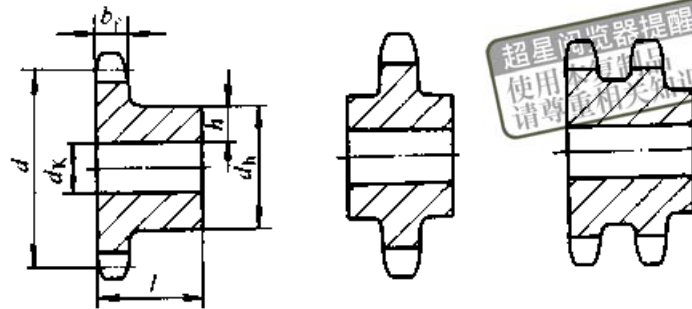
中等尺寸的链轮除表 36.2-21~36.2-23 所列的整体式结构外，也可做成板式齿圈的焊接结

构或装配结构，见图 36.2-9。

大型链轮除按表 36.2-22 和表 36.2-23 规定

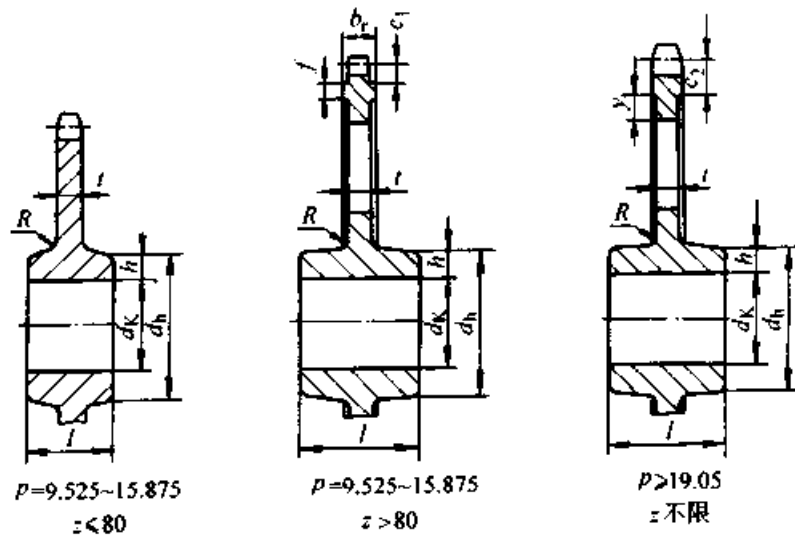
外,也可采用辐板式铸造结构,轮辐剖面可用椭圆形或十字形,可参考铸造齿轮结构。

表 36.2-21 整体式钢制小链轮主要结构尺寸 (mm)



名称	符号	结构尺寸 (参考)												
轮毂厚度	h	$h = K + \frac{d_k}{6} + 0.01d$ <table border="1"> <tr> <td>常数 K:</td> <td>d</td> <td>< 50</td> <td>50~100</td> <td>100~150</td> <td>> 150</td> </tr> <tr> <td></td> <td>K</td> <td>3.2</td> <td>4.8</td> <td>6.4</td> <td>9.5</td> </tr> </table>	常数 K :	d	< 50	50~100	100~150	> 150		K	3.2	4.8	6.4	9.5
常数 K :	d	< 50	50~100	100~150	> 150									
	K	3.2	4.8	6.4	9.5									
轮毂长度	l	$l = 3.3h$ $l_{\min} = 2.6h$												
轮毂直径	d_h	$d_h = d_k + 2h$ $d_{h\max} < d_g, d_g \text{ 见表 36.2-13}$												
齿宽	b_f	见表 36.2-16												

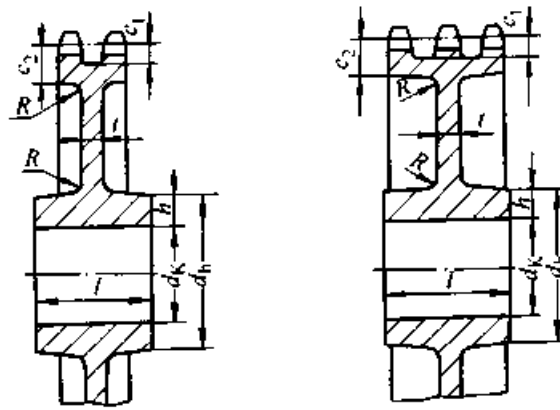
表 36.2-22 腹板式、单排铸造链轮主要结构尺寸 (mm)



名称	符号	结构尺寸 (参考)
轮毂厚度	h	$h = 9.5 + \frac{d_k}{6} + 0.01d$
轮毂长度	l	$l = 4h$
轮毂直径	d_h	$d_h = d_k + 2h, d_{h\max} < d_g, d_g \text{ 见表 36.2-13}$

名称	符号	结构尺寸(参考)	
齿侧凸缘宽度	b_s	$b_s = 0.625p + 0.93b_1$, b_1 —内链节内宽, 见表 36.2-3	
轮缘部分尺寸	c_1	$c_1 = 0.5p$	
	c_2	$c_2 = 0.9p$	
	f	$f = 4 + 0.25p$	
	g	$g = 2t$	
圆角半径	R	$R = 0.04p$	
腹板厚度	t	p	9.525 15.875 25.4 31.75 44.45 50.8 63.5 76.2
		t	7.9 10.3 12.7 15.9 19.1 22.2 28.6

表 36.2-23 腹板式多排铸造链轮主要结构尺寸 (mm)



名称	符号	结构尺寸(参考)	
圆角半径	R	$R = 0.5t$	
轮毂长度	l	$l = 4h$	
腹板厚度	t	p	9.525 15.875 25.4 38.1 50.8 76.2
		t	7.9 10.3 12.7 15.9 22.2 31.8
其余结构尺寸		同表 36.2-22	

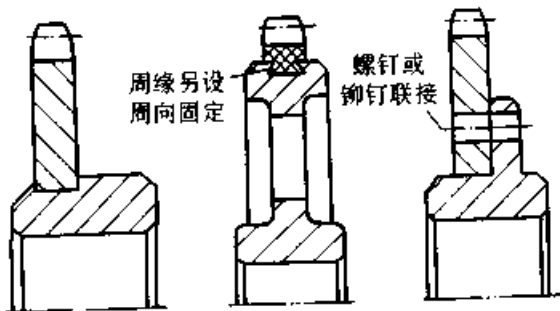


图 36.2-9 链轮结构

2.4 设计计算示例

设计一带式输送机驱动装置低速级用的滚子链传动。已知小链轮轴功率 $P = 4.3 \text{ kW}$, 小链轮转速 $n_1 = 265 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 2.5$, 工作载荷平稳, 小链轮悬臂装于轴上, 轴直径为 50 mm , 链传动中心距可调, 两轮中心连线与水平面夹角近于 30° , 传动简图见图 36.2-10。

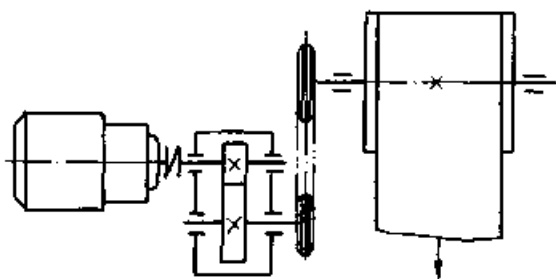


图 36.2-10 传动简图

解:

(1) 链轮齿数

小链轮齿数

$$z_1 = 29 - 2i = 29 - 2 \times 2.5 = 24 \quad \text{取 } 25$$

大链轮齿数

$$z_2 = iz_1 = 2.5 \times 25 = 62.5 \quad \text{取 } 62$$

(2) 实际传动比 i

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{62}{25} = 2.48$$

(3) 链轮转速

小链轮转速 $n_1 = 265 \text{ r/min}$

大链轮转速

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{265}{2.48} \text{ r/min} = 107 \text{ r/min}$$

(4) 设计功率 P_d

$$P_d = \frac{K_A P}{K_z K_m} = \frac{1 \times 4.3}{1.34 \times 1.0} \text{ kW} \\ = 3.2 \text{ kW}$$

式中, $K_A = 1$ (见表 36.2-5); $K_z = 1.34$ (见表 36.2-6); $K_m = 1$ (见表 36.2-7)。

(5) 链条节距 p

由设计功率 $P_d = 3.2 \text{ kW}$ 和小链轮转速 $n_1 = 265 \text{ r/min}$ 在图 36.2-3 上选得节距 p 为 12A 即 19.05 mm。

(6) 检验小链轮孔径

由表 36.2-9 可知, $d_{K_{\max}} = 88 \text{ mm} > 50 \text{ mm}$, 可以

(7) 初定中心距 a_{0p}

因结构上未限定, 暂取 $a_{0p} \approx 35p$

(8) 链长节数 L_p

$$L_p = 2a_{0p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{c}{a_{0p}} \\ = 2 \times 35 + \frac{25 + 62}{2} + \frac{34.68}{35}$$

$$= 114.49$$

取 114 节

式中 $c = \frac{(62 - 25)^2}{4 \times 19.05} = 34.68$

(9) 链条长度 L

$$L = \frac{L_p p}{1000} = \frac{114 \times 19.05}{1000} \text{ m} \\ \approx 2.17 \text{ m}$$

(10) 理论中心距 a

$$a = p(2L_p - z_2 - z_1)K_a \\ = 19.05(2 \times 114 - 62 - 25) \\ \times 0.24645 \text{ mm} \\ = 661.98 \text{ mm}$$

式中 $K_a = 0.24645$ (见表 36.2-10 插值法)

(11) 实际中心距 a'

$$a' = a - \Delta a \\ = 661.98 \text{ mm} - 0.004 \times 661.98 \text{ mm} \\ = 659.3 \text{ mm}$$

(12) 链速 v

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} \\ = \frac{25 \times 265 \times 19.05}{60 \times 1000} \text{ m/s} \\ = 2.1 \text{ m/s}$$

(13) 有效圆周力 F

$$F = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 4.3}{2.1} \text{ N} \\ = 2047.6 \text{ N}$$

(14) 作用于轴上的拉力 Q_F

$$Q_F \approx 1.20K_A F \\ = 1.2 \times 1 \times 2047.6 \text{ N} \\ = 2457 \text{ N}$$

(15) 确定链轮几何尺寸

计算链轮几何尺寸并绘制链轮工作图, 其中小链轮工作图如图 36.2-11 所示。

(16) 润滑方式的选定

根据滚子链节距 $p = 19.05 \text{ mm}$ 和链条速度 $v = 2.1 \text{ m/s}$, 由图 36.2-5 选用润滑方式 II 即滴油润滑。如选用润滑方式 III 则更为有利。

(17) 链条标记

根据设计计算结果, 采用单排 12A 滚子链, 节距为 19.05 mm, 节数为 114 节, 其标记为 12A-1-114 GB/T 1243-1997

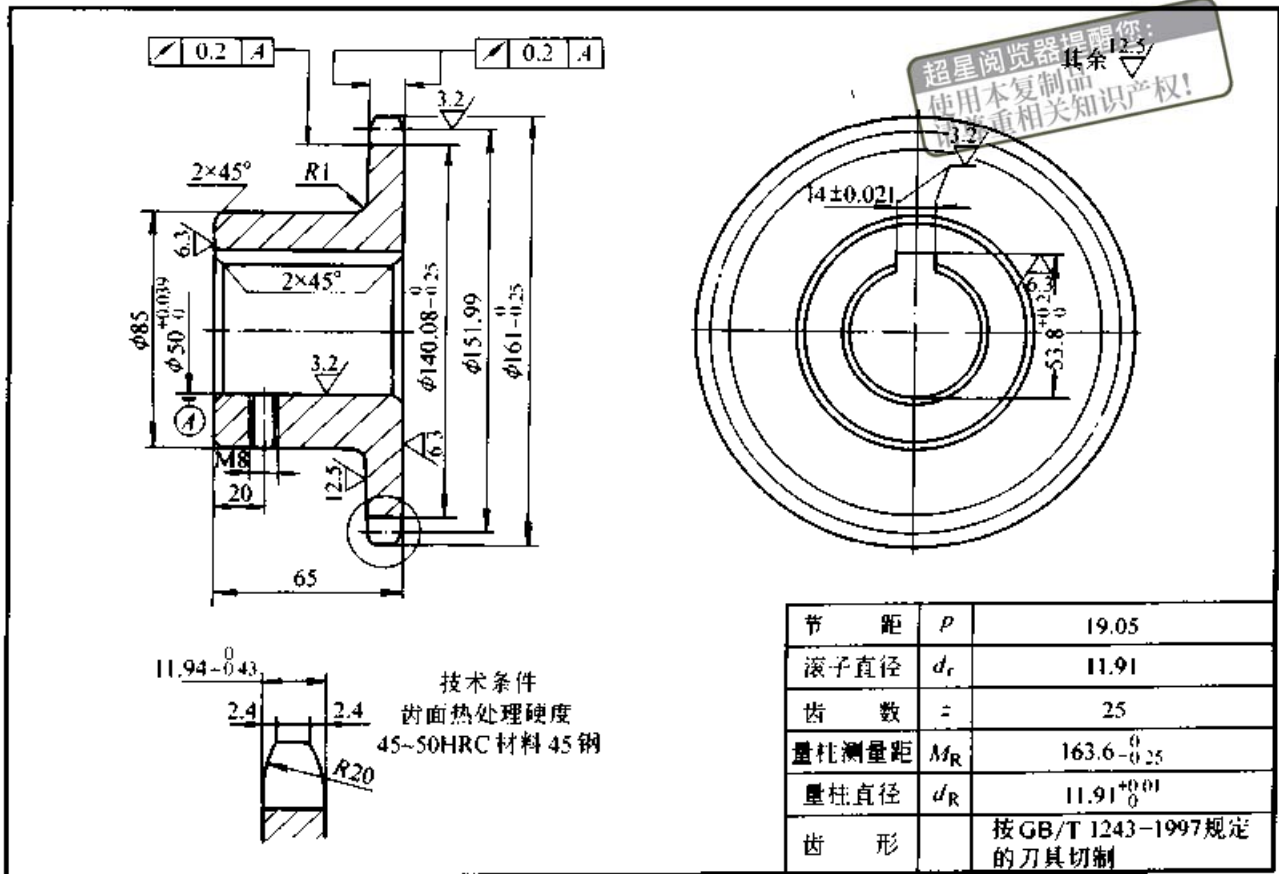


图 36.2-11 小链轮工作图示例

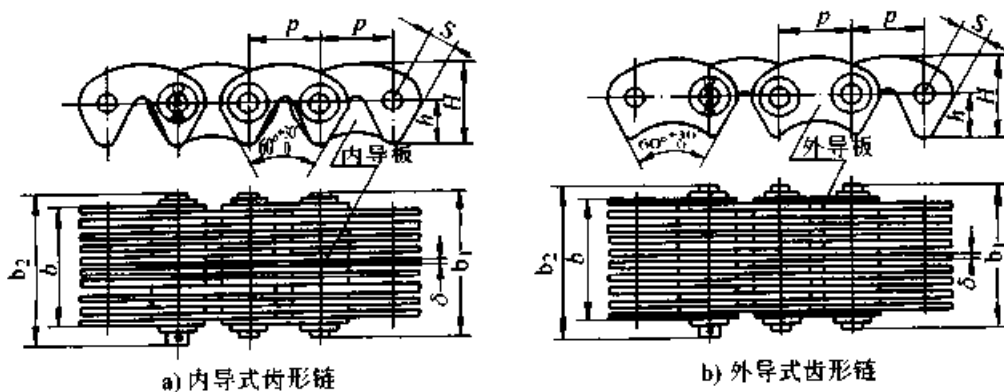
3 齿形链传动

齿形链的应用在我国已有多年的历史。原有齿形链有外啮合与内啮合两种方式与多种结构,形式多样且比较复杂。1989 年新的国家标准 GB/T 10855—1989 对此做了统一规定。此标准较多地吸收了美国同类标准的特点,其相关尺寸的规定遵循最大自由度原则,即在保证互换性及使用性能的前提下,尽量放宽对尺寸参数与制造

工艺的限制。其中规定齿形链为外啮合方式(也称外接触啮合方式)、齿楔角为 60° , 铰链型式可以为圆销式、衬瓦式、双滚销式等。不同铰链型式齿形链的链节或零件之间不能互换,但对同一链轮的啮合能够保证互换,这是设计人员应当注意的。齿形链目前尚无统一的国际标准。

3.1 基本参数与尺寸 (见表 36.2-24)

表 36.2-24 齿形链的基本参数和尺寸 (摘自 GB/T 10855—1989) (mm)



续表 36.2-24

链号	节距 p	链宽 b mm	s^2	H mm	h	δ	b_1 max	b_2 max	导向 形式	片数 n	抗拉载荷 Q_{min} / kN	每米重量 q / $kg \cdot m^{-1}$
CL06	9.525	13.5	3.57	10.1	5.3	1.5	18.5	20	外	9	10.00	0.60
		16.5					21.5	23	外	11	12.50	0.73
		19.5					24.5	26	外	13	15.00	0.85
		22.5					27.5	29	外	15	17.50	1.00
		28.5					33.5	35	内	19	22.50	1.26
		34.5					39.5	41	内	23	27.50	1.53
		40.5					45.5	47	内	27	32.50	1.79
		46.5					51.5	53	内	31	37.50	2.06
52.5	57.5	59	内	35	42.50	2.33						
CL08	12.70	19.5	4.76	13.4	7.0	1.5	24.5	26	外	13	23.40	1.15
		22.5					27.5	29	外	15	27.40	1.33
		25.5					30.5	32	外	17	31.30	1.50
		28.5					33.5	35	内	19	35.20	1.68
		34.5					39.5	41	内	23	43.00	2.04
		40.5					45.5	47	内	27	50.80	2.39
		46.5					51.5	53	内	31	58.60	2.74
		52.5					57.5	59	内	35	66.40	3.10
		58.5					63.5	65	内	39	74.30	3.45
		64.5					69.5	71	内	43	82.10	3.81
70.5	75.5	77	内	47	89.90	4.16						
CL10	15.875	30	5.95	16.7	8.7	2.0	37	39	内	15	45.60	2.21
		38					45	47	内	19	58.60	2.80
		46					53	55	内	23	71.70	3.39
		54					61	63	内	27	84.70	3.99
		62					69	71	内	31	97.70	4.58
		70					77	79	内	35	111.00	5.17
		78					85	87	内	39	124.00	5.76
CL12	19.05	38	7.14	20.1	10.5	2.0	45	47	内	19	70.40	3.37
		46					53	55	内	23	86.00	4.08
		54					61	63	内	27	102.00	4.78
		62					69	71	内	31	117.00	5.50
		70					77	79	内	35	133.00	6.20
CL12	19.05	78	7.14	20.1	10.5	2.0	85	87	内	39	149.00	6.91
		86					93	95	内	43	164.00	7.62
		94					101	103	内	47	180.00	8.33

续表 36.2-24

链号	节距 p	链宽 b mm	s ^①	H mm	h	δ	b_1 max	b_2 max	导向 形式	片数 n	抗拉载荷 $Q_{min}/$ kN	每米重量 $q/$ $kg \cdot m^{-1}$
CL16	25.40	45	9.52	26.7	14.0	3.0	53	56	内	15	111.00	5.31
		51					59	内	17	125.00	6.02	
		57					65	内	19	141.00	6.73	
		69					77	内	23	172.00	8.15	
		81					89	内	27	203.00	9.57	
		93					101	内	31	235.00	10.98	
		105					113	内	35	266.00	12.41	
CL20	31.75	57	11.91	33.4	17.5	3.0	67	70	内	19	165.00	8.42
		69					79	内	23	201.00	10.19	
		81					91	内	27	237.00	11.96	
		93					103	内	31	273.00	13.73	
		105					115	内	35	310.00	15.50	
		117					127	内	39	346.00	17.27	
CL24	38.10	69	14.29	40.1	21.0	3.0	81	84	内	23	241.00	12.22
		81					93	内	27	285.00	14.35	
		93					105	内	31	328.00	16.48	
		105					117	内	35	371.00	18.61	
		117					129	内	39	415.00	20.73	
		129					141	内	43	458.00	22.86	
		141				153	156	内	47	502.00	24.99	

注：标记示例：节距 $p = 12.7$ mm，链宽 $b = 22.5$ mm，导向形式为外导，60个链节的齿形链标记为：
CL08-22.5w-60 GB/T 10855-1989

节距 $p = 31.75$ ，链宽为 81 mm，导向形式为内导，72个链节的齿形链标记为：
CL20-81N-72 GB/T 10855-1989

① s 的公差为 h10。

3.2 设计计算

链轮的转速（或传动比）、原动机种类、载荷性质以及传动用途，则齿形链传动的一般设计计算方法见表 36.2-25。

若已知设计条件为：传动功率、小链轮和大链轮转速，则齿形链传动的一般设计计算方法见表 36.2-25。

表 36.2-25 齿形链传动的设计计算

步骤	项目	符号	单位	计算公式、参数选定	备注
1	小链轮齿数	z_1		$z_1 \geq z_{min}$, $z_{min} = 15$ (理论值为 12) 推荐： $z_1 \approx 38 - 3i$ 通常 $z_1 \geq 21$ ，并取奇数齿	齿形链一般用于速度较高的传动，如传动空间尺寸允许， z_1 宜取较大值
2	传动比	i		$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ 通常 $i \leq 7$ ，推荐 $i = 2 \sim 3.5$ ， $i_{max} = 10$	n_1, n_2 —小、大链轮转速 (r/min)
3	大链轮齿数	z_2		$z_2 = iz_1$ 通常 $z_2 \leq 100$ ， $z_{max} = 150$	

续表 36.2-25

步骤	项目	符号	单位	计算公式、参数选定	备注							
4	链条节距选用	p	mm	可参照小链轮转速 n_1 选定：					齿形链节距的选用应综合考虑传动功率、小链轮转速和传动空间尺寸的限制等因素			
				$n_1 / r \cdot \text{min}^{-1}$	2 000 ~ 5 000	1 500 ~ 3 000	1 200 ~ 2 500	1 000 ~ 2 000		800 ~ 1 500	600 ~ 1 200	500 ~ 900
				p	9.525	12.7	15.875	19.05		25.4	31.75	38.1
5	设计功率	P_d	kW	$P_d = \frac{K_A P}{K_z}$	K_A —工况系数, 见表 36.2-5; K_z —小链轮齿数系数, 见表 36.2-26; P —传动功率 (kW)							
6	链宽每 1 mm 所能传递的额定功率	P_0	kW/mm	根据链条节距 p 和小链轮转速 n_1 由图 36.2-12 查得 P_0	图 36.2-12 是建立在铰链许用压强的基础上的。推荐的润滑方式见图 36.2-5							
7	链宽	b	mm	$b \geq \frac{P_d}{P_0} = \frac{K_A P}{K_z P_0}$	链宽 b 应按表 36.2-24 选取标准值。如不合适, 可重新选用 p 和 z_1							

注：其余计算见表 36.2-4。齿形链链轮几何尺寸计算见本章 3.3 节，其结构设计可参考滚子链链轮和齿轮。

表 36.2-26 齿形链传动的齿数系数 K_z

z_1	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37
K_z	0.77	0.89	1.00	1.11	1.22	1.34	1.45	1.56	1.66	1.77	1.88

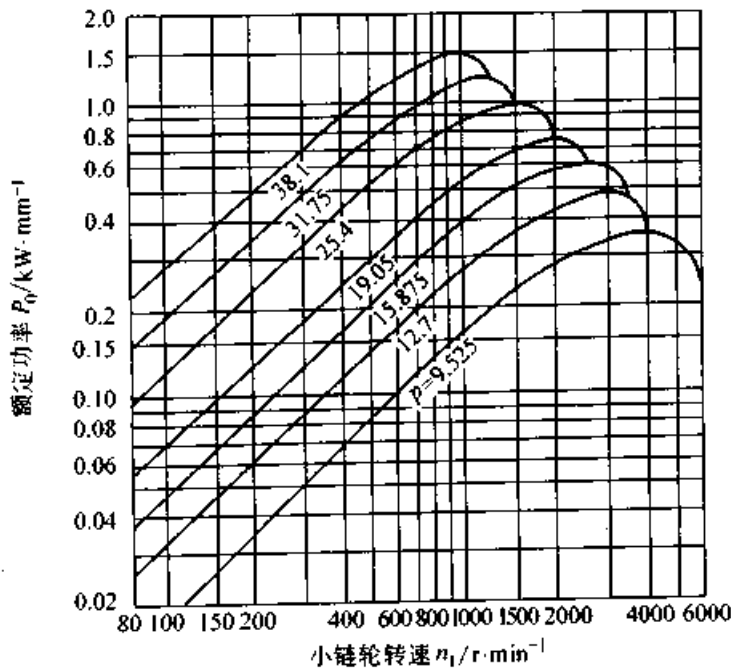


图 36.2-12 齿形链额定功率曲线图 (小链轮齿数 $z_1 = 21$)

3.3 链轮

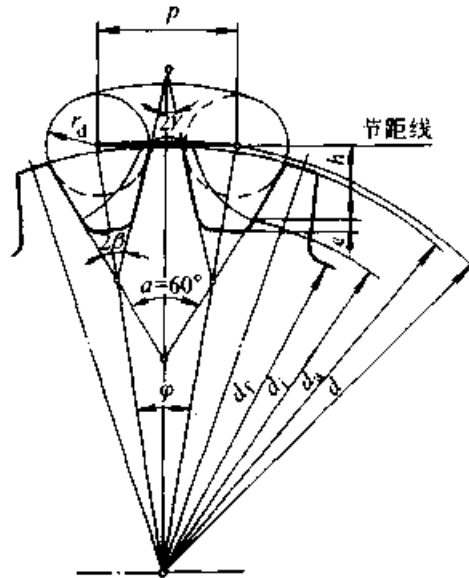
3.3.1 链轮齿形与基本参数 (见表 36.2-27)

3.3.2 轴向齿廓 (见表 36.2-28)

3.3.3 公差

表 36.2-29 所列的齿形链链轮公差适用于链速 $v \leq 10 \text{ m/s}$ 的动力传动。对于 $v > 10 \text{ m/s}$ 或有特殊要求的链轮, 公差值应适当减小。齿形链链轮的量柱测量距 M_R 见表 36.2-30; 齿坯公差见表 36.1-33。

表 36.2-27 齿形链链轮齿形与基本参数 (摘自 GB/T 10855—1989) (mm)

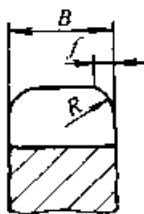
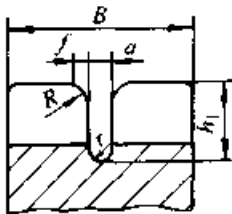


名称	符号	计算公式	备注
基本参数	链轮齿数	z	一般 $z \geq 17$, 特殊要求时允许小于 15
	齿楔角	$\alpha(^{\circ})$	$\alpha = 60 - \frac{0}{30}$
	配用链条节距	p	见表 36.2-24
链轮齿形与主要尺寸	分度圆直径	d	$d = \frac{p}{\sin \frac{180^{\circ}}{z}}$
	齿顶圆直径	d_s	$d_s = \frac{p}{\tan \frac{180^{\circ}}{z}}$
	齿槽定位圆半径	r_d	$r_d = 0.375p$
	分度角	$\varphi(^{\circ})$	$\varphi = \frac{360^{\circ}}{z}$
	齿槽角	$\beta(^{\circ})$	$\beta = 30^{\circ} - \frac{180^{\circ}}{z}$
	齿形角	$\gamma(^{\circ})$	$\gamma = 30^{\circ} - \frac{360^{\circ}}{z}$
	齿面工作段最低点至节距线的距离	h	$h = 0.55p$
	齿根间隙 (h 方向)	e	$e = 0.08p$
齿根圆直径	d_f	$d_f = d - 2 \frac{h + e}{\cos(180^{\circ}/z)}$	

注: 1. 表中尺寸数值精确到 0.01 mm, 角度精确到 ($'$)。

2. 表中齿根圆直径只作为参考尺寸, 决定切齿深度的是齿槽定位圆半径, 并用量柱测量距来检验。

表 36.2-28 齿形链链轮轴向齿廓尺寸 (摘自 GB/T 10855—1989) (mm)

 外导式	 内导式	参 数	节 距 p						
			9.525	12.70	15.875	19.05	25.40	31.75	38.10
B		外导	$b - 3\delta$ b —链条宽度 δ —链片或导片厚度						
		内导	$b + 2\delta$ (b, δ 同上)						
$a \pm 0.6$			3		4		6		
$f \begin{smallmatrix} + \\ 0 \\ - \end{smallmatrix} 0.5$			1		1.5		2		
R			3		4		5		
r			0.5		0.8		1.0		
$h_1 \begin{smallmatrix} + \\ 0 \\ - \end{smallmatrix} 1.0$			7	9	11	13	16	20	24

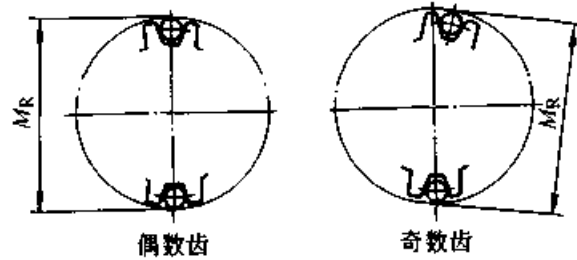
注: 标记示例: 配用链条节距 $p = 12.7 \text{ mm}$ 、链宽 $b = 28.5 \text{ mm}$ 、齿数 $z = 21$ 的内导式齿形链链轮标记为 $21z - \text{CL08} - 28.5 \text{ N GB/T 10855—1989}$

表 36.2-29 齿形链链轮齿的检验项目与公差 (摘自 GB/T 10855—1989) (μm)

项 目	节距 p/mm	链轮分度圆直径 d/mm						
		≤ 80	$> 80 \sim 120$	$> 120 \sim 200$	$> 200 \sim 320$	$> 320 \sim 500$	$> 500 \sim 800$	$> 800 \sim 1250$
节距差的公差	9.525							
	12.70	45	48	50	55	58	75	90
	15.875							
	19.05		55	58	68	70	80	100
	25.40							
	31.75			70	75	85	95	110
	38.10							
量柱测量距极限偏差	所有节距	h10						
齿楔角偏差	所有节距	0 -30'						

注: 节距差的公差是指轮齿上部的任意圆上, 同侧齿面间弦线距离差的公差。

表 36.2-30 齿形链链轮的量柱测量距 M_R (摘自 GB/T 10855—1989) (mm)



名 称	符 号	计 算 公 式
偶数齿链轮的量柱测量距	M_R	$M_R = d - 0.125 p \csc \left(30^\circ - \frac{180^\circ}{z} \right) + d_R$
奇数齿链轮的量柱测量距		$M_R = \cos \frac{90^\circ}{z} \left[d - 0.125 p \csc \left(30^\circ - \frac{180^\circ}{z} \right) \right] + d_R$
备 注	d —分度圆直径; p —节距; z —齿数; d_R —量柱直径, 见表 36.2-32; M_R 可查表 36.2-31, 其公差见表 36.2-29	

表 36.2-31 节距 $p = 1 \text{ mm}$ 时的齿形链量柱测量距 M_R (mm)

齿数 z	测量距 M_R	齿数 z	测量距 M_R	齿数 z	测量距 M_R	齿数 z	测量距 M_R	齿数 z	测量距 M_R	齿数 z	测量距 M_R
15	5.006	30	9.884	45	14.667	60	19.457	75	24.230	90	29.012
16	5.362	31	10.192	46	14.994	61	19.769	76	24.554	91	29.327
17	5.669	32	10.524	47	15.305	62	20.094	77	24.867	92	29.649
18	6.018	33	10.833	48	15.632	63	20.407	78	25.191	93	29.964
19	6.325	34	11.164	49	15.943	64	20.731	79	25.504	94	30.286
20	6.669	35	11.473	50	16.270	65	21.044	80	25.828	95	30.601
21	6.975	36	11.803	51	16.581	66	21.369	81	26.142	96	30.923
22	7.315	37	12.112	52	16.907	67	21.681	82	26.465	97	31.237
23	7.621	38	12.442	53	17.219	68	22.006	83	26.779	98	31.560
24	7.960	39	12.751	54	17.545	69	22.319	84	27.102	99	31.874
25	8.266	40	13.080	55	17.857	70	22.643	85	27.416	100	32.197
26	8.602	41	13.390	56	18.182	71	22.956	86	27.739	101	32.511
27	8.909	42	13.718	57	18.494	72	23.280	87	28.053	102	32.834
28	9.244	43	14.029	58	18.820	73	23.593	88	28.376	103	33.148
29	9.551	44	14.356	59	19.132	74	23.917	89	28.690	104	33.470

注：其他节距时的测量距可按表中数值乘其节距 p 即得。

表 36.2-32 量柱直径 d_R 和技术要求 (mm)

$d_R = 0.625p$							
节距 p	9.525	12.70	15.875	19.05	25.40	31.75	38.10
量柱直径 d_R	5.953	7.938	9.922	11.906	15.875	19.844	23.813
量柱的技术要求	直径的极限偏差为 $^{+0.01}_0$ ；圆度、圆柱度等公差，不应超过直径公差之半；表面粗糙度 R_a 为 $0.8 \mu\text{m}$ ；表面硬度 $55 \sim 60\text{HRC}$ 。						

表 36.2-33 轮坯公差(摘自 GB/T 10855—1989)

项 目	公差等级	标 准 号
链轮孔极限偏差	H8	GB/T 1801
链轮顶圆直径极限偏差	h11	
链轮宽度 (B) 极限偏差	内导式 H12	GB/T 1804
	外导式 h12	
链轮顶圆径向圆跳动	9 级	GB/T 1184
链轮端面圆跳动		

主动链轮转速 $n_1 = 970 \text{ r/min}$ ，主动轴直径 $d_{k1} = 60 \text{ mm}$ ；从动链轮转速 $n_2 = 400 \text{ r/min}$ ，从动轴直径 $d_{k2} = 75 \text{ mm}$ ；要求中心距 $a \approx 565 \text{ mm}$ ，三班制工作，其他空间尺寸不限。

解：按表 36.2-25 所示的步骤进行设计

(1) 确定链轮齿数 z_1 和 z_2

选取小链轮齿数 $z_1 = 21$

则大链轮齿数

$$z_2 = iz_1 = \frac{n_1}{n_2} z_1 = \frac{970}{400} \times 21 = 51$$

(2) 选定链条节距 p 和链宽 b

根据步骤 4，可供选用的节距甚多，取节距

$p = 25.4 \text{ mm}$ ；

链宽 b 为

3.4 设计计算示例

设计一齿形链传动，已知原动机为电动机，工作机为矿井送风机；传动功率 $P = 28 \text{ kW}$ ；

$$b \geq \frac{K_A P}{K_z P_0} = \frac{1.68 \times 28}{1.0 \times 0.85} \text{ mm} = 55.3 \text{ mm};$$

按表 36.2-24, 取 54 mm

式中 $P = 28 \text{ kW}$; $P_0 = 0.85 \text{ kW/mm}$; $K_z = 1$; 由于齿形链的工作能力是以压强为基础的, 工作制的不同对链的工作能力有影响, 可以用修正工况系数 K_A 的方法来考虑。对于三班制工作的齿形链传动, 可把 K_A 增大 (15~30)%。按表 36.2-5, 取 $1.2K_A = 1.2 \times 1.4 = 1.68$ 代入。

(3) 确定链长节数 L_p 、理论中心距 a 、中心距减少量 Δa 、初垂度 f_0 及安装中心距

链长节数 L_p 为

$$\begin{aligned} L_p &= 2a_{0p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{c}{a_{0p}} \\ &= 2 \times 22.24 + \frac{21 + 51}{2} + \frac{22.80}{22.24} \\ &= 81.5 \quad \text{取 } 82 \text{ 节} \end{aligned}$$

$$a_{0p} = \frac{a_0}{p} = \frac{565}{25.4} \approx 22.24; \quad c = 22.80$$

由表 36.2-4 可知, 理论中心距 a 为

$$\begin{aligned} a &= p(2L_p - z_1 - z_2)K_s \\ &= 25.4 \times (2 \times 82 - 21 - 51) \times 0.24447 \text{ mm} \\ &= 571.28 \text{ mm} \end{aligned}$$

式中 $K_s = 0.24447$ (由表 36.2-10 以插值法求得)。

初垂度 $f_0 \approx 0.01a = 0.01 \times 571.28 \approx 6 \text{ mm}$

中心距减少量

$$\begin{aligned} \Delta a &\approx \frac{4}{3} \times \frac{f_0^2}{a} = \frac{4}{3} \times \frac{6^2}{571.28} \text{ mm} \\ &\approx 0.08 \text{ mm} \end{aligned}$$

安装中心距 $\approx a - \Delta a$

$$\begin{aligned} &= (571.28 - 0.08) \text{ mm} \\ &= 571.20 \text{ mm} \end{aligned}$$

(4) 链速 v 和选定润滑方式

$$\begin{aligned} v &= \frac{z_1 n_1 p}{60000} = \frac{21 \times 970 \times 25.4}{60000} \text{ m/s} \\ &= 8.62 \text{ m/s} \end{aligned}$$

根据图 36.2-5, 选用第 IV 种润滑方式, 即油泵压力喷油润滑。

按上述参数设计的链轮, 其轴孔直径尺寸都能满足要求, 计算从略。

4 其他常用标准链传动^[6,7]

其他常用标准链是指主要用于轻载的双节距

精密滚子链 (GB/T 5269—1999)、用于重载的弯板滚子链 (GB/T 5858—1997) 和用于高速的短节距精密套筒链 (GB/T 6076—1985)。这三种常用标准链与标准滚子链 (GB/T 1243—1997) 及齿形链 (GB/T 10855—1989) 在性能上有一定的重合区间, 部分情况下可以互换使用。但在某些轻载、重载或高速状况下, 使用这三种链有一定的优势。

这三种链的设计思想与标准滚子链或齿形链大体一致。本节给出它们的主要技术参数, 其他可参阅 [12、6]。

4.1 双节距精密滚子链传动

双节距精密滚子链也称为双节距链, 它是由短节距精密滚子链派生出来的一种链条产品, 其链条除链板孔距比短节距精密滚子链加长一倍外, 其余零件的结构形状及其尺寸均相同。双节距链是一种轻型链条, 适用于传递功率较小、速度较低和中心距较大的传动, 目前我国多用于中心距较大的运动传递或轻载物料输送。

4.1.1 基本参数与尺寸

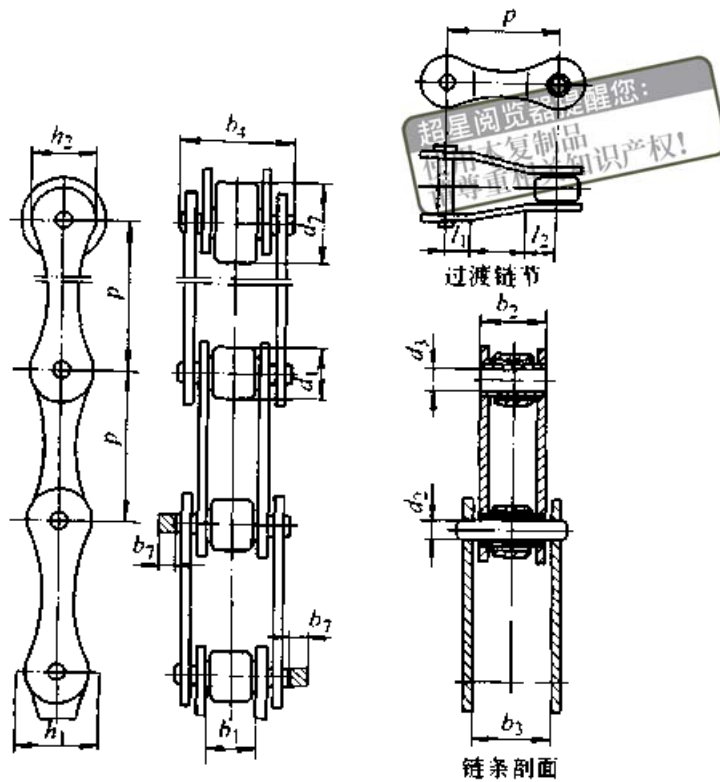
双节距链的基本参数和尺寸见表 36.2-34。一般作为传动链使用时, 其链板采用 ∞ 形结构, 以减少链条的重量并改善与链轮的接触。作为输送链使用时通常采用直板结构。

4.1.2 链轮

双节距链链轮的尺寸由配用链条的参数即节距 p 、滚子外径 d_1 及自身的齿数所决定。与短节距滚子链链轮不同的是, 双节距链链轮可以有单切齿与双切齿两种结构。单切齿时弦节距与链条节距相等, 链轮工作中的有效齿数 z 与实际齿数 z_s 相同; 双切齿时弦节距约为链条节距的 1/2, 有效齿数 z 为实际齿数 z_s 的 1/2。需要注意的是, 即使齿数相等, 由于分度圆直径不同, 短节距链的链轮也不能代替双切齿的双节距链链轮使用, 反之亦然。

双节距链链轮的直径尺寸见表 36.2-35。齿槽形状尺寸见表 36.2-36。链轮实际形成的齿槽形状尺寸应在表中规定的最大齿槽形状与最小齿槽形状之间。双节距链链轮的轴向齿廓尺寸见表 36.2-37; 链轮的公差, 其齿根圆公差带为 h11, 通过量柱测量距 M_R 来检验, 其值见表 36.2-38, 其余公差见表 36.2-39 和表 36.2-40。

表 36.2-34 双节距链的基本参数和尺寸 (摘自 GB/T 5269—1999)



链号	节距 p	滚子直径(小)	滚子直径(大) ^①	内链节内宽	销轴直径	套筒内径	链条通道高度	链板高度	过渡链节 ^②	内链节外宽	外链节内宽	销轴全宽	止锁件附加宽 ^③	测量力 N	抗拉载荷 min kN
		d_1 max	d_2 max	b_1 min	d_3 max	d_3 min	h_1 min	h_2 max	l_1 min	b_2 max	b_3 min	b_4 max	b_7 max		
mm														N	kN
208A	25.4	7.95	15.88	7.85	3.98	4	12.33	12.07	6.9	11.18	11.31	17.8	3.9	120	13.8
208B	25.4	8.51	15.88	7.75	4.45	4.5	12.07	11.81	6.9	11.3	11.43	17	3.9	120	18
210A	31.75	10.16	19.05	9.4	5.09	5.12	15.35	15.09	8.4	13.84	13.97	21.8	4.1	200	21.8
210B	31.75	10.16	19.05	9.65	5.08	5.13	14.99	14.73	8.4	13.28	13.41	19.6	4.1	200	22.4
212A	38.1	11.91	22.23	12.57	5.96	5.98	18.34	18.08	9.9	17.75	17.88	26.9	4.6	280	31.1
212B	38.1	12.07	22.23	11.68	5.72	5.77	16.39	16.13	9.9	15.62	15.75	22.7	4.6	280	29
216A	50.8	15.88	28.58	15.75	7.94	7.96	24.39	24.13	13	22.61	22.74	33.5	5.4	500	55.6
216B	50.8	15.88	28.58	17.02	8.28	8.33	21.34	21.08	13	25.45	25.58	36.1	5.4	500	60
220A	63.5	19.05	39.67	18.9	9.54	9.56	30.48	30.18	16	27.46	27.59	41.1	6.1	780	86.7
220B	63.5	19.05	39.67	19.56	10.19	10.24	26.68	26.42	16	29.01	29.14	43.2	6.1	780	95
224A	76.2	22.23	44.45	25.22	11.11	11.14	36.55	36.2	19.1	35.46	35.59	50.8	6.6	1 110	124.6
224B	76.2	25.4	44.45	25.4	14.63	14.68	33.73	33.4	19.1	37.92	38.05	53.4	6.6	1 110	160
228B	88.9	27.94	—	30.99	15.9	15.95	37.46	37.08	21.3	46.58	46.71	65.1	7.4	1 510	200
232B	101.6	29.21	—	30.99	17.81	17.86	42.72	42.29	24.4	45.57	45.7	67.4	7.9	2 000	250

注：1. 链号字首的2表示双节距，后两位数字是节距的代号，它约等于节距除以3.175 mm，尾部的A、B分别表示链条所属系列。

2. 在繁重的工作条件下，应尽量避免采用过渡链节。

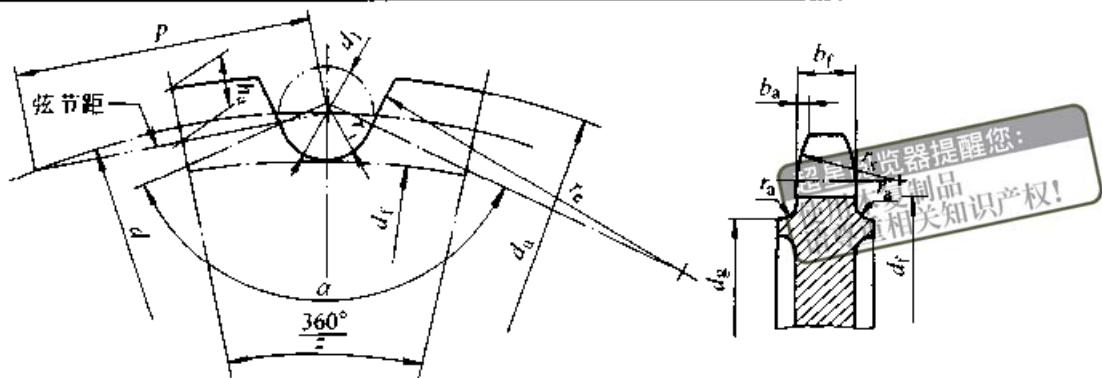
① 大滚子主要用在输送链上，但有时传动链上也用。大滚子链在链号后加“L”来表示。

② 对于繁重工况，推荐不在链条上使用过渡链节。

③ 实际尺寸取决于止锁件形式，但不得超过该尺寸，详细资料应向制造厂索取。

标记示例：A系列、节距 38.1 mm、67 节传动用双节距滚子链标记为 212A×67 GB/T 5269—1999

表 36.2-35 双节距链链轮的直径尺寸与齿高 (摘自 GB/T 5269—1999) (mm)



名称	符号	计算公式	备注
分度圆直径	d	$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$	z —链轮的有效齿数 p —双节距链节距
齿顶圆直径	d_a	$d_{a\max} = d + 0.625p - d_1$ $d_{a\min} = d + \left(0.5 - \frac{0.4}{z}\right)p - d_1$	可在 $d_{a\max}$ 、 $d_{a\min}$ 范围内任意选用，但选用 $d_{a\max}$ 时，应考虑采用展成法加工，有发生预切的可能性
分度圆弦齿高	h_a	$h_{a\max} = \left(0.3125 + \frac{0.8}{z}\right)p - 0.5d_1$ $h_{a\min} = \left(0.25 + \frac{0.6}{z}\right)p - 0.5d_1$	h_a 是为简化放大齿形图的绘制而引入的辅助尺寸。 $h_{a\max}$ 相应于 $d_{a\max}$ ， $h_{a\min}$ 相应于 $d_{a\min}$
齿根圆直径	d_1	$d_1 = d - d_1$	
最大齿侧凸缘直径	d_k	$d_k = p \cot \frac{180^\circ}{z} - 1.05h_2 - 1 - 2r_a$	r_a 轴肩圆角半径 h_2 链板高度最大值

表 36.2-36 双节距链链轮的齿槽形状 (摘自 GB/T 5269—1999)

名称	符号 ^①	计算公式	
		最大齿槽形状	最小齿槽形状
齿面圆弧半径	r_c	$r_{c\min} = 0.008d_1(z^2 + 180)$	$r_{c\max} = 0.12d_1(z + 2)$
齿沟圆弧半径	r_i	$r_{i\max} = 0.505d_1 + 0.069\sqrt[3]{d_1}$	$r_{i\min} = 0.505d_1$
齿沟角	α	$\alpha_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$	$\alpha_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$

注： z —有效齿数。

① 其几何意义见表 36.2-35 图。

4.2 重载用弯板滚子链传动

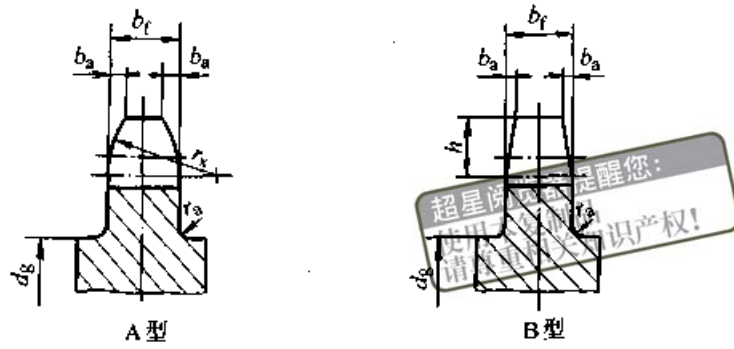
重载传动用弯板滚子链也称弯板链，属于节距较大的一类滚子链，主要用在矿山、冶金、工程机械等行业，适用于大中型机械与繁重工况下的动力传递。弯板链是由一系列的弯型链节铰接而成，弯型链节的两侧链板弯曲而形成链节的宽

端与窄端，任一链节的宽端可以与另一链节的窄端相连接，因而弯板链无内外链节之分。这种特殊的结构可以使它以单一链节为单位进行中心距的设计与链条的选择，不像滚子链要力求选择为偶数节。链板的弯曲形成了一定的弹性，使之在大载荷高冲击状态下也能较好地工作。

4.2.1 基本参数与尺寸 (见表 36.2-41)。

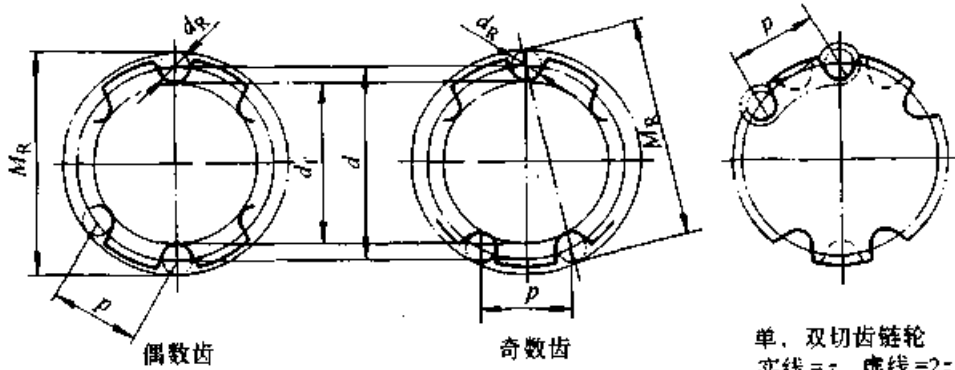
表 36.2-37 双节距链链轮的轴向齿廓

(mm)



链号	节距 p	内链节内宽 b_{1min}	齿宽 b_f	倒角深 h	倒角宽 b_a	倒角半径 r_x	齿侧凸缘圆角半径 r_{amax}
208B	25.4	7.75	7.1	6.4	1.6	13.0	0.5
208A	25.4	7.85	7.2	6.4	1.6	13.0	0.5
210A	31.75	9.40	8.6	7.9	2.0	16.0	0.6
212A	38.1	12.57	11.6	9.5	2.4	20.0	0.8
216A	50.8	15.75	14.5	12.7	3.2	26.0	1.0
220A	63.5	18.90	17.5	15.9	4.0	32.0	1.3
224A	76.2	25.22	23.5	19.0	4.8	39.0	1.5

表 36.2-38 双节距链链轮量柱测量距及其公差 (摘自 GB/T 5269—1999)



项 目	计 算 公 式		备 注
	单 切 齿	双 切 齿	
量柱测量距	实际齿数为偶数齿 $M_R = d + d_{Rmin}$	实际齿数为奇数齿 $M_R = d + d_{Rmin}$	d_R —量柱尺寸, $d_R = d_f$ 其极限偏差为 $^{+0.01}_0$; z_s —实际齿数。 量柱测量距的极限偏差与相应的齿根圆直径极限偏差相同
	实际齿数为奇数齿 $M_R = d \cos(90^\circ/z_s) + d_{Rmin}$ $z_s = z$	实际齿数为偶数齿 $M_R = d \cos(90^\circ/z_s) + d_{Rmin}$ $z_s = 2z$	

表 36.2-39 双节距链链轮的齿根圆跳动
(摘自 GB/T 5269—1999)

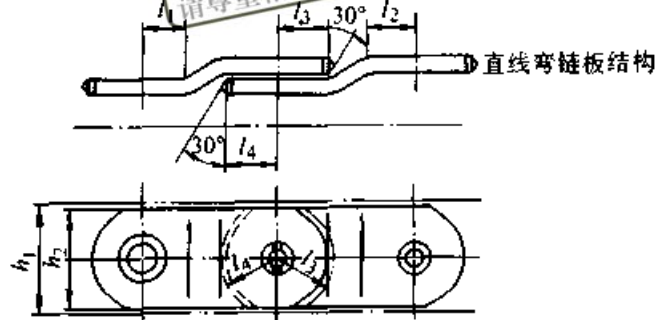
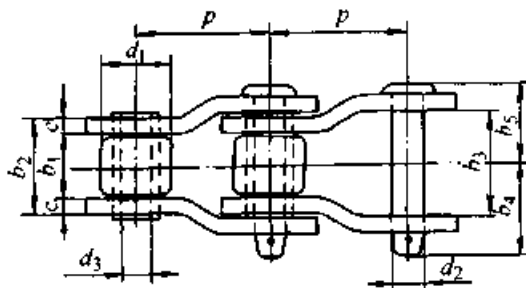
项 目	跳动量不应超过下列值
齿根圆径向圆跳动 ^①	0.000 8d _f + 0.08 mm (或 0.15 mm), 最大到 0.76 mm
齿根圆处端面圆跳动	0.000 9d _f + 0.08 mm, 最大到 1.14 mm

① 对径向圆跳动不应超过两数值中的较大值。

表 36.2-40 双节距链链轮的齿坯公差

项 目	符 号	公差带	备 注
孔 径	d _k	H8	GB/T 1801
齿顶圆直径	d _a	h11	
齿 宽	b _f	h14	GB/T 1804

表 36.2-41 弯板链基本参数和尺寸 (摘自 GB/T 5858—1997)



链 号	节距 p	滚子直径 d ₁ max	窄端内宽 b ₁ ^① 名义	销轴直径 d ₂ max	套筒内径 d ₃ min	链条通道 高度 h ₁ min	链板高度 h ₂ max	弯链板间隙尺寸 ^①	
								l ₁ min	l ₂ min
mm									
2 010	63.5	31.75	38.1	15.9	15.95	48.3	47.8	22.4	23.9
2 512	77.9	41.28	39.6	19.08	19.13	61.1	60.5	26.9	29.5
2 814	88.9	44.45	38.1	22.25	22.33	61.6	60.5	31.8	33.3
3 315	103.45	45.24	49.3	23.85	23.93	64.1	63.5	33.3	35.1
3 618	114.3	57.15	52.3	27.97	28.07	80	79.2	39.6	41.2
4 020	127	63.5	69.9	31.78	31.88	93	91.9	47.8	52.3
4 824	152.4	76.2	76.2	38.13	38.25	105.7	104.6	55.6	58.7
5 628	177.8	88.9	82.6	44.48	44.63	134.6	133.4	65	68.1
链 号	窄端外宽 b ₂ max	宽端内宽 b ₃ min	销轴尾端至中线的 距离 b ₄ max	销轴头端至中线的 距离 b ₅ max	链板厚度 c 公称	测量力	抗拉载荷 Q min		
	mm						N	kN	
2 010	54.38	54.51	47.8	42.9	7.9	900	250		
2 512	59.13	59.26	55.6	47.8	9.7	1 300	340		
2 814	64.01	64.14	62	55.6	12.7	1 800	470		
3 315	78.28	78.41	71.4	63.5	14.2	2 200	550		

超星阅读器提醒您续表 36.2-41
请尊重知识产权!

链号	窄端外宽	宽端内宽	销轴尾端至中线的距离 b_4	销轴头端至中线的距离 b_5	链板厚度 c	抗拉载荷 Q	
	b_2 max	b_3 min	max	max	公称	min	
mm						N	kN
3 618	81.46	81.58	76.2	65	14.2	2 700	760
4 020	102.39	102.51	90.4	77.7	15.7	3 600	990
4 824	115.09	115.21	98.6	88.9	19	5 000	1 400
5 628	127.79	129.91	114.3	101.6	22.4	6 800	1 890

注：连接链节总宽 = $b_4 + b_5$ ，两端都有止锁销的总宽 = $2b_4$ 。

- ① $l_{3max} = l_{1min}$; $l_{4max} = l_{2min}$
- ② 最小宽度 = $0.95b_1c$

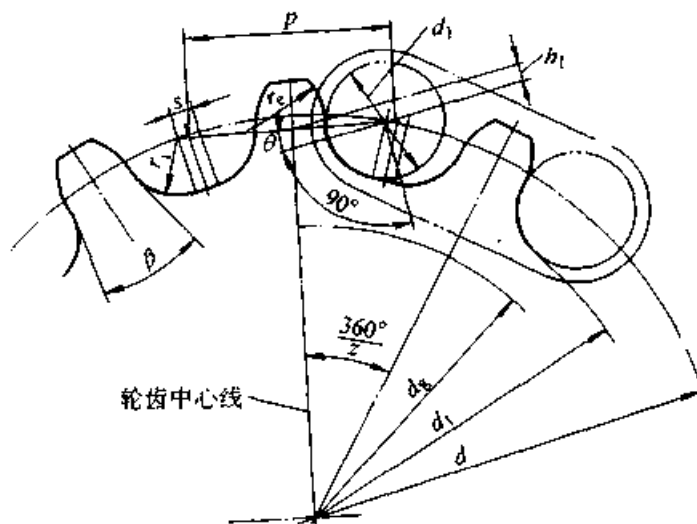
4.2.2 链轮

弯板链链轮的直径尺寸与齿槽形状见表 36.2-42 和表 36.2-43。根据实际使用工况，弯板链链轮齿可以有机加工与非机加工两种加工方法。其中机加工的链轮齿廓较为准确，允许的链条磨损率较小（3% 以下），适用于中、高速传动。非机加工链轮齿槽较大，允许链条磨损较大

或在脏污等恶劣环境下工作，转速不能过高。

弯板链链轮的齿根圆直径偏差见表 36.2-44，其量柱测量距公式与表 36.2-18 相同。测量时应将量柱始终接触于两轮齿相对应一侧的工作表面，其极限偏差与齿根圆的极限偏差相同。弯板链链轮的径向与端面圆跳动见表 36.2-45，其轴向齿廓形状见表 36.2-46。

表 36.2-42 弯板链链轮的直径尺寸与齿槽形状（摘自 GB/T 5858—1997）（mm）



名称	符号	计算公式	备注
分度圆直径	d	$d = p / \sin(180^\circ / z)$	z —链轮齿数 p —链条节距
齿根圆直径	d_1	$d_1 = d - d_1$	d_1 —滚子直径
最大齿侧凸缘直径	d_g	$d_g = p \cot(180^\circ / z)$	
齿廓（齿顶）段圆弧半径	r_c	$r_c = p / 2$	

超星浏览器提醒您：续表 36.2-42
 使用本复制品
 请尊重相关知识版权！注

名 称	符号	计 算 公 式	注
工作面长度	h_1	$h_1 = 0.01 pz$	工作面可以为直平面或凸曲面
齿沟圆弧半径	r_s	$r_{\max} = d_1/2$	
作 用 角	θ	见表 36.2-43	
齿沟中心分离量	s	非机加工齿或脏污环境下工作 时 $s = 0.1p$ 机加工齿或清洁环境下工作时 $s = 0.003p$	

表 36.2-43 弯板链链轮的分度圆直径 d 、作用角 θ 、齿形角 β

齿数 z	单位节距分 度圆直径 ^① d/mm	作用角 $\theta/(\circ)$ $\pm 2^\circ$	齿形角 $\beta/(\circ)$ \approx	齿数 z	单位节距分 度圆直径 ^① d/mm	作用角 $\theta/(\circ)$ $\pm 2^\circ$	齿形角 $\beta/(\circ)$ \approx	齿数 z	单位节距分 度圆直径 ^① d/mm	作用角 $\theta/(\circ)$ $\pm 2^\circ$	齿形角 $\beta/(\circ)$ \approx
7	2.304	10	25	30	9.566	24	49	53	16.880	27	55
8	2.613	11	26	31	9.884	24	49	54	17.198	27	55
9	2.923	12	28	32	10.202	24	49	55	17.516	27	55
10	3.236	13	30	33	10.520	25	51	56	17.834	27	55
11	3.549	14	31	34	10.837	25	51	57	18.152	27	55
12	3.863	15	33	35	11.155	25	51	58	18.471	27	55
13	4.178	16	35	36	11.473	5	51	59	18.789	27	55
14	4.494	17	36	37	11.791	25	51	60	19.107	27	55
15	4.809	18	38	38	12.109	25	51	61	19.425	27	55
16	5.125	19	40	39	12.427	25	51	62	19.743	27	55
17	5.442	20	42	40	12.745	25	51	63	20.061	27	55
18	5.758	20	42	41	13.063	26	53	64	20.380	27	55
19	6.075	21	44	42	13.381	26	53	65	20.698	27	55
20	6.392	21	44	43	13.699	26	53	66	21.016	27	55
21	6.709	22	46	44	14.017	26	53	67	21.334	27	55
22	7.026	22	46	45	14.335	26	53	68	21.652	27	55
23	7.343	22	46	46	14.653	26	53	69	21.971	27	55
24	7.661	23	47	47	14.971	26	53	70	22.289	27	55
25	7.978	23	47	48	15.289	26	53	71	22.607	28	56
26	8.296	23	47	49	15.607	26	53	72	22.925	28	56
27	8.613	23	47	50	15.926	26	53	73	23.243	28	56
28	8.931	24	49	51	16.244	26	53	74	23.562	28	56
29	9.249	24	49	52	16.562	26	53	75	23.880	28	56

实时监控器提醒您：续表 36.2-43

齿数 z	单位节距分 度圆直径 ^① d/mm	作用角 $\theta/(^\circ)$ $\pm 2^\circ$	齿形角 $\beta/(^\circ)$ \approx	齿数 z	单位节距分 度圆直径 ^① d/mm	作用角 $\theta/(^\circ)$ $\pm 2^\circ$	齿形角 $\beta/(^\circ)$ \approx	齿数 z	单位节距分 度圆直径 ^① d/mm	作用角 $\theta/(^\circ)$ $\pm 2^\circ$	齿形角 $\beta/(^\circ)$ \approx
76	24.198	28	56	85	27.062	28	56	94	29.926	28	56
77	24.516	28	56	86	27.380	28	56	95	30.244	28	56
78	24.834	28	56	87	27.699	28	56	96	30.563	28	56
79	25.153	28	56	88	28.017	28	56	97	30.881	29	58
80	25.471	28	56	89	28.335	28	56	98	31.199	29	58
81	25.789	28	56	90	28.653	28	56	99	31.518	29	58
82	26.107	28	56	91	28.971	28	56	100	31.836	29	58
83	26.426	28	56	92	29.290	28	56				
84	26.744	28	56	93	29.608	28	56				

① 节距为 1 mm 的链条所对应的链轮分度圆直径，其他节距数乘以此值即为该节距对应的链轮分度圆直径。

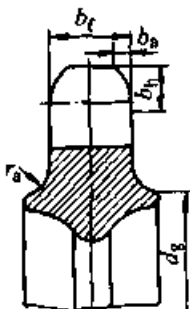
表 36.2-44 弯板链链轮齿根圆极限偏差 (摘自 GB/T 5858—1997) (mm)

齿根圆直径	极限偏差		齿根圆直径	极限偏差	
	机加工齿	非机加工齿		机加工齿	非机加工齿
$d_1 < 305$	0 -0.38	0 -1.52	$914 < d_1 < 1\ 215$	0 -0.5	0 -6.35
$305 < d_1 < 508$	0 -0.5	0 -2.54	$d_1 > 1\ 215$	0 -0.77	0 -6.35
$508 < d_1 < 914$	0 -0.5	0 -3.81			

表 36.2-45 弯板链链轮的径向与端面圆跳动 (摘自 GB/T 5858—1997)

项 目	定 义	机加工齿	非机加工齿
径 向 圆 跳 动	链轮旋转一周齿根圆相对于轴孔的径向跳动量	$0.001d_1$ 或 0.2 mm, 两者取较大值, 但最大不超过 5 mm	$0.005d_1$ 或 1.5 mm, 两者中取较大值, 但最大不超过 10 mm
端 面 圆 跳 动	链轮齿端面相对于轴孔的轴向跳动量	$0.001d_1$ 或 0.2 mm, 两者取较大值, 但最大不超过 5 mm	$0.005d_1$ 或 1.5 mm, 两者中取较大值, 但最大不超过 10 mm

表 36.2-46 弯板链链轮轴向齿廓 (摘自 GB/T 5858—1997)



续表 36.2-46

名 称	符 号	公 式	备 注
齿 宽	b_f	$b_{fmax} = 0.96b_s$	b_s —弯板链窄端内宽, 见表 36.2-41
齿边倒角宽	b_s	$b_s \approx 0.2b_f$	
齿边倒角高	b_h	$b_h \approx 0.5d_1$	d_1 —滚子直径

4.3 短节距精密套筒链传动

短节距精密套筒链也称套筒链, 它与滚子链

的区别是没有滚子，因而更适宜在高速轻载、且传动精度要求较高的情况下使用。目前标准套筒链仅规定了04C与06C两种规格。由于节距较小，通常用于精巧型机构中，比如可用做发动机的正时链等。套筒链工作中以套筒与链轮齿接触而传递动力，减少了滚子链中滚子参与啮合的环

节，提高了啮合精度，并在结构上允许增加套筒厚度，其耐冲击性能及传动精度均有所提高。

套筒链的基本参数与尺寸见图36.2-13与表36.2-47。由于套筒链链轮的结构及参数计算方法与短节距精密滚子链链轮（GB/T 1243—1997）完全相同，所以链轮的设计可以完全依照

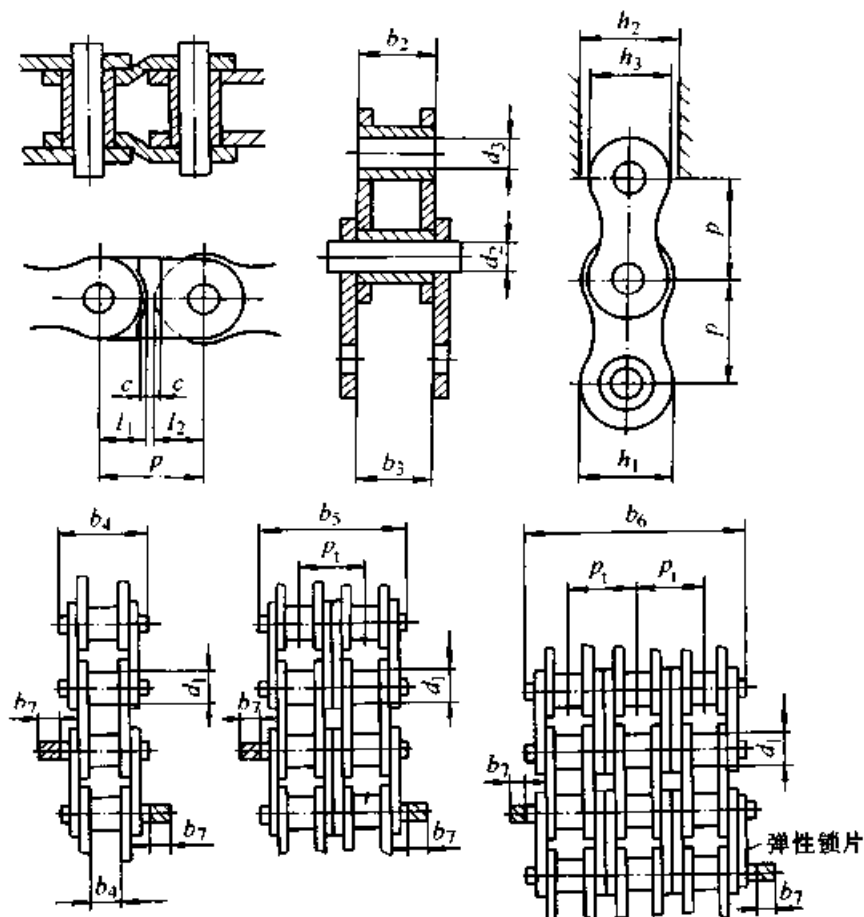


图 36.2-13 套筒链的结构型式与基本参数

滚子链链轮进行（见本章2.3节），计算中应注意将滚子链滚子的外径尺寸换成为套筒链的套筒外径尺寸。

5 多从动轮链传动的设计^[8]

在多轴传动装置中，链传动是理想的传动型式之一，它不仅可以避免笨重的结构，保持规定的传动比，还能适应较长距离的传动要求，常应用于印刷机械、农业机械等低速、中小功率的多轴传动。多从动轮链传动通常采用滚子链或套筒链作传动件，所以本节特以滚子链为例说明多从动轮链传动的设计。设计时应先根据主机的要求确定各轴的转速、旋转方向、方位布置以及传递功率。多从动轮链传动的设计计算分为几何计算

和工作能力计算两部分。几何计算主要解决链传动的布置并取得链条合理的长度，为整个结构的安排提供依据；工作能力计算则用来估算使用寿命并验算安全可靠。

5.1 几何计算

首先应设计出传动简图和链条运动轨迹，并使每个传递动力的链轮具有合适的包角或啮合齿数（例如 120° 或四齿以上）。为满足此要求并为链条磨损伸长后张紧调整方便，可采用一个或多个张紧轮或惰轮（即导向轮）。链条长度可用几何作图法或计算法确定，实用上前者最好用放大比例尺画出和度量，后者则可利用下法进行。

多从动轮链传动的几何计算主要指链长、节

表 36.2-47 套筒链的基本参数与尺寸
(摘自 GB/T 6076—1985)

链号		04C	06C		
节距 p		6.35	9.525		
排距 p_1		6.40	10.13		
套筒外径 d_1 max		3.30	5.08		
内链节内宽 b_1 min		3.10	4.68		
销轴直径 d_2 max		2.31	3.58		
套筒内径 d_3 min		2.34	3.63		
内链节外宽 b_2 max		4.80	7.47		
外链节内宽 b_3 min		4.85	7.52		
销轴长度	b_4 单排 max	9.10	13.20		
	b_5 双排 max	15.50	23.40		
	b_6 三排 max	21.80	33.50		
销轴止锁端加长量 b_7 max		2.50	3.30		
链条通道高度 h_2 min		6.27	9.30		
内链板高度 h_1 max		6.02	9.05		
外链板与中链板高度 h_3 max		5.21	7.80		
过渡链板尺寸	l_1 min	2.64	3.96		
	l_2 min	3.06	4.60		
	c	0.08	0.08		
抗拉载荷	Q	单排 min	3.50	7.90	
		双排 min	7.00	15.80	
		三排 min	10.50	23.70	
质量	q	单排 \approx	kg/m	0.13	0.35
		双排 \approx	kg/m	0.26	0.70
		三排 \approx	kg/m	0.39	1.05

注：1. 套筒链链号的数字表示链条节距代号，它等于节距除以 1.5875 mm，字母 C 表示套筒链。

2. 在繁重工作条件下，应尽量避免采用过渡链节。

3. 四排及四排以上链条可与制造厂协商制造，其抗拉载荷按表列单排数据乘以排数计算，销轴长度按 $b_4 + (n-1)p_1$ 计算，式中 n 为排数。

数、包角、弧长等的计算。为方便起见，本文取链条的总长度是由各理论直线段长度（不考虑下

垂量）和理论包角弧长（不考虑呈多边形折线包围）的总和组成。所存在的计算误差，可用张紧轮来加以调整补偿。

如图 36.2-14 所示，多从动轮链传动的链条总长计算公式为（图中 $\epsilon_3 = 0$ ）

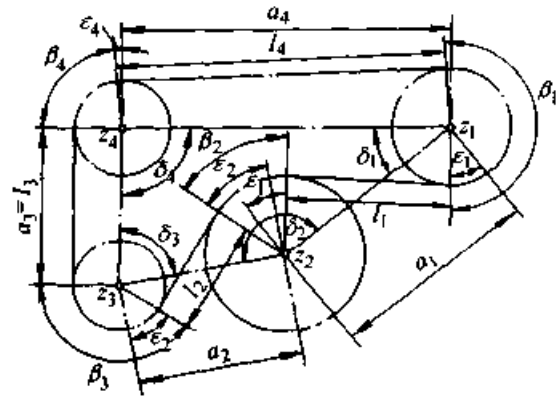


图 36.2-14 多从动轮链传动简图

$$\text{链条总长 } L = \sum_{i=1}^n l_i + \sum_{i=1}^n s_i \quad (36.2-10)$$

$$\text{链条节数 } L_p = \frac{L}{p}$$

$$\text{包角弧长 } s_i = \pi d_i \frac{\beta_i}{360^\circ} \quad (36.2-11)$$

式中 l_i —— 直线段长度（即切线长度）(mm)；
 d_i —— 链轮分度圆直径 (mm)；
 β_i —— 包角 ($^\circ$)；
 p —— 链条节距 (mm)。

计算时先定出起始点 i ，顺时针方向按 $i \rightarrow i+1 \rightarrow i+2 \dots$ 进行。计算出 L 和 L_p 后，应把 L_p 圆整成整数（最好是偶数）。所引起 L 的重新变动可调整张紧轮或链轮的位置来补偿。

直线段长度 l_i 和包角所对弧长 s_i 的确定如下：

1) 链条直线段不与链轮中心连线相交叉，见图 36.2-15，其计算公式为

$$\epsilon_i = \arcsin \left| \frac{d_{i+1} - d_i}{2a_i} \right| \quad (36.2-12)$$

$$l_i = a_i \cos \epsilon_i$$

式中 ϵ_i —— 链轮上通过切点的法线与通过圆心的中心连线的垂线之间的夹角；

a_i —— 中心距。

2) 链条直线段与中心连线相交叉，见图 36.2-16，其计算公式为

$$\epsilon_i = \arcsin \left| \frac{d_{i+1} + d_i}{2a_i} \right| \quad (36.2-13)$$

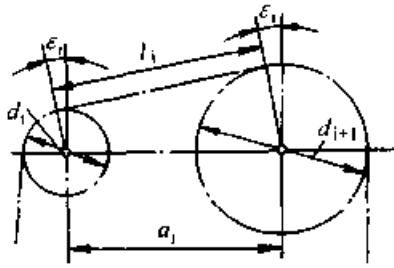


图 36.2-15

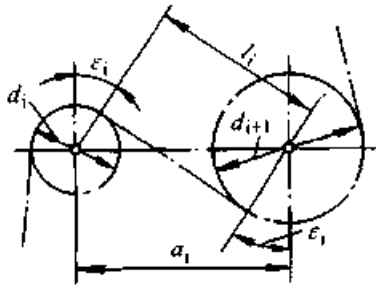


图 36.2-16

$$l_i = a_i \cos \epsilon_i$$

3) 包角弧 (相应于包角 β_i) 在传动廓线的外侧, 相邻的两个链轮中, 一个是较大的, 另一个是较小的, 见图 36.2-17 (角 δ_i 由主机整体设计确定, 它始终定义在传动廓线的内侧, 见图 36.2-14)。

$$d_{i-1} < d_i < d_{i+1}$$

$$\beta_i = 180^\circ - \delta_i - \epsilon_i + \epsilon_{i-1} \quad (36.2-14)$$

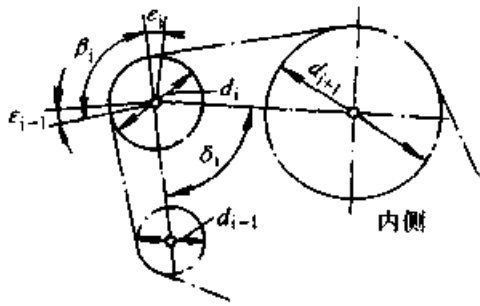


图 36.2-17

4) 包角弧 (相应于包角 β_i) 在传动廓线的外侧, 相邻两个链轮都是较大的链轮, 见图 36.2-18。

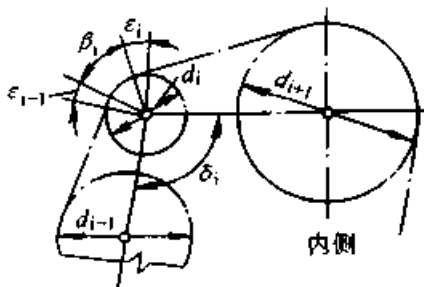


图 36.2-18

5) 包角弧 (相应于包角 β_i) 在传动廓线的外侧, 相邻两个链轮都是较小的链轮, 见图 36.2-19。

$$d_{i-1} > d_i > d_{i+1}$$

$$\beta_i = 180^\circ - \delta_i - \epsilon_i - \epsilon_{i-1} \quad (36.2-15)$$

$$d_{i-1} < d_i > d_{i+1}$$

$$\beta_i = 180^\circ - \delta_i + \epsilon_i + \epsilon_{i-1} \quad (36.2-16)$$

总结图 36.2-17~图 36.2-19 得角 β_i 的一般计算式

$$\beta_i = 180^\circ - \delta_i \pm \epsilon_i \pm \epsilon_{i-1} \quad (36.2-17)$$

如果链条直线段从 i 出发走向较小的链轮, 则 ϵ_i 或 ϵ_{i-1} 前的符号取为“+”; 反之, 走向较大的链轮则取“-”号。

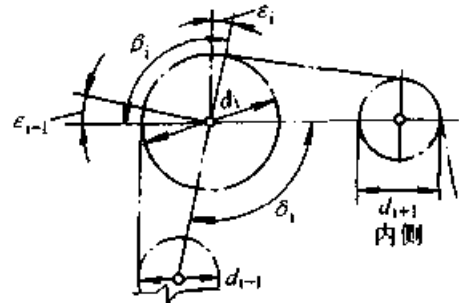


图 36.2-19

6) 包角弧 (相应于包角 β_i) 在传动廓线外侧, 相邻两直线段与链轮中心连线相交叉, 角 ϵ_i 与 ϵ_{i-1} 不重叠, 见图 36.2-20。

$$\beta_i = 180^\circ - \delta_i + \epsilon_i + \epsilon_{i-1}$$

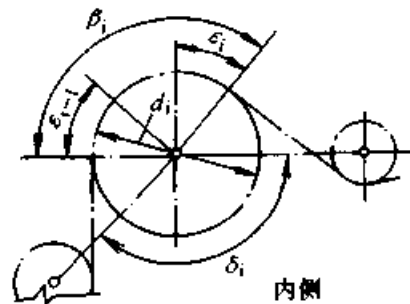


图 36.2-20

7) 包角弧 (相应于包角 β_i) 在传动廓线内侧, 相邻两直线段与链轮中心连线相交叉, 角 ϵ_i 与 ϵ_{i-1} 重叠, 见图 36.2-21。

$$\beta_i = \delta_i + \epsilon_i + \epsilon_{i-1} - 180^\circ \quad (36.2-18)$$

8) 包角弧 (相应于包角 β_i) 在传动廓线外侧, 相邻两个直线段中, 一个与链轮中心连线不相交叉; 另一个则与链轮中心连线相交叉, 见图 36.2-22。

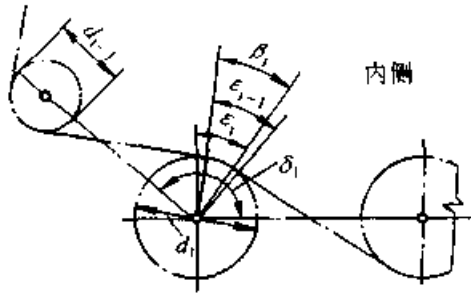


图 36.2-21

若 $d_i < d_{i+1}$, 则

$$\beta_i = 180^\circ - \delta_i - \epsilon_i + \epsilon_{i-1} \quad (36.2-19)$$

若 $d_i > d_{i+1}$, 则

$$\beta_i = 180^\circ - \delta_i + \epsilon_i + \epsilon_{i-1} \quad (36.2-20)$$

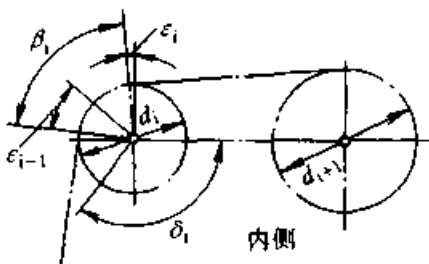


图 36.2-22

5.2 工作能力计算

它包括链轮正常包角 ($\geq 120^\circ$) 条件下的使用寿命计算与链轮小包角 ($< 120^\circ$) 条件下的啮合可靠性检验计算两部分。

5.2.1 使用寿命计算

考虑多从动链传动多用于速度不高、功率不大、开式或半开式场合, 因此其工作能力应按磨损算法计算。由于链条在各工作段的传动功率不同, 对磨损的影响也不同, 可以认为链条总的磨损失效是各工作段磨损效果的累积所致。因此, 设计中应先分别计算每个工作段相应传动参数条件下的使用寿命, 然后按磨损损伤累积原理, 形成系统整体的预期使用寿命。

使用滚子链作为传动件时, 其各工作段磨损寿命仍可采用本章 2.2.6 节的方法进行计算, 其中许可磨损伸长率 $\Delta P/P$ 一般取为 3%, 在精度要求较高的传动中, 可取为 1.5%。然后利用下式处理即得系统总体的预期使用寿命:

$$\frac{1}{T_0} = \frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_2} + \frac{1}{T_3} + \dots \quad (36.2-21)$$

式中 T_0 ——多从动链传动链条的预期使用寿命;

T_i ——在工作段 i 传动参数条件下的使用寿命 ($i = 1, 2, 3, \dots$)。

5.2.1 啮合可靠性检验

多从动链传动的设计问题之一是其中某些从动链轮的包角可能小于 120° 。此时为了保证链条与从动链轮可靠地啮合, 可安装附加的惰轮或张紧轮装置。但过多采用附加装置会使传动结构变得复杂。

为了在包角小于 120° 的情况下, 尽可能不使用惰轮装置仍能保证可靠啮合运转, 可采用以下两种办法: 一是设计小作用角齿形 (需专用切齿工具加工); 另一是使其满足下述条件, 否则, 仍需采用惰轮装置。

由围齿区间即包角内各链条铰链的受力分析可知, 链条和从动链轮不发生啮合失常和跳齿以及不需要在从动边上建立附加张力, 就应满足下列条件 (见图 36.2-14, i 顺时针方向定义):

$$F_i \geq F_{i-1} \left[\frac{\sin \theta_i}{\sin \left(\frac{360^\circ}{z_i} + \theta_i \right)} \right]^{z_{\beta i}} \quad (36.2-22)$$

式中 F_{i-1} ——所计算的那个从动链轮 i 的主动边张力, 它近似等于该从动链轮及以后各从动链轮的有效圆周力

之总和, 即 $\sum_i F_{ei}$ (忽略离心力及悬垂度的影响);

F_i ——从动边的张力;

θ_i ——该从动链轮齿形的作用角, 其平均值为 $26^\circ - \frac{92^\circ}{z_i}$ (适用于三圆弧一直线齿形);

z_i ——该从动链轮齿数;

$z_{\beta i}$ ——该从动链轮包角内齿数, $z_{\beta i} = z_i \beta_i / 360^\circ$

上述不等式未计入链传动中各摩擦力的影响, 而它的存在对增大从动边的张力从而提高啮合可靠性是有利的, 即偏于安全的。

设 F_{ei} 为该从动轮的有效圆周力 (由该轮的传动功率或阻力矩求得), 则由图 36.2-14 可知

$$F_{ei} = F_{i-1} - F_i$$

由此, 在从动链轮 i 上不发生啮合失常或跳齿应满足的条件可改写为

$$F_{ei} \leq F_{i-1} \left\{ 1 - \left[\frac{\sin \theta_i}{\sin \left(\frac{360^\circ}{z_i} + \theta_i \right)} \right]^2 \right\} \quad (36.2-23)$$

5.3 设计计算示例

例1 图 36.2-14 所示切草机的链传动, 已知链条的节距为 16 A, 主动轮 1 的齿数 $z_1 = 17$, 从动轮 2 的齿数 $z_2 = 25$, 链轮 3 和 4 为导向轮, $z_3 = z_4 = 15$; 轮 3 兼做张紧轮。由主机整体设计定出的各中心距和方位角为: $a_1 = 270$ mm, $a_2 = 220$ mm, $a_3 = 200$ mm, $a_4 = 415$ mm, $\delta_1 = 37^\circ$, $\delta_2 = 153^\circ$, $\delta_3 = 76^\circ$, $\delta_4 = 94^\circ$, 试进行其几何关系计算。

解:

(1) 各链轮分度圆直径

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_1}} = \frac{25.4}{\sin \frac{\pi}{17}} \text{ mm} = 138.23 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{25.4}{\sin \frac{\pi}{25}} \text{ mm} = 202.66 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_4 = \frac{25.4}{\sin \frac{\pi}{15}} \text{ mm} = 122.17 \text{ mm}$$

(2) 各夹角 ϵ

由图 36.2-16 可得

$$\begin{aligned} \epsilon_1 &= \arcsin \left| \frac{d_2 + d_1}{2a_1} \right| \\ &= \arcsin \left| \frac{202.66 + 138.23}{2 \times 270} \right| = 39.14^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \epsilon_2 &= \arcsin \left| \frac{d_3 + d_2}{2a_2} \right| \\ &= \arcsin \left| \frac{122.17 + 202.66}{2 \times 220} \right| = 47.58^\circ \end{aligned}$$

$$\epsilon_3 = 0$$

由图 36.2-15 可得:

$$\begin{aligned} \epsilon_4 &= \arcsin \left| \frac{d_4 - d_1}{2a_4} \right| \\ &= \arcsin \left| \frac{122.17 - 138.23}{2 \times 415} \right| = 1.11^\circ \end{aligned}$$

(3) 各包角 β

由图 36.2-22 可得

$$\begin{aligned} \beta_1 &= 180^\circ - \delta_1 + \epsilon_1 + \epsilon_2 \\ &= 180^\circ - 37^\circ + 39.14^\circ + 1.11^\circ \end{aligned}$$

(此处 $\epsilon_{i-1} = \epsilon_3 = 1.11^\circ$)

由图 36.2-21 可得:

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \delta_2 + \epsilon_2 + \epsilon_1 - 180^\circ \\ &= 153^\circ + 47.58^\circ + 39.14^\circ - 180^\circ \\ &= 59.72^\circ \end{aligned}$$

由图 36.2-22 可得

$$\begin{aligned} \beta_3 &= 180^\circ - \delta_3 + \epsilon_2 \\ &= 180^\circ - 76^\circ + 347.58^\circ \\ &= 151.58^\circ \end{aligned}$$

$$(\epsilon_i = \epsilon_3 = 0)$$

由图 36.2-17 或图 36.2-18 可得

$$\begin{aligned} \beta_4 &= 180^\circ - \delta_4 - \epsilon_4 - \epsilon_{i-1} \\ &= 180^\circ - 94^\circ - 1.11^\circ \\ &= 84.89^\circ \end{aligned}$$

$$(\epsilon_{i-1} = \epsilon_3 = 0)$$

(4) 各直线段长度 l

由图 36.2-16 可得

$$\begin{aligned} l_1 &= a_1 \cos \epsilon_1 = 270 \text{ mm} \times \cos 39.14^\circ \\ &= 209.41 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_2 &= a_2 \cos \epsilon_2 = 220 \text{ mm} \times \cos 47.58^\circ \\ &= 148.4 \text{ mm} \end{aligned}$$

由图 36.2-15 可得

$$\begin{aligned} l_3 &= a_3 \cos \epsilon_3 = 200 \text{ mm} \times \cos 0^\circ \\ &= 200 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_4 &= a_4 \cos \epsilon_4 = 415 \text{ mm} \times \cos 1.11^\circ \\ &= 414.92 \text{ mm} \end{aligned}$$

(5) 各包角弧长 s

$$\begin{aligned} s_1 &= \pi d_1 \frac{\beta_1}{360^\circ} \\ &= \pi \times 138.23 \text{ mm} \times \frac{183.25^\circ}{360^\circ} \\ &= 221.05 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_2 &= \pi d_2 \frac{\beta_2}{360^\circ} \\ &= \pi \times 202.66 \text{ mm} \times \frac{59.72^\circ}{360^\circ} \\ &= 105.62 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_3 &= \pi d_3 \frac{\beta_3}{360^\circ} \\ &= \pi \times 122.17 \text{ mm} \times \frac{151.58^\circ}{360^\circ} \\ &= 161.60 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$s_4 = \pi d_4 \frac{\beta_4}{360^\circ}$$

$$= \pi \times 122.17 \text{ mm} \times \frac{84.89^\circ}{360^\circ}$$

$$= 90.5 \text{ mm}$$

(6) 计算链条总长 L

$$L = \sum_{i=1}^n l_i + \sum_{i=1}^n s_i = 1551.58 \text{ mm}$$

(7) 链条总节数 L_p

$$L_p = \frac{L}{p} = \frac{1551.58}{25.4} = 61.08$$

圆整成偶数节 62 节, 所引起的链条新的总长为 $62 \times 25.4 \text{ mm} = 1574.8 \text{ mm}$, 可移动张紧轮 3 来补偿调整。

例 2 对图 36.2-23 所示的一个农业机械链传动进行磨损寿命核算。已知所选用的链条为 16B-2 (B 系列)、节距为 25.4 mm 的双排滚子链。轴 1 为主动轴, 转矩 $M_1 = 1266 \text{ N}\cdot\text{m}$, 主动链轮齿数 $z_1 = 20$, 给定牵引力 $F_1 = 15600 \text{ N}$, 转速 $n_1 = 170 \text{ r/min}$, 链条速度 $v = 1.44 \text{ m/s}$, 链条节数 $L_p = 134$ 节。从动链轮 2 和 3 输出功率, 链条张力在直线段 II, $F_2 = 8575 \text{ N}$; 在直线段 III, $F_3 = 1580 \text{ N}$; 滴油润滑。

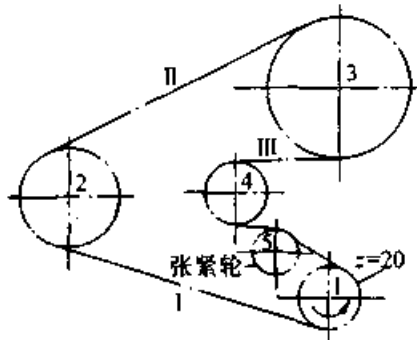


图 36.2-23 农业机械上的多从动轮链传动

解:

(1) 计算直线段 I 上链条的磨损使用寿命 T_1

由表 36.2-5 查得 $K_A = 1.3$, 由 GB/T 1243—1997 可知, $A = 2d_2b_2 = 2 \times 8.28 \times 25.45 = 421.4 \text{ mm}^2$; 链条铰链压强

$$p_{r1} = \frac{F_1 K_A}{A} = \frac{15600 \times 1.3}{421.4} \text{ MPa} \approx 48 \text{ MPa}$$

由图 36.2-7 可知, 对于不充分润滑, 磨损系数 $c_1 = 3.8$; 由表 36.2-12 查得节距系数 $c_2 = 1.27$; 由图 36.2-8 查得齿数—速度系数 $c_3 = 1$ 。

$$z_1 = 20 \quad z_2 = 34 \quad i = \frac{34}{20} = 1.7$$

$$T_1 = 91500 \left(\frac{c_1 c_2 c_3}{p_r} \right)^3 \frac{L_p}{v} \times \frac{z_1^i}{i+1} \left[\frac{\Delta p}{p} \right] \frac{p}{3.2 d_2}$$

$$= 91500 \left(\frac{3.8 \times 1.27 \times 1}{48} \right)^3 \times \frac{134}{1.44}$$

$$\times \frac{20 \times 1.7}{1.7+1} \times \frac{0.03 \times 25.4}{3.2 \times 8.28} \text{ h}$$

$$\approx 3130 \text{ h}$$

(2) 计算直线段 II 链条的磨损使用寿命 T_2

$$p_{r2} = \frac{F_2 K_A}{A} = \frac{8575 \times 1.3}{421.4} \text{ MPa}$$

$$\approx 26.5 \text{ MPa}$$

$$c_1 = 4.7 \quad z_1 = 34 \quad z_2 = 44$$

$$i = \frac{44}{34} = 1.29$$

$$T_2 = 91500 \left(\frac{4.7 \times 1.27 \times 1}{26.5} \right)^3 \times \frac{134}{1.44} \times$$

$$\frac{34 \times 1.29}{1.29+1} \times \frac{0.03 \times 25.4}{3.2 \times 8.28} \text{ h}$$

$$= 53600 \text{ h}$$

(3) 计算直线段 III 链条的磨损使用寿命 T_3

$$p_{r3} = \frac{F_3 K_A}{A} = \frac{1580 \times 1.3}{421.4} \text{ MPa}$$

$$= 4.88 \text{ MPa}$$

$$c_1 = 2.2 \quad z_1 = 20 \quad z_2 = 44 \quad i = \frac{44}{20} = 2.2$$

$$T_3 = 91500 \left(\frac{2.2 \times 1.27 \times 1}{4.88} \right)^3 \times \frac{134}{1.44} \times$$

$$\frac{20 \times 2.2}{2.2+1} \times \frac{0.03 \times 25.4}{3.2 \times 8.28} \text{ h}$$

$$= 632000 \text{ h}$$

(4) 链条的总预期磨损使用寿命 T_0

$$\frac{1}{T_0} = \frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_2} + \frac{1}{T_3}$$

$$= \left(\frac{1}{3130} + \frac{1}{53600} + \frac{1}{632000} \right) \text{ h}^{-1}$$

$$T_0 = 2940 \text{ h}$$

本例的各从动链轮的包角皆大于 120° , 故不必进行啮合可靠性的检验。

6 链传动的布置、张紧与维修[⊖]

6.1 链传动的布置

链传动一般应布置在铅垂平面内, 尽可能避

⊖ 链传动的润滑装置及润滑油选用见本大典第 20 篇。

免布置在水平或倾斜平面内。如确有需要，则应考虑加装托板或张紧轮等装置，并且设计较紧凑的中心距。

链传动的安装一般应使两轮轮宽的中心平面轴向位移误差 $\Delta e \leq \frac{0.2}{100} a$ ，两链轮旋转平面间的夹角误差 $\Delta \theta \leq \frac{0.6}{100} \text{ rad}$ ，见图 36.2-24。

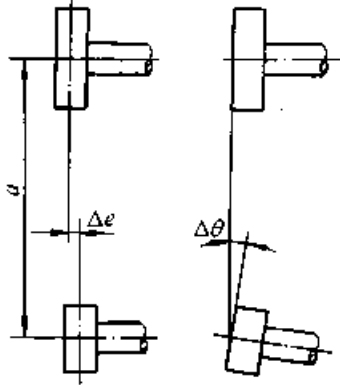


图 36.2-24 链轮的安裝误差

链传动的布置应考虑表 36.2-48 提出的一些布置原则。

6.2 链传动的张紧

链传动的张紧程度可用测量松边垂度 f 的大小来表示。图 36.2-25a 为近似的测量 f 的方法，即近似认为两轮公切线与松边最远点的距离为垂度 f 。图 36.2-25b 所示为双侧测量，其松边垂度 f 相应为

$$f = \sqrt{f_1^2 + f_2^2}$$

合适的松边垂度推荐为

$$f = (0.01 \sim 0.02) a \text{ mm}$$

或 $f_{\min} \leq f \leq f_{\max}$

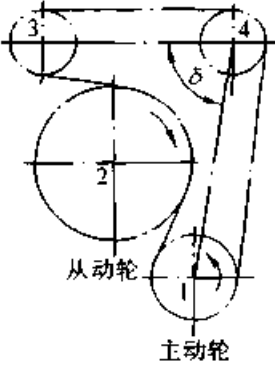
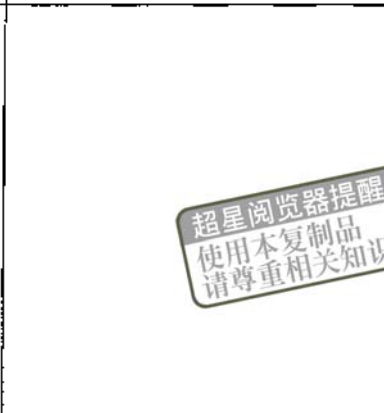
$$f_{\min} = \frac{0.00036 \sqrt{a^3}}{K_v} \cos \alpha$$

$$f_{\max} = 3f_{\min}$$

表 36.2-48 链传动的布置

传动条件	正确布置	不正确布置	说明
i 与 a 较佳的传动 $i = 2 \sim 3$ $a = (30 \sim 50)p$			两轮轴中心连线最好成水平，或与水平面成 60° 以下的倾角。紧边在上面较好
i 大 a 小的传动 $i > 2$ $a < 30p$			两轮轴不在同一水平面上，此时松边应布置在下面，否则松边下垂量增大后，链条易与小链轮钩住
i 小 a 大的传动 $i < 1.5$ $a > 60p$			两轮轴在同一水平面上，松边应布置在下面，否则松边下垂量增大后，松边会与紧边相碰。此外，需经常调整中心距
垂直传动 i, a 为任意值			两轮轴在同一铅垂面内，此时下垂量集中在下端，所以要尽量避免这种垂直或接近垂直的布置，否则会减少下面链轮的有效啮合齿数，降低传动能力。应采用：①中心距可调；②张紧装置；③上下两轮错开，使其轴线不在同一铅垂面内；④尽可能将小链轮布置在上方等措施

续表 36.2-48

传动条件	正确布置	不正确布置	说明
反向传动 $ i < 8$			为使两轮转向相反，应加装3和4两个导向轮，且其中至少有一个是可以调整张紧的。紧边应布置在1和2两轮之间，角 δ 的大小应使2轮的啮合包角满足传动要求

超星浏览器提醒
使用本复制品
请尊重相关知识

式中 a —— 传动中心距 (mm);
 f_{min} —— 最小垂度 (mm);
 f_{max} —— 最大垂度 (mm);
 α —— 松边对水平面的倾角, 见图 36.2-6;
 K_v —— 速度系数, 当 $v \leq 10$ m/s 时, $K_v = 1.0$; 当 $v > 10$ m/s 时, $K_v = 0.1v$ 。

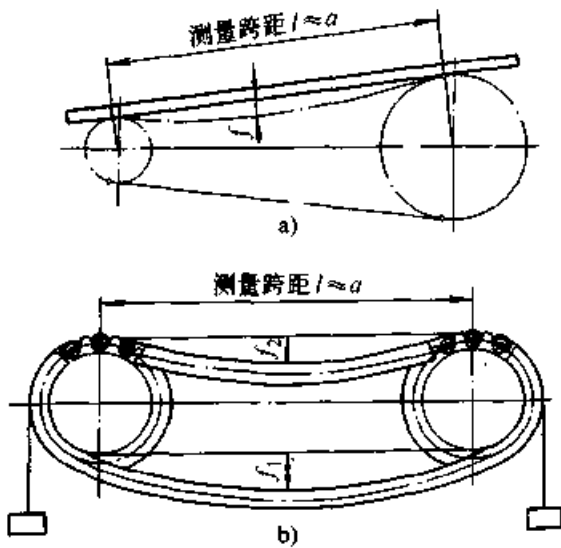


图 36.2-25 垂度测量

a) 单侧测量 b) 双侧测量

对于重载、经常起动、制动和反转的链传动以及接近垂直的链传动，其松边垂度应适当减小。

链传动的张紧可以采用下列方法：

1) 用调整中心距方法张紧 对于滚子链传动，其中心距调整量可取为 $2p$ ；对于齿形链传动，可取为 $1.5p$ ， p 为链条节距。

2) 用缩短链长方法张紧 当传动没有张紧装置而中心距又不可能调整时，可采用缩短链长（即拆去链节）的方法对因磨损而伸长的链条重

新张紧，见图 36.2-26。图 36.2-26a 是偶数节链条缩短一节的方法（图中拆去三个链节即两个内链节一个外链节，换上一个复合过渡链节即一个内链节和一个过渡链节），采用过渡链节强度有所降低；缩短两节虽可避免使用过渡链节，有时又会过紧。图 36.2-26b 是奇数节链条缩短一节的方法，即把过渡链节去掉，比较简单。

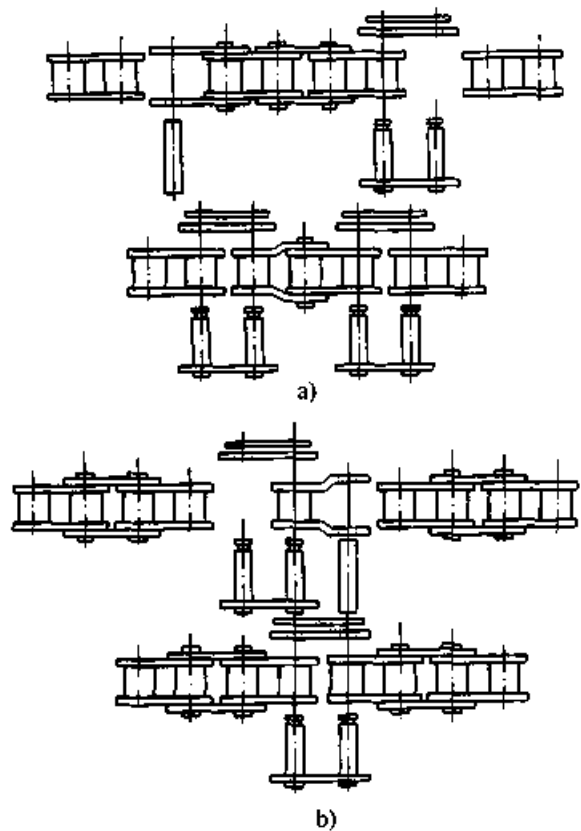


图 36.2-26 链条的缩短方法

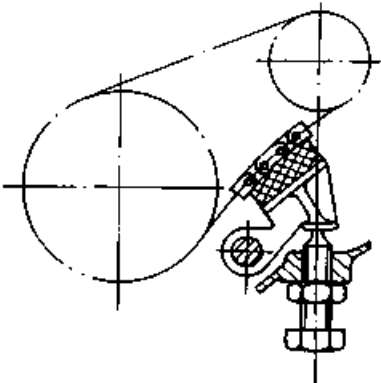
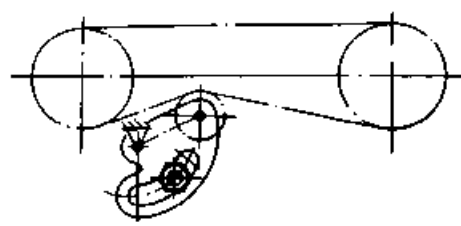
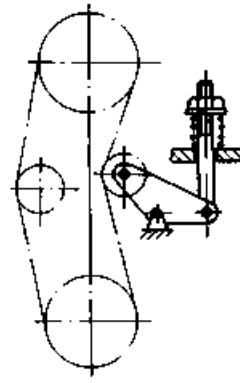
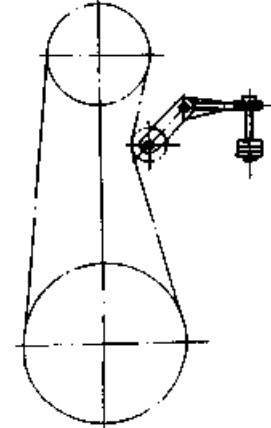
a) 偶数节链条缩短一节的方法

b) 奇数节链条缩短一节的方法

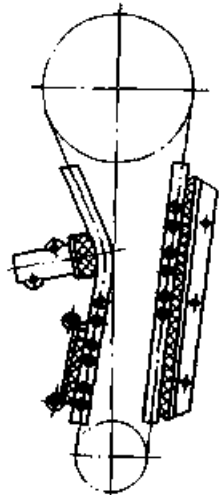
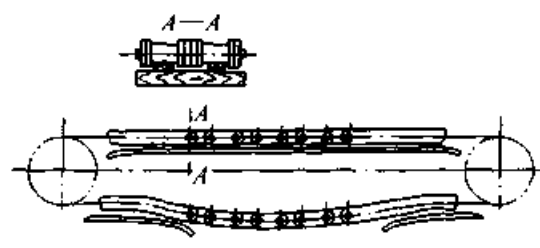
3) 用张紧装置张紧 下列情况应增设张紧装置 (张紧装置示例见表 36.2-49)

① 两轴中心距较大 ($a > 50p$ 和脉动载荷下 $a > 25p$);

表 36.2-49 张紧装置示例

类型	张紧调节形式	简 图	说 明
定期张紧	螺纹件调节		<p>可采用细牙螺纹件并带锁紧螺母</p>
定期张紧	偏心调节		<p>张紧轮一般布置在链条松边, 根据需要可以靠近小链轮或大链轮, 或者布置在中间位置。张紧轮可以是链轮或辊轮。张紧链轮的齿数常等于小链轮齿数。张紧辊轮常用于垂直或接近于垂直的链传动, 其直径可取为 $(0.6 \sim 0.7)d$, d 为小链轮直径</p>
自动张紧	弹簧调节		<p>张紧轮一般布置在链条松边, 根据需要可以靠近小链轮或大链轮, 或者布置在中间位置。张紧轮可以是链轮或辊轮。张紧链轮的齿数常等于小链轮齿数。张紧辊轮常用于垂直或接近于垂直的链传动, 其直径可取为 $(0.6 \sim 0.7)d$, d 为小链轮直径</p>
	挂重调节		

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

类型	张紧调节形式	简 图	说 明
自 动 张 紧	液压调节		采用液压块与导板相结合的形式，减振效果好，适用于高速场合，如发动机的正时链传动
承 托 装 置	托板和托架		适用于中心距较大的场合，托板上可衬以软钢、塑料或耐油橡胶。滚子可在其上滚动；更大中心距时，托板可以分成两段，借中间 6-10 节链条的自重下垂张紧

超星浏览器提醒您：
使用本复制品请尊重版权！

- ②两轴中心距过小，松边在上面；
- ③两轴布置使倾角 α 接近 90° ；
- ④需要严格控制张紧力；
- ⑤多链轮传动或反向传动；
- ⑥要求减小冲击振动，避免共振；

- ⑦需要增大链轮啮合包角；
- ⑧采用调整中心距或缩短链长的方法有困难。

6.3 链传动的维修 (见表 36.2-50)

表 36.2-50 链传动故障分析与维修示例

故 障	原 因	维 修 措 施
链板或链轮齿严重侧磨	1) 各链轮不共面 2) 链轮端面跳动严重 3) 链轮支承刚度差 4) 链条扭曲严重	1) 提高加工与安装精度 2) 提高支承件刚度 3) 更换合格链条
链板疲劳开裂	润滑条件良好的中低速链传动，链板的疲劳是主要矛盾，但若过早失效则有问题： 1) 链条规格选择不当 2) 链条品质差 3) 动力源或负载动载荷大	1) 重新选用合适规格的链条 2) 更换质量合格的链条 3) 控制或减弱负载和动力源的冲击振动
滚子碎裂	1) 链轮转速较高而链条规格选择不当 2) 链轮齿沟有杂物或链条磨损严重发生爬齿和滚子被挤顶现象 3) 链条质量差	1) 重新选用稍大规格链条 2) 清除齿沟杂物或换新链条 3) 更换质量合格的链条

续表 36.2-50

故障	原因	维修措施
销轴磨损或销轴与套筒胶合	链条铰链元件的磨损是最常见的现象之一。正常磨损是一个缓慢发展的过程。如果发展过快则可能 1) 润滑不良 2) 链条质量差或选用不当	1) 清除润滑油内杂质、改善润滑条件、更换润滑油 2) 更换质量合格或稍大规格链条
外链节外侧擦伤	1) 链条未张紧, 发生跳动, 从而与邻近物体碰撞 2) 链箱变形或内有杂物	1) 使链条适当张紧 2) 消除箱体变形、清除杂物
链条跳齿或抖动	1) 链条磨损伸长, 使垂度过大 2) 冲击或脉动载荷较重 3) 链轮齿磨损严重	1) 更换链条或链轮 2) 适当张紧 3) 采取措施使载荷较稳定
链轮齿磨损严重	1) 润滑不良 2) 链轮材质较差, 齿面硬度不足	1) 改善润滑条件 2) 提高链轮材质和齿面硬度 3) 把链轮拆下, 翻转 180°再装上, 则可利用齿廓的另一侧而延长使用寿命
卡簧、开口销等链条锁止元件松脱	1) 链条抖动过烈 2) 有障碍物碰撞 3) 锁止元件安装不当	1) 适当张紧或考虑增设导板托板 2) 消除障碍物 3) 改善锁止件安装质量
振动剧烈、噪声过大	1) 链轮不共面 2) 松边垂度不合适 3) 润滑不良 4) 链箱或支承松动 5) 链条或链轮磨损严重	1) 改善链轮安装质量 2) 适当张紧 3) 改善润滑条件 4) 消除链箱或支承松动 5) 更换链条或链轮 6) 加装张紧装置或防振导板

7 链传动设计与使用中的几个问题

7.1 链传动噪声的控制^[9,10,2]

链传动在高转速状态下通常噪声较大, 已不能满足人类对于工作环境质量日益增高的要求。降低链传动噪声可以有多种方法, 其最简便方法之一是采用齿形链, 但其重量较大, 使整体结构趋于复杂。本节仍以滚子链为例, 介绍其噪声的控制措施与方法。

因为链传动为非共轭啮合, 在运转中会产生噪声, 而噪声的根源是振动。链传动可能发生三种振动, 即链节的横向与纵向振动, 链轮的轴向与径向振动, 滚子的径向振动。图 36.2-27 为链

条的紧边和松边的噪声测定值 (dB), 它说明在紧边啮入和松边啮入处都形成噪声高峰, 并以主

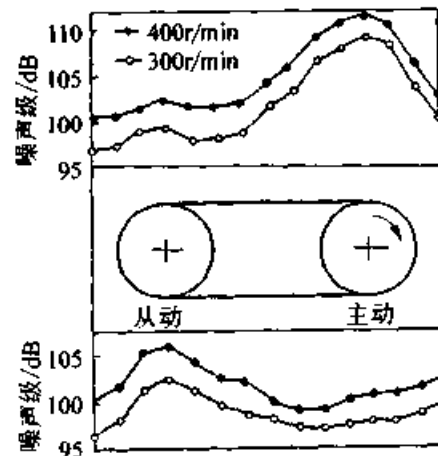


图 36.2-27 链传动紧边和松边的噪声测定记录

动轮的啮入处为最大。因此啮入冲击引起的滚子振动或链轮振动是产生噪声的最主要来源。所以降低噪声的措施首先在于治理啮入冲击。

控制链传动噪声的主要方法有：

(1) 隔离声源

应用隔音箱、密封壳体等办法将噪声隔离。

(2) 控制声源

改变链条或链轮的结构和材料，以阻止或减弱噪声源的发声。其措施有：

1) 采用防噪声链轮。

a. 用硬橡胶、尼龙等有机化学材料制造链轮，其缺点是强度及磨损寿命低。

b. 在链轮齿沟底部装置减振橡胶管，见图 36.2-28a。橡胶圆管 3 插入链轮齿沟的径向沉孔 2 中，圆管 3 的下半部直径较大，可以与沉孔 2 过盈配合牢固联结，而其顶部略高出齿沟底部一段距离 d 。当链条滚子啮入时，首先接触圆管的顶部并迫使 d 部分变形回缩，直至滚子（件 1）接触齿沟底部，完成啮入，而以后的传动载荷则由链轮的金属齿廓承受。图 36.2-28b 是与图 36.2-28a 类似的圆管 4。图 36.2-28c 表明当圆管长久使用后，可在圆管孔内插入一棱柱橡胶体 5，起加强作用。

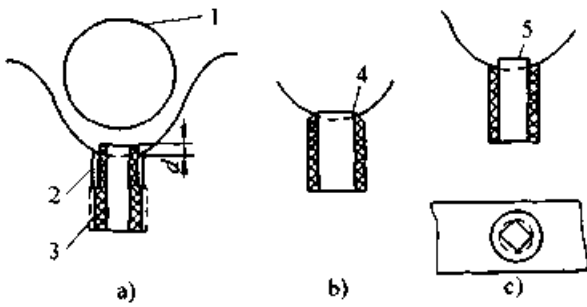


图 36.2-28 链轮齿沟底的减振橡胶管

c. 在链轮一侧或两侧加装橡胶圈，见图 36.2-29。橡胶圈的外圆略大于当链条围绕在

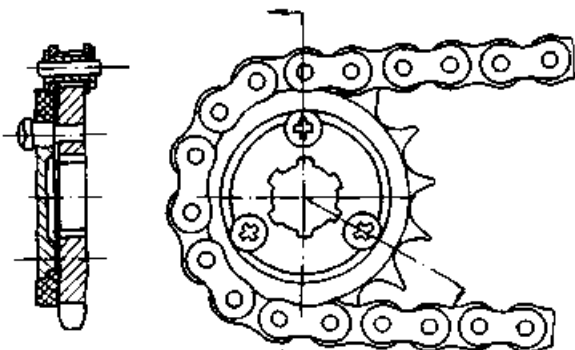


图 36.2-29 链轮侧面加装橡胶圈

链轮上所形成的最小包络圆。当链条进入啮合时，先是链板与橡胶圈接触，当橡胶圈受压逐渐变形后，滚子才到达齿沟就位。

d. 金属减振弹性环，其工作原理类似橡胶圈，但用强度及耐磨性好的金属材料制成。金属环上加工成各种形状的孔（见图 36.2-30b~e），以得到良好的弹性。图 36.2-31 是另一种用薄壁的弹性金属材料制成的弹性环，装在链轮两侧，其径向处于半自由状态。当链条插入啮合时，减振环先受链板挤压而弹性变形（成为椭圆形），而后链条滚子才正确就位。

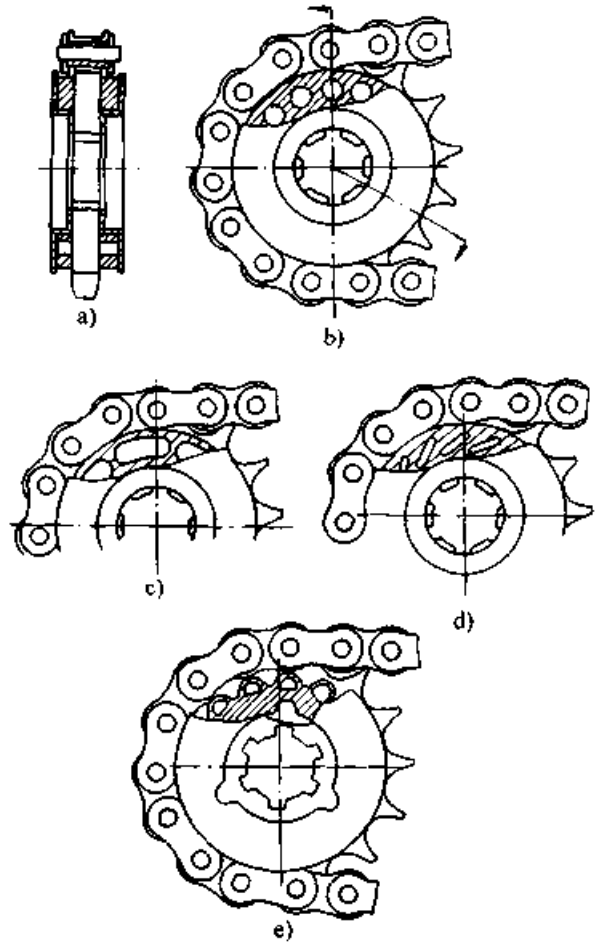


图 36.2-30 金属减振弹性环

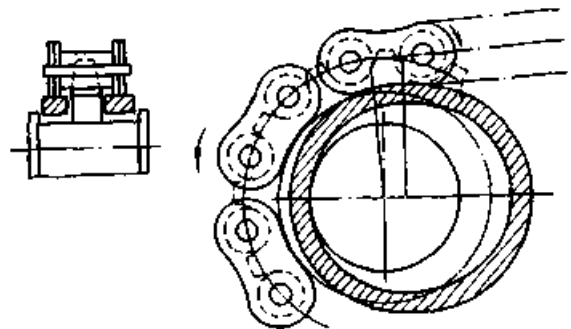


图 36.2-31 薄壁弹性环

金属环的尺寸要精确确定，因为，即使是同一尺寸的链轮，当链条与链轮的包角不同时，需要减振环的外径尺寸也不相同，所以金属环不如橡胶减振环应用方便。

2) 改进链条结构以减缓啮合冲击力。图 36.2-32 的滚子是用弹性薄钢板做成涡旋状体，其外周比链轮的齿沟圆略大，而滚子与套筒之间留有微量间隙以保证滚子自由转动。当滚子进入齿沟啮合时，其外周先与齿槽侧面齿廓相接触，而后逐渐正确就位，其啮入过程大大减缓了啮合冲击力。滚子也可用夹有金属丝网的聚氨脂制成，以得到弹性减振性能，其结构见图 36.2-33。

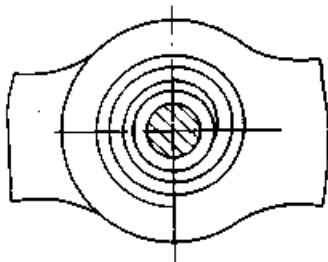


图 36.2-32 做成涡旋状体的防噪声滚子

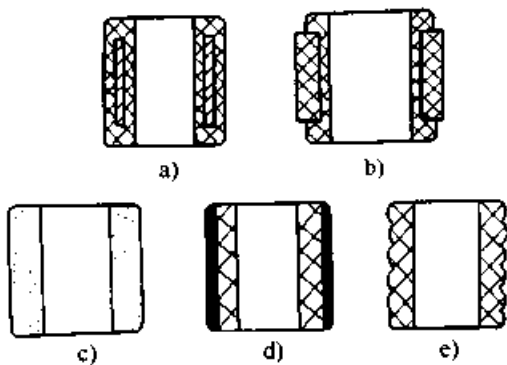


图 36.2-33 聚氨脂、金属丝网做成的防噪声滚子

3) 改善链传动系统的动力特性。链轮的结构刚度对噪声有一定影响。如图 36.2-34 所示，5 号结构比 1 号结构的运转噪声可小 8 dB。

图 36.2-35 为在链轮两侧轮缘内填塞用减振材料做成的阻尼环，以降低噪声。

图 36.2-36 为在链轮齿沟处开有众多的径向沟槽，以改变系统的自振频率，从而避免共振。此链轮的两侧还有橡胶减振环，以减少啮合冲击。

7.2 标准链条

在一般工业领域，本章给出的五种国标链条

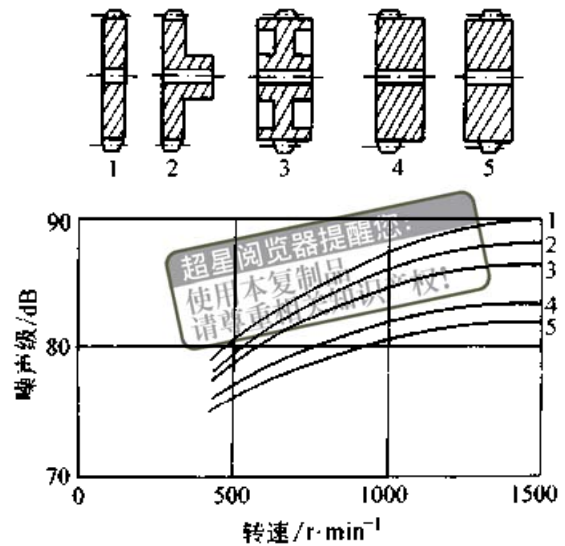


图 36.2-34 链轮刚性对噪声的影响

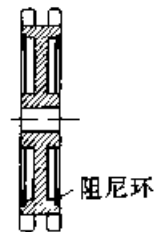


图 36.2-35 加阻尼环的链轮

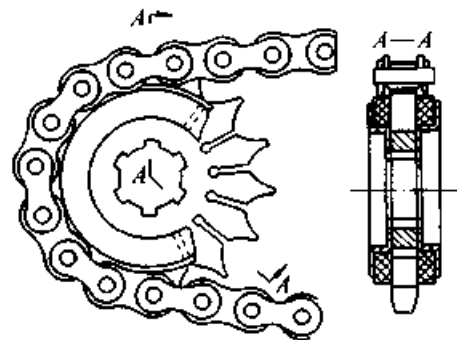


图 36.2-36 链轮开径向槽，以改变自振频率已能满足使用要求。如有特殊要求，也可选用其他标准链条。目前我国规定的各级各类标准链条共有几十种，大体可以满足包括特种传动及输送传动几乎所有领域的使用要求。表 36.2-51 给出了常用的相关标准二十余种。为方便设计者使用与购买，表中同时给出了其生产厂家。

7.3 非标准链条的设计^[2]

设计者应尽量采用标准链条。但在某些特殊情况下也可以采用非标准链条，设计时应注意掌握以下几个原则：

1) 尽量参照并靠近国内或国外标准。查找

表 36.2-51a 链条链轮标准

序号	标准代号	标准名称	对照标准	出产厂家代号
1	GB/T 1234--1997	短节距传动用精密滚子链和链轮	参照 ISO 606: 1994	1, 2, 3
2	GB/T 4140--1993	输送用平顶链和链轮	等效 ISO 4348: 1983	6, 7, 1
3	GB/T 5269--1999	传动及输送用双节距精密滚子链和链轮	等效 ISO 1275: 1995	1, 2, 8
4	GB/T 5858--1997	重载传动用弯板滚子链和链轮	等效 ISO 3512: 1992	8, 9, 10
5	GB/T 6074--1995	板式链、端接头及槽轮	等效 ISO 4347	10, 11, 1
6	GB/T 6076--1985	传动用短节距精密套筒链	等效 ISO 1395	11, 1, 2
7	GB/T 8350--1987	输送链、附件和链轮	等效 ISO 1977	1, 2, 10
8	GB/T 10855--1989	传动用齿形链及链轮	参照 ANSI B29.2M	1, 11, 12
9	JB/T 7932--1995	S型、C型钢制滚子链和附件及链轮	等效 ISO 487: 1987	13
10	GB/T 14212--1993	摩托车链条	等效 ISO 10190	1, 2, 3
11	GB/T 15390--1994	工程用钢制焊接弯板链和链轮	等效 ISO 6972	1
12	JB/T 9152--1999	滑片式无级变速链		11, 12, 2
13	JB/T 9153--1999	双链冷拔机用重载直板滚子链和链轮		4, 1
14	JB/T 9154--1999	埋刮板输送机用叉型链、刮板和链轮		14, 1, 15
15	JB/T 3876--1999	传动用短节距精密滚子链 加重系列		1, 2, 11
16	JB/T 5398--1991	工程用钢制套筒链、附件及链轮		1, 13
17	JB/T 6367--1992	保护拖链 型式尺寸		16, 1
18	JB/T 7054--1993	瓶装啤酒灌装线滚子输送链		1, 17, 18
19	JB/T 7364--1994	倍速输送链		6, 11, 21
20	JB/T 8545--1997	自动扶梯梯级链、附件和链轮		1, 12, 5
21	JB/T 8546--1997	双铰接输送链		19, 22
22	JB/T 8883--1999	农业机械用夹持输送链		11, 1, 14

注：链条与链轮生产的更详细情况，请查阅参考文献 [11、12]。

表 36.2-51b 标准链生产厂家

代号	厂家名称	地址/邮编	电话/传真
1	浙江湖州锐狮链传动集团公司	浙江省湖州市芙蓉阳道桥 313012	0572-3489898 0572-3489388
2	杭州东华链条总厂	杭州市机场路 64-2 号 310021	0571-5144908 0571-5147181
3	杭州钱江链传动有限公司	萧山市一号瀑 311231	0571-2696108 0571-2696105
4	大港石油管理局总机械厂链条分厂	天津市大港油田川港路 300280	02227-21335 02227-21342
5	牡丹江市北方工具厂石油链分厂	黑龙江省牡丹江市西三条路 157000	0453-270527

续表 36.2-51b

代号	厂家名称	地址/邮编	电话/传真
6	浙江省青田链条厂	浙江省青田县临江路20号 323900	
7	安徽省黄山链条厂	安徽省绩溪县华阳路6号 245300	05631-834897
8	沈阳市链条厂	辽宁省沈阳市东陵区深井子 110172	024-9832028
9	株洲市链条总厂	湖南省株洲市红旗北路58号 412001	0733-8431708
10	江苏省武进链条厂	江苏省常州市西门外漕里镇 213151	0519-3341135
11	苏州环球链传动有限公司	江苏省苏州市苏浒路47号 215008	
12	杭州链条总厂	杭州市湖墅南路309号 310005	0571-8072314 0571-8078075
13	哈尔滨黑龙链条厂	哈尔滨市道里区安发街69号 150016	0451-2628232
14	三河市长城链条集团公司	河北省三河市 101600	03258-212316
15	鞍钢西部链条厂	辽宁省鞍山市鞍钢西部厂区 114021	0412-6752670
16	北钢集团昂昂溪机电厂	黑龙江省齐齐哈尔市昂昂溪区 161031	0452-2322238 0452-2322412
17	辽阳市链条厂	辽宁省辽阳市小庄西路82号 111000	0419-2126810
18	湖南链条厂	海南省益阳市秀峰路19号 413000	0737-224016
19	苏州特种链条厂	江苏省苏州市西园路38号 215008	00512-5335290
20	常州市链轮厂	江苏省常州市百丈镇213151	0519-5861023
21	四川链条厂	四川省成都市解放路1段194号 610081	028-3333785
22	苏州通达链条输送机厂	江苏省苏州市盘门外唐寅墓对面 215009	0512-8203010 0512-8203010

并选用国外标准,同时与国内链条制造厂协商订购,不失为一种多快好省的办法,而且也容易被厂家接受。

2) 参照相近的标准链的工艺参数,改用较好的材料及热处理,以提高所设计非标准链条的承载能力,满足较繁重的工况要求。

3) 国内外的链条制造工厂除生产标准链条外,均生产大量的各种企业标准链条,以适应链条千变万化的应用工况,因此可以向国内外链条制造厂咨询并索取丰富的产品样本和设计资料。

4) 勇于创造性的设计。要深刻地理解链条结构及力学原理,广泛借鉴国内外有关技术资料,进行功能、结构、强度、尺寸公差、材料工艺等方面的分析研究,创新、设计新优链条产品。例如为了改进和扩大性能,可将标准链条进行“延伸”,其方法如下:

① 节距延伸:二倍节距,三倍节距。

② 排列延伸:双排链,三排链,多排链。

③ 节距交叉:长短节距交叉。

④ 排列交错:多挂单排链错位。

⑤ 附件延伸:通过增加附件以提高链条的附加功能。

“延伸”的链条在制造上可以大部分采用标准链条的零件。例如节距延伸的链条,仅延伸了链板的长度,其他零件均可使用原标准链零件。又如排列延伸的链条,仅延伸了销轴的长度,其他零件可基本按原标准。

节距延伸可以减轻链条重量,排列延伸可增加链条的传动能力;节距交叉可以减轻链条的横向跳动;排列交错(这里实际上是链轮齿的排列交错,将多排链错位)可以改善链传动的平稳性;附件延伸可以使链条适应更广泛的功能要求。

参 考 文 献

- 1 机械工程手册编委会编. 机械工程手册:第6卷,传动设计. 北京:机械工业出版社,1997
- 2 余梦生,吴宗泽主编. 机械零部件手册(选型设计指南). 北京:机械工业出版社,1996
- 3 现代机械传动手册编委会编. 现代机械传动手册. 北京:机械工业出版社,1995
- 4 Erickson W D. Belt selection and Application for Engineers. New York: Marcel Dekker, 1984
- 5 郑志峰,王义行,柴邦衡. 链传动. 北京:机械工业出版社,1984
- 6 孟祥宾,方伟成,张世强等. 最新链传动标准应用手册. 北京:中国标准出版社,1997
- 7 王义行等. 链条输送机. 北京:机械工业出版社,1997
- 8 杨志刚,郑学渊. 多从动轮链传动设计. 机械传动,1993,17(4):17~22
- 9 杨志刚,郑志峰,何文地. 滚子链传动噪声机理研究. 机械设计,1994,(3):22~24
- 10 何文地,杨志刚,王殿学. 滚子链传动噪声控制. 机械工程师,1995,(4):45~47
- 11 机械工业部编. 机械产品目录:第12册. 北京:机械工业出版社,1996
- 12 吉林工业大学链传动研究所. 链传动设计与应用手册. 北京:机械工业出版社,1992

中国机械设计大典
CHINA MECHANICAL DESIGN CANON

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第

37

篇

摩擦轮与螺旋传动

主 编 王起龙

编 写 王起龙 王承丰 赵 巍

审 稿 朱孝录 杨光耀



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第 1 章 摩擦轮传动

浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

摩擦轮传动是由两个相互压紧的滚轮，依靠接触面间的摩擦传递运动和动力的。由于其结构简单、制造容易、运转平稳、过载可以打滑（可防止设备中重要零部件的损坏），以及能连续平滑地改变传动比，因而有着较大的应用范围，是无级变速传动的主要元件。根据其润滑状态的不同，可分为干摩擦型和有润滑型两类。干摩擦型摩擦轮传动，其中一轮多由非金属材料（如橡胶、皮革、塑料、木材、织物等）包覆，与另一个金属轮组成摩擦传动，由于受材料性能和接触应力的限制，其结构尺寸较大；运转中有滑动（弹性滑动、几何滑动和打滑），传动效率较低；作用在轴和轴承上的载荷大，宜用于中小功率传动。这类传动就是通常所说的摩擦轮传动。另一类是相互压紧的金属滚轮，工作在压力黏度指数很高的流体中，其接触区在高压下会产生抗剪强度很高的润滑油膜，可以传递很大的摩擦力。金属滚轮有圆柱轮、圆锥轮、圆盘、圆环、圆球或弧锥轮等，其表面都经过硬化处理。形成油膜的流体通常是矿物油、硅制剂或合成润滑油。在这样的条件下，承受很高压力的滚轮可以在弹性流体动力润滑状态下工作，提高了传动装置的承载能力。这类传动又称为牵引传动，并相应地将其在工作时的摩擦系数和产生的摩擦力称为牵引系数和牵引力。

本章主要介绍典型的定传动比摩擦轮传动，其中有用于两平行轴间进行传动的圆柱平摩擦轮传动、圆柱槽形摩擦轮传动；用于两相交轴进行传动的圆锥摩擦轮传动。

1 定传动比摩擦轮传动的设计

1.1 主要失效形式

摩擦轮传动的主要失效形式与滚轮间有无润滑和工作条件有关。

1) 对于干摩擦型的滚轮，无论两轮材料均为金属材料（钢-钢、钢-铸铁），或两轮之一为非金属材料（铸铁-非金属材料），其主要失效形

式都是由于滑动导致轮面磨损，或由于散热不良引起烧伤。

2) 对于有润滑型的滚轮，在具有良好的润滑条件下，多由于接触应力过高（达 1 000 ~ 2 500 MPa），导致轮面疲劳点蚀和表面压溃。

3) 有些有润滑型的滚轮，在高压紧力作用下高速运转，导致摩擦表面瞬时温度升高，降低了牵引油膜的润滑效果，使轮面产生胶合。

4) 有润滑型的滚轮在起动时常常润滑不良，并有不可避免的滑动，特别是滚轮超载运行、并长期以一个固定的速度工作时，也会导致滚轮的表面磨损。

因此，对于良好润滑条件下两金属滚轮传动，通常都是按表面疲劳强度进行计算。为了保证摩擦副有足够的油膜牵引力和油膜厚度，尚需进行弹性流体动力润滑计算。对于其中一个轮面为非金属材料的干摩擦型传动，目前多控制单位长度上的压力，进行条件性计算，以保证一定的磨损寿命。

1.2 设计计算

定传动比摩擦轮传动的设计计算见表 37.1-1。

2 摩擦轮材料

摩擦滚轮的主要失效形式是表面损坏，对其制造材料的要求应该是：

- 1) 接触疲劳强度高，耐磨性好；
- 2) 弹性模量大，减小变形和滚动损失；
- 3) 摩擦系数高（干摩擦型）；
- 4) 导热性能良好；
- 5) 对润滑油的吸附性能好；
- 6) 吸湿性小（对非金属材料）。

要求高速、高效和结构尺寸紧凑的传动，两轮都应选用淬硬钢轮面，如 GCr15、GCr15SiMn、GCr9SiMn 等滚动轴承钢或 20CrMnTi、18CrNiWA 等合金钢，经表面硬化处

表 37.1-1 定传动比摩擦轮传动的设计与计算

类型	圆柱摩擦轮传动	槽形摩擦轮传动	
传动简图			
传动比	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$	
压紧力	$Q = \frac{KF}{\mu} = \frac{2 \times 10^3 KT_1}{\mu d_1}$ $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$	$Q = \frac{10^3 KT_1}{\mu d_1}$ $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$	
作用在轴上的力	总压力	$R_1 = R_2 = \sqrt{F^2 + Q^2} = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K}{\mu}\right)^2}$	$R_1 = R_2 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K \sin \beta}{\mu}\right)^2}$
	径向力 轴向力	$Q_r = Q$ $Q_a = 0$	$Q_r = \frac{2 \times 10^3 KT_1}{\mu d_1} (\sin \beta + \mu \cos \beta)$ $Q_a = 0$
按强度设计	按接触强度设计	$a = (i+1) \sqrt[3]{E_c \frac{K P_1}{\mu \psi_a i n_1} \left(\frac{1.300}{\sigma_{Hb}}\right)^2}$ $E_c = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ $\psi_a = \frac{b}{a}, \text{ 常取 } \psi_a = 0.2 \sim 0.4, \text{ 轴系刚性好的取大值}$	当 $h = 0.04 d_1 = \frac{0.08 a}{i+1}; \beta = 15^\circ$ 时 $a = (i+1) \sqrt[3]{E_c \frac{K P_1 (i+1)}{\mu z i n_1} \left(\frac{1.620}{\sigma_{Hb}}\right)^2}$ $\beta \neq 15^\circ \text{ 时, } 1.620 \text{ 应乘 } \sqrt{\frac{\sin 2\beta}{0.5}}$
	按接触长度上的压力设计 ^①	$a = 3100 \sqrt{\frac{K P_1 (i+1)}{\mu \psi_a n_1 q_p}}$	$a = 7600 (i+1) \sqrt{\frac{K P_1}{\mu z n_1 q_p}}$
几何计算	$d_1 = \frac{2a}{i+1} \geq (4 \sim 5) d_n; d_n \text{—轴径}$ $d_2 = i d_1 (1-\epsilon)$ $b = \psi_a a$	$d_1 = \frac{2a}{i+1}; d_2 = i d_1 (1-\epsilon)$ $b = 2z (h \tan \beta + \delta)$ $\delta = 3 \text{ mm (钢), } 5 \text{ mm (铸铁)}$ $h = 0.04 d_1$ $d_c = d + h; d_i = d - h - (0.1 \sim 0.2)$	
特点和设计时的注意事项	<ol style="list-style-type: none"> 1) 结构简单, 制造容易; 2) 压紧力大, 宜用于小功率传动; 3) 为减小压紧力, 可将轮面之一用非金属材料作覆面; 4) 大功率传动时, 摩擦轮常采用淬硬钢(如 GCr15, 硬度 60HRC 以上), 并采用自动压紧卸载环; 5) 为降低二轴的平行度要求, 可将轮面之一制成鼓形, 轴系刚性差时亦应如此; 6) 用于回转筒驱动装置、仪表调节装置等 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 压紧力较圆柱摩擦轮传动小, 当 $\beta = 15^\circ$ 时, 约为其 0.3; 2) 几何滑动较大, 易发热与磨损, 故应限制沟槽高度 $h = (0.04 \sim 0.06) d_1 < (5 \sim 15) \text{ mm}$; 3) 加工和安装要求较高; 4) 传动比随载荷和压紧力的变化在一定范围内变动; 5) 用于绞车驱动装置等 	

超星阅读器提醒您：
使用本复件时，
请尊重相关知识产权。

续表 37.1-1

类型		端面摩擦轮传动	圆锥摩擦轮传动
传动简图			
传动比		$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$	<p>当 $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ 时</p> $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{2m}}{d_{1m}(1-\epsilon)} = \frac{\tan \varphi_2}{(1-\epsilon)}$ <p>当 $\varphi_1 + \varphi_2 \neq 90^\circ$ 时</p> $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \varphi_2}{(1-\epsilon) \sin \varphi_1}$
压紧力		$Q = \frac{2 \times 10^3 K T_1}{\mu d_1}$ $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$	$Q = \frac{2 \times 10^3 K T_1}{\mu d_{1m}}$ $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$
作用在轴上的力	总压力	$R_1 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K}{\mu}\right)^2}$ $R_2 = \frac{2 \times 10^3 K T_1}{d_1}$	$R_1 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_{1m}} \sqrt{1 + \left(\frac{K}{\mu \cos \varphi_1}\right)^2}$ $R_2 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_{1m}} \sqrt{1 + \left(\frac{K}{\mu \cos \varphi_2}\right)^2}$
	径向力 轴向力	$Q_{r1} = Q$ $Q_{a1} = 0, Q_{a2} = Q$	$Q_{r1} = Q_{a2}; Q_{r2} = Q_{a1}$ $Q_{a1} = Q \sin \varphi_1; Q_{a2} = Q \sin \varphi_2$
按强度设计	按接触强度设计	$d_1 = \sqrt[3]{E_c \frac{K P_1}{\mu \psi_d n_1} \left(\frac{2580}{\sigma_{Hb}}\right)^2}$ $\psi_d = \frac{b}{d_1}, \text{ 常取 } \psi_d = 0.2 \sim 1.0$	<p>当 $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ 时</p> $L = \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{E_c \frac{K P_1}{\mu \psi_L n_1} \left(\frac{1300}{(1-0.5\psi_L)\sigma_{Hb}}\right)^2}$ $\psi_L = \frac{b}{L}, \text{ 常取 } \psi_L = 0.2 \sim 0.3$
	按接触长度上的压力设计 ^①	$d_1 = 4370 \sqrt{\frac{K P_1}{\mu \psi_d n_1 q_p}}$	<p>当 $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ 时</p> $L = 3100 \sqrt{\frac{K P_1}{\mu \psi_L n_1 (1-0.5\psi_L) q_p} \sqrt{i^2 + 1}}$
几何计算		$d_2 = i d_1 (1-\epsilon)$ $b = \psi_d d_1$ $D_c = d_2 + (0.8 \sim 1) d_1$	$d_1 = 2L \sin \varphi_1$ $d_2 = i d_1 (1-\epsilon) \text{ 或 } d_2 = 2L \sin \varphi_2$ $b = \psi_L L$
特点和设计时的注意事项		<ol style="list-style-type: none"> 1) 结构简单，容易制造； 2) 压紧力大，几何滑动大，易发热和磨损； 3) 将小轮制成鼓形，可减少几何滑动，降低安装精度； 4) 轴向移动小轮，可实现正反向无级变速，但应避免在 $d_2 \approx 0$ 附近运转； 5) 要注意大轮的刚度，并控制二轴线的垂直度； 6) 用于摩擦压力机等 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 结构简单，容易制造； 2) 设计与安装时，应保证轴线的相对位置正确，锥顶重合；否则几何滑动大，磨损严重； 3) 由于 $\varphi_1 < \varphi_2$，故 $Q_{a1} < Q_{a2}$，应在小轮处施加压紧力； 4) 常用大功率摩擦压力机

超星阅读器提醒你：
续表 37.1-1
圆锥摩擦轮传动
请尊重知识产权！

类型	端面摩擦轮传动	圆锥摩擦轮传动
----	---------	---------

注： n_1 、 n_2 ——主、从动轮转速 (r/min)；

ϵ ——滑动率 (%)；

T_1 ——主动轴转矩 (N·m)；

P_1 ——主动轴传递功率 (kW)；

K ——可靠性系数，动力传动 $K=1.2\sim 1.5$ ，用于仪表 $K=3.0$ ；

μ ——摩擦系数，见表 37.1-2；

E_c ——当量弹性模量 (MPa)；

E_1 、 E_2 ——主、从动轮材料的弹性模量 (MPa)；

ψ_a 、 ψ_d 、 ψ_L ——宽度系数；

z ——沟槽数， $z=5\sim 8$ ；

σ_{Hb} ——许用接触应力 (MPa)，见表 37.1-2；

q_p ——许用线压力 (N/mm)，见表 37.1-2；

表内物理量单位：力为 N；转矩为 N·m；功率为 kW；长度为 mm。

① 用于非金属材料或用其覆面的摩擦轮传动。

理后达 61~64HRC。也可选用 M-50 工具钢，其接触疲劳寿命比 GCr15 高达一倍。

提高材料的纯净度，如采用真空感应熔炼、真空电弧熔炼以及真空脱氧淬火等都大大提高材料的寿命，有些可提高寿命 3~5 倍。

对于结构复杂、尺寸较大、转速较低的摩擦轮传动，常采用铸铁与铸铁（或钢）相配的滚

轮。为提高轮面硬度，可采用冷铸或进行表面硬化处理。

要求较高的摩擦系数和较小的噪声时，可采用铸铁（或钢）与皮革、夹布胶木、压制石棉纤维、橡胶等材料覆盖的轮面，但其接触强度低。

各种摩擦轮材料的摩擦系数、许用接触应力和单位接触长度的许用线压力见表 37.1-2。

表 37.1-2 摩擦滚轮间的摩擦系数 μ 、许用接触应力 σ_{Hb} 和单位接触长度的许用线压力 q_p

摩擦滚轮材料		工作条件	μ	σ_{Hb}/MPa	$q_p/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
有润滑型	淬火锅-淬火锅	良好润滑	0.03~0.05 ^①	(25~30)HRC	150~200
	铸铁-铸铁		0.05~0.06	(1.5~1.8)HBS	105~135
干摩擦型	钢-钢	无润滑	0.10~0.20	(1.2~1.5)HRS	100~150
	铸铁-钢(或铸铁)		0.10~0.15	$1.5\sigma_{Hb}$	100~135
	布质酚醛层压板-钢(或铸铁)		0.20~0.25	50~100	40~80
	皮革-铸铁		0.20~0.35	12~15	12~25
	纤维制品-钢(或铸铁)		0.20~0.25	—	35~40
	木材-铸铁		0.30~0.50	—	2.5~5
	橡胶-钢(或铸铁)		0.45~0.70	—	10~30
	石棉基材料-钢(或铸铁)		0.30~0.40	—	—

① μ 与润滑油种类、滑滚比有关，表值为环烷基油、滑滚比小的值，滑滚比大， μ 值减小，合成环烷基油的可达 0.08。

3 润滑、牵引油

无润滑型摩擦轮传动，其滑动面上不应有润滑剂，也不得被油渍污染，以免降低摩擦系数 μ 。

有润滑型摩擦轮传动，其滑动面间应选用性能优良的牵引油，它具有高的牵引系数和油膜强度。在传动过程中，能在摩擦面之间形成一定的

油膜厚度，使其在弹性流体动力润滑状态下，有足够的油膜牵引力，以提高传动的承载能力。其次尚需考虑油的黏度、黏度压力指数、黏温特性、稳定性和抗腐蚀性性能等。

目前常用的牵引油有石蜡基矿物油、环烷基矿物油和专用合成润滑油等。合成牵引油较矿物油的牵引系数高，形成的油膜厚。国内外都有商

品牵引油供应，如美国的 Santotrac 系列、日本 UB 系列（矿物油型）等。表 37.1-3 为常见的牵引油及其牵引系数。我国的 S 系列（合成油型）和

表 37.1-3 常见牵引油的牵引系数 μ

名称	黏度 / $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	牵引系数 μ	备注	
多元醇酯 (Mil-L-23699)		0.035		
双酯 (Mil-L-7808)		0.040		
硅酸酯、聚乙二醇		0.045		
石蜡基矿物油		0.050		
芳香族变速器油		0.055		
磷酸酯		0.060		
环烷基矿物油 Mobil No62		0.058-0.065		
硅油、氯苯基硅油		0.075-0.078		
合成环己基油		0.084-0.095		
Santotrac 系列	-30	15	其黏度系 56℃ 时的赛氏黏度 SUS	
	-40	23		
	-50	34		
	-70	121		
S 系列	-20		我国石油科学院研制	
	-30			
	-80			
聚异丁烯油		0.043-0.052		
聚丁烯油		0.042-0.044		
氯化环烷矿物油		0.042		
机械无级变速器油 UB 系列	-1	N15	0.184 2	广州机床所研制
	-2	N15	0.124 7	
	-3	N32	0.218 6	
	-4	N150	0.109 7	
无级变速器油	N32	32		
	N68	68		
	HM-150	150		

牵引系数 μ 受牵引油及摩擦副材料的性质、表面形貌、滑动率、滑滚比、载荷和温度等多种因素的影响而改变，只有通过实测才能获得其准确值，表列 μ 值仅供参考。

4 设计时应注意的问题

为了减少摩擦轮传动中的滑动，提高传动效率，在设计中应注意以下几点：

- 1) 应控制两平行轴的平行度；相交轴应使两轮锥顶重合，或两锥顶在接触区尽量接近。
- 2) 在接触强度允许的条件下，尽可能减小其接触宽度或采用点接触。

3) 传动滚轮、轴系零件应有较高的精度和接触刚度。传动滚轮的表面粗糙度 $Ra \leq 0.4-0.8 \mu\text{m}$ 。

4) 有润滑型的摩擦轮传动，应选用合适的牵引油。传递动力的传动，宜选用合成牵引油。形成弹性流体动力润滑条件差的传动，则需选用黏度较高的牵引油。

5) 对于功率大的传动装置，为了有利于散热，提高传动效率，延长使用寿命，宜采用循环供油，以利油的冷却。若采用飞溅润滑，宜选用黏度较低的牵引油。

6) 对于非金属轮面的摩擦轮传动，应注意其工作面不被油渍污染。



第2章 螺旋传动

超星浏览器提醒您：
请尊重知识产权

螺旋传动是由螺杆和螺母组成的机构，传递力和运动。通常是将旋转运动变成直线运动，既可以较小的转矩得到很大的推力，又可作为减速装置，得到很大的减速比。也有将直线运动变成旋转运动的。

此外还可以作为调整元件，以调整零件的相

互位置；作为测量元件，以获得很高的测量精度。

1 螺旋传动的种类

根据螺纹副摩擦性质不同，可分为滑动螺旋、滚动螺旋和静压螺旋，各类螺旋传动的特点和应用见表 37.2-1。根据其用途的不同，还可分

表 37.2-1 各类螺旋传动的特点和应用

种类	滑动螺旋	滚动螺旋	静压螺旋
特点	1) 摩擦阻力大，传动效率低（通常为 30%~40%）； 2) 结构简单，加工方便； 3) 易于自锁； 4) 运转平稳，但低速或微动时可能出现爬行； 5) 螺纹有侧向间隙，反向时有空行程，定位精度和轴向刚度较差（采用消除机构可提高定位精度）； 6) 磨损快	1) 摩擦阻力小，传动效率高（一般在 90% 以上）； 2) 结构复杂，制造较难； 3) 具有传动可逆性（可以把旋转运动变成直线运动，又可以把直线运动变成旋转运动），为了避免螺旋副受载后逆转，应设置防逆转机构； 4) 运转平稳，起动时无颤动，低速时不爬行； 5) 螺母和螺杆经调整预紧，可得到很高的定位精度（5 μm/300 mm）和重复定位精度（1~2 μm），并可以提高轴向刚度； 6) 工作寿命长，不易发生故障； 7) 抗冲击性能较差	1) 摩擦阻力极小，传动效率高（可达 99%）； 2) 螺母结构复杂； 3) 具有传动可逆性，必要时应设置防逆转机构； 4) 工作平稳，无爬行现象； 5) 反向时无空行程，定位精度高，并有很高的轴向刚度； 6) 磨损小、寿命长； 7) 需要一套压力稳定、温度恒定、过滤要求较高的供油系统
应用举例	金属切削机床的进给、分度机构的传动螺旋，摩擦压力机、千斤顶的传力螺旋	金属切削机床（特别是加工中心、数控机床、精密机床等）、测试机械、仪器的传动螺旋和调整螺旋，起重机构和汽车等转向机构的传力螺旋，飞机、导弹、船舶、铁路等自控系统的传动螺旋和传力螺旋	精密机床的进给、分度机构的传动螺旋

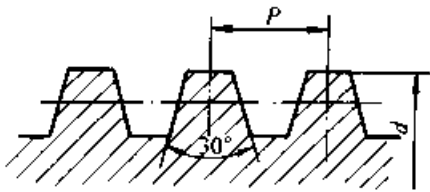
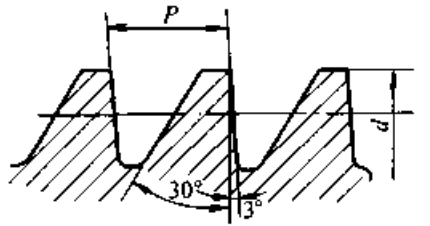
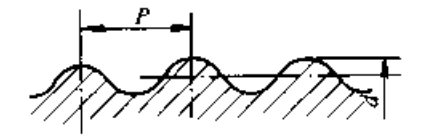
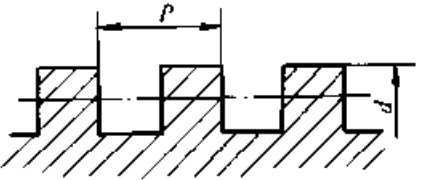
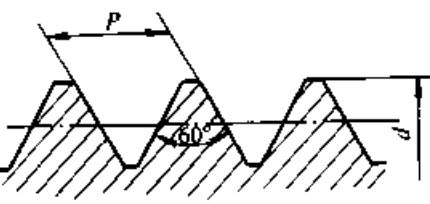
为传力螺旋（以传递能量为主，如螺旋压力机、千斤顶螺旋等）、传动螺旋（以传递运动为主，要求有较高的传动精度，如金属切削机床进给丝杠上的螺旋等）和调整螺旋（用以调整零件的相互位置，如压力机的调整螺旋、轧钢机轧辊的压下螺丝等）。传动螺旋和调整螺旋在许多情况下也承受较大的轴向载荷。

2 滑动螺旋传动

2.1 螺纹

滑动螺旋副常采用梯形螺纹、锯齿形螺纹或矩形螺纹等，各种螺纹的特点和应用见表 37.2-2。

表 37.2-2 螺旋副的螺纹种类、特点和应用

种类	牙型	标准	特点	应用
梯形螺纹		GB/T 5796.1~5796.4—1986	牙型角 $\alpha = 30^\circ$ ，螺纹副的大径和小径处有相等的径向间隙。牙根强度高，螺纹的工艺性好（可以用高生产率的方法制造）；内外螺纹以锥面贴合，对中性好，不易松动；采用剖分式螺母，可以调整和消除间隙；但其效率较低	用于传力螺旋和传动螺旋
3°/30°锯齿形螺纹		GB/T 13576.1~13576.4—1992	工作面的牙型斜角为 3° （便于加工），非工作面的牙型斜角为 30° 。外螺纹的牙根处有相当大的圆角，减小了应力集中，提高了动载强度；大径处无间隙，便于对中；和梯形螺纹比，具有螺纹的强度高、工艺性好，有更高的效率	用于单向受力的传力螺旋
圆螺纹			螺纹强度高，应力集中小；和其他螺纹比，对污物和腐蚀的敏感性小；但效率低	用于受冲击和变载荷的传力螺旋
矩形螺纹			牙型为正方形，牙型角 $\alpha = 0^\circ$ 。传动效率高，但精确制造困难（为便于加工，可制成 10° 牙型角）；螺纹强度比梯形螺纹、锯齿形螺纹低，对中精度低；螺纹副磨损后的间隙难以补偿与修复	用于传力螺旋和传动螺旋
三角形螺纹		GB/T 192—1981	牙型角 $\alpha = 30^\circ$ 的特殊螺纹或米制三角螺纹。自锁性好、效率低	用于小螺距的高强度调整螺旋如仪表机构

2.2 设计计算

滑动螺旋副的失效主要是螺纹磨损，因此螺杆的直径和螺母高度通常是根据耐磨性计算确定的。传力螺旋应校核螺杆危险截面的强度；青铜或铸铁螺母以及承受重载的调整螺旋应校核螺纹牙的剪切和弯曲强度。要求自锁的螺杆应校核其自锁性。精密的传动螺旋应校核螺杆的刚度（有时就是根据刚度确定其直径）。当螺杆受压力，

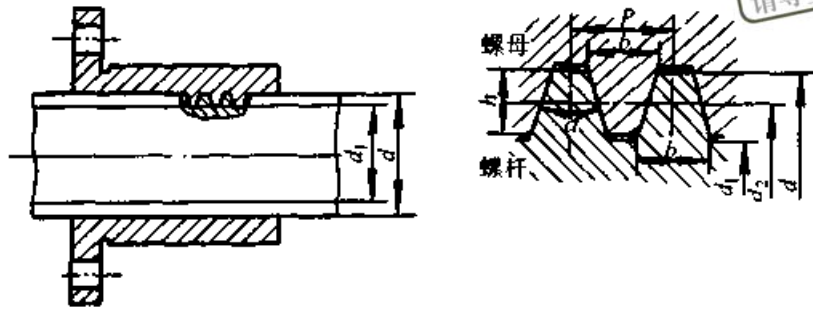
其长径比又很大时，容易产生侧向弯曲，应校核其稳定性，其直径也可以按稳定性要求确定。转速高的长螺杆，可能产生横向振动，还应校核其临界转速。

调整螺旋和部分传力螺旋要求自锁时，应采用单线螺纹；为了提高传动效率以及要求较高的直线运动速度，可采用多线螺纹，以得到较大的螺纹升角和导程。

滑动螺旋副的设计计算见表 37.2-3。

表 37.2-3 滑动螺旋副的设计计算

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！



计算项目		符号	单位	计算公式和参数选定	备注	
耐 磨 性	螺杆中径	d_2	mm	$d_2 = \zeta \sqrt{\frac{F}{\varphi p_p}}$ 梯形螺纹、矩形螺纹： $\zeta = 0.8$ $3^\circ/30^\circ$ 锯齿形螺纹： $\zeta = 0.65$	F —轴向载荷 (N)； p_p —许用压强 (MPa)；见表 37.2-8。按算出的 d_2 由标准中选取相应的公称直径 d 和螺距 P	
	螺母高度	H	mm	$H = \varphi d_2$ 设计时， φ 值可根据螺母的形式选定 整体式螺母取 $\varphi = 1.2 \sim 2.5$ 剖分式螺母取 $\varphi = 2.5 \sim 3.5$		
	旋合圈数	z		$z = \frac{H}{P} \leq 10 \sim 12$		
	螺纹的工作高度	h	mm	梯形螺纹 (GB/T 5796.1—1986) 和 矩形螺纹 $h = 0.5P$ $3^\circ/30^\circ$ 锯齿形螺纹 (GB/T 13576.1—1992) $h = 0.75P$		
	工作压强	p	MPa	$p = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq p_p$	用于校核	
验算自锁	螺纹升角	ψ	(°)	$\psi = \arctan \frac{L}{\pi d_2} \leq \rho'$ $\rho' = \arctan \frac{\mu_s}{\cos(\alpha/2)}$ 通常可使 $\lambda \leq 4^\circ 30'$	ρ' —当量摩擦角； μ_s —螺旋副的滑动摩擦系数，见表 37.2-7； L —导程 (mm)	
螺杆强度	当量应力	σ	MPa	$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d^3}\right)^2} \leq \sigma_p$	T —传递转矩 (N·mm)； σ_p —螺杆材料的许用应力 (MPa)，见表 37.2-9	
螺 纹 牙 强 度	螺纹牙底宽度	b	mm	梯形螺纹 $b = 0.65P$ 矩形螺纹 $b = 0.5P$ $3^\circ/30^\circ$ 锯齿形螺纹 $b = 0.74P$	τ_p —材料的许用切应力 (MPa)，见表 37.2-9； σ_{bp} —材料的许用弯曲应力 (MPa)，见表 37.2-9。	
	螺 杆	剪切强度	τ	MPa	$\tau = \frac{F}{\pi d_1 b z} \leq \tau_p$	螺杆和螺母材料相同时，只校核螺杆螺纹牙强度
		弯曲强度	σ_b		$\sigma_b = \frac{3Fh}{\pi d_1 b^2 z} \leq \sigma_{bp}$	
	螺 母	剪切强度	τ		$\tau = \frac{F}{\pi d b z} \leq \tau_p$	
弯曲强度		σ_b	$\sigma_b = \frac{3Fh}{\pi d b^2 z} \leq \sigma_{bp}$			

超星浏览器提醒
续表 37.2-3
使用本复...
请尊重知识产权!

计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	备注	
螺 杆 的 稳 定 性	临界载荷	F_{cr}	N	$\frac{\mu l}{i} > 85 \sim 90$ 时 $F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_s}{(\mu l)^2}$ $I_s = \frac{\pi d_1^4}{64}$ $i = \sqrt{\frac{I_s}{A}} = \frac{d_1}{4}$ $\frac{\mu l}{i} < 90$ (未淬火钢) $F_{cr} = \frac{340}{1 + 0.00013 \left(\frac{\mu l}{i}\right)^2} \frac{\pi d_1^3}{4}$ $\frac{\mu l}{i} < 85$ (淬火钢) $F_{cr} = \frac{480}{1 + 0.0002 \left(\frac{\mu l}{i}\right)^2} \frac{\pi d_1^3}{4}$ 应使 $\frac{F_{cr}}{F} \geq 2.5 \sim 4$ (不能满足此条件, 应增大 d_1)	l —螺杆菌的最大工作长度 (mm); I_s —螺杆菌危险截面的轴惯性矩 (mm ⁴); i —螺杆菌危险截面的惯性半径 (mm); A —螺杆菌危险截面的面积 (mm ²); E —螺杆菌材料的弹性模量 (MPa); 对于钢 $E = 2.07 \times 10^5$ (MPa); μ —长度系数, 与螺杆菌的端部结构有关, 见表 37.2-4
	轴向载荷使导程产生的变形	δL_F	mm	$\delta L_F = \frac{FL}{EA} = \frac{4FL}{\pi Ed_1^2}$	I_v —螺杆菌危险截面的极惯性矩 (mm ⁴); G —螺杆菌材料的切变模量 (MPa); 对于钢 $G = 8.3 \times 10^4$ (MPa)
	转矩使导程产生的变形	δL_T		$\delta L_T = \frac{L T_1}{2\pi G I_v} = \frac{16TL^2}{\pi^2 G d_1^4}$ $I_v = \frac{\pi d_1^4}{32}$	
导程的总变形量	δL	$\delta L = \delta L_T \pm \delta L_F = \frac{16TL^2}{\pi^2 G d_1^4} \pm \frac{4FL}{\pi Ed_1^2}$		轴向载荷与运动方向相反时取“+”号	
横 向 振 动	临界转速	n_{cr}	r/min	$n_{cr} = 302 \lambda_k \sqrt{\frac{EI_s}{ml_c^3}}$ 对于钢制螺杆菌 $n_{cr} = 12.3 \times 10^6 \frac{\lambda_k d_1}{l_c^2}$ 应使转速 $n \leq 0.8 n_{cr}$	m —螺杆菌的总质量 (kg); l_c —螺杆菌两支承间的最大距离 (mm); λ_k —系数, 与螺杆菌的端部结构有关, 见表 37.2-5 k —临界转速的阶数
驱动转矩	T	N·m	$T = T_1 + T_2 + T_3$ $T_1 = F \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \rho')$	T_1 —螺杆菌力矩 (N·m); T_2, T_3 —轴承摩擦力矩 (N·m)	
效率	η		$\eta = (0.95 \sim 0.99) \frac{\tan \phi}{\tan(\phi \pm \rho')}$	(0.95~0.99)为轴承效率, 决定于轴承形式, 滑动轴承取小值 轴向载荷与运动方向相反时, 取“+”号	

表 37.2-4 长度系数 μ

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

螺杆菌端部结构①	简 图	系 数 μ
两端固定		0.5 (一端为不完全固定端时取 0.6)
一端固定，一端铰支		0.7
两端铰支		1
一端固定，一端自由		2

① 采用滑动支承时：

$\frac{l_0}{d_0} < 1.5$ ：铰支； $\frac{l_0}{d_0} = 1.5 \sim 3$ ：不完全固定端； $\frac{l_0}{d_0} > 3$ ：固定端。

(l_0 —支承长度， d_0 —支承孔直径)

采用滚动支承时：

只有径向约束：铰支；径向和轴向均有约束：固定端。

表 37.2-5 支承形式系数 λ_1

螺杆菌端部结构①	简 图	λ_1	λ_2
一端固定，一端自由		3.52	
两端铰支		9.87	39.48
一端固定，一端铰支		15.42	49.97
两端固定		22.37	61.67

①同表 37.2-4 注①。

2.3 材料的选择及其许用应力

螺杆材料应具有高的强度和良好的加工性，一般可选用 Y40Mn、45、50 等钢，对于重要传动，要求高的耐磨性，需进行热处理，可选用 T12、65Mn、40Cr、40CrMn、或 20CrMnTi 等钢。对于精密的传动螺旋还要求热处理后有较好的尺寸稳定性，可选用 9Mn2V、CrWMn、38CrMoAl 等钢。

螺母材料除要求有足够的强度外，同螺杆配

合后还要求有较低的摩擦系数和良好的耐磨性，常选用铸造青铜 ZCuSn10Pb1、ZCuSn5Pb5Zn5；重载低速时可选用高强度的铸造青铜 ZCuAl10Fe3、ZCuAl10Fe3Mn2 或铸造黄铜 ZCuZn25Al6Fe3Mn3；重载调整螺旋的螺母可选用 35 钢或球墨铸铁；速度低、载荷小也可选用耐磨铸铁。

滑动螺旋副的材料及其热处理见表 37.2-6，摩擦系数见表 37.2-7，许用压强见表 37.2-8，许用应力见表 37.2-9。

表 37.2-6 滑动螺旋副的材料及其热处理

螺杆材料及热处理	螺母材料	应用
45、50	35 球墨铸铁、耐磨铸铁	轻载、低速、精度要求不高的传动
45 正火 或调质 220~250 HBS Y40、Y40Mn 时效 170~220 HBS 40Cr、40CrMn 调质 220~250 HBS 或淬火、回火 45~50 HRC 65Mn 淬火、回火 45~50 HRC	锡青铜 ZCuSn10Pb1 ZCuSn5Pb5Zn5 铝青铜 ZCuAl10Fe3 ZCuAl10Fe3Mn2 铝黄铜 ZCuZn25Al6Fe3Mn3 耐磨铸铁 钢或铸铁，内螺纹表面覆青铜 或轴承合金	中等精度的重要传动
T10、T12 调质、球化 200~230 HBS 或调质、淬火、回火 56~60 HRC 20CrMnTi 渗碳、高频淬火 56~62 HRC		高精度的重要传动
CrWMn、CrMn 9Mn2V、GCr15 38CrMoAl 渗氮、渗氮层深 0.4~0.6 mm 850 HV		精密传动

表 37.2-7 滑动摩擦系数 μ_s
(定期润滑条件下)

螺杆和螺母材料	μ_s ^①
淬火钢对青铜	0.06~0.08
钢对青铜	0.08~0.10
钢对耐磨铸铁	0.10~0.12
钢对灰铸铁	0.12~0.15
钢对钢	0.11~0.17

①启动时取大值，运转中取小值。

表 37.2-8 滑动螺旋副材料的许用压强 p_p

滑动速度/ $m \cdot \min^{-1}$	螺杆材料	螺母材料	许用压强 ^① p_p / MPa
低速 润滑良好	钢	青铜	18~25
		钢	7.5~13
<2.4	钢	铸铁	13~18
<3.0	钢	青铜	11~18

续表 37.2-8

滑动速度/ $\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$	螺杆材料	螺母材料	许用压强 ^① p_p/MPa
6~12	钢	铸铁	4~7
		耐磨铸铁	6~8
		青铜	7~10
6~12	淬火钢	青铜	10~13
>15	钢	青铜	1~2

①按耐磨条件由试验和经验得，并考虑了载荷分布的不均匀性。

表 37.2-9 滑动螺旋副材料的许用应力

项 目	许用应力/MPa		
螺杆强度	$\sigma_p = \frac{\sigma_s}{3\sim 5}$ σ_s —材料的屈服极限		
螺纹牙强度	材料	剪切 τ_p	弯曲 σ_{bp}
	钢	$0.6\sigma_p$	$(1.0\sim 1.2)\sigma_p$
	青铜	30~40	40~60
	铸铁	40	45~55
	耐磨铸铁	40	50~60

注：静载荷时，许用应力取大值。

2.4 精度和公差带的选择

GB/T 5796.4—1986 对梯形螺纹内螺纹小径 D_1 和外螺纹大径 d 只规定了一种公差带 (4H、4h)，外螺纹小径 d_3 的公差位置永远为 h，其公差等级与中径公差等级相同，所以梯形螺纹的公差带就是选择并标记其中径公差带。

为适应传动对螺旋副配合的需要，内螺纹中径 D_2 只有一种公差带位置 H，其基本偏差为零，外螺纹中径 d_2 则规定了三种公差带 h、e 和 c。

标准还规定了中等和粗糙两种精度等级，一般传力螺旋和重载调整螺旋多选用中等精度，要求不高时，可选用粗糙精度。其中径公差带可按表 37.2-10 选用，极限偏差值查 GB/T 5796.4—1986。

表 37.2-10 梯形螺纹的中径公差带

精度	内 螺 纹		外 螺 纹	
	N	L	N	L
中等	7H	8H	7h、7e	8e
粗糙	8H	9H	8e、8e!	9c

注：1 N—中等旋合长度其旋合长度在 $(2, 24\sim 6.7) Pd^{0.2}$ 范围内；L—长旋合长度。

2 极限偏差值查 GB/T 5796.4—1986。

对于做精确运动的传动螺旋（如金属切削机床的丝杆），不仅需要传递运动和动力，有的还要精确的传递位移和定位，其螺旋线公差、螺距公差、中径尺寸变动量等多项都有严格的要求，需要更高的精度，应根据专业标准确定其精度和极限偏差。JB/T 2886—1992 规定了机床丝杆的精度，分为 7 个精度等级，依次为 3~9 级，目前以 3 级精度为最高。

$3^\circ/30'$ 锯齿形螺纹的精度和公差带的选择、极限偏差值见 GB/T 13576.4—1992。

3 滚动螺旋传动

3.1 工作原理

螺杆和旋合螺母的螺纹滚道间置有适量滚动体^①，当螺杆或螺母转动时，滚动体在螺纹滚道内滚动，使螺杆和螺母间形成滚动副，从而提高了螺旋副的传动效率和传动精度。

多数滚动螺旋的螺母（或螺杆）上有滚动体的返回通道，与螺纹滚道形成闭合回路，使滚动体在螺纹滚道内循环，见图 37.2-1。

3.2 结构形式

根据螺纹滚道法面截形、钢球的循环方式、消除轴向间隙和调整预紧方法的不同，滚动螺旋副的结构有多种形式，见表 37.2-11—表 37.2-13。

① 滚动螺旋副间的滚动体绝大多数为钢球，也有少数是滚子。本节重点介绍钢球滚动螺旋副，亦称为滚珠螺旋副或滚珠丝杆传动。

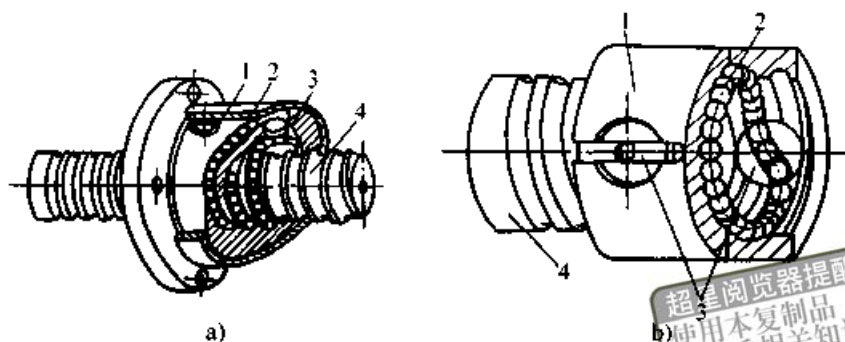


图 37.2-1 滚动螺旋传动

a) 外循环 b) 内循环

1—螺母 2—钢球 3—挡球器 (图 a)、返向器 (图 b) 4—螺杆

表 37.2-11 螺纹滚道的法面截形、参数和特点

	矩形	单圆弧	双圆弧
滚道的法面截形			
参数关系		接触角 $\alpha = 45^\circ$ 比值 $\frac{r_s}{D_w} = \frac{r_N}{D_w} = 0.51 \sim 0.56$ ^① 径向间隙 $\Delta d = 4 \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) (1 - \cos \alpha)$ 轴向间隙 $\Delta a = 4 \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) \sin \alpha$ 偏心距 $e = \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) \sin \alpha$	接触角 $\alpha = 45^\circ$ 比值 $\frac{r_s}{D_w} = \frac{r_N}{D_w} = 0.51 \sim 0.56$ ^① 偏心距 $e = \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) \sin \alpha$
特点	制造容易、接触应力高、承载能力低，只用于轴向载荷小、要求不高的传动	磨削滚道的砂轮成形简便，可得到较高的加工精度。有较高的接触强度，但比值 $\frac{r_s}{D_w}$ 小，运行时摩擦损失增大 接触角 α 随初始间隙和轴向载荷的大小变化，为保证 $\alpha = 45^\circ$ ，必须严格控制径向间隙 消除间隙和调整预紧必须采用双螺母结构	有较高的接触强度，轴向间隙和径向间隙理论上为零，接触角稳定；但加工较复杂 消除间隙和调整预紧通常是采用双螺母结构，也可采用单螺母和增大钢球直径

① 从滚动螺旋副的承载能力、寿命和刚度等因素考虑，比值 $\frac{r_s}{D_w}$ 常取 0.52 和 0.555。

表 37.2-12 钢球的循环方式

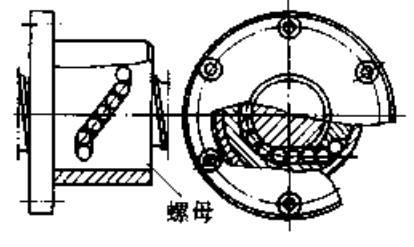
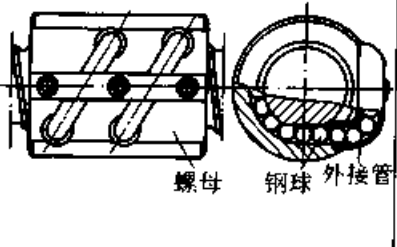
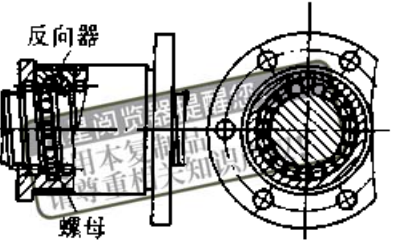
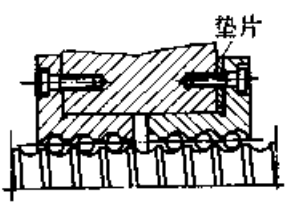
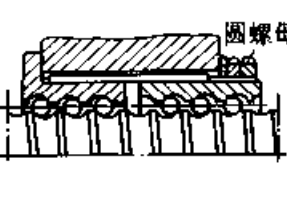
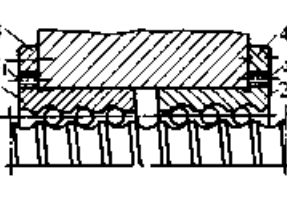
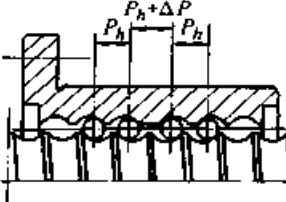
类别	外 循 环		内 循 环
形式	螺旋槽式	外插管式	镶块式
结 构			
结 构	在螺母外圆柱面上有螺旋形回球槽，槽的两端有通孔与螺母的螺纹滚道相切，形成钢球循环通道。为引导钢球在通孔内顺利出入，在孔口置有挡球器	将外接弯管的两端插入与螺母螺纹滚道相切的通孔，形成钢球循环通道。孔口有挡球器引导钢球出入通道。弯管有埋入式和凸出式两种	在螺母上开有侧孔，孔内镶有返向器，将相邻两螺纹滚道联接起来，钢球从螺纹滚道进入返向器，越过螺杆牙顶，进入相邻螺纹滚道，形成钢球循环通道。返向器有固定式和浮动式两种
特 点	结构简单，承载能力较高。回球槽与通孔联接处曲率半径小，钢球的流畅性较差；挡球器端部易磨损	结构简单，工艺性好，弯管可制成钢球流畅性好的通道。螺母结构的外形尺寸较大；若用弯管端部作挡球器，耐磨性差。应用范围广泛	螺母的径向尺寸小，和滑动螺旋副大致相同。钢球循环通道短，有利于减少钢球数量，减小摩擦损失，提高传动效率。返向器回行槽加工要求高；不适于重载传动

表 37.2-13 消除间隙和调整预紧的结构形式

形式	垫 片 式	螺 纹 式	齿 差 式	单螺母变导程自预紧式
结 构				
调 整 方 法	调整垫片厚度，使螺母产生轴向位移。为便于调整，垫片常制成剖分式	调整端部的圆螺母，使螺母产生轴向位移	螺母1、2的凸缘上有外齿，分别与紧固在螺母座两端的内齿圈3、4（或齿块）啮合，其齿数分别为 z_1 和 z_2 ，且 $z_2 = z_1 + 1$ 。两个螺母向相同方向同时转动，每转过一个齿，调整的轴向位移量为： $\Delta s = \frac{P_h}{z_1 z_2} (P_h - \text{螺距})$	在同一螺母内的两列循环间，使其导程变位 $P_h \pm \Delta P$ ，以实现间隙的消除与预紧；靠改变钢球尺寸调整预紧力

续表 37.2-13

形式	垫片式	螺纹式	齿差式	单螺母变导程自预紧式
特点	结构简单、装卸方便、刚度高；但调整不便，滚道有磨损时，不能随时消除间隙和预紧。适用于高刚度重载传动	结构紧凑，工作可靠，调整方便；但准确性差，且易于松动 用于刚度要求不高或需随时调节预紧力的传动	能够精确地调整预紧力，但结构尺寸较大，装配调整比较复杂，宜用于高精度的传动机构	结构简单，尺寸紧凑，价廉，但调整不便；用于中等载荷、要求预紧力不大、无需经常调整间隙的传动

滚动螺旋副的典型结构见图 37.2-2 ~ 图 37.2-5。

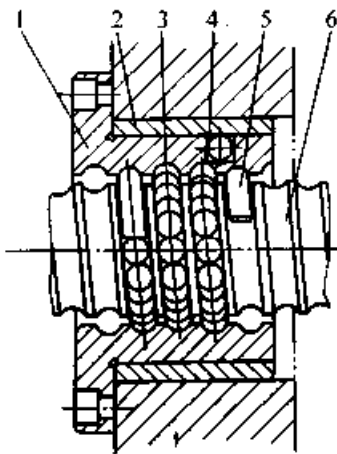


图 37.2-2 单螺母外循环滚动螺旋副
1—螺母 2—套 3—钢球 4—螺旋槽返回通道 5—挡球器 6—螺杆

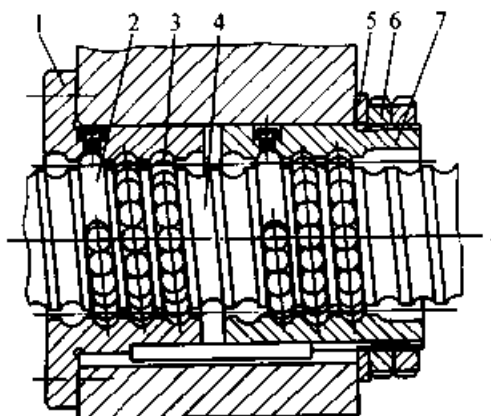


图 37.2-3 双螺母外循环螺纹调整式滚动螺旋副
1、7—螺母 2—挡球器 3—钢球 4—螺杆 5—垫圈 6—圆螺母

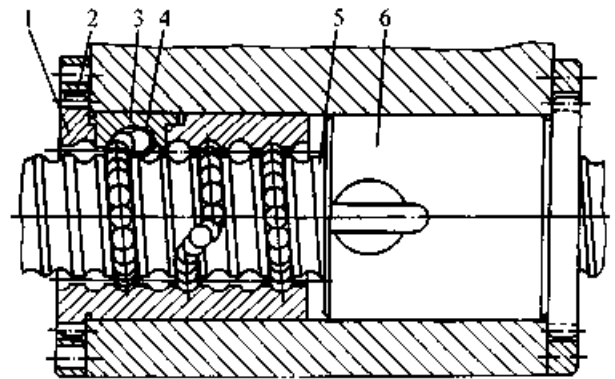


图 37.2-4 双螺母内循环垫片调整式滚动螺旋副
1、6—螺母 2—调整垫片 3—反向器 4—钢球 5—螺杆

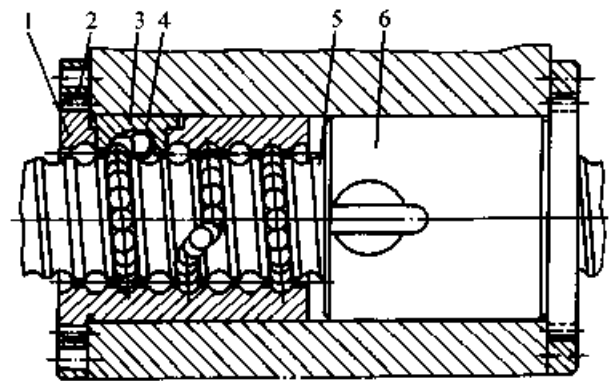


图 37.2-5 双螺母内循环齿差调整式滚动螺旋副
1、6—螺母 2—内齿圈 3—反向器 4—钢球 5—螺杆

3.3 承载能力

滚动螺旋副的承载能力是以额定静载荷和额定动载荷来表示的。它包含着滚动螺旋副在静态或动态条件下承受一定载荷所具备的许多性能，其中最重要的是基本额定载荷。

3.3.1 基本额定静载荷

滚动螺旋副在静态或转速 $n \leq 10 \text{ r/min}$ 条件

下, 受接触应力最大的滚动体和滚道接触面间产生的塑性变形量之和达到了 0.0001 倍滚动体直径时的轴向载荷, 定义为基本额定静载荷 (C_{0s}), 其值可用下式计算

$$C_{0s} = K_0 i z D_w^2 \sin \alpha \quad (37.2-1)$$

$$z = \frac{\pi d_0}{D_w} \quad (\text{取整数})$$

$$K_0 = \frac{27.74}{D_w \sqrt{(\rho_{11} + \rho_{21})(\rho_{12} + \rho_{22})}}$$

$$\rho_{11} = \rho_{12} = \frac{2}{D_w}$$

$$\rho_{21} = \frac{-1}{f_{rs} D_w} \quad \left(f_{rs} = \frac{r_s}{D_w} \right)$$

$$\rho_{22} = \frac{\cos \alpha}{\frac{d_0}{2} - \left(\frac{D_w}{2} \right) \cos \alpha}$$

式中 α ——接触角 (滚动体合力作用线和螺旋轴线垂直平面间的夹角, 见图 37.2-6) ($^\circ$);

D_w ——钢球直径 (mm);

z ——每圈螺纹内滚动体的数量;

d_0 ——滚动螺旋副的公称直径 (即滚动体中心圆直径) (mm);

i ——螺母的总工作圈数;

$$i = \text{圈数} \times \text{列数}$$

K_0 ——基本额定静载荷特性值, 与滚道的几何形状、材料性能等有关。上列 K_0 式是滚道硬度大于 650 HV (或

57 HRC) 时得到的。当 $f_{rs} = \frac{r_s}{D_w} = 0.52$ 和 0.55 时, 其值见表 37.2-14;

ρ_{11} 、 ρ_{12} 、 ρ_{21} 、 ρ_{22} ——接触点处钢球和滚道表面的主曲率 (1/mm)。

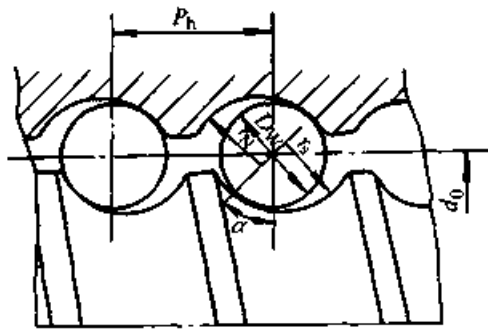


图 37.2-6 接触角 α

表 37.2-14 系数 K_0 值 (MPa)

$\frac{D_w}{d_0} \cos \alpha$	K_0	
	$\frac{r_s}{D_w} = 0.52$	$\frac{r_s}{D_w} = 0.55$
0.04	68.87	42.77
0.06	68.78	42.48
0.08	67.30	41.99
0.10	66.81	41.59
0.12	66.12	41.06
0.14	65.04	40.51
0.16	64.25	39.92

3.3.2 基本额定动载荷

一组 (相当数量) 相同参数的滚动螺旋副, 在相同条件下运转一百万 (10^6) 转时, 90% 的螺旋副 (螺纹滚道表面或滚动体) 不发生疲劳剥伤所能承受的纯轴向载荷, 定义为它的基本额定动载荷 (C_s), 其值可用下式计算:

$$C_s = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} E^{2/3} D_w^{1.8} \tan \alpha \quad (37.2-2)$$

$$f_c = 9.32 f_1 f_2 \left[\frac{1}{1 - \frac{1}{2 f_{rs}}} \right]^{0.41} \left[f_u^{-1/9} + \left(\frac{C_S}{C_N} \right)^{10/3} \right]^{0.3}$$

$$f_1 = 10 \left(1 - \frac{\sin \alpha}{3} \right)$$

$$f_2 = \frac{\gamma^{0.3} (1 - \gamma)^{1.39}}{(1 + \gamma)^{1/3}}$$

$$\frac{C_S}{C_N} = f_3 \left[\frac{2 - \frac{1}{f_{rN}}}{2 - \frac{1}{f_{rs}}} \right]^{0.41}$$

$$f_u = \left(\frac{l_u}{P_{hi}} \right) - 1 \quad (f_u > 1 \text{ 时})$$

$$f_3 = \left(\frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{1.72}$$

$$f_{rN} = \frac{r_N}{D_w} \quad (\text{参看图 37.2-6})$$

$$f_{rs} = \frac{r_s}{D_w}$$

$$r = \frac{D_w}{d_0} \cos \alpha$$

$$z = \frac{\pi d_0}{D_w} \quad (\text{取整数})$$

式中 f_c ——额定动载荷特性值, 与滚道的几何形状、材料性能等有关, 上列 f_c 是滚道硬度大于 58 HRC、螺纹

升角小于 10° 时得到的；

- i —— 螺母的总工作圈数；
- f_v —— 工作行程系数；
- f_{rN} —— 螺母滚道的适应度；
- f_{rs} —— 螺杆滚道的适应度；
- r_N —— 螺母滚道曲率半径 (mm)；
- r_s —— 螺杆滚道曲率半径 (mm)；
- l_v —— 有效工作行程 (mm)；
- P_h —— 导程 (mm)。

3.3.3 额定寿命

一组 (相当数量) 相同参数的滚动螺旋副, 90% 不发生疲劳剥伤的特定转数 (或在一定转速下的工作时数), 定义为它的额定寿命。

寿命计算的基本公式是:

$$L = \left(\frac{C_a}{F} \right)^3 \quad (37.2-3)$$

- 式中 L —— 额定寿命 ($10^6 r$)；
- C_a —— 基本额定动载荷 (N)；
- F —— 轴向载荷, 变载荷时, 应取其平均载荷 F_m (N)；

在实际选用时, 常用小时数表示额定寿命, 则有

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n} \quad (37.2-4)$$

- 式中 L_h —— 工作寿命 (h)；
- n —— 转速 (r/min), 变转速时, 应取其平均转速 n_m 。

3.3.4 平均转速和平均载荷

滚动螺旋副若在变转速和变载荷情况下工作, 计算寿命时应取其平均转速 n_m 和平均载荷 F_m 。

1) 变转速和稳定载荷条件下 (工作制度见图 37.2-7a), 其平均转速 n_m (r/min) 为

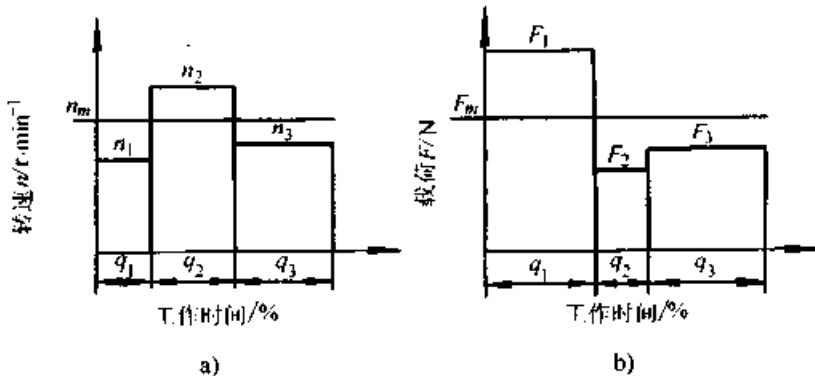


图 37.2-7 滚动螺旋传动的平均转速和平均载荷

$$n_m = n_1 q_1 + n_2 q_2 + \dots + n_k q_k = \sum_{i=1}^k n_i q_i \quad (37.2-5)$$

- 式中 n_1, n_2, \dots —— 各种工作转速 (r/min)；
- q_1, q_2, \dots —— 相应转速的工作时间与总工作时间之比 (%)。

2) 变载荷和稳定转速条件下 (工作制度如图 37.2-7b), 其平均载荷 F_m (N) 为

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 q_1 + F_2^3 q_2 + \dots + F_k^3 q_k} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^k F_i^3 q_i} \quad (37.2-6)$$

- 式中 F_1, F_2, \dots —— 轴向工作变载荷 (N)；
- q_1, q_2, \dots —— 相应载荷工作时间与总工作时间的比值 (%)。

3) 变载荷和变转速条件下, 平均载荷 F_m (N) 为

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 n_1 q_1}{n_m} + \frac{F_2^3 n_2 q_2}{n_m} + \dots + \frac{F_k^3 n_k q_k}{n_m}} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^k \frac{F_i^3 n_i q_i}{n_m}} \quad (37.2-7)$$

3.4 尺寸系列

滚动螺旋副的主要尺寸参数是公称直径 (即滚动体中心圆直径) d_0 和导程 P_h 。

滚动螺旋传动的尺寸系列见表 37.2-15。

表 37.2-16 和表 37.2-17 分别为常用的内、外循环滚动螺旋副的主要尺寸参数及其承载能力。

表 37.2-15 滚动螺旋传动的公称直径和公称导程 (摘自 GB/T 17587.2—1998) (mm)

(1) 优先组合

公称直径	公称导程				
	2.5	5	10	20	40
6	2.5				
8	2.5				
10	2.5	5			
12	2.5	5	10		
16	2.5	5	10		
20		5	10	20	
25		5	10	20	
32		5	10	20	
40		5	10	20	40
50		5	10	20	40
63		5	10	20	40
80			10	20	40
100			10	20	40
125			10	20	40
160				20	40
200				20	40

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

(2) 一般组合

公称直径	公称导程														
	1	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40
6	1	2	2.5												
8	1	2	2.5	3											
10	1	2	2.5	3	4	5	6								
12		2	2.5	3	4	5	6	8	10	12					
16		2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16				
20				3	4	5	6	8	10	12	16	20			
25					4	5	6	8	10	12	16	20	25		
32					4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	
40						5	6	8	10	12	16	20	25	32	40
50						5	6	8	10	12	16	20	25	32	40
63						5	6	8	10	12	16	20	25	32	40
80							6	8	10	12	16	20	25	32	40
100									10	12	16	20	25	32	40
125									10	12	16	20	25	32	40
160										12	16	20	25	32	40
200										12	16	20	25	32	40

表 37.2-16 常用内循环滚动螺旋副的尺寸系列及其承载能力

公称直径 d_0 / mm	导程 D_h / mm		5		6		8		10		12		16		20								
	圆数 × 列数	钢球直径 D_w / mm	$3.175 \left(\frac{1}{8}\right)$	$3.969 \left(\frac{5}{32}\right)$	$4.763 \left(\frac{3}{16}\right)$	$5.953 \left(\frac{15}{64}\right)$	$7.144 \left(\frac{9}{32}\right)$	$9.525 \left(\frac{3}{8}\right)$	$12.70 \left(\frac{1}{2}\right)$	$15.875 \left(\frac{5}{8}\right)$	$19.05 \left(\frac{3}{4}\right)$	$22.225 \left(\frac{7}{8}\right)$	$25.4 \left(1\right)$	$28.575 \left(1\frac{1}{8}\right)$	$31.75 \left(1\frac{1}{4}\right)$	$35 \left(1\frac{1}{2}\right)$							
25	ψ	C_s	1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4						
			3×39	$4 \times 22'$																			
32	C_s	C_{in}	9.65	12.80	15.70	12.80	17.00	20.80															
			23.10	34.65	46.20	28.20	42.30	56.40															
40	ψ	C_s	2*51	3*25	4*33'	5*41'																	
			16.90	14.50	17.70	14.75	19.60	24.00	18.85	25.00	30.60	24.10	32.05	39.20									
50	C_s	C_{in}	30.15	45.20	60.30	37.60	56.45	75.25	45.10	67.60	90.15	52.85	79.30	105.70									
			2*17	2*44'	3*39'	4*33'																	
63	ψ	C_s	12.10	16.05	19.60	16.30	21.65	26.45	20.90	27.75	33.90	28.15	37.40	45.70	34.75	46.15	56.45						
			38.20	57.30	76.40	47.10	70.65	94.20	56.45	84.70	112.90	70.40	105.60	140.80	81.10	121.65	270.10						
80	ψ	C_s	1*49'	2*11'	2*55'	3*39'																	
			13.30	17.70	21.65	18.05	24.00	29.35	22.90	30.40	40.30	31.20	41.45	50.70	38.75	51.50	63.00	54.90	74.90	91.60			
100	C_s	C_{in}	48.25	72.40	96.55	59.70	89.55	119.40	70.10	105.20	140.25	88.20	132.30	176.40	101.60	152.45	203.25	135.05	202.60	270.10			
			1*27'	1*44'	2*19'	2*54'	3*28'	4*37'	5*46'														
125	ψ	C_s	14.70	19.55	23.90	19.90	26.40	32.30	25.65	34.05	41.65	34.90	46.30	56.60	44.00	58.40	71.40	63.55	84.40	103.25	91.05	120.95	147.95
			61.40	92.10	122.75	75.45	113.20	150.95	90.50	135.80	181.00	113.00	169.50	226.00	132.20	198.30	264.40	171.50	257.25	343.00	224.00	336.10	448.10
150	ψ	C_s																					
175	ψ	C_s																					
200	ψ	C_s																					

注：1. 本表所列滚动螺旋副螺旋工作面硬度 58~62 HRC, $\frac{r_N(r_s)}{D_w} = 0.52$ 。

2. 当 $\frac{r_N(r_s)}{D_w} = 0.55$ 时, C_{in} 值应乘以 0.62, C_s 值应乘以 0.68。

表 37.2-17 常用外循环滚动螺旋副的尺寸系列及其承载能力

公称直径 d_0 / mm	导程 P_h / mm																
	4	5	6	8	10	12	16	20									
钢球直径 D_w / mm	2.381 $(\frac{3}{32})$	3.175 $(\frac{1}{8})$	3.969 $(\frac{5}{32})$	4.763 $(\frac{3}{16})$	5.953 $(\frac{15}{64})$	7.144 $(\frac{9}{32})$	9.525 $(\frac{3}{8})$	12.70 $(\frac{1}{2})$									
圈数 \times 列数	2.5 \times 13.5 \times 1		2.5 \times 13.5 \times 1		2.5 \times 13.5 \times 1		2.5 \times 13.5 \times 1										
16	ψ	4'33'															
	C_s	6.30	8.00	8.75	11.10												
	C_{os}	14.10	19.70	17.55	24.55												
	ψ	3'39'	4'33'	5'24'	7'15'												
	C_s	7.00	8.85	10.00	12.65	13.10	16.55	16.70	21.15								
	C_{os}	17.65	24.70	25.55	31.60	27.40	38.35	33.60	47.00								
	ψ	2'55'	3'39'	4'22'	5'49'												
	C_s	7.70	9.70	11.30	14.30	14.95	18.95	23.95	24.95	31.55							
	C_{os}	21.90	30.65	28.85	40.40	35.25	49.35	42.20	59.10	52.50	73.55						
	ψ	2'17'	2'51'	3'25'	4'33'												
	C_s	8.70	11.00	12.75	16.10	17.25	21.85	22.00	27.85	28.20	35.70	36.35	46.00				
	C_{os}	28.95	40.55	37.70	52.75	47.05	65.84	56.35	78.90	66.05	92.50	82.00	114.75				
40	ψ		2'17'	2'44'	3'39'												
	C_s		14.10	17.90	19.05	24.10	24.40	30.90	32.90	41.65	40.60	51.40					
	C_{os}		47.75	66.85	58.90	82.40	70.55	98.80	88.00	123.20	101.40	141.95					
	ψ		1'49'	2'11'	2'55'							5'49'					
50	C_s		15.60	19.76	21.25	26.70	27.75	33.85	36.45	46.15	45.30	57.35	65.90	83.45			
	C_{os}		60.35	84.50	74.60	10.45	87.65	122.70	110.25	154.35	127.05	177.85	168.80	236.35			
	ψ		1'27'	1'44'	2'19'									5'46'			
	C_s		17.20	21.80	23.25	29.40	29.95	37.90	40.75	51.60	51.40	65.05	74.30	94.05	106.45	134.75	
63	C_{os}		76.75	107.45	94.35	132.00	113.15	158.40	141.25	197.75	165.25	231.30	214.40	300.15	280.10	392.10	
	ψ									2'17'	2'44'					4'33'	
	C_s									45.30	57.35	50.10	73.55	85.00	107.55	121.40	153.60
	C_{os}									181.10	253.60	216.15	302.60	282.25	395.10	361.00	505.40
80	ψ									1'49'	2'11'						3'39'
	C_s									49.50	62.65	63.25	80.10	93.15	117.90	136.80	173.10
	C_{os}									225.50	315.70	267.35	374.30	350.55	490.75	461.70	646.40
	ψ																

注: 1. 本表所列滚动螺旋副螺旋工作面硬度 58 ~ 62 HRC, $\frac{r_{N(r_s)}}{D_w} = 0.52$, $\frac{r_{N(r_s)}}{D_w} = 0.55$ 时, C_{os} 值应乘以 0.62, C_s 值应乘以 0.68。
 2. 当 $\frac{r_{N(r_s)}}{D_w} = 0.55$ 时, C_{os} 值应乘以 2, C_s 值应乘以 1.62。
 3. 当列数为 2 时, C_{os} 值应乘以 2, C_s 值应乘以 1.62。

3.5 滚动螺旋副的选用及其计算

当滚动螺旋副在较高转速下工作时，应按寿命条件选择其尺寸，并校核其载荷是否超过额定静载荷；低速工作时，应按寿命和额定静载荷两

种方法确定其尺寸，选择其中较大的；静止状态或转速低于 10 r/min 时，可按额定静载荷选择其尺寸。

滚动螺旋传动的设计计算见表 37.2-18，设计顺序参见图 37.2-8。

表 37.2-18 滚动螺旋传动的设计计算

项 目	符号	单位	计算公式和参数选定	备 注	
选定滚动螺旋副的结构形式、确定公称直径和导程	d_0 P_h	mm		根据工作机类别和工作需要定	
平均载荷	F_m	N	变载荷、稳定转速，按式 (37.2-6) 计算；变载荷、变转速，按式 (37.2-7) 计算 $F_m = \frac{2F_{max} + F_{min}}{3}$	载荷在 F_{min} 和 F_{max} 间周期性变化时用此式	
平均转速	n_m	r/min	按式 37.2-5 计算		
寿 命 计 算	基本额定动载荷	C_s	N	按式 37.2-2 计算	对于推荐尺寸系列，可见表 37.2-16 或表 37.2-17
	寿命系数	K_h		$K_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{\frac{1}{3}}$	L_h —工作寿命，可参照表 37.2-19 选定 (h)
	转速系数	K_n		$K_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$	n —转速 (r/min)，变转速时用 n_m 代入
	寿命条件			$C_s \geq \frac{K_h}{K_n} K_V K_H K_L F$	F —轴向载荷 (N)，变载荷时用 F_m 代入； K_V —载荷系数，见表 37.2-20； K_H —硬度影响系数，见表 37.2-21； K_L —短行程系数，见表 37.2-22； 按寿命决定尺寸时，应满足此条件
静 载 荷 计 算	基本额定静载荷	C_{0a}	N	按式 (37.2-1) 计算	对于推荐尺寸系列可见表 37.2-16 或表 37.2-17
	静载荷条件			$C_{0a} \geq K_V K_H F$	K_H —硬度影响系数，见表 37.2-21
螺杆的强度	σ	MPa	按表 37.2-3 计算当量应力	传力螺旋应进行此项计算	
稳定性	F_{cr}	N	按表 37.2-3 校核临界载荷	长径比大的受压螺杆应进行此项计算	
螺杆系统的刚性	$K_{\Sigma\delta}$	N/mm	$K_{\Sigma\delta} = \frac{F}{\Sigma\delta_i}$	$\Sigma\delta_i$ —螺杆系统各轴向弹性变形量之和，除轴向载荷、转矩产生的变形 (参见表 37.2-3) 外，尚需考虑钢球和螺纹滚道以及轴承的变形。精密传动螺旋应进行此项计算	

超星阅读器提醒您：
续表 37.2-18
侵权必究

项 目	符号	单位	计算公式和参数选定	备 注
受轴向载荷 F 使钢球和螺纹滚道产生的轴向变形量	δ_a	mm	当 $\frac{r_s}{D_w} = \frac{r_N}{D_w} = 0.52$ 无预紧时 $\delta_a = 8.04 \times 10^{-4} K_z \sqrt[3]{\frac{1}{D_w} \left(\frac{F}{z_\Sigma}\right)^2}$ 有预紧时 $\delta_a = \frac{3 \times 10^{-4} K_z F}{\sqrt[3]{D_w F_{\text{预}} z_\Sigma}}$ 当 $\frac{r_s}{D_w} = \frac{r_N}{D_w} = 0.55$ 无预紧时 $\delta_a = 9.93 \times 10^{-4} K_z \sqrt[3]{\frac{1}{D_w} \left(\frac{F}{z_\Sigma}\right)^2}$ 有预紧时 $\delta_a = \frac{3.7 \times 10^{-4} K_z F}{\sqrt[3]{D_w F_{\text{预}} z_\Sigma}}$	$F_{\text{预}}$ —预紧力 (N); D_w —钢球直径 (mm); z_Σ —工作螺母的钢球数量; $z_\Sigma = z \times \text{圈数} \times \text{列数}$ z —一圈螺纹内的钢球数; K_z —载荷分布不均系数, 与制造精度有关, 通常取 $K_z = 1.2 \sim 1.3$
横向振动	n_{cr}	r/min	按表 37.2.3 校核临界转速	转速较高、支承距离较大的螺杆应进行此项计算
驱动转矩	T	N·m	$T = T_1 + T_2 + T_3$ $T_1 = F \frac{d_0}{2} \tan(\psi + \rho')$	T_1 —螺纹力矩; T_2, T_3 —轴承摩擦力矩; d_0 —公称直径 (mm); ψ —螺纹升角 ($^\circ$); ρ' —当量摩擦角 ($^\circ$). 精确计算时尚需考虑传动零件的惯性
效率	η		由旋转运动变为直线运动时 $\eta = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$ $\tan \rho' = 0.0025$ 由直线运动变为旋转运动时 $\eta = \frac{\tan(\psi - \rho')}{\tan \psi}$ $\tan \rho' = 0.0035$	有预紧力时是轴向载荷为预紧力 3 倍时的效率, 低于此值时, η 略有降低, 空转时 η 最低

表 37.2-19 滚动螺旋副的寿命要求

机械类别	寿命 L_h/h
普通机械	5 000 ~ 10 000
普通金属切削机床	10 000
数控机床、精密机械	15 000
测试机械、仪器	15 000
航空机械	1 000

表 37.2-20 载荷系数 K_F

载荷性质	系数 K_F
平稳和轻微冲击	1.0 ~ 1.2
中等冲击	1.2 ~ 1.5
较大冲击和振动	1.5 ~ 2.5

表 37.2-21 硬度影响系数 K_H, K'_H

硬度 HRC	≥ 58	55	52.5	50	47.5	45	40
系数 K_H	1.0	1.11	1.35	1.56	1.92	2.40	3.85
系数 K'_H	1.0	1.11	1.40	1.67	2.10	2.65	4.50

表 37.2-22 短行程系数 K_L

行程 螺母高	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	≥ 2.2
系数 K_L	1.3	1.22	1.16	1.1	1.06	1.03	1

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

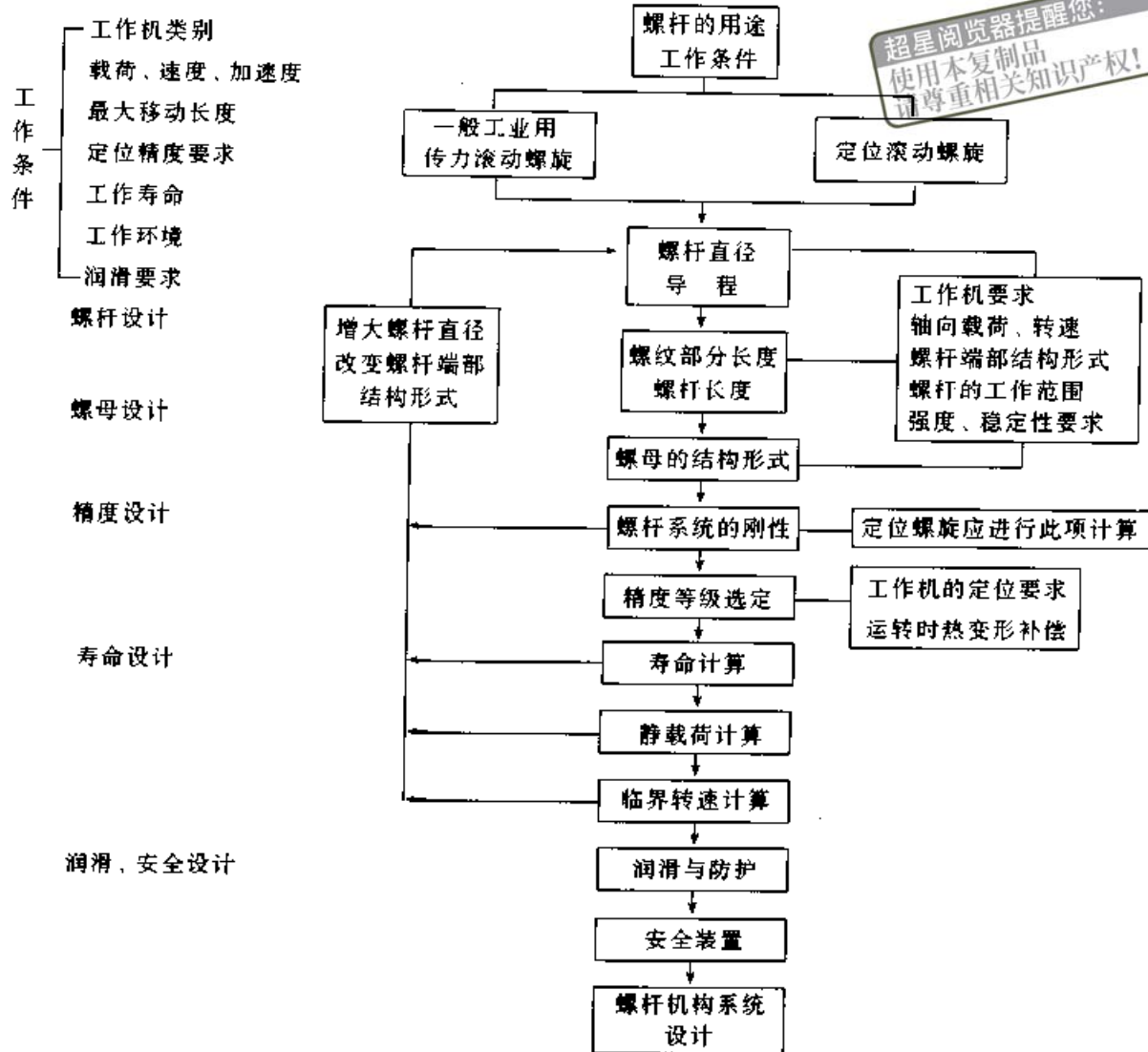


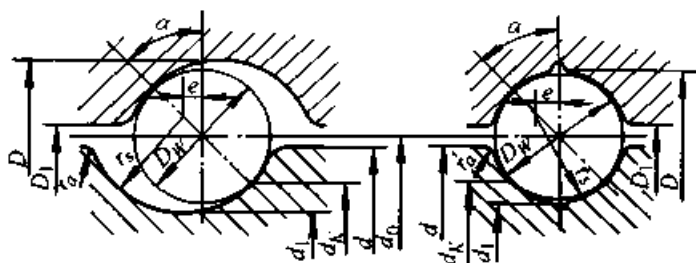
图 37.2-8 滚动螺旋副设计顺序图

3.6 主要几何尺寸

滚动螺旋副的主要几何尺寸见表 37.2-23。

JB/T 9893—1999 规定了适用于金属切削机床的滚动螺旋副螺母安装和联接尺寸，其他机械产品均可参照使用。

表 37.2-23 滚动螺旋副的主要几何尺寸

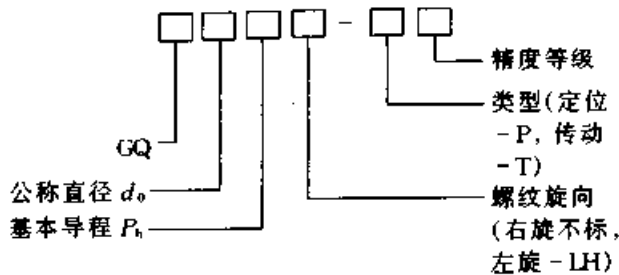


主要尺寸		符号	计算公式
螺纹滚道	公称直径	d_n	
	导程	P_h	
	接触角	a	$a = 45^\circ$
	钢球直径	D_w	$D_w \approx 0.6 P_h$

超星阅读器提醒您：
使用本阅读器时，请尊重公共版权！
续表 37.2-23

主要尺寸	符号	计算式
螺纹滚道曲率半径	r_s, r_N	$r_s (r_N) = (0.51 \sim 0.56) D_w$
偏心距	e	$e = \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) \sin \alpha$ 或 $e = 0.707 \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right)$
螺纹升角	ψ	$\psi = \arctan \frac{P_h}{\pi d_0}$
螺杆大径	d	$d = d_0 - (0.2 \sim 0.25) D_w$
螺杆小径	d_1	$d_1 = d_0 + 2e - 2r_s$
螺杆接触点直径	d_k	$d_k = d_0 - D_w \cos \alpha$
螺杆牙顶圆角半径 (内循环用)	r_a	$r_a = (0.1 \sim 0.15) D_w$
螺母螺纹大径	D	$D = d_0 - 2e + 2r_N$
螺母螺纹小径	D_1	外循环 $D_1 = d_0 + (0.2 \sim 0.25) D_w$ 内循环 $D_1 = d_0 + 0.5 (d_0 - d)$

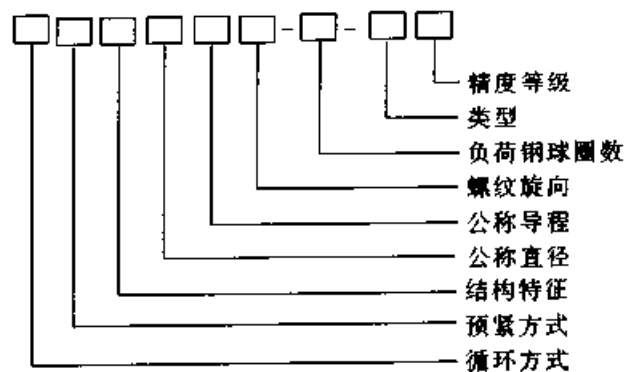
滚动 (钢球) 螺纹的标记是由螺纹代号“GQ”、公称直径、基本导程、螺纹旋向、类型和精度等级组成，标注在螺纹公称直径的尺寸线上。



例如：公称直径 $d_0 = 50 \text{ mm}$ ，基本导程 $P_h = 10 \text{ mm}$ ，螺纹右旋，定位螺旋副，3 级精度：

GQ5010-P3

滚动螺旋副型号的标注方法由代号、数字等组成，形式如下：



其特征代号的表示方法见表 37.2-24。

表 37.2-24 滚动螺旋副标注的特征代号

特征		代号	特征		代号	
钢球循环方式	内循环	返向器浮动式	F	结构特征	导球管埋入式	M
		返向器固定式	G		导球管凸出式	T
	外循环	插管式	C	螺纹旋向	右旋	下标
预紧方式	单螺母	无预紧	W		左旋	LH
		变导程自预紧	B	负荷钢球圈数	圈数	
		增大钢球直径预紧	Z			
双螺母	垫片预紧	齿差预紧	D	类型 ^①	定位滚动螺旋副	P
					圆螺母预紧	L
					精度等级	级别

① 定位滚动螺旋副是指通过旋转角度和导程控制轴向位移的滚动螺旋副；传动滚动螺旋副主要是用于传递动力，而与旋转角度无关。

标注示例：外循环插管式、双螺母垫片预紧、导球管理入式滚动螺旋副，公称直径 $d_0 = 63 \text{ mm}$ ，基本导程 $P_h = 10 \text{ mm}$ ，螺纹右旋，负荷钢球为3圈，用于定位，3级精度：

CDM6310-3-P3

3.7 材料和热处理

滚动螺旋副材料的选择及其热处理见表 37.2-25。

表 37.2-25 滚动螺旋副的材料及其热处理

类别	适用范围	材 料	热 处 理	硬度 HRC
精密螺杆	长度 $\leq 1 \text{ m}$	20CrMo	渗碳、淬火	60 ± 2
	长度 $\leq 2.5 \text{ m}$	42CrMo	高、中频加热、表面淬火	
	长度 $> 2.5 \text{ m}$	38CrMoAl	渗氮	850 HV
普通螺杆	各种尺寸	55 50Mn、60Mn	高、中频加热、表面淬火	60 ± 2
	$d_0 \leq 40 \text{ mm}$	GCr15	整体淬火	60 ± 2
	$d_0 \leq 40 \text{ mm}$ ，长度 $\leq 2 \text{ m}$	9Mn2V		
	$d_0 > 40 \text{ mm}$	GCr15SiMn		
	$d_0 > 40 \sim 80 \text{ mm}$ ，长度 $\leq 2 \text{ m}$	CrWMn		
抗蚀螺杆		9Cr18	中频加热、表面淬火	$58 \frac{0}{-2}$
螺母		GCr15、CrWMn、 9Cr18	淬火、回火	$60 \frac{+2}{0}$
		20CrMnTi 12Cr2Ni4	渗碳、淬火	
返向器	内循环	CrWMn、GCr15	淬火	$60 \frac{+2}{0}$
		20CrMnTi 20Cr、40Cr	离子渗氮	850 HV
挡球器	外循环	45、65Mn	淬火、回火	35~50

注：1. 螺杆长度 $\geq 1 \text{ m}$ 或精度要求高时，硬度可略低，但不得低于 56HRC。

2. 表面硬化层的深度应保证磨削后：

- 中频淬火 $\geq 2 \text{ mm}$ ；
- 高频淬火、渗碳淬火 $\geq 1 \text{ mm}$ ；
- 渗氮处理 $> 0.4 \text{ mm}$ 。

整体淬火在热处理和磨削过程中变形较大，工艺性差，应尽可能采用表面硬化处理。对于高精度螺杆，尚需进行稳定处理，消除残余应力。

3.8 精度

GB/T 17587.3—1998 规定了公称直径 6~200 mm、适用于机床的滚动螺旋副的精度和性能要求等，精度分为 7 个等级，即 1、2、3、4、5、7 和 10 级，其中 1 级精度最高，10 级最低。其他机械产品亦可参照选用。

为适应近代高精度化的要求，还将规定更高

的 0 级精度。

滚动螺旋副的行程误差是影响定位精度（特别是定位滚动螺旋副—P 类）的主要因素，故在其几何精度中规定了目标行程公差 e_p 、有效行程内允许行程变动量 V_{up} 、300 mm 行程内允许行程变动量 V_{300p} 和 2π 弧度内允许行程变动量 $V_{2\pi p}$ 等四项指标，并进行逐项检查。各项检查内容见图 37.2-9，图中粗实线是实际行程误差曲线，它是根据综合行程测量得到的。

滚动螺旋副有效行程内的平均行程偏差 e_p 和行程变动量 V_{up} （右下标加符号‘P’为允许

带宽)、任意 300 mm 行程内的行程变动量 V_{300P} 和 2π 弧度内行程变动量 $V_{2\pi}$ 见表 37.2-26。

超星网资源
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

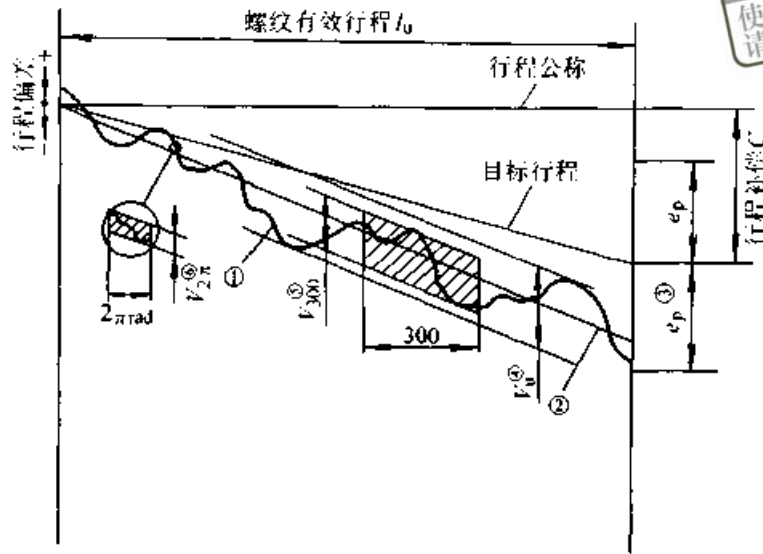


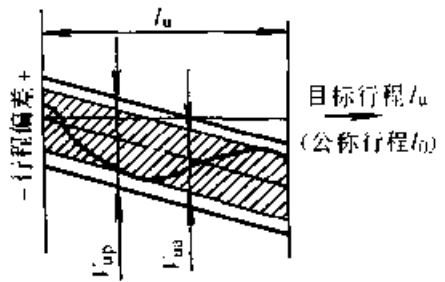
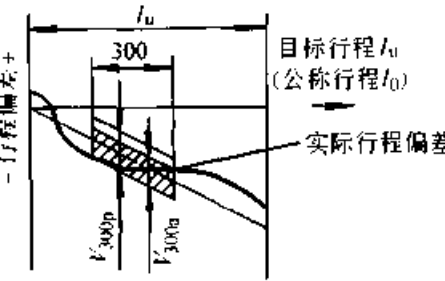
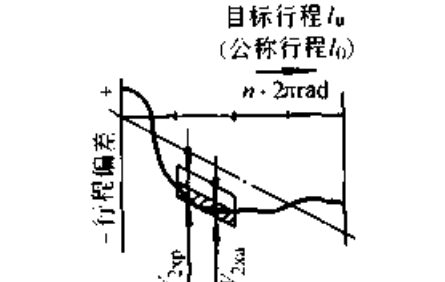
图 37.2.9 滚动螺旋的行程误差

- ①实际行程误差 ②实际平均行程误差 ③目标行程公差 ④有效行程内行程变动量
- ⑤任意 300 mm 长度内行程变动量 ⑥ 2π 弧度内行程变动量

表 37.2-26 行程偏差和变动量 (摘自 GB/T 17587.3—1998)

简图	检验项目	允差																																																																																																																																					
<p>a)</p>	有效行程 l_u 内的 平均行程偏差 e_a ： a) 对目标行程； b) 对公称行程	定位滚珠丝杠副																																																																																																																																					
		<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">有效行程 l_u / mm</th> <th colspan="7">标准公差等级</th> </tr> <tr> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>7</th> <th>10</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td colspan="7" style="text-align: center;">$e_p / \mu\text{m}$</td> </tr> <tr> <td>≤ 315</td> <td>6</td> <td>8</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>23</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 315 \sim 400$</td> <td>7</td> <td>9</td> <td>13</td> <td>18</td> <td>25</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 400 \sim 500$</td> <td>8</td> <td>10</td> <td>15</td> <td>20</td> <td>27</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 500 \sim 630$</td> <td>9</td> <td>11</td> <td>16</td> <td>22</td> <td>32</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 630 \sim 800$</td> <td>10</td> <td>13</td> <td>18</td> <td>25</td> <td>36</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 800 \sim 1\,000$</td> <td>11</td> <td>15</td> <td>21</td> <td>29</td> <td>40</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 1\,000 \sim 1\,250$</td> <td>13</td> <td>18</td> <td>24</td> <td>34</td> <td>47</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 1\,250 \sim 1\,600$</td> <td>15</td> <td>21</td> <td>29</td> <td>40</td> <td>55</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 1\,600 \sim 2\,000$</td> <td>18</td> <td>25</td> <td>35</td> <td>48</td> <td>65</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 2\,000 \sim 2\,500$</td> <td>22</td> <td>30</td> <td>41</td> <td>57</td> <td>78</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 2\,500 \sim 3\,150$</td> <td>26</td> <td>36</td> <td>50</td> <td>69</td> <td>96</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 3\,150 \sim 4\,000$</td> <td>32</td> <td>45</td> <td>62</td> <td>86</td> <td>115</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 4\,000 \sim 5\,000$</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>76</td> <td>110</td> <td>140</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>$> 5\,000 \sim 6\,300$</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>170</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> </tbody> </table>	有效行程 l_u / mm	标准公差等级							1	2	3	4	5	7	10		$e_p / \mu\text{m}$							≤ 315	6	8	12	16	23	—	—	$> 315 \sim 400$	7	9	13	18	25	—	—	$> 400 \sim 500$	8	10	15	20	27	—	—	$> 500 \sim 630$	9	11	16	22	32	—	—	$> 630 \sim 800$	10	13	18	25	36	—	—	$> 800 \sim 1\,000$	11	15	21	29	40	—	—	$> 1\,000 \sim 1\,250$	13	18	24	34	47	—	—	$> 1\,250 \sim 1\,600$	15	21	29	40	55	—	—	$> 1\,600 \sim 2\,000$	18	25	35	48	65	—	—	$> 2\,000 \sim 2\,500$	22	30	41	57	78	—	—	$> 2\,500 \sim 3\,150$	26	36	50	69	96	—	—	$> 3\,150 \sim 4\,000$	32	45	62	86	115	—	—	$> 4\,000 \sim 5\,000$	—	—	76	110	140	—	—	$> 5\,000 \sim 6\,300$	—	—	—	—	170
有效行程 l_u / mm	标准公差等级																																																																																																																																						
	1	2	3	4	5	7	10																																																																																																																																
	$e_p / \mu\text{m}$																																																																																																																																						
≤ 315	6	8	12	16	23	—	—																																																																																																																																
$> 315 \sim 400$	7	9	13	18	25	—	—																																																																																																																																
$> 400 \sim 500$	8	10	15	20	27	—	—																																																																																																																																
$> 500 \sim 630$	9	11	16	22	32	—	—																																																																																																																																
$> 630 \sim 800$	10	13	18	25	36	—	—																																																																																																																																
$> 800 \sim 1\,000$	11	15	21	29	40	—	—																																																																																																																																
$> 1\,000 \sim 1\,250$	13	18	24	34	47	—	—																																																																																																																																
$> 1\,250 \sim 1\,600$	15	21	29	40	55	—	—																																																																																																																																
$> 1\,600 \sim 2\,000$	18	25	35	48	65	—	—																																																																																																																																
$> 2\,000 \sim 2\,500$	22	30	41	57	78	—	—																																																																																																																																
$> 2\,500 \sim 3\,150$	26	36	50	69	96	—	—																																																																																																																																
$> 3\,150 \sim 4\,000$	32	45	62	86	115	—	—																																																																																																																																
$> 4\,000 \sim 5\,000$	—	—	76	110	140	—	—																																																																																																																																
$> 5\,000 \sim 6\,300$	—	—	—	—	170	—	—																																																																																																																																
<p>b)</p>	有效行程 l_u 内平 均行程偏差 e_a	传动滚珠丝杠副																																																																																																																																					
		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="8">标准公差等级</th> </tr> <tr> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>6</th> <th>7</th> <th>10</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="8" style="text-align: center;">$c = 0$</td> </tr> <tr> <td colspan="8" style="text-align: center;">$e_p = 2 \frac{l_u}{300} V_{300P}$</td> </tr> </tbody> </table>	标准公差等级								1	2	3	4	5	6	7	10	$c = 0$								$e_p = 2 \frac{l_u}{300} V_{300P}$																																																																																																												
标准公差等级																																																																																																																																							
1	2	3	4	5	6	7	10																																																																																																																																
$c = 0$																																																																																																																																							
$e_p = 2 \frac{l_u}{300} V_{300P}$																																																																																																																																							

招星浏览提醒您：
 未经允许，不得转载。
 请尊重相关知识产权！

简图	检验项目	定位滚珠丝杠副						
	<p>有效行程 l_u 内行程变动量 V_u</p> <p>V_u 是有效行程 l_u 上包络实际偏差且平行于平均行程偏差的两直线间在平行于纵坐标方向所测得的最小距离</p>	标准公差等级						
		有效行程 l_u / mm	$V_{up} / \mu\text{m}$					
	<p>任意 300 mm 轴向行程内行程变动量 V_{300}</p> <p>V_{300} 是当一样板沿实际行程偏差曲线且平行于其平均行程偏差线移动时，沿有效行程任意 300 mm 长度内平行于纵坐标方向所测得的最小距离</p>	定位或传动滚珠丝杠副						
		$V_{300p} / \mu\text{m}$						
	<p>2π 弧度内行程变动量 $V_{2\pi}$</p> <p>$V_{2\pi}$ 是当一样板沿实际行程偏差曲线且平行于其平均行程偏差线移动时，沿有效行程任意 2π 距离上平行于纵坐标方向所测得的最小距离</p>	定位滚珠丝杠副						
		$V_{2\pi p} / \mu\text{m}$						

注：传动滚动丝杠副的有效行程 l_u 内行程变动量 V_u 未规定

1	2	3	4	5	7	10
6	8	12	16	23	52	210

1	2	3	4	5	7	10
4	5	6	7	8	—	—

数控机床和精密机械用于定位的滚动螺旋副, 根据其定位精度和重复定位精度要求选用 1~5 级精度, 一般动力传动用滚动螺旋副则可选用 5 和 7 级精度。

3.9 预紧

为了消除滚动螺旋副的间隙, 提高传动的定位精度、重复定位精度及其轴向刚度, 常采用双螺母预紧, 见图 37.2-10。

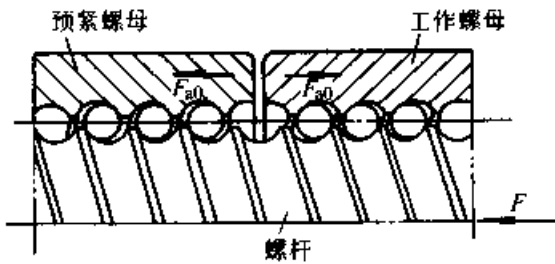


图 37.2-10 双螺母预紧

双螺母预紧后, 工作螺母和预紧螺母均受预紧力 F_{a0} 作用, 并产生弹性变形 δ_{a0} 。螺杆受轴向载荷 F 后, 工作螺母的轴向变形量增加 δ_{a1} , 预紧螺母的轴向变形量相应减少 δ_{a1} 。当 F 力增大到某值 F_{max} 时, 预紧螺母的预紧变形完全恢复, 但仍保持接触, 工作螺母所承受的载荷即轴向载荷 F_{max} 。为了保证传动精度, 并有一定的刚度, 这是极限状态。根据这一条件可求出预紧力的合理值为

$$F_{a0} \approx \frac{1}{3} F_{max} \quad (37.2-8)$$

即预紧力取最大轴向载荷的 $\frac{1}{3}$ 时, 对寿命和效率没有影响。过大的预紧力将使寿命和效率降低。

3.10 设计中应注意的问题

1) 防止逆转 滚动螺旋传动逆效率高, 因此不能自锁。为了使螺旋副受力后不逆转, 应考虑设置防止逆转装置, 如采用制动电动机、步进电动机, 在传动系统中设有能够自锁的机构 (如蜗杆传动); 在螺杆、螺母或传动系统中装设单向离合器、双向离合器、制动器等。选用离合器时, 必须注意其可靠性。

2) 防止螺母脱出 在滚动螺旋传动中, 特别是垂直传动, 容易发生螺母脱出造成事故, 设计时必须考虑防止螺母脱出的安全装置。

3) 热变形和自重变形 螺旋副的摩擦热引起的热伸长、螺杆系统部件的热影响产生的热变形, 以及细长螺杆自重产生的弯曲等都是影响定位精度、重复定位精度的重要因素。故在设计定位滚动螺旋组合时, 尚须综合考虑上述因素的影响。减小热变形影响的方法应控制影响螺杆系统、热源各环节, 并采用中空螺杆进行强制冷却、预运行预热、预拉伸或采用负行程偏差等方法减少或校正、热变形的影响。对于细长螺杆, 则需适当提高螺杆的刚度, 并采用轴向预拉伸等措施, 以减小其自重产生的挠度。

4) 防护与密封 尘埃和杂质等污物进入螺纹滚道会妨碍滚动体运转通畅, 加速滚动体与滚道的磨损, 使滚动螺旋副丧失精度。因此, 防护与密封是设计滚动螺旋传动必须考虑的一环。

最简单的办法是在螺母两端加密封圈 (如橡胶、毛毡、聚氨酯、尼龙等密封圈), 同时应注意不要使螺杆外露部分受机械损伤。要求高的都采用伸缩套、折叠式防尘罩或螺旋弹簧钢带套管等。

5) 润滑 润滑是减小驱动转矩、提高传动效率、延长螺旋副寿命的主要因素。对缓冲、散热、防锈蚀也有一定作用。通常是根据传动的用途和转速合理选择润滑脂或油。速度不高时, 多选用润滑脂 (主要是锂基脂), 较易粘附在螺纹滚道内, 保持良好的润滑状态。低速重载传动也可选用较高黏度的润滑油; 高转速并需考虑减小其热变形时, 宜选用低黏度润滑油。采用油润滑时, 尚需合理选用其供油方式。

3.11 滚子螺旋传动

滚子螺旋传动有许多结构形式, 但由于其结构复杂和制造工艺困难, 并不是所有的结构都得到广泛应用。已经应用的滚子螺旋传动, 螺杆直径可小到 5 mm; 效率超过 90%; 对于精密传动, 行程变动量达到每 300 mm 长度 $5 \mu\text{m}$; 从动件移动速度达到 100 m/min, 转速达到

6 000 r/min。它具有可靠性高、寿命长的特点。滚子螺旋可做成比钢球滚动螺旋更小的导程。

目前，滚子螺旋传动已应用于电梯、升降机和输送机（螺杆直径 75 mm，长达 13 m）、船坞、闸门的重载起重装置，以及压力机、千斤顶等。

滚子螺旋传动的设计最重要的是要保证滚子沿螺纹滚道表面的纯滚动，它关系到传动的效率、寿命和灵敏度。

图 37.2-11 是圆锥滚子螺旋机构；图 37.2-12 是滚子螺旋机构，其中，图 a 是部分滚子螺母，半圆螺母的工作部分实际上就是两个滚子；图 37.2-13 是有滚道的滚子螺旋机构。

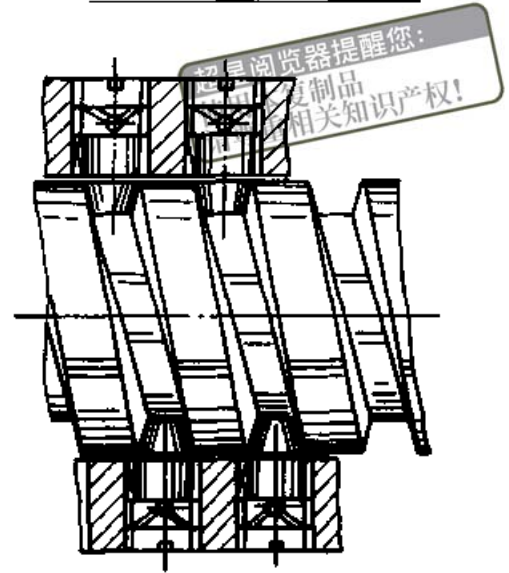


图 37.2-11 圆锥滚子螺旋

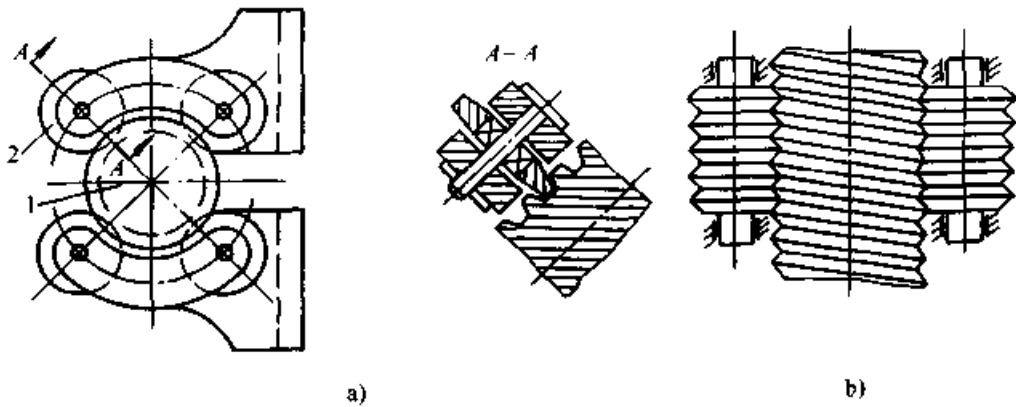


图 37.2-12 滚子螺旋机构
a) 滚子剖分螺母 b) 螺纹滚子

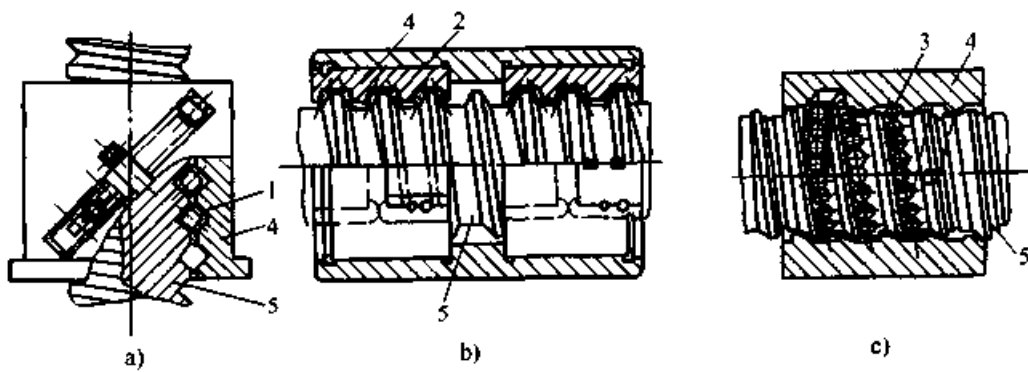


图 37.2-13 有滚道的滚子螺旋机构
a) 圆柱滚子 b) 圆锥滚子 c) 圆片滚子
1—圆柱滚子 2—圆锥滚子 3—圆片滚子 4—螺母 5—螺杆

4 静压螺旋传动

静压螺旋传动的工作原理和静压平面止推轴承基本相同。如图 37.2-14a 所示，经精细过滤的压力油，通过节流阀进入内螺纹牙两侧的油腔，充满旋合螺纹的间隙，然后经回油通路流回油箱。

当螺杆受轴向力 F_s 左移时，间隙 h_1 减小， h_2 增大，由于节流阀的作用，使左侧的压力 $p_{11} > p_{12}$ ，产生一支持 F_s 的反力。

当螺杆受轴向力 F_s 左移时，间隙 h_1 减小， h_2 增大，由于节流阀的作用，使左侧的压力 $p_{11} > p_{12}$ ，产生一支持 F_s 的反力。

若螺杆受径向力 F_r 沿载荷方向发生位移 (见图 37.2-14b), 油腔 A 侧间隙减小, 油腔 B、C 侧间隙增大。同样由于节流阀的作用, 使 A 侧油压增高, B、C 侧油压降低, 形成压差与

F_r 平衡。

当内螺纹的每一螺旋面都设有三个以上的油腔时, 螺杆 (或螺母) 不但能承受轴向载荷和径向载荷, 也能承受一定的弯曲力矩。

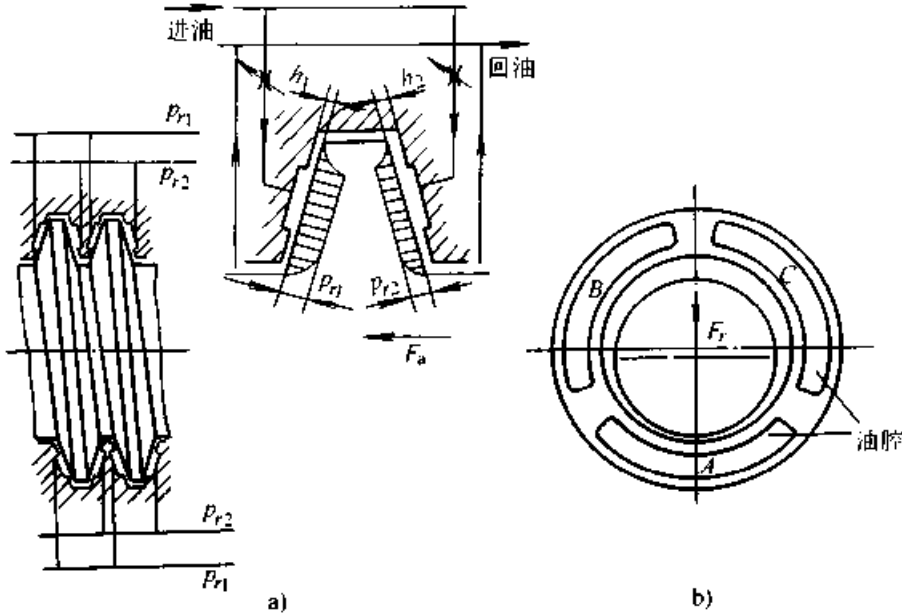


图 37.2-14 静压螺旋传动工作原理

a) 受轴向力 F_a 。 b) 受径向力 F_r 。

4.1 设计计算

静压螺旋传动的设计通常是初选螺纹的尺寸参数和节流阀的形式, 然后根据多环平面止推静压轴承, 考虑螺杆的螺纹升角 ψ 和牙型角 α 进行有关参数的计算 (参见轴承篇的静压轴承或详见 [3])。

4.2 设计中的几个问题

4.2.1 螺纹

1) 牙型 通常采用梯形螺纹, 螺纹直径可参照滑动螺旋确定, 但其牙高应取标准梯形螺纹的 1.5~2 倍, 螺距也应选大一级 (最小不得小于 6 mm), 以增大螺旋的承载面积和封油性。

2) 旋合圈数 在满足承载能力与传动精度的条件下, 应选取较少的圈数。否则将增加制造上的困难。

3) 配合间隙 传动螺旋的侧隙值一般推荐取螺母全长螺距累积误差的 2~3 倍。减小间隙, 可增大油膜的承载能力, 耗油少, 但制造困难。牙顶牙底间隙为 0.5~2 mm (采用间隙回油且牙数较多时取大值)。

4.2.2 油腔

当传动承受径向载荷和倾覆力矩时, 螺母牙的每一侧螺纹面上应设置 3、4 或 6 个油腔, 且两侧面上的油腔必须对应设置, 等距分布, 使每圈牙都能形成一个单独的承载区。若仅承受轴向载荷, 可在螺母牙每一侧螺纹面上设置一条直通的螺旋油腔 (连续油腔), 便于制造。

多油腔时, 油腔深为 0.5~1.0 mm; 连续油腔的深可取 1.0~2.0 mm。宽度一般为螺母螺纹高的 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ 。

螺母两端始末两牙不设油腔, 以起封油作用。

4.2.3 节流阀

1) 静压螺旋传动采用的节流阀有固定式 (小孔或毛细管节流阀) 和可变式 (滑阀或薄膜反馈节流阀) 两种。前者用于轻载荷传动, 后者用于重载荷传动。

2) 节流阀设置方式有多节流型 (每个油腔各用一个节流阀控制) 和集中节流型 (分布在同一母线上的同侧油腔用一个节流阀控制) 两种。后者节流阀数量较少, 传动的工作性能稳定, 便于维护。

参考文献

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

- 1 机械工程手册编委会编. 机械工程手册: 第6卷, 传动设计, 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- 2 现代机械传动手册编委会编. 现代机械传动手册. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- 3 机床设计手册编写组. 机床设计手册: 第2卷. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- 4 Heilich F W, Shube E E. Traction Drives Selection and Application. NewYork and Basel: Marcel Dekker, INC, 1983

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第
38
篇

机械无级变速器

主 编 阮忠唐

编 写 阮忠唐 朱孝录 雷淑存

审 稿 赵玉良



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第 1 章 机械无级变速器设计基础

1 概述

1.1 传动原理

机械无级变速器(传动)由传动机构、加压装置和调速机构三部分组成。图 38.1-1 所示的摩擦(牵引)传动是利用传动件 1、2 间的压紧力 Q 产生的摩擦(牵引)力 $F = \mu Q$ 来传递动力的。为防止打滑应使有效圆周力 F_c 小于摩擦副所能提供的最大摩擦力 F , 为此, 应增大压紧力和摩擦系数。压紧力由加压装置 3 提供; 调速机构 4 用来调节传动件间的尺寸(角度)比例关系, 以实现无级变速。将无润滑油的干式无级变速传动称为摩擦式无级变速传动; 而将有润滑的湿式无级变速传动称为牵引式无级变速传动。

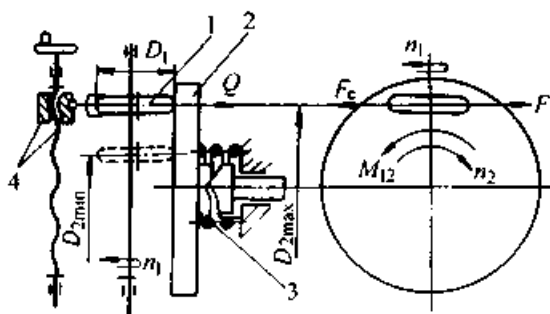


图 38.1-1 机械无级变速传动的原理

1、2—传动机构 3—加压装置

4—调速机构

当图 38.1-1 中 D_1 、 D_2 固定不变时, 则为定传传动比摩擦(牵引)传动。当 D_1 或 D_2 值可调时, 则为无级变速传动。当主动轮 D_1 由 D_{2min} 位置移到 D_{2max} 位置, 其传动比分别为

$$i_{21max} = n_{2max}/n_1 = D_1(1 - \epsilon)/D_{2min}$$

$$i_{21min} = n_{2min}/n_1 = D_1(1 - \epsilon)/D_{2max}$$

滑动率 ϵ 为

$$\epsilon = \left(1 - \frac{n_2/n_1}{n_{02}/n_{01}}\right) \times 100\% = \left(1 - \frac{i_{21}}{i_{021}}\right) \times 100\%$$

(38.1-1)

式中 D_1 、 n_{01} 、 n_1 ——主动轮的工作直径和空

载、负载时的转速;

D_2 、 n_{02} 、 n_2 ——从动轮的工作直径和空

载、负载时的转速。

滑动率 ϵ 说明变速器在受载前后转速的损失情况, 是重要的质量指标之一。它与负载大小、输出转速、传动轮的材质、表面粗糙度和硬度、润滑条件及传动系统的刚度等有关。具体值应由实验测定, 其理论计算方法参见 [4、5]。对于定轴式和动轴(行星)式机械无级变速器 ϵ 应分别控制在 3%~5% 和 7%~10% 以下; 对于定传动比摩擦轮传动则应控制在 0.5%~1% (金属轮) 和 5%~10% (非金属轮) 以下。

变(调)速比 R_b 是变速器的一个重要性能指标, 它是变速器输出轴的最高转速 n_{2max} 与最低转速 n_{2min} 的比值, 即

$$R_b = n_{2max}/n_{2min} = i_{21max}/i_{21min} \quad (38.1-2)$$

而变速范围则是最高与最低输出转速值的范围, 即 $n_{2min} \sim n_{2max}$ 。

根据以上定义, 对无中间轮的变速器, 当改变输入轮工作半径 R_{1x} 调速时有

$$i_{21} = n_2/n_1 = R_{1x}(1 - \epsilon)/R_2$$

$$R_b = n_{2max}/n_{2min} = R_{1max}/R_{1min}$$

当改变输出轮工作半径 R_{2x} 调速时有

$$i_{21} = n_2/n_1 = R_1(1 - \epsilon)/R_{2x}$$

$$R_b = n_{2max}/n_{2min} = R_{2max}/R_{2min}$$

对有中间轮的两级变速器, 当只改变输入、输出轮的工作半径 R_{1x} 和 R_{2x} 进行调速时有

$$i_{21} = n_2/n_1 = R_{1x}(1 - \epsilon)r_2/R_{2x}r_1$$

$$R_b = R_{1max}R_{2max}/R_{1min}R_{2min}$$

当只改变中间轮输入、输出侧工作半径 r_{1x} 、 r_{2x} 进行调速时, 有

$$i_{21} = n_2/n_1 = R_1r_{2x}(1 - \epsilon)/(r_{1x}R_2)$$

$$R_b = r_{1max}r_{2max}/(r_{1min}r_{2min})$$

如 $R_{1max} = R_{2max}$ 、 $R_{1min} = R_{2min}$ 或 $r_{1max} = r_{2max}$ 、 $r_{1min} = r_{2min}$, 则有中间轮的两级变速器满足 $i_{max}i_{min} = 1$ 的条件, 称这种变速器为对称调速

型变速器；在外型尺寸相等的情况下，它比其他变速器具有较大的变速比，且主、从动轮的外形尺寸相同，便于加工；缺点是不适用于只要求降（升）速变速的场合。对称调速型变速器的输入轴转速 n_1 与输出轴的最低、最高输出转速必需严格满足式 (38.1-3) 的条件

$$n_1 = \sqrt{n_{2\min} n_{2\max}} \quad (38.1-3)$$

而变速比、传动比及尺寸间有如下关系

$$\left. \begin{aligned} R_b &= \left(\frac{R_{1\max}}{R_{1\min}} \right)^2 = \left(\frac{R_{2\max}}{R_{2\min}} \right)^2 = i_{21\max}^2 \\ \text{或} \quad R_b &= \left(\frac{r_{1\max}}{r_{1\min}} \right)^2 = \left(\frac{r_{2\max}}{r_{2\min}} \right)^2 = i_{21\max}^2 \end{aligned} \right\} (38.1-4)$$

在进行行星（动轴）无级变速器的运动学计算时，常用到式 (38.1-5)、(38.1-6) 给出的关系式，其中摩擦轮工作半径是可以调节的。对于变速器中各轮轴线均平行的变速器，其各轮的转速可用转化机构的概念和公式来求解，其基本公式为

$$\begin{aligned} i_{ab}^c &= \frac{n_a - n_c}{n_b - n_c} \\ &= (-1)^m \frac{a \rightarrow b \text{ 路线中从动轮半径的乘积}}{a \rightarrow b \text{ 路线中主动轮半径的乘积}} \end{aligned} \quad (38.1-5)$$

式中 i_{ab}^c 是轮系中任意两轮 a 、 b 对行星架 c 的相对传动比。 n_a 、 n_b 、 n_c 分别为构件 a 、 b 、 c 的转速， m 为外接传动次数， i_{ab}^c 的具体表达式视轮系具体结构而定。

在求解行星轮系运动学时，式 (38.1-6) 在具体计算中很有用。

$$\left. \begin{aligned} i_{ab}^c \times i_{bc}^c &= 1 \\ i_{ba}^c + i_{bc}^c &= 1 \\ n_c &= i_{ca}^b n_a + i_{cb}^a n_b \end{aligned} \right\} (38.1-6)$$

对于各轮轴线并非全平行的行星无级变速器，其运动学的求解一般不能用转化机构法，而需要用角速度矢量分析法。对于以基本行星轮系为基础构成的行星无级变速器及封闭行星式无级变速器，它是由两个以上的基本行星轮系复合而成，因而应按“分清轮系，各立方程，找出联系，联立求解”的思路进行求解，详见[5]第2章。

带、链式无级变速器的原理基本同上，但采用了带、链等中间挠性件；一般为对称调速型。

脉动无级变速器是先由曲柄摇杆类机构将输入轴的旋转运动转换成摇杆的往复摆动，再经单

向超越离合器把摇杆的摆动转换为输出轴的单向脉动性转动。用调速机构来改变连杆机构中某一杆的长度，以形成构件间新的尺寸比例关系，使摇杆获得不同的摆角而实现无级变速。为了保持输出转速的连续和减小输出速度的脉动性，常采用多相连杆机构并列使用的结构。其运动简图见表 38.1-1 中的第 26、27 项，其结构图见图 38.2-25 和 38.2-26。

一台无级变速器是按给定的输入参数 (T_1 、 n_1 或 P_1) 和输出参数 ($n_{2\min}$ 、 $n_{2\max}$ 、 T_2 或 P_2) 进行设计的。其最大输出转矩 T_2 和最大输出功率 P_2 同时受限于传动构件的机械强度和系统的散热能力（亦称热功率）。当变速器输入、输出参数与电动机、工作机的输出、输入参数不匹配时，则应在变速器的相应侧加装减速器，从而形成各种派生的减变速器。

为了扩大整个变速系统的变速比，或扩大传动功率和为缩小变速比以实现精密调速等目的，可用无级变速器 P 作为封闭机构将一个差动轮系 X 的三个基本构件（输入、输出轴及转臂）中的两个构件封闭而成为如图 38.1-2 所示的封闭行星减变速器。当封闭机构（无级变速器）P 的二根外伸轴将差动轮系 X 的非输出的二根外伸轴封闭时，所构成的变速系统定义为 PX 型（图 38.1-2a）而当封闭机构 P 的二根外伸轴将差动轮系 X 的二根非输入外伸轴封闭时，所构成的变速系则称之为 XP 型（图 38.1-2b）。

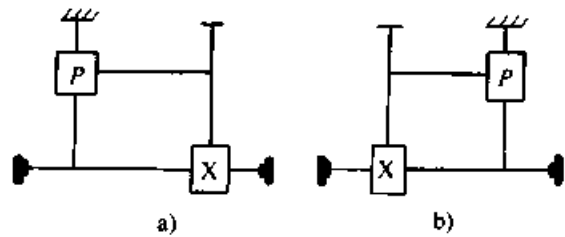


图 38.1-2 封闭行星无级变速器框图
a) PX 型 b) XP 型

设封闭机构（变速器）的传动比为 i_p ，差动轮系中被封闭两轴相对于未被封闭轴的相对运动传动比为 i_r^* 。由于封闭组合的多样性，新组成的系统的变速比 R 的大小、有无封闭功率将取决于封闭组合形式及 i_p 、 i_r^* 的大小。按 i_p 与 i_r^* 的不同组合可获得三类情况：

1) 扩大调速比型： $R > R_p$ （变速器调速比）。

- 2) 过零调速型: $R < 0$ 。
- 3) 精密调速型: $R_p > R > 0$ 。

[5] 中分析指出: 前两种有较大的封闭功率存在, 不宜作为大功率变速器。而第三种系统中无封闭功率, 但系统的变速比小于封闭机构者, 因而是精密调速型: 它可以实现大功率变速, 常称之为控制式封闭行星无级变速器。意即少量的功率流经被变速器所封闭的路径, 变速器主要起调速控制作用, 而大量的功率流过差动轮系中未被封闭的路径。控制式封闭行星无级变速器是实现大功率变速传动的重要途径。

1.2 特点和应用

机械无级变速及摩擦轮传动具有结构简单、维修方便、传动平稳、噪声低、有过载保护作用等优点, 但轴及轴承上载荷大、承受过载及冲击的能力差、有滑动不能用于内传动链、寿命短、对材质及工艺要求高等缺点。较之其他无级变速器有恒功率特性好、可升速、降速(变速比可达10~40)、可靠性好和价格低等优点。

无级变速传动主要用于下列场合:

- 1) 为适应工艺参数多变或连续变化的要求, 运转中需经常或连续地改变速度, 但不应在某一固定转速下长期运转, 如卷绕机等。
- 2) 探求最佳工作速度, 如试验机、自动线等。
- 3) 几台机器协调运转。
- 4) 缓速起动, 以合理利用动力。

采用无级变速传动有利于简化变速传动系统、提高生产率和产品质量、实现遥控。

1.3 机械特性

机械特性是指在一定输入转速下, 输出轴的功率 P_2 或转矩 T_2 与输出转速 n_2 间的关系曲线。可按对变速器进行测试或按全变速范围内传动副间最大接触疲劳应力等于许用接触应力的原则绘制。机械无级变速器的机械特性有恒功率 ($T_2 n_2 = c$)、恒转矩 ($T_2 = c$) 和变功率变转矩型三类。图 38.1-3 为菱锥式无级变速器的机械特性曲线(曲线 1), 当其输出转速范围为 400~2400 r/min, 则其可供使用的恒功率值如图中的实线 3 所示, 即可供恒功率使用的功率值是随着变速范围的增大而减小的, 因而是有条件的。

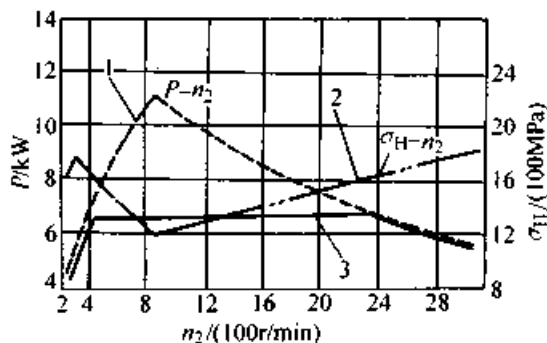


图 38.1-3 菱锥式无级变速器的机械特性

$P_1 = 7 \text{ kW}$, $R_b = 6$, $n_1 = 1450 \text{ r/min}$

1—特性曲线 2—应力曲线

3—供使用的特性曲线

1.4 分类

机械无级变速器的分类见表 38.1-1。

表 38.1-1 机械无级变速器分类、特性和用途举例

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
I. 固定轴刚性无级变速器			
A. 无中间滚动体的			
1. 滚动平盘式		滚轮主动, 恒功率。 盘 2 主动恒转矩	$i_s = 0.5 \sim 2$; $R_b = 4$ (单滚), 15 (双滚); $P_1 \leq 4 \text{ kW}$; $\eta = 0.8 \sim 0.85$ 相交轴, 升、降速型, 可逆转; 用于机床, 计算机构、调速机构
2. 锥盘环盘式 (Prym-SH)			$i_s = 0.25 \sim 1.25$; $R_b \leq 5$, $P_1 \leq 11 \text{ kW}$ $\eta = 0.5 \sim 0.92$ 平行轴或相交轴, 降速型, 可在停车时调速; 用于食品机械、机床、变速电机等

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
I. 固定轴刚性无级变速器			
A. 无中间滚动体的			
2. 锥盘环盘式 (FK)			$i_s = 0.125 \sim 1.25$; $R_b \leq 10$; $P_1 \leq 15$ kW $\eta < 0.85 \sim 0.95$ 同轴或平行轴, 降速型; 船用辅机、变速电机
3. 多盘式 (Beier)			$i_s = 0.2 \sim 0.8$ (单级), $0.076 \sim 0.76$ (双级) $R_b = 3 \sim 6$ (单级), $10 \sim 12$ (双级) $P_1 \leq 0.5 \sim 150$ kW; $\eta = 0.75 \sim 0.87$ $\epsilon \leq 2\% \sim 5\%$ (单级), $4\% \sim 9\%$ (双级) 同轴线、降速型; 用于化纤、纺织、造纸、橡塑、电缆、搅拌机械、旋转泵等
4. 光轴转环式 (Uhing)			$v_2 = 0.0183 \sim 1.16$ m/min; $n_1 = 100 \sim 1000$ r/min; $F = 50 \sim 1800$ N 直线移动, 可正、反转, 可停车时调速; 用于电缆机械、举重器等
B. 有中间滚动体的 a. 改变输入、输出轮工作直径调速的			
5. 滚锥平盘式 (FU)			$i_s = 0.17 \sim 1.46$; $R_b \leq 8.5$; $P_1 \leq 26.5$ ($R_b \approx 8.5$) ~ 104 ($R_b \approx 2$) kW $\eta = 0.87 \sim 0.93$ 以上四滚锥 单滚锥: $R_b < 10$, $P_1 \leq 3$ kW $\eta = 0.77 \sim 0.92$ 同轴或平行轴, 升、降速型; 用于试验设备、机床主传动、运输、印染及化工机械
6. 钢球平盘式 (PIV-KS)			$i_s = 0.05 \sim 1.5$; $R_b \leq 25$ $P_1 \leq 0.12 \sim 3$ kW; $\eta \leq 0.85$ 平行轴, 升降速型; 用于计算机、办公及医疗设备、小型机床 两平盘可作成接触面内凹的锥盘, 中间只用一颗钢球, 制成 $R_b \leq 9$ 可传递数十瓦的小型变速器

超星阅读器提醒您:
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权!

续表 38.1-1

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
B. 有中间滚动体的 a. 改变输入、输出轮工作直径调速的			
7. 长锥 钢环式			$i_s = 0.5 \sim 2; R_b \leq 4; P_1 \leq 3.7 \text{ kW}$ $\eta \leq 0.85$ 平行轴, 升降速型; 用于机床、纺织机械等, 有自紧作用, 不需加压装置
8. 钢环 分离锥式 (RC)			$i_s = \frac{1}{3.2} \sim 3.2; R_b \leq 10 (16)$ $P_1 \leq 0.2 \sim 10 \text{ kW}; \eta = 0.75 \sim 0.9$ 平行轴, 对称调速型, 钢环自紧加压; 用于机床、纺织机械等
9. 杯轮 环盘式 (RF单级) (Hayes 双级)			$i_s = 0.1 \sim 3.5; R_b \leq 4 \sim 12$ $P_1 \leq 0.5 \sim 30 \text{ kW}; \eta = 0.8 \sim 0.95$ 同轴线, 升降速型; 用于航空工业、汽车
10. 弧锥 环盘式 (Toroidal)			$i_s = 0.22 \sim 2.2; R_b \leq 6 \sim 10$ $P_1 \leq 0.1 \sim 40 \text{ kW}; \eta = 0.9 \sim 0.92$ 同轴线或相交轴, 升、降速型; 用于机床、拉丝机、汽车等 汽车用单环 P 可达 75 kW 双环 P 可达 191.25 kW
b. 改变中间轮工作直径调速的			
11. 钢球 外锥轮式 (Kopp-B)			$i_s = \frac{1}{3} \sim 3; R_b \leq 9; P_1 \leq 0.2 \sim 12 \text{ kW}$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$ 同轴线, 升降速型, 对称调速; 用于纺织、电影机械、机床等
12. 钢球 内锥轮式 (Free Ball)			$i_s = 0.1 \sim 2; R_b \leq 10 \sim 12 (20)$ $P_1 \leq 0.2 \sim 5 \text{ kW}; \eta = 0.85 \sim 0.90$ 同轴线, 升、降速型, 可逆转; 用于机床、电工机械、钟表机械、转速表等


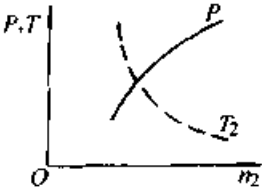
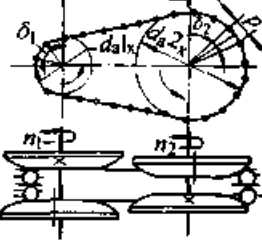
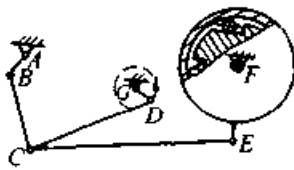
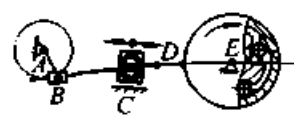
超星浏览器提醒您:
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权!

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
b. 改变中间轮工作直径调速的			
13. 菱锥式 (Kopp-K)			$i_s = \frac{1}{7} \sim 1.7; R_b \leq 4 \sim 12 (17)$ $P_1 \leq 88 \text{ kW}; \eta = 0.8 \sim 0.93$ 同轴线, 升、降速型; 用于化工、印染、工程机械、机床主传动、试验台等
II. 行星无级变速器			
14. 内锥输出行星锥式 (B ₁ US)			$i_s = -\frac{1}{115} \sim -\frac{1}{3}; R_b \leq 38.5 (\infty)$ $P_1 \leq 2.2 \text{ kW}; \eta = 0.60 \sim 0.70$ 同轴线, 降速型, 可在停车时调速; 用于机床进给系统
15. 外锥输出行星锥式 (RX)			$i_s = 0 \sim -0.57, R_b = 33 (\infty)$ $P_1 = 0.2 \sim 7.5 \text{ kW}; \eta = 0.6 \sim 0.8$ 同轴线, 降速型, 广泛用于食品、化工、机床、印刷、包装、造纸、建筑机械等, 低速时效率低于 60%
16. 转臂输出行星锥式 (SC)			$i_s = \frac{1}{4} \sim \frac{1}{6}; R_b \leq 4; P_1 \leq 15 \text{ kW}$ $\eta = 0.6 \sim 0.8$ 同轴线, 降速型; 用于机床, 变速电动机等
17. 转臂输出行星锥盘式 (Disco)			$i_s = 0.12 \sim 0.72, R_b \leq 6$ $P_1 = 0.25 \sim 22 \text{ kW}; \eta = 0.75 \sim 0.84$ 同轴线, 降速型; 用于陶瓷, 制烟等机械, 变速电动机
18. 行星长锥式 (Graham)			$i_s = \frac{1}{3} \sim \frac{-1}{100}; P_1 \leq 4 \text{ kW}, \eta = 0.85 \sim 0.9$ 同轴线, 降速型, 可逆转, 有零输出转速但特性不佳, 可在停车时调速; 用于变速电动机等

超星浏览器提醒您:
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权!

续表 38.1-1

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
II. 行星无级变速器			
19. 行星 弧锥式 (NS)			$i_x = 0.85 - 0 - 0.25$ $R_{bx} \approx \infty$; $P_1 \leq 5 \text{ kW}$; $\eta = 0.75$ 同轴线, 降速型, 可逆转, 有零输出转速但特性不佳, 可在停车时调速; 用于化工、塑料机械、试验设备等;
20. 封闭 行星锥式 (OM)			$i_x = \frac{1}{6} - 0 - \frac{1}{5}$ $R_{bx} \approx \infty$ (通常 $n_2 > 20 \text{ r/min}$) $P_1 \leq 3.7 \text{ kW}$; $\eta = 0.65$ 同轴线, 降速型, 可逆转, 有零输出转速但特性不佳, 用于机床、变速电机等
III. 带式无级变速器			
21. 单变 速带轮式			$i_x = 0.50 \sim 1.25$; $R_{bx} = 2.5$; $P_1 \leq 25 \text{ kW}$ $\eta \leq 0.92$ 平行轴, 降速型, 中心距可变; 用于食品工业等
22. 长锥 移带式		基本为恒功率	平行轴, 升降速型, 尺寸大, 锥体母线应为曲线; 用于纺织机械、混凝土制管机等
23. 普 通 V 带、 宽 V 带、 块带式		视加压弹簧位置而异, 在主动轮上时为近似恒功率, 在从动轴上为近似恒转矩	$i_x = 0.25 \sim 4$ (宽 V 带、块带); $R_{bx} = 3 \sim 6$ (宽 V 带); $P_1 \leq 55 \text{ kW}$; $R_{bx} = 2 \sim 10$ (16) (块带式); $P_1 \leq 44 \text{ kW}$; $R_{bx} = 1.6 \sim 2.5$ (普通 V 带); $P_1 \leq 40 \text{ kW}$; $\eta = 0.8 \sim 0.9$ 平行轴, 对称调速, 尺寸大; 用于机床、印刷机械、电工、橡胶、农机、纺织、轻工机械等

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
IV. 链式无级变速器			
24. 齿链式 (PIV-A) (PIV-AS) (FMB)			$i_s = 0.4 \sim 2.5; R_b \leq 3 \sim 6; \eta = 0.9 \sim 0.95$ $P_1 = 0.75 \sim 22 \text{ kW}$ (A型, 压靴加压) $P_1 = 0.75 \sim 7.5 \text{ kW}$ (AS型, 剪式杠杆加压) 平行轴, 对称调速; 用于纺织、化工、重型机械、机床等
25. 光面链式 (RH) (RK) (RS)			$i_s = 0.38 \sim 2.4; R_b \leq 2.7 \sim 10; \eta \leq 0.93$ 摆销链 RH: $P_1 = 5.5 \sim 175 \text{ kW}, R_b = 2 \sim 6$ RK: $P_2 = 3.7 \sim 16 \text{ kW}, R_b = 3.6 \sim 10$ 滚柱链 RS: $P_2 = 3.5 \sim 17 \text{ kW}$ (恒功率用) $P_2 = 1.9 \sim 19 \text{ kW}$ (恒转矩用) 套环链 RS: $P_2 = 20 \sim 50 \text{ kW}$ (恒功率用) $P_2 = 11 \sim 64 \text{ kW}$ (恒转矩用) 平行轴, 升降速型, 可停车调速; 用于重型机器、机床等
V. 脉动无级变速器			
26. 四相摇杆脉动变速器 (Zero-Max)		基本为恒转矩	$P_1 = 0.09 \sim 1.1 \text{ kW}; T_2 = 1.34 \sim 23 \text{ N}\cdot\text{m}$ $i_s = 0 \sim 0.25$ 平行轴, 降速型; 用于纺织、印刷、食品、农业机械等
27. 三相摇块脉动变速器 (Gusa)		低速时恒转矩 高速时恒功率	$P_1 = 0.12 \sim 18 \text{ kW}; \eta = 0.6 \sim 0.85; i_s = 0 \sim 0.23$ 平行轴, 降速型; 用于塑料、食品、无级电装配运输带等

- 注: 1. 传动比 $i_{21} = \frac{n_2(\text{输出轴转速})}{n_1(\text{输入轴转速})}$, 按定轴轮系及动轴轮系的传动比公式, 以传动的特征几何尺寸 (直径、角度) 表示; i_s 为使用的传动比。
2. 变速比 $R_b = \frac{n_{2\max}(\text{最高输出转速})}{n_{2\min}(\text{最低输出转速})}$ 表示变速器的变速能力, R_b 为变速器的使用变速比。对称调速是指最大传动比与最小传动比对称于传动比为 1 的调速, 这种变速传动尺寸较小。
3. 除注明者外, 均不可在停车时调速。
4. n —转速, 下脚标为构件代号; g —滚动体; T_2 —输出轴转矩; a 和 D, d —中心距和直径, 有下脚标 x 者为可变尺寸。

2 设计基础

2.1 失效形式、设计原则及公式

传动件和加压装置的失效是限制机械无级变速器传动能力的两大因素。

湿式金属摩擦传动主要是滚动体的接触疲劳

点蚀和烧伤失效。通常按接触疲劳强度计算, 其计算公式为

点接触:

$$\sigma_{H\max} = \frac{0.245}{a\beta} \sqrt{QE_c^2 k_d^2} \leq \sigma_{Hp} \quad (38.1-7)$$

线接触:

$$\sigma_{Hmax} = 0.418 \sqrt{QE_e k_d / b} \leq \sigma_{Hp} \quad (38.1-8)$$

$$k_d = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}$$

$$E_e = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$$

式中 Q ——压紧力 (N);

k_d ——传动副在计算位置的当量曲率 (1/mm); k_{ij} 的第一个下标为滚动体号; 第二个下标为主平面号;

E_e ——当量弹性模量 (MPa), E_1 、 E_2 为两滚动体材料的弹性模量;

b ——接触宽度 (mm);

α 、 β ——系数, 按 $\cos\tau$ 查表 38.1-2 得, 当两主平面正交时:

$$\cos\tau = |k_{11} - k_{12} + k_{21} - k_{22}| / k_d$$

σ_{Hp} ——许用接触应力 (MPa), 查表 38.1-5、6。

表 38.1-2 $\cos\tau$ 、 α 、 β 、 $1/\alpha\beta$ 的数值

$\cos\tau$	α	β	$1/\alpha\beta$	$\cos\tau$	α	β	$1/\alpha\beta$	$\cos\tau$	α	β	$1/\alpha\beta$
1.000 0	∞	0.000 0	—	0.740 6	2.037 6	0.583 5	0.841 1	0.460 0	1.428 1	0.738 0	0.948 9
0.992 3	3.608 8	0.272 2	0.426 7	0.719 7	1.966 0	0.596 3	0.853 0	0.450 0	1.414 6	0.743 2	0.951 2
0.980 3	5.976 0	0.327 3	0.511 2	0.699 7	1.904 3	0.608 2	0.863 4	0.440 3	1.401 6	0.748 3	0.953 5
0.960 1	4.514 7	0.377 7	0.586 4	0.680 7	1.850 3	0.619 2	0.827 8	0.420 4	1.376 0	0.758 7	0.957 9
0.951 0	4.155 7	0.394 2	0.610 4	0.660 8	1.798 0	0.630 6	0.882 0	0.400 3	1.351 3	0.769 2	0.962 1
0.938 3	3.780 7	0.414 2	0.638 6	0.650 3	1.772 1	0.636 5	0.886 6	0.380 2	1.327 5	0.779 7	0.966 1
0.913 7	3.373 3	0.439 8	0.674 0	0.640 0	1.747 8	0.642 2	0.890 9	0.360 0	1.304 7	0.790 4	0.969 7
0.900 7	3.101 4	0.460 0	0.700 9	0.630 0	1.724 9	0.647 7	0.895 0	0.339 8	1.282 7	0.801 1	0.973 2
0.880 5	2.868 2	0.479 9	0.726 5	0.620 3	1.703 4	0.653 1	0.898 9	0.319 8	1.261 7	0.811 8	0.976 4
0.858 7	2.669 0	0.499 3	0.750 3	0.599 9	1.660 5	0.664 2	0.906 7	0.299 8	1.241 4	0.822 5	0.979 3
0.849 9	2.599 4	0.506 7	0.759 2	0.580 3	1.622 1	0.674 7	0.913 7	0.250 3	1.194 2	0.849 5	0.985 7
0.841 2	2.536 9	0.513 7	0.767 4	0.560 2	1.585 0	0.685 4	0.920 5	0.200 4	1.150 1	0.877 4	0.990 9
0.819 2	2.396 6	0.530 5	0.786 5	0.550 5	1.567 8	0.690 6	0.923 6	0.150 2	1.108 9	0.906 3	0.994 9
0.801 0	2.297 1	0.543 6	0.800 8	0.539 6	1.549 2	0.696 3	0.927 0	0.100 1	1.070 5	0.936 3	0.997 8
0.779 0	2.191 5	0.558 7	0.816 7	0.520 0	1.516 9	0.706 6	0.932 9	0.050 0	1.034 2	0.967 4	0.999 4
0.760 5	2.113 0	0.570 9	0.829 0	0.499 9	1.485 7	0.717 1	0.938 6	0.000 0	1.000 0	1.000 0	1.000 0
0.749 3	2.069 7	0.578 0	0.835 9	0.479 5	1.455 6	0.727 8	0.944 0				

干式或非金属摩擦传动主要是滚动体的磨损和烧伤失效。通常按式 (38.1-9) 作条件性计算, $[q]$ 由表 38.1-6 查得。

$$q = Q/b \leq q_p \quad (38.1-9)$$

对于软性材料或弹性模量不确定的材料, 可按 Stribeck 滚压应力 K 进行计算, 线接触情况下的 K 值按式 (38.1-10) 计算, K_p 查表 38.1-6。

$$K = Qk_d/2b \leq K_p \quad (38.1-10)$$

摩擦轮传动中常采用橡胶制品或汽车轮胎做驱动轮, 从动轮为金属轮; 这时, 按许用法向力 Q_p (N) 进行计算, Q_p 的计算公式为

$$\text{橡胶轮: } Q_p = R_1 b C_p \geq Q \quad (38.1-11)$$

式中 R_1 ——橡胶轮半径 (mm);

b ——橡胶轮接触宽度 (mm);

C_p ——橡胶轮的许用单位载荷 (MPa), 对普通橡胶圈 $C_p = 0.98 - 0.031 63(v - 0.6)$ (MPa), 对有钢丝垫的橡胶圈: $C_p = 0.98 - 0.046 32(v - 1)$ (MPa), v 为圆周速度 (m/s)。

$$\text{汽车轮胎: } Q_p = 4 250 y \geq Q$$

式中 y ——曲率系数, 由图 38.1-4 查取。

对于高速大功率的机械无级变速器, 尚应进行热负荷功率值校核, 以避免热失效, 或采取散

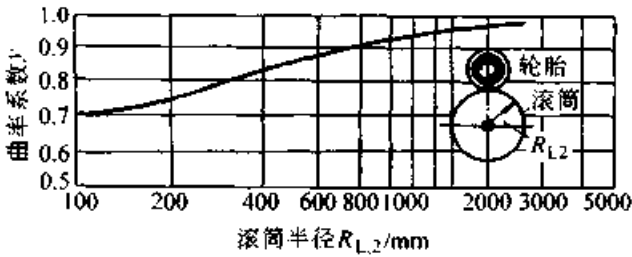


图 38.1.4 165SR14 型轮胎的曲率系数

热措施。

带的疲劳、磨损、打滑和塌腰以及带轮孔和轴之间的微动磨耗是带式无级变速器的常见失效形式，通常按不打滑和疲劳设计，并考虑侧压和横向稳定性。

滑片链无级变速器中滑片的磨损及滑片头部的弯曲断裂是常见的失效形式。其他链式变速器及脉动无级变速器的主要失效形式仍然是滚动元件的疲劳点蚀及磨损，均按接触疲劳强度进行计算。

2.2 压紧力 Q

$$Q = K_n K_A F_c / \mu \quad (38.1-12)$$

式中 K_n ——传动可靠性系数，动力传动时 $K_n = 1.2 \sim 1.5$ ；用于仪表时 $K_n = 3.0$ ；

K_A ——工况系数，查表 38.1-3 或工厂产品使用说明书，一般设计取 $K_A = 1$ ；

F_c ——有效圆周力 (N)，恒功率及恒转矩工况分别按最低及最高输出转速位置计算 F_c 值；

μ ——摩擦（牵引）系数，查表 38.1-6 及表 38.1-7。

表 38.1-3 机械无级变速器的 K_A 值

载 荷 性 质	间歇工作	每天连续工作 10 h 以上
轻载：载荷平稳、不超过额定功率、开停、倒转次数少	1.0	1.50
中载：惯性较大、有冲击、最大载荷为额定载荷 125% 以下	1.25	1.75
重载：冲击较大、经常正、反转、最大载荷平均为额定载荷的 150% 以下	1.50	2.0

2.3 摩擦传动的滑动和效率

2.3.1 摩擦传动中的滑动

滑动将使摩擦传动的输出转速和传动效率降低。滑动分为弹性滑动、几何滑动和打滑。打滑意味着传动失效，因而应予避免。

1) 弹性滑动 摩擦副工作时由于材料的弹性变形引起的滑动称为弹性滑动，它是不可避免的，但其绝对值很小，常略去不计。

2) 几何滑动 摩擦副工作时，由于滚动体几何形状及相对位置等因素引起的滑动，称为几何滑动。如图 38.1-5 所示的四种圆锥摩擦副传动中，由于锥顶 O_1 和 O_2 不共点，空载时除接触中点 O 、负载时除节点 C 无几何滑动外，其余接触点均存在着几何滑动。由图可以看出离节点 C 越远的接触点间的滑动速度 V_H 越大。

3) 打滑 打滑是一种过载失效效应。随着负载的增大，节点（纯滚动点） C 逐渐远离接触区中点 O ，当 $\overline{OC} = m > a$ （接触区半宽）时出现打滑。打滑是不允许的，为了避免打滑，应使滚动体间有较大的摩擦（牵引）系数、法向压紧力和弹性模量，并使滚动体有合理的几何形状和相对位置。

滑动的大小可以用滑动率 ϵ 来描述， ϵ 包括弹性滑动率 ϵ_e 和几何滑动率 ϵ_g 两部分。 ϵ_e 值很小且不易计算，故常略去不计； ϵ_g 可按表 38.1-4 中的公式作概略计算。摩擦传动系统的滑动率应由实验数据按式 38.1-1 计算确定，其值是随调速位置而变化的，通常制成 $\epsilon-n_2$ 曲线来表达， ϵ 值超过 1.1 的规定值部分的输出转速不应使用。

滑滚比 ω_b/ω_r 如图 38.1-5 所示，摩擦副的两个滚动体的绝对角速度是沿各自的轴线方向的，将 ω_1 及 ω_2 沿接触线方向及接触线的法线方向进行分解为 ω_{1t} 、 ω_{2t} 及 ω_{1n} 、 ω_{2n} ；定义 $\omega_r = \omega_{2t} + \omega_{1t}$ 为滚动角速度， $\omega_n = \omega_{2n} + \omega_{1n}$ 为自旋角速度（亦称钻动角速度）。显然：

$$\omega_b = \omega_2 \sin \alpha_2 \pm \omega_1 \sin \alpha_1$$

$$\omega_r = \omega_2 \cos \alpha_2 \pm \omega_1 \cos \alpha_1$$

我们称 ω_b/ω_r 为滑滚比，其值愈大，几何滑动和滑动率也愈大，慕尼黑工业大学 FZG 研究所实验指出： ω_b/ω_r 值愈大，摩擦（牵引）系数曲线上升的坡度越小。所以在某些情况下，必须降低有效摩擦系数，以免滑动率过大。

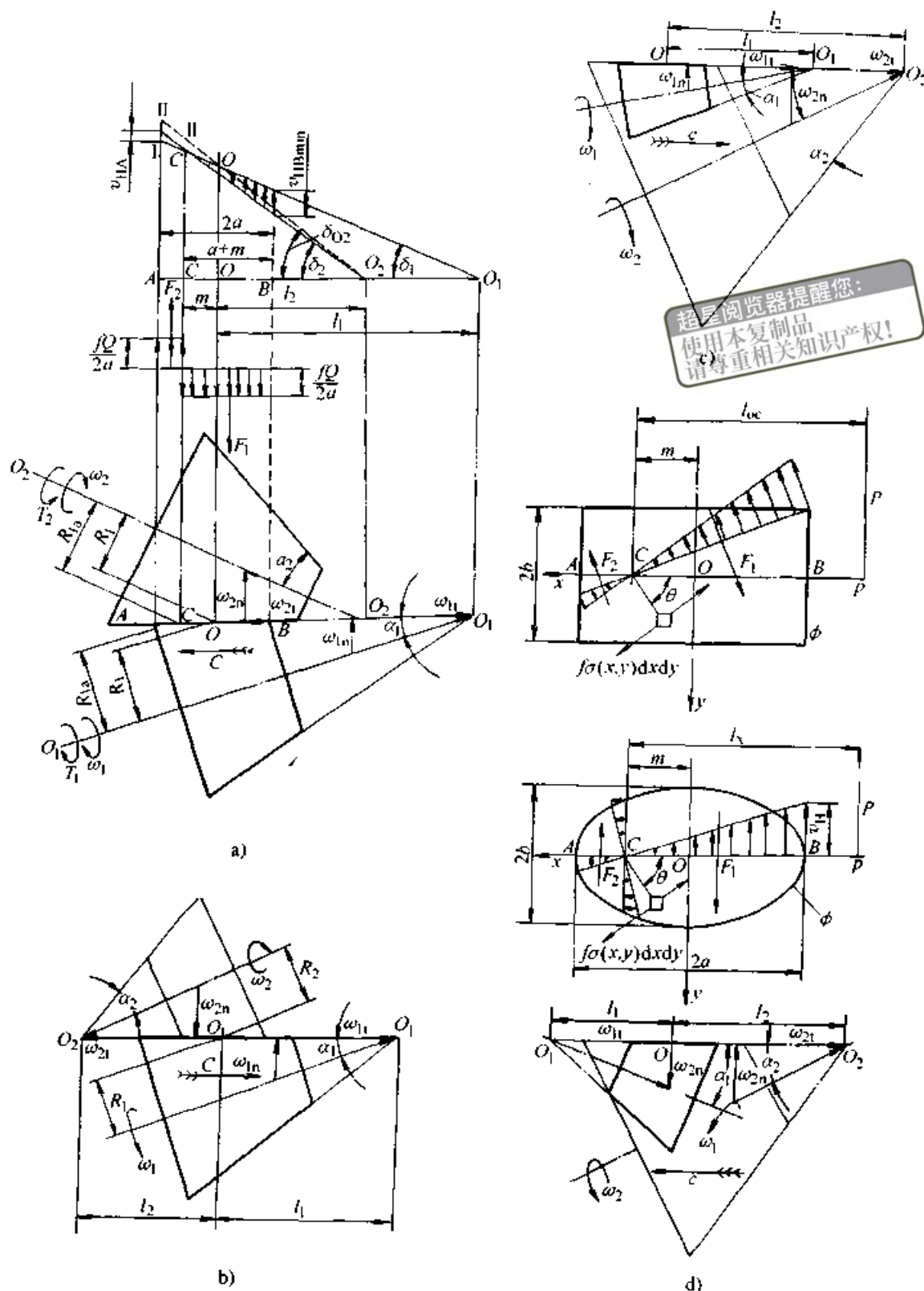


图 38.1-5 摩擦副当量圆锥的几何滑动分析简图

- a) 节点在两锥顶外的外接摩擦副
- b) 节点在两锥顶间的外接摩擦副
- c) 节点在两锥顶外的内接摩擦副
- d) 节点在两锥顶间的内接摩擦副

节点偏移量 m 和力极距 l_N 在利用表 38.1-4 中公式计算由几何滑动引起的滑动率 ϵ_g 和传动效率 η_z 时, 将要用到 m 和 l_N 值, 由图 38.1-5

可以看出: m 是负载时的节点 C 和空载时的节点 O 之间的距离, 而力极距 l_N 是负载时的有效圆周力的作用点 P 与节点 C 之间的距离。 m 及

l_N 的计算很复杂, 可参阅 [4、5]; 其中还给出了计算 m 及 l_N 值线图。概略计算时, 可按式作近似计算:

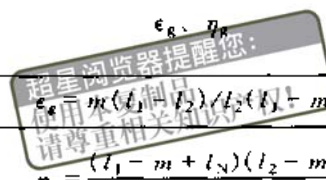
$$m \approx a/K_n$$

$$l_N \approx (1 + K_n^2)a/2K_n$$

式中 a ——接触区半宽度 (mm) 或接触椭圆长半径。

表 38.1-4 图 38.1-5 8 种情况下的 ϵ_g 、 η_g 的计算公式^[4.5]

情况	公式 项目	轮 1 主 动		轮 2 主 动	
		节点 锥距	ϵ_g 、 η_g	节点 锥距	ϵ_g 、 η_g
两 锥 外 切	O_1, O_2 在接触点 同侧	$l_1 + m$	$\epsilon_g = m(l_1 - l_2)/l_1(l_2 + m)$	$l_1 - m$	$\epsilon_g = m(l_1 - l_2)/l_2(l_1 + m)$
		$l_2 + m$	$\eta_g = \frac{(l_2 + m - l_N)(l_1 + m)}{(l_1 + m - l_N)(l_2 + m)}$	$l_2 - m$	$\eta_g = \frac{(l_1 - m + l_N)(l_2 - m)}{(l_2 - m + l_N)(l_1 - m)}$
两 锥 外 切	O_1, O_2 在接触点 异侧	$l_1 - m$	$\epsilon_g = m(l_1 + l_2)/l_1(l_2 - m)$	$l_1 + m$	$\epsilon_g = m(l_1 + l_2)/l_2(l_1 - m)$
		$l_2 + m$	$\eta_g = \frac{(l_2 + m - l_N)(l_1 - m)}{(l_1 - m + l_N)(l_2 + m)}$	$l_2 - m$	$\eta_g = \frac{(l_1 + m - l_N)(l_2 - m)}{(l_2 - m + l_N)(l_1 + m)}$
两 锥 内 切	O_1, O_2 在接触点 同侧	$l_1 - m$	$\epsilon_g = m(l_2 - l_1)/l_1(l_2 - m)$	$l_1 + m$	$\epsilon_g = m(l_2 - l_1)/l_2(l_1 + m)$
		$l_2 - m$	$\eta_g = \frac{(l_2 - m + l_N)(l_1 - m)}{(l_1 - m + l_N)(l_2 - m)}$	$l_2 + m$	$\eta_g = \frac{(l_1 + m - l_N)(l_2 + m)}{(l_2 + m - l_N)(l_1 + m)}$
两 锥 内 切	O_1, O_2 在接触点 异侧	$l_1 - m$	$\epsilon_g = m(l_1 + l_2)/l_1(l_2 + m)$	$l_1 + m$	$\epsilon_g = m(l_1 + l_2)/l_2(l_1 + m)$
		$l_2 + m$	$\eta_g = \frac{(l_2 + m - l_N)(l_1 - m)}{(l_1 - m + l_N)(l_2 + m)}$	$l_2 - m$	$\eta_g = \frac{(l_1 + m - l_N)(l_2 - m)}{(l_2 - m + l_N)(l_1 + m)}$



2.3.2 摩擦传动的效率

摩擦传动有以下 6 种功耗: 几何滑动功耗、弹性滑动功耗、滚动滞后功耗、轴承功耗、密封功耗和介质 (油、空气) 阻力功耗。

设 P_1 为输入功率、 P_2 为总功耗, 则传动的总效率 η 为

$$\eta = 1 - (P_2/P_1) \quad (38.1-13)$$

η 值应由试验测定, 并绘成 $\eta - n_2$ 曲线。设计时可按下列公式求出各项功耗值后, 代入式 (38.1-13) 作概略计算。

几何滑动功耗 P_g : 对于图 38.1-5a 所示摩擦轮传动, 其 P_g (kW) 的计算公式为

$$P_g = \mu Q(m^2 + a^2)(l_1 - l_2)\omega_1 \sin \alpha_1 / 2a(l_2 + m)$$

P_g 的计算比较复杂, 通常可按式 (38.1-14) 计算

$$P_g = P_1 \eta_g \quad (38.1-14)$$

式中 η_g ——几何滑动效率, 表 38.1-4 给出了 8 种摩擦副的 η_g 计算公式。

弹性滑动功耗 P_e (kW)

$$P_e = \mu Q \epsilon_e R_1 \omega_1 / K_n \quad (38.1-15)$$

滚动滞后功耗 P_r (kW)

$$P_r = \mu Q(\omega_2 \cos \alpha_2 \pm \omega_1 \cos \alpha_1) \quad (38.1-16)$$

式中 μ ——滚动摩擦系数 (cm)。

其余符号意义同前, + 号仅用于锥顶在接触区两侧的外接传动。轴承功耗 P_b (kW)

$$P_b = \sum_{i=1}^k (F_{ni} \mu_{ni} R_i + F_{ai} \mu_{ai} R_{ai}) \omega_i \quad (38.1-17)$$

式中 F 、 μ 、 R ——轴承的支反力、摩擦系数和计算半径;

i 、 r 、 a ——轴承编号、径向和轴向,
 k ——轴承的总数。

密封功耗 P_m (kW)

$$P_m = 7.9 \left(\sum_{i=1}^l d_i n_i \right) \times 10^{-9} \quad (38.1-18)$$

式中 d_i 、 n_i ——第 i 个密封处的轴径 (mm) 及转速 (r/min);

j ——密封总数。

搅油功耗 P_0 (kW)

$$P_0 \approx 3.7bhv^{1.5} \times 10^{-7} \quad (38.1-19)$$

或

$$P_0 \approx 2.8zb\sqrt{v} \times 10^{-5}$$

式中 v ——传动件浸油处的圆周速度 (m/s);

b ——传动件浸油宽度 (mm);

h ——浸油深度 (mm);

v ——工作温度下润滑油的黏度 (mm^2/s)。

多级传动的总效率需视其为串联多级, 还是分、汇流多级传动而异, 在不带卸荷装置的摩擦传动中, 轴承功耗占很大比重。

2.4 材料、许用应力和摩擦系数

摩擦副及加压装置的主要失效形式是疲劳点蚀和磨损, 因而对其主要要求是:

- 1) 高的接触疲劳强度和耐磨性。
- 2) 摩擦系数大 (干式)。
- 3) 高的弹性模量。
- 4) 导热性好。
- 5) 对润滑油的吸附性好 (油式)。
- 6) 吸湿性小 (干式)。

机械无级变速器滚动体的材料、热处理及许用应力、摩擦系数等见表 38.1-5 和表 38.1-6。

应该指出: 第一, 为使摩擦副磨损均匀和避免磨出凹坑, 主动轮的硬度和宽度均应小于从动轮; 第二, 机械无级变速器中的滚动体通常均用滚动轴承钢制造并淬火, 切勿轻易用其他钢材代替; 第三, 干式摩擦副近来采用由 80%~90% 硬碳和 20%~10% 酚醛树脂制成的新材料与金属材料匹配, 取得良好的使用效果。

表 38.1-5 机械无级变速器滚动体的常用材料、热处理及许用应力⁽⁴⁾

材 料	热处理方式 ^①	许用接触应力 σ_{H_0}/MPa	应 用
GCr15 GCr15SiMn	C62±1 ^② 金相组织: 隐晶或细针状 马氏体+均匀分布的小球状 碳化物	线接触: 1 500~1 800 ^③ 点接触: 2 200~2 500	各种机械无级变速器的主、 从动轮、滚动体、加压盘; GCr15SiMn 淬透性好, 用于 尺寸大于 30 mm 者
60SiCrA CrW5	C60~63 ^④ C55~60	500~800	多盘变速器的 T 形盘 多盘变速器的锥形盘
T10A 20Cr	G55 S1、2 C59		加压盘
45、40Cr	C58~60	压应力 $[\sigma]=3\sim 4$ HRC	加压凸轮
GCr6、GCr9	C65		加压滚子

① 热处理代号: C—淬火; G—高频淬火; 其后数值为硬度值 HRC; S—渗碳; 其后数值为渗碳层厚度 (mm)。

② 接触循环次数多的零件表面应比配偶件表面的硬度高 2~3HRC。

③ 用作加压装置零件时, 因其为静应力, 许用接触应力取此值的 2~2.5 倍。

④ T 形盘表面硬度越高, 磨损愈小; 硬度低于 55HRC 时, 磨损急剧增加; 锥盘硬度变化对磨损影响不大。

表 38.1-6 摩擦副的摩擦系数 μ 、线压力 q_p 、接触应力 σ_H 、滚压应力 K 的许用值⁽⁴⁾

材 料 配 合	μ ^①	$q_p/(N/\text{mm})$	σ_{H_0}/MPa	K_p/MPa
淬火钢对淬火钢 (油式)	0.03~0.05 ^②	—	25~30HRC	30~45
钢对钢 (干式)	0.10~0.20	—	1.2~1.5HBS	—
铸铁对钢 (铸铁) (干式)	0.10~0.15	100~150	1.5 σ_{Br}	0.3~0.5
钢 (铸铁) 对布质酚醛层压板 (干式)	0.20~0.25	40~80	50~100	1~1.4
铸铁对纤维制品 (干式)	0.15~0.20	25~45	—	0.2~0.4
铸铁对皮革 (干式)	0.25~0.35	30~35	12~15	0.1~0.2
钢 (铸铁) 对木料 (干式)	0.40~0.50	5~15	—	0.7~1.1

续表 38.1-6

材料配合	μ^1	$q_p/(N/mm)$	σ_{H_0}/MPa	K_p/MPa
铸铁对特殊橡胶(干式)	0.50~0.70	2.5~5	10	0.2
钢(铸铁)对石棉基材料(干式)	0.30~0.40	—	—	—
橡胶、槽纹黄铜对纸(干式)	0.40	—	—	—
金属陶瓷对钢(干式)	0.30~0.35	—	150	—
汽车轮胎对钢	0.35~0.5	—	—	—

①. μ 值与润滑油种类、滑滚比有关, 表值是环烷基油, 滑滚比小时的值, 滑滚比大则取小值, 合成环烷基油的 μ 值可达 0.08。

2.5 润滑、牵引油

干式摩擦传动的接触表面不允许有润滑剂, 以免降低摩擦系数和承载能力, 其轴承一般用脂润滑, 并加以严密的密封。

湿式摩擦传动又称牵引传动, 润滑方式和牵

引油的正确选择对其承载能力至关重要。小功率的无级变速器采用油池飞溅润滑, 较大功率者 (>15 kW) 应采用油泵强制润滑; 必要时应校核其热负载能力, 并采取冷却措施。

表 38.1-7 给出了无级变速器常用润滑油的名称及其牵引系数 μ 值, 供选用时参考。

表 38.1-7 无级变速器常用牵引油的 μ 值^[5]

牵引油名称	牵引系数 μ (平均的最大值)	试验条件	牵引油名称	牵引系数 μ (平均的最大值)	试验条件
多元醇酯油 (Mil-L-23699)	0.035	2.04 m/s 9.659 MPa 82.2℃	Santotrac-30	0.084	3 000 r/min $\epsilon = 1\%$
双脂油 (Mil-L-7808)	0.040		Santotrac-40、50、70	0.095	2 756 MPa, 93.3℃
硅酸脂油、聚乙二醇油	0.045		S-20、30、80		中国石油化工科学研究
石蜡基矿物油	0.050		聚异丁烯油	0.043~0.052	5.1 m/s
芳香族变速器油	0.055		聚丁烯油	0.042~0.044	3 516 MPa
磷酸脂油	0.060		氢化环烷系矿物油	0.042	98.9℃
环烷基矿物油 (MobilNo62)	0.058~0.065		无级变速器油 Ub-1	0.105~0.11	广州机床研究所 4.5 m/s 0.25 GPa 60℃
硅油、氯本基硅油	0.075~0.078		Ub-2	0.065~0.08	
合成环己基油	0.090~0.095		Ub-3	0.074~0.09	
			Ub-4	0.086~0.102	

应该指出:

1) 无级变速器应选用专用的牵引油, 而不能用普通机械油等代替。

2) 影响牵引(摩擦)系数的因素错综复杂, 最好通过试验进行选油。

3) 润滑油的 μ 值受滑滚比 ω_b/ω_r 、滑动率 ϵ 、摩擦副的材料匹配、表面形貌、载荷和温度等影响, 概括地说: 随着 ω_b/ω_r 的增大 μ 值及 μ - ϵ 曲线上升的斜率均较小, 当 $\epsilon = 0$ (纯滚时)

$\mu = 0$, 当 ϵ 逐渐增大时 μ 上升较快, 当 ϵ 超过一定值后 μ 上升缓慢甚至反而下降; 因此, 设计时应限制 ϵ 及 ω_b/ω_r , 并取略小于表 38.1-7 的推荐值。

2.6 设计注意事项

为了提高无级变速器的承载能力和传动效率, 降低滑动与磨损, 设计时应注意表 38.1-8 中的事项。

表 38.1-8 机械无级变速器设计注意事项

提高承载能力的措施	提高效率、降低滑动与磨损的措施
<ol style="list-style-type: none"> 1. 采用分汇流多接触区传动, 并采用卸荷结构如多盘式、滚锥平盘式和行星无级变速器 2. 尽可能增大摩擦副和加压装置接触区到回转轴线间的半径 3. 多接触区传动采用浮动均载结构, 并严格控制一组滚动体的尺寸偏差和旋转精度 4. 增大轴系刚度, 限制轴伸的长径比; 尽量使变速器与相联机器呈直线联接 5. 使用中起动转矩大, 起制动频繁, 载荷变动大或有冲击时, 应在变速器与相联机械间加装电磁离合器、安全离合器、飞轮等装置 6、7、8、9 同表右侧 6~9 措施 10. 校核热承载能力, 并考虑采用冷却装置 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 力求摩擦副在任何调速位置时, 其当量圆锥均能共顶, 或两锥顶在接触区同侧并尽量接近 降低两平行轴的平行度 2. 在满足强度的条件下, 减小接触宽度或采用点接触副 3. 采用摩擦系数小的轴承 4. 使传动布置有较小的滑滚比 ω_b/ω_r 5. 不盲目增加安全系数 6. 采用自动加压装置 7. 采用高弹性模量和硬度的材料制造滚动体 8. 滚动体的精度应在 6 级以上, 并进行选配分组, 工作表面的粗糙度 $Ra \leq 0.4 \sim 0.8 \mu\text{m}$ 9. 通过试验或经验选用合适的润滑 (牵引) 油和润滑方式 (油量、换油时间、油路的畅通等)

第2章 机械无级变速器的结构、设计和试验

1 加压装置及其设计

加压装置是影响无级变速器传动性能与承载能力的关键部件。它应保证各摩擦副之间相互压紧并满足 $\mu Q = K_A F_e$ 以传递运动和动力。

1.1 加压装置的特性及分类

加压装置提供的压紧力与变速器输出转速间的关系 $Q = Q(n_2)$ ，称为加压特性。它取决于加压装置的结构、参数和配置位置。加压特性与变速器输出特性的良好匹配，是获得变速器优良机械特性的关键。

加压装置设计的基本原理，是由其提供的轴向压紧力与摩擦副处传递动力所需的压紧力相平衡。

表 38.2-1 给出了机械无级变速器用的加压装置的类型简图及相应计算公式。

1.2 加压装置的配置

自动加压装置应装在变速器转矩大的轴上，以保证足够的压紧力，即减速型变速器的加压装置应装在输出轴上；增速型变速器的加压装置应装在输入轴上；升、减速型变速器，应在输入、输出轴上各装一个加压装置。

钢球 V 形槽、凸轮式以及螺旋式自动加压装置中，螺旋升角 λ 均按下式计算（参见表 38.2-1）

$$\tan(\lambda + \rho') = \mu D_i / d_m \sin \theta_i \quad (38.2-1)$$

式中 d_m ——螺旋、蜗杆或加压盘的中径、节圆直径； i 表示输入侧或输出侧；

D_i 、 θ_i ——滚动体的工作直径及半锥角；

μ 、 ρ' ——牵引系数及加压盘接触处的当量摩擦角，对钢球 V 形槽者 $\rho' = 0$ 。

应该指出：由于 μ 、 ρ' 、 D 、 θ 可能是变化的，因而应参照经验或由实验确定 λ 值及预压弹簧的预压紧力，在新产品试制时应予注意。 λ 选得过大，则压紧力不足会引起打滑； λ 选得过小，使压紧力过大而引起发热及接触表面压坏，

而且 V 形槽高度过小，钢球将越过 V 形槽顶，使加压装置失效，并产生振动与噪声。

对于装两套加压装置的升、减速型变速器，当两套加压装置所产生的压紧力 Q_1 相等时，输出轴的转速 n_2 称为转换转速 n_{ch} 。

$$n_{ch} = n_1 d_{11} \tan \lambda_1 / (d_{12} \tan \lambda_2) \quad (38.2-2)$$

当 $d_{11} \tan \lambda_1 = d_{12} \tan \lambda_2$ 时， $n_{ch} = n_1$ ，如钢球锥轮变速器；

当 $d_{11} \tan \lambda_1 < d_{12} \tan \lambda_2$ 时， $n_{ch} < n_1$ ，如菱锥无级变速器。

对于压紧力在同一根轴上内部平衡的多盘式、滚锥平盘式无级变速器，不论其是否升、减速型，均只在输出轴上装一个自动加压装置，并配一个压紧力为总压紧力 $1/3 \sim 1/4$ 的预压弹簧。

恒功率带式无级变速器的加压弹簧装在输入轴上，而作恒转矩变速时则应装在输出轴上。

带、链式无级变速器主动轮上所需的压紧力比从动轮上的大，这可以通过图 38.2-21 所示的剪式杠杆系统来得到。有时亦采用液压伺服系统，通过控制压紧力来控制变速器的机械特性，如 RH、RK 及 Transmatic 链式无级变速器，RK 型中还采用了无空隙转换自动加压装置⁽⁴⁾。

2 机械无级变速器与摩擦轮传动的结构及设计

2.1 定传动比摩擦轮传动的结构与设计 (表 38.2-2)

2.2 固定轴无级变速器

除调速时外，各轮轴线均固定不动的变速器称为固定轴无级变速器。它具有结构简单、尺寸紧凑、品种多，且大多数具有升、减速型的特点；其调速比一般不超过 10 (20)。滚动体接触区可设计成点或线接触型式，前者承载能力略低，但相对滑动较小，且能补偿变形及加工装配带来的误差；后者承载能力高，但装配要求高。除指明者外，一般用自动加压装置。

表 38.2-1 机械无级变速器的加压装置的种类和计算

名称	恒压加压装置		自动加压装置	
	1. 弹簧加压式	2. 离心加压式	3. 钢球(柱)V形槽式	4. 凸轮轴(套)式
简图				
压紧力	$Q = \frac{1000 K_n T}{\mu D}, Q_n = Q \cos \frac{\varphi}{2}$ 弹簧力 $Q_T = Q_n$	$Q_b + Q_c = F, \frac{Q_b}{Q_c} = c/b$ $F = \frac{1000 K_n T (b+c) \cos \theta}{\mu R b}$	$Q = \frac{2000 K_n T}{\mu D}, Q_n = Q \sin \theta$ $Q_y = \frac{2000 K_n T \cos \rho'}{d_p \sin(\lambda + \rho')}, Q_n = Q_y \cos(\lambda + \rho')$	$Q = \frac{2000 K_n T}{\mu D}, Q_{n1} = Q \sin \theta$ $Q_y = \frac{2000 K_n T \cos \rho'}{d_p \sin(\lambda + \rho')}, Q_n = Q_y \cos(\lambda + \rho')$
强度计算	$Q_{Tmax} = \frac{1000 K_n T}{\mu D_{min}} \cos \frac{\varphi}{2}$ $Q_{Tmin} = \frac{1000 K_n T}{\mu D_{max}} \cos \frac{\varphi}{2}$ $\lambda = x = \frac{D_{max} - D_{min}}{2} \tan \frac{\varphi}{2}$ 由此定出簧丝直径 d 、簧平均直径 D 和圈数 z	钢球式： $\sigma_{Hmax} = 1.374 \sqrt{\frac{K_y Q_y}{z r^2}} \leq \sigma_{Hp}$ $\sigma_{Hmin} = \frac{866}{\alpha \beta} \sqrt{\frac{K_y Q_y}{z} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)^2} \leq \sigma_{Hp}$ 式中 K_y —载荷不均匀系数，取 1.1~1.2 σ_{Hp} —查表 38.1-5 z —滚子数 $\alpha \beta$ 由 $\cos \tau = (r_1 - r_2) / (r_1 + r_2)$ 查表 38.1-2	$\sigma = \frac{4 Q_y \cos \lambda}{K_F \pi d_p (D_c - D_i)} \leq \sigma_p$ 式中 K_F —承压面积变化系数，取 0.75~0.90 σ_p —许用压应力(查表 38.1-5) D_c, D_i —加压凸轮的外、内直径 $\tan(\lambda + \rho') = \frac{\mu D}{d_p \sin \theta}$ $\tan \rho' = \nu \sqrt{\mu} = 0.12 \sim 0.2$ 弹簧力: $Q_T = Q_n - Q$	$\sigma = \frac{4 Q_y \cos \lambda}{K_F \pi d_p (D_c - D_i)} \leq \sigma_p$ 式中 K_F —承压面积变化系数，取 0.75~0.90 σ_p —许用压应力(查表 38.1-5) D_c, D_i —加压凸轮的外、内直径 $\tan(\lambda + \rho') = \frac{\mu D}{d_p \sin \theta}$ $\tan \rho' = \nu \sqrt{\mu} = 0.12 \sim 0.2$ 弹簧力: $Q_T = Q_n - Q$
特点及应用	结构简单，工作可靠，压紧力不随载荷变化，机械效率低，寿命较短，可在停车时调速 用于带式、多盘式无级变速器	不需另设加压装置，有自动保护作用，可在停车时调速，传递功率受输入轴转速 n_1 、行星锥重量 W 和作用半径 r 的限制 用于行星、锥数式、行星锥式无级变速器	动作灵敏，对载荷变化反应快；承载能力稍差，结构稍复杂；工艺要求较高，滚子、承载能力较好 应通过预测碟形弹簧的刚性及其线性度，调整垫圈厚度，确定合理的最大可压缩量和预压量，以避免越顶现象 广泛用于滚动物体轴向位移小的无级变速器；如钢球外锥轮式、圆锥式、行星锥式等	灵敏性较锥球 V 形槽式差，但承载能力大，适用于较大功率传动；也可在凸轮块之间设置滚子；选用较大升角时，可用于滚动物体轴向位移较大的多盘式、宽 V 带式及链式无级变速器 多盘式变速器采用变升角凸轮，以适应两端传动比范围内的运动情况 圆锥平盘式变速器的凸轮升角按 $i = i_{min}$ 的条件确定压紧力在同一根轴上内部平衡，螺旋面制造较困难

续表 38.2-1

名称		自 动 加 压 装 置	
名称	5. 螺旋、斜齿轮、蜗杆式	6. 摆动齿轮式	7. 弹性自紧环式
简图			
摩擦轮处	$Q = \frac{2000K_n T_2}{\mu D_2}$; $Q_n = Q \sin \theta$	$Q = \frac{1000K_n T_2}{\mu R_2}$; $Q_r = Q \cos \theta$; $Q_n = Q \sin \theta$	$Q = \frac{1000K_n T_2}{R_{2x}}$; $Q_r = Q \cos \theta$; $Q_n = Q \sin \theta$
加压盘处	$Q_y = \frac{2000K_n T_2}{d_p \sin(\lambda + \rho')}$; $Q_n = Q_y \cos(\lambda + \rho')$	—	—
法向压紧力	—	—	—
强度计算	见齿轮与蜗轮传动篇及螺旋传动章 $\tan(\lambda + \rho') = \frac{\mu D_2}{d_p \sin \theta}$ $\tan \rho' = \mu$; $\mu' = 0.12 \sim 0.2$	齿轮按转矩 进行计算 $T_4 = K_n i_{34} T_2$	按圆环计算, 或按曲杆作近似计算 起始间隙: $\delta_0 = \frac{a \tan^2 \varphi}{2} \left(\frac{R_{2x} - R_{1x}}{a} \right)^2 - \delta$ $\delta = 0.149 \frac{Q_r R_c^3}{EI_n}$ 式中 R_c —环截面重心的半径 E —环材料的弹性模量 I_n —环截面对截面轴心线的惯性矩
特点及应用	只适用于单向回转、大幅度降速的变速器, 蜗杆等的旋向应按回转方向确定; 结构简单不需设加压装置 用于锥盘环盘、滚锥平盘式无级变速器	半锥角 θ 与摆角 β 间应满足下述关系: $\cos \theta = \frac{i_{34} \mu R_2}{r_4 \sin \beta}$ $i_{34} = 3 \sim 4.5$; $R_0 = 5$; $\beta = 75' \sim 85'$ 结构较复杂, 适用于大降速比变速器 用于锥盘环盘式无级变速器	结构简单, 无需专用加压装置, F_c/Q 基本上为常数, 启动、制动时易出现打滑, 传递功率受到一定限制 用于钢环分离锥式、钢环长锥式无级变速器、铜环摩擦轮传动

注: 表中单位: 力—N; 转矩—N·m; 长度—mm; 应力—MPa。

表 38.2.2 定传动比摩擦轮传动的设计与计算

名称	圆柱摩擦轮传动	槽形摩擦轮传动	端面摩擦轮传动	锥形摩擦轮传动
传动简图				
传动比	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}$	$\varphi_1 + \varphi_2 = \Sigma$ $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{2m}}{D_{1m}(1-\epsilon)} = \frac{\sin\varphi_2}{(1-\epsilon)\sin\varphi_1}$
几何计算	$D_1 = \frac{2a}{i \pm 1} \geq (4 \sim 5)d; d \text{—轴径}$ $D_2 = iD_1(1-\epsilon)$ $b = \varphi_0 a$	$D_1 = \frac{2a}{i \pm 1}; h = 0.04D_1; D_c = D + h$ $D_1 = D - h - (1 \sim 2)$ $h = 2z(h \tan\beta + \delta)$ $\delta = 3 \sim 5 \text{ mm, 钢取小值}$	$D_2 = iD_1(1-\epsilon)$ $b = \varphi_0 D_1$ $D_c = D_2 + (0.8 \sim 1.0)b$	$D_1 = 2L \sin\varphi_1$ $D_2 = iD_1(1-\epsilon) \text{ 或 } D_2 = 2L \sin\varphi_2$ $b = \varphi_0 L$
压紧力	$Q = \frac{K_A F}{\mu} = \frac{2 \times 10^3 K_A T_1}{\mu D_1}$	$Q = \frac{10^3 K_A T_1}{\mu D_1}$	$Q = \frac{2 \times 10^3 K_A T_1}{\mu D_1}$	$Q = \frac{2 \times 10^3 K_A T_1}{\mu D_{1m}}$
轴上的作用力	$R_1 = R_2 = \sqrt{F^2 + Q^2}$ $= \frac{2 \times 10^3 T_1}{D_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K_A}{\mu}\right)^2}$ $Q_{r1} = Q$ $Q_{s1} = 0$	$R_1 = R_2 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{D_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K_A \sin\beta}{\mu}\right)^2}$ $Q_{r1} = 2Q \sin\beta$ $Q_{s1} = 0$	$R_1 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{D_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K_A}{\mu}\right)^2}$ $R_2 = \frac{2 \times 10^3 K_A T_2}{D_2}$ $Q_{r1} = Q_{r2} = Q$ $Q_{s1} = Q_{s2} = 0$	$R_1 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{D_{1m}} \sqrt{1 + \left(\frac{K_A \cos\varphi_1}{\mu}\right)^2}$ $Q_{r1} = Q \cos\varphi_1$ $Q_{s1} = Q \sin\varphi_1, i = 1 \text{ 或 } 2$

超星阅览提醒您：
使用本复制品请尊重知识产权！

续表 38.2-2

名称	圆柱摩擦轮传动	槽形摩擦轮传动	端面摩擦轮传动	锥形摩擦轮传动
接触强度	$a \geq (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_A P_1}{E_c \mu \psi_a m_1} \left(\frac{1300}{\sigma_{Hb}} \right)^2}$ $E_c = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ $\psi_a = \frac{b}{a}, \text{常取 } \psi_a = 0.2 \sim 0.4, \text{轴系刚性好时取大值}$	<p>当 $h = 0.04D_1 = \frac{0.08a}{i \pm 1}, \beta = 15^\circ$ 时</p> $a \geq (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_A P_1 (i \pm 1)}{E_c \mu z m_1} \left(\frac{1620}{\sigma_{Hb}} \right)^2}$ <p>z—沟槽数, 通常为 5~8</p> <p>当 $\beta \neq 15^\circ$ 时, 1620 应乘 $\sqrt{\frac{\sin 2\beta}{0.5}}$</p>	$D_1 \geq \sqrt[3]{\frac{K_A P_1}{E_c \mu \psi_b n_1} \left(\frac{2580}{\sigma_{Hb}} \right)^2}$ <p>$\psi_b = \frac{b}{D_1}$, 常取 $\psi_b = 0.2 \sim 1.0$</p>	$L \geq \sqrt[3]{\frac{K_A P_1 \cos \varphi_1 \pm \cos(\Sigma - \varphi_1)}{E_c \mu \psi_L n_1} \sin \varphi_1}$ $\sqrt[3]{\frac{1300}{(1-0.5\psi_L)\sigma_{Hb}}}$ <p>$\psi_L = \frac{b}{L}$, 常取 $\psi_L = 0.2 \sim 0.3$</p>
线压力 ^①	$D_1 \geq 63 \sqrt[3]{\frac{K_A T_1}{\mu \psi_a (i \pm 1) q_p}} \text{ 或 } \frac{K_A T_1}{\mu z q_p}$ $D_1 \geq 6180 \sqrt[3]{\frac{K_A P_1}{\mu \psi_a n_1 (i \pm 1) q_p}}$	$D_1 \geq 158 \sqrt[3]{\frac{K_A T_1 \cos \beta}{\mu z q_p}} \text{ 或 } \frac{K_A P_1 \cos \beta}{\mu z n_1 q_p}$ $D_1 \geq 15.5 \times 10^3 \sqrt[3]{\frac{K_A P_1 \cos \beta}{\mu z n_1 q_p}}$	$D_1 \geq 4370 \sqrt[3]{\frac{K_A P_1}{\mu \psi_b n_1 q_p}}$	$L \geq 3090 \sqrt[3]{\frac{K_A P_1 \cos \varphi_1}{\mu \psi_L n_1 (1-0.5\psi_L) q_p}}$ <p>当 $\Sigma = 90^\circ$ 时, $\cos \varphi_1 = \sqrt{i^2 + 1}$</p>
滚压应力 ^①	$D_1 \geq 337 \sqrt[3]{\frac{K_A P_1}{\mu \psi_a m_1 K_p}}$	$D_1 \geq 620 \sqrt[3]{\frac{K_A P_1 (i \pm 1) \sin^2 \beta}{\mu z m_1 K_p}}$	$D_1 \geq 268 \sqrt[3]{\frac{K_A P_1}{\mu \psi_b n_1 K_p}}$	$L \geq 170 \sqrt[3]{\frac{K_A P_1 \cos \varphi_1 \pm \cos \varphi_2}{\mu \psi_L n_1 \sin \varphi_1 (1-0.5\psi_L) K_p}}$
特点和应用	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构简单, 制造方便 2. 压紧力大, 用于小功率传动 3. 为减小压紧力, 可将轮面之一用非金属材料覆面 4. 大功率传动时, 摩擦轮常采用淬火钢(如 GCr15, HRC>60), 并采用自动压紧卸环 5. 为降低二轴的平行度要求, 可将轮面之一作成鼓形。轴系刚性差时, 亦应如此 6. 用于回转头驱动装置、仪表调节装置等 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 压紧力较圆柱摩擦轮传动小, 当 $\beta = 15^\circ$ 时约为其 0.3 2. 几何滑动较大, 易发热和磨损, 应限制沟槽高度 $h = (0.04 \sim 0.06)D_1 < 5 \sim 15 \text{ mm}$ 3. 加工与安装要求较高 4. 传动比随载荷和压紧力的变化在一定范围内变动 5. 用于绞车驱动装置等 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构简单, 制造方便 2. 压紧力大, 几何滑动大, 易发热和磨损 3. 将小轮做成鼓形, 可减少几何滑动, 降低安装精度 4. 轴向移动小, 可实现正、反向无级变速, 但应避免在 $D_2 \approx 0$ 处附近运转 5. 要注意大轮的刚度, 并控制二轴线的垂直度 6. 用于摩擦压力机等 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构简单, 制造方便 2. 设计与安装时, 应保证轴线的相对位置正确、锥顶重合; 否则几何滑动大、磨损严重 3. 由于 $\varphi_1 < \varphi_2, Q_{d1} < Q_{d2}$, 故应在小轮处加压 4. 常用于大功率摩擦压力机
备注	<p>n_1, n_2—主、从动轴转速 (r/min)</p> <p>ϵ—滑动率 (%)</p> <p>T_1—主动轴转矩 (N·mm), $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1}$</p> <p>$P_1$—传递功率 (kW)</p> <p>$K_A$—工况系数, 见表 38.1-3</p> <p>$\mu$—摩擦系数, 见表 38.1-6、7</p> <p>E_c—当量弹性模量 (MPa)</p> <p>E_1, E_2—主、从动轮材料的弹性模量 (MPa)</p>			
备 注	<p>ψ_a, ψ_b, ψ_L—宽度系数</p> <p>σ_{Hb}—许用接触应力 (MPa)</p> <p>q_p—许用线压力 (N/mm)</p> <p>K_p—许用滚压应力 (MPa), 其值见表 38.1-6</p> <p>\pm—‘+’用于外接, ‘-’用于内接</p> <p>表中其他物理量单位:</p> <p>力—N</p> <p>长度—mm</p>			

① 用于非金属材料或其覆面的摩擦轮传动, 若其中一轮为橡胶制品时, 可按法向压紧力计算。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

2.2.1 锥盘环盘无级变速器

它具有图 38.2-1 所示的相交轴结构和图 38.2-2 所示的平行轴结构两类。前者为干式，锥盘可用钢或铸铁制成，环盘用布质酚醛层压板、塑料、石墨环氧树脂涂层或碳纤维复合材料

做成可更换的盘，以获得有利的摩擦系数和便于更换，不需润滑。其调速机构为齿轮—齿条或螺旋，后者需考虑自锁问题，这种产品已系列化供应，其代号为 SPT⁽⁵⁾、ZH (JB/T 7686—1995)。

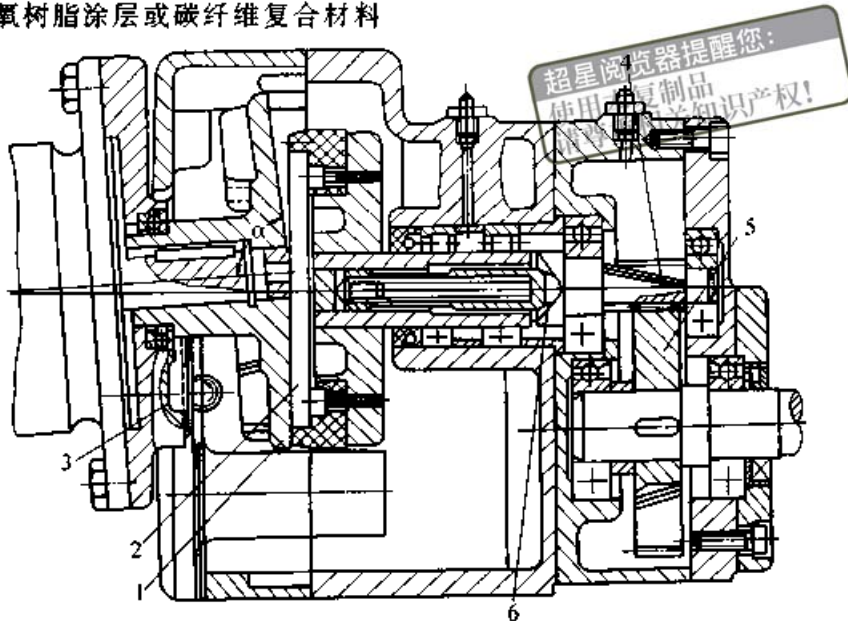


图 38.2-1 相交轴锥盘环盘无级变速器 (干式)
(浙东变速器厂提供)

1—锥盘 2—环盘 3—调速滑座 4、5—斜齿轮副 6—加压凸轮

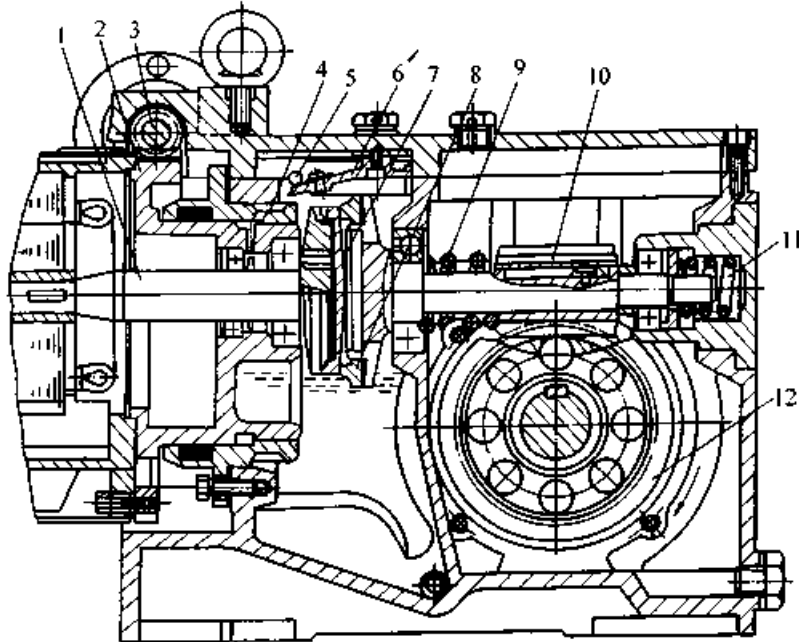


图 38.2-2 平行轴锥盘环盘无级变速器 (湿式)

1—输入轴 2、3—调速蜗轮副 4—螺旋副 5—磁铁 6—油桥
7—锥盘 8—环盘 9、11—弹簧 10、12—蜗杆副

图 38.2-3 为 FK (FH) 型双级锥盘环盘干摩擦无级变速器的结构图，装在电动机轴上的主动锥盘 1，靠摩擦力驱动环盘 2 及锥盘 2' (2 和 2' 固联并装在调速架 3 的轴承座内)，再经 2' 驱

动环盘 5，经加压凸轮 6 驱动输出轴 7，将动力输出。圆柱螺旋弹簧 8 提供预压力。调速时，通过手柄转动小齿轮 4 经齿条使调速架 3 带着盘 2、2' 上下移动，从而改变了摩擦副 1 与 2、2' 与

5 的工作半径实现调速。该变速器在低转速时为恒转矩特性，在高转速时为恒功率特性。变速比为 10~20，传动功率为 0.12~4 kW。国内浙东变速器厂和永嘉强生变速机制造有限公司、镇海减变速机制造有限公司供应这种变速器。

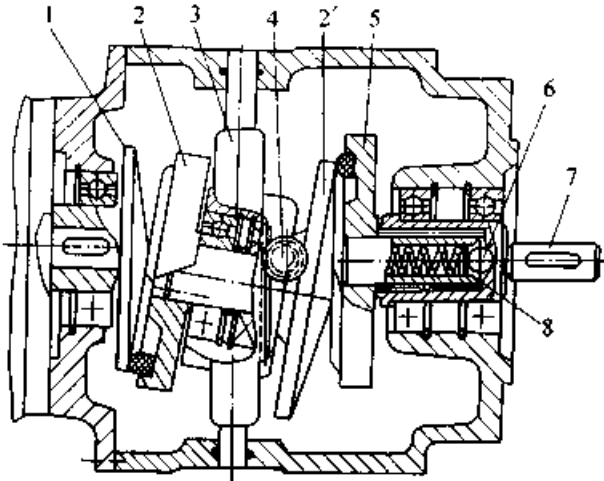


图 38.2-3 双级无级变速器
 1—主动锥盘 2—环盘 2'—锥盘
 3—调速架 4—小齿轮 5—环盘
 6—加在凸轮 7—输出轴 8—弹簧

2.2.2 多盘无级变速器^[4,7]

这种变速器用途广泛，单级的有如图 38.2-4 的凸轮加压式（用于较大功率）和图 38.2-5 的弹簧加压式（用于较小功率）两种，两级的有大变速范围和多盘变速器与摆线针轮减速器串联而成的减变速器。单级的最大功率为 150 kW；减变速器目前的最大功率为 75 kW（恒转矩型），37 kW（恒功率型）和 5.5 kW（大变速范围型）。这类变速器由于采用多接触区传递动力，且摩擦盘间轴向压紧力互相抵消，因而结构紧凑、传递功率大，轴承及整机寿命长，但摩擦盘制造较难。多盘式变速器已标准化（JB/T 7668—1995）并系列生产供应，多盘式无级变速摆线针轮减速器也已标准化（JB/T 7254—1994）和系列生产供应。

2.2.3 菱锥无级变速器^[4,7]

如图 38.2-6 所示，动力经加压装置 5 传给驱动锥轮 6，靠牵引力带动菱锥组 7 和外环 8，再经加压装置 9 和轴 10 输出。自动加压装置 5 和 9 分别在输出转速高于及低于转换转速 n_{ch} 时起主导作用。其调速机构为螺旋机构或齿轮齿条。

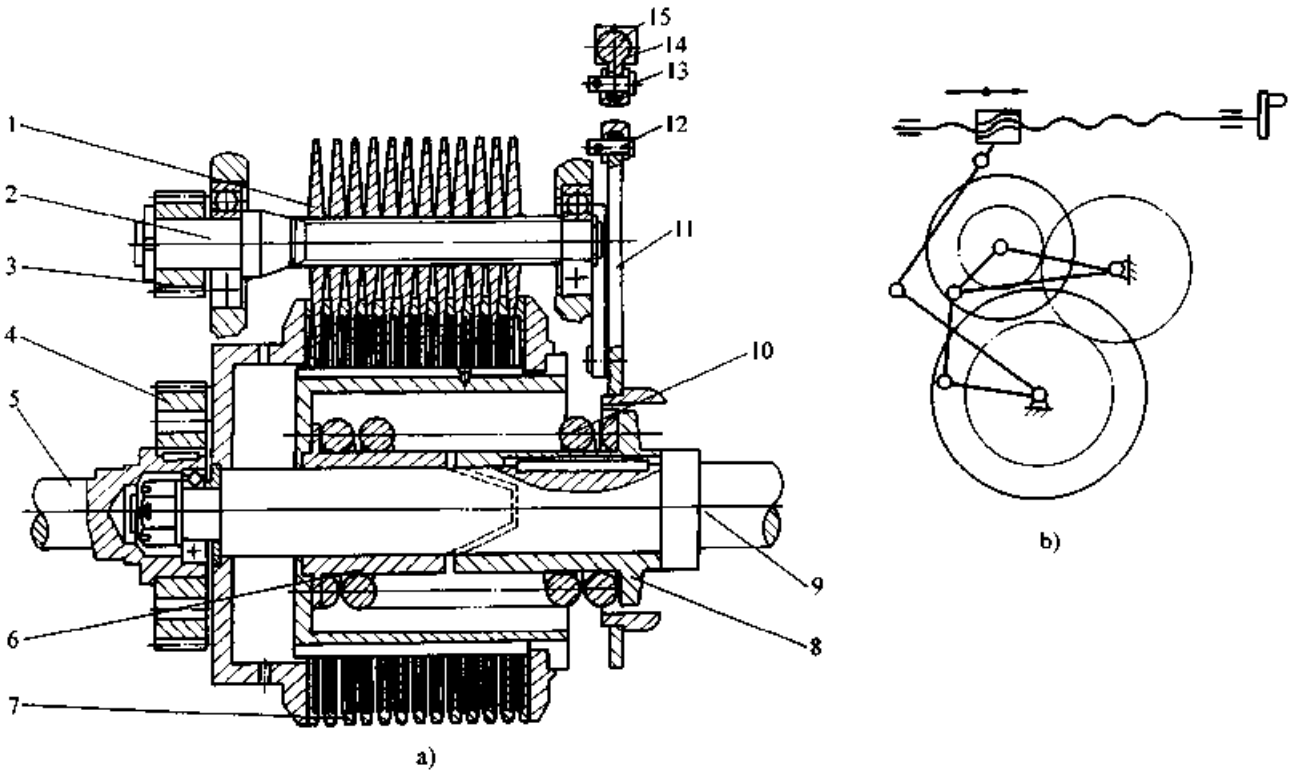


图 38.2-4 凸轮加压式多盘变速器

- a) 传动机构 b) 调速机构
 1—锥盘 2—摆动花键轴 3、4—齿轮 5—输入轴 6、8—加压凸轮 7—T形盘
 9—输出轴 10—预压弹簧 11、13—连杆 12—曲柄 14、15—调速螺杆螺母 16—摆臂

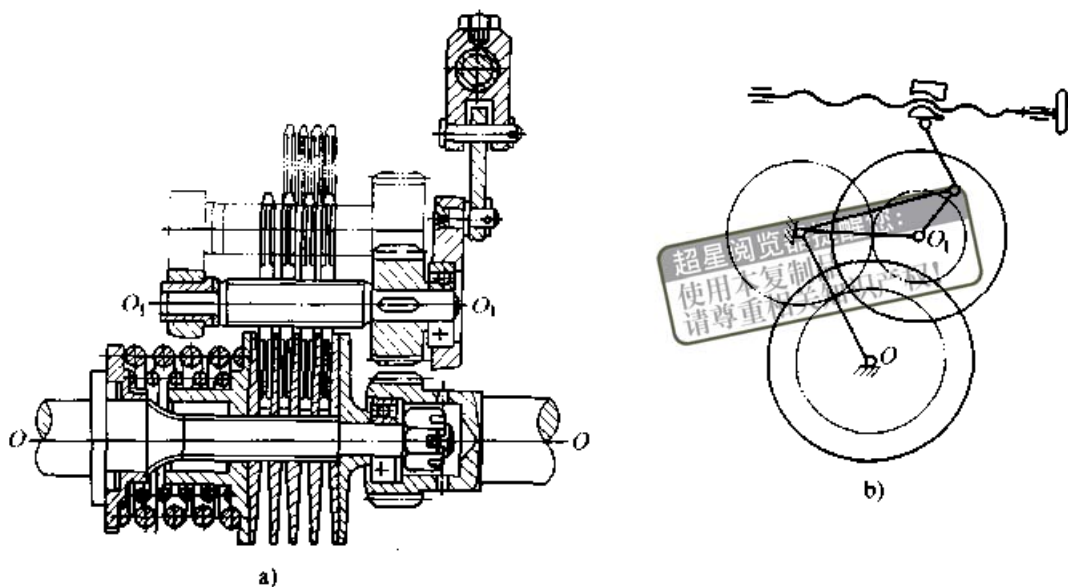


图 38.2-5 弹簧加压式多盘无级变速器

a) 传动机构 b) 调速机构

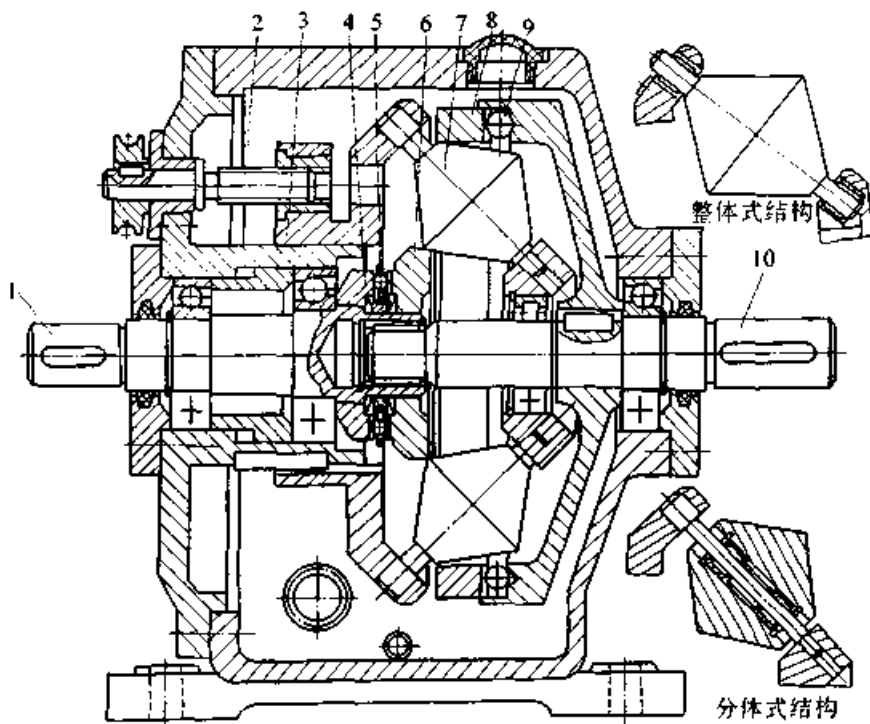


图 38.2-6 菱锥无级变速器 (Kopp-K)

1—输入轴 2—调速螺杆 3—菱锥支架 4—预压碟簧

5、9—加压装置 6—驱动锥轮 7—菱锥组 8—外环 10—输出轴

其菱锥有轴装式(尺寸大时)和整体式两种结构,后者可实现较大的调速比。由于菱锥的转速可高达 8 000 r/min,应充分注意其润滑。设计时注意:

1) 取驱动锥轮的锥顶半角 $\beta = 6^\circ \sim 7^\circ$, 以使调速轻便和菱锥不会自行滑下;

2) 保证菱锥正、反圆锥的接触母线平行度。

3) 调速比的极限值为 $R_{blim} = \sec^2 2\theta$, 2θ 为菱锥的锥顶角, θ 增大 R_{blim} 也增大,但调速过于灵敏,不便控制。

这种变速器的设计例见 [4]。国内温岭变速器厂和烟台第二机床厂生产这种变速器。

2.2.4 滚锥平盘无级变速器^[4,7]

如图 38.2-7,动力经输入轴 1、齿轮 2、3

分两路驱动两个对称的主动盘4，经四个滚锥5带动两个输出盘6，共同驱动联接套7，经弹簧11、凸轮加压装置7、8、9传至输出轴。其设计特点为所有滚动体4、5和6上的压紧力均内部平衡。滚锥座16、12分别装在螺杆14和光杆13上，并用支架15对应联接。调速时，转动具

有左、右螺纹的螺杆14，螺杆和光杆上两对对应的滚锥5即沿相反方向同步移动，改变了滚锥与平盘间的接触半径，从而实现了无级变速。

表38.2-3给出了一个四滚锥平盘无级变速器的设计实例。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

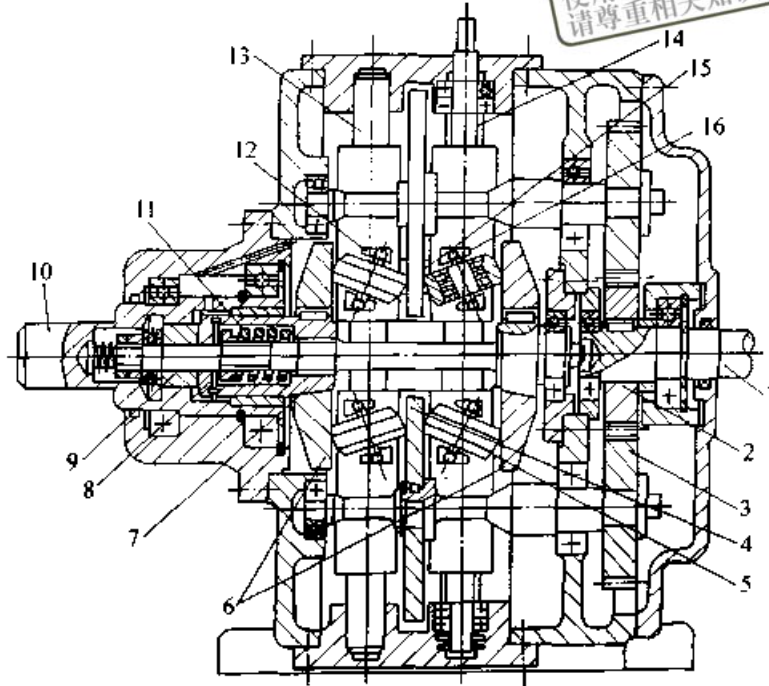
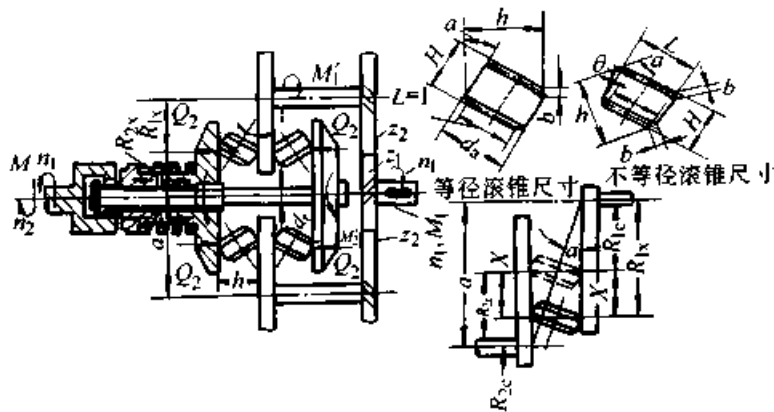


图 38.2-7 滚锥平盘无级变速器

- 1—输入轴 2、3—斜齿轮 4—主动盘 5—滚锥
6—输出盘 7—联接套 8、9—加压凸轮 10—输出轴
11—矩形螺旋弹簧 12、16—滚锥座 13—光杆 14—调速螺杆 15—支架

表 38.2-3 滚锥平盘无级变速器的设计计算^[4,5]

设计—输入功率为 8 kW，输入转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ ，输出转速为 $n_2 = 260 \sim 2090 \text{ r/min}$ 的滚锥平盘无级变速器
给定： $z_1 = 34$ ， $z_2 = 67$ ， $r_p = 15.3 \text{ mm}$



续表 38.2-3

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	说明
1	使用传动比	i	—	$i_{\max} = \frac{n_{2\max}}{n_1} \leq \frac{R_{1\max} z_1}{R_{2\min} L z_2}$ $i_{\min} = \frac{n_{2\min}}{n_1} \geq \frac{R_{1\min} z_1}{R_{2\max} L z_2}$	通常 $L=1$ $i_{\max}=1.441$ $i_{\min}=1/5.577$
2	使用变速范围	R_{bs}	—	$R_{bs} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} \leq \frac{R_{1\max} R_{2\max}}{R_{2\min} R_{1\min}}$	为提高效率、减小体积和几何滑动应控制 $R_{bs} \leq 8$, 本例取 8.05
3	滚锥轴倾斜角	α	°	$\alpha = 23^\circ \sim 45^\circ$	α 大轴向尺寸大、径向尺寸小, 承载能力大, 大功率时取较大的 α , 本例取 $\alpha = 23^\circ 42' 41''$
4	接触宽度系数	ψ	—	$\psi = R_{\min}/b$	常取 $\psi = 5 \sim 20$, ψ 大轴向尺寸大。本例取 $\psi = 5$
5	每个从动盘上的压紧力	Q_z	N	$Q_z = 1.91 \times 10^2 \frac{K_n P \eta}{\mu z R_2 n_2}$	高速: 12533 低速: 35500 $\eta = 0.8$ $\mu = 0.04$ $K_n = 1.20$
6	凸轮轴向压紧力	Q_s	N	$Q_s = 9.55 \times 10^6 \frac{K_n P \eta}{n_2 r_p \tan(\lambda + \rho_c)}$	高速: 4266 低速: 34324 $z = 4$ $\lambda = 21^\circ 23' 36''$
7	弹簧压紧力	Q	N	$Q = Q_z - Q_s$	高速: 8267; 低速: 1176
8	滚锥工作高度	h	mm	$h \geq 8883 \sqrt[3]{\frac{K_n P \eta z_2 \psi (1 + \sqrt{R_b})^2 \tan^2 \alpha}{\mu z n_1 z_1 \sigma_{Hp}^2}}$	适用于 $L=1$, 取 $h=59$, 本例用材: 锥 GCr15SiMn, 62~63HRC 盘 GCr15, 60~61HRC $\sigma_{Hp} = 1800 \text{ MPa}$
9	滚锥接触宽度	b	mm	$b = h \cot \alpha / \psi (1 + \sqrt{R_b})$	b 不大于 5~9 mm, 本例取 7
10	滚锥长度	H	mm	$H = h \sin \alpha + b \cos \alpha$	30.13
11	滚锥外直径	d_g	mm	$d_g = h \cos \alpha + b \sin \alpha$	56.83
12	中心距	a	mm	$a = h \cot \alpha$	134.33
13	主、从动盘最小工作半径	$R_{1\min}$ $R_{2\min}$	mm	$R_{1\min} = R_{2\min} = a / (1 + \sqrt{R_b})$	对称调速 35.0
				$R_{1\min} = a / \left(1 + \frac{z_1 l}{i_{\min} z_2 L}\right)$	非对称调速
				$R_{2\min} = a / \left(1 + i_{\max} \frac{z_2 L}{z_1 l}\right)$	
14	轴与滚锥间的间隙	Δ	mm	$\Delta = R_{\min} - 0.5 d_a - d_g \sin \alpha - 0.5 b (1 - 4 \sin^2 \alpha)$	$\Delta = 1.1$ 单滚锥者不计算
15	主动盘最大工作半径	$R_{1\max}$	mm	$R_{1\max} = a - R_{2\min}$	99.33
16	从动盘最大工作半径	$R_{2\max}$	mm	$R_{2\max} = a - R_{1\min}$	

续表 38.2-3

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	说明
17	滚锥位移量	x	mm	$x = a \frac{l(i_{21x} - z_1/z_2)}{L \left(1 + \frac{l}{L}\right) \left(i_{21x} + \frac{lz_1}{Lz_2}\right)}$	x 是以 $i_{21c} = \frac{z_1}{z_2}$, $R_c = \frac{La}{L+l}$ 的位置为零位; 升速时 x 为正值, $x_{升} = 6.19$, $x_{降} = -2.18$
18	调速手轮转角	θ_c	°	$\theta_c = \frac{2\pi x}{i_c t} 57.3^\circ$	i_c —螺线螺距、齿轮周节 $i_c = 301.31^\circ / i_c t$
19	加压凸轮的升角	λ	°	$\tan(\lambda + \rho) = \frac{2\mu R_{max}}{r_p};$ $\tan \rho = 0.12 \sim 0.20$	算出的 λ 应进行圆整, 使凸轮的螺旋导程为常数, 便于加工。本例取 $\tan \rho = 0.12$, 经计算圆整取 $\lambda = 21^\circ 23' 36''$ 对应的导程为 48 mm
20	加压凸轮端面挤压强度校核	σ_r	MPa	$\sigma_r = \frac{4Q_{amax} \cos \rho \cos \lambda}{K_f \pi d_p (D_c - D_i) \cos(\lambda + \rho)} \leq \sigma_p$	$\sigma_r = 97.85 \text{ MPa} < \sigma_p$ $\sigma_p = (3-4)\text{HRC} = 174 \sim 232$

注: 1. 本表按等径 ($L=l$) 滚锥与主、从动盘在中径 ($R_1 = \frac{a}{2}$) 接触时, 滚锥锥顶与主、从动盘中心重合的条件计算。

2. 不对称调速时, 可采用不等径 ($l \neq L$) 滚锥, 这时锥顶重合位置在 $R_c = \frac{L_a}{L+l}$, $R_{2c} = a - R_{1c}$ 处, i_{max} 与 i_{min} 值和对称调速时的数值不同, 相应的计算公式均应变更。为避免滚锥与平盘干涉 (相碰), 应使 $\frac{l}{L} = 0.78 \sim 1.3$ 。

3. 本例数据由北京曙光电机厂提供。

2.2.5 钢球锥轮无级变速器

如图 38.2-8, 动力经加压装置 10 (或 7) 带动锥轮 1 (或 9), 经传动钢球组 2 驱动从动锥轮 9 (或 1), 加压装置 7 (10) 和输出轴。钢球轴 6 的两端嵌装在端盖 8、11 的径向圆弧槽内, 并穿过调速蜗轮 5 的曲线槽, 转动蜗杆副 4、5 以改变钢球轴线的倾斜角, 便改变了钢球与左、右侧锥轮的接触半径, 输出轴的转速随之改变。这种变速器的输入、输出轴可互换使用。调速机构为空间凸轮机构, 制造较复杂, 钢球孔加工较难, 传动效率高。以钢球作为中间滚动体的变速器尚有表 38.1-1 中的 6、12 和 Kopp-M 型, 详见 [4] 和 [5]。

2.2.6 钢环分离锥无级变速器^[4,7]

如图 38.2-9 所示, 主、从动轴 1、4 上各装两对锥盘 2、3 和 8、10; 中间环 9 紧套在两对锥盘上, 通过齿轮齿条或螺旋机构, 使两个对角配置的可动锥盘 2、8 作轴向移动, 改变了钢环与锥盘的接触半径, 从而达到变速的目的。变速

器的特点是不需要单独设置加压装置, 钢环具有自动加压作用。由于锥盘顶点与钢环的内锥顶点不重合, 易引起几何滑动, 故常采用点接触的结构, 详见 [4]。

2.2.7 光轴转环式直线无级变速器

如图 38.2-10 所示, 三个内圈被磨成凸 V 形的深沟球轴承 2, 被装在三个方架 3 中, 方架两端的小轴可在盖板的孔中转动, 左、右侧小轴下部装有压紧碟簧 5, 使左、右两转环 2 的内圈下缘和中间转环内圈的上缘压紧在主动光轴 1 上。当主动光轴 1 旋转时, 三个转环的内圈就会被摩擦力带动而旋转; 当三个转环都与光轴垂直, 则装转环的箱体不会发生左、右方向的移动; 而当移动 T 形联动板 4 可使中间转环和左、右转环向相反方向偏转一个角度 λ , 这样, 三个转环与光轴的三个接触点就犹如是光轴上“摩擦螺旋线”上的三个点 (图示位置为右螺旋)。因此, 当光轴旋转时, 装有转环的箱体就犹如螺母那样左、右移动, 控制偏转角 λ 的方向就控制了箱体

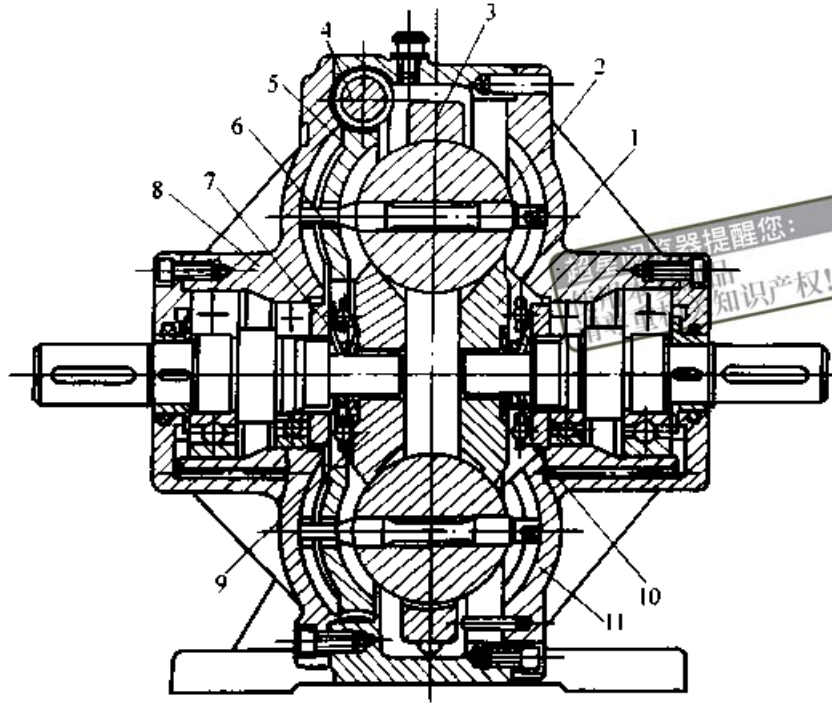


图 38.2-8 钢球锥轮无级变速器 (Kopp-B)

- 1—锥轮 2—传动钢球组 3—外环 4、5—调速蜗杆副
6—钢球轴 7、10—加压装置 8、11—端盖 9—调速凸轮

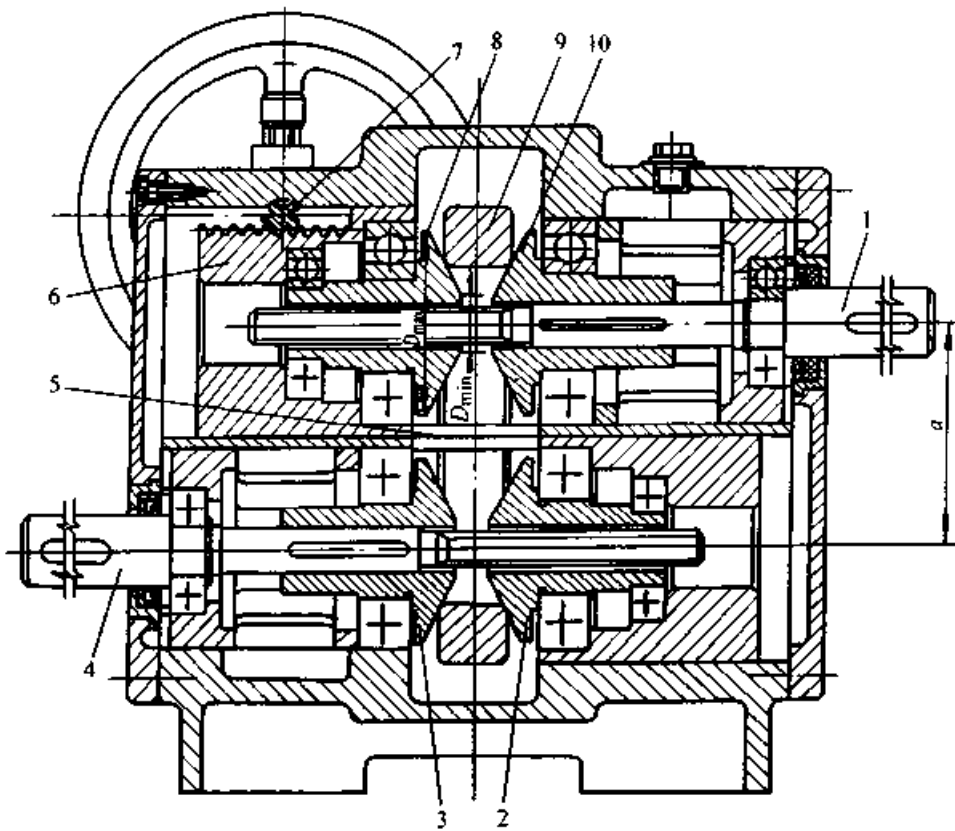


图 38.2-9 钢环分离锥无级变速器

- 1—主动轴 2、3—从动锥轮 4—从动轴 5—拉杆
6—调节套 7—小齿轮 8、10—主动锥轮 9—钢环

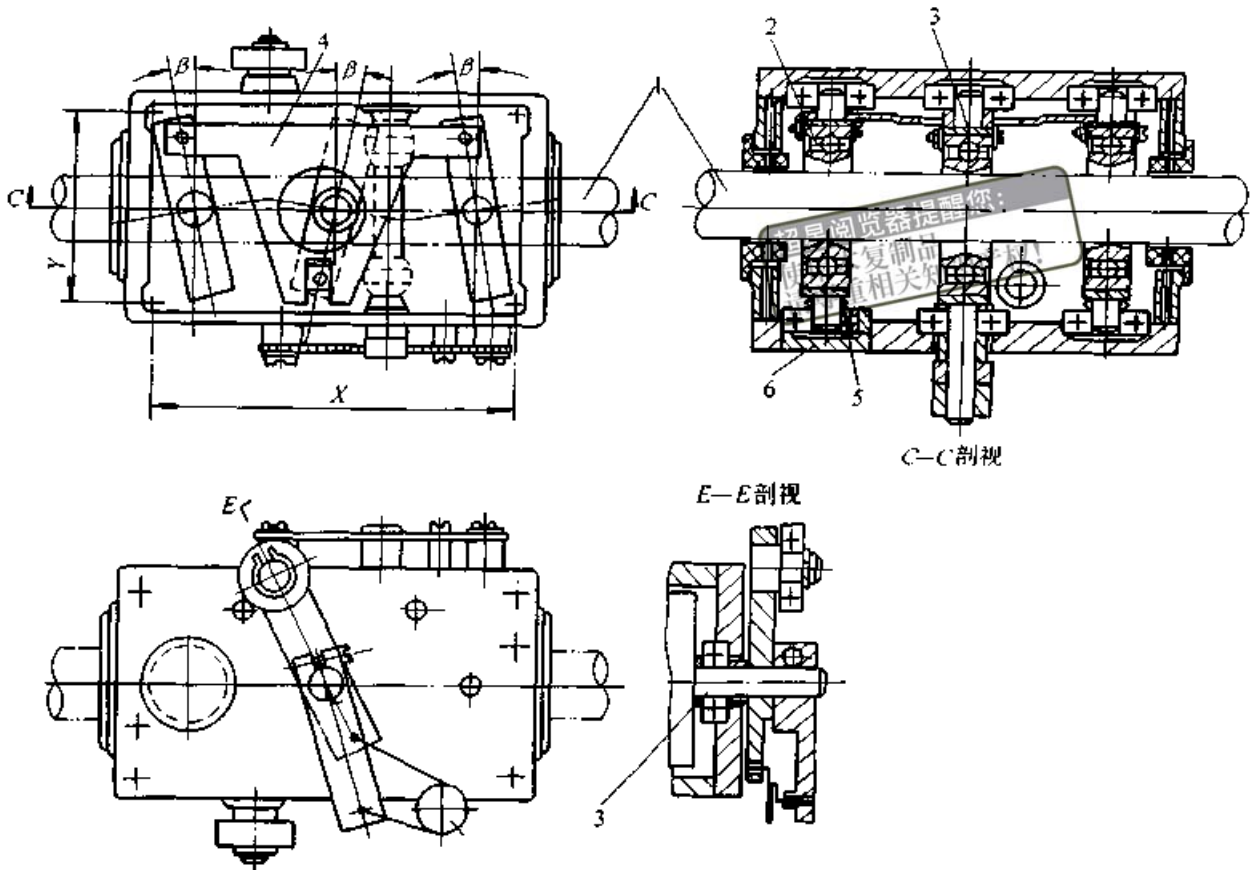


图 38.2-10 光轴转环式直线无级变速器

1—主动光轴 2—轴承 3—方架 4—调速 T形联动板 5—加压碟簧 6—压力调节螺钉

的移动方向；调节 λ 的大小，就调节了箱体的移动速度。由于 λ 可无级调节，故实现了直线无级变速。它常用于电线、电缆工业的排线机构和仓库的举重平台。国内上海电工机械厂已系列生产。详见 [4]。

关于刚性固定轴无级变速器的其他结构及详细分析可参阅 [4, 5]。

2.3 行星无级变速器

这是用“锥齿轮”行星传动原理设计的变速器，其共同特点是：用外锥轮或转臂作为原动件，用内锥轮或转臂作为输出构件；由若干个作行星运动的双圆（弧）锥表面的锥体作为中间轮；通过轴向移动外环或行星锥（表 38.1-1 中 19），或径向移动行星锥盘（表 38.1-1 中 17），以改变接触半径来实现变速。输出转速可为 0，甚至反向转动；变速范围大且为降速型；均为多行星轮结构，对行星轮的尺寸一致性要求高；结构紧凑、体积小；型式多而应用广泛。这类变速器详细分析及结构可参阅 [4, 5]。现介绍几种

常用的结构：

2.3.1 行星锥盘无级变速器

图 38.2-11 为封闭行星锥盘无级变速器，动力由轴 1 输入，一路经 2-4-5-H 构成牵引行星无级变速器，另一路经 W(1)-G-N-H 构成的差动轮系，由于二个系统的转臂 H、太阳轮 2 与 W 是刚联的，即用单自由度的行星变速器的两个基本构件 1、H 将差动轮系的两个基本构件 W 和 H 封闭，从而构成了单自由度行星无级变速器；由于封闭的形式不同可以得到以 N、H 和 W 分别作为输出的三种结构。图 38.2-11 为以内齿圈 N 作为输出的结构（北京大兴电机厂提供）。

调速时转动调速手轮 7、螺杆 8、螺母 9 推动嵌在其切口中的球头螺销使动环 6 转动，6 与 5 及凸轮 10 构成滚珠端面凸轮副，当 6 作轴向移动时，环 5 与 6 间的轴向间隙增大（减小），行星锥盘在碟簧 3 的作用下沿径向外（内）移，改变了行星盘的工作半径，使转臂 H、内齿圈 N（输出轴）的角速度 ω_H 、 ω_N 增大（或减小），实现无级变速。

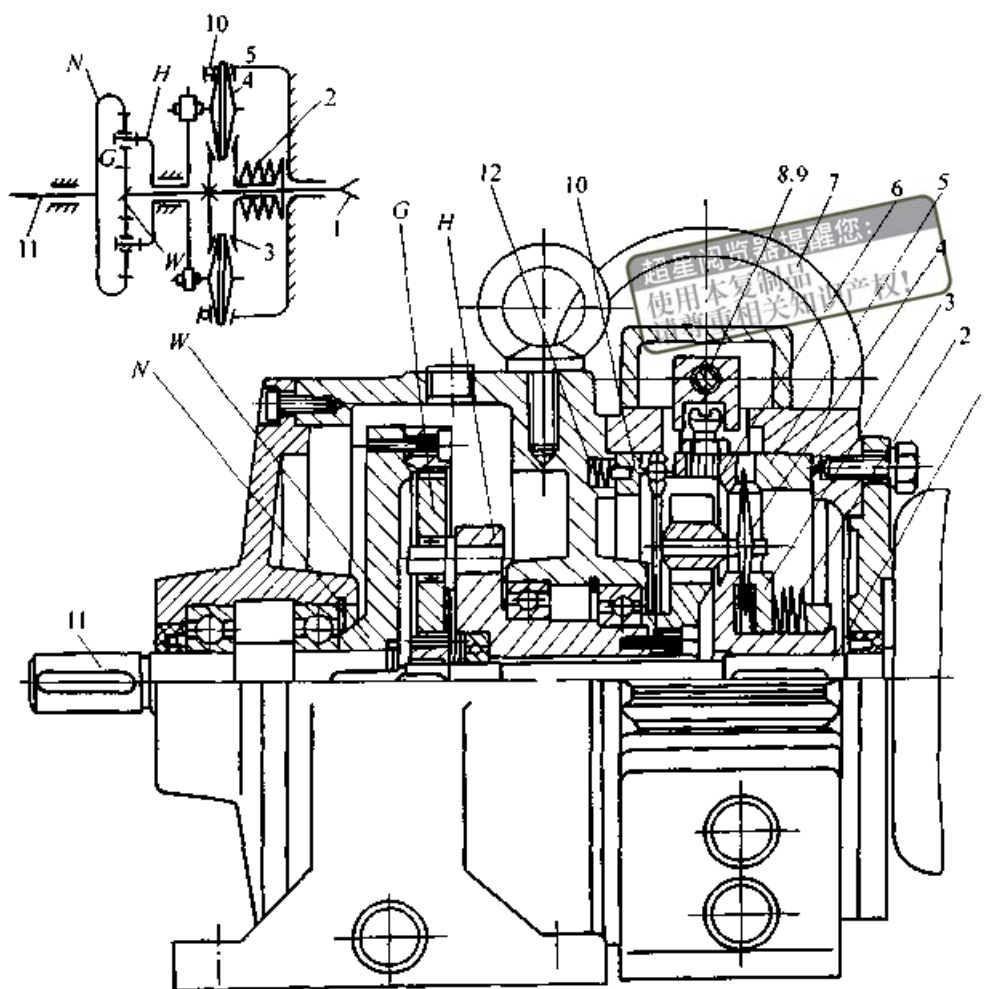


图 38.2-11 封闭行星锥盘无级变速器 (Disco)

1—输入轴 2—加压碟簧 3—太阳轮 4—行星锥盘 5、6—内环 7—调速手轮 8—螺杆
9—螺母 10—定凸轮 11—输出轴 12—弹簧 W—外齿轮 N—内齿圈 H—转臂 G—行星轮

设太阳轮 2、内环 5 的工作半径为 R_1 和 R_3 ，行星锥盘 4 与太阳轮 2、内环 5 接触处的工作半径分别为 r_1 、 r_2 ，且有 $R_3 - R_1 = r_1 + r_2$ ，由运动分析知变速器部分的传动比 i_{HI} 为⁽⁵⁾

$$i_{HI} = \omega_H / \omega_1 = r_2 R_1 / (r_2 R_1 + r_1 R_3) \quad (38.2-3)$$

设 z_W 、 z_G 、 z_N 分别为差动轮系中太阳轮 W、行星轮 G 和内齿圈 N 的齿数，则有

$$(\omega_N - \omega_H) / (\omega_1 - \omega_H) = -z_W / z_N \quad (38.2-4)$$

整个封闭行星锥盘无级变速器的总传动比为

$$i = \omega_N / \omega_1 = i_{HI} \left(1 + \frac{z_W}{z_N} \right) - \frac{z_W}{z_N} \quad (38.2-5)$$

变速器部分的变速比 R_P 为

$$R_P = \omega_{Hmax} / \omega_{Hmin} = (R_1 r_{2min} + r_{1max} R_3) r_{1max} / (R_1 r_{2max} + r_{1min} R_3) r_{1min} \quad (38.2-6)$$

整个封闭行星锥盘无级变速器的总变速比 R 为

$$R = R_P [i_{HImax}(z_N + z_W) - z_W] / [i_{HImin}(z_N + z_W) - z_W] \quad (38.2-7)$$

由式 (38.2-7) $i_{HImax} > i_{HImin}$ ，故 $R > R_P$ ，即系统的变速比比变速器的变速比扩大了。由式 (38.2-5) 知：当 $i_{HI} < z_N / (z_N + z_W)$ 时 i 为负值，即 ω_N 与 ω_1 反向，得到过零调速型变速器；当 $i_{HI} = z_N / (z_N + z_W)$ 时， $i = 0$ ，得到零起调速型变速器。这类封闭行星变速器虽然扩大了系统的变速范围，但存在封闭功率，只能用于小功率变速器。用于大功率的封闭行星无级变速器，必须采用无封闭功率或封闭功率很小的结构，这时其变速比 R 约为 2 左右。

若将差动轮系去除，而将变速器的转臂运动直接输出，就得到行星锥盘无级变速器 (JB/T 6950—1993)。低速时加压不足会导致打滑，高

速时加压过大会引起发热，是这种变速器的缺点。结构上设计成线或点接触均可。

2.3.2 行星锥环无级变速器

图 38.2-12 所示的行星锥环无级变速器，其传动路线为 1-2-7-10-11-13-14-15，由于传动副呈点接触克服了线接触引起压力分布不均匀和磨损大的缺点；由于行星轮 7 三处受力平衡，其销轴不容易折断。而且在主、从动侧采用了凸、凹和凸、平接触的结构，增大了当量曲率半径，提高了承载能力，传动功率由 60 W 至 30 kW。

国内已系列化生产，并制定了标准 JB/T 7010—1993。这种变速器的调速机构采用了蜗杆蜗轮及齿轮齿条机构 4、5、6、8，具有自锁性。

这种变速器静止时，行星轮上所受的三个压紧力共点而且平衡，但运转时由于圆周力的出现，破坏了这种平衡，需要加上保持架后它的支反力才能平衡，否则，行星轮会产生晃动。使用一段时期后保持架上的轴承孔磨成非圆孔甚至破裂就是例证，增大轴承孔的长度和适当减小孔与小轴的间隙有助于克服这种现象。

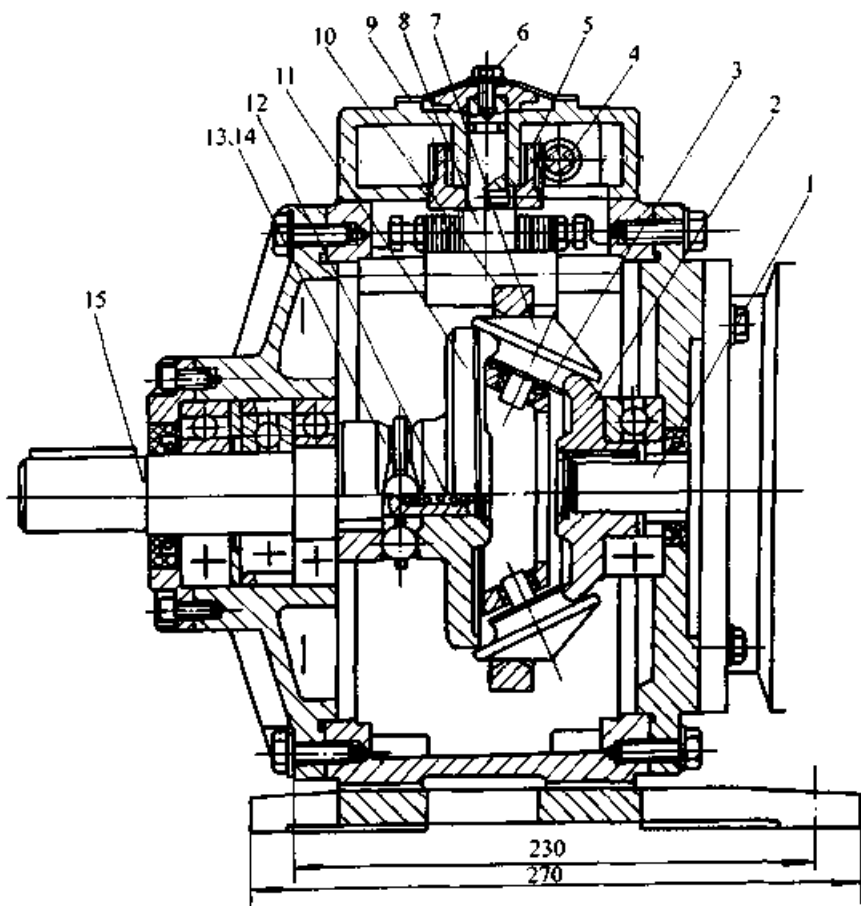


图 38.2-12 行星锥环无级变速器 (RX)

- 1—输入轴 2—主动锥轮 3—保持架 4、5、6、8—调速机构 7—行星锥轮 9—转速显示盘
10—外环 11—从动锥轮 12—预压弹簧 13、14—加压装置 15—输出轴

这种变速器由沈阳变速机械总厂、宁波市无级变速器厂和平阳世一变速机械实业有限公司生产供应。其设计计算见 [5]。

2.3.3 转臂输出行星菱锥无级变速器^(4,5)

如图 38.2-13，一组行星菱锥 3 装在转臂 6 的销轴 5 上，均布在主动锥轮 2 的圆周上，行星菱锥 3 的倒锥体母线与主动锥轮 2 外接，正锥体母线与外环 4 内接。自动加压装置 7 使各滚动体相互压紧。动力由输入轴 1、主动锥轮 2 驱动行

星菱锥 3 沿外环 4 的内周作行星运动，通过销轴 5 将行星锥的公转经转臂 6、加压装置 7 传至输出轴 8。通过蜗杆蜗轮、齿轮齿条使外环 4 轴向移动，以改变正锥与外环的接触半径，实现无级变速。烟台第二机床生产供应这种变速器。

2.3.4 封闭行星菱锥无级变速器^(4,5)

图 38.2-14 所示的这种变速器，动力由电动机轴 1 上花键带动太阳轮 5 和中心轮 2 后分成两路：一路由中心轮 2、定轴锥轮 3 带动外环 4 转

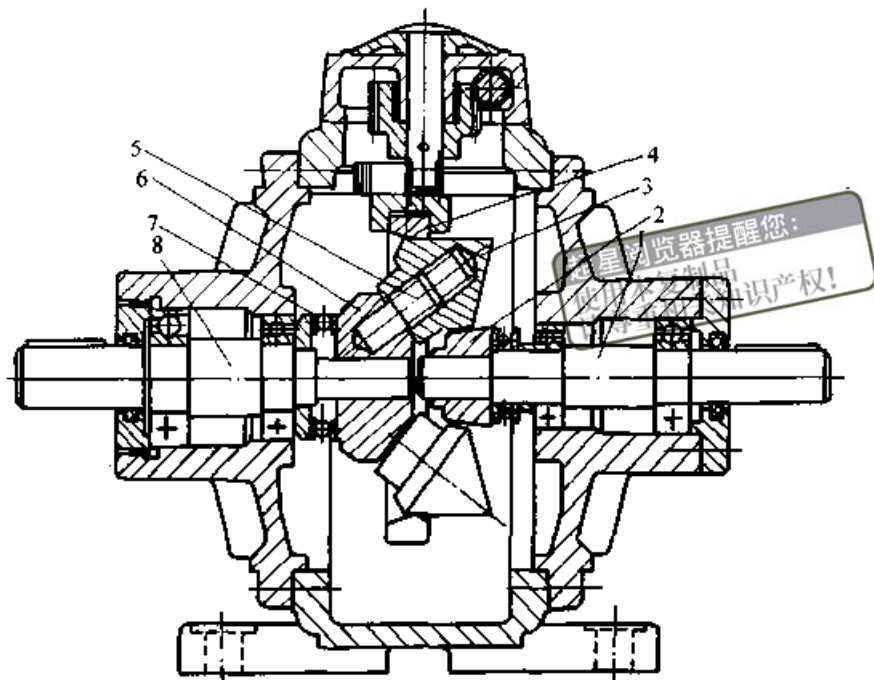


图 38.2-13 转臂输出行星菱锥变速器 (SC)

- 1—输入轴 2—主动锥轮 3—行星菱锥 4—外环
5—销轴 6—转臂 7—加压装置 8—输出轴

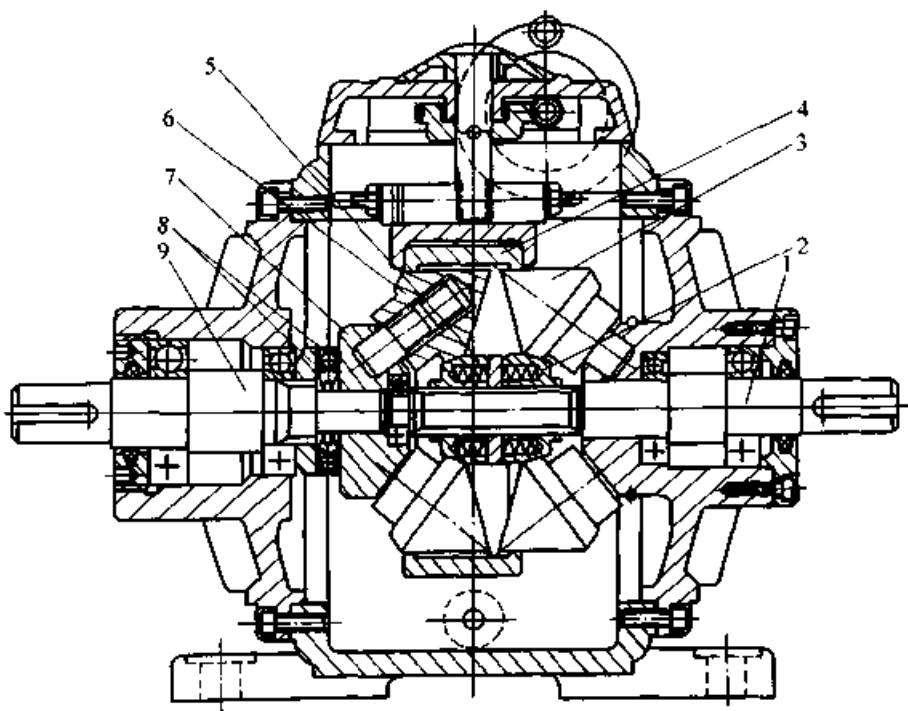


图 38.2-14 封闭行星菱锥无级变速器 (OM)

- 1—输入轴 2—中心轮 3—定轴锥轮 4—外环 5—太阳轮
6—行星锥轮 7—转臂 8—加压装置 9—输出轴

动；另一路由太阳轮 5 驱动行星锥轮 6 沿外环 4 内周作行星运动，由于行星锥轮 6 的正锥还受到外环 4 的作用，因此，对行星锥输入了两个运动，经过差动作用，最终，旋转运动从转臂 7 传出，并经自动加压装置 8 及花键带动了输出轴

9，将动力输出。与图 38.2-13 对比，可以看出这两种变速器的输出侧传动机构以及调速机构完全相同；不同之处在于封闭行星菱锥无级变速器的外环是转动的，而图 38.2-13 中的外环是不能转动的。封闭行星菱锥无级变速器是差动的。它

通过 2-3-4 这一定轴轮系将其封闭而成为单自由度的。轴向移动外环，使其与行星锥轮 6 和定轴锥轮 3 的接触半径同步地一增一减或一减一增（视外环向左还是向右移动而定），从而改变输出轴的转速和旋转方向。这种变速器的输出转速 n_2 可在 $n_1/6 \sim 0 \sim -n_1/5$ 的范围内调节，在 $n_2 = 0$ 时，相当于一个离合器。其实用的变速比约为 15，机械特性基本上为恒功率。

2.3.5 内锥轮输出行星菱锥无级变速器^(4,5)

如图 38.2-15 所示，一组沿主动锥轮 2 圆周均布的行星菱锥 3 置于保持架 5（相当于转臂）中；自动加压装置 7、8 使行星锥轮 3 的倒锥体分别与主动锥轮 2、从动内锥轮 6 压紧，行星锥轮 3 的正锥体与不转动的外环 4 压紧。输入轴 1 上的主动锥轮 2 驱动行星菱锥 3 沿外环 4 的内周作行星运动，并驱动内锥轮 6 转动，最后经自动加压装置 7、8 将动力转至输出轴 9。通过蜗杆蜗轮及螺旋机构使外环 4 作轴向移动，以改变其与行星锥正锥体的接触半径，实现无级变速。这

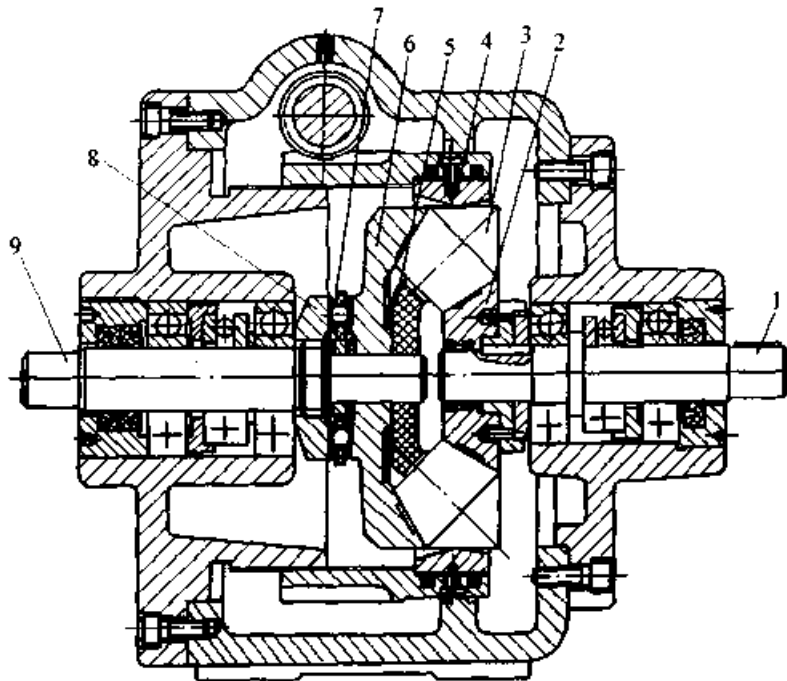


图 38.2-15 内锥轮输出行星菱锥无级变速器 (BUS)

- 1—输入轴 2—主动锥轮 3—行星菱锥 4—外环
- 5—保持架 6—内锥轮 7、8—加压装置 9—输出轴

2.4.1 单变径轮带式无级变速传动

图 38.2-16a 所示为单变径轮带式无级变速传动方式。通常其主动轮直径和槽宽固定不变，从动轮的直径和槽宽可调节。通过调节两轮的中心距，在弹簧和带张力的作用下，迫使从动带轮

种变速器属恒转矩、降速型，主要用于机床进给系统。北京第八机床厂生产这种变速器。

2.4 带式无级变速器^(5,7)

这类变速器用于平行轴传动。所用传动带有平带、V 带和块带三类。平带一般采用轴向移带式（表 38.1-1 中 22），由于尺寸大、变速比和传递功率小而少用；径向移带式的带轮结构复杂而几乎不用。V 带和块带均采用径向移带式，它又分为定中心距、双变径轮和变中心距、单变径轮两种变速原理。由于变速过程中带的计算长度和楔形角是变化的，为了保证带和带轮在不同工作位置均有恒定的张紧力和良好的接触。带轮应有适当的楔形角和曲面工作面，为了便于制造有的用圆弧代替带轮工作曲面母线。也有采用不等位移量杠杆调速系统来解决带长变化与张紧力的矛盾的^(5,6)。但因其结构复杂，一般很少采用。为了获得良好的机械特性，可采用液压伺服阀调速的控制系统；对链式无级变速器亦如此。

的可动盘开合，以实现变速。这种结构简单，但变速比 $R_b \leq 2.5$ ，常用于中心距不大处。

为避免变速带走偏而降低传动能力和带的寿命，设计时应控制带的行走中心线偏斜角度 β 小于 1.5° 。偏斜较大时，应使带轮沿 β 角方向

移动：或将变径轮的两片均做成可动盘，其背面 加装刚度一致的加压弹簧。

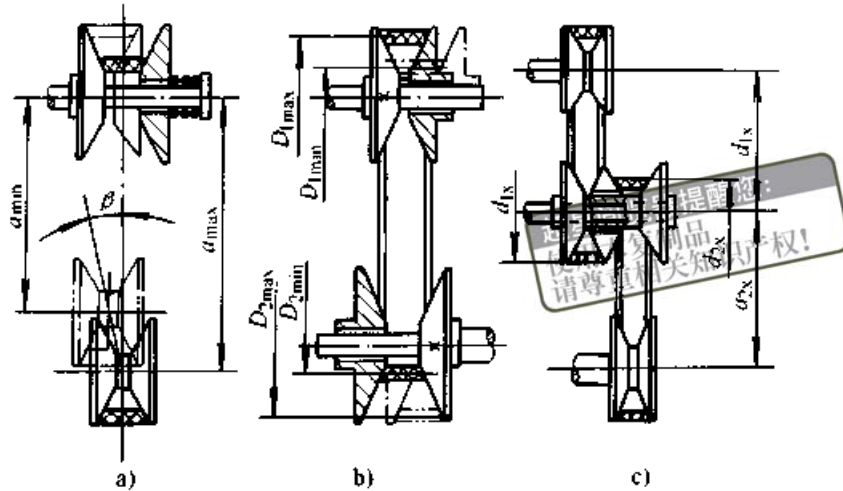


图 38.2-16 V带无级变速传动的方式

a) 单变径轮式 b) 双变径轮式 c) 中间变径轮式

2.4.2 双变径轮带式无级变速传动

图 38.2-16b 所示为双变径轮带式无级变速传动方式。主、从动轮的槽宽均可由调速机构使带轮的可动盘作轴向移动来使其一个变宽另一个变窄，使两轮的工作半径同时改变，以实现无级变速。其特点是变速比大、中心距固定、结构稍复

杂，一般为升、降速型对称调速，即 $i_{max}i_{min}=1$ 。

调速机构有图 38.2-17 所示的双杠杆式（四个可动锥盘、空间小、带不会拉偏，但支点需定期调整）、Z形平移杠杆式（两个可动锥盘、盘为曲面、亦可改用液压伺服阀控制调速）和单杆弹簧式（结构简单，但带可能拉偏）等三种。

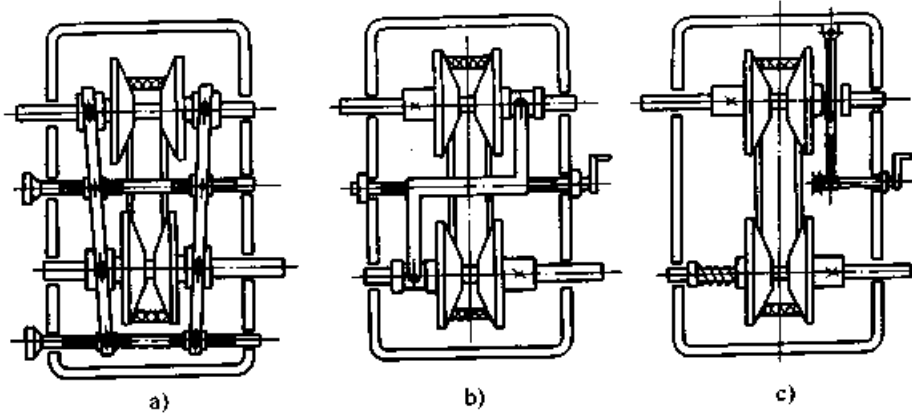


图 38.2-17 带式无级变速器的调速机构

a) 双杠杆式 b) Z形平移杠杆式 c) 单杆弹簧式

按所用带的结构不同可分为：

1) 普通 V 带无级变速传动 其结构简单、变速范围小。带轮结构有图 38.2-18a、b、c 所示的双面可动锥盘、单面可动锥盘和多单面可动锥盘带轮，后者用于大功率多根带传动。此外还有切槽式、叠套式等多种可调节带轮^(5,6)。设计方法可参照普通 V 带传动进行。

2) 宽 V 带无级变速传动 无级变速用的宽 V 带的内周具有齿形，相对高度 (h/b) 约为 0.3，因而具有良好的曲挠性、耐热性和耐侧压性。农业机械中无级变速传动用半宽 V 带，内

周无齿，相对高度约为 0.5，耐侧压性能好。目前这两种带均未制订标准，选用时可参考胶带厂产品目录。

选择参数时应注意：带越宽变速范围越大，但受到带的横向刚性限制；带厚 h 增大传动能力提高，但变速范围将减小。摩擦系数高的带，楔形角过大时会使传动效率降低。

变速带轮可动盘与轴之间有滑动间隙，由于运转中经常的轻微振动，将会使轴与套发生微动磨损。设计时应使可动锥盘有足够的滑动支承面和良好的润滑，带轮孔涂覆耐磨表层（如聚四氟

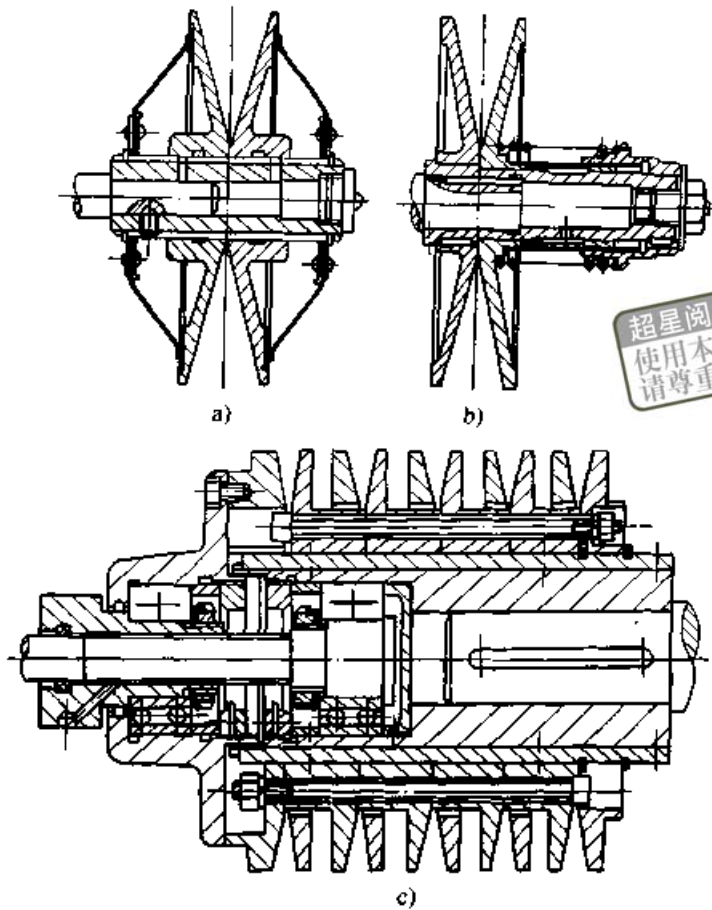


图 38.2-18 普通 V 带无级变速带轮结构

a) 双面可动锥盘 b) 单面可动锥盘 c) 多单面可动锥盘

乙烯)或镶青铜轴套,轴的表面进行硫氮共渗处理。

工作条件恶劣的场合。

以带式无级变速器作为产品供应市场的厂家,有沈阳变速机械总厂和温州长城减速机有限公司,其产品规格可参见 [5]。

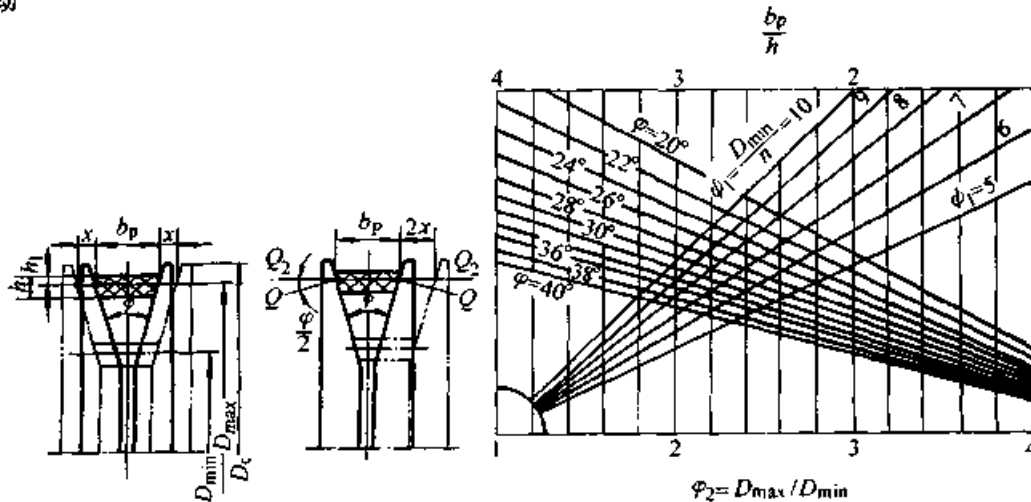
无级变速宽 V 带尚无国家标准,ISO1604—1976、ISO3410—1976,以及上海胶带厂、天津胶带厂生产的无级变速带规格可参见 [5]。

3) 块带式无级变速传动 主要用于低速、

宽 V 带无级变速器的设计计算例见表 38.2-4。

表 38.2-4 宽 V 带无级变速传动的设计计算

设计一输入功率 $P=1.1\text{ kW}$ 、输入转速 $n_1=1\ 410\text{ r/min}$ 、输出转速 $n_2=750\sim 3\ 000\text{ r/min}$ 的恒转矩型带式无级变速传动



续表 38.2-4

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	结果与说明
1	使用传动比	i		$i_{\max} = \frac{n_{2\max}}{n_1} \leq \frac{D_{1\max}}{D_{2\min}}$ $i_{\min} = \frac{n_{2\min}}{n_1} \geq \frac{D_{1\min}}{D_{2\max}}$	$i_{\max} = 2$ $i_{\min} = 0.5$
2	使用变速比	R_{bs}		$R_{bs} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} \leq \frac{D_{1\max} D_{2\max}}{D_{2\min} D_{1\min}}$	对称调速时： $R_{bs} \leq \left(\frac{D_{\max}}{D_{\min}}\right)^2$ 本例 $R_{bs} = 4$
3	带轮最小工作直径与带厚之比	ψ_1		$\psi_1 = \frac{D_{\min}}{h} = 5.0 \sim 8.0$	结构尺寸允许时，可取 $\psi_1 = 8 \sim 10$ 以提高寿命，本例取 $\psi_1 = 6$
4	带轮最大与最小工作直径之比	ψ_2		$\psi_2 = \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = 2.0 \sim 4.0$	应按运动学要求选取 本例取 $\psi_2 = 2$
5	带中性层宽度与带厚之比	$\frac{b_p}{h}$		$\frac{h_p}{h} \geq [(\psi_2 - 1) \frac{D_{\min}}{h} + 2c] \tan \frac{\varphi}{2}$ $c = 0.5 \sim 0.67$	或按本表线图查用 2.14 ($\varphi = 34^\circ, c = 0.5$) 2.24 ($\varphi = 34^\circ, c = 0.67$)
6	带轮最小工作直径	D_{\min}	mm	恒功率变速时： $D_{\min} \geq 320 \sqrt[3]{\frac{\psi_1^2 P_1}{\left(\frac{b_p}{h}\right) n_1}}$ 恒转矩变速、双变径轮： $D_{2\min} = 1.51 \sqrt[3]{\frac{\psi_1^2 T_2}{(b_p/h)}}$ 恒转矩变速、主动轮变径： $D_{1\min} = 1.51 \sqrt[3]{\frac{\psi_1^2 T_2 i_{\min}}{(b_p/h)}}$	数值应圆整(下同) 74.3~75.48 圆整取 80 $T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_{2\max}} = 3502 \text{ N}\cdot\text{mm}$ $D_{2\min} \geq 57.9 \sim 58.8$ 取 $D_{2\min} = 80$
7	带宽 带厚 楔形角	b h φ_0	mm mm	$b_p = h(b_p/h)$ $h = D_{\min}/\psi_1$ φ_n	求得的数值应按带的产品规格进行圆整确定 b, h, φ_0 $b_p = 31, h = 13, \varphi_0 = 34^\circ$
8	带的截面积	A	mm ²	$A \approx \left(b - 2h_1 \tan \frac{\varphi}{2}\right) h$	351
9	带轮最大工作直径	D_{\max}	mm	$D_{\max} = \sqrt{R_b} D_{\min}$	对称调速时, 160
10	中心距	a	mm	按结构取定, 通常可取 $a = (0.7 \sim 2)(D_{\max} + D_{\min})$	需按带长 L 规格最后圆整后取定 270
11	带的节线长度	L_p	mm	$L_p = 2a + 0.5\pi(D_{\max} + D_{\min}) + \frac{(D_{\max} - D_{\min})^2}{4a}$	将计算值与规格圆整后并重算中心距 $a, L_p = 921.45$ 带内周长 867
12	带在带轮上的最小包角	α_{\min}	(°)	$\alpha_{\min} = 180^\circ - \frac{D_{\max} - D_{\min}}{a} 57.3^\circ$	163.02°
13	计算圆周力	F	N	恒功率时： $F_{\max} = 191 \times 10^5 K_A P_1 / D_{\min} n_1$ 恒转矩时： $F_{\max} = 2K_A T_2 / D_{\min}$	K_A 见表 38.1-3 223, 105

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	结果与说明
14	验算工作应力	σ	MPa	$\sigma = F_{\max}/AK_s \leq 0.4 \sim 0.8$	$K_s = 0.95$ $\sigma = 0.32(T=C), 0.78(P=C)$
15	法向压紧力	Q	N	$Q = K_n F / 2\mu; \mu = 0.2 \sim 0.25$	主动轮处加压: $K_n = 1.2 \sim 1.40$ 从动轮处加压: $K_n = 1.7 \sim 2.2$
16	轴向压紧力	Q_s	N	$Q_s = Q \cos \frac{\varphi}{2}$	
17	加压弹簧的压紧力	Q_i	N	$Q_{iD_{\max}} = \frac{955 \times 10^4 P_{D_{\max}} \cos \frac{\varphi}{2}}{\mu D_{\max} n_1}$	主动轮加压时 (恒功率) 224~446
				$Q_{iD_{\min}} = \frac{955 \times 10^4 P_{D_{\min}} \cos \frac{\varphi}{2}}{\mu D_{\min} n_1}$	
				$Q_{iD_{\max}} = \frac{955 \times 10^4 P_{D_{\max}} \cos \frac{\varphi}{2}}{\mu D_{\max} n_{2\min}}$	从动轮加压时 (恒转矩) 105~211
				$Q_{iD_{\min}} = \frac{955 \times 10^4 P_{D_{\min}} \cos \frac{\varphi}{2}}{\mu D_{\min} n_{2\max}}$	
18	带的侧压	p	MPa	$p = F_1 / \pi r h \tan \frac{\varphi}{2}; F_1$ —带紧边拉力	应小于 0.3~0.8 MPa 0.26~0.52 < p_v 合格
19	带轮楔角	φ	(°)	$\varphi = \varphi_0 - \Delta\varphi$ 一般 $\Delta\varphi = 4^\circ$	30°
20	带轮外直径	D_e	mm	$D_e = D_{\max} + 2h_1 + (0.5 \sim 1.0)$	170
21	带轮内直径	D_i	mm	$D_i = D_{\min} - 2(h - h_1) - (0.2 \sim 0.4)$	62
22	验算带宽	b	mm	$b \geq (D_e - D_i) \tan \frac{\varphi}{2}$	$b = 31 > 108 \tan 15^\circ = 29$
23	带轮可动盘最大位移量	X_{\max}	mm	$x_{\max} = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{2} \tan \frac{\varphi}{2}$	10.72
24	带轮可动盘位移量	x	mm	$x = \frac{1 - i_{21}}{1 + i_{21}} D_{i=1}$ $i_{21} = \frac{\sqrt{R^2 - (x_c + x)^2} - H}{\sqrt{R^2 - (x_c - x)^2} - H}$	直母线锥轮用 (这时调速系统中应有补偿装置) 圆弧曲面锥轮用
25	带轮圆弧曲面(按等张力)				
				$x_c = \frac{(y_a^2 + x_a^2)y_b - (y_b^2 + x_b^2)y_a}{2x_a(y_a + y_b)}$ $y_c = \frac{(y_a^2 + x_a^2) + (y_b^2 + x_b^2)}{2(y_a + y_b)}$ $R = \sqrt{x_c^2 + y_c^2} \quad H = \frac{D_{i=1}}{2} - y_c$ $x_a = -x_b = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{4} \tan \frac{\varphi_{i=1}}{2}$ $D_{i=1} = D_{\min} \left[0.5(\varphi_2 + 1) + \frac{D_{\min}(\varphi_2 - 1)^2}{4\pi\alpha} \right]$ $y_a = \frac{D_{\max} - D_{i=1}}{2}; y_b = \frac{D_{i=1} - D_{\min}}{2}$	

2.5 链式无级变速器^[4]

链式无级变速器分为两大类，一类是应用最普遍的滑片链无级变速器，其链轮是有浅齿槽的曲面锥轮，依靠啮合、摩擦综合作用传递动力，传动比较准确。另一类是由无齿槽的光滑曲面锥轮与多种链间的摩擦作用来传递动力的变速器。它们的调速原理与带式无级变速器相同。其加压装置有：压链装置与张链机构联合加压，如图 38.2-19；张链机构与自动加压凸轮联合加压，如图 38.2-20。其调速控制机构则有：螺旋—杠杆机构，如图 38.2-19；螺旋—剪式不等长杠杆机构，如图 38.2-21；液压伺服机构，如图 38.2-22 等三种。

2.5.1 滑片链无级变速器

图 38.2-19 为普通滑片链无级变速器。国外

称为 A 型；国内已系列生产并制订了行业标准 (JB/T 6952—1993)，称为 P 型。

它由一个曲面链轮上的凸齿将滑片链的滑片束推向对偶链轮的齿谷中，滑片束交错地嵌楔在这对链轮组成的 V 形槽内，依靠啮合摩擦作用来传递动力。采用第一类加压装置和调速机构组成的滑片链变速器便是所谓的 A 型。如采用第二类加压装置和调速机构组成的滑片链无级变速器，国际上称为 AS 型，国内仅中国纺织机械厂生产。国际上的 FMB 型滑片链无级变速器采用了轻型滑片链和独特的加压装置，这两种变速器的输入转速可达 1 450 r/min，因而传递功率也较大。

在普通滑片链变速器的输入或输出侧加装减速器或差动轮系，便形成了三种孪生型以及封闭行星式链式无级变速器，以满足降低输出转速、

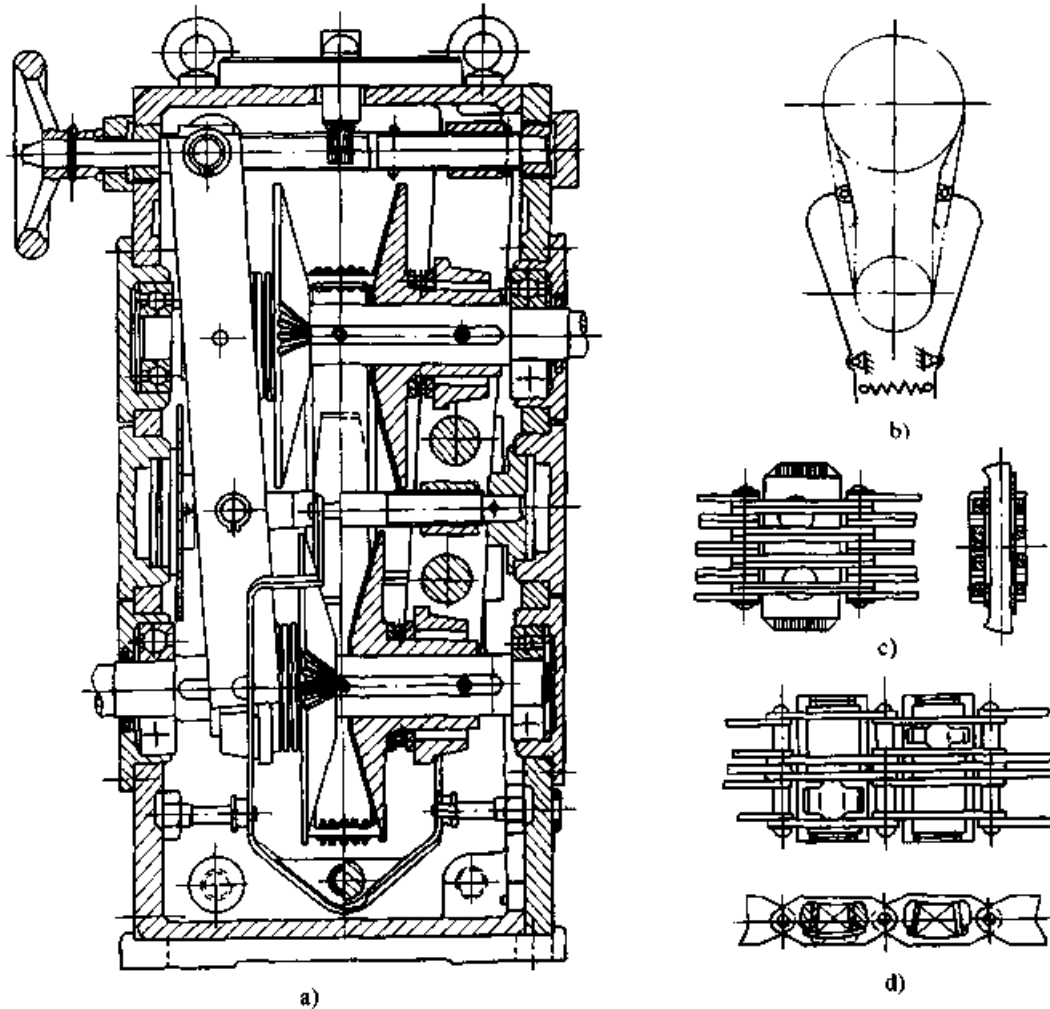


图 38.2-19 滑片链无级变速器

- a) 普通滑片链无级变速器 b) 压链装置
c) 普通滑片链 d) 轻型滑片链

增加输出转矩、扩大传递功率或变速范围等要求。其型号为 XP 及 PX 型。

按照安装方式的不同可分为：立式、卧式、立悬式、卧悬式和倒装式等多种。

2.5.2 滚柱链变速器

它与滑片链无级变速器相比有以下特点：

1) 链轮是无齿槽的光滑曲面锥轮，靠它和链间的摩擦力传递动力，输入轴转速较高。

2) 无压链装置，用张链机构及自动加压装置加压。

3) 链节距小，多边形效应小。传动平稳、寿命长。

4) 变速范围较大。

图 38.2-20 为双滚柱链无级变速卷绕器的结构图。其动力传递路线为 14→15 (16)→9→8

(12)→5→4→3→2→1。其中 15、8 为可动锥盘，16、12 为固定锥盘，杠杆 13 的中间支点固定在张链螺杆上，重锤 G 通过杠杆、凸轮 10、滚子 11、杠杆 13 对主动轴上可动锥盘 15 施加轴向力 Q_{a2} ，调整 G 的位置便可调整推力 Q_{a2} 。输出轴齿轮 1 与卷绕轴相联，由于牵引力和卷绕速度是一定的，所以随着卷绕半径的增大，输出轴的角速度应降低而转矩应增大。由于自动加压装置的作用，作用在可动锥盘 8 上的推力 Q_{a1} 也随之加大，并使可动锥盘 8 左移，链则分别向主、从动轮的小径和大径移动，自动地改变了传动比，满足卷绕的特殊要求。

国外的滚柱链变速器为 RS 系列，卷绕变速器为 U 系列，国内中纺机无级变速器公司生产的分别为 PSR 和 PU 系列；详见 [3, 4, 5]。

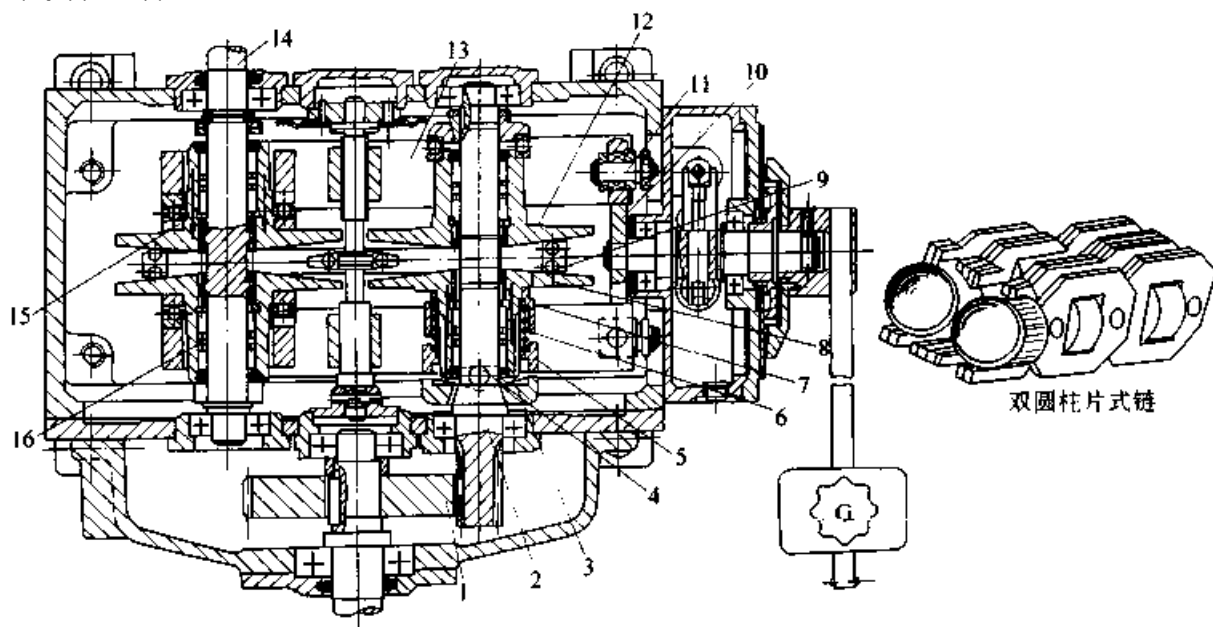


图 38.2-20 双滚柱链无级变速卷绕器

1—输出轴齿轮 2—从动轴 3、4、5—加压装置 6—弹簧 7—套 8、15—可动锥盘
9—链 10—凸轮 11—滚子 12、16—固定锥盘 13—杠杆 14—输入轴

2.5.3 圆环链无级变速器

图 38.2-21 为双列圆环链无级变速器的结构原理图。其特点为：两根圆环链并列配置，具有自动加压装置，主、从动轴上各有三个链盘，左、右两侧为曲面锥盘 8，为避免调速时各对应锥盘不共面，中间盘 9 为平盘或锥度很大的锥盘。另一特点是右侧调速杠杆采用了剪式不等长杠杆 4、5，以保证主、从动轴上链轮与链条间所需的不同压紧力（主动轮处大）。

小功率传动则为单链、双盘结构。

2.5.4 摆销链无级变速器

图 38.2-22 是近代出现的摆销链无级变速器

简图。它利用链节联接处的摆销两端的圆弧面与光滑链轮间的摩擦力进行传动；链的重量较轻，链速可达 30 m/s；加压装置为具有中间滚子的端面凸轮；用液压伺服阀调速，负载引起的压力变化使可动盘移动，而由杆系至伺服阀间的机械反馈来保证可动锥盘的复位，从而保证了调速的可靠性。这类变速器国际上有 RH 和 RK 两种系列，其最大功率达 75 kW，变速比 $R_b = 3 \sim 6(10)$ ；在额定负载范围内传动效率为 94%~96%。

2.5.5 推块式 V 型金属带无级变速器

推块式 V 型金属带 (Metal Pushing V-Belt) 变速器是一种新型的变速器，中间传动元件是带

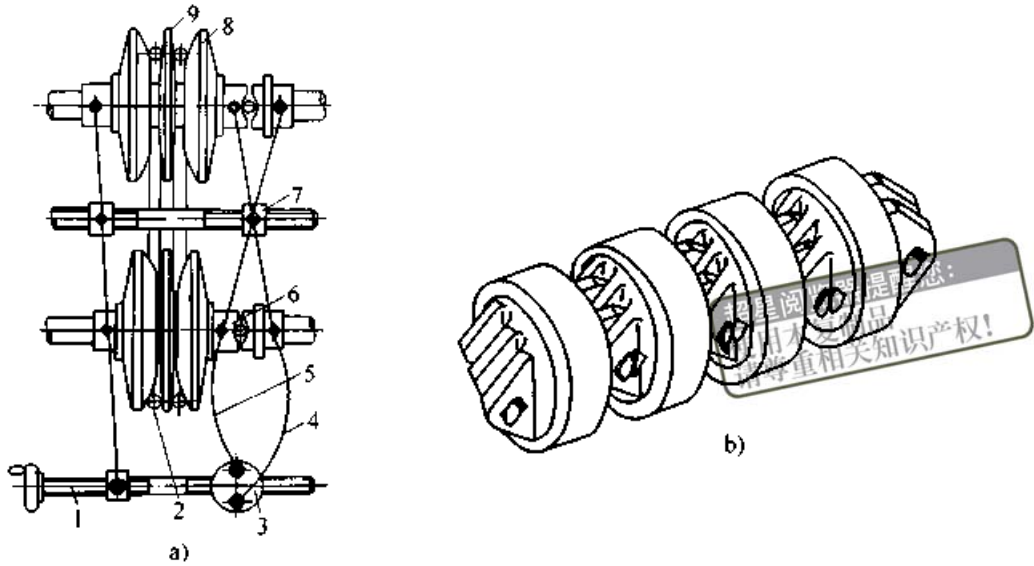


图 38.2-21 双列圆环链无级变速器

a) 变速器的结构原理 b) 圆环链

1—调速螺杆 2—圆环链 3、4、5—剪式不等长杠杆
6—加压装置 7—张链机构 8—曲面锥盘 9—中间盘

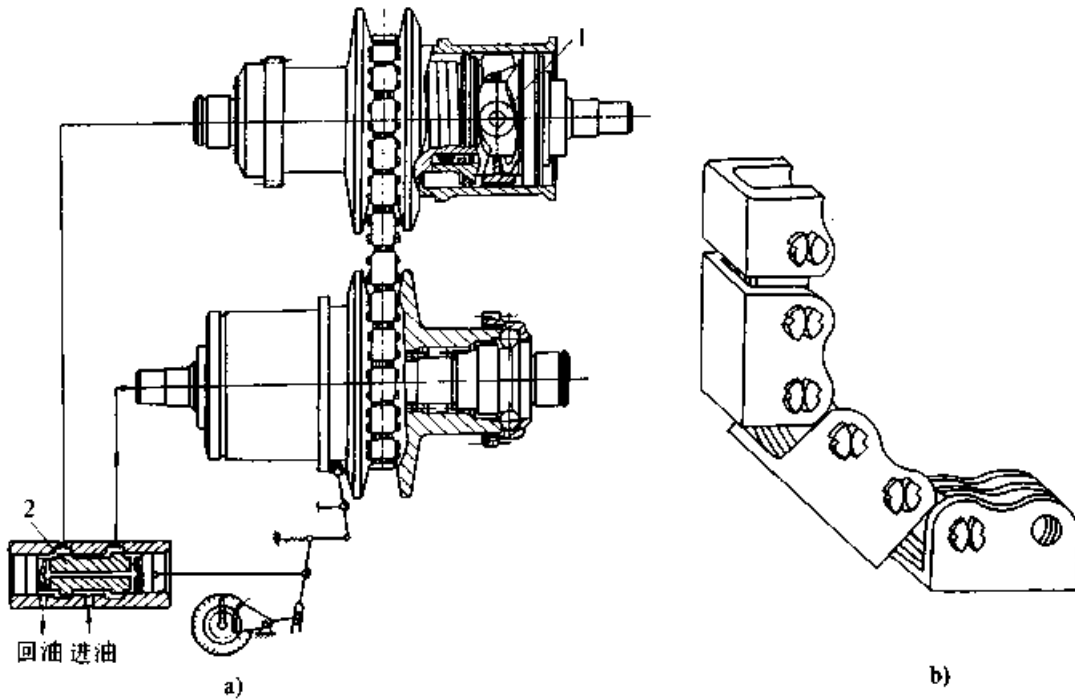


图 38.2-22 摆销链无级变速器

a) 传动系统 b) 摆销链

和链的复合体 (图 38.2-23), 它由数百片厚约 2 mm 的 GCr15 钢制成的 V 型推块 2 和两条导带 1 组成。

导带有 BANDO 公司的具有绳芯的胶带和 Van Doorne's 公司的金属带两种, 前者承载能力低、寿命短, 很少应用。金属带由一组厚约 0.2 mm 的马氏体时效钢带 (约 10 层) 卷绕而成的极其柔韧的无端钢带圈。两条导带 1 套在数百

片推块 2 两侧的鞍座面 4 上, 推块 2 的 V 形侧面犹如 V 带那样被张紧夹持在两光面锥轮之间, 依靠导带与推块、推块与轮之间的摩擦力以及推块之间在摆动线处的推力, 共同传递动力。由于每个推块可看成一个链节, 因而又具有链传动的多边形效应。这种链与其他变速链相比, 有以下优点: ①导带柔韧且弯曲强度高, 故工作圆半径可以很小, 使机构紧凑; ②链轮副之间夹持了许

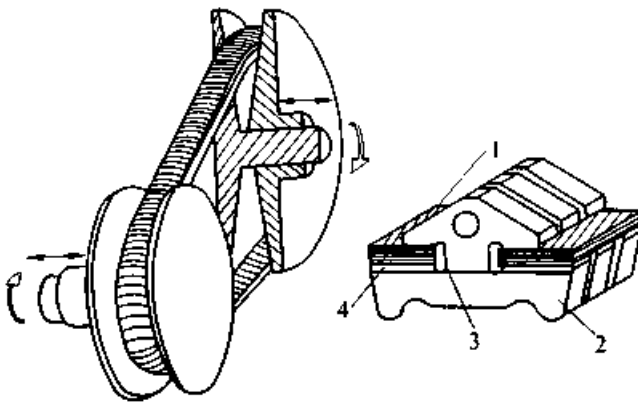


图 38.2-23 金属带结构原理图

1—导带 2—金属块 3—摆动线 4—鞍座面

多推块，故压紧力分布在大量分散的接触面上，得到了比一般变速链小得多的节距，作用在推块摆动线上的推力沿全宽分布，线压力低，所以磨损小、寿命长，也有利于提高许用驱动转矩（可达 250 N·m）；③节距小，基本上消除了一般链传动的多边形效应，因此，噪声低，角速度稳定；④链的单位长度质量小，可以大大提高许用链速，例如汽车用的这种链式变速器的输入轴转速可达 7 000 r/min。Van Doorne's 公司已制成 P800 和 P900 系列的变速链，并用于轿车变速系统。此类变速链国内尚在开发中。

2.6 脉动无级变速器^[5,7]

2.6.1 变速原理和特点

脉动无级变速器是由曲柄摇杆（块）机构与单向超越离合器组成的组合机构。图 38.2-24 为其结构简图。先由曲柄将输入轴的旋转运动转换成摇杆的往复摆动，再由单向超越离合器把摇杆的摆动转换成输出轴的单向脉动性转动。用调速机构来改变传动机构中某一构件（通常为机架）的长度，以形成构件间新的比例关系，使摇杆获得不同的摆角 β 而实现无级变速。

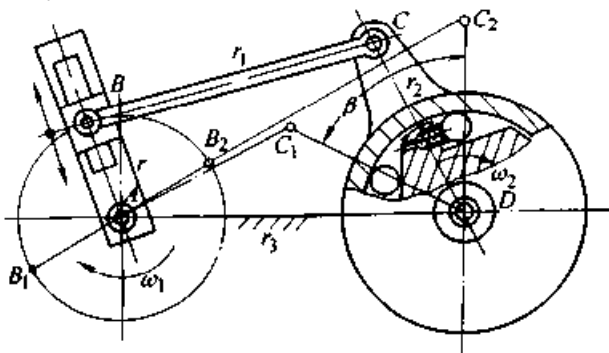


图 38.2-24 脉动式无级变速器结构原理图

脉动无级变速器的平均传动比 i_m 为

$$i_m = n_2/n_1 = \beta/360 \quad (38.2-8)$$

由于 $\beta < 360^\circ$ ，故脉动无级变速器是减速型的。

若脉动无级变速器仅有一个曲柄摇杆机构，则其输出是间歇脉动性旋转，输出极不平稳，不能应用。为了减小脉动不均匀性，常采用几套传动机构并列或星形布置的结构。这样几个单向超越离合器一齐交替重叠地作用，将使每个单向超越离合器起作用的有效摆角 β_y 小于摆杆的摆角 β （这是由于单向超越离合器起了“滤波”的作用），从而使输出的脉动均匀性得到提高，如图 38.2-25c 所示。

由 k 相曲柄摇杆机构组成的脉动无级变速器，其平均传动比 i_{mk} 、变速比 R_b 将分别为

$$i_{mk} = n_2/n_1 = k\beta_y/360 \quad (38.2-9)$$

$$R_b = n_{2max}/n_{2min} = i_{mkmax}/i_{mkmin} = \beta_{ymax}/\beta_{ymin} \quad (38.2-10)$$

式中 β_{ymax} 、 β_{ymin} ——摆杆的最大和最小有效摆角。

设计时应注意使输入轴的旋转方向是输出脉动均匀性较好的方向。

脉动无级变速器具有传动可靠、变速范围大、最低输出转速可为 0、调速性能稳定、静止和运行时均可调速、结构简单、寿命长等优点。但高速输出时不平衡惯性力引起的振动较大，低速输出时脉动性逐渐显著，超越离合器对冲载敏感需妥善设计制造。这类变速器的功率范围为 90 W~18 kW，输出转速为输入转速的 0~0.225 倍，适用于减速型变速和对输出轴旋转均匀性要求不高的传动。

这类变速器的详细分析见 [5] 第 8 章。

2.6.2 三相曲柄摇块脉动无级变速器

图 38.2-25a 为其结构图，输入轴上三个相位差为 120° 的曲柄 1 转动时，带动相应的连杆 2 使套筒 3 在关节轴承 4（相当于摇块）中既滑动又移动，从而拨动与套筒 3 相铰接的摇杆 5，通过单向超越离合器驱动输出轴 6 作单向脉动旋转。

调速时，转动调速手轮 7、螺杆菌 8 使滑座及关节轴承 4 移动，从而改变了机架的长度使摇杆 5 的摆角 β 发生相应变化，输出轴 6 由摇杆 5 得到不同的角位移量并旋转，实现无级变速。

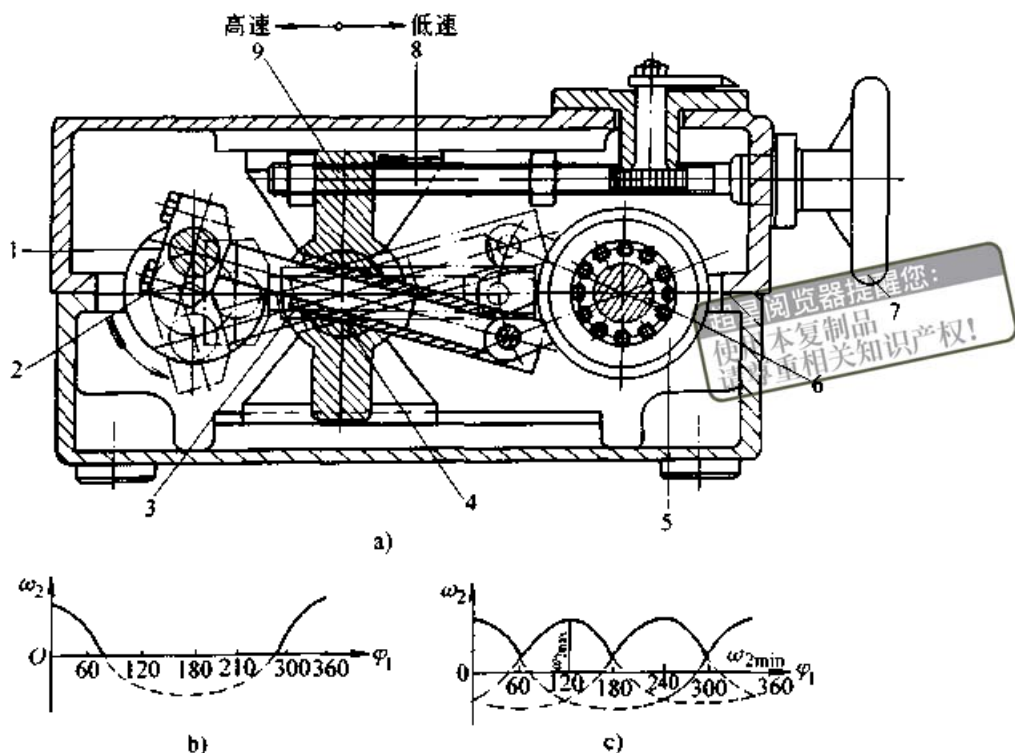


图 38.2-25 三相曲柄摇块脉动无级变速器

a) 结构图 b) 单相脉动的 $\omega_2 - \varphi_1$ c) 三相脉动的 $\omega_2 - \varphi_1$

1—曲柄 2—连杆 3—套筒 4—滑座及关节轴承 5—摇杆

6—输出轴 7—调速手轮 8—螺杆 9—示速轴

图 38.2-25b、c 分别为单相机构及三相机构的输出轴角速度 ω_2 随曲柄转角 φ_1 的变化曲线。从中可以看出：

- 1) 单相机构的输出是不连续的，不能应用。
- 2) 多相机构的输出角速度脉动均匀性是不同的，应选下方的曲线作为输出曲线。

这种变速器目前国际上称 GUSA 型，最大功率为 18 kW。国内仅有 7.5 kW 以下的产品，并已制订了行业标准 JB/T 6951—1993。生产厂为宁波市无级变速器厂、重庆江南机械厂和重庆无级变速器厂。

2.6.3 四相曲柄摇杆脉动无级变速器

图 38.2-26 为这种变速器的结构简图（国际上称为 Zero-Max 型）。输入轴上装有相位差为 90° 的四个偏心盘（曲柄）1，每一相带动由两个四杆机构串接而成的六杆曲柄摇杆机构，中间摇杆 3 的支点 D 在调速时可以调节，这相当于改变两个四杆机构的机架长度以改变摇杆的摆角来实现调速。调速时，通过调速手轮 9、蜗杆 8 转动蜗轮 7，以调节 D 的位置；设计六杆机构时，应注意使 D 在某一特定位置时，摇杆 EF 应静

止不动。采用蜗杆调速是为了微调与自锁的双重目的。这种变速器所用连杆均系偏平结构，超越离合器结构亦较特殊且为易损件。变速器为降速型，功率在 0.09~1.1 kW，输出转矩为 1.34~23 N·m。我国已制订了这种变速器的行业标准 (JB/T 7515—1994)。生产厂为宁波浙东变速器厂和汉中朝阳机械厂。 $P > 0.37$ kW、 $T_2 > 7.2$ N·m 者见 [2]。

这两类变速器的薄弱环节是超越离合器，它是非标准的，由于是按静态负载转矩计算的，因而寿命低。经分析，应按动态负载转矩设计，动态负载转矩约为静态时的 1.2~1.4 倍。超越离合器的切换频率 f_{cr} 为输入轴转速 n_1 与相数 k 的乘积除以输出轴转速 n_2 ，即 $f_{cr} = kn_1/n_2$ 。输出转速愈低，离合器的切换频率愈高，工况愈差，因而不宜用于低输出转速情况，否则应选用在其输出侧加装减速装置的派生系列。在设计新产品时，应控制其脉动率及换相时的角加速度突变量。

2.7 机械无级变速器的试验

在机械无级变速器试制定型鉴定，或产品在

制造材料、工艺上有重大变动时，国家质量监督机构制订了进行型式检验以及正常生产过程中的定期检验所应进行的型式试验，其试验项目为：

1) 空载运转试验：输出转速范围、空载功率、温升、振动及噪声。

2) 负载特性试验：在额定载荷下全变速范围内的滑动率 ϵ 、效率 η 、温升、振动及噪声等。

在试制时尚需进行高速起动性能及寿命试验。

必要时应进行润滑（牵引）油对比试验及实际工况试验。

对恒转矩型变速器，可用磁粉制动器加载。对恒功率型变速器，可用发电机等耗能装置加载，但发电机需在额定转速附近运行，为了能在全变速范围内对无级变速器加载，在被试验的变速器与发电机之间应加变速装置；且应标定好发电机的效率。

我国已制订了机械工业行业标准 JB/T 7346—1994《机械无级变速器试验方法》，可按其进行试验，有关具体的性能指标数据，可参考相应产品的行业标准或企业标准。

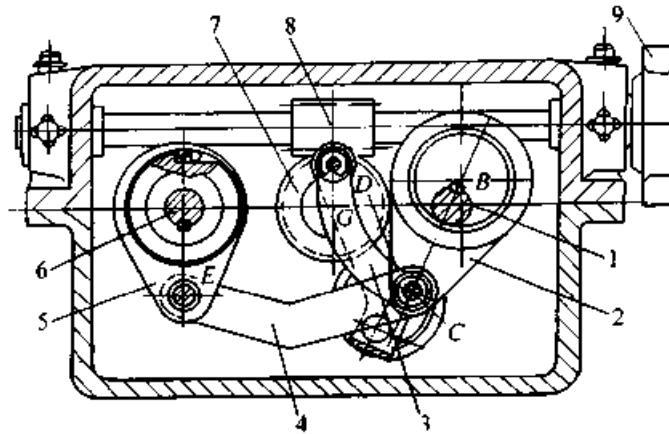


图 38.2-26 四相曲柄摇杆脉动无级变速器

- 1—曲柄 2、4—连杆 3、5—摇杆 6—超越离合器轴
7—蜗轮 8—蜗杆 9—调速手轮

第3章 机械无级变速器系列产品及其选用

1 选用的一般方法⁽⁵⁾

机械无级变速器的种类繁多,从经济观点考虑应尽可能选用标准产品或现有产品,仅当有特殊要求时才进行非标设计。在选用或设计时,应综合考虑实际使用条件和各种变速器的结构和性能特点。使用条件包括:1)工作机的变速范围;2)最高和最低输出转速时所需的转矩和功率;3)最常使用的转速和所需功率;4)负载变动情况;5)使用时间(时/日);6)升速和降速情况;7)起、制动频繁程度;8)有无正、反转向使用要求及其频繁程度;9)换算到变速器输出轴上的工作机的转动惯量等。对于变速器本身而言,主要是根据机械特性和转速特性来选择其类型,再根据负载转矩、转速和安装方式和尺寸来选定其型号。

1.1 类型选择

首先应明确机械本身在整个变速范围内对功率或转矩特性的要求,是恒功率型、恒转矩型,还是变功率、变转矩型,可参考表 38.1-1 的机械特性或产品说明书进行选择。如要求扩大功率、扩大调速范围或过零调速时,应选用封闭行星无级变速器。

其次应考虑输出转速特性,是单纯升速型、单纯降速型,还是升降速型。多数行星式及脉动式无级变速器都具有大幅度降速的输出特性,因而不适于有升速变速要求的场合。链、带及某些变速器具有对称调速($i_{\max} = 1/i_{\min}$)的特性,这时输入轴的转速 $n_1 = \sqrt{n_{2\max} \times n_{2\min}}$ 。脉动及滑片链无级变速器的输出角速度有一定的波动性,因而不适用于运动平稳性要求高的场合。此外,使用要求的最高与最低输出转速是否在变速器所能提供的最高与最低输出转速范围之内,使用要求的滑动率是否低于变速器的滑动率。

第三,要考虑安装场地及变速器在机器整体布置中的地位,以确定采用带电动机与不带电动机的、法兰式还是底座式,平行轴、相交轴还是

同轴式、立式还是卧式(轴水平布置)。

此外,尚应考虑:是停车时变速还是运行中调速;调速响应的快慢;手动调速还是远距离自动控制调速。运行过程中的振动、噪声、温升和空载功率等。

1.2 容量选择

选择变速器的容量时,必需明确变速器使用时的输入、输出转速,负载容量及负载条件。

标准的无级变速器一般均以某一额定转速 n_{1H} (通常为电动机额定转速)作为输入转速进行设计与试验,并在产品说明书中给出了功率表或机械特性曲线;当滚动体的许用应力及尺寸给定后,其所能传递的功率大体上与转速呈正比关系;故当实际输入转速低于额定输入转速时,允许传递的功率将减小,而且会带来润滑不充分和变速器操作沉重等问题;反之,当实际输入转速高于额定输入转速时,则允许传递的功率将增大,但搅油损耗、温升、振动和噪声均增大,轴承及摩擦传动件的寿命将降低。当无级变速器的实际输入转速 n_1 不等于产品说明书功率表中的额定输入转速 n_{1H} 时,其允许的输入功率 P_1 和输出转矩 T_2 和输出转速 n_2 ,应在原有功率表的基础上分别乘以折算系数 k_P 、 k_T 和 k_n ,它们的数值可查看有关产品说明书;在产品说明书中无此数据时,可按疲劳等效原则折算,这时:

$$k_P = \left(\frac{n_1}{n_{1H}}\right)^x, k_T = \left(\frac{n_{1H}}{n_1}\right)^y, k_n = \left(\frac{n_1}{n_{1H}}\right)$$

对于点接触结构: $x = 0.7$ 、 $y = 0.3$; 对于线接触结构: $x = 0.67$ 、 $y = 0.33^{(5)}$ 。

各种机械无级变速器均有其特定的机械特性曲线($P_2 - n_2$ 、 $T_2 - n_2$),对应于不同的输出转速范围,所能传递的功率或转矩是不同的。以图 38.1-3 所示的 7 kW 菱锥式无级变速器特性曲线为例,当 $n_2 = 400 \sim 2\,400$ r/min 时 $P_1 = 7$ kW,而当 $n_2 = 380 \sim 2\,650$ r/min 时则 $P_1 = 6$ kW,相应的 T_2 也将是不同的。

以上情况说明:同一规格的变速器,当使用

输入转速不同于变速器的额定输入转速,或输出转速不同时,变速器所能提供的功率或转矩将是不同的。这一点必须充分注意。

此外变速器在整个变速范围内的滑动率 ϵ 和传动效率 η 也是变化的,选用变速器时应使输出转速范围处于传动效率 η 较高和滑动率 ϵ 较低的工作范围。

为了适应高的输入转速或低的输出转速、大的输出转矩,可选用在基本变速器的基础上,前置或后置减速器而形成的孪生型变减速器。若要求扩大传动功率则应采用封闭差动轮系而形成的封闭行星无级变速器。这种变速器目前国内尚无定型系列产品供应。

选用无级变速器时可参阅〔5〕中提供的7种无级变速器的我国机械行业标准,或〔3〕中提供的8类16种无级变速器的产品规格。本节选录其中部分应用较广、较典型的产品规格、性能

参数、外形安装尺寸和选用方法,供选用时参考。

2 行星锥盘无级变速器

行星锥盘无级变速器(JB/T 6950—1993),又称DISCO变速器,是目前广泛应用的一种通用变速器,在国外,意、德、日、英等国都有生产;在国内也有多种系列产品,JWB系列行星摩擦式机械无级变速器是其中的一种。

JWB系列无级变速器有JWB-X系列行星摩擦式无级变速器和BWJ系列变速蜗杆减速器两类产品,本节只介绍前者。

2.1 基本结构及工作原理

JWB-X系列无级变速器的基本结构如图38.3-1所示。变速器的工作原理见本篇第2章2.3.1节。

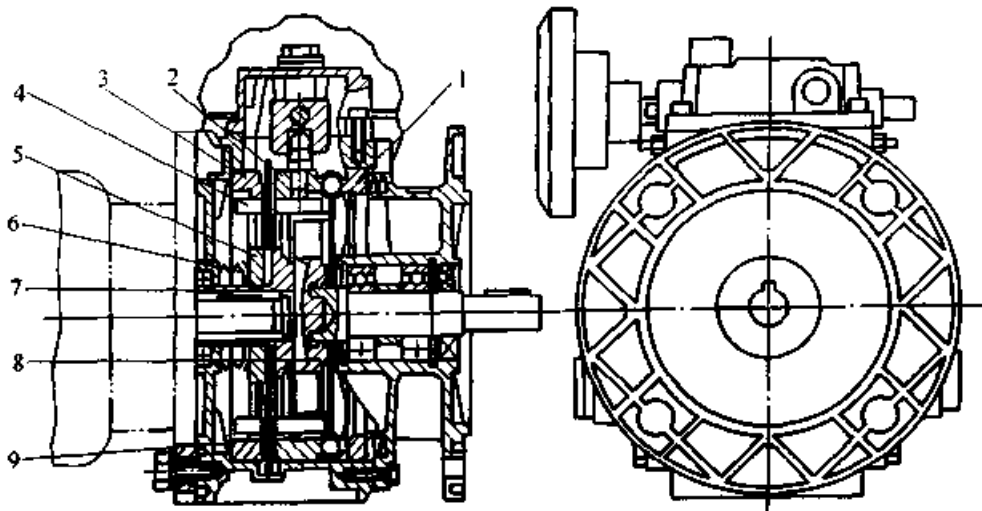


图 38.3-1 JWB-X 系列无级变速器基本结构图

1—固定凸轮 2—调速凸轮 3—底环 4—摩擦轮 5—压环 6—碟形弹簧
7—主动轮 8—支架 9—滑块

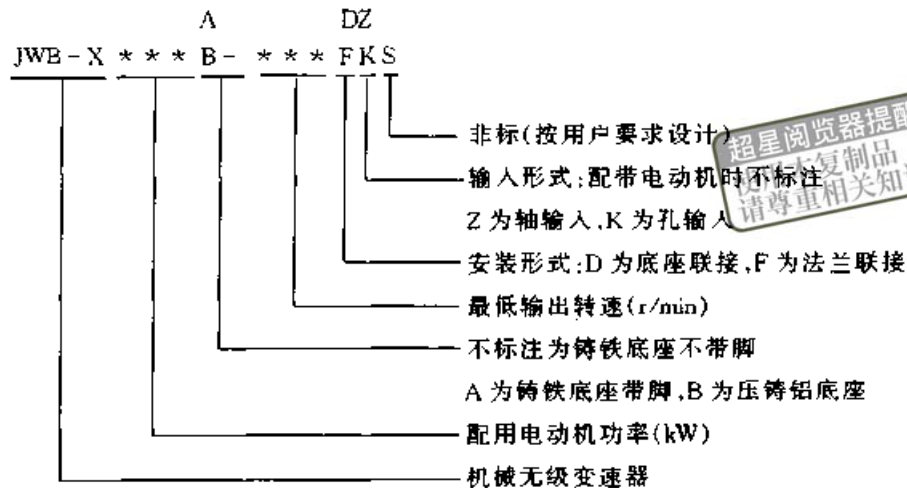
2.2 性能特点与适用工况

- 1) 同轴型传动,结构紧凑,体积小。
- 2) 降速型传动,基本型的变速比为1:5,可联接齿轮或其他减速装置实现增大减速范围。
- 3) 输入功率一般为0.18~7.5 kW,个别可达11~15 kW;具有恒功率与恒转矩两种特性。
- 4) 性能可靠,调速灵活,噪声小,维修方便。

这种无级变速器是目前产量最大,应用较广的一种先进变速器。它适宜于连续工作运转,且能在负载中按需要调节速度,最适应工艺参数多变或连续变化的要求,因而可作为一切行业生产自动线传送带的动力装置及各科研单位实验设备的无级变速机构,对陶瓷、饮料、食品、电子、制革、制药、化工、纺织等行业尤为适用。

2.3 型号标记

JWB-X系列无级变速器的型号标记如下:



标记实例:

1) JWb-X0.75-40D 表示: 无级变速器输入功率为 0.75 kW, 最低输出转速为 40 r/min, 最高输出转速为 $40 \text{ r/min} \times 5 = 200 \text{ r/min}$, D 为底座联接。

2) JWb-X0.75A-190DZ 表示: 无级变速器允许用户连接 4 极 0.75 kW 电动机, 此时的最低输出转速为 190 r/min, 最高输出转速为 $190 \text{ r/min} \times 5 = 950 \text{ r/min}$, A 表示铸铁底座带脚型, D 为底座连接, Z 表示轴输入 (出厂不带电动机)。

2.4 系列规格、技术参数和外形、安装尺寸

JWb-X 系列无级变速器有基本型、带一对齿轮减速、带两对齿轮减速和带三对齿轮减速四种机型, 其规格型号 (即机座号) 和技术参数见表 38.3-1。

基本型直出式底座联接型 (190D) 的外形及安装尺寸见表 38.3-2。

基本型直出式法兰联接型 (190F) 的外形及安装尺寸见表 38.3-3。

其他机型的外形和安装尺寸详见 [3]。

2.5 选型方法

(1) 明确具体工作要求

- 1) 负载转矩或负载功率;
- 2) 输出转速范围;
- 3) 工作状况系数;

4) 负载形式;

5) 负载的特性, 是恒转矩型或是恒功率型。

(2) 确定计算转矩

由表 38.3-4 选出合理的工作状况系数 K , 将它与负载转矩 T 相乘之积即为计算转矩 T_c 。

$$T_c = KT$$

如果已知要求中给出的是负载功率 P (kW), 则可通过下式先算出负载转矩 T (N·m):

$$T = \frac{9550P}{n}$$

式中 n —— 恒转矩下工作机的最高转速或恒功率下工作机的最低转速 (r/min)。

(3) 选定无级变速器型号

根据给出要求及计算转矩由表 38.3-1 中选定合理的型号。此时要注意: 1) 保证选定型号的许用转矩恒大于计算转矩; 2) 尽可能使工作机需要的转速落在变速器额定输出转速区段的中部。

(4) 合理选型示例

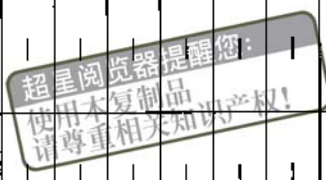
例 1 恒转矩型负载

1) 工作机负载条件 工作机为带式输送机; 转速范围 58~185 r/min; 负载转矩 19.8 N·m (恒转矩); 负载形式为连续运转、稳定载荷; 工作时间为每天 24 h; 动力线为 3 相、380 V、50 Hz; 安装形式为底座式。

2) 选型 根据表 38.3-4 选择工作状况系数 $K = 1.2$; 计算转矩 $T_c = 19.8 \times 1.2 \text{ N} \cdot \text{m} = 23.76 \text{ N} \cdot \text{m}$ (常数); 这样由表 38.3-1 查出符合要求的型号为 JWb-X0.75B-40D, 其许用输出转速范围为 40~1200 r/min, 许用转矩为 52~25 N·m。

表 38.3-1 JWB-X 系列型号的技术参数表

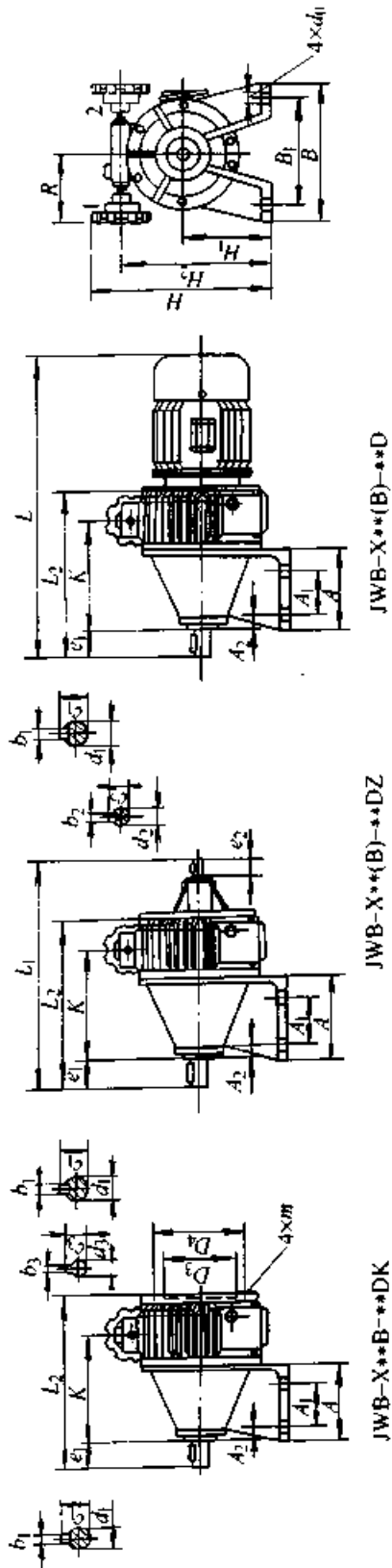
机座号		01		02		03		04		05			06														
电动机输入功率/kW		0.18		0.25		0.37		0.55		0.75		1.1		1.5		2.2		3		4		5.5		7.5			
电动机极数		4 极 (1 500 r/min)																									
变速器机型		许用输出转矩/N·m																									
输出转速 / (r/min)																											
基本机型	190~950	2.5~1.3	3.5~1.8	5.4~2.7	8~4	11~5.4	16~8	22~11	32~16	44~22	59~29	81~40	110~54														
	100~500	—	6.5~3.4	10~4.9	15~7.4	21~10	30~15	41~20	58~30	82~40	109~54	150~74	205~101														
	80~400	—	8~4	12.4~6.2	18.5~9	26~12.5	37~18.5	51~25	75~37	102~50.5	138~67	188~93	255~126														
	60~300	—	11~5.6	16.5~8.2	24.5~13	35~16.8	50~24.5	68~34	98~50	134~67.5	180~90	250~124	340~168														
	40~200	—	16~8.4	25~12	37~18.5	52~25	75~37	102~50.5	147~74	200~101	270~134	370~175	510~253														
带一对齿轮减速	30~150	—	—	—	—	—	—	—	198~100	267~132	356~176	490~242	668~330														
	28~140	—	—	—	52~26	73~35	105~52	143~71	—	—	—	—	—														
	25~125	—	25~13	39~20	—	—	—	—	—	—	—	—	—														
	20~100	—	—	—	—	—	—	—	294~145	401~198	535~264	735~363	1 000~495														
	18~90	—	—	—	81~40	114~55	—	—	—	—	—	—	—														
带二对齿轮减速	15~75	—	42~22	65~32	—	—	196~97	268~132	—	—	—	—	—														
	13~65	—	—	—	113~56	158~76	—	—	—	—	—	—	—														
	9~45	—	70~37	105~54	—	—	—	—	—	—	—	—	—														
	8~40	—	—	—	182~91	255~124	—	—	—	—	—	—	—														
	6.5~32.5	—	—	—	225~112	316~151	—	—	—	—	—	—	—														
带三对齿轮减速	4.7~23.5	—	—	204~102	292~146	426~207	613~303	837~413	—	—	—	—	—														
	2~10	—	—	—	426~343	—	—	—	—	—	—	—	—														



注: 基本机型(当输出转速从高到低时)的传动效率为 81%~65%, 滑差率为 2%~6%, 温升为 46~47℃。
 生产厂: 佛山星光机电有限公司。

(mm)

表 38.3-2 直出式底座联接型 (190D) 外形及安装尺寸



型号	机座号	安装尺寸							输出轴			输入轴 (Z)					输入孔 (K)							外形尺寸	净重 /kg					
		A1	A2	D3	D4	m	d0	B1	d1	b1	c1	e1	d2	b2	c2	e2	d3	b3	c3	H	H1	H2	L			L1	L2	A	B	K
JWB-X**190D	01	25	5	—	—	—	10	95	116	4	12.5	24	—	—	—	—	—	—	—	188	70	145	356	—	146	55	120	87	105	15
JWB-X**190D	02	55	7	—	—	—	10	150	146	5	16	40	146	5	16	30	—	—	210	80	168	410	293	200	90	190	121	105	22	
JWB-X**B190D	02	55	7	110	130	M8	10	150	146	5	16	40	146	5	16	30	14F7	5	16.3	210	80	168	414	297	204	90	190	121	118	
JWB-X**190D	03	66	7	—	—	—	12	165	246	8	27	50	196	6	21.5	40	—	—	255	105	212	490	356	246	125	212	147	110	38	
JWB-X**B190D	03	66	7	130	165	M10	12	165	246	8	27	50	196	6	21.5	40	19F7	6	21.8	268	105	212	493	359	249	125	212	147	120	
JWB-X**B190D	04	75	18	—	—	—	14.5	185	286	8	31	60	246	8	28	43	—	—	307	125	252	602	435	320	145	235	187	147	61	
JWB-X**B190D	05	85	15	—	—	—	18.5	240	386	10	41	80	286	8	32	60	—	—	368	150	313	747	618	465	148	310	297	160	134	
JWB-X**B190D	06	120	12	—	—	—	21	295	426	12	45	80	386	10	43	70	—	—	452	190	397	980	735	550	185	380	367	196	196	

例2 恒功率型负载

1) 工作机负载条件 工作机为微型专用车床; 转速范围为 72 ~ 285 r/min; 负载功率 0.055 kW (恒功率); 负载形式为连续运转、稳定载荷; 工作时间为每天 12 h; 动力线为 3 相、380 V、50 Hz; 安装形式为法兰型。

表 38.3-4 工作状况系数 K

负载形式	平均每日工作时间 /h		
	<8	8~16	>16
稳定载荷、连续运转、无正反转	1.0	1.1	1.2
中载荷、有冲击、间断操作、频繁启动、正反转	1.3	1.4	1.5
重载、强冲击、间断操作、频繁启动、正反转	1.7	1.9	2.0

2) 选型 根据表 38.3-4 选择工作状况系数 $K=1.1$; 计算转矩 T_C

$$T_C = \frac{9.550 \times 0.055}{72} \times 1.1 \text{ N}\cdot\text{m} = 8.024 \text{ N}\cdot\text{m}$$

(常数)

这样由表 38.3-1 查出符合要求的型号为 JWB-X0.37B-60F, 其许用输出转速范围为 60 ~ 300 r/min, 许用转矩范围为 16.5 ~ 8.2 N·m。

3 环锥行星无级变速器

环锥行星无级变速器 (JB/T 7010—1993) 有多种系列产品, 如 HZ 系列环锥差动行星无级变速器、XZW 系列行星锥轮无级变速器和 URX 系列环锥行星式无级变速器等。本节只介绍 HZ 系列环锥差动行星无级变速器产品, 其他系列产品详见 [3]。

3.1 基本结构和工作原理

HZ 系列环锥差动行星无级变速器的基本结构如图 38.3-2 所示。其工作原理见本篇第 2 章 2.3.2 节。

3.2 性能特点和适用范围

1) 变速范围广, 配 4 极电动机时, 输出转速为 0 ~ 850 r/min。

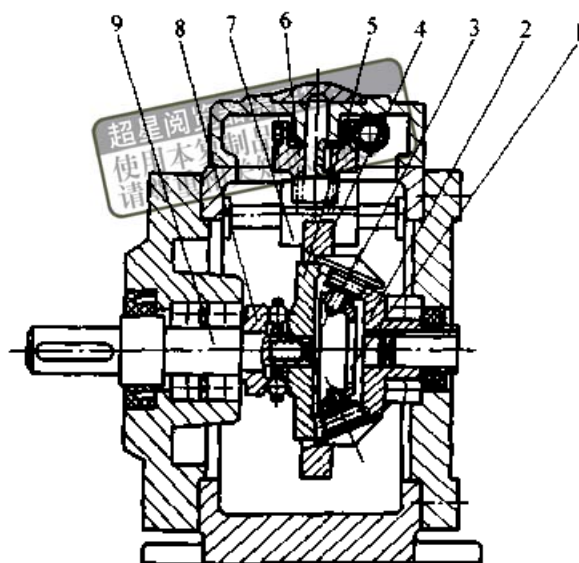


图 38.3-2 HZ 系列无级变速器基本结构

1—保持架 2—输入轮 3—行星锥轮
4—调速环 5—输出轮 6—调速齿轮组
7—调速拨叉 8—加压凸轮 9—输出轴

2) 具有恒功率特性, 传动平稳, 噪声低, 过载保护性强, 在满负载下可以从“0” r/min 开始稳步启动。

3) 可不停机进行调速, 而且调速方式可以用手轮操纵, 软轴操纵 (3 m 内) 及伺服电动机自动操纵。

4) 组合性好, 输出轴可匹配蜗轮、摆线针轮及一齿差等减速器, 可以得到低速 (0 ~ 100 r/min) 大转矩传动的无级变速装置。

5) 可取代电磁调速电动机, 在相同的输出转矩下, 输入电动机功率可减少 40%, 价格可降低 30%。

这种无级变速器是目前性能较为优良的变速器, 适用于食品、印染、塑料、皮革、印刷、化工、轻工等行业以及各种自动生产流水线。

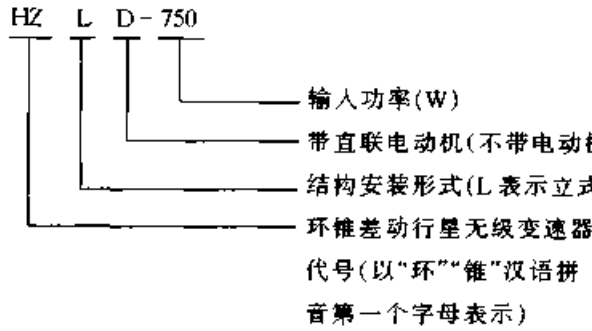
3.3 型号标记和技术参数

HZ 系列环锥差动行星无级变速器有基本型、基本型与摆线减速器组合、基本型带减速装置三种系列产品。本节只介绍基本型系列产品。基本型的型号标记如下:

HZ 系列变速器型号和技术参数见表 38.3-5。

3.4 外形及安装尺寸

1) HZ 系列的外形和安装尺寸见表 38.3-6。



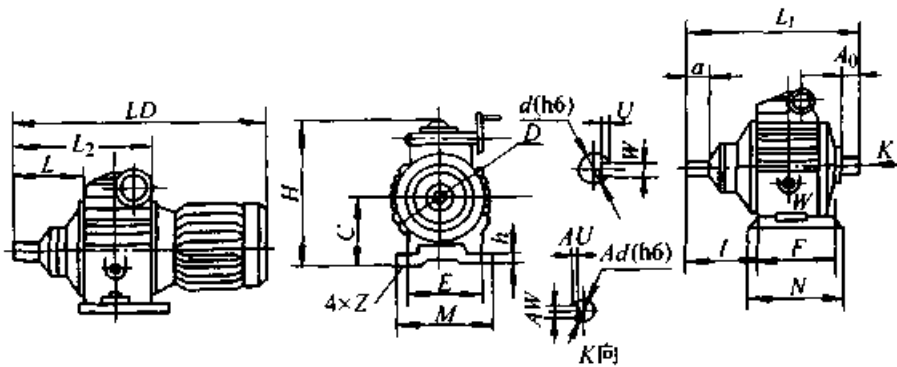
超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 38.3-5 HZ 系列型号及技术参数

型号	配用电动机		输出转速 /(r/min)	输出额定转矩 /N·m		型号	配用电动机		输出转速 /(r/min)	输出额定转矩 /N·m	
	功率 /kW	输入转速 /(r/min)		max	min		功率 /kW	输入转速 /(r/min)		max	min
HZ90	0.09	1 500	0~850	3.0	0.8	HZ2200	2.2	1 500	0~850	68	20
HZ250	0.25			7.7	2.2	HZ3000	3.0			94	25
HZ370	0.37			11.5	3.3	HZ4000	4.0			125	34
HZ400	0.40			13	3.7	HZ5500	5.5			170	46
HZ550	0.55			17	5.0	HZ7500	7.5			233	63
HZ750	0.75			23	6.8	HZ11K	11			341	93
HZ1100	1.1			33	10	HZ15K	15			465	126
HZ1500	1.5			46.5	14						

- 注：1. 表中 HZ11K 及 HZ15K 为待开发产品。
 2. 经机械工业部 1997 年机械无级变速器产品质量全国统检，样机抽查结果：传动效率为 89.69%，滑差率为 2.8。
 3. 生产厂：平阳世一变速机械实业有限公司（浙江省平阳县）等。

表 38.3-6 HZ 系列（卧式）外形及安装尺寸 (mm)



型号	长				宽	高	底脚尺寸							输出轴尺寸				输入轴尺寸				重量 /kg	
	L	L ₁	L ₂	LD			D	H	C	I	h	E	F	M	N	Z	d	W	U	a	Ad		AW
HZ90	75	144	139		104	146	65	65	9	70	90	90	110	9	12	4	2.5		10	3	1.8	20	5.6
HZ250	68	250	162	400	150	202	94	48	12	90	140	120	180	11	16	5	3	25	14	5	3	25	11
HZ370	68	250	162	400																			13
HZ400	68	297	171	410																			16
																							16

超星浏览器提醒您：
使用本产品时，
请仔细阅读说明书，
以免发生危险。

续表 38.3-6

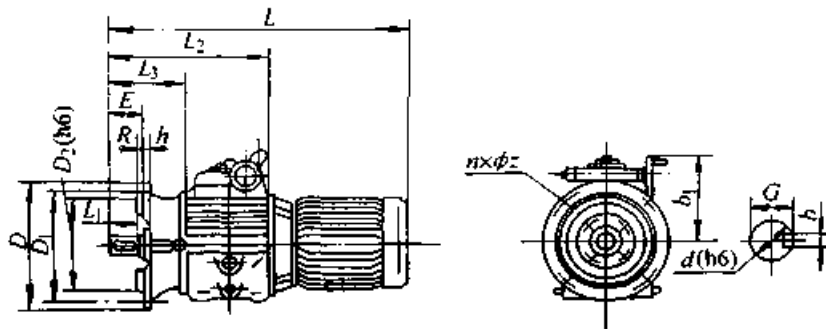
型号	长				宽	高	底脚尺寸							输出轴尺寸				输入轴尺寸				重量 /kg	
	L	L ₁	L ₂	LD			D	H	C	I	h	E	F	M	N	Z	d	W	U	a	Ad		AW
HZ550	126	386	258	520	210	280	120	118	12	140	170	170	200	13	24	8	4	50	20	8	4	38	25
HZ750																							30
HZ1500	142	445	292	610	254	359	154	120	16	160	230	200	270		32	10		55				48	
HZ2200	157	500	333	680	300	385	175	138	18	210	260	260	310	15	42	12	5	70	24	8	4	50	79
HZ3000																							103
HZ4000	190	557	390	810	325	432	196	160	20	230	270	280	330					28				150	
HZ5500	217	741	557	1010	410	515	235	200	24	290	375	350	425	20	55	16	6	100	40	12	5	80	200
HZ7500	245	884	585	1120	440	550	250	225	24	300	425	365	490						48	14	5.5		

注：表中重量指不带电动机时的机重。

2) HZLD 系列的外形和安装尺寸见表 38.3-7。

表 38.3-7 HZLD 系列立式带电机外形及安装尺寸

(mm)



机型	输出轴伸尺寸				安装尺寸							外形尺寸				
	d	b	G	L ₁	D ₁	D ₂	E	h	R	n × φz	D	b ₁	L	L ₂	L ₃	
HZLD-90	12	4	13.8	25	115	92	25	10	3	4 × 9	140	85	330	139	75	
HZLD-250	16	5	18	25	165	130	25	12	3.5	4 × 12	200	108	400	162	68	
HZLD-370																
HZLD-400	16	5	18	30	165	130	30	12	3.5	4 × 12	200	127	410	171	68	
HZLD-550	24	8	27	50	215	180	50	14	4	4 × 15	250	160	520	258	126	
HZLD-750																
HZLD-1500	32	10	35	55	265	230	55	16	4	4 × 15	300	205	610	292	142	
HZLD-2200	42	12	45	70	300	250	70	20	4	4 × 19	350	210	680	333	157	
HZLD-3000																
HZLD-4000	42	12	45	70	300	250	70	20	4	4 × 19	350	236	810	390	190	
HZLD-5500	55	16	59	100	350	300	100	25	8	4 × 19	400	280	1010	557	217	
HZLD-7500	55	16	59	100	350	300	100	25	8	4 × 19	400	300	1120	585	245	

3.5 选型方法

HZ 型无级变速器的传动是随着输出转速的变化而变化的。当输入转速为 1 500 r/min 时,在输出转速 0~850 r/min 的全程中,效率最佳区段是 350~700 r/min,低于 100 r/min 时,效率最低。所以在选型时,首先要根据工作输出转速要求来确定类型,其次再根据负载转矩确定规格。

(1) 基本型的选用

本机型适用于连续运行,转速在 150 r/min 以上的调速装置。其选型方法按下列公式计算

$$P_c = KP_1$$

式中 P_1 ——工作负载功率 (W);

K ——工况系数 (查表 38.3-8);

P_c ——计算输入功率 (W)。

或
$$T_c = KT_2$$

式中 T_2 ——工作负载转矩 (N·m);

K ——工况系数 (查表 38.3-8);

T_c ——计算转矩 (N·m)。

如已知负载功率 P_1 ,算出 P_c 后,就可在表 38.3-5 中找到相应规格的变速器;如已知负载转矩 T_2 ,计算出 T_c 后,还必须考虑其对应的转速在本机型输出转矩特性曲线上选择较适合的规格,参看图 38.3-3。若负载是恒转矩,则在表 38.3-5 中最小 (min) 转矩一栏中找出对应的机型规格。

表 38.3-8 工作情况系数 K

工作特性	变速器每天连续工作时间/h	
	8	24
负载平稳	1.05	1.25
中等振动	1.25	1.5
强烈振动	1.5	1.75

例:一传动装置,每天 8 h 生产,工作转速范围为 200~600 r/min,工作负载恒定为 5 N·m,有中等振动,现需选用一带电动机的环锥无级变速器。

根据公式, $T_c = KT_2 = 1.25 \times 5 \text{ N}\cdot\text{m} = 6.25 \text{ N}\cdot\text{m}$,查表 38.3-5,选用 HZD750 型。最小转矩 $6.8 \text{ N}\cdot\text{m} > 6.25 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

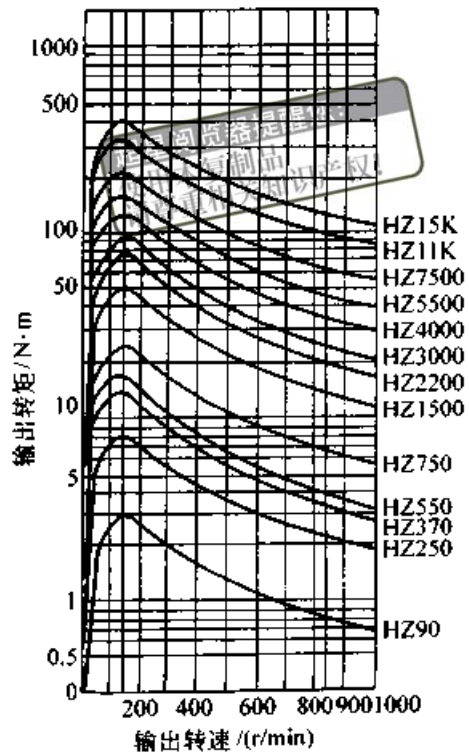


图 38.3-3 HZ 系列变速器输出特性曲线

4 多盘式无级变速器

多盘式无级变速器 (JB/T 7668—1995) 属于通用型机械无级变速传动装置。由于其独特的结构和性能,被广泛应用于各种需要无级变速的机械传动上,如石油、化工机械;轻工、食品机械;纺织机械和冶金矿山机械等。

多盘式无级变速器有基本型和大变速范围型 (又称两级无级变速器) 两种,其派生型也有多种,输出轴端与齿轮减速装置相联的称为 PZ 型;出轴端与齿轮变速装置相联的称为 PH 型,为了获得更大的传动比还可与摆线针轮减速器相联而构成无级变速摆线针轮减速器。变速器依据传动功率的不同加压方式也不同,小功率的一般为弹簧加压式,大功率的为凸轮加压式。

4.1 基本结构和传动原理

图 38.3-4 为弹簧加压式变速器传动原理图 (此图与前述图 38.2-5 基本相同)。变速器主要由锥形盘组 3, T 形盘组 4, 加压装置 2 和调速机构 5 等组成。图中 1 为输入轴, 6 为摆动花键轴, 9 为输出轴。一组 (m 片) 锥形盘 3 与 n 组 (通常 $n=3$) T 形盘 4 (每组 $m-1$ 片) 交错排列并分

别套装在花键轴 1 和 6 上,由加压弹簧 2 使他们相互压紧。摆动花键轴 6 端部装有摆动齿轮 7,

分别与 3 个定轴齿轮 12 啮合,通过定轴齿轮 12 与中心齿轮 10 啮合,把运动传递给输出轴 9。

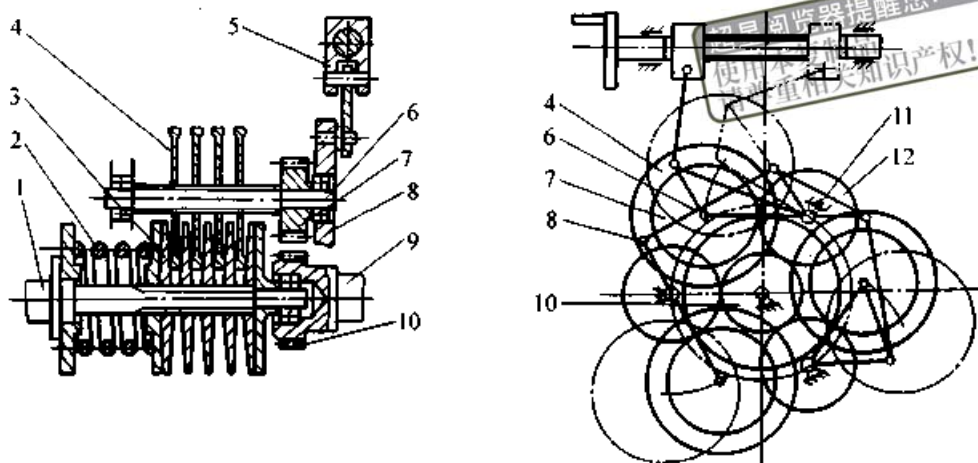


图 38.3-4 多盘式无级变速器传动原理图

1—输入轴 2—加压装置 3—锥形盘组 4—T形盘组 5—调速机构
6—摆动花键轴 7—摆动齿轮 8—调速连杆机构 9—输出轴 10—中心齿轮 11—定轴 12—定轴齿轮

调速时,旋转调速机构 5 的手轮,通过调速连杆机构 8 使带有 T 形盘组的摆动轴 6 绕定轴 11 转动(这时定轴齿轮 12 和摆动齿轮 7 仍然啮合),使输入轴 1 和摆动轴 6 之间的中心距改变,从而改变 T 形盘组 4 和锥形盘组 3 的接触半径,实现无级变速。

变速器的变速比和传动比计算见 [4]。

凸轮加压式变速器传动原理与弹簧加压式相似,只是在传递动力时凸轮可自动加压。摩擦盘间的压紧力一部分来自弹簧,一部分来自端面凸轮,由凸轮产生的压紧力是随输出转矩的增减而呈正比自动增减,工作载荷增大时,来自凸轮的压力增大,反之,凸轮压力减小。这种变速器由于自动加压,所以承受过载及冲击的能力较大,滑动率较小。

4.2 特点、工作特性和选用

(1) 多盘式无级变速器特点

1) 承载能力大。由于摩擦盘数量多,使接触点增多,这样,在同样的压紧力下,可传递较大的功率或转矩。

2) 寿命长。由于接触处是斜度很小的圆锥面,其接触区的综合曲率很小,表面接触应力小,而且接触表面间在传动时通过一层强韧油膜

的粘滞力来传递动力,因而承载能力和寿命较高。

3) 结构紧凑,且具有同轴性,使用方便。作用在摩擦盘间的压紧力在轴向相互抵消,轴承受力较小。

4) 转动部分惯性矩小,无不平衡的零件,因而振动小,且速度稳定,运转平稳。

(2) 工作特性和选用

如果变速器的输出转矩在全变速范围内变化较小者,称之为具有恒转矩输出特性,它适用于负载转矩变化较小的场合。如果变速器的输出转矩在全变速范围内与输出转速近似于反比关系者,称之为具有恒功率输出特性。

两级变速器实际上是两台一级变速器的串联形式,这样可增大变速范围,其输出特性介于恒功率和恒转矩之间。

目前,国内生产的变速器输入功率为 0.15~30 kW,在国外(日本)这种变速器最大输入功率可达 150 kW。考虑到振动、噪声及寿命等因素,对变速器的输入转速做了规定,7.5 kW 以下的变速器输入转速为 1 500 r/min; 11~30 kW 的变速器输入转速为 1 000 r/min; 37 kW 以上者为 750 r/min。变速器的输入转速不应高于规定的要求,当输入转速低于规定的转速时,其允

许的输入功率为规定的输入功率与实际输入转速和规定输入转速之比的乘积,即按输入转矩不变的原则予以换算:

$$\text{允许输入功率} = \frac{\text{规定的输入功率} \times \text{实际输入转速}}{\text{规定的输入转速}}$$

为了提高变速器的使用寿命,变速器一般应在低速状态下停车,以保证启动时能承受更大的载荷,若工作机的冲击载荷较大且启动频繁时,应在变速器与工作机之间安装缓冲或过载保护装置。

4.3 型号标记和技术参数

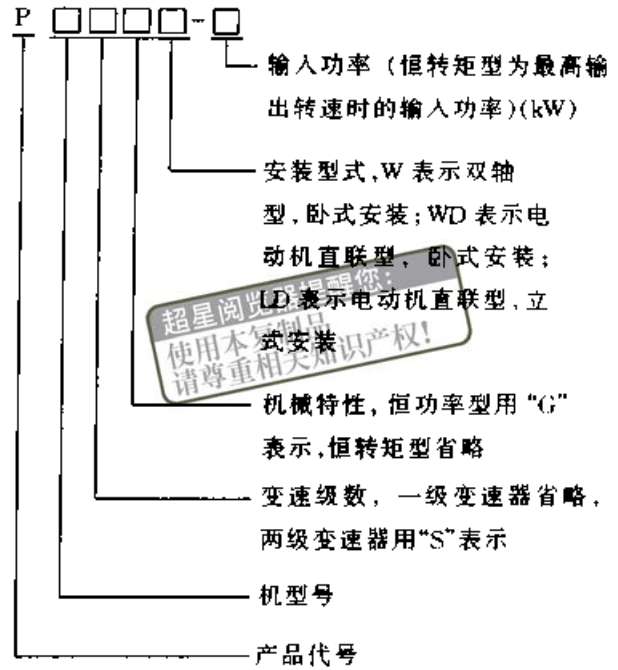
(1) 型号标记

标记示例

1) 2号机型一级变速器,电动机直联、恒功率型,输入功率 2.2 kW,立式安装。

标记为: P2GLD-2.2

2) 1号机型两级变速器,电动机直联、恒转矩型,输入功率 1.5 kW,卧式安装。



标记为: P1SWD-1.5

(2) 技术参数

基本型变速器的技术参数见表 38.3-9。

表 38.3-9 基本型变速器的性能参数

机型号	输入功率/kW		输入转速 / (r/min)	传动比区间	变速比	输出转速 / (r/min)	输出转矩 /N·m
	低速	高速					
0	0.2		1 500	0.2~0.8	1:4	300~1 200	1.3~4.8
	0.4						2.6~8.5
	0.125	0.2					1.3~2.8
	0.25	0.4					2.6~5.2
1	0.4		1 500	0.23~0.76	1:3.3	345~1 140	2.6~8.5
	0.75						5.1~16.2
	0.4	0.75					5.1~8.2
	0.75	1.5					10.6~15.6
2	1.5		1 500	0.2~0.8	1:4	300~1 200	9.8~37.2
	2.2						14.5~54.8
	1.5	2.2					14.5~35.7
	2.2	4					24.9~52.5
3	4		1 500	0.2~0.8	1:4	300~1 200	24.9~91.8
	4	5.5					37.1~89.2
4	5.5		1 500	0.2~0.8	1:4	300~1 200	37.1~140
	7.5						49.5~186
	5.5	7.5					49.5~131
	7.5	11					74.4~170

续表 38.3-9

机型号	输入功率/kW		输入转速 / (r/min)	传动比区间	变速比	输出转速 / (r/min)	输出转矩 / N·m
	低速	高速					
5	11		1 000	0.28~1.12	1:4	280~1 120	74.4~290
	11	15					110~282
6	15		1 000	0.27~1.08	1:4	270~1 080	110~414
	22						161~610
	15	22					161~397
	22	30					225~585

注：高、低速时输入功率不变者为恒功率型。

生产厂：大连橡胶塑料机械厂工业公司等。

双级型、PZ型和PH型变速器的技术参数和尺寸可查阅 [3]。

寸见表 38.3-10 和表 38.3-11。

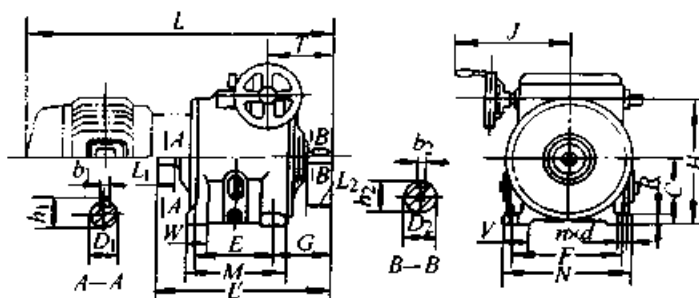
2) 基本型立式系列型号的外形及安装尺寸见表 38.3-12。

4.4 外形和安装尺寸

1) 基本型卧式双轴型变速器外形及安装尺

表 38.3-10 基本型卧式双轴型变速器外形及安装尺寸

(mm)



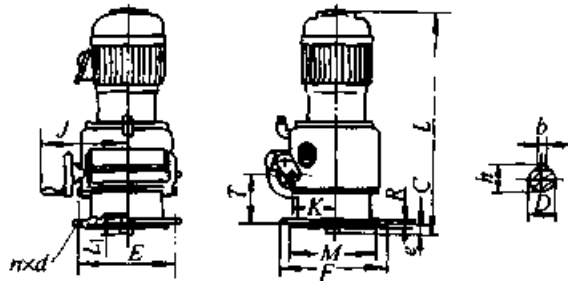
机型号	安装尺寸							轴伸联接尺寸							外形尺寸								
	F	E	G	V	W	n	d	输出轴				输入轴			C	H	M	N	R	J	T	U	
								D ₂	b ₂	h ₂	L ₂	D ₁	b ₁	h ₁									L ₁
0	165	85	86	40	35	4	11	19	6	21.5	40	16	5	18.0	30	100	240	113	190	18	150	96	242
1	190	105	119	50	—	4	12	20	6	22.5	35	20	6	22.5	40	130	275	135	220	22	168	110	305
2	260	180	135	60	55	4	14	28	8	31.0	60	25	8	28.0	50	160	352	230	300	25	235	153	397
3	310	150	160	80	55	4	14	40	12	43.0	70	28	8	31.0	50	180	406	200	350	25	296	185	460
4	400	260	180	90	70	4	22	45	14	48.5	90	35	10	38.0	55	240	512	310	450	35	296	208	580
5	500	180	199	95	50	4	22	50	14	53.5	100	48	14	51.5	90	270	608	230	550	40	285	209	633
6	630	280	217	150	100	4	22	55	16	59.0	120	48	14	51.5	110	330	726	330	680	50	340	232	795

表 38.3-11 基本型卧式电动机直联型变速器安装及外形尺寸 (mm)

机 型 号	输入 功率 /kW	安装尺寸							轴伸联接尺寸				外形尺寸							
		F	E	G	V	W	n	d	D ₂	b ₂	h ₂	L ₂	C	H	M	N	R	J	T	L
0	0.2	165	85	86	40	35	4	11	19	6	21.5	40	100	240	113	190	18	150	96	409
	0.4																			434
1	0.4	190	105	119	50	—	4	12	20	6	22.5	35	130	275	135	220	22	168	110	547
	0.75																			557
	1.5																			607
2	1.5	260	180	135	60	55	4	14	28	8	31	60	160	352	230	300	25	235	153	714
	2.2																			759
	4																			779
3	4	310	150	160	80	55	4	14	40	12	43	70	180	406	200	350	25	296	185	862
	5.5																			937
4	5.5	400	260	180	90	70	4	22	45	14	48.5	90	240	512	310	450	35	296	208	1 055
	7.5																			1 095

注：卧式电动机直联型变速器外形尺寸图见表 38.3-10 图。

表 38.3-12 基本型立式电动机直联型变速器安装及外形尺寸 (mm)



机 型 号	输入 功率 /kW	E	M	n	d	e	C	D	b	h	L ₁	F	T	J	K	R	L
0	0.2	200	170	6	11	5	5	19	6	21.5	35	225	91	150	98	12	410
	0.4																435
1	0.4	260	225	6	14	5	48	20	6	22.5	40	290	92	150	108	14	577
	0.75																587
	1.5																637
2	1.5	315	280	6	14	5	34	28	8	31.0	62	350	173	250	140	15	765
	2.2																810
	4																830

续表 38.3-12

机 型 号	输入 功率 /kW	E	M	n	d	e	C	D	b	h	L	F	T	J	K	R	L
3	4	410	370	6	18	6	43	40	12	43.0	70	450	169	300	170	21	867
	5.5																922
4	5.5	440	400	6	22	5	65	45	14	48.5	90	485	227	300	212	22	1 100
	7.5																1 140
	11																1 225
5	11	510	460	8	18	8	70	50	14	53.5	100	550	228	300	265	25	1 293
	15																1 358
6	15	590	520	8	22	10	85	55	16	59.0	120	650	257	340	325	30	1 509
	22																1 574
	30																1 644

5 齿链式无级变速器^[3]

5.1 特点和用途

齿链式无级变速器 (JB/T 6952—1993), 是开发较早, 应用较多的一种通用变速器。在国外, 主要生产国有德、日、英、美等。

齿链式无级变速器 (后文简称链式变速器) 是钢质挠性变速机构, 其传动比和抗磨损能力大大超过带传动, 结构紧凑、寿命长。

链变速器与刚性摩擦式变速器相比, 有以下特点: 链在链轮的包弧上不滚滑, 不易伤害链轮表面; 由于链的挠性, 可无损地越过轮面上某些微细疵病; 位于包弧区的各个链节, 按一定规律传递动力, 不需要特种措施来确保传递动力的接触点位置的恒定; 对超载峰值也没有刚性摩擦式那样敏感, 不致在接触面上造成局部点蚀, 使之在后续的滚动中形成裂缝或胶合, 最后导致运行轨道和零件破坏。因此被广泛用于工艺参数多变, 转速连续变化或协调多台机器运转速度的装置。可提供最佳转速。广泛应用于纺织、机电、冶金、化纤、食品、造纸、橡胶、塑料、化工等工业。目前在国内外已生产有适合各种需要、具有不同结构型式的多种链式变速器系列产品。本节只介绍 P 型齿链式无级变速器 (基本型) 系列产品, 该产品具有工作可靠, 调速正确, 极少打

滑, 工作转速稳定, 效率较高, 对周围环境无特殊要求, 维修简单, 机件寿命长等优点。

有关齿链式无级变速器更详细的资料可参阅 [3~5]。

5.2 变速原理

齿链式无级变速机构是依靠滑片链和链轮之间的啮合力和摩擦力传递动力的 (见图 38.3-5)。它是由一对弧锥形主动链轮和一对同样的从动链轮所组成, 在主动链轮与从动链轮之间借助于滑片链拖动, 链与链轮能在任何半径处相啮合, 同时链条也在一对轮之间楔紧, 因此传动的特征是既靠摩擦又靠啮合, 故能得到稳定的速比。

速度的变化是依靠链条在链轮表面上处在不同的半径处来得到的 (见图 38.3-6) 借助于调速杠杆, 使一对主动链轮分离时, 从动链轮则互相靠近, 这时链条在主动轮上的工作半径减小而在从动轮上的工作半径增大, 输出轴转速则平稳地降低; 反之, 输出轴转速可以平稳地增加, 故输出轴的转速决定于输入轴和输出轴上链条与链轮啮合直径之比。

例如, 当输入轴转速 n_1 保持 720 r/min 时, 输出轴转速为 295~1 770 r/min, 这时变速比

$$R_0 = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{1\ 770}{295} = 6 \quad (\text{即变速比为 } 6:1)$$

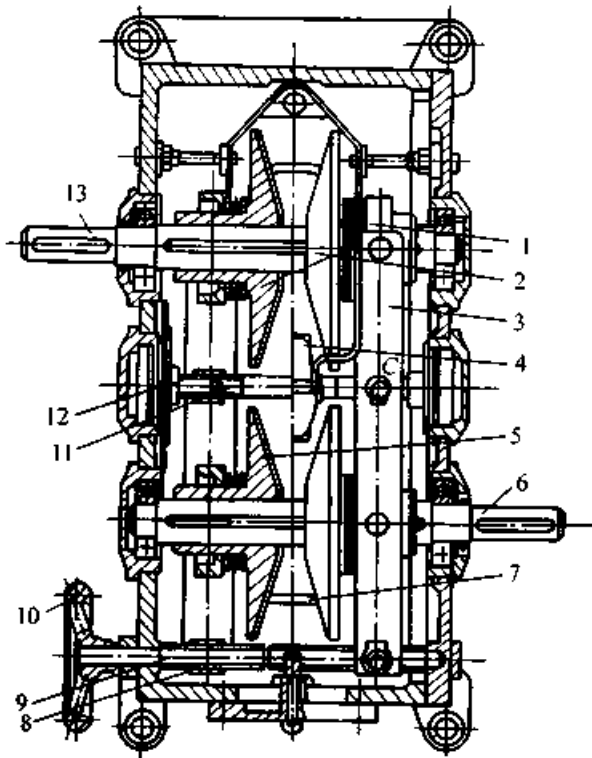


图 38.3-5 P 型无级变速器结构

- 1—加压框架 2、5—主、从动链轮 3—调速杠杆
- 4—压靴 6、13—输入、输出轴 7—滑片链
- 8、9—调速螺母及丝杠 10—调速手轮
- 11、12—张链丝杠及螺母

$$\text{升速比 } i_{\max} = \frac{n_{2\max}}{n_1} = \frac{1770}{720} = 2.45 = \sqrt{6} = \sqrt{R_b}$$

$$\text{降速比 } i_{\min} = \frac{n_{2\min}}{n_1} = \frac{295}{720} = \frac{1}{2.45} = \frac{1}{\sqrt{6}} = \frac{1}{\sqrt{R_b}}$$

为使结构紧凑，设计成对称调速，即输入轴传至输出轴时，升速和降速的极限速比相同。

齿链式无级变速器是通过齿链来传递功率和转矩的，但齿链的许用张力是一个定值。因此，输出轴的输出功率和转矩就要随转速的不同而变化。在作恒功率或恒转矩使用时，应注意使用值不应大于表中的输出功率和输出转矩。

5.3 型号标记

1) P 型齿链式无级变速器按传递功率大小，由小到大分为 P0、P1、P2、P3、P4、P5、P6 及各派生型。

2) 各型无级变速器按手轮所在方位（以操作者面对示速盘为准）分为右手车和左手车，为此分别在型号后加注“R”和“L”字母。

“R”为右手车，当操作者面对手轮时，手轮作顺时针旋转时，变速器升速；反之减速。

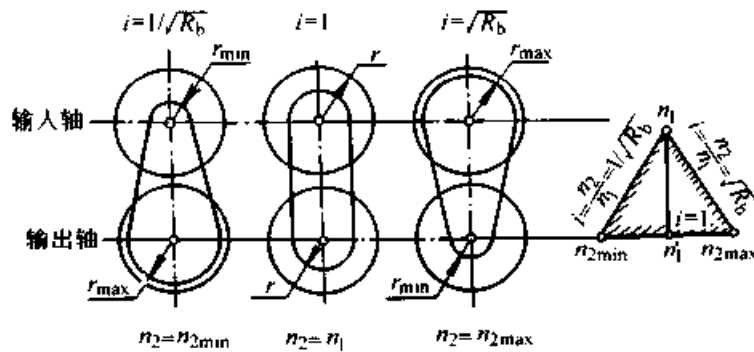


图 38.3-6 链无级变速传动的几种特殊变速传动比和链条位置

“L”为左手车，当操作者面对手轮时，手轮沿顺时针旋转时，变速器升速；反之减速。

3) 各型无级变速器按箱体结构分为卧式和立式两种。

4) 各型无级变速器按变速比 R_b 可分为 3、4.5、6 三种。

5) 派生型分为以下三种：

①第一派生型：在基本型输入端附加减速装置；

输入端直接用法兰电动机驱动。代号为“FP”；

输入端用联轴器或带轮驱动，代号为“NP”；

输入端加装差动轮系用联轴器或带轮驱动，代号为“XP”。

②第二派生型：在基本型输出端附加减速装置。

加装一级减速装置，代号为“PB”；

加装二级减速装置，代号为“PC”；

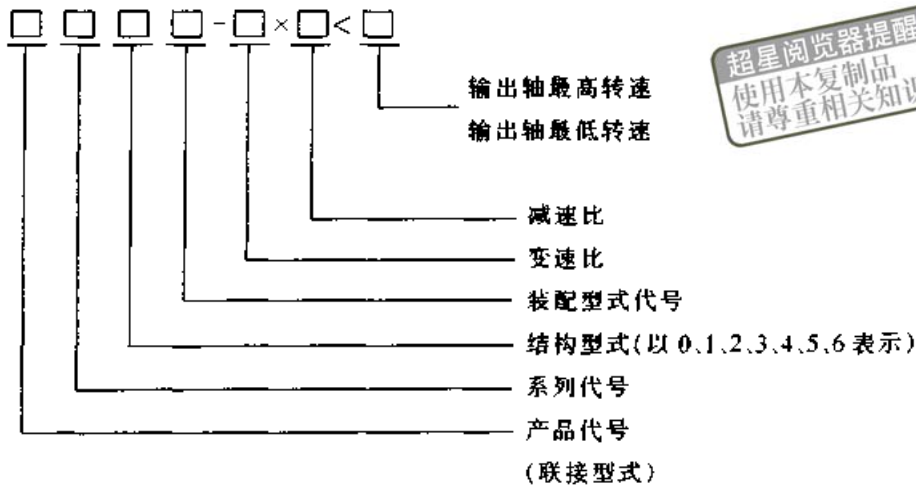
加装三级减速装置，代号为“PD”；

加装多于三级减速装置，代号为“PBC”；

加装差动行星轮系，代号为“PX”。

③第三派生型：由第一派生型和第二派生型组合而成。代号为“FPB, FPC, FPD, NPB, NPC, NPD”。

6) 标记



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

标记示例：

$$PC\ 3R\ (卧\ 1) - 4.5:1 \times \frac{1}{10.2} < \frac{148}{33}$$

齿链式无级变速器，第二派生型，配用电动机4 kW，右手车。卧式，第一种装配形式，变速比4.5:1，减速比1/10.2。输出轴最高转速148 r/min，输出轴最低转速33 r/min。

5.4 技术参数和外形、安装尺寸

P型齿链式无级变速器基本型的技术参数见表 38.3-13；其外形和安装尺寸见表 38.3-14。

表 38.3-13 P型无级变速器基本型的技术参数

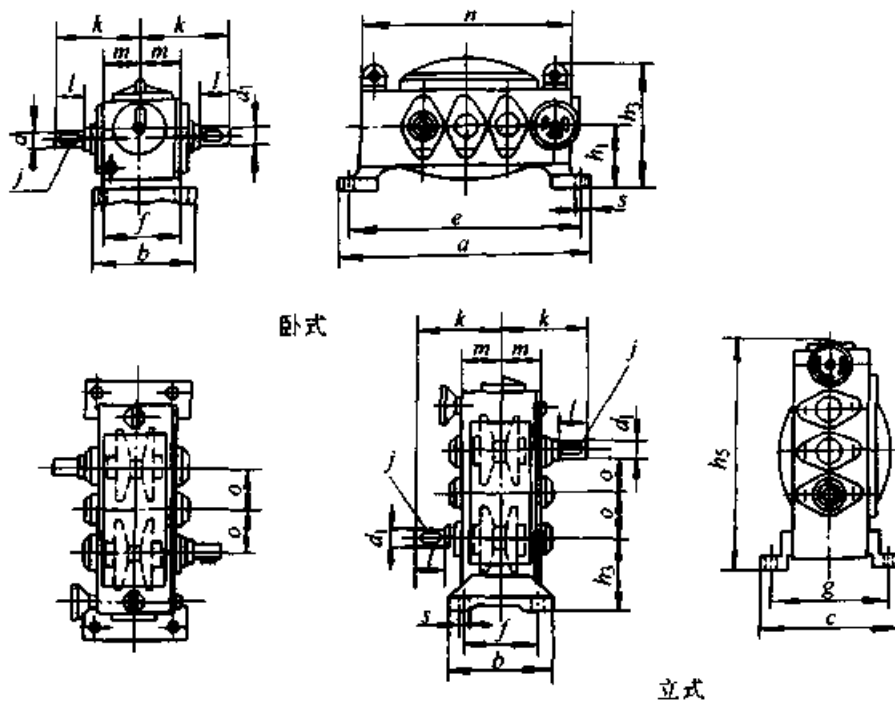
型号	变速比 R_b	输入轴 转速 n_1 (r/min)	输出轴转速 (r/min)		输出功率 /kW		输出转矩 /N·m		滑片链型号及节数
			n_{2max}	n_{2min}	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时	
P0	3:1	720	1 245	415	0.559	0.426	4.28	9.8	P0-0100 26 节
	4.5:1		1 530	340	0.559	0.349	3.48	9.8	P0-0100 25 节
	6:1		1 770	295	0.559	0.301	2.94	9.8	P0-0100 25 节
	3:1	830	1 437	479	0.647	0.456	4.28	9.8	P0-0100 26 节
	4.5:1		1 706	391	0.647	0.401	3.48	9.8	P0-0100 25 节
	6:1		2 028	338	0.647	0.346	2.94	9.8	P0-0100 25 节
	3:1	950	1 644	548	0.735	0.559	4.28	9.8	P0-0100 26 节
	4.5:1		2 016	448	0.735	0.456	3.48	9.8	P0-0100 25 节
P1	3:1	720	1 245	415	1.12	0.82	8.3	18.6	P1-0100 26 节
	4.5:1		1 530	340	1.12	0.67	6.9	18.6	P1-0100 25 节
	6:1		1 770	295	1.12	0.59	5.9	18.6	P1-0100 25 节
P2	3:1	720	1 245	415	2.24	1.64	16.7	37.3	P3-0100 27 节
	4.5:1		1 530	340	2.24	1.34	13.7	37.3	P3-0100 26 节
	6:1		1 770	295	2.24	1.12	11.8	37.3	P1-0100 29 节

型号	变速比 R_b	输入轴转速 n_1 / (r/min)	输出轴转速 / (r/min)		输出功率 / kW		输出转矩 / N·m		滑片链型号及节数
			n_{2max}	n_{2min}	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时	
P3	3:1	720	1 245	415	3.73	2.6	28.5	58.8	P3-0100 35 节
	4.5:1		1 530	340	3.73	2.06	22.6	58.8	P3-0100 34 节
	6:1		1 770	295	3.73	1.86	19.6	58.8	P3-0100 33 节
P4	3:1	720	1 245	415	5.9	4.1	44.1	93.2	P4-0100 34 节
	4.5:1		1 530	340	5.9	3.35	36.3	93.2	P4-0100 33 节
	6:1		1 770	295	5.9	2.97	31.4	93.2	P4-0100 33 节
P5	3:1	720	1 245	415	11.2	7.8	83.4	176.5	P5-0100 41 节
	4.5:1		1 530	340	11.2	6.3	68.9	176.5	P5-0100 40 节
	6:1		1 770	295	10.4	5.6	54.9	176.5	P5-0100 39 节
P6	2.8:1	625	1 045	375	19.4	11.5	176.5	294.2	P6-0100 40 节
	4:1	625	1 250	312	18.6	9.7	137.3	294.2	P6-0100 39 节
	5.6:1	550	1 300	232	16.4	7.46	117.7	294.2	P6-0100 38 节

生产厂：上海中纺机无级变速器公司等。

表 38.3-14 P 型无级变速器基本型的外形尺寸

(mm)



型号	a	b	c	d_1	e	f	g	h_1	h_2	h_3	h_5	j	2k	l	m	n	o	s	重量 / kg
P0	360	116	242	16	325	85	212	90	90	173	315	键 5×25	222	31.5	67.5	296	60	11	
P1	450	185	285	24	410	150	250	132	132	239	421	键 6×50	320	60	85	383	80	14	45
P2	540	285	345	28	495	200	300	150	150	276	505	键 8×50	360	60	110	460	95	18	75
P3	660	300	390	32	615	265	350	170	170	328	614	键 10×70	466	80	134	580	124	18	130

续表 38.3-14

型号	a	b	c	d ₁	e	f	g	h ₁	h ₂	h ₃	h ₅	j	2k	l	m	n	o	s	重量/kg
P4	810	345	470	38	755	295	410	200	215	337	753	键 12×70	514	80	155	712	152	23	210
P5	930	425	590	45	870	360	530	250	250	482	875	键 14×100	652	110	190	830	180	28	385
P6	1 150	510	750	60	1 060	410	660	300	300	588	1 045	键 18×125	800	140	230	1 000	215	36	725

6 连杆式脉动无级变速器

连杆脉动无级变速器主要有三相并列连杆脉动无级变速器 (JB/T 6951—1993) 以及四相并列连杆脉动无级变速器 (JB/T 7515—1994) 二种类型。德国生产三相并列连杆脉动变速器 (GUSA 型脉动变速器), 美国生产四相并列连杆脉动变速器 (Zero-Max 型脉动变速器); 这两种类型的产品国内都有生产。本节仅介绍 U34 系列三相并列连杆脉动式无级变速器, 更详细的资料可参阅 [3~5]。

6.1 基本结构和工作原理

U34 系列变速器的基本型结构如图 38.3-7 所示。其传动原理见本篇第 2 章 2.6.1 节。

6.2 性能特点、适用范围和型号标记

U34 型三相并列脉动式无级变速器是降速型变减速器, 它能在“零”到一定范围内进行无级调速, 具有结构紧凑、体积小、转动平稳、调速方便可靠、调速范围大、操作简单、安装维修方便等特点, 目前在轻工业许多部门都有广泛使用, 例如: 食品、罐头、粮食、化工、塑料、制药、造纸以及一切高效率的流水线、自动线无级调速上。并适用于潮湿、多尘、有酸雾的工作环境。

型号标记如下:

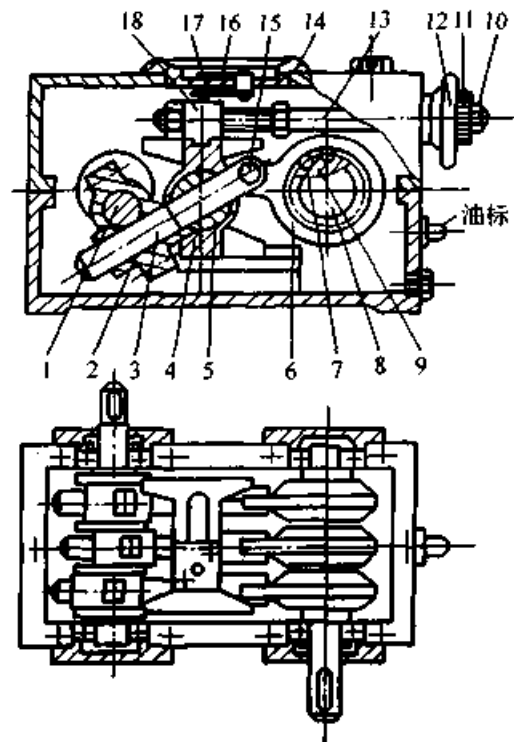
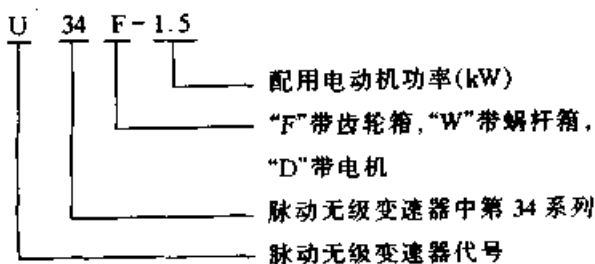


图 38.3-7 U34 型变速器结构图

- 1—曲轴 2—曲轴轴承 3—连杆
- 4—调速架 5—转动轴承 6—外框圈 7—滚柱
- 8—超越离合器轴 9—弹簧、顶柱 10—螺母
- 11—滚花螺母 12—手轮 13—丝杆
- 14—指示盘 15—轴销 16—指示针
- 17—拨叉 18—调速螺母

6.3 技术参数和特性曲线

U34 系列型号和技术参数见表 38.3-15。

U34-1.5 与 U34-3 的特性曲线见图 38.3-8。

6.4 外形及安装尺寸

U34 基本型的外形及安装尺寸见表 38.3-16。

表 38.3-15 U34 系列型号及技术参数表

型 号		U34-(D) 0.75	U34-(D) 1.5	U34F-(D) 1.5	U34W-(D) 1.5	U34-(D) 3	U34F-(D) 3	U34-5
变速范围 /(r/min)	空载	5~100	0~150	0~50	0~10	0~150	0~75	5~150
	负载	5~90	0~135	0~45	0~9	0~135	0~67	5~135
理想转速 /(r/min)		20~80	20~100	6~33	1~7	20~100	10~50	20~100
机械效率(%)		68~85						
输出轴转矩 /(N·m)		40	110	250	350	220	330	400
输出轴转向		顺或逆	顺或逆	双 向	顺或逆	顺或逆	双 向	顺或逆
重量/kg		20 (40)	40 (60)	67 (100)	71 (105)	105 (150)	172 (210)	175
配用功率 /kW		0.75	1.5		3		5.5	
电动机型号		Y802-4	Y90L-4		Y100L2-4		Y132S-4	
输入轴转速 /(r/min)		1 000~1 450			优先选用 1 450			

注：输出轴转向顺或逆是指：面对变速器的输出轴端观察时的转动方向，转向需在订货中说明。
生产厂：宁波市无级变速器厂等。

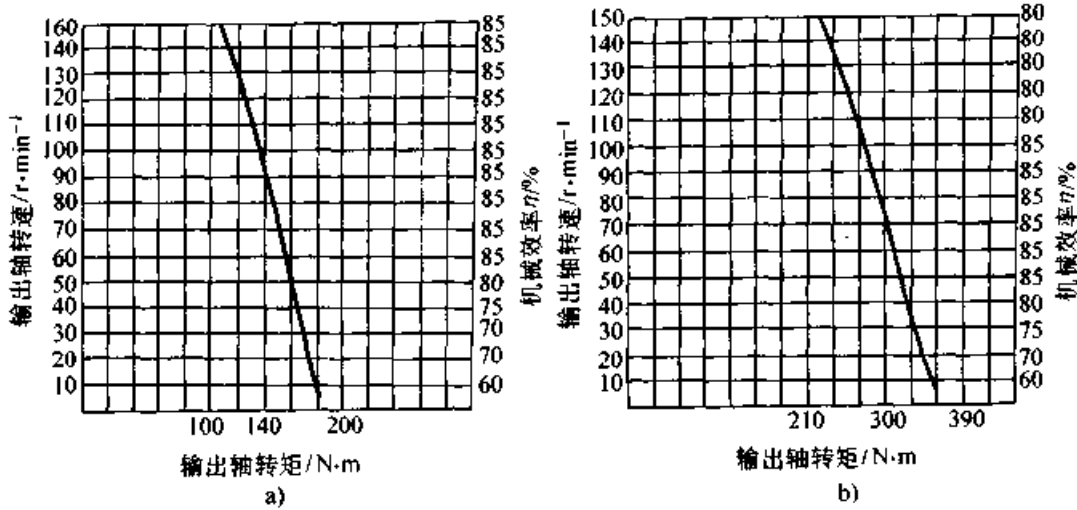


图 38.3-8 特性曲线图

a) U34-1.5 b) U34-3

如果在 U34 基本型变速器上装一个齿轮箱，就成为 U34F-1.5 和 U34F-3 型，可使原输出轴的转速与现输出轴转速的变速比对 U34-3 型为 1:2, U34-1.5 型为 1:3，提高了 40 转以下低速效率。另外齿轮箱输出轴可任意选择顺时针或逆时针传动，或输出轴转速为零，解决了原来输出

轴只能朝一个方向转的矛盾，并不减低其效率，性能稳定。

如果在 U34 基本型变速器上装上一个蜗杆箱，就成为 U34W 型，可使原来的变速范围 0~150 r/min 降低到 0~10 r/min。这样可大大提高变速器的输出轴转矩，同时不改变无级变速的性

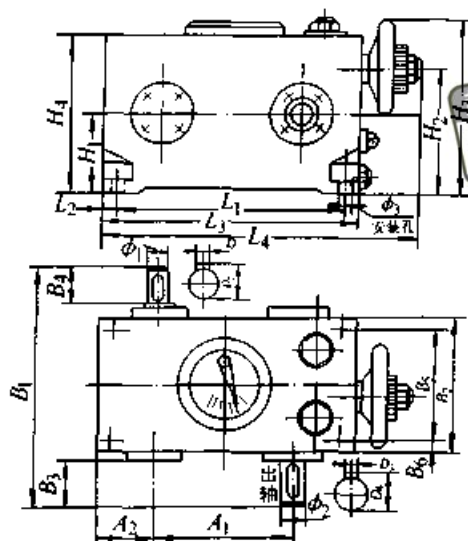
能。

安装尺寸见 [3]。

U34F、U34W 和 U34D 型变速器的外形和

表 38.3-16 U34 系列型号的外形及安装尺寸

(mm)



型 号	L_1	L_2	L_3	L_4	A_1	A_2	H_1	H_2	H_3	H_4	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	B_6
U34-0.75	228	10	248	290	140	54	80	122	170	150	225	132	34	30	114	9
U34-1.5	304	15	334	410	180	77	100	153	225	198	312	170	60	52	146	12
U34-3	462	19	500	595	300	100	135	210	295	260	448	228	100	80	196	16
U34-5	540	30	600	690	340	130	165	255	340	320	467	280	100	80	244	18

型 号	ϕ_1 (h8)	ϕ_2 (h9)	D_1 (h9)	D_2	D_3 (h9)	D_4	ϕ_3	配用螺钉	H_5
U34-0.75	20	25	6	22.5	6	27.4	4-8	M6	10
U34-1.5	25	30	8	28	8	33	4-11	M8	15
U34-3	35	55	10	38	16	59	4-13	M10	20
U34-5	40	60	12	43	16	64	4-15	M12	20

7 转臂行星摩擦式无级变速器

转臂行星摩擦式无级变速器系采用了国内外先进的技术而设计的,它克服了目前各种无级变速器的许多缺点,它的主要优点是:体积小、结构简单紧凑、操作方便、恒功率特性好、承载能力强、传动稳定和效率高。它是 Disco 变速器的一种。

事实证明本机灵敏度和可靠性高,适应性强;便于对它实现自动控制、遥控或跟踪控制。

7.1 性能特点和适应范围

1) 高强度 在加冲击负载或机器逆转时,本机可靠、精确地传动,无后座力,具有足够的强度,其输出扭矩—转速特性曲线呈硬特性。

2) 变速比大 变速比为 5,即输出速比可在 1:1.45 至 1:7.25 之间任意变化,因此本机易于与减速器或增速器组合,而得以极低或极高的速比。

3) 调速精度高 调速精度为 0.5~1 转。

4) 性能稳定 本机所有的传动部件都经过严格地处理、精密地加工、研磨,接触和润滑良好、运行平稳、噪声低,输出轴与输入轴均无附加的轴向力,寿命长。

5) 组合能力强 本机能与摆线针轮减速器、齿轮、蜗杆减速器及其他减速器组合,实现低速无级变速,因此它具有良好的适应性。

本机不仅可广泛地用于食品、造纸、纺织、印刷、橡胶、塑料、陶瓷、制药、制革等轻工业

部门,而且也可广泛地用于机床、石油、化工、冶金、矿山等重工业部门及交通运输行业。

7.2 基本结构和工作原理

转臂行星摩擦式无级变速器主要由电动机、摩擦传动机构、加压装置及调速控制机构组成。摩擦传动机构工作过程是:由输入轴带动太阳轮、压盘、通过行星轮带动由恒轮和压环组成的摩擦副、压紧碟形弹簧,而产生摩擦力、加压装置由一组碟形弹簧组成、它对压盘和太阳轮施加轴向力。调速控制机构工作过程是:由手轮带动调节螺杆,使端面凸轮相对转动,从而调节恒轮和压环的位置。最后改变了行星轮与太阳轮压盘及恒轮、压环摩擦处的工作半径、实现了无级变速,如图 38.3-9 所示。

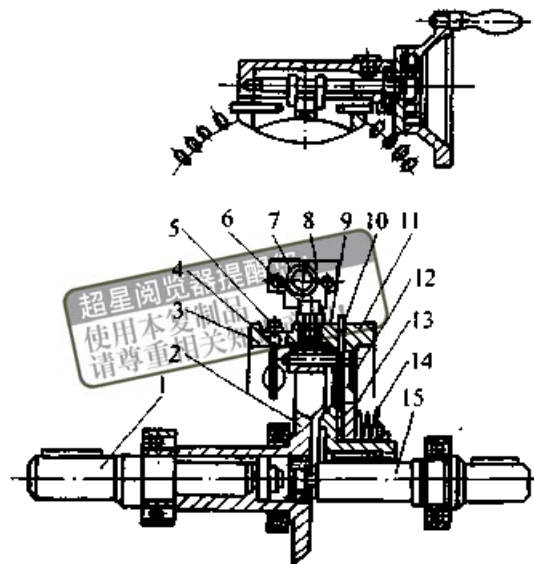
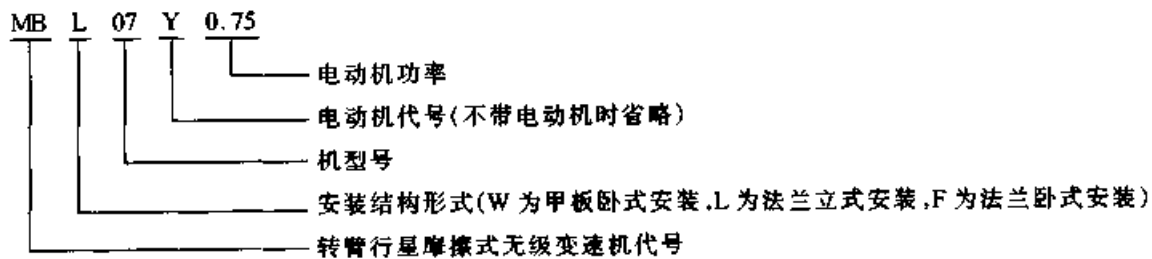


图 38.3-9 转臂行星摩擦式无级变速器工作原理图

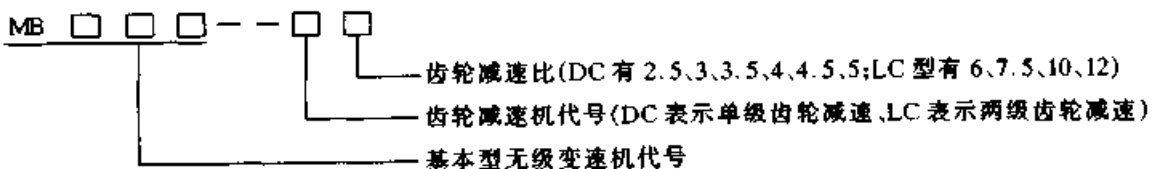
- 1—输出轴 2—行星架 3—固定端面凸轮
- 4—平面轴承 5—轴承保持架 6—调速柄
- 7—调速螺杆 8—调速滑块 9—压环
- 10—行星轮 11—恒轮 12—太阳轮
- 13—压盘 14—碟形弹簧 15—输入轴

7.3 型号标记

(1) 基本型表示方法



(2) 基本型与齿轮减速机组合表示方法

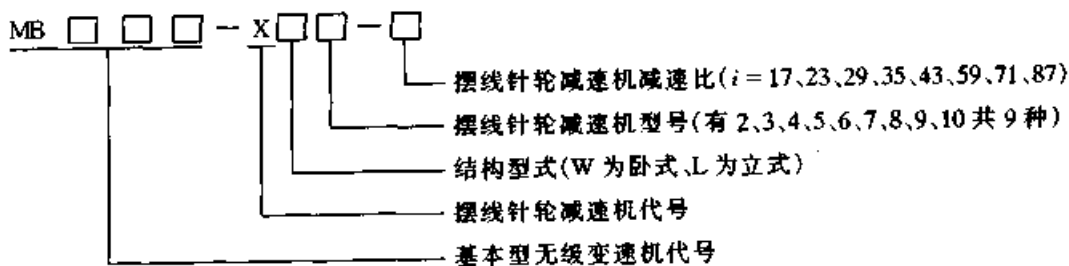


例: MBW30YB—DC4 表示配 3 kW 隔爆电机的甲板卧式安装无级变速器与 DC 单级齿轮减速机(减速比 $i = 4$)组合、整机输出转速范围为 50~250 r/min;

MBL55Y—LC10 表示配 5.5 kW Y 系列普通

电机的立式安装无级变速器与 LC 型两级齿轮减速机(减速比 $i = 10$)组合,整机输出转速范围为 20~100 r/min。

(3) 基本型与摆线针轮减速机组合表示方法

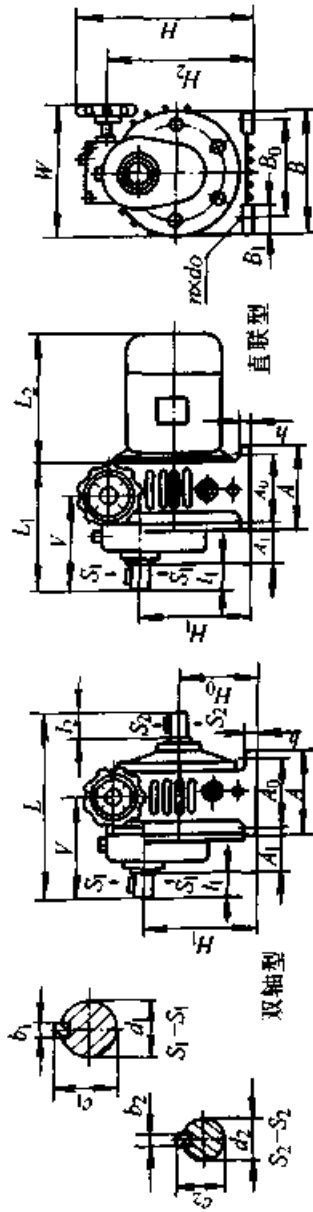


例: MBF40Y—XW6—35 表示配 Y 系列 4 kW 电机法兰卧式安装的无级变速器与减速比为 35 的

XW6 型卧式摆线针轮减速机组合。整机输出转速范围为 5.7~29 r/min。

(mm)

表 38.3-19 MBW-DC 卧式组合型主要技术参数及尺寸

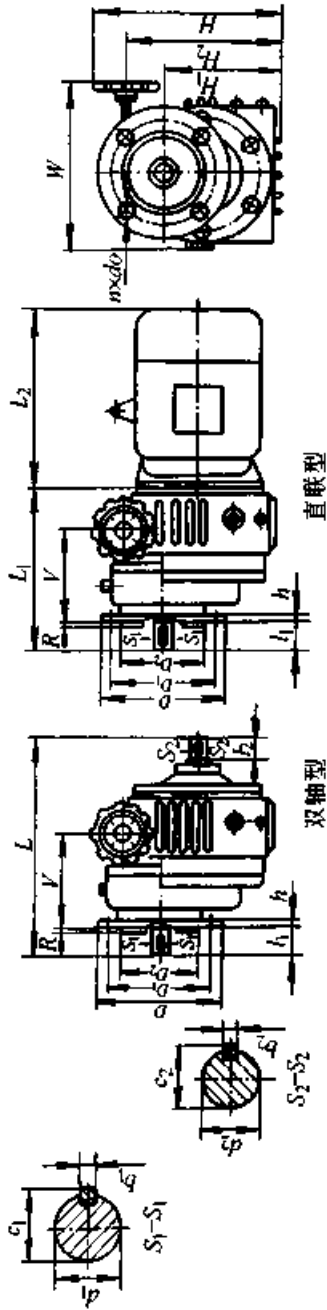


机 型 号	额 定 功 率 /kW	输 入 转 速 / (r/min)	输 出 转 速 / (r/min)	许 用 转 矩 / N·m	中 心 高 H ₁	安 装 尺 寸						输 出 轴 尺 寸			外 形 尺 寸													
						A ₀	A ₁	B ₀	B ₁	h	n	d ₀	d ₁	b ₁	c ₁	l ₁	d ₂ (js6)	b ₂	c ₂	l ₂	H	H ₀	H ₂	B	W	A	V	L
02	0.18	1 500	200-1 000/i	(1.5~3)i	120	57	110	25	13	9	20js6	6	22.5	30	14	5	16	25	200	75	160	140	162	125	137	234	170	131
04	0.37			(3~6)i	135	59	120	30	10		28js6	8	31	35	19	6	21.5	30	249	106	215	190	202	150	158	272	209	245
06	0.55			(5~10)i	166	125	69	160	40	12	30js6																	
08	0.75			(6~12)i	190	140	78	180	50	14	40k6	14	43	60	32	10	35	50	355	150	300	300	286	270	425	306	340	
11	1.1			(9~18)i	230	230	63	245	55	18	50k6																	18
15	1.5			(12~24)i	320	250	157	315	70	30		18	53.5	82	32	10	35	60	475	200	389	365	400	290	347	603	455	
22	2.2			(18~36)i																								18
30	3			(24~48)i								18	53.5	82	32	10	35	60	475	200	389	365	400	290	347	603	455	
40	4			(32~64)i																								18
55	5.5			(45~90)i								18	53.5	82	32	10	35	60	475	200	389	365	400	290	347	603	455	
75	7.5			(60~120)i																								18

注: 1. DC 齿轮传动比为 2.5、3、3.5、4、4.5、5 六种。

2. 生产厂: 温州市江南减速机厂等。

表 38.3.20 MBL-DC 立式组合型主要技术参数及尺寸 (mm)

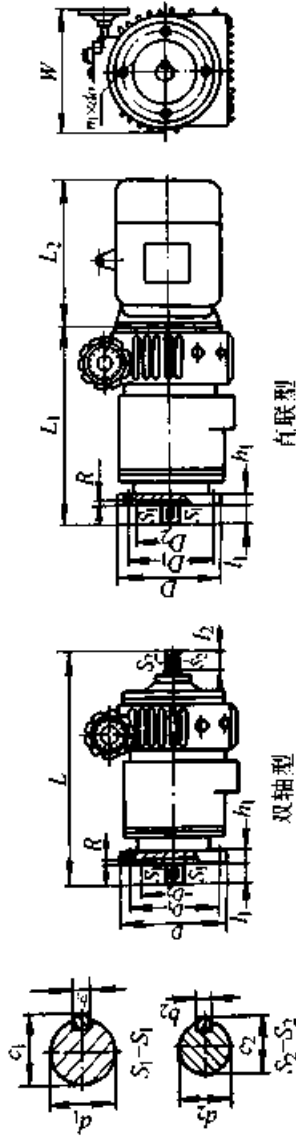


机型号	额定功率/kW	输入转速/(r/min)	输出转速/(r/min)	许用转矩/N·m	安装尺寸				输出轴尺寸				输入轴尺寸								外形尺寸																		
					D ₁	D ₂	h	R	n	d ₀	d ₁	b ₁	c ₁	l ₁	d ₂ (js6)	b ₂	c ₂	l ₂	D	V	H ₁	H ₂	H	W	L	L ₁	L ₂												
02	0.18	1 500	200-1 000/1	(1.5~3)i	130	110	12	3.5	4	10	20js6	6	22.5	30	14	5	16	25	160	138	102	200	162	265	197	131													
04	0.37			(3~6)i	165	130	14			8	30js6	8	33	45	19	6	21.5	30		40	155	190	246	313	252	359	266	285											
06	0.55			(5~10)i	165	130	14	4	15	40k6	12	43	60	24	8	27	50	200	153	166	215	249	202	306	240	245													
08	0.75			(6~12)i																							(9~18)i	(12~24)i	(18~36)i	(24~48)i	(32~64)i	(45~90)i	(60~120)i	263	320	389	475	601	453
11	1.1			1 500	200-1 000/1	(12~24)i	165	130	14	4	15	43	60	24	8	27	50	200	153	166	215	249	202	306	240	245													
15	1.5																										(12~24)i	(18~36)i	(24~48)i	(32~64)i	(45~90)i	(60~120)i	263	320	389	475	601	453	435
22	2.2																										(18~36)i	(24~48)i	(32~64)i	(45~90)i	(60~120)i	263	320	389	475	601	453	435	
30	3																										(24~48)i	(32~64)i	(45~90)i	(60~120)i	263	320	389	475	601	453	435		
40	4																										(32~64)i	(45~90)i	(60~120)i	263	320	389	475	601	453	435			
55	5.5																										(45~90)i	(60~120)i	263	320	389	475	601	453	435				
75	7.5																										(60~120)i	263	320	389	475	601	453	435					

注: 1. 见表 38.3.19 注 1。
2. 生产厂: 温州市江南减速机厂等。

(mm)

表 38.3.22 MBL-LC 立式组合型主要技术参数及尺寸

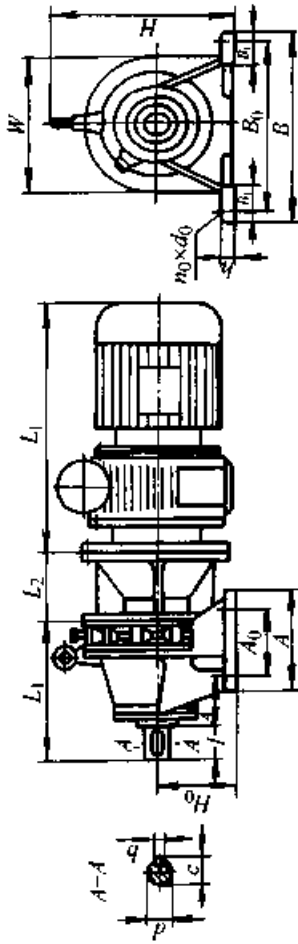


机型号	额定功率 /kW	输入转速 / (r/min)	输出转速 / (r/min)	许用转矩 /N·m	配齿 轮减 速机 型号	安装尺寸				输出轴尺寸				输入轴尺寸				外形尺寸			重量/kg					
						D	D ₁	D ₂	R	h ₁	n ₁	d ₀	d ₁ (k5)	b ₁	c ₁	l ₁	d ₂ (js6)	b ₂	c ₂	t ₂	L	L ₁	L ₂	W	双轴型	直联型
02	0.18	1 300	200 ~ 1 000/;	(1.5~3) i	LC	230	200	170	4	14	11	25	8	28	45	14	5	16	25	393	329	131	51	61		
04	0.37			(3~6) i	50																421	345	150	53	65	
06	0.55			(5~10) i	LC	260	230	200		6	30	33	55	19	6	21.5	30				520	454	245	80	96	
08	0.75			(6~12) i	75																					
11	1.1			(9~18) i					5	16	40	43	75		12						665	574	260	133	159	
15	1.5			(12~24) i	LC	290	260	230			40	43	75		12						728	609	320	145	179	
22	2.2			(18~36) i	100																					
30	3			(24~48) i																		825	706	340	225	260
40	4			(32~64) i	LC	340	305	270		6	55	59	95		16						895	747	395	250	269	
55	5.5			(45~90) i	125																					
75	7.5			(60~120) i	LC	400	360	320		20	65m6	69	115		18						967	819	435	365	444	

注: 1. 见表 38.3.21 注 1.

2. 生产厂: 温州市江南减速机厂等。

表 38.3-23 MBF—XW 卧式组合型主要技术参数及尺寸 (mm)



摆线 减速 机型 号	输出轴 许用 转矩 /N·m	摆线减速比 <i>i</i>		中 心 高 H_0	安 装 尺 寸								输 出 轴 尺 寸				外 形 尺 寸		摆线 减速 机 自 重 /kg										
		17 23	29 35		43 59	71 87	A	A ₀	A ₁	B	B ₀	B ₁	h	n ₀	d ₀	d (h6)	b	c	l	L ₁	W	H	输入电机功率/kW	0.55 0.75	1.1 1.5	2.2 3.0 5.5 7.5	4.0		
X2	112	02.04	02	—	100	120	90	67	210	180	45	15	4	11	25	8	28	34	159	150	175	—	—	—	—	—	—	17	
X3	307	06.08	04.06	02.04	140	150	100	96	290	250	55	20	4	15	35	10	38	55	192	200	240	63	—	—	—	—	—	43	
X4	654	11.15	08.11	06.08	150	195	145	95	330	290	65	22	4	15	45	14	48.5	74	240	230	275	66	66	—	—	—	—	68	
X5	1 194	22.30	15.22	11.15	160	260	150	115	420	370	75	25	4	15	55	16	59	91	310	300	356	115	115	66	—	—	—	104	
X6	2 461	40.55	30.40	22.30	200	335	275	36	430	380	75	30	4	22	65	18	69	89	352	340	425	—	116	120	87	—	—	162	
X7	3 674	75	55	40	220	380	320	35	470	420	95	30	4	22	80	22	85	110	390	360	460	—	—	130	147	137	230		
X8	5 230	—	75	55	250	440	380	35	530	480	120	35	4	22	90	25	95	120	448	430	529	—	—	160	160	160	340		
X9	7 175	—	—	75	290	560	480	45	620	560	120	40	4	26	100	28	106	140	552	510	614	—	—	—	31	22	490		
X10	9 550	—	—	—	325	600	500	80	690	630	120	45	4	32	110	28	116	150	612	580	706	—	—	—	—	—	—	32	630
输出转速/ (r/min)	12~58 8.7~43	6.9~3.4 5.7~28	4.6~23 3.4~17	2.8~14 2.3~11.5	注：及“L ₃ ”见表 38.3-24																								

注：生产厂：温州市江南减速机厂等。

参考文献

- 1 机械工程手册编委会. 机械工程手册 (传动设计卷). 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 2 成大先主编. 机械设计手册 (第3卷第4版). 北京: 化学工业出版社, 2001
- 3 机械传动装置选用手册编委会. 机械传动装置选用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 4 阮忠唐主编. 机械无级变速器. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 5 阮忠唐主编. 机械无级变速器设计与选用指南. 北京: 化学工业出版社, 1999
- 6 成大先主编. 机械设计图册. 零部件的结构与组合 (下册). 北京: 化学工业出版社, 1997
- 7 第五设计院机械结构图册编写组编. 机械结构图册——减速器. 北京: 国防工业出版社, 1974
- 8 Heifich F W, Shube E E. Traction Drives -- Selection and Application. New York: Marcel Dekker, Inc, 1983

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

39

篇

国外先进机械传动装置

主 编 姚昌仁 刘良建

编 写 姚昌仁 刘良建
陈立铭 鲍立清

审 稿 朱孝录 张胜利 姚振兴



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第 1 章 德国伦茨 (Lenze) 公司传动装置[⊖]

1 伦茨传动装置概述

1.1 新系列齿轮减速电动机和减速器

伦茨新系列齿轮减速电动机及减速器, 包括 GST、GFL、GKS、GSS 和 GKR 五个品种, 可实现多种传动形式, 其功率范围为 0.25 ~ 45 kW。

1.1.1 机座号、传动比和转矩

伦茨 GST、GFL、GKS 和 GSS 四种传动装置的机座号 (型号) 列于表 39.1-1。





各种型号减速器的传动比范围和输出转矩见表 39.1-2。

表 39.1-1 伦茨机械传动产品机座号

名称	代号	减速器机座号 (型号)						
		04	05	06	07	09	11	14
斜齿圆柱齿轮减速器	GST	·	·	·	·	·	·	·
小齿侧间隙齿轮减速器	GFL	·	·	·	·	·	·	·
斜齿轮-圆锥齿轮减速器	GKS	·	·	·	·	·	·	·
斜齿轮蜗杆减速器	GSS	·	·	·	·	·	·	·

注: 表中“·”表示有该机座号的记号。

表 39.1-2 各种型号减速器的传动比范围和输出转矩 (N·m)

伦茨机械传动产品	减速器型号						
	04	05	06	07	09	11	14
斜齿圆柱齿轮减速器 GST 	$i = 1.6 \sim 56$		$i = 1.6 \sim 400$			$i = 4 \sim 400$	
	≤ 73	≤ 165	≤ 375	≤ 710	$\leq 1\ 625$	$\leq 3\ 000$	$\leq 6\ 000$
小侧隙圆柱齿轮减速器 GFL 	$i = 3.5 \sim 90$	$i = 3.35 \sim 90$	$i = 4 \sim 800$	$i = 3.55 \sim 800$	$i = 7.1 \sim 800$		
	≤ 190	≤ 275	≤ 550	$\leq 1\ 100$	$\leq 2\ 400$	$\leq 4\ 500$	$\leq 8\ 700$
斜齿轮锥齿轮减速器 GKS 	$i = 5 \sim 315$	$i = 7.1 \sim 315$	$i = 6.3 \sim 1\ 400$		$12.5 \sim 1\ 400$		
	≤ 190	≤ 325	≤ 550	$\leq 1\ 100$	$\leq 2\ 400$	$\leq 4\ 750$	$\leq 9\ 000$
斜齿轮蜗杆减速器 GSS 	$i = 9 \sim 200$		$i = 9 \sim 1\ 800$			—	
	≤ 180	≤ 360	≤ 720	$\leq 1\ 250$	—	—	—

⊖德国伦茨公司北京代表处联系电话: 010 - 64411470

E-mail: Lenzebj@Lenze.com.cn

http://www.Lenze.com.cn.

1.1.2 传动装置的特点

新系列齿轮减速电动机和减速器具有以下特点：

- 1) 模块化设计，可以满足任何传动形式的要求。
- 2) 结构紧凑，齿轮箱输入端可以与伦茨直流、交流、伺服电动机、制动离合组合单元及机械式无级变速器直接相联。
- 3) 适应能力强，齿轮箱有多种的输入、输出轴及安装法兰设计，用户选择安装尺寸方便。
- 4) 抗过载能力强。
- 5) 噪声低，相当于 VDI2159 所规定的噪声指标的 50%~70%，最大不超过 56 dB (A)。
- 6) 传动比级差小，级差 $\varphi = 1.12$ 。
- 7) 齿侧间隙小及优化的齿形设计，确保了输出轴回差角度最小和准确。GST 系列回差角

度 $\alpha \leq 26'$ ；GFL 系列 $\alpha \leq 12'$ ；GKS 系列 $\alpha \leq 15'$ 。

- 8) 传动效率高，斜齿圆柱齿轮减速器 $\eta = 0.95 \sim 0.97$ ；斜齿轮锥齿轮减速器 $\eta = 0.92 \sim 0.95$ 和蜗杆减速器 $\eta = 0.75 \sim 0.90$ 。
- 9) 寿命长，换油周期为 16 000 h 或 3 年。
- 10) 减速器驱动电动机全部为恒转矩输出设计，变频电动机最大额定工作点为 87 Hz。
- 11) 电动机采用模块化设计，可提供各种测速反馈、强迫风冷、制动、调整手轮、防反转附件，以满足现代传动技术对电动机的特殊要求。

1.1.3 传动装置的模块化设计

GST、GFL、GKS 和 GSS 四种减速器都能同电动机、制动器、离合器和风扇等组成新的传动装置，可以满足不同的使用要求。其模块设计示意图如图 39.1-1 所示。

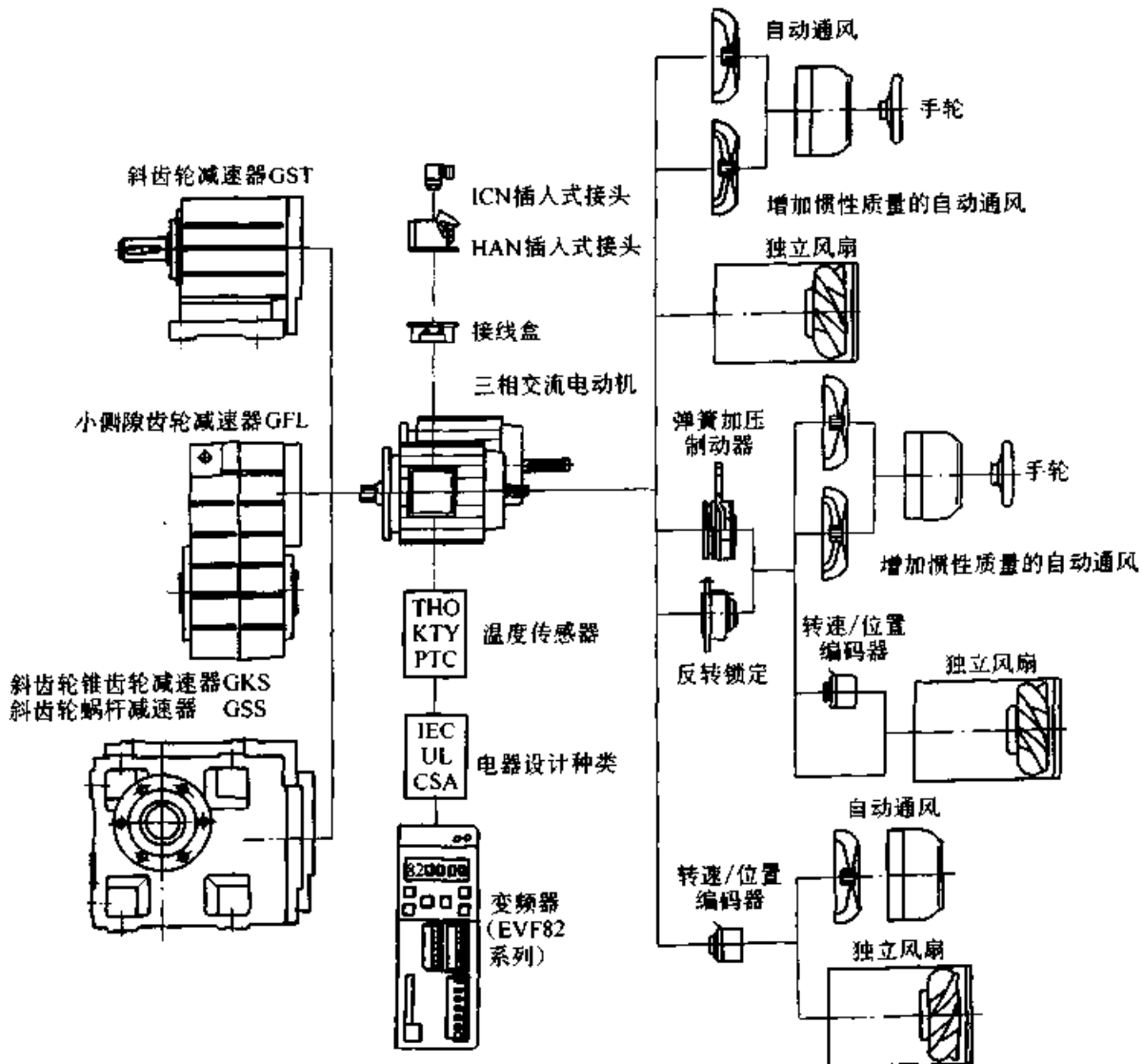


图 39.1-1 传动装置的模块化设计示意

1.2 小型驱动系列产品

小功率的直流永磁电动机和三相异步电动机功率范围为 12~600 W。与之配套的有蜗杆、圆柱齿轮以及行星齿轮减速器,因而具有较大的选择余地。产品可用于通用机械、电瓶驱动设备和能源技术、楼宇技术和空调技术等场合。

小型驱动系列产品有以下性能特点:

- 1) 体积小、重量轻,适用于对机械传动装置有体积、重量要求的场合。
- 2) 铝合金外壳,造型美观,耐腐蚀。
- 3) 输入接口模块化设计,可以很方便地与伦茨直流电动机、交流电动机及伺服电动机相配。
- 4) 减速比大,最大可达 2 000。

1.3 机械无级变速器

伦茨公司持有该产品的发明专利,有行星摩擦盘式和带式无级变速器两个品种。行星摩擦盘式无级变速器的功率范围为 0.25~7.5 kW;带式无级变速器的功率范围为 0.25~45 kW。

伦茨机械无级变速器有以下性能特点:

- 1) 变速比大,以上两种型式均可达 6。如配 4/8 极变速电动机使用,则可达 11。
- 2) 传动效率高, $\eta = 0.75 \sim 0.85$ 。
- 3) 模块化设计,变速器输出端可与各种类型减速器直接拼接。
- 4) 寿命长,可靠性高。
- 5) 带式无级变速器结构简单、价廉、易维护,并且耐冲击,可在极端恶劣的工作环境中使用。
- 6) 作为标准设计,带式无级变速器可单独提供变速轮和传动带。
- 7) 可根据用户需要,提供测速发电机反馈、脉冲测速反馈、远程伺服电动机控制和数字式速度显示表等。

1.4 制动器和离合器

伦茨公司的制动器和离合器有多种类型,如:电磁制动器和离合器、永磁制动器、磁粉制动器和离合器、组合式离合制动器等。详见本卷第 40 篇第 4 章。

1.5 伦茨电力电子驱动装置

伦茨电力电子驱动装置主要产品有:

1) 直流电动机,以及与之适配的直流控制器。功率范围:55 W~448 kW。

2) 82××系列交流变频器,以及变频器专用电动机。最大额定恒转矩工作点可达 87 Hz。电动机功率范围:0.12~45 kW。变频器功率范围:0.37~250 kW。

3) 具有伺服功能和精确位置控制功能的 93××系列伺服控制器。功率范围:0.37~75 kW。同步伺服电动机:0.25~4.24 kW。异步伺服电动机:0.8~73.0 kW。

4) 根据用户要求还可提供交直流测速发电机反馈、旋转变压器反馈、增量编码器反馈、正余弦编码器反馈等附件。

2 新系列齿轮减速装置的组合型式、标记和输入端设计类型

2.1 组合型式和标记

伦茨新系列齿轮减速装置(减速器和齿轮减速电机)有四个品种:斜齿圆柱齿轮减速器(GST)、小侧隙齿轮减速器(GFL)、斜齿轮-圆锥齿轮减速器(GKS)和斜齿轮-蜗杆减速器(GSS),可用于同心轴、平行轴、垂直轴的多种传动场合。减速器的输入端和输出端有多种结构和设计类型,如图 39.1-2 所示。图中还表示出四种减速器不同组合型式和结构的标记表示方法。减速器输入端的基本设计类型有:

M 类设计——直接联接电动机、组合成齿轮减速电机。

N 类设计——带安装法兰,可与 IEC 标准电动机组合。

W 类设计——具有自由输入轴的减速器输入端。

K 类设计——输入端组合伦茨机械无级变速器(紧凑型传动装置)。

此外,减速器输入端还可根据需要,同伦茨公司的 motec 电动机、伺服电动机、变频电动机、直流永磁电动机、直流永磁电动机、标准直流电动机、三相卷曲电动机相联接。伦茨公司的制动/离合组合单元(组合式制动离合器)可配置在减速器和电动机之间,起制动/离合作用。

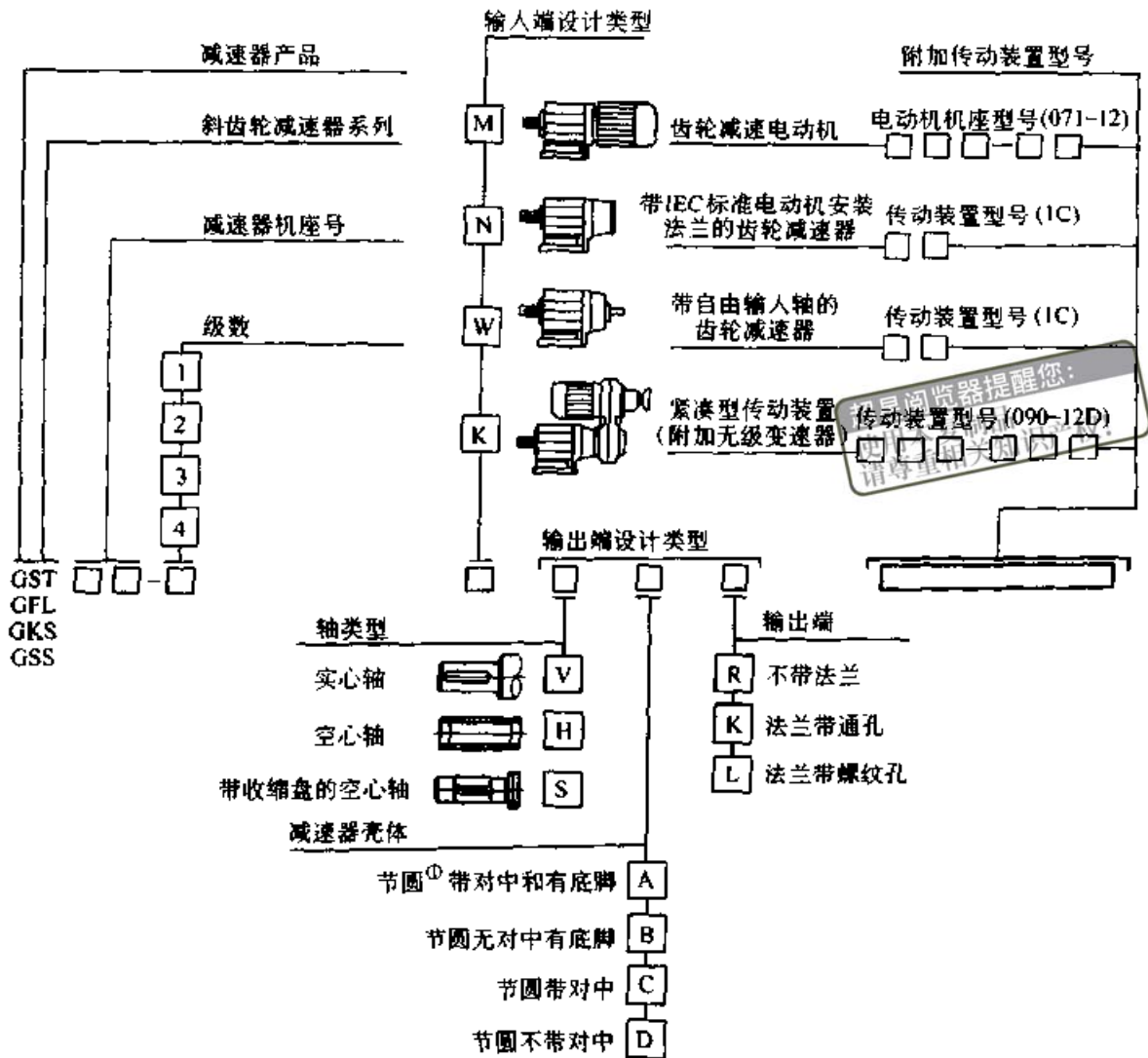


图 39.1-2 新系列齿轮减速器的可能组合型式及其标记
 ①此处的节圆指螺纹孔中心圆

2.2 减速器输入端的 N 类设计

N 类设计是指减速器输入端带有安装法兰，它可与 IEC 电动机安装法兰相联接，使减速器与电动机成为一体。安装法兰的结构如图 39.1-3 所示。减速器一侧的半联轴器就装套在减速器的

轴上。联轴器上的星形接头具有小侧隙，能保证相联接两轴的角度同步。对于受频繁冲击、变载或要求减小间隙的场合，可采用无键的过盈轴毂联接。这种结构特别适用于伺服电动机的联接。安装法兰的型号（Lenze 传动型号）、所配电动机型号和有关尺寸见表 39.1-3。

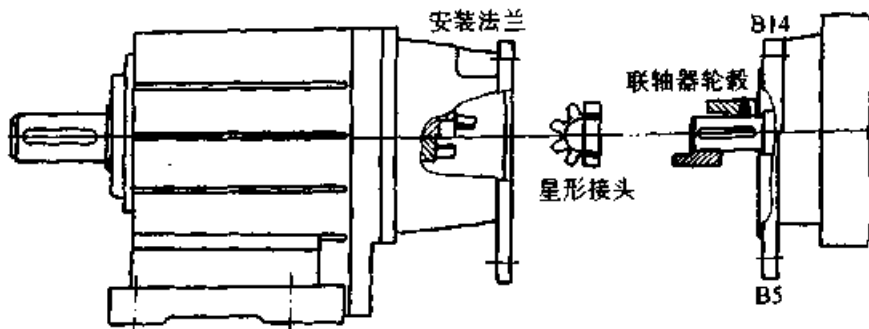
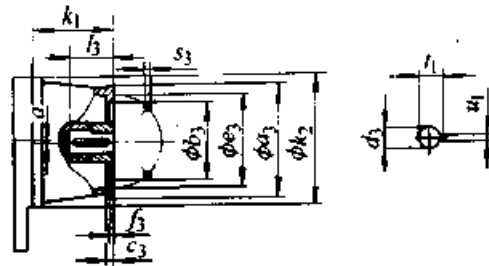


图 39.1-3 N 类设计的输入轴结构

表 39.1-3 N 类设计的 Lenze 传动型号、相配电机和有关尺寸 (mm)



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

Lenze 传动型号	1B	1C	2C	3C	1D	2D	1E	2E	1F	2F	1G	2G	1H	2H	3H	1K	2K	
相配的 IEC 电动机	71	80		71	90	80	100	90	112	90	132		160	180	132	200	225	
壳体	k_1	77	91		115		110		139		180	160	218	218	188	243	273	
	k_2	145	145		180		180		180		265		300			300		
法兰	a_3	105	160	160	105	160	160	160	160	160	300	250	350	350	300	400	450	
	b_3 (H8)	70	110	110	70	110	110	110	110	110	230	180	250	250	230	300	350	
	c_3	8	10	10	8	10	10	10	10	10	18		20	20	18	20		
	e_3	85	130	130	85	130	130	130	130	130	265	215	300	300	265	350	400	
	f_3	3	4	4	3	4	4	4	4	4	4.5		6	6	4.5	6		
	$4 \times$ s_3 $8 \times$	6.6	9	9	6.6	9	9	9	9	9	13.5		17.5	17.5	13.5	17.5	17.5	
电动机轴	d_3	14	19	14	14	24	19	28	24	28	24	38	28	42	48	38	55	60
	l_3	min	30	25		50	40	30		30		80	60	110	110	80	110	140
		max	30	40		50	50	60		60		80	60	110	110	80	110	140
	u_1	5	6	5	5	8	6	8	8	8	8	10	8	12	14	10	16	18
l_1	16	21.5	16	16	27	21.5	31	27	31	27	41	31	45	51.5	41	59	64	

其结构有三种组合型式，如图 39.1-4 所示。

W 类设计输入轴的尺寸列于表 39.1-4。

对于每一种减速器机座号，有几种 Lenze 传

2.3 减速器输入端的 W 类设计

W 类设计的减速器输入轴属于自由输入轴，

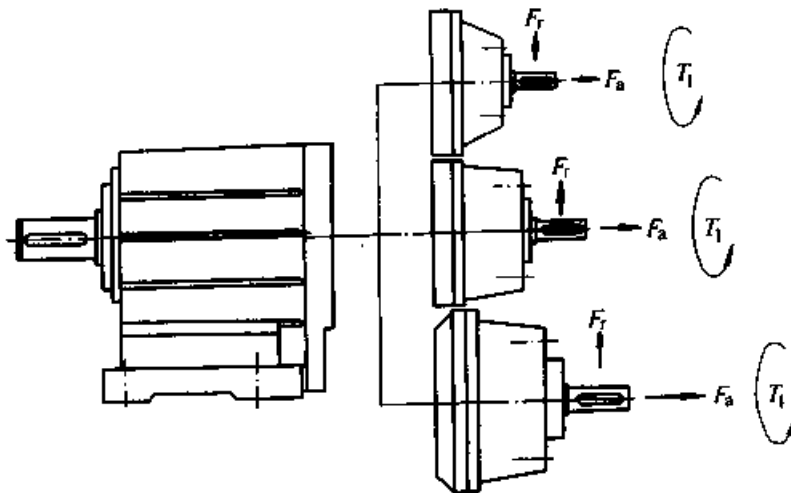
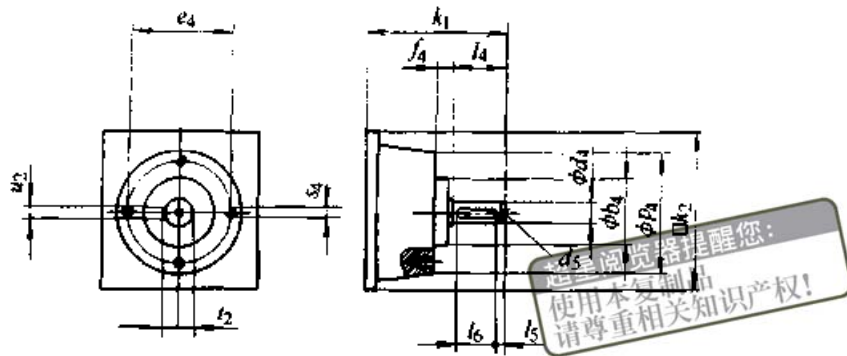


图 39.1-4 W 设计的输入轴结构

表 39.1-4 W 类设计输入轴尺寸

(mm)



Lenze 传动型号	1A	1B	1C	1D	1E	1F	1G	1H	1K	
壳体	k_1	100	100	102	130	160	175	175	182	220
	k_2	115	115	145	145	180	222	222	300	300
联接与对中	p_4	80	86	90	120	142	178	216	262	262
	$b_4(\text{js8})$	52	52	52	65	78	98	125	155	155
	e_4	67	67	67	90	115	145	175	210	210
	f_4	12	12	12	12	22	23	23	23	32
	$4 \times$ 5_4 $8 \times$	M6×12	M6×12	M6×12	M8×16	M10×20	M12×24	M16×30	M20×36	M20×36
输入轴	$d_4(\text{k6})$	14	14	14	19	24	28	38	42	48
	l_4	35	35	40	50	60	80	100	110	110
	l_5	4.5	4.5	4	4	6	7	8	8	8
	l_6	25	25	32	40	45	63	80	90	90
	d_5	M6	M6	M6	M6	M8	M10	M12	M16	M16
	n_2	5	5	5	6	8	8	10	12	14
	l_2	16	16	16	21.5	27	31	41	45	51.5

动型号可用，其不同在于：传递的转矩大小允许的径向力 F_r 和轴向力 F_a ；轴端的几何尺寸和减速器的尺寸。

本章重点介绍 M 类设计——齿轮减速电动机的性能数据和尺寸。

3 新系列齿轮减速装置的选用

3.1 选用方法

GST、GFL、GKS 和 GSS 四种减速器的技术性能参数分列于本章第 4、5、6、7 节中。这些参数包括：输入轴功率 P_1 (kW)、输出轴转速 n_2 (r/min)、输出轴转矩 T_2 (N·m)、负载容量 C 、

传动比 i 。性能参数表中的负载容量 C 可以是减速器的，也可以是齿轮减速电动机的。

四种减速器和齿轮减速电动机的具体选用步骤如下：

- 1) 根据机器的需要确定减速器或齿轮减速电动机输出轴转矩 T_2 (N·m) 和转速 n_2 (r/min)。
- 2) 计算所需的电动机功率 (kW)

$$P_1 = \frac{T_2 n_2}{9550 \eta} \quad (39.1-1)$$

式中 η ——在额定转矩下的减速器传动效率：

GST 系列 $\eta = 0.95 \sim 0.97$ ；

GFL 系列 $\eta = 0.95 \sim 0.97$ ；

GKS 系列 $\eta = 0.92 \sim 0.95$ ；

GSS系列 $\eta = 0.90 \sim 0.75$ (取决于传动比)。

3) 确定载荷等级 机器的载荷烈度 F_L (质量加速度系数):

对齿轮减速电动机

$$F_L = \frac{J_{ext} + J_{mot}}{J_{mot}} \quad (39.1-2)$$

对齿轮减速器

$$F_L = \frac{J_{ext} + J_A}{J_A} \quad (39.1-3)$$

以上两式中

J_{ext} ——折合到电动机轴上的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

J_{mot} ——电动机的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

J_A ——折合到输入轴上的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

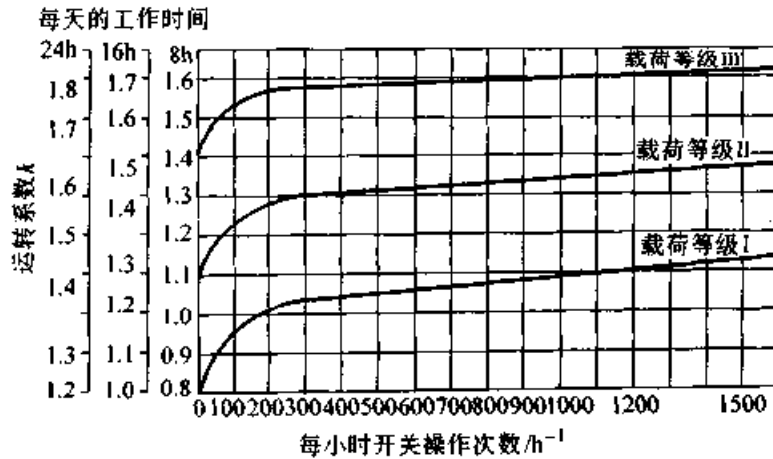


图 39.1-5 运转系数 k

6) 查阅减速装置承载性能参数表, 选定具体型号。

在选用齿轮减速电动机时必须满足:

$$c \geq k \quad (39.1-4)$$

式中 c ——代表负载容量的选用系数, 查伦茨公司产品样本。

k ——运转系数 (图 39.1-5)。

在选用齿轮减速器时必须满足:

$$T_{2perm} \geq T_2 k \quad (39.1-5)$$

式中 T_2 ——减速器输出轴正常工作转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$);

T_{2perm} ——减速器输出轴许用转矩, 也就是列于技术性能数据表 (见本章第 4、5、6、7 节) 中的 T_2 ($\text{N} \cdot \text{m}$);

k ——运转系数 (图 39.1-5)。

m^2 。

计算得 F_L 后可查表 39.1-5 确定载荷等级。

表 39.1-5 载荷等级

载荷等级	载荷类型和烈度	质量加速度系数 F_L
I	正常操作, 无冲击	$F_L \leq 1.25$
II	非正常操作, 中度冲击	$1.25 < F_L < 4$
III	非正常操作, 强烈冲击和/或者变载荷	$F_L > 4$

4) 确定每天工作时间 (h) 和每小时开关操作次数。

5) 从图 39.1-5 中查得运转系数 k 。

满足了以上要求, 即可初步选定齿轮减速电动机或齿轮减速器的具体型号。

3.2 校核作用在减速器输出轴上的力

在减速器的外伸轴头上可能装有不同的传动件 (如齿轮、链轮、冠轮和 V 型带轮等), 这就会有径向力 F_r 和轴向力 F_a 作用在轴头上。因此, 在选用减速器和减速电动机时应进行校核计算。

作用在轴头上的径向力 F_r (N) 可用下式计算

$$F_r = \frac{2000 T_2 f_z}{d_w} \quad (39.1-6)$$

式中 T_2 ——轴上的转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$);

d_w ——传动体的节圆直径 (mm);

f_z ——附加径向力系数, 见表 39.1-6。

表 39.1-6 附加径向力系数 f_r

轴上传动体	f_r
齿轮	1.12
锥轮	1.25~1.4
冠轮 (crown gears)	1.5
V 型皮带轮 (取决于初拉力)	1.5~2.0

作用在轴头上的轴向力 f_a 可根据减速器的具体情况来确定。

为了保证安全运转和使用寿命, 要求满足以下条件:

$$F_r \leq F_{rperm} \quad (39.1-7)$$

$$F_a \leq F_{aperm} \quad (39.1-8)$$

式中 F_{rperm} 、 F_{aperm} ——许用径向力和轴向力 (N)。

$$F_{rperm} = f_w f_a F_{rtab} \leq f_w F_{rmax} \quad (39.1-9)$$

$$F_{aperm} = F_{atab} \quad (39.1-10)$$

式中 f_w ——作用力位置系数;

f_a ——作用力方向系数;

F_{rtab} 、 F_{atab} ——径向力和轴向力的许用值 (N);

F_{rmax} ——径向力的最大许用值 (N)。

以上的系数 f_w 、 f_a 值和 F_{rtab} 、 F_{atab} 、 F_{rmax} 值均需查阅伦茨公司产品样本。

4 斜齿圆柱齿轮减速装置 (GST 系列)

4.1 GST 系列齿轮减速电动机的主要技术性能数据

GST 系列的 M 类设计——斜齿圆柱齿轮减速电动机 (GST□□-□M, 简称齿轮减速电动机) 的主要技术性能数据列于表 39.1-7。表中:

P_1 ——输入功率 (kW);

n_1 ——输入转速 (r/min);

T_2 ——输出轴转矩 (N·m);

n_2 ——输出轴转速 (r/min);

c ——齿轮减速电动机的负载容量;

i ——传动比。

值得注意的是: 为了齿轮减速电动机适用于不同工况条件, 在每一输出转速情况下, 均可能选用 2~3 种相邻机座号的减速器。限于篇幅本章中只列出其中常用的一种。若用户拟选用本章未列出的机座号, 可查伦茨公司产品样本。

例: $P_1 = 0.37 \text{ kW}$, $n_1 = 1390 \text{ r/min}$, $n_2 = 156 \text{ r/min}$, 可以有三种选择:

04 号机座, GST04-1MVBR071-32, $i = 9.000$, $c = 1.0$ (未列出)。

05 号机座, GST05-1MVBR071-32, $i = 8.900$, $c = 1.9$ (表 39.1-7 中已列出)。

06 号机座, GST06-1MVBR071-32, $i = 8.900$, $c = 2.7$ (未列出)。

表 39.1-7 斜齿圆柱齿轮减速电动机的主要技术性能数据

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
$P_1 = 0.25 \text{ kW}$		$n_1 = 1400 \text{ r/min}$		GST05-1M□□□071-12				125	19	3.2	11.200
GST04-1M□□□071-12				123	19	1.6	11.375	111	21	3.3	12.571
875	3	5.8	1.600	GST04-2M□□□071-12				98	24	2.6	14.286
684	3	6.6	2.048	270	9	5.8	5.187	91	26	2.7	15.400
490	5	5.2	2.857	239	10	5.5	5.850	80	29	2.1	17.500
400	6	4.3	3.500	219	11	5.2	6.400	72	32	2.2	19.360
318	7	3.4	4.400	199	12	4.9	7.040	64	36	1.7	22.000
247	10	2.6	5.667	175	13	4.4	8.000	56	41	1.7	24.933
195	12	2.1	7.182	155	15	4.2	9.010	49	47	1.4	28.333
156	15	1.5	9.000	142	16	4.0	9.856	44	52	1.4	31.600

续表 39.1-7

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
39	59	1.1	35.909	217	16	3.5	6.400	5.6	604	1.2	248.458
35	66	1.1	39.600	197	17	3.3	7.040	5	653	1.1	268.889
31	75	0.9	45.000	174	20	3.0	8.000	4.3	793	0.9	326.333
GST05-2M□□□071-12				GST04-2M□□□071-32				$P_1 = 0.55 \text{ kW}$ $n_1 = 1400 \text{ r/min}$			
28	83	1.6	50.050	154	22	2.8	9.010	GST04-1M□□□080-12			
25	94	1.6	56.875	141	24	2.7	9.856	875	6	3.2	1.600
GST06-3M□□□071-12				124	28	2.2	11.200	684	8	3.0	2.048
14	162	2.1	99.167	111	31	2.2	12.571	625	8	3.0	2.240
13	179	2.1	109.707	97	35	1.7	14.286	490	11	2.4	2.857
11	203	1.7	124.667	90	38	1.8	15.400	400	13	1.9	3.500
10	230	1.6	141.289	79	43	1.4	17.500	318	16	1.5	4.400
9	262	1.3	160.556	72	48	1.5	19.360	247	21	1.2	5.667
8	292	1.3	179.067	63	54	1.1	22.000	GST05-1M□□□080-12			
7	332	1.0	203.485	56	62	1.2	24.933	191	27	1.7	7.333
6	378	1.0	231.733	49	70	0.9	28.333	157	33	1.3	8.900
5.5	416	0.8	255.000	GST05-2M□□□071-32				GST04-2M□□□080-12			
5	473	0.8	290.400	43	80	2.1	32.267	345	15	3.1	4.053
4.3	532	1.3	326.333	38	90	1.6	36.667	306	17	2.9	4.571
$P_1 = 0.37 \text{ kW}$ $n_1 = 1390 \text{ r/min}$				36	97	1.7	39.160	270	19	2.6	5.187
GST04-1M□□□071-32				31	110	1.4	44.500	239	21	2.5	5.850
679	5	4.4	2.048	28	123	1.1	50.050	219	23	2.4	6.400
621	6	4.4	2.240	24	140	1.1	56.875	199	26	2.2	7.040
487	7	3.5	2.857	20	170	0.9	44.500	175	29	2.0	8.000
397	9	2.9	3.500	GST06-3M□□□071-32				155	33	1.9	9.010
316	11	2.3	4.400	14	241	1.4	99.167	142	36	1.8	9.856
245	14	1.8	5.667	13	267	1.4	109.707	125	41	1.5	11.200
GST05-1M□□□071-32				11	303	1.1	124.667	111	46	1.5	12.571
190	18	2.5	7.333	10	343	1.1	141.289	98	52	1.2	14.286
156	22	1.9	8.900	9	390	0.9	160.556	91	56	1.2	15.400
122	29	1.1	11.375	GST07-3M□□□071-32				80	64	1.0	17.500
GST04-2M□□□071-32				8	438	1.6	180.156	72	71	1.0	19.360
268	13	3.9	5.187	7	497	1.4	204.722	GST05-2M□□□080-12			
238	14	3.7	5.850	6	575	1.2	236.622	61	83	1.7	22.778

续表 39.1-7

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
56	91	0.8	24.933	GST05-1M□□□080-32				GST06-3M□□□080-32			
49	103	1.4	28.333	244	29	1.9	5.667	20	336	1.1	67.760
43	117	1.4	32.267	GST06-1M□□□080-32				20	348	1.0	70.156
38	134	1.1	36.667	188	38	2.6	7.333	17	402	0.8	80.952
36	143	1.2	39.160	155	46	1.9	8.900	16	433	0.9	87.267
32	162	0.9	44.500	123	58	1.1	11.250	GST07-3M□□□080-32			
GST06-2M□□□080-12				GST04-2M□□□080-32				14	485	1.5	97.708
28	180	1.4	49.500	341	20	2.2	4.053	12	555	1.3	111.915
25	205	1.4	56.250	302	23	2.1	4.571	11	631	1.1	127.176
GST06-3M□□□080-12				266	26	1.9	5.187	10	691	1.0	139.211
14	356	0.9	99.167	236	30	1.8	5.850	9	785	0.9	158.194
13	393	1.0	109.707	216	32	1.7	6.400	7.7	894	0.8	180.156
11	447	0.8	124.667	196	35	1.6	7.040	GST09-3M□□□080-32			
GST07-3M□□□080-12				173	40	1.5	8.000	6.6	1 031	1.6	207.778
10	499	1.4	139.211	153	45	1.4	9.010	6	1 174	1.4	236.622
9	567	1.3	158.194	140	50	1.3	9.856	5.5	1 251	1.3	252.167
8	646	1.1	180.156	123	56	1.1	11.200	5	1 334	1.2	268.889
7	734	1.0	204.722	110	63	1.1	12.571	4	1 619	1.0	326.333
GST09-3M□□□080-12				97	72	0.8	14.286	$P_1 = 1.1 \text{ kW}$ $n_1 = 1 410 \text{ r/min}$			
6	848	1.9	236.622	90	78	0.9	15.400	GST05-1M□□□090-12			
5.6	904	1.8	252.167	GST05-2M□□□080-32				881	12	3.8	1.600
5	964	1.7	268.889	79	88	1.6	17.500	689	15	3.5	2.048
4.3	1 170	1.4	326.333	69	101	1.6	20.044	630	16	3.2	2.240
GST11-3M□□□080-12				61	115	1.3	22.778	494	21	2.5	2.857
4.3	1 170	2.4	326.333	55	126	1.3	24.933	403	26	2.1	3.500
$P_1 = 0.75 \text{ kW}$ $n_1 = 1 380 \text{ r/min}$				49	143	1.0	28.333	310	33	1.6	4.556
GST04-1M□□□080-32				GST06-2M□□□080-32				249	42	1.3	5.667
863	8	2.3	1.600	43	163	2.2	32.267	GST06-1M□□□090-12			
674	11	2.2	2.048	38	185	1.7	36.667	192	54	1.9	7.333
616	12	2.2	2.240	35	197	1.9	39.160	158	65	1.3	8.900
483	15	1.7	2.857	31	224	1.5	44.500	GST07-1M□□□090-12			
394	18	1.4	3.500	28	249	1.0	49.500	125	83	1.7	11.250
314	23	1.1	4.400	25	283	1.0	56.250	GST05-2M□□□090-12			

续表 39.1-7

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
348	29	2.8	4.053	13	797	0.9	111.915	196	71	1.5	7.238
308	33	2.8	4.571	GST09-3M□□□090-12				174	80	1.4	8.163
272	38	2.4	5.187	11	919	1.8	129.074	158	88	1.3	9.010
241	42	2.4	5.850	10	1 006	1.6	141.289	142	98	1.3	10.000
220	46	2.3	6.400	9	1 143	1.4	160.556	110	110	1.2	11.200
195	52	2.1	7.238	8	1 302	1.2	182.845	109	127	1.1	13.016
173	59	2.0	8.163	7	1 479	1.1	207.778	99	141	1.0	14.356
157	65	1.8	9.010	6	1 685	1.0	236.622	88	159	0.9	16.191
141	72	1.7	10.000	5.6	1 795	0.9	252.167	81	171	0.8	17.500
126	81	1.6	11.200	GST11-3M□□□090-12				71	196	0.8	20.044
108	94	1.5	13.016	5	1 914	1.5	268.889	GST06-2M□□□090-32			
98	104	1.3	14.356	4.3	2 323	1.2	326.333	62	223	1.4	22.778
87	117	1.3	16.191	$P_1 = 1.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 420 \text{ r/min}$				57	244	1.5	24.933
81	127	1.1	17.500	GST05-1M□□□090-32				50	277	1.1	28.333
70	145	1.1	20.044	888	16	2.8	1.600	GST07-2M□□□090-32			
62	165	0.9	22.778	694	20	2.6	2.048	44	316	2.2	32.267
57	180	0.9	24.933	634	22	2.4	2.240	39	359	2.0	36.667
GST06-2M□□□090-12				497	28	1.9	2.857	36	383	1.8	39.160
50	205	1.5	28.333	406	35	1.6	3.500	32	436	1.6	44.500
44	233	1.6	32.267	312	45	1.2	4.556	29	485	1.0	49.500
39	265	1.2	36.667	GST06-1M□□□090-32				25	551	1.0	56.250
36	283	1.3	39.160	251	56	1.9	5.667	GST09-2M□□□090-32			
32	322	1.0	44.500	GST07-1M□□□090-32				29	485	1.9	49.500
GST07-2M□□□090-12				194	73	2.4	7.333	25	551	1.9	56.250
29	358	1.4	49.500	160	88	2.0	8.900	GST07-3M□□□090-32			
25	407	1.4	56.250	126	112	1.2	11.250	22	627	1.1	65.079
GST07-3M□□□090-12				GST05-2M□□□090-32				20	676	1.0	70.156
26	384	1.8	53.900	350	40	2.0	4.053	18	769	0.9	79.762
22	463	1.5	65.079	311	45	2.0	4.571	17	829	0.9	85.983
20	500	1.4	70.156	274	51	1.8	5.187	15	942	0.8	97.708
18	568	1.3	79.762	267	52	4.1	5.324	GST09-3M□□□090-32			
16	612	1.2	85.983	243	57	1.8	5.850	13	1 095	1.5	113.585
14	696	1.0	97.708	222	63	1.7	6.400	11	1 244	1.3	129.074

续表 39.1-7

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
10	1 362	1.2	141.289	140	146	0.9	10.000	8	2 584	1.0	180.156
9	1 548	1.0	160.556	125	163	0.8	11.200	7	2 980	0.9	207.778
8	1 763	0.9	182.845	GST06-2M□□□100-12				6	3 393	0.8	236.622
GST11-3M□□□090-32				111	183	1.6	12.571	5.6	3 616	0.8	252.167
7	2 003	1.4	207.778	98	208	1.5	14.286	4.3	3 856	1.5	268.889
6	2 281	1.2	236.622	91	224	1.4	15.400	4.3	4 680	1.3	326.333
5.6	2 431	1.2	252.167	80	255	1.2	17.500	$P_1 = 3 \text{ kW}$ $n_1 = 1 400 \text{ r/min}$			
5	2 592	1.1	268.889	70	292	1.2	20.044	GST06-1M□□□100-32			
4.4	3 146	0.9	326.333	62	332	1.0	22.778	875	32	1.9	1.600
$P_1 = 2.2 \text{ kW}$ $n_1 = 1 400 \text{ r/min}$				56	363	1.0	24.933	684	41	1.8	2.048
GST05-1M□□□100-12				49	413	0.8	28.333	625	45	1.7	2.240
875	24	1.9	1.600	GST07-2M□□□100-12				490	58	1.6	2.857
684	30	1.7	2.048	43	470	1.5	32.267	400	71	1.5	3.500
625	33	1.6	2.240	38	534	1.3	36.667	GST07-1M□□□100-32			
490	42	1.3	2.857	GST09-2M□□□100-12				307	92	2.0	4.556
400	52	1.0	3.500	36	570	2.2	39.160	251	113	1.7	5.583
GST06-1M□□□100-12				32	648	2.2	44.500	191	148	1.3	7.333
307	67	1.6	4.556	28	721	1.4	49.500	157	179	1.0	8.900
247	84	1.3	5.667	25	819	1.4	56.250	GST09-1M□□□100-32			
GST07-1M□□□100-12				GST07-3M□□□100-12				124	227	1.3	11.250
191	108	1.8	7.333	27	732	1.0	51.022	GST05-2M□□□100-32			
157	132	1.4	8.900	GST09-3M□□□100-12				345	81	1.0	4.053
GST09-1M□□□100-12				26	761	1.8	53.044	306	91	1.0	4.571
124	166	1.8	11.250	23	864	1.8	60.278	270	103	0.9	5.187
GST05-2M□□□100-12				20	1 031	1.4	71.867	239	116	0.9	5.850
345	59	1.4	4.053	17	1 171	1.4	81.667	219	127	0.8	6.400
306	67	1.4	4.571	15	1 342	1.2	93.541	193	144	0.8	7.238
270	76	1.2	5.187	14	1 422	1.1	99.167	GST06-2M□□□100-32			
239	85	1.2	5.850	12	1 629	1.0	113.585	172	162	1.6	8.163
219	93	1.1	6.400	GST11-3M□□□100-12				155	179	1.5	9.010
193	105	1.0	7.238	11	1 851	1.5	129.074	140	199	1.4	10.000
172	119	1.0	8.163	10	2 108	1.3	146.993	125	222	1.3	11.200
155	131	0.9	9.010	9	2 269	1.2	158.194	111	250	1.2	12.571

星阅器提醒您：
 请尊重知识版权！
 用本复制品

续表 39.1-7

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i			
98	284	1.1	14.286	5	5 258	1.1	268.889	62	601	2.4	23.333			
91	306	1.0	15.400	4.3	6 382	0.9	326.333	58	642	2.1	24.933			
80	347	0.9	17.500	$P_1 = 4 \text{ kW} \quad n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				51	729	2.1	28.333			
GST07-2M□□□100-32				GST06-1M□□□112-22				GST11-2M□□□112-22						
70	398	1.8	20.044	900	42	1.5	1.600	45	830	2.1	32.267			
62	452	1.5	22.778	703	54	1.4	2.048	39	944	2.1	36.667			
57	488	1.4	24.567	643	59	1.3	2.240	37	1 008	1.7	39.160			
50	554	1.2	27.917	504	75	1.2	2.857	32	1 145	1.7	44.500			
GST09-2M□□□100-32				GST07-1M□□□112-22				29				1 274	1.4	49.500
43	641	2.0	32.267	411	91	1.9	3.500	26	1 448	1.4	56.250			
38	728	2.0	36.667	316	119	1.6	4.556	GST09-3M□□□112-22						
36	778	1.6	39.160	258	146	1.3	5.583	29	1 246	1.2	49.167			
32	884	1.6	44.500	GST09-1M□□□112-22				27	1 345	1.0	53.044			
28	983	1.0	49.500	196	192	1.7	7.333	GST11-3M□□□112-22						
25	1 117	1.0	56.250	162	233	1.4	8.900	24	1 553	1.8	61.250			
GST09-3M□□□100-32				GST06-2M□□□112-22				20				1 800	1.5	71.011
29	962	1.5	49.167	346	107	1.6	4.160	18	2 046	1.4	80.694			
26	1 037	1.3	53.044	315	118	1.7	4.571	17	2 212	1.2	87.267			
23	1 179	1.3	60.278	271	137	1.5	5.324	15	2 514	1.1	99.167			
20	1 405	1.1	71.867	246	151	1.5	5.850	13	2 863	0.9	112.933			
17	1 597	1.0	81.667	225	165	1.4	6.400	11	3 272	0.9	129.074			
15	1 829	0.9	93.541	205	181	1.3	7.040	GST14-3M□□□112-22						
14	1 939	0.8	99.167	176	210	1.2	8.163	10	3 529	1.6	139.211			
GST11-3M□□□100-32				160	232	1.1	9.010	9	4 010	1.5	158.194			
12	2 209	1.2	112.933	144	257	1.1	10.000	8.4	4 338	1.4	171.111			
11	2 524	1.1	129.074	129	288	1.0	11.200	7	5 190	1.1	204.722			
10	2 875	0.9	146.993	115	324	0.9	12.571	6	5 998	1.0	236.622			
9	3 094	0.9	158.194	101	368	0.8	14.286	5.8	6 298	0.9	248.458			
8	3 523	0.8	180.156	GST07-2M□□□112-22				5.4	6 816	0.9	268.889			
GST14-3M□□□100-32				94	396	1.6	15.400	$P_1 = 5.5 \text{ kW} \quad n_1 = 1 440 \text{ r/min}$						
7	4 004	1.5	204.722	82	450	1.5	17.500	GST06-1M□□□112-32						
6	4 627	1.2	236.622	GST09-2M□□□112-22				900	58	1.1	1.600			
5.6	4 859	1.2	248.458	70	528	2.4	20.533	703	74	1.0	2.048			

续表 39.1-7

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
GST07-1M□□□112-32				37	1 386	1.3	39.160	254	274	1.6	5.714
643	81	1.7	2.240	32	1 575	1.3	44.500	227	307	1.5	6.400
504	103	1.5	2.857	29	1 752	1.0	49.500	203	343	1.4	7.150
411	126	1.4	3.500	26	1 991	1.0	56.250	179	389	1.3	8.125
316	164	1.1	4.556	GST11-3M□□□112-32				165	422	1.3	8.800
258	201	1.0	5.583	29	1 743	1.6	50.000	147	472	1.2	9.856
GST09-1M□□□112-32				25	2 021	1.3	57.968	130	537	1.1	11.200
196	264	1.2	7.333	24	2 135	1.3	61.250	115	603	1.0	12.571
162	320	1.0	8.900	20	2 475	1.1	71.011	102	685	0.9	14.286
GST06-2M□□□112-32				18	2 813	1.0	80.694	94	738	0.9	15.400
346	147	1.2	4.160	17	3 042	0.9	87.267	GST09-2M□□□132-22			
315	162	1.2	4.571	15	3 457	0.8	99.167	84	825	1.7	17.222
271	188	1.1	5.324	GST14-3M□□□112-32				71	984	1.5	20.533
246	207	1.1	5.850	14	3 705	1.6	106.296	62	1 118	1.3	23.333
GST07-2M□□□112-32				11	4 541	1.3	130.278	58	1 195	1.3	24.933
225	227	2.1	6.400	10	4 852	1.2	139.211	51	1 358	1.1	28.333
201	253	1.9	7.150	9	5 514	1.1	158.194	GST11-2M□□□132-22			
177	288	1.8	8.125	8.4	5 964	1.0	171.111	45	1 546	1.7	32.267
164	311	1.7	8.800	7	7 136	0.8	204.722	40	1 757	1.6	36.667
146	349	1.6	9.856	$P_1 = 7.5 \text{ kW} \quad n_1 = 1 450 \text{ r/min}$				37	1 877	1.4	39.160
129	396	1.4	11.200	GST07-1M□□□132-22				33	2 133	1.3	44.500
115	445	1.4	12.571	892	79	1.3	1.625	GST14-2M□□□132-22			
101	506	1.2	14.286	725	97	1.3	2.000	29	2 372	1.5	49.500
94	545	1.2	15.400	647	109	1.2	2.240	26	2 696	1.5	56.250
82	619	1.1	17.500	508	139	1.1	2.857	GST11-3M□□□132-22			
GST09-2M□□□112-32				414	170	1.0	3.500	29	2 360	1.2	50.000
70	727	1.8	20.533	GST09-1M□□□132-22				25	2 736	0.9	57.968
62	826	1.8	23.333	311	227	1.7	4.667	24	2 891	0.9	61.250
58	882	1.5	24.933	256	276	1.7	5.667	20	3 352	0.8	71.011
51	1 003	1.5	28.333	GST07-2M□□□132-22				GST14-3M□□□132-22			
GST11-2M□□□112-32				343	203	1.9	4.225	19	3 703	1.5	78.457
45	1 142	1.5	32.267	312	223	1.9	4.643	16	4 415	1.3	93.541
39	1 298	1.5	36.667	279	249	1.7	5.200	15	4 539	1.3	96.157

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 39.1-7

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
14	5 018	1.2	106.296	58	1 476	1.8	24.933	201	506	1.0	7.150
11	6 150	1.0	130.278	51	1 677	1.7	28.333	177	575	0.9	8.125
10	6 571	0.9	139.211	45	1 910	1.4	32.267	164	623	0.8	8.800
9	7 467	0.8	158.194	39	2 170	1.3	36.667	146	698	0.8	9.856
$P_1 = 9.2 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				37	2 318	1.2	39.160	GST09-2M□□□160-22			
GST07-1M□□□132-32				32	2 634	1.1	44.500	123	826	1.5	11.667
886	98	1.1	1.625	GST14-2M□□□132-32				117	875	1.4	12.362
720	120	1.0	2.000	29	2 930	1.2	49.500	103	994	1.3	14.048
643	135	1.0	2.240	26	3 330	1.2	56.250	95	1 073	1.3	15.156
504	172	0.9	2.857	GST11-3M□□□132-32				84	1 219	1.1	17.222
411	210	0.8	3.500	29	2 915	0.9	50.000	GST11-2M□□□160-22			
GST09-1M□□□132-32				25	3 380	0.8	57.968	71	1 436	1.8	20.289
309	280	1.4	4.667	24	3 571	0.8	61.250	63	1 632	1.7	23.056
254	341	1.4	5.667	GST14-3M□□□132-32				58	1 765	1.5	24.933
GST07-2M□□□132-32				21	4 026	1.2	69.042	51	2 005	1.4	28.333
341	250	1.6	4.225	18	4 574	1.2	78.457	GST14-2M□□□160-22			
310	275	1.5	4.643	15	5 454	1.0	93.541	45	2 284	2.5	32.267
277	308	1.4	5.200	14	6 198	1.0	106.296	39	2 595	2.3	36.667
252	338	1.3	5.714	11	7 596	0.8	130.278	37	2 772	2.1	39.160
225	379	1.2	6.400	$P_1 = 11 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				32	3 149	1.9	44.500
201	423	1.2	7.150	GST07-1M□□□160-22				$P_1 = 15 \text{ kW}$ $n_1 = 1 445 \text{ r/min}$			
177	481	1.1	8.125	886	117	0.9	1.625	GST09-1M□□□160-32			
164	521	1.0	8.800	720	144	0.9	2.000	926	152	1.8	1.560
146	583	0.9	9.856	643	161	0.8	2.240	706	200	1.7	2.048
129	663	0.9	11.200	GST09-1M□□□160-22				619	228	1.6	2.333
115	744	0.8	12.571	513	202	2.1	2.810	514	274	1.5	2.810
GST09-2M□□□132-32				418	248	1.8	3.444	420	336	1.3	3.444
103	832	1.5	14.048	GST07-2M□□□160-22				GST07-2M□□□160-32			
95	897	1.5	15.156	341	299	1.3	4.225	342	406	1.0	4.225
84	1 019	1.3	17.222	310	329	1.3	4.643	311	447	0.9	4.643
70	1 215	1.2	20.533	277	368	1.2	5.200	GST09-2M□□□160-32			
62	1 381	1.1	23.333	252	404	1.1	5.714	271	512	1.9	5.324
GST11-2M□□□132-32				225	453	1.0	6.400	247	563	1.8	5.850

续表 39.1-7

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
217	641	1.7	6.667	225	762	2.4	6.400	213	955	2.2	6.864
198	703	1.6	7.305	210	817	2.5	6.864	188	1 085	1.9	7.800
180	772	1.5	8.027	185	928	2.3	7.800	163	1 254	1.8	9.010
160	867	1.3	9.010	160	1 072	2.1	9.010	149	1 371	1.7	9.856
141	987	1.2	10.267	146	1 173	2.0	9.856	131	1 558	1.5	11.200
124	1 122	1.1	11.667	129	1 333	1.8	11.200	117	1 749	1.4	12.571
117	1 189	1.1	12.362	115	1 496	1.7	12.571	103	1 988	1.3	14.286
GST11-2M□□□160-32				101	1 700	1.5	14.286	95	2 143	1.2	15.400
101	1 374	1.9	14.286	94	1 833	1.4	15.400	84	2 435	1.1	17.500
94	1 481	1.7	15.400	82	2 083	1.3	17.500	72	2 823	0.9	20.289
83	1 683	1.6	17.500	71	2 415	1.1	20.289	64	3 208	0.9	23.056
71	1 951	1.4	20.289	63	2 744	1.0	23.056	59	3 469	0.8	24.933
63	2 217	1.3	23.056	58	2 968	0.9	24.933	GST14-2M□□□180-32			
58	2 398	1.1	24.933	51	3 373	0.8	28.333	53	3 884	1.4	27.917
51	2 725	1.0	28.333	GST14-2M□□□180-22				45	4 489	1.3	32.267
GST14-2M□□□160-32				45	3 841	1.5	32.267	40	5 102	1.2	36.667
45	3 103	1.8	32.267	39	4 364	1.3	36.667	37	5 448	1.1	39.160
39	3 527	1.7	36.667	37	4 661	1.2	39.160	33	6 191	1.0	44.500
37	3 766	1.5	39.160	32	5 297	1.1	44.500	$P_1 = 30 \text{ kW}$ $n_1 = 1 455 \text{ r/min}$			
33	4 280	1.4	44.500	$P_1 = 22 \text{ kW}$ $n_1 = 1 465 \text{ r/min}$				GST09-1M□□□200-32			
$P_1 = 18.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				GST09-1M□□□180-32				933	303	0.9	1.560
GST09-1M□□□180-22				939	220	1.3	1.560	711	397	0.9	2.048
923	189	1.5	1.560	716	289	1.2	2.048	GST11-2M□□□200-32			
703	247	1.4	2.048	628	330	1.1	2.333	359	775	1.7	4.056
617	282	1.3	2.333	521	387	1.1	2.810	326	851	1.7	4.457
513	340	1.2	2.810	425	487	0.9	3.444	273	1 017	1.6	5.324
418	416	1.1	3.444	GST09-2M□□□180-32				249	1 118	1.6	5.850
GST09-2M□□□180-22				361	564	1.6	4.056	227	1 223	1.5	6.400
355	483	1.8	4.056	329	620	1.5	4.457	212	1 311	1.6	6.864
323	531	1.8	4.457	GST11-2M□□□180-32				187	1 490	1.4	7.800
GST11-2M□□□180-22				275	741	2.2	5.324	162	1 721	1.3	9.010
271	634	2.5	5.324	250	814	2.2	5.850	148	1 883	1.2	9.856
246	696	2.5	5.850	229	890	2.0	6.400	130	2 140	1.1	12.571

续表 39.1-7

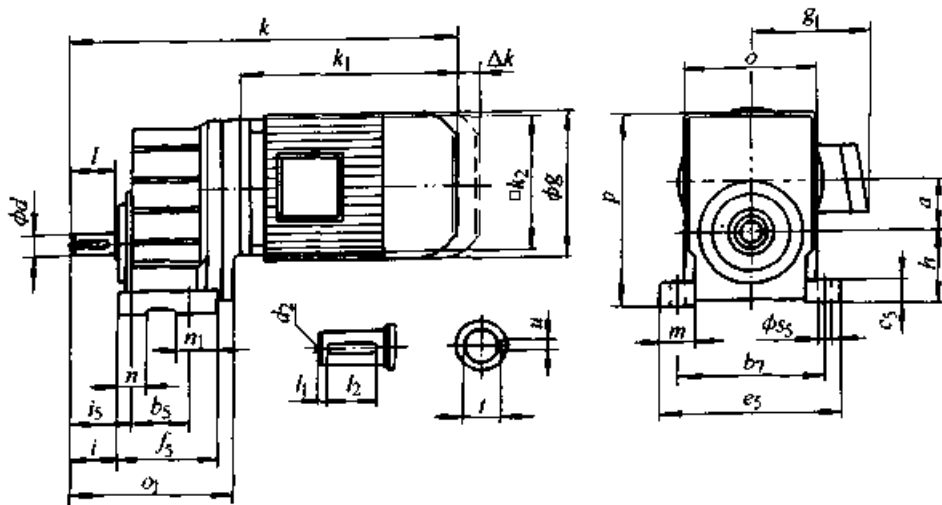
n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
116	2 402	1.0	11.200	187	1 831	1.2	7.800	277	1 505	1.1	5.324
102	2 729	0.9	14.286	162	2 115	1.1	9.010	252	1 654	1.1	5.850
95	2 942	0.9	15.400	148	2 314	1.0	9.856	231	1 809	1.0	6.400
83	3 343	0.8	17.500	130	2 630	0.9	11.200	215	1 940	1.1	6.864
GST14-2M□□□200-32				116	2 952	0.9	12.571	189	2 205	1.0	7.800
73	3 829	1.3	20.044	102	3 354	0.8	14.286	164	2 547	0.9	9.010
64	4 351	1.2	22.778	GST14-2M□□□225-12				150	2 786	0.8	9.856
$P_1 = 37 \text{ kW}$ $n_1 = 1 460 \text{ r/min}$				96	3 559	1.3	15.156	132	3 166	0.8	11.200
GST11-2M□□□225-12				85	4 044	1.1	17.222	GST14-2M□□□225-22			
360	952	1.6	4.056	73	4 706	1.0	20.044	119	3 494	1.2	12.362
328	1 047	1.5	4.457	64	5 348	0.9	22.778	105	3 971	1.1	14.048
274	1 250	1.3	5.324	$P_1 = 45 \text{ kW}$ $n_1 = 1 475 \text{ r/min}$				97	4 284	1.0	15.156
250	1 374	1.3	5.850	GST11-2M□□□225-22				86	4 868	0.9	17.222
228	1 503	1.2	6.400	364	1 147	1.3	4.056	74	5 666	0.9	20.044
213	1 612	1.3	6.864	331	1 260	1.3	4.457	65	6 438	0.8	22.778

4.2 GST 系列齿轮减速电动机的主要尺寸

部分型号的 GST 系列齿轮减速电动机的外形和安装尺寸见表 39.1-8 ~ 表 39.1-11。其余型号的尺寸可查阅伦茨公司产品样本。

表 39.1-8 GST□□-1MVBR 齿轮减速电动机的尺寸

(mm)



超星浏览器提醒您：续表 39.1-8

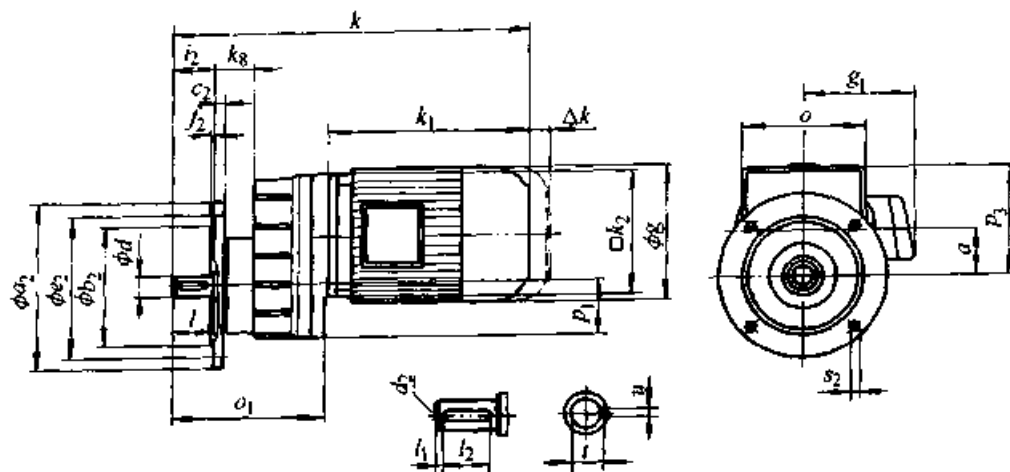
电动机尺寸 $R, R_1, k_1, k_2, \Delta k$ 见表 39.1-12

减速器 型号	减 速 器					不同电动机机座号下的总长度 k							
	a	a_1	p	h	a	071 -12/-32	080 -12/-32	090 -12/-32	100 -12/-32	112 -22/-32	132 -22/-32		
04	100	134	138	50	36	325	374						
05	115	165	168	63	45	346	395	422	460	490			
06	145	191	211	80	56	369	418	445	483	513	551		
07	180	223	264	100	70		447	474	512	542	560	655	
09	222	271	329	125	89			517	555	585	603	623	698

减速器 型号	实 心 轴								底 脚									
	d (k6)	l	l_1	l_2	d_2	u	t	b_s	b_7	c_s	e_s	f_s	r	i_s	m	n	n_1	S_s
04	16	32	6	20	M5	5	18	55	105	16	130	80	35	45	23	20	25	9
05	20	40	6	28	M6	6	22.5	70	125	23	155	99	43	56	30	26	29	11
06	25	50	7	36	M10	8	28	72	160	25	196	115	53	68	35	30	43	13.5
07	30	60	7.5	45	M10	8	33	80	200	30	248	137	64	84	45	40	57	17.5
09	40	80	8.5	63	M16	12	43	105	245	40	300	161	84	107	48	45	56	17.5

表 39.1-9 GST□□-IMVCK 齿轮减速电动机尺寸

(mm)



电动机尺寸 $g, g_1, k_1, k_2, \Delta k$ 见表 39.1-12

减速器 型号	齿 轮 减 速 器						不同电动机机座号下的总长度 k					
	a	a_1	p_1	a	k_k	p_3	071 -12/-32	080 -12/-32	090 -12/-32	100 -12/-32	112 -22/-32	132 -22/-32
04	100	134	41	36	35	88	325	374				
05	115	165	51	45	43	105	346	395	422	460	490	

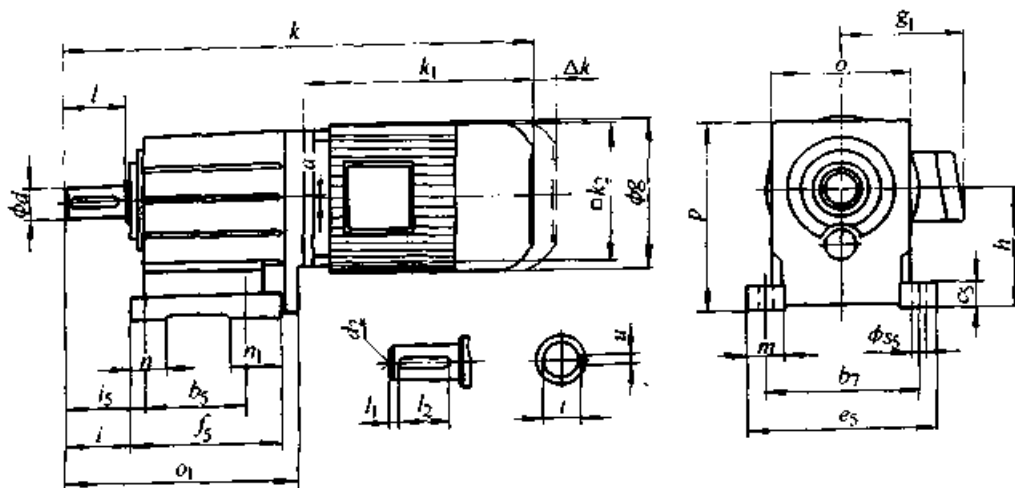
续表 39.1-9

减速器 型号	齿轮减速器						不同电动机机座号下的总长度 k							
	a	a_1	p_1	a	k_x	p_3	071	080	090	100		112		132
							-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12	-32	-22	-32	-22/-32
06	145	191	63	56	48	131	369	418	445	483	513	531	551	
07	180	223	82	70	60	164		447	474	512	542	560	580	655
09	222	271	101	89	74	204			517	555	585	603	623	698

减速器 型号	实心轴								输出端法兰!						
	d (k6)	l	l_1	l_2	d_2	u	t	a_2	b_2 (j7)	c_2	e_2	f_2	l_2	S_2 $4 \times 90^\circ$	
04	16	32	6	20	M5	5	18	120	80	10	100	3	32	7	
								140	95					115	9
								160	110					130	9
05	20	40	6	28	M6	6	22.5	120	80	10	100	3	40	7	
								140	95					115	9
								160	110					130	9
								200	130					165	11
06	25	50	7	36	M10	8	28	160	110	12	130	3.5	50	9	
								200	130					165	11
07	30	60	7.5	45	M10	8	33	200	130	14	165	3.5	60	11	
								250	180					215	4
09	40	80	8.5	63	M16	12	43	250	180	16	215	4	80	13.5	
								300	230					265	13.5

表 39.1-10 GST□□-2MVBR 齿轮减速电动机尺寸

(mm)



超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！
续表 39.1-10

电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

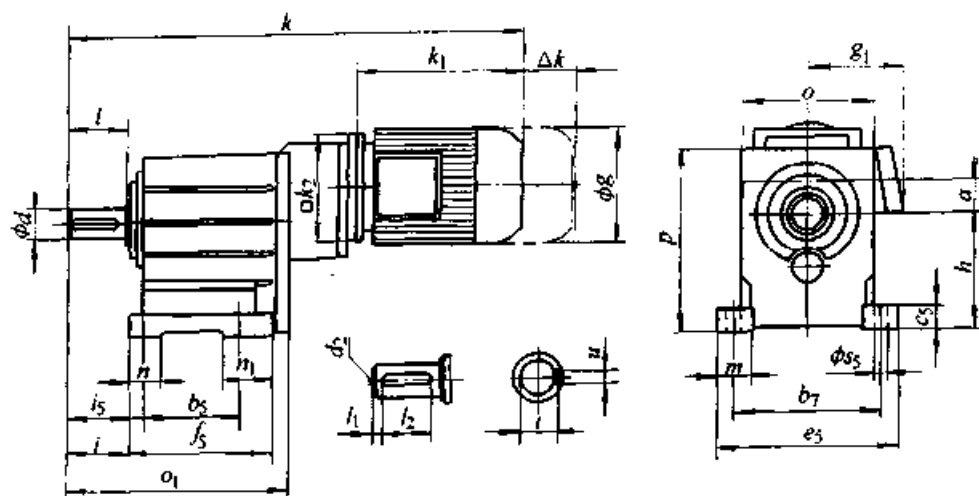
减速器 型号	齿轮减速器					不同电动机机座号下的总长度 k												
	o	o_1	p	h	a	071		080		090		100		112		132		
						-12/-32	12/-32	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-22/-32	-22/-32	-22/-32					
04	100	174	132	80	0	365	414											
05	115	214	156	100	1	395	444	471	509	539								
06	145	243	198	125	2	421	470	497	535	565	583	603						
07	180	302	251	160	3		526	553	591	621	639	659	734					
09	222	370	311	200	4			616	654	684	702	722	797					
11	270	433	385	250	4				711	741	759	779	854					
14	328	533	479	315	6						849	869	944					

减速器 型号	实心轴							输出端法兰										
	d	l	l_1	l_2	d_2	u	t	b_5	b_7	c_5	e_5	f_5	i	i_5	m	n	n_1	s_5
04	20	40	5	28	M6	6	22.5	76	105	16	132	112	43	53	23	20	36	9
05	25	50	4	40	M10	8	28	90	125	20	158	139	53	66	30	26	49	11
06	30	60	6	45	M10	8	33	106	160	25	200	157	64	79	35	35	52	13.5
07	40	80	7	63	M16	12	43	130	200	30	250	196	84	104	45	45	66	17.5
09	50	100	8	80	M16	14	53.5	165	245	40	304	239	105	127.5	50	48	74	17.5
11	60	120	8	100	M20	18	64	200	300	50	375	280	125	155	65	65	80	22
14	80	160	15	125	M20	22	85	250	380	60	468	340	165	200	80	85	91	26

注： $d \leq 50$ mm: k_6 ; $d > 50$ mm: $m 6$ 。

表 39.1-11 GST□□-3MVBR 齿轮减速电动机尺寸

(mm)



续表 39.1-11

电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

减速器 型号	齿轮减速器					不同电动机机座号下的总长度 k							
	a	a_1	p	h	a	071 -12/-32	080 -12/-32	090 -12/-32	100 -12/-32		112 -22/-32		132 -22/-32
06	145	240	198	125	34	514	563						
07	180	302	251	160	42	581	630	657	695	725			
09	222	370	311	200	52	662	711	738	776	806	825	845	
11	270	433	385	250	66		787	814	852	882	901	921	995
14	328	533	479	315	83			938	976	1006	1025	1045	1119

减速器 型号	实 心 轴							底 脚										
	d	l	l_1	l_2	d_2	u	t	b_5	b_7	c_5	e_5	f_5	i	i_5	m	n	n_1	s_5
06	30	60	6	45	M10	8	33	106	160	25	200	157	64	79	35	35	52	13.5
07	40	80	7	63	M16	12	43	130	200	30	250	196	84	104	45	45	66	17.5
09	50	100	8	80	M16	14	53.5	165	245	40	304	239	105	127.5	50	48	74	17.5
11	60	120	8	100	M20	18	64	200	300	50	375	280	125	155	65	65	80	22
14	80	160	15	125	M20	22	85	250	380	60	468	340	165	200	80	85	91	26

注: $d \leq 50 \text{ mm}$; k_6 ; $d > 50 \text{ mm}$; $m 6$ 。

表 39.1-12 电动机尺寸

(mm)

电动机机座号	071	080	090	100		112		132	160	
	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12	-32	-22	-32	-22/-32	-22	-32
g	142	156	178	194	194	222	222	262	310	
g_1	130	130	141	154	154	167	167	202	225	
制动电动机	131	131	142	160	160	167	167	202	225	
k_1	176	225	242	280	310	323	343	409	461	505
k_2	145	145	180	180	180	222	222	265	300	
Δk	制动器	66	68	78	100	100	105	105	132	99
	独立的风扇	79	93	105	102	102	96	96	108	77
	独立的风扇+ 制动器	133	149	168	174	174	187	187	222	168

5 小侧隙齿轮减速装置(GFL 系列)

5.1 GFL 系列的特点

伦茨公司的小侧隙 (low-profile) 齿轮传动装置有齿轮减速器和齿轮减速电动机两种产品。

这种传动装置的显著特点是齿轮副的齿侧间隙小, 例如 GFL07 型减速器 (传动比 $i = 24.85$) 输出轴的最大回差角仅为 $8.5'$ 。因此, 这种传动非常适用于位置精度要求比较高的机械中, 例如机械手等的传动系统中。

此外, 由于齿侧间隙小, 因而减速器和齿轮

减速电动机发出的噪声也小。例如，一台三相交流电动机驱动的齿轮减速器，电动机的噪声要比减速器的噪声大 10 dB (A) 以上，因此减速器的噪声几乎可以忽略不计。

GFL 系列减速装置的各种组合形式和标记方法见图 39.1-2。

GFL 系列的 M 类设计是小侧隙齿轮减速电动机。

GFL 系列的 N 类设计是一种输入端配用 IEC 标准电动机安装法兰的减速器结构 (图 39.1-3)，其尺寸见表 39.1-3。

GFL 系列的 W 类设计是一种自由输入轴的减速器结构 (图 39.1-4)，其尺寸见表 39.1-4。

5.2 GFL 系列齿轮减速电动机的主要技术性能数据

小侧隙齿轮减速电动机 (M 类设计) 的主要技术性能数据列于表 39.1-13。表中 n_1 是电动机

转速 (r/min); n_2 是输出轴转速 (r/min); i 是传动比; c 是负载容量; T_2 是输出轴转矩 (N·m); P_1 是输入功率 (kW)。表中数据仅适用于供电频率为 50 Hz 的场合。

值得注意的是：伦茨减速电动机适用于不同的工况条件，每一输出转速情况下，均可能选用 2~3 种相邻机座号的齿轮箱，本大典仅列出其中常用的一种。若用户拟选用本章中未列出的机座号，可同伦茨公司北京代表处联系。

例如：当 $P_1=0.55$ kW、 $n_1=1400$ r/min
 $n_2=24$ r/min 时

可选：05 号机座 GFL05-2M□□□080-12

$i=58.667$ $c=1.1$

(表 39.1-13 中已列出)

06 号机座 GFL06-2M□□□080-12

$i=59.481$ $c=2.3$ (未列出)

07 号机座 GFL07-2M□□□080-12

$i=58.667$ $c=3.3$ (未列出)

表 39.1-13 GFL 系列齿轮减速电动机的主要技术性能数据

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
$P_1=0.25$ kW $n_1=1400$ r/min				$P_1=0.37$ kW $n_1=1390$ r/min				GFL04-2M□□□080-12			
GFL04-2M□□□071-12				GFL04-2M□□□071-32				150	34	4.9	9.333
109	21	5.8	12.800	109	32	3.9	12.800	137	37	4.3	10.238
95	24	6.7	14.706	95	36	4.5	14.760	122	42	4.3	11.491
68	34	5.4	20.520	78	44	3.8	17.920	109	47	3.6	12.800
61	38	4.4	22.857	68	51	3.6	20.520	95	54	3.4	14.706
50	46	3.6	28.000	55	62	3.0	25.136	87	59	3.1	16.087
44	52	3.5	31.600	GFL05-2M□□□071-32				78	65	2.6	17.920
40	58	2.9	35.200	38	90	2.7	36.444	68	75	2.5	20.520
34	67	2.8	40.697	35	99	2.7	40.233	GFL05-2M□□□080-12			
GFL05-2M□□□071-12				31	112	2.2	45.333	63	81	3.0	22.127
31	75	3.2	45.333	27	128	2.1	52.067	56	90	3.0	24.850
27	86	3.1	52.067	24	145	1.7	58.667	51	100	2.8	27.524
24	97	2.5	58.667	22	156	1.5	63.190	43	118	2.3	32.344
22	105	2.3	63.190	20	176	1.4	71.200	38	133	1.8	36.444
20	118	2.1	71.200	17	199	0.9	80.762	35	146	1.8	40.233
17	134	1.4	80.762	15	224	0.9	91.000	31	165	1.5	45.333
15	151	1.4	91.000	$P_1=0.55$ kW $n_1=1400$ r/min				27	189	1.4	52.067

续表 39.1-13

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
24	214	1.1	58.667	200	51	4.8	7.040	102	136	2.0	13.878
GFL06-2M□□□080-12				181	56	4.5	7.771	89	156	1.7	15.904
22	233	2.1	66.080	157	65	3.8	9.010	84	166	1.7	17.000
19	263	1.9	72.189	142	72	3.8	9.946	70	198	1.4	20.286
17	295	1.3	81.000	130	79	3.5	10.880	64	217	1.1	22.127
15	332	1.3	91.250	112	91	2.8	12.571	57	243	1.1	24.850
$P_1 = 0.75 \text{ kW}$ $n_1 = 1380 \text{ r/min}$				102	100	2.7	13.878	52	269	1.0	27.524
GFL04-2M□□□080-32				89	115	2.3	15.904	GFL06-2M□□□090-32			
148	47	3.5	9.333	83	123	2.2	17.000	43	321	1.7	32.800
135	52	3.1	10.238	70	147	1.8	20.286	38	362	1.4	36.951
120	58	3.1	11.491	64	160	1.5	22.127	35	399	1.4	40.800
108	65	2.6	12.800	57	180	1.5	24.850	31	450	1.1	45.963
94	74	2.5	14.760	51	199	1.4	27.524	27	517	1.1	52.800
86	81	2.2	16.087	44	234	1.2	32.344	GFL07-2M□□□090-32			
GFL05-2M□□□080-32				39	263	0.9	36.444	24	574	1.7	58.667
81	86	3.2	17.000	GFL06-2M□□□090-12				23	618	1.7	63.190
68	102	2.6	20.286	35	295	1.9	40.800	20	697	1.4	71.200
62	111	2.2	22.127	31	332	1.5	45.963	18	782	1.0	79.875
56	125	2.1	24.850	27	382	1.4	52.800	16	881	1.0	90.000
50	139	2.0	27.524	24	430	1.1	59.481	$P_1 = 2.2 \text{ kW}$ $n_1 = 1400 \text{ r/min}$			
43	163	1.7	32.344	GFL07-2M□□□090-12				GFL05-2M□□□100-12			
38	183	1.3	36.444	22	457	2.3	63.190	199	102	2.4	7.040
34	203	1.3	40.233	20	515	1.9	71.200	180	113	2.3	7.771
30	228	1.1	45.333	18	577	1.4	79.875	155	131	1.9	9.010
27	262	1.0	52.067	16	650	1.4	90.000	141	145	1.9	9.946
GFL06-2M□□□080-32				$P_1 = 1.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1420 \text{ r/min}$				129	158	1.7	10.880
23	299	1.6	59.481	GFL05-2M□□□090-32				111	183	1.4	12.571
22	323	1.5	64.080	202	69	3.5	7.040	101	202	1.4	13.878
19	363	1.4	72.189	183	76	3.3	7.771	88	231	1.2	15.904
17	408	1.0	81.000	158	88	2.8	9.010	82	247	1.1	17.000
15	459	1.0	91.250	143	97	2.8	9.946	69	295	0.9	20.286
$P_1 = 1.1 \text{ kW}$ $n_1 = 1410 \text{ r/min}$				131	106	2.6	10.880	GFL06-2M□□□100-12			
GFL05-2M□□□090-12				113	123	2.0	12.571	60	337	1.5	23.175

超星阅读器提醒您：
使用本复制品，
请尊重相关知识产权！

续表 39.1-13

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
56	367	1.5	25.200	35	787	1.4	39.642	23	1 626	1.8	63.190
49	413	1.2	28.389	31	887	1.1	44.667	20	1 832	1.8	71.200
43	477	1.2	32.800	27	1 033	1.1	52.067	18	2 055	1.4	79.875
38	538	0.9	36.951	24	1 164	0.8	58.667	16	2 316	1.4	90.000
GFL07-2M□□□100-12				22	1 254	0.9	63.190	$P_1 = 5.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$			
35	577	1.9	39.642	GFL09-2M□□□100-32				GFL06-2M□□□112-32			
31	650	1.5	44.667	20	1 394	1.7	70.211	201	253	1.8	7.147
27	758	1.5	52.067	18	1 563	1.1	78.750	183	279	1.7	7.886
24	854	1.1	58.667	16	1 762	1.1	88.750	157	324	1.4	9.146
GFL09-2M□□□100-12				$P_1 = 4 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				143	357	1.3	10.092
23	907	2.3	62.300	GFL06-2M□□□112-22				125	408	1.3	11.520
20	1 022	2.3	70.211	201	184	2.4	7.147	111	459	1.1	12.978
18	1 146	1.5	78.750	183	203	2.3	7.886	GFL07-2M□□□112-32			
16	1 292	1.5	88.750	157	235	1.9	9.146	101	502	2.2	14.200
$P_1 = 3 \text{ kW}$ $n_1 = 1 400 \text{ r/min}$				143	260	1.8	10.092	91	563	1.9	15.904
GFL05-2M□□□100-32				125	296	1.8	11.520	80	634	1.5	17.920
199	140	1.8	7.040	111	334	1.5	12.978	71	718	1.5	20.286
180	154	1.7	7.771	98	379	1.4	14.743	65	783	1.1	22.127
155	179	1.4	9.010	89	415	1.3	16.128	58	879	1.3	24.850
141	197	1.4	9.946	79	467	1.1	18.169	53	959	1.0	27.119
129	216	1.3	10.880	70	529	1.0	20.571	GFL09-2M□□□112-32			
111	250	1.0	12.571	62	596	0.8	23.175	44	1 156	1.8	32.667
101	275	1.0	13.878	GFL07-2M□□□112-22				39	1 302	1.8	36.815
88	316	0.9	15.904	58	639	1.7	24.850	36	1 403	1.6	39.667
GFL06-2M□□□100-32				53	698	1.4	27.119	32	1 582	1.5	44.704
77	361	1.4	18.169	GFL09-2M□□□112-22				GFL11-2M□□□112-32			
68	408	1.3	20.571	44	841	2.5	32.667	28	1 842	1.6	52.067
60	460	1.1	23.175	39	947	2.5	36.815	25	2 076	1.6	58.667
56	500	1.1	25.200	36	1 021	2.1	39.667	23	2 236	1.3	63.190
49	563	0.9	28.389	32	1 150	2.0	44.704	20	2 519	1.3	71.200
GFL07-2M□□□100-32				GFL11-2M□□□112-22				18	2 826	1.1	79.875
43	642	1.7	32.344	28	1 340	2.1	52.067	16	3 184	1.1	90.000
38	723	1.4	36.444	25	1 509	2.1	58.667	$P_1 = 7.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 450 \text{ r/min}$			

续表 39.1-13

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
GFL07-2M□□□132-22				125	683	1.6	11.537	78	1 302	1.8	18.407
203	343	2.7	7.150	111	769	1.3	13.000	73	1 392	1.7	19.667
184	378	2.5	7.893	101	840	1.3	14.200	65	1 568	1.5	22.164
165	422	2.2	8.800	91	941	1.2	15.904	60	1 706	1.4	24.111
149	465	2.1	9.714	80	1 060	0.9	17.920	53	1 923	1.2	27.173
126	553	2.0	11.537	GFL09-2M□□□132-32				GFL11-2M□□□160-22			
112	623	1.6	13.000	73	1 164	2.0	19.667	44	2 317	1.9	32.739
102	680	1.6	14.200	65	1 312	1.8	22.164	39	2 610	1.7	36.889
91	762	1.4	15.904	60	1 427	1.7	24.111	36	2 847	1.6	40.233
81	859	1.1	17.920	53	1 608	1.5	27.173	32	3 208	1.4	45.333
72	972	1.1	20.286	GFL11-2M□□□132-32				GFL14-2M□□□160-22			
GFL09-2M□□□132-22				44	1 937	2.3	32.739	28	3 684	2.4	52.067
65	1 062	2.2	22.164	39	2 183	2.0	36.889	25	4 151	2.1	58.667
60	1 156	2.0	24.111	36	2 381	1.9	40.233	23	4 471	1.9	63.190
53	1 302	1.8	27.173	32	2 683	1.7	45.333	20	5 038	1.7	71.200
44	1 565	1.5	32.667	28	3 081	1.4	52.067	$P_1 = 15 \text{ kW} \quad n_1 = 1 445 \text{ r/min}$			
39	1 764	1.3	36.815	25	3 472	1.3	58.667	GFL07-2M□□□160-32			
37	1 900	1.2	39.667	23	3 740	1.2	63.190	202	687	1.3	7.150
32	2 142	1.1	44.704	20	4 214	1.1	71.200	183	759	1.3	7.893
GFL11-2M□□□132-22				GFL14-2M□□□132-32				164	846	1.1	8.800
28	2 495	1.8	52.067	18	4 727	1.2	79.875	149	934	1.0	9.714
25	2 811	1.6	58.667	16	5 326	1.2	90.000	125	1 109	1.0	11.537
23	3 028	1.5	63.190	$P_1 = 11 \text{ kW} \quad n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				GFL09-2M□□□160-32			
20	3 411	1.3	71.200	GFL07-2M□□□160-22				117	1 183	1.9	12.307
GFL14-2M□□□132-22				201	506	1.8	7.150	101	1 378	1.7	14.333
18	3 827	1.5	79.875	182	558	1.7	7.893	89	1 571	1.5	16.333
16	4 312	1.5	90.000	164	623	1.5	8.800	79	1 770	1.3	18.407
$P_1 = 9.2 \text{ kW} \quad n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				148	687	1.4	9.714	74	1 891	1.3	19.667
GFL07-2M□□□132-32				125	816	1.3	11.537	65	2 131	1.1	22.164
201	423	2.2	7.150	111	920	1.1	13.000	GFL11-2M□□□160-32			
182	467	2.0	7.893	101	1 005	1.1	14.200	58	2 389	1.8	24.850
164	521	1.8	8.800	91	1 125	1.0	15.904	52	2 692	1.6	28.000
148	575	1.7	9.714	GFL09-2M□□□160-22				44	3 148	1.4	32.739

超星浏览器提醒您：
续表 39.1-13
使用本复制品
请尊重相关知识版权！

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
39	3 547	1.3	36.889	GFL09-2M□□□180-32				100	2 777	1.3	14.538
36	3 869	1.1	40.233	213	955	2.2	6.864	92	3 037	1.2	15.904
32	4 359	1.0	45.333	196	1 038	2.1	7.466	81	3 422	1.1	17.920
GFL14-2M□□□160-32				163	1 253	1.7	9.010	72	3 874	1.0	20.286
28	5 006	1.7	52.067	150	1 363	1.7	9.799	64	4 365	0.9	22.857
25	5 641	1.5	58.667	131	1 553	1.5	11.167	59	4 746	0.9	24.850
23	6 076	1.4	63.190	119	1 712	1.3	12.307	GFL14-2M□□□200-32			
20	6 846	1.3	71.200	102	1 994	1.2	14.333	53	5 264	1.6	27.556
$P_1 = 18.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				GFL11-2M□□□180-32				45	6 177	1.4	32.344
GFL09-2M□□□180-22				92	2 212	1.7	15.904	40	6 960	1.2	36.444
210	817	2.6	6.864	82	2 493	1.5	17.920	$P_1 = 37 \text{ kW}$ $n_1 = 1 460 \text{ r/min}$			
193	888	2.4	7.466	72	2 822	1.4	20.286	GFL11-2M□□□225-12			
160	1 072	2.0	9.010	64	3 179	1.3	22.857	213	1 611	1.6	6.864
147	1 166	1.9	9.799	59	3 457	1.2	24.850	196	1 753	1.6	7.466
129	1 329	1.7	11.167	52	3 895	1.1	28.000	162	2 115	1.6	9.010
117	1 465	1.5	12.307	45	4 554	1.0	32.739	149	2 300	1.6	9.799
100	1 706	1.4	14.333	40	5 131	0.9	36.889	136	2 516	1.5	10.720
GFL11-2M□□□180-22				GFL14-2M□□□180-32				117	2 930	1.2	12.480
91	1 893	2.0	15.904	37	5 515	1.6	39.642	100	3 413	1.1	14.538
80	2 133	1.8	17.920	33	6 213	1.4	44.667	92	3 733	1.0	15.904
71	2 414	1.7	20.286	28	7 242	1.2	52.067	82	4 207	0.9	17.920
63	2 720	1.5	22.857	25	8 161	1.1	58.667	72	4 762	0.8	20.286
58	2 957	1.4	24.850	23	8 790	1.0	63.190	GFL14-2M□□□225-12			
51	3 332	1.3	28.000	21	9 904	0.9	71.200	65	5 276	1.6	22.476
44	3 896	1.1	32.739	$P_1 = 30 \text{ kW}$ $n_1 = 1 455 \text{ r/min}$				60	5 741	1.5	24.456
36	4 788	0.9	40.233	GFL09-2M□□□200-32				53	6 468	1.3	27.556
32	5 395	0.8	45.333	212	1 311	1.6	6.864	45	7 593	1.1	32.344
GFL14-2M□□□180-22				195	1 426	1.5	7.466	40	8 555	1.0	36.444
28	6 196	1.4	52.067	GFL11-2M□□□200-32				$P_1 = 45 \text{ kW}$ $n_1 = 1 475 \text{ r/min}$			
25	6 981	1.2	58.667	161	1 721	1.7	9.010	GFL11-2M□□□225-22			
23	7 520	1.2	63.190	148	1 872	1.7	9.799	215	1 940	1.4	6.864
20	8 473	1.0	71.200	136	2 047	1.7	10.720	198	2 110	1.4	7.466
$P_1 = 22 \text{ kW}$ $n_1 = 1 465 \text{ r/min}$				117	2 384	1.4	12.480	164	2 546	1.4	9.010

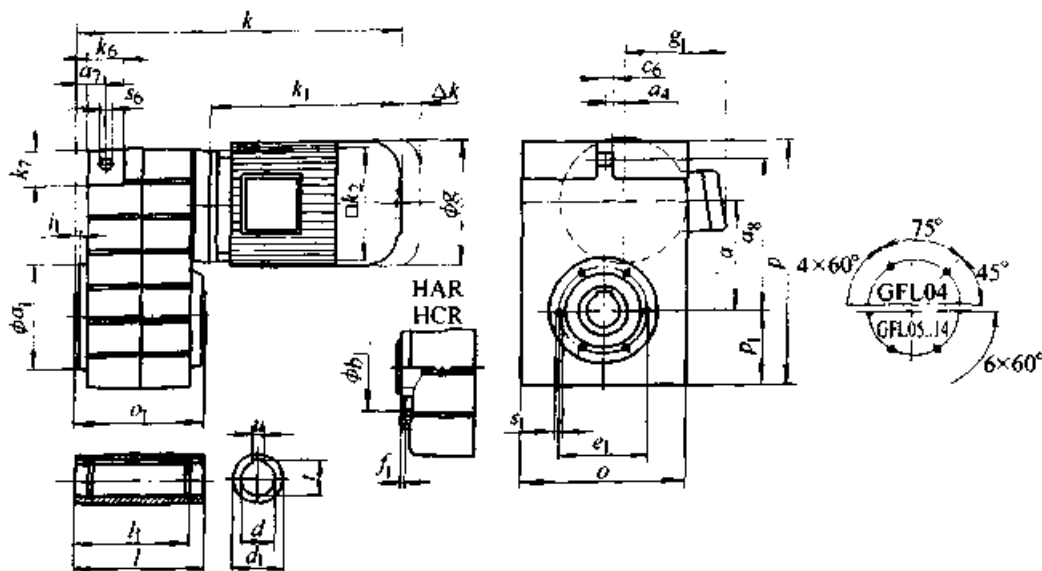
续表 39.1-13

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
151	2 769	1.3	9.799	GFL14-2M□□□225-22				54	7 787	1.1	27.556
138	3 029	1.3	10.720	84	4 974	1.4	17.600	46	9 140	0.9	32.344
118	3 527	1.0	12.480	74	5 637	1.4	19.948	41	10 299	0.8	36.444
101	4 108	0.9	14.538	66	6 352	1.3	22.476	37	11 203	0.8	39.642
93	4 494	0.8	15.904	60	6 911	1.2	24.456				

5.3 GFL 系列齿轮减速电动机的主要尺寸

部分型号的 GFL 系列 (小侧隙) 齿轮减速电动机的外形和安装尺寸见表 39.1-14~表 39.1-17。其余型号的尺寸可查伦茨公司产品样本。

表 39.1-14 GFL□□-2MH□R 型减速电动机的外形和安装尺寸 (mm)



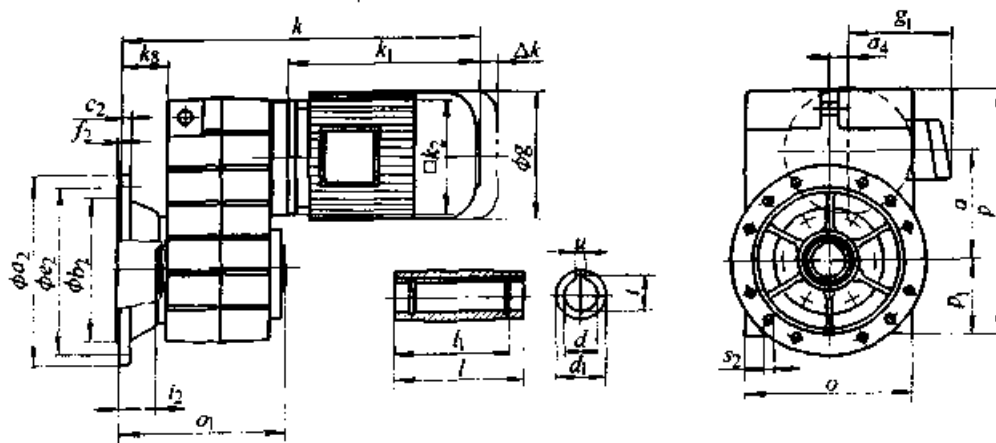
电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

减速器 型号	齿轮减速器						不同电动机机座号下的总长度 k					
	o	o_1	p	p_1	a	a_4	071	080	090	100	112	132
							-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-22/-32	-22/-32
05	165	140	252	78	112.5	18.5	327	376	403	441	471	
06	206	160	315	98	140	22	340	389	416	454	484	503 523
07	256	200	386	118	173	29		422	449	487	517	536 556 630
09	318	240	486	149	220	37.5			483	521	551	570 590 664
11	395	290	600	181	276.5	50				562	592	611 631 705
14	490	350	740	228	339	65					656	676 750

续表 39.1-14

减速器型号	空心轴						节圆					转矩板						
	d (H7)	l	d_1	l_1	u (JS9)	t +0.2 0	a_1	b_1 (H7)	e_1	f_1	i_1	a_7	a_8	c_6	s_6	k_6	k_7	
05	30 35	140	50	124	8 10	33.3 38.3	118	80	100	4	4	M8×15	29	155	16	14	35	38
06	40 45	160	65	140	12 14	43.3 48.8	140	100	120	4	5	M10×16	35	195	20	14	46	46
07	50 55	200	75	175	14 16	53.8 59.3	165	115	140	5	5	M12×18	44	240	25	18	56	56
09	60 70	240	95	210	18 20	64.4 74.9	205	145	175	6	5	M16×24	50	300	32	22	70	70
11	70 80	290	105	250	20 22	74.9 85.4	240	140	205	6	6	M20×32	65	375	40	26	84	90
14	100	350	135	305	28	106.4	290	170	250	6	7	M24×35	80	455	50	32	100	114

表 39.1-15 GFL□□-2MHCK 型减速电动机外形和安装尺寸 (mm)



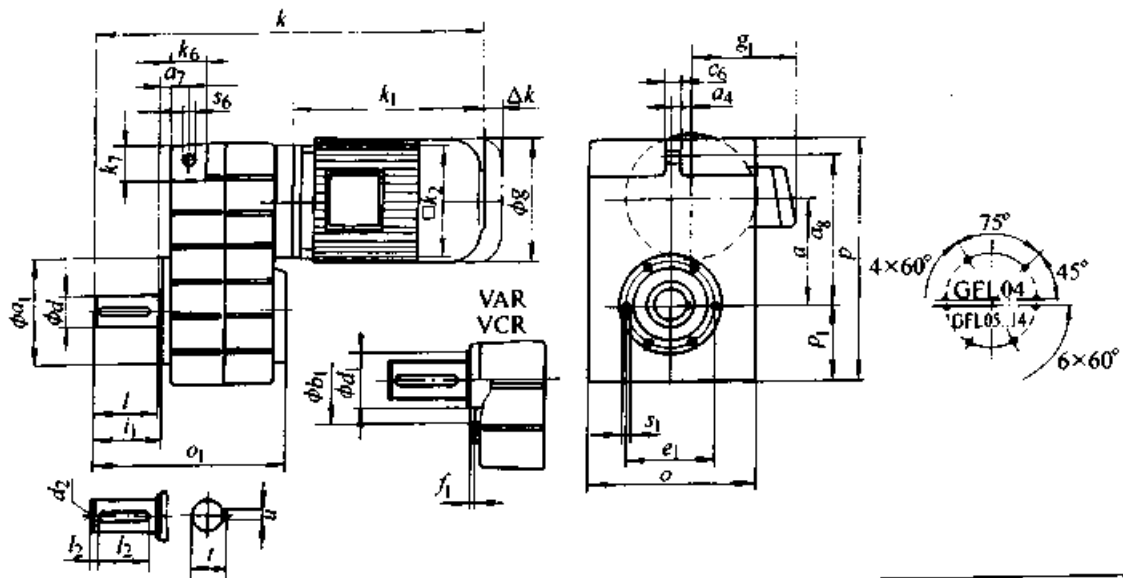
电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

减速器型号	齿轮减速器							不同电动机机座号下的总长度 k							
								071		080		090		100	
	o	o_1	p	p_1	a	a_4	k_k	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-22/-32	-22/-32	-22/-32	
05	165	173	252	78	112.5	18.5	46	360	409	436	474	504			
06	206	201	315	98	140	22	55	381	430	457	495	525	544	564	
07	256	255	386	118	173	29	72		477	504	542	572	591	611	685
09	318	300	486	149	220	37.5	77			543	581	611	630	650	724
11	395	350	600	181	276.5	50	85				622	652	671	691	765
14	490	410	740	228	339	65	89						716	736	810

续表 39.1-15

减速器 型号	空心轴						输出轴法兰						
	d (H7)	l	d_1	l_1	n (JS9)	l $+0.2$ 0	a_2	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6	r_7
05	30	140	50	124	8	33.3	200	130	12	165	3.5	33	4×11
	10					38.3							
06	40	160	65	140	12	43.3	200	130	12	165	3.5	42	4×11
	14					48.8							
07	50	200	75	175	14	53.8	250	180	14.5	215	4	55	4×14
	16					59.3							
09	60	240	95	210	18	64.4	350	250	18	300	4	60	4×18
	20					74.9							
11	70	290	105	250	20	74.9	400	300	20	350	5	60	4×18
	22					85.4							
14	100	350	135	305	28	106.4	450	350	22	400	5	60	8×18

表 39.1-16 GFL□□-2MV□R 型减速电动机的外形和安装尺寸 (mm)



电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

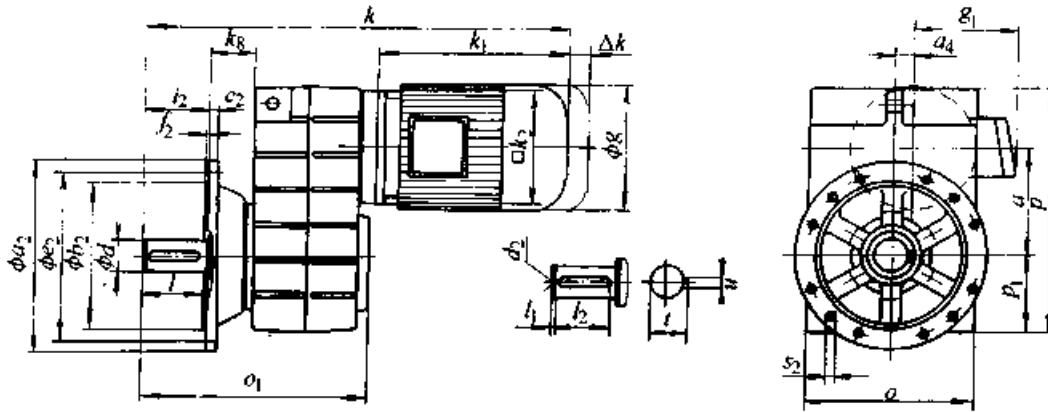
减速器 型号	齿轮减速器						不同电动机机座号下的总长度 k							
							071	080	090	100		112		132
	o	o_1	p	p_1	a	a_1	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-22/-32	-32	-22/-32	
05	165	197	252	78	112.5	18.5	387	436	463	501	531			
06	206	236	315	98	140	22	420	469	496	534	564	583	603	
07	256	296	386	118	173	29		522	549	587	617	636	656	730
09	318	356	486	149	220	37.5			603	641	671	690	710	784
11	395	445	600	181	276.5	50				722	752	771	791	865
14	490	544	740	228	339	65						856	876	950

续表 39.1-16

减速器 型号	实 心 轴								节 圆						转 矩 板					
	d	l	l_2	l_1	d_1	d_2	u	t	a_1	b_1 (H7)	e_1	f_1	i_1	s_1 $6 \times 60^\circ$	a_7	a_8	c_6	s_6	k_6	k_7
05	30	60	45	6	45	M10	8	33	118	80	100	4	64	M8×15	29	155	16	14	35	38
06	40	80	63	7	63	M16	12	43	140	100	120	4	85	M10×16	35	195	20	14	46	46
07	50	100	80	8	80	M16	14	53.5	165	115	140	5	105	M12×18	44	240	25	18	56	56
09	60	120	100	8	100	M20	18	64	205	145	175	6	125	M16×24	50	300	32	22	70	70
11	80	160	125	15	125	M20	22	85	240	140	205	6	166	M20×32	65	375	40	26	84	90
14	100	200	160	18	160	M24	28	106	290	170	250	6	207	M24×35	80	455	50	32	100	114

注: $d \leq 50$ mm: k_6 ; $d > 50$ mm: $m 6_0$.

表 39.1-17 GFL□□-2MVCK 型减速电动机的外形和安装尺寸 (mm)



电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

减速器 型号	齿轮减速器							不同电动机机座号下的总长度 k							
	o	o_1	p	p_1	a	a_1	k_8	071 -12/-32	080 -12/-32	090 -12/-32	100 -12/-32	112 -22/-32	132 -22/-32		
05	165	230	252	78	112.5	18.5	46	420	469	496	534	564			
06	206	277	315	98	140	22	55	461	510	537	575	605	624	644	
07	256	351	386	118	173	29	72		577	604	642	672	691	711	785
09	318	416	486	149	220	37.5	77			663	701	731	750	770	844
11	395	505	600	181	276.5	50	85				782	812	831	851	925
14	490	604	740	228	339	65	89					916	936	1 010	

减速器 型号	实 心 轴								输出轴法兰					
	d	l	l_1	l_2	d_2	u	t	a_2	b_2 (j7)	c_2	e_2	f_2	i_2	s_2
05	30	60	6	45	M10	8	33	200	130	12	165	3.5	60	4×11
06	40	80	7	63	M16	12	43	250	180	14.5	215	4	80	4×14

超星阅读器提醒您：
续表 39.1-17

减速器 型号	空心轴							输出轴法兰						
	d	l	l_1	l_2	d_2	u	t	a_2	b_2 (j7)	c_2	e_2	f_2	i_2	s_2
07	50	100	8	80	M16	14	53.5	250 300	180 230	14.5 16.5	215 265	4	100	4×14
09	60	120	8	100	M20	18	64	350	250	18	300	4	120	4×18
11	80	160	15	125	M20	22	85	400 450	300 350	20 22	350 400	5	160	4×18 8×18
14	100	200	18	160	M24	28	106	450	350	22	400	5	200	8×18

注： $d \leq 50$ mm: k6; $d > 50$ mm: m6。

6 斜齿轮-锥齿轮减速装置 (GKS 系列)

6.1 GKS 系列的特点

斜齿轮-锥齿轮减速装置 (GKS 系列) 是一种垂直相交轴的传动装置。其输入端也有 M、N 和 W 三类设计, 其输出轴也有多种结构型式, 其组合型式和标记如图 39.1-2 所示。

GKS 系列的 M 类设计是斜齿轮-锥齿轮减速电动机。

GKS 系列的 N 类设计是一种输入端配有 IEC 标准电动机安装法兰的减速器结构 (图 39.1-3), 其尺寸见表 39.1-3。

GKS 系列的 W 类设计是一种自由输入轴的减速器结构 (图 40.1-4), 其尺寸见表 39.1-4。

GKS 系列齿轮减速装置可广泛应用于垂直相交轴的机械传动中。

6.2 GKS 系列齿轮减速电动机的主要技术性能数据

GKS 系列 (斜齿轮-锥齿轮) 齿轮减速电动机是垂直相交轴传动装置的基本型式之一 (M

类设计), 其主要技术性能数据列于表 39.1-18。表中: n_1 是电动机转速 (r/min); n_2 是输出轴转速 (r/min); T_2 是输出轴转矩 (N·m); i 是传动比; c 是减速电动机的负载容量; P_1 是输入轴功率 (kW)。表中数据仅适用于供电频率为 50 Hz 的场合。

值得注意的是: 伦茨减速电动机适用于不同的工况条件, 每一输出转速情况下, 均可能选用 2~3 种相邻机座号的减速电动机, 本章只列出其中常用的一种。若用户拟选用未列出的机座号, 可查伦茨公司产品样本。

例如: 当 $P_1 = 2.2$ kW $n_1 = 1400$ r/min
 $n_2 = 62$ 或 63 r/min 时

可选: 05 机座 GKS05-3M□□□100-12
 $i = 22.4$ $c = 0.9$ (未列出)

06 机座 GKS06-3M□□□100-12
 $i = 22.521$ $c = 1.6$

(表 39.1-18 中已列出)

07 机座 GKS07-3M□□□100-12
 $i = 22.349$ $c = 3.1$ (未列出)

GKS 系列的 N 类设计和 W 类设计传动装置的主要技术参数和尺寸, 可查阅伦茨公司产品样本。

表 39.1-18 斜齿轮-锥齿轮减速电动机的主要技术性能数据

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
$P_1 = 0.25$ kW	$n_1 = 1400$ r/min			49	47	3.9	28.727	GKS05-2M□□□071-12			
				36	64	2.6	39.200	25	92	3.0	56.667
				32	72	2.6	44.240	21	108	2.5	66.592

续表 39.1-18

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
19	119	2.3	73.333	27	182	1.5	51.162	11	624	1.6	126.578
17	134	2.0	82.833	25	202	1.4	56.667	8.5	789	1.2	160.000
16	144	1.9	89.000	21	237	1.1	66.592	6.2	1 104	1.0	224.037
13	174	1.5	107.196	19	261	1.1	73.333	$P_1 = 1.1 \text{ kW}$ $n_1 = 1 410 \text{ r/min}$			
12	184	1.4	113.750	17	295	0.9	82.833	GKS05-3M□□□090-12			
11	211	1.3	130.097	GKS06-3M□□□080-12				103	2.4	14.494	
10	237	1.0	146.588	15	332	1.7	93.176	88	2.4	16.000	
8.5	269	1.0	166.276	13	374	1.3	104.967	69	145	1.9	20.476
$P_1 = 0.37 \text{ kW}$ $n_1 = 1 390 \text{ r/min}$				12	403	1.4	113.082	63	159	1.7	22.400
GKS05-3M□□□071-32				11	454	1.1	127.392	54	183	1.4	25.882
54	63	4.0	25.882	10	509	1.1	142.941	49	202	1.4	28.571
33	101	2.7	41.765	8.5	574	0.9	161.029	43	232	1.2	32.744
31	110	2.5	45.556	$P_1 = 0.75 \text{ kW}$ $n_1 = 1 380 \text{ r/min}$				40	248	1.1	35.000
25	137	2.0	56.667	GKS05-3M□□□080-32				34	296	0.9	41.765
21	161	1.7	66.592	74	91	2.7	18.549	31	322	0.9	45.556
19	177	1.6	73.333	67	101	2.7	20.476	GKS06-3M□□□090-12			
17	200	1.3	82.833	62	110	2.5	22.400	29	349	1.6	49.286
16	215	1.3	89.000	53	128	2.0	25.882	24	410	1.3	57.882
13	259	1.0	107.196	48	141	2.0	28.571	22	451	1.2	63.782
12	275	1.0	113.750	42	161	1.7	32.744	20	510	1.1	72.000
11	314	0.9	130.097	39	173	1.6	35.000	18	548	1.0	77.408
GKS06-3M□□□071-32				33	206	1.3	41.765	GKS07-3M□□□090-12			
10	345	1.6	142.941	30	225	1.2	45.556	15	655	1.7	92.563
8.5	389	1.3	161.029	27	252	1.1	51.162	14	738	1.3	104.296
$P_1 = 0.55 \text{ kW}$ $n_1 = 1 400 \text{ r/min}$				24	279	1.0	56.667	13	795	1.4	112.338
GKS05-3M□□□080-12				21	328	0.8	66.592	11	896	1.1	126.578
63	80	3.4	22.400	GKS06-3M□□□080-32				10	1 005	1.1	142.000
54	92	2.7	25.882	19	355	1.6	72.000	9	1 132	0.9	160.000
49	102	2.7	28.571	18	382	1.4	77.408	$P_1 = 1.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 420 \text{ r/min}$			
43	117	2.3	32.744	15	459	1.2	93.176	GKS05-3M□□□090-32			
40	125	2.2	35.000	13	518	0.9	104.967	98	139	1.8	14.494
34	149	1.8	41.765	12	558	1.0	113.082	89	153	1.8	16.000
31	162	1.7	45.556	GKS07-3M□□□080-32				77	178	1.4	18.549

超星浏览器提醒你：
 请尊重相关知识产权！
 续表 39.1.18

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
69	196	1.4	20.476	46	434	1.2	30.441	22	1 231	0.8	63.323
63	215	1.3	22.400	39	518	1.1	36.303	20	1 370	0.8	70.474
55	248	1.0	25.882	35	565	1.0	39.622	GKS09-3M□□□100-32			
50	274	1.0	28.571	31	634	0.9	44.471	18	1 555	1.5	79.996
43	314	0.9	32.744	GKS07-3M□□□100-12			15	1 786	1.3	91.860	
GKS06-3M□□□090-32			29	687	1.5	48.212	14	2 013	1.2	103.524	
39	348	1.6	36.303	24	820	1.3	57.501	13	2 167	1.1	111.484
36	380	1.4	39.622	22	903	1.2	63.323	11	2 443	1.0	125.641
32	426	1.3	44.471	20	1 005	1.1	70.474	10	2 740	0.9	140.921
29	472	1.1	49.286	18	1 096	0.9	76.851	9	3 088	0.8	158.816
25	555	1.0	57.882	GKS09-3M□□□100-12			$P_1 = 4 \text{ kW} \quad n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				
22	611	0.9	63.782	15	1 310	1.8	91.860	GKS06-3M□□□112-22			
GKS07-3M□□□090-32			14	1 476	1.6	103.524	114	318	1.4	12.612	
20	675	1.6	70.474	13	1 589	1.5	111.484	103	351	1.4	13.916
18	737	1.4	76.851	11	1 791	1.3	125.641	89	407	1.2	16.140
15	887	1.2	92.563	10	2 009	1.2	140.921	81	449	1.2	17.809
14	1 000	1.0	104.296	9	2 264	1.0	158.816	71	512	1.1	20.329
13	1 077	1.0	112.338	$P_1 = 3 \text{ kW} \quad n_1 = 1 400 \text{ r/min}$			64	568	0.9	22.521	
11	1 213	0.8	126.578	GKS06-3M□□□100-32			55	656	0.8	26.017	
10	1 361	0.8	142.000	111	245	1.8	12.612	GKS07-3M□□□112-22			
GKS09-3M□□□090-32			87	314	1.5	16.140	51	713	1.5	28.274	
9	1 522	1.5	158.816	79	346	1.5	17.809	48	762	1.4	30.222
$P_1 = 2.2 \text{ kW} \quad n_1 = 1 400 \text{ r/min}$			69	395	1.4	20.329	40	909	1.2	36.063	
GKS05-3M□□□100-12			62	438	1.2	22.521	37	991	1.0	39.337	
106	188	0.9	13.177	54	506	1.1	26.017	33	1 113	1.0	44.178
97	207	1.2	14.494	49	553	1.0	28.461	30	1 215	0.9	48.212
88	228	1.2	16.000	46	592	0.9	30.441	GKS09-3M□□□112-22			
75	264	0.9	18.549	GKS07-3M□□□100-32			25	1 473	1.6	58.456	
68	292	0.9	20.476	39	701	1.6	36.064	22	1 660	1.4	65.879
GKS06-3M□□□100-12			36	765	1.4	39.337	20	1 789	1.3	70.982	
62	321	1.6	22.521	32	859	1.3	44.178	18	2 016	1.2	79.996
54	371	1.5	26.017	29	937	1.1	48.212	16	2 315	1.0	91.860
49	406	1.4	28.461	24	1 118	1.0	57.501	GKS11-3M□□□112-22			

续表 39.1-18

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	ϵ	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	ϵ	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	ϵ	i
14	2 605	1.8	103.365	GKS07-3M□□□132-22				70	1 189	0.9	20.511
13	2 806	1.7	111.335	114	596	1.4	12.711	GKS09-3M□□□132-32			
12	3 161	1.5	125.448	103	658	1.4	14.032	65	1 276	1.8	22.023
10	3 547	1.3	140.732	93	732	1.3	15.644	56	1 486	1.6	25.649
9	3 996	1.2	158.571	84	810	1.3	17.270	49	1 694	1.4	29.228
$P_1 = 5.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				71	963	1.1	20.511	44	1 909	1.2	32.940
GKS06-3M□□□112-32				65	1 049	0.9	22.349	41	2 040	1.2	35.193
114	437	1.0	12.612	57	1 185	0.9	25.244	36	2 299	1.0	39.662
103	482	1.0	13.916	51	1 327	0.8	28.274	33	2 501	0.9	43.146
89	559	0.9	16.140	GKS09-3M□□□132-22				30	2 818	0.8	48.625
81	617	0.9	17.809	44	1 546	1.5	32.940	GKS11-3M□□□132-32			
GKS07-3M□□□112-32				41	1 651	1.4	35.193	25	3 343	1.4	57.683
64	774	1.3	22.349	37	1 861	1.3	39.662	22	3 767	1.2	64.995
57	875	1.3	25.244	34	2 025	1.2	43.146	20	4 109	1.2	70.887
51	980	1.1	28.274	30	2 282	1.0	48.625	18	4 630	1.0	79.873
48	1 047	1.0	30.222	25	2 743	0.9	58.456	16	5 317	0.9	91.737
40	1 250	0.9	36.063	GKS11-3M□□□132-22				GKS14-3M□□□132-32			
GKS09-3M□□□112-32				22	3 050	1.5	64.995	14	5 913	1.5	102.029
36	1 374	1.7	39.662	20	3 327	1.4	70.887	13	6 370	1.4	109.896
33	1 491	1.6	43.146	18	3 748	1.2	79.873	10	8 052	1.1	138.913
30	1 685	1.4	48.625	16	4 305	1.1	91.737	9	9 073	1.0	156.522
25	2 026	1.2	58.456	14	4 851	1.0	103.365	$P_1 = 11 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$			
22	2 283	1.0	65.879	13	5 225	0.9	11.335	GKS09-3M□□□160-22			
20	2 460	1.0	70.982	GKS14-3M□□□132-22				117	851	1.9	12.283
18	2 772	0.8	79.996	12	5 810	1.5	123.826	108	926	1.9	13.360
GKS11-3M□□□112-32				10	6 519	1.4	138.913	89	1 117	1.6	16.122
16	3 179	1.5	91.737	9	7 345	1.2	156.522	82	1 215	1.6	17.536
14	3 582	1.3	103.365	$P_1 = 9.2 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				74	1 354	1.7	19.541
13	3 858	1.2	111.335	GKS07-3M□□□132-32				65	1 526	1.5	22.022
12	4 347	1.1	125.448	113	737	1.2	12.711	56	1 778	1.3	25.649
10	4 877	1.0	140.732	103	813	1.2	14.032	49	2 026	1.2	29.228
9	5 495	0.8	158.571	92	907	1.0	15.644	44	2 283	1.0	32.940
$P_1 = 7.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				83	1 001	1.0	17.270	41	2 439	1.0	35.193

续表 39.1-18

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
GKS11-3M□□□160-22				21	6 493	1.4	68.942	84	2 389	0.8	17.536
36	2 791	1.7	40.272	19	7 316	1.2	77.681	75	2 662	0.9	19.541
33	3 034	1.6	43.783	16	8 528	1.1	90.551	GKS11-3M□□□180-32			
GKS11-3M□□□160-22				14	9 609	0.9	102.029	67	2 995	1.6	21.989
29	3 419	1.4	49.333	13	10 350	0.9	109.896	57	3 490	1.4	25.615
25	3 998	1.2	57.683	12	11 662	0.8	123.826	52	3 818	1.2	28.021
22	4 504	1.0	64.995	$P_1 = 18.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 440 \text{ r/min}$				46	4 302	1.1	31.573
20	4 913	1.0	70.887	GKS09-3M□□□180-22				41	4 870	1.0	35.741
18	5 536	0.8	79.873	117	1 432	1.2	12.283	36	5 487	0.8	40.272
GKS14-3M□□□160-22				108	1 557	1.2	13.360	GKS14-3M□□□180-32			
16	6 276	1.4	90.551	89	1 879	1.0	16.122	34	5 793	0.8	42.531
14	7 071	1.3	102.029	82	2 043	1.0	17.536	31	6 529	1.4	47.923
13	7 616	1.2	109.896	74	2 278	1.0	19.541	26	7 664	1.2	56.251
12	8 582	1.0	123.826	65	2 567	0.9	22.022	23	8 635	1.0	63.382
$P_1 = 15 \text{ kW}$ $n_1 = 1 445 \text{ r/min}$				GKS11-3M□□□180-22				21	9 393	1.0	68.942
GKS09-3M□□□160-32				56	2 986	1.6	25.615	19	10 583	0.8	77.681
118	1 157	1.4	12.283	51	3 266	1.5	28.021	$P_1 = 30 \text{ kW}$ $n_1 = 1 455 \text{ r/min}$			
108	1 258	1.4	13.360	46	3 680	1.3	31.573	GKS11-3M□□□200-32			
90	1 518	1.2	16.122	40	4 166	1.1	35.741	120	2 262	1.3	12.094
82	1 651	1.2	17.536	36	4 694	1.0	40.272	111	2 461	1.3	13.154
74	1 840	1.3	19.541	33	5 103	0.9	43.783	92	2 969	1.1	15.874
66	2 074	1.1	22.022	29	5 750	0.8	49.333	84	3 230	1.1	17.265
56	2 416	1.0	25.649	GKS14-3M□□□180-22				75	3 650	1.3	19.515
GKS11-3M□□□160-32				26	6 556	1.4	56.251	66	4 113	1.1	21.989
52	2 639	1.8	28.021	23	7 388	1.2	63.382	57	4 792	1.0	25.615
46	2 973	1.6	31.573	21	8 036	1.1	68.942	52	5 242	0.9	28.021
40	3 366	1.4	35.741	19	9 054	1.0	77.681	GKS14-3M□□□200-32			
36	3 793	1.2	40.272	16	10 554	0.9	90.551	48	5 725	1.5	30.609
33	4 123	1.2	43.783	$P_1 = 22 \text{ kW}$ $n_1 = 1 465 \text{ r/min}$				42	6 489	1.4	34.692
29	4 646	1.0	49.333	GKS09-3M□□□180-32				37	7 312	1.2	39.089
25	5 432	0.9	57.683	119	1 673	1.0	12.283	34	7 956	1.1	42.531
GKS14-3M□□□160-32				110	1 820	1.0	13.360	30	8 965	1.0	47.923
23	5 968	1.5	63.382	91	2 197	0.8	16.122	26	10 522	0.9	56.251

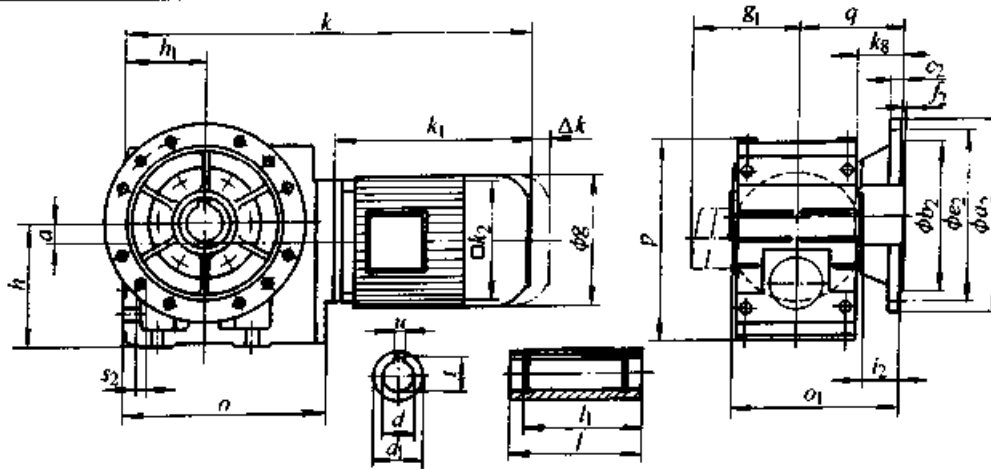
续表 39.1-18

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
$P_1 = 37 \text{ kW}$ $n_1 = 1460 \text{ r/min}$				54	6246	1.4	27.165	89	4607	1.3	16.646
GKS11-3M□□□225-12				48	7038	1.3	30.609	81	5068	1.2	18.311
121	2781	1.0	12.094	42	7976	1.1	34.692	74	5553	1.4	20.065
111	3024	1.0	13.154	37	8987	1.0	39.089	GKS14-3M□□□225-22			
92	3650	0.9	15.874	34	9779	0.9	42.531	65	6256	1.4	22.609
85	3970	0.9	17.265	$P_1 = 45 \text{ kW}$ $n_1 = 1475 \text{ r/min}$				60	6835	1.3	24.696
75	4487	1.0	19.515	GKS11-3M□□□225-22				54	7519	1.2	27.165
66	5056	0.9	21.989	122	3347	0.9	12.094	48	8472	1.0	30.609
57	5889	0.8	25.615	112	3641	0.9	13.154	43	9602	0.9	34.692
GKS14-3M□□□225-12				GKS14-3M□□□225-22				38	10819	0.8	39.089

6.3 GKS 系列齿轮减速电动机的主要尺寸

部分 GKS 系列齿轮减速电动机的外形和安装尺寸列于表 39.1-19~表 39.1-21。其余型号的尺寸可查伦茨公司产品样本。

表 39.1-19 GKS□□-2MHAk 型减速电动机的外形和安装尺寸 (mm)



电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

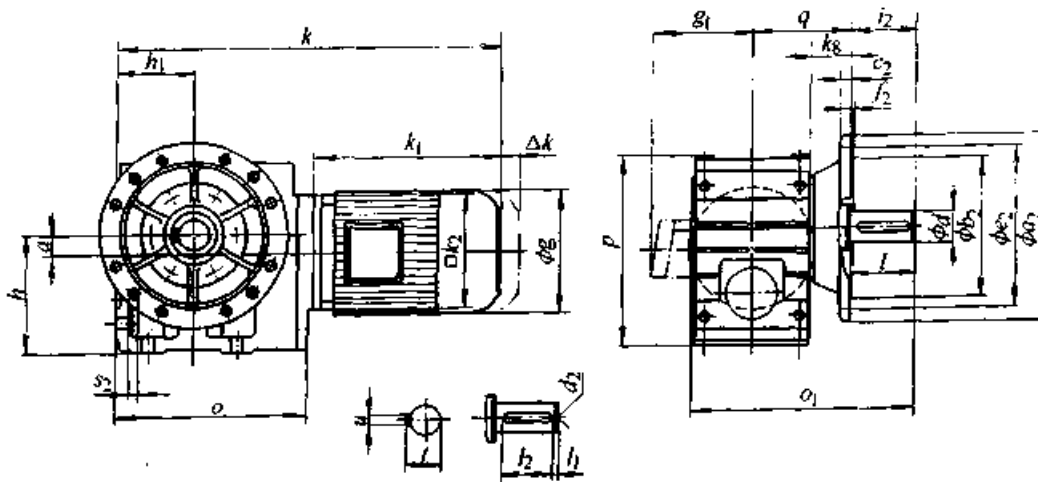
减速器 型号	齿轮减速器								不同电动机机座号下的总长度 k					
	o	o_1	p	h	h_1	a	k_H	q	071 -12/-32	080 -12/-32	090 -12/-32	100 -12 -32	112 -22 -32	132 -22/-32
05	232	173	205	125	80	23	40	104	413	462	489	527	557	
06	291	201	250	150	100	28	49	122	469	518	545	583	613	651
07	354	255	310	190	120	34	65	155		574	601	639	669	707
09	429	300	386	236	150	41	69	180			672	710	740	778
11	527	350	485	300	185	54	70	206				801	831	869
14	636	410	605	375	230	67	71	235					948	968

续表 39.1-20

减速器型号	实 心 轴							节 圆						底 脚											
	d	l	l_1	l_2	d_2	u	t	a_1	b_1 (H7)	e_1	f_1	i_1	s_1	a_5	a_6	b_5	b_6	b_7	c_5	e_5	f_5	f_6	n	m	s_5
05	30	60	6	45	M10	8	33	118	80	100	4	64	M8×15	47.5	47.5	115	140	105	17	127	144	169	29	21	11
06	40	80	7	63	M16	12	43	140	100	120	4	85	M10×16	60	60	155	170	120	20	145	191	206	36	23	14
07	50	100	8	80	M16	14	53.5	165	115	140	5	105	M12×18	70	70	190	210	150	25	180	235	255	45	28	18
09	60	120	8	100	M20	18	64	205	145	175	6	125	M16×24	90	90	240	266	185	30	222	300	326	60	37	22
11	80	160	15	125	M20	22	85	240	140	205	6	166	M20×32	105	105	290	325	225	40	270	363	398	73	43	26
14	100	200	18	160	M24	28	106	290	170	250	6	207	M24×35	135	135	360	415	275	50	328	442	497	82	52	33

注: $d \leq 50$ mm: k6; $d > 50$ mm: m6。

表 39.1-21 GKS□□-3MVAK 型减速电动机的外形和安装尺寸 (mm)



电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

减速器型号	齿轮减速器								不同电动机机座号下的总长度 k					
	o	o_1	p	h	h_1	a	k_8	q	071 -12/-32	080 -12/-32	090 -12/-32	100 -12/-32	112 -22/-32	132 -22/-32
05	232	230	205	125	80	23	40	103	413	462	489	527	557	
06	291	277	250	150	100	28	49	121	469	518	545	583	613	651
07	354	351	310	190	120	34	65	155		574	601	639	669	782
09	429	416	386	236	150	41	69	180			672	710	740	853
11	527	505	485	300	185	54	70	205				801	831	944
14	636	604	605	375	230	67	71	235					948	1043

续表 39.1-22

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
32	64	2.8	43.917	12	225	1.6	113.667	$P_1 = 0.75 \text{ kW}$ $n_1 = 1\ 380 \text{ r/min}$			
28	66	2.7	50.000	11	248	1.5	128.333	GSS04-2M□□□080-32			
26	73	2.5	54.250	10	269	1.3	137.950	111	57	3.1	12.400
23	80	2.2	61.250	9	297	1.2	155.750	87	73	2.5	15.869
21	91	2.0	68.200	8	337	1.1	176.313	79	80	2.3	17.360
18	99	1.8	77.000	7	371	1.0	199.063	62	101	1.8	22.143
16	115	1.6	87.833	$P_1 = 0.55 \text{ kW}$ $n_1 = 1\ 400 \text{ r/min}$				56	105	1.7	24.800
14	126	1.4	99.167	GSS04-2M□□□080-12				51	123	1.5	27.125
13	144	1.3	111.318	113	41	4.3	12.400	43	133	1.3	31.738
11	157	1.1	125.682	88	53	3.4	15.869	40	153	1.2	34.100
10	177	1.0	139.500	81	58	3.1	17.360	35	160	1.1	39.200
9	193	0.9	157.500	63	73	2.5	22.143	GSS05-2M□□□080-32			
GSS05-2M□□□071-12				56	76	2.3	24.800	31	199	1.8	43.917
8	226	1.6	176.313	52	89	2.0	27.125	28	208	1.6	50.000
7	249	1.4	199.063	44	96	1.9	31.738	25	232	1.6	54.250
$P_1 = 0.37 \text{ kW}$ $n_1 = 1\ 390 \text{ r/min}$				41	111	1.6	34.100	GSS05-2M□□□080-32			
GSS04-2M□□□071-32				36	116	1.6	39.200	23	252	1.4	61.250
88	36	4.5	15.869	32	141	1.3	43.917	20	293	1.2	70.611
80	39	4.5	17.360	28	146	1.2	50.000	17	324	1.1	79.722
63	49	3.6	22.143	26	161	1.1	54.250	16	360	1.0	87.833
51	60	3.0	27.125	23	176	1.0	61.250	14	397	0.9	99.167
44	65	2.8	31.738	GSS05-2M□□□080-12				GSS06-2M□□□080-32			
41	75	2.4	34.100	20	212	1.7	70.611	12	471	1.5	113.667
35	78	2.3	39.200	18	234	1.5	79.722	11	524	1.4	128.333
32	96	1.9	43.917	16	260	1.4	87.833	10	566	1.3	137.950
28	99	1.8	50.000	14	287	1.3	99.167	9	629	1.1	155.750
26	109	1.7	54.250	12	331	1.1	113.667	8	705	1.0	174.375
23	120	1.5	61.250	GSS06-2M□□□080-12				7	782	0.9	196.875
20	135	1.3	68.200	11	379	1.9	128.333	$P_1 = 1.1 \text{ kW}$ $n_1 = 1\ 410 \text{ r/min}$			
18	148	1.2	77.000	10	409	1.8	137.950	GSS05-2M□□□090-12			
16	171	1.0	87.833	9	455	1.6	155.750	114	83	3.3	12.400
14	188	1.0	99.167	8	510	1.4	174.375	89	106	2.8	15.869
GSS05-2M□□□071-32				7	565	1.3	196.875	81	116	2.7	17.360

超星浏览器提醒：使用本产品时，请尊重相关知识产权。

续表 39.1-22

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
64	147	2.3	22.143	GSS06-2M□□□090-32				20	868	0.8	70.611
57	153	1.8	24.800	32	393	1.8	43.917	GSS07-2M□□□100-12			
52	179	2.0	27.125	28	416	1.7	50.000	18	995	1.3	79.722
44	195	1.6	31.738	26	448	1.6	54.250	16	1 084	1.2	86.542
40	231	1.6	35.306	GSS06-2M□□□090-32				14	1 210	1.0	97.708
36	236	1.3	39.200	23	505	1.4	61.250	12	1 407	0.9	113.667
32	285	1.3	43.917	20	583	1.2	70.611	11	1 570	0.8	128.333
28	298	1.1	50.000	18	650	1.1	79.722	$P_1 = 3 \text{ kW}$ $n_1 = 1 400 \text{ r/min}$			
26	327	1.1	54.250	16	718	1.0	87.833	GSS05-2M□□□100-32			
23	362	1.0	61.250	14	799	0.9	99.167	113	228	1.2	12.400
GSS06-2M□□□090-12				GSS07-2M□□□090-32				88	291	1.0	15.869
20	431	1.7	70.611	13	936	1.3	113.667	GSS06-2M□□□100-32			
18	480	1.5	79.722	11	1 055	1.2	128.333	81	322	1.9	17.360
16	530	1.4	87.833	10	1 138	1.1	137.950	63	408	1.6	22.143
14	590	1.2	99.167	9	1 266	1.0	155.750	56	429	1.3	24.800
12	677	1.1	113.667	8	1 421	0.9	174.375	52	498	1.4	27.125
11	752	1.0	128.333	7	1 581	0.8	196.875	44	546	1.1	31.738
10	812	0.9	137.950	$P_1 = 2.2 \text{ kW}$ $n_1 = 1 400 \text{ r/min}$				40	644	1.1	35.306
9	903	0.8	155.750	GSS05-2M□□□100-12				36	666	1.0	39.200
GSS07-2M□□□090-12				113	167	1.7	12.400	32	796	0.9	43.917
8	1 050	1.2	174.375	88	213	1.4	15.869	28	843	0.8	50.000
7	1 168	1.1	196.875	81	233	1.3	17.360	26	919	0.8	54.250
$P_1 = 1.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 420 \text{ r/min}$				63	295	1.1	22.143	GSS07-2M□□□100-32			
GSS05-2M□□□090-32				56	309	0.9	24.800	23	1 053	1.2	61.250
115	112	2.5	12.400	52	360	1.0	27.125	20	1 217	1.0	70.611
89	143	2.1	15.869	GSS06-2M□□□100-12				18	1 357	0.9	79.722
82	157	2.0	17.360	44	401	1.5	31.738	16	1 479	0.8	86.542
64	199	1.7	22.143	40	473	1.5	35.306	$P_1 = 4 \text{ kW}$ $n_1 = 1 400 \text{ r/min}$			
57	208	1.3	24.800	36	488	1.3	39.200	GSS06-2M□□□112-22			
52	242	1.5	27.125	32	584	1.2	43.917	116	299	1.7	12.400
45	264	1.1	31.738	28	618	1.1	50.000	91	382	1.6	15.869
40	313	1.2	35.306	26	674	1.1	54.250	83	417	1.5	17.360
36	320	1.0	39.200	23	751	1.0	61.250	65	529	1.3	22.143

超星阅读器提醒您：
使用本产品时，
请尊重相关知识产权。

续表 39.1-22

n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i	n_2 /(r/min)	T_2 /N·m	c	i
58	557	1.0	24.800	83	573	1.1	17.360	94	704	1.4	15.500
53	646	1.1	27.125	65	728	0.9	22.143	84	787	1.3	17.360
45	708	0.9	31.738	GSS07-2M□□□112-32				65	1 001	1.2	22.143
GSS07-2M□□□112-22				57	793	1.2	25.188	58	1 074	0.9	25.188
41	849	1.5	35.306	53	886	1.4	27.125	53	1 222	1.0	27.125
37	885	1.3	39.200	GSS07-2M□□□112-32				47	1 318	0.8	31.000
33	1 037	1.2	43.271	46	974	1.1	31.000	$P_1 = 9.2 \text{ kW}$ $n_1 = 1 450 \text{ r/min}$			
29	1 122	1.1	50.000	41	1 168	1.1	35.306	GSS07-2M□□□132-32			
27	1 222	1.0	54.250	37	1 217	1.0	39.200	114	707	1.2	12.594
24	1 365	0.9	61.250	33	1 425	0.9	43.271	93	869	1.1	15.500
$P_1 = 5.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 400 \text{ r/min}$				29	1 543	0.8	50.000	83	972	1.1	17.360
GSS06-2M□□□112-32				$P_1 = 7.5 \text{ kW}$ $n_1 = 1 450 \text{ r/min}$				65	1 236	1.0	22.143
116	411	1.3	12.400	GSS07-2M□□□132-22				53	1 509	0.8	27.125
91	525	1.1	15.869	115	572	1.5	12.594				

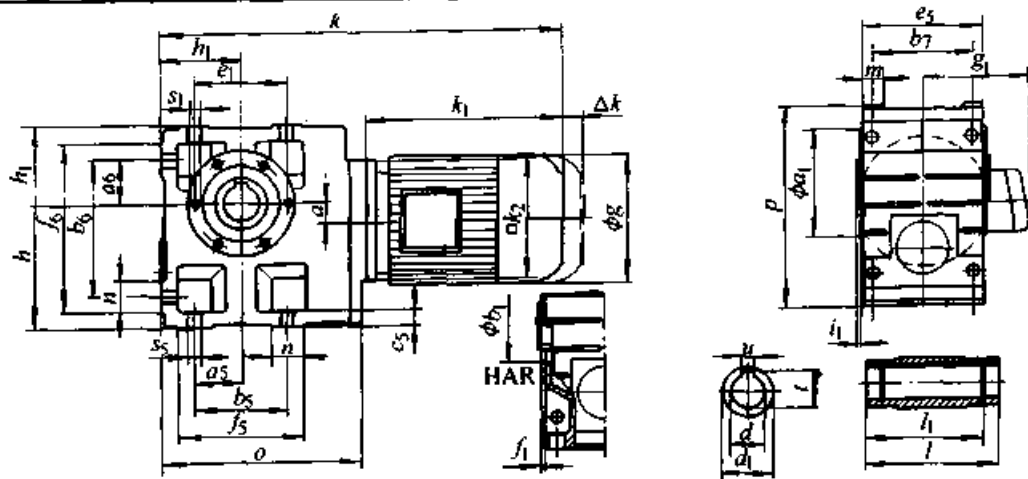
超星浏览器提醒：
使用本产品，请尊重相关知识。

7.3 GSS 系列减速电动机的主要尺寸

型号的外形和安装尺寸列于表 39.1-23~表 39.1-25 中。其余型号的尺寸可查伦茨公司产品样本。

斜齿轮-蜗杆减速电动机 (GSS 系列) 部分

表 39.1-23 GSS□□-2MH□R 型减速电动机的外形和安装尺寸 (mm)



电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

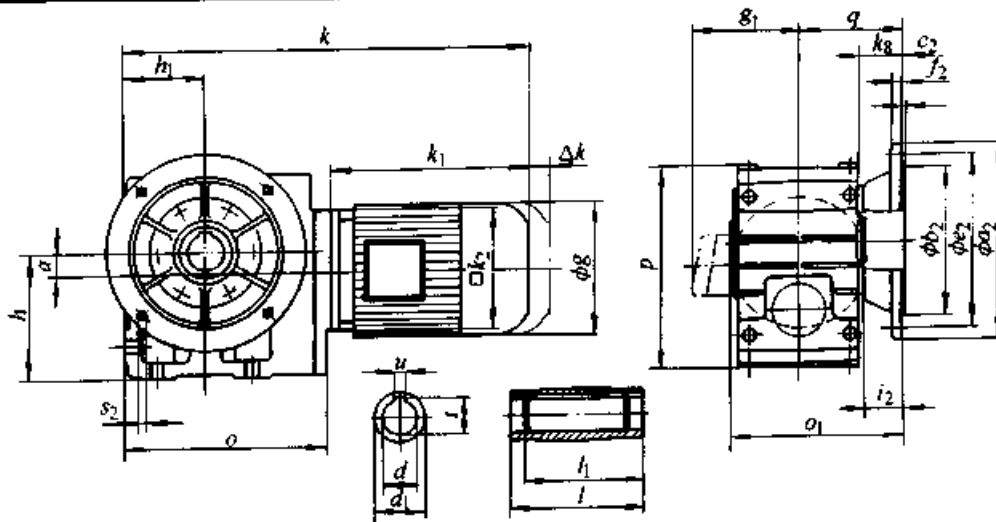
减速器 型号	齿轮减速器						不同电动机机座号下的总长度 k					
	o	l	p	h	h_1	a	071	080	090	100	112	132
							-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-22/-32	-22/-32
04	181	115	171	100	71	20	371	420	447			

续表 39.1-23

减速器 型号	齿轮减速器						不同电动机机座号下的总长度 k									
							071		080		090		100		112	
	o	l	p	h	h_1	a	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12	-32	-22	-32	-22/-32		
05	212	140	205	125	80	23	393	442	469	507	537					
06	255	160	250	150	100	26	433	482	509	547	577	595	615			
07	305	200	310	190	120	33		525	552	590	620	638	658	733		

减速器 型号	空心轴					节圆																		
	d (H7)	l	d_1	l_1	u (JS9)	t (+0.2 0)	a_1	b_1 (H7)	e_1	f_1	i_1	s_1 $6 \times 60^\circ$	a_5	a_6	b_5	b_6	b_7	c_5	e_5	f_5	f_6	n	m	s_5
04	25 30	115	45	100	8 8	28.3 33.3	105	75	90	3	2.5	M6×16	45	45	90	119	85	14	100	112	141	22	20	9
05	30 35	140	50	124	8 10	33.3 38.3	118	80	100	4	4	M8×15	47.5	47.5	95	140	105	17	127	124	169	29	21	11
06	40 45	160	65	140	12 14	43.3 48.8	140	100	120	4	5	M10×16	60	60	120	170	120	20	145	156	206	36	23	14
07	50 55	200	75	175	14 16	53.8 59.3	165	115	140	5	5	M12×18	70	70	140	210	150	25	180	185	255	45	28	18

表 39.1-24 GSS□□-2MHAK 型减速电动机的外形和安装尺寸 (mm)

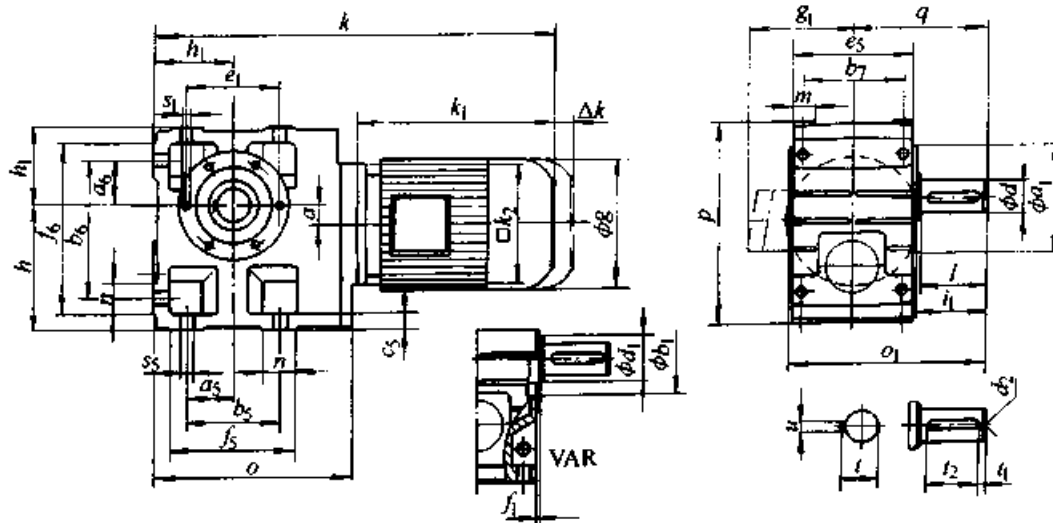


电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

减速器 型号	齿轮减速器								不同电动机机座号下的总长度 k							
									071		080		090		100	
	o	o_1	p	h	h_1	a	k_R	q	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12	-32	-22	-32	-22/-32
04	181	148	171	100	71	20	38	90.5	371	420	447					
05	212	173	205	125	80	23	40	103	393	442	469	507	537			
06	255	201	250	150	100	26	49	121	433	482	509	547	577	595	615	
07	305	255	310	190	120	33	65	155		525	552	590	620	638	658	733

减速器 型号	空心轴						输出端法兰						
	d (H7)	l	d_1	l_1	u (JS9)	t ($+0.2$ 0)	a_2	b_2 (j7)	e_2	e_2	f_2	i_2	s_2
04	25 30	115	45	100	8 8	28.3 33.3	160	110	10	130	3.5	33	4×9
05	30 35	140	50	124	8 10	33.3 38.3	200	130	12	165	3.5	33	4×11
06	40 45	160	65	140	12 14	43.3 48.8	200 250	130 180	12 14.5	165 215	3.5 4	42	4×11 4×14
07	50 55	200	75	175	14 16	53.8 59.3	250 300	180 230	14.5 16.5	215 265	4	55	4×14

表 39.1-25 GSS□□-2MV□R 型减速电动机外形和安装尺寸 (mm)



电动机尺寸 g 、 g_1 、 k_1 、 k_2 、 Δk 见表 39.1-12

减速器 型号	齿轮减速器							不同电动机机座号下的总长度 k					
	o	o_1	p	h	h_1	a	q	071	080	090	100	112	132
								-12/-32	-12/-32	-12/-32	-12/-32	-22/-32	-22/-32
04	181	163	171	100	71	20	107.5	371	420	447			
05	212	197	205	125	80	23	130	393	442	469	507	537	
06	255	236	250	150	100	26	160	433	482	509	547	577	595 615
07	305	296	310	190	120	33	200		525	552	590	620	638 658 733

减速器 型号	空心轴							节圆					底脚													
	d (k6)	l	l_1	l_2	d_2	u	t	d_1	a_1	b_1 (H7)	e_1	f_1	i_1	s_1 $6 \times 60^\circ$	a_5	a_6	b_5	b_6	b_7	c_5	e_5	f_5	f_6	n	m	s_5
04	25	50	4	40	M10	8	28	45	105	75	90	3	52.5	M6×16	45	45	90	119	85	14	100	112	141	22	20	9
05	30	60	6	45	M10	8	33	50	118	80	100	4	64	M8×15	47.5	47.5	95	140	105	17	127	124	169	29	21	11

续表 39.1-25

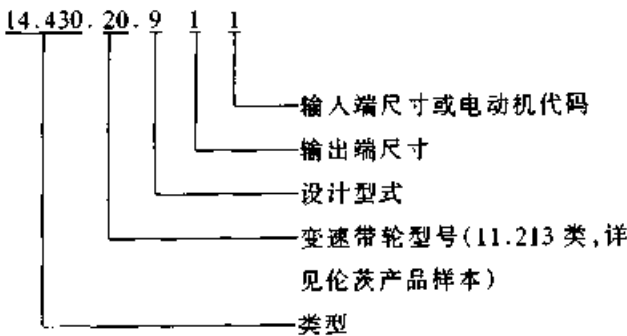
减速器型号	空心轴							节圆							底脚											
	d (k6)	l	l_1	l_2	d_2	u	t	d_1	a_1	b_1 (H7)	e_1	f_1	t_1	s_1 $6 \times 60^\circ$	a_5	a_6	b_5	b_6	b_7	c_5	e_5	f_5	f_6	n	m	s_5
06	40	80	7	63	M16	12	43	65	140	100	120	4	85	M10 \times 16	60	60	120	170	120	20	145	156	206	36	23	14
07	50	100	8	80	M16	14	53.5	75	165	115	140	5	105	M12 \times 18	70	70	140	210	150	25	180	185	255	45	28	18

8 带式无级变速器装配单元

8.1 结构特点和型号标记

在需要无级变速的场合，伦茨公司的一种无级变速器装配单元可供选用。这种装配单元由一组 11.213 型变速带轮、两半壳体和 V 带组成，如表 39.1-26 和表 39.1-27 中的图示。它适用于直接装在机器上而不要齿轮减速器的场合。在组合单元的前部可采用手控和电遥控的控制方式。

带式无级变速器装配单元的型号标记如下：



标记说明如下：

类型：有两种，即

11.430 —— U 型配置 (输入轴和输出轴在同一侧, 表 39.1-26)

11.440 —— Z 型配置 (输入轴和输出轴在相反侧, 表 39.1-27)

设计型式：有三种，即

9 —— 标准型

8 —— 带 DC 测速编码器

7 —— 带脉冲记录器

8.2 外形和安装尺寸

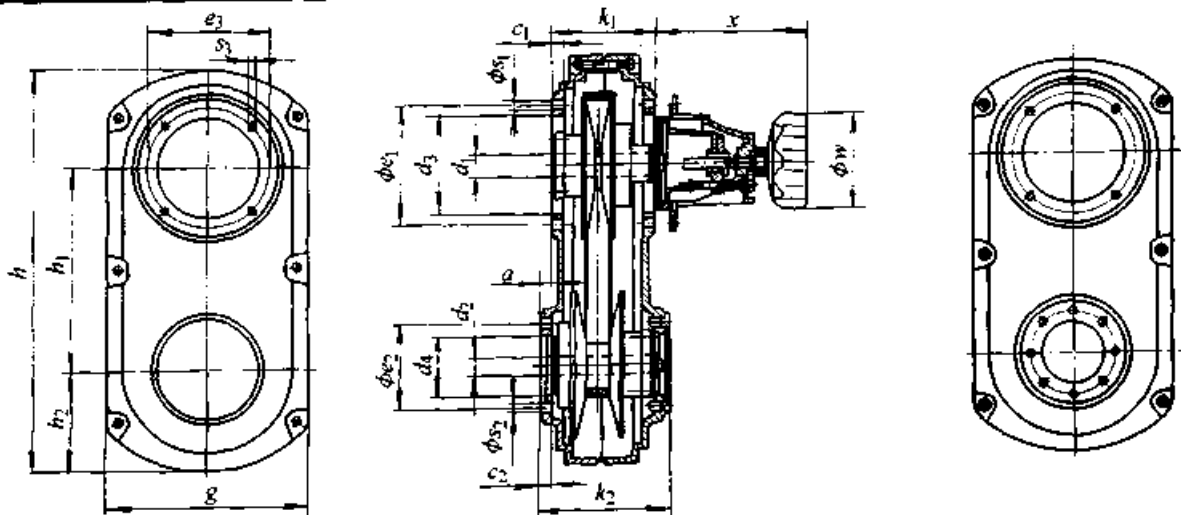
带式无级变速器装配单元的外形和安装尺寸见表 39.1-26 (U 型配置) 和表 39.1-27 (Z 型配置)。

8.3 选用的方法

按所传递的功率，可从表 39.1-28 中选择 11.213 型带轮号。与其装配在一起的电动机型号可利用表 39.1-28 来选定。不同输出端的尺寸可从表 39.1-26 和表 39.1-27 中选定。

带式无级变速器装配单元，其输入端可直联用户提供的 IEC 标准电动机，其输出端亦可同伦茨 G 系列减速器联接。用户选用时，可与伦茨公司联系。

表 39.1-26 带式无级变速器装配单元 (U 型配置) 的外形和安装尺寸 (mm)



续表 39.1-26

型 号	带	a	c ₁	c ₂	d ₁	d ₂	d ₂ min	d ₁ max	d ₃	d ₄	e ₁	e ₂	e ₃	g	h	h ₁	h ₂	k ₁	k ₂	s ₁	s ₂	s ₃	w	x	重量 /kg															
11.430.10.911	13/475	12	8	7	14	14	10	14	70	52	85	67	85	135	270	136	67	65	94	6.6	6.6	4.4	70	100	2.1															
11.430.13.911	22/610	12	10	9	14	14	14	24 [Ⓢ]	110	130	130	180	353	173	90	95	124	9	M6	70	108	5.5	70	100	2.1															
11.430.13.912					19																					14	52	67	6.6											
11.430.13.913					24																					14	110	130	130	180	353	173	90	95	124	9	M6	70	108	5.5
11.430.13.921					14																					14	110	130	130	180	353	173	90	95	124	9	M6	70	108	5.5
11.430.13.922					19																					19	65	90	139	9										
11.430.13.923					24																					24	78	115	149	11										
11.430.16.911	28/750	12	12	12	19	18	28 [Ⓢ]	110	130	130	212	292	171	106	110	9	M6	105	147	8.4	105	147	8.4	105	147	8.4														
11.430.16.912					24																						19	65	90	139	9									
11.430.16.913					28																						19	65	90	139	9									
11.430.16.921					19																						19	78	115	149	11									
11.430.16.922					24																						24	78	115	149	11									
11.430.16.923					28																						28	78	115	149	11									
11.430.20.911	37/900	22	12	12	24	19	28	110	130	130	263	511	248	132	130	179	9	M6	105	147	14	105	147	14	105	147	14													
11.430.20.912					24																							24	78	115	11									
11.430.20.921					24																							28	98	145	14									
11.430.20.922					28																							28	98	145	14									
11.430.25.911	47/1 120	23	13	13	28	25	42	180	215	215	215	320	636	316	160	160	211	14	M10	160	184	27	160	184	27	160	184	27												
11.430.25.912					38																								28	98	145	14								
11.430.25.913					42																								28	230	265	18								
11.430.25.921					28																								28	180	215	14								
11.430.25.922					38																								38	125	175	18								
11.430.25.923					42																								42	230	265	18								
11.430.31.901	55/1 400	23	19	19	38	28	48 [Ⓢ]	250	300	250	300	215	394	786	392	197	196	247	18	M10	160	184	54	160	184	54	160	184	54											
11.430.31.902					42																									28	250	300	18							
11.430.31.911					38																									38	230	265	14							
11.430.31.912					42																									38	125	175	18							
11.430.31.913					42																									38	250	300	18							
11.430.31.914					48																									48	250	300	18							
11.430.31.921					38																									38	230	265	14							
11.430.31.922					42																									42	155	210	22							
11.430.31.923					42																									42	250	300	18							
11.430.31.924					48																									48	250	300	18							

超星阅览
使用本复制品
请尊重知识产权!

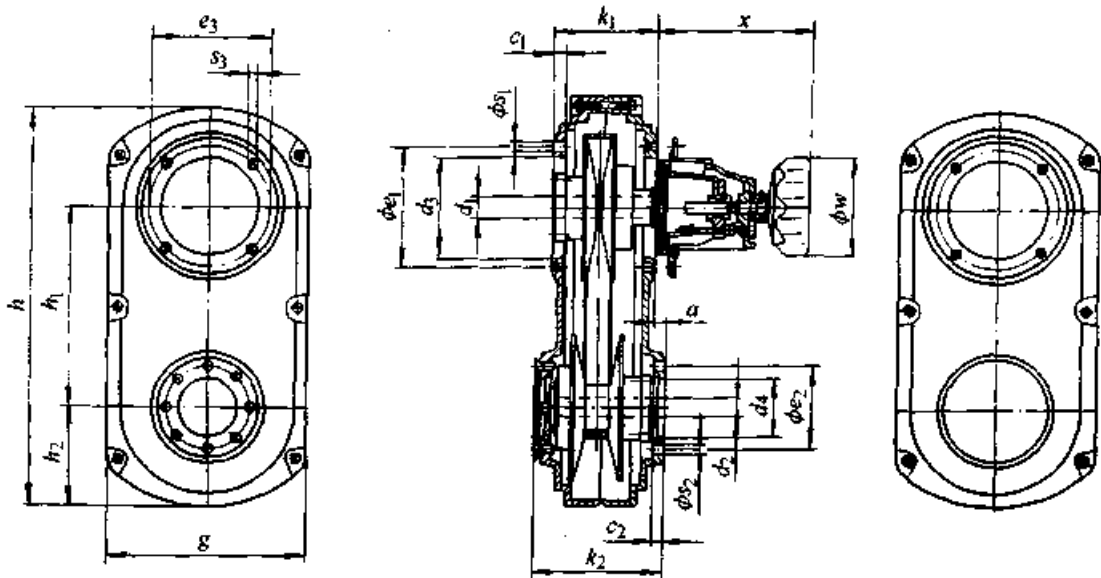
续表 39.1-26

型号	带	a	c ₁	c ₂	d ₁	d ₂	d ₂ min	d ₂ max	d ₃	d ₄	e ₁	e ₂	e ₃	g	h	h ₁	h ₂	k ₁	k ₂	s ₁	s ₂	s ₃	w	x	重量 /kg		
11.430.40.911	72/1 750	30	17	22	48	38	38	60	250	300	420	528	1028	500	264	160	332	18	M10	200	320	181					
11.430.40.912					55				300	125																350	175
11.430.40.913					60				350	400																	
11.430.40.921					48				250	300																	
11.430.40.922					55				300	155																350	210
11.430.40.923					60				350	400																	

超星浏览器提醒您：
使用本复制件
请尊重相关知识产权！

① 键槽按 DIN6885/3。

表 39.1-27 带式无级变速器装配单元 (Z 型配置) 的外形和安装尺寸 (mm)



型号	带	a	c ₁	c ₂	d ₁	d ₂	d ₂ min	d ₂ max	d ₃	d ₄	e ₁	e ₂	e ₃	g	h	h ₁	h ₂	k ₁	k ₂	s ₁	s ₂	s ₃	w	x	重量 /kg			
11.440.10.911	13/475	12	8	7	14	14	10	14	70	52	85	67	85	135	270	136	67	65	94	6.6	6.6	4.4	70	100	2.1			
11.440.13.911	22/610	12	10	9	14	14	14	24 [Ⓛ]	110	130	130	180	353	173	90	95	124	9	M6	70	108	5.5						
11.440.13.912					19																					52	67	6.6
11.440.13.913					24 [Ⓛ]																							
11.440.13.921					14																					65	90	9
11.440.13.922					19																					90		
11.440.13.923					24 [Ⓛ]																							
11.440.16.911	28/750	12	12	12	19	18	28 [Ⓛ]	110	130	130	212	242	292	171	106	110	9	M6	105	147	8.4							
11.440.16.912					24																					65	90	9
11.440.16.913					28 [Ⓛ]																							

续表 39.1-27

型 号	带	a	c ₁	c ₂	d ₁	d ₂	d ₂	d ₁	d ₃	d ₄	e ₁	e ₂	e ₃	g	h	h ₁	h ₂	k ₁	k ₂	s ₁	s ₂	s ₃	w	x	重量 /kg			
							min	max																				
11.440.16.921	28/750	22	12	12	19	24	18	28 ^①	110	130	130	212	42	92	17	106	110	9	M6	105	147	8.4						
11.440.16.922					24																				78	115	149	11
11.440.16.923					28 ^①																							
11.440.20.911	37/900	22	12	12	24	24	19	28	110	130	130	263	51	248	132	130	179	9	M6	105	147	14						
11.440.20.912					28																				98	145	14	
11.440.20.921					24																							
11.440.20.922					28																							

① 键槽按 DIN6885/3。

表 39.1-28 无级变速带轮的输出轴功率和转速

三相电动机			变 速 带 轮		
功率/kW	型 号	满载转速 /(r/min)	输出轴转速 /(r/min)	传递的功率 /kW	型 号
11.213/218 型变速带轮					
0.37/0.25	71	1 380	3 320~600	0.35~0.2	10 SEF-920
0.25/0.18		910	2 190~400	0.22~0.15	
0.18/0.12		680	1 635~300	0.18~0.1	
1.5/1.1/0.75	90/80	1 400	3 285~620	1.3~0.5	13 SEF-926
1.1/0.75/0.55		920	2 160~410	0.95~0.4	
0.55/0.37		675	1 585~305	0.65~0.3	
3/2.2/1.5	100/90	1 410	3 540~580	2.6~1.1	16 SEF-926
2.2/1.5/1.1		920	2 310~380	1.7~0.7	
1.1/0.55		710	1 780~290	1.3~0.5	
5.5 ^① /4/3	112/100	1 420	3 675~565	4.7~1.7	20 SEF-926
3/2.2/1.5		940	2 435~375	3.0~1.1	
1.5~1.1		700	1 800~280	2.3~0.8	
11/9.2/7.5	160/132	1 440	3 725~570	9.4~3.5	25 SEF-928
7.5/5.5/4		960	2 485~380	6.2~1.8	
4/2.2		710	1 840~280	4.6~1.4	
11/9.2/7.5	160/132	1 460	3 780~570	11~5	31 SEF-920
7.5/5.5		965	2 500~380	6.6~3	
5.5/4		720	1 865~285	4.8~2.2	
18.5~15	180/160	1 460	3 780~570	18.5~7.1	31 SEF-921
15/11		965	2 500~380	15~5.7	
11/7.5		720	1 865~285	11~3.8	
45/37/30/22	225/200/180	1 460	2 740~485	40~12	40 SEF-926
30/22/15		954	1 810~320	26~8	
22/15/11		720	1 350~240	19~6	

① 电动机的轴与型号 112 的相同。

第 2 章 德国 SEW 公司传动装置

1 SEW 减速器与减速电动机

SEW 大中型功率的基本产品见表 39.2-2。

1.1 产品结构与特点

1.1.2 典型结构与标记

1.1.1 SEW 减速器与减速电动机系列

SEW 中小功率的基本产品见表 39.2-1。

R、F、K、S 与 M 系列减速器的典型结构见图 39.2-1~图 39.2-5。可以有多种电动机与之相组合，有多种不同的输入与输出结构，有不同的安装型式和固定方式，采用模块组合的方法满

表 39.2-1 SEW 减速器与减速电动机 (新系列)

名称	型 号	最大转矩/N·m	传动比	级数	传动比数	配用电动机功率/kW	输出转速/(r/min)
斜 齿 轮 减 速 器	RX57	70	1.30~5.50	1	14	0.12~7.5	0.05~809
	RX67	135	1.40~6.07	1	13	0.12~7.5	
	RX77	215	1.42~8.00	1	16	0.12~11	
	RX87	405	1.39~8.65	1	16	0.55~22	
	RX97	595	1.42~8.23	1	15	0.55~30	
	RX107	830	1.44~6.63	1	13	3~45	
	R17	85	3.83~81.64	2, 3	31	0.12~0.75	
	R27	130	3.37~135.09	2, 3	35	0.12~3	
	R37	200	3.41~134.82	2, 3	35	0.12~3	
	R47	300	3.83~176.88	2, 3	43	0.12~7.5	
	R57	450	4.39~186.89	2, 3	37	0.12~7.5	
	R67	600	4.29~199.81	2, 3	36	0.12~7.5	
	R77	820	5.31~195.24	2, 3	32	0.12~11	
	R87	1, 550	5.30~246.54	2, 3	35	0.55~22	
	R97	3, 000	4.50~289.74	2, 3	36	0.55~30	
	R107	4, 300	4.92~251.15	2, 3	34	2.2~45	
	R137	8, 000	5.15~222.60	2, 3	30	5.5~55	
	R147	13, 000	5.00~163.31	2, 3	25	9.2~75	
	R167	18, 000	10.24~229.71	2, 3	28	11~160	
		二级减速器		~28 990			
平 行 轴 斜 齿 轮 减 速 器	F37	200	3.77~128.51	2, 3	33	0.12~3.0	0.1~752
	F47	400	4.99~190.76	2, 3	32	0.12~3.0	
	F57	600	5.18~199.70	2, 3	34	0.12~4.0	
	F67	820	3.97~228.99	2, 3	37	0.12~7.5	

续表 39.2-1

名称	型号	最大扭矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$	传动比	级数	传动比数	配用电动机功率/ kW	输出转速/ (r/min)
平行轴斜齿轮减速器	F77	1, 500	4.28~281.71	2, 3	39	0.12~11	0.1~752
	F87	3, 000	4.12~270.68	2, 3	36	0.55~22	
	F97	4, 300	4.57~276.77	2, 3	40	1.1~30	
	F107	7, 680	6.22~254.40	2, 3	32	2.2~45	
	F127	12, 000	4.68~170.83	2, 3	28	7.5~75	
	F157	18, 000	11.92~267.43	2, 3	27	11~160	
	二级减速器			~21 162			
斜齿轮—锥齿轮减速器	K37	200	5.36~106.38	3	25	0.12~3.0	0.1~522
	K47	400	5.81~131.87	3	27	0.12~3.0	
	K57	600	6.57~145.14	3	27	0.12~4.0	
	K67	820	7.28~144.79	3	26	0.12~7.5	
	K77	1, 550	7.24~192.18	3	29	0.12~11	
	K87	2, 700	7.21~197.37	3	28	0.55~18.5	
	K97	4, 300	8.71~176.05	3	25	1.1~30	
	K107	8, 000	8.69~143.47	3	24	2.2~45	
	K127	13, 000	8.68~146.07	3	21	7.5~75	
	K157	18, 000	12.65~150.41	3	17	11~160	
	K167	25, 000	17.89~157.98	3	11	11~160	
	K187	40, 000	17.99~147.56	3	12	11~160	
二级减速器			-14 526				
斜齿轮—蜗杆减速器	S37	92	6.80~157.43	2	30	0.12~1.1	0.1~349
	S47	170	7.28~201.00	2	31	0.12~3.0	
	S57	295	7.28~201.00	2	31	0.12~3.0	
	S67	520	7.56~217.41	2	33	0.12~7.5	
	S77	1, 270	8.06~256.47	2	37	0.12~11	
	S87	2, 280	7.88~288.00	2	36	0.55~18.5	
	S97	4, 000	8.26~286.40	2	34	0.55~30	
	二级减速器			~28 158			
螺旋平面齿轮减速器	W20	47	8.2~75	1	11	0.12~1.1	8~332
	W30	88	8.2~75	1	11		

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 39.2-1

名称	型号	最大转矩/ $N\cdot m$	传动比	级数	传动比数	配用电动机功率/ kW	输出转速/(r/min)
小齿隙行星齿轮减速器	PSF211-2	40	4~100	1, 2	20	0.12~0.55	17~366
	PSF311-2	80	4~100	1, 2	20	0.12~1.1	
	PSF411-2	150	4~100	1, 2	20	0.12~1.1	
	PSF511-2	250	4~100	1, 2	20	0.37~3.0	
	PSF611-2	450	4~100	1, 2	20	0.37~4.0	
	PSF701-2	800	4~100	1, 2	20	1.1~9.2	
	PSF801-2	1 500	4~100	1, 2	20	1.1~15	
	PSF901-2	3 000	4~100	1, 2	20	2.2~18.5	

表 39.2-2 SEW 大中型减速器

系列	名称	型号	传动比	齿轮级数	传动比数	输出转矩/ $kN\cdot m$	机座号	
M 系列	斜齿轮减速器	水平输出轴	M2P..	6.3~18	2	10	34.6~156	50~90
			M3P..	20~90	3	14	25.5~108	50~90
			M4P..	100~400	4	13	30.3~121	50~90
		垂直输出轴	M2PV..	6.3~18	2	10	4.3~69.4	10~80
			M3PV..	20~90	3	14	4.6~105.3	10~80
			M4PV..	100~400	4	13	28.3~117.4	50~90
	锥齿轮—斜齿轮减速器	水平输出轴	M3R..	14~80	3	10	20.8~98	50~90
			M4R..	90~316	4	14	30.1~120.7	50~90
			M5R..	355~1 800	5	13	31.4~124	50~90
		垂直输出轴	M3RV	14~80	3	10	11~94.7	30~90
N4RV	90~316		4	14	27.9~118.7	50~90		
C 系列	斜齿轮减速器	水平安装	MC2PL	7.1~20	2	10	7.13~60.5	02~09
		水平输出轴	MC3PL..	22.5~112	3	15	7.13~60.5	02~09
		垂直安装	MC2PV..	7.1~20	2	10	7.13~60.5	02~09
		垂直输出轴	MC3PV..	22.5~112	3	15	7.13~60.5	02~09
		竖立安装	MC2PE..	7.1~12.5	2	10	7.13~60.5	02~09
		水平输出轴	MC3PE..	22.5~112	3	15	7.13~60.5	02~09
	锥齿轮—斜齿轮减速器	水平安装	MC2RL..	7.1~12.5	2	6	7.12~46.9	02~09
		水平输出轴	MC3RL..	14~112	3	19	7.7~64.7	02~09
		垂直安装	MC2RV..	7.1~12.5	2	6	7.12~46.9	02~09
		垂直输出轴	MC3RV..	14~112	3	19	7.7~64.7	02~09
		竖立安装	MC2RE..	7.1~12.5	2	6	7.12~46.9	02~09
		水平输出轴	MC3RE	14~112	3	19	7.7~64.7	02~09

续表 39.2.2

系 列	名 称		型 号	传动比	齿 轮 级 数	传 动 比 数	输出转矩 /kN·m	机座号
C-N 系列	斜 齿 轮 减 速 器	水 平 输 出 轴	1C...N	1.0~7.1	1	18	0.3~160	80~500
			2C...N	6.3~28	2	25	3~300	140~710
			3C...N	22.5~90	3	13	3~490	500~710
			4C...N	100~450	4	14	3~560	140~800
		垂 直 输 出 轴	2PC...N	6.3~20	2	11	2~300	125~710
			3PC...N	22.5~100	3	14	1.6~340	125~710
	锥 齿 轮 — 斜 齿 轮 减 速 器	水 平 输 出 轴	2KC...M	4~20	2	15	0.4~77	90~400
			3KC...M	4~112	3	33	3~310	140~710
			4KC...M	90~450	4	15	120~550	500~800
			5KC...M	100~2 000	5	26	5~650	160~800
垂 直 输 出 轴		2PKC...N	4~16	2	25	13~240	250~710	
		3PKC...N	14~90	3	17	3~300	160~710	
		4PKC...N	100~400	4	13	8.0~390	400~710	
		5PKC...N	100~1 800	5	26	8~119	200~400	
Q 系列	同 轴 行 星 齿 轮 减 速 器	P2O..	20~45	2	8	209~215	011~151	
		P3O..	80~360	3	14	33~790	011~151	
		P4O..	400~2 800	4	18	37~1 179	011~151	
	斜 齿 轮 — 行 星 齿 轮 减 速 器	P3S..	20~250	3	23	21~1 179	011~150	
		P4S..	280~2 240	4	19	37~1 179	011~151	
	锥 齿 轮 — 斜 齿 轮 — 行 星 齿 轮 减 速 器	P4K..	80~800	4	21	33~1 184	011~151	
P5K..		900~2 800	5	11	37~1 179	011~151		
P...RF/ KF 系列	斜 齿 轮 — 行 星 齿 轮 减 速 电 机	P...RF.. DT/DV	102~4 288	5~7		6.04~420	P001~081 RF77~167	
	斜 齿 轮 — 锥 齿 轮 — 行 星 齿 轮 减 速 电 机	P...KF.. DT/DV	141~4 322	6~7		6.9~413	P001~081 KF77~157	

足各种传动设备的使用要求。

输入端的型式:

1) 减速器与 SEW 电动机直连。允许与交流笼型异步电动机、直流电动机、防爆电动机或恒场同步电动机组合成减速电动机, 实例见图 39.2-6a。

2) 与 SEW 变速器组合成无级调速减速电动机, 见图 39.2-6b。

3) 带输入轴而不配装电动机, 见图 39.2-

6c。

4) 带输入轴及电动机安装支座, 见图 39.2-

6d。

5) 带联轴器(与 IEC 标准电动机连接用), 见图 39.2-6e。

6) 输入端敞开的结构, 见图 39.2-6f。

7) 带附加斜齿轮输入级而成二级减速器,

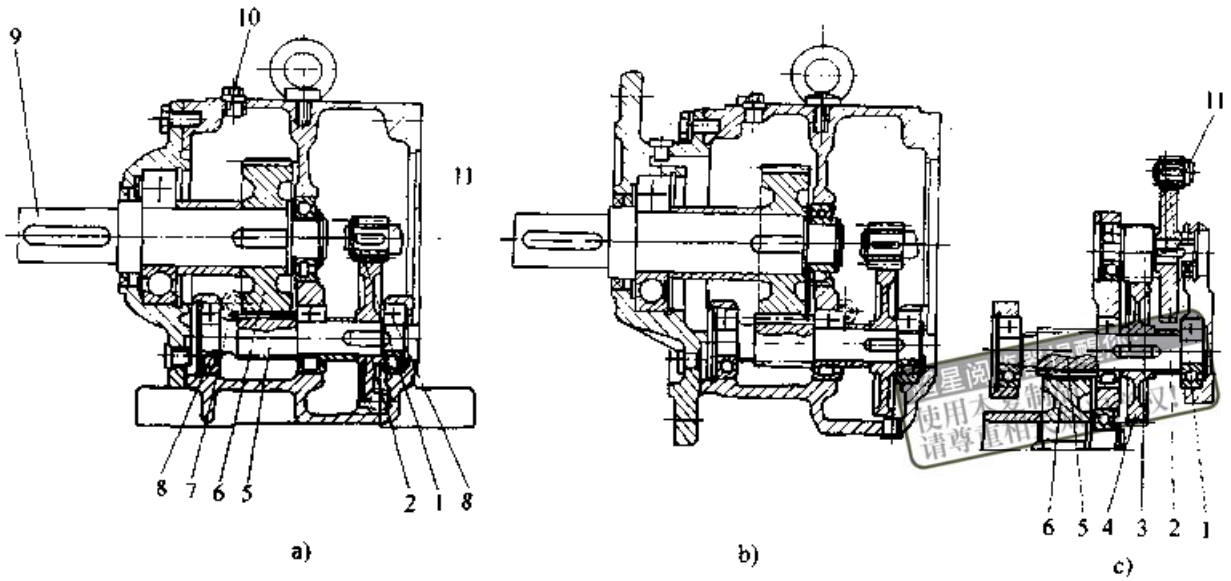


图 39.2-1 R82A/RF82A 斜齿轮减速器

a) 底脚安装 b) 法兰安装 c) 三级齿轮

1, 3, 5—小齿轮 2, 4, 6—齿轮 7—螺塞 8—轴承 9—输出轴 10—通气塞 11—输入轴

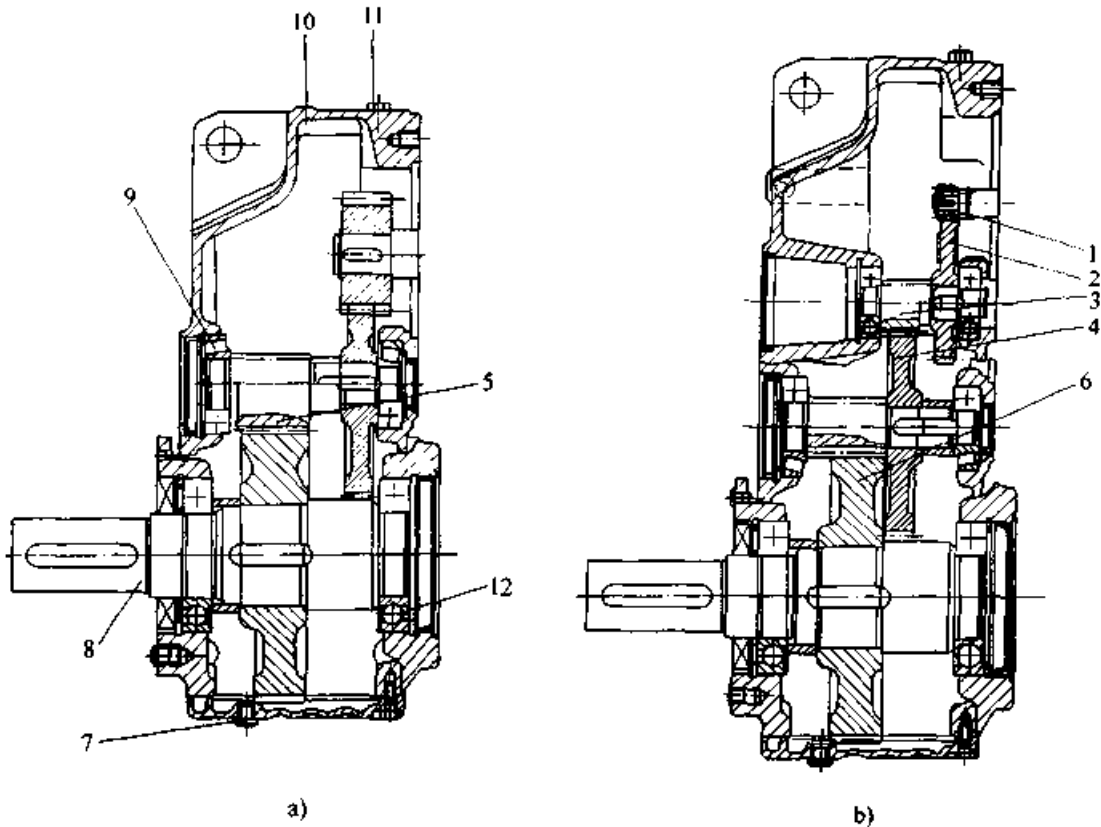


图 39.2-2 F87A 平行轴斜齿轮减速器

a) 二级齿轮 b) 三级齿轮

1, 3, 5—小齿轮 2, 4, 6—齿轮 7—螺塞 8—输出轴 9, 12—轴承 10—箱体 11—通气塞

见图 39.2-6g。

输出端型式：

1) 实心轴或空心轴。空心轴可用单键、花键或收缩盘与从动机相连。

2) 输出端带法兰或不带法兰。法兰有带均

布的通孔或分布不均匀的螺孔两种。

3) 与 SEW 行星齿轮减速器直连而成减速电动机，即 P..RF/KF..DT/DV.. 系列。

安装型式：

有底脚安装、法兰安装、轴装三种型式。

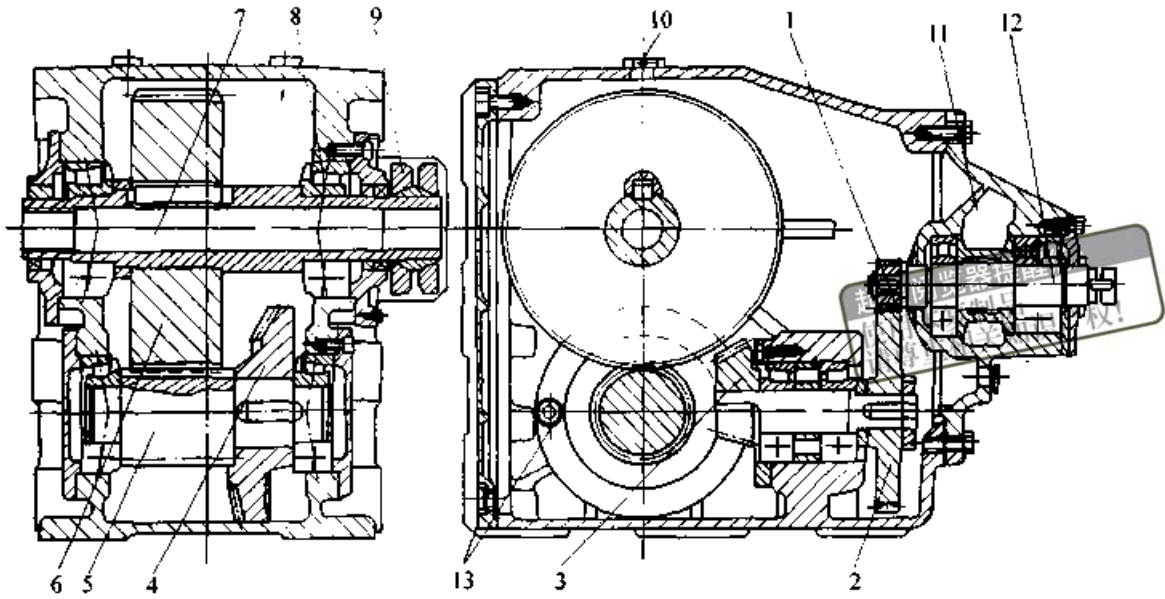


图 39.2-3 KH160 斜齿轮—锥齿轮减速器

1、5—小齿轮 2、6—齿轮 3、4—锥齿轮 7—输出轴 8—轴承 9—收缩盘
10—通气塞 11—轴承座 12—输入轴 13—螺塞

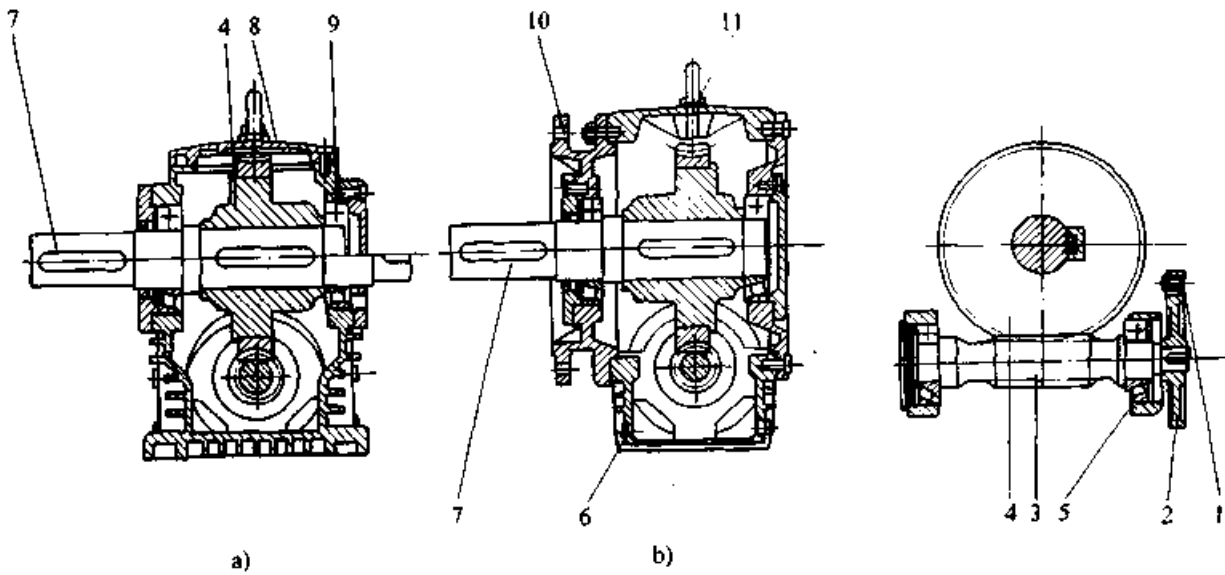


图 39.2-4 S92A/SF92A 斜齿轮—蜗杆减速器

a) 双出轴 b) 单出轴

1—小齿轮 2—齿轮 3—蜗杆 4—蜗轮 5、9—轴承 6—螺塞 7—输出轴 8—箱体 10—法兰 11—通气塞

接线盒的位置:

有 0° 、 90° 、 180° 或 270° 四个位置。 0° 为标准位置。见图 39.2-7a。

电缆进线方向:

有正常、1、2 或 3 四个方向。见图 39.2-7b。

旋转方向:

装有逆止器的减速电动机必须指明从轴端看输出轴的旋转方向。对直角轴减速器要指明从轴端看的方向是 A 端或 B 端。见图 39.2-7c。

输出轴方向:

对直角轴减速器, 输出轴有 A、B 或 A+B (双出轴) 方向。输出端法兰有 A、B 或 A+B (双法兰) 方向。输出轴与法兰方向互不影响。见图 39.2-7d。

带收缩盘的轴装系统, 安装面有 A 或 B。

安装位置:

各种型号的减速电动机有卧式及立式等各种安装位置可供选择。安装位置影响润滑油的加注量、通气孔、漏油孔、油位孔的位置。详细资料请查 SEW 产品样本, 部分摘要见图 39.2-8。

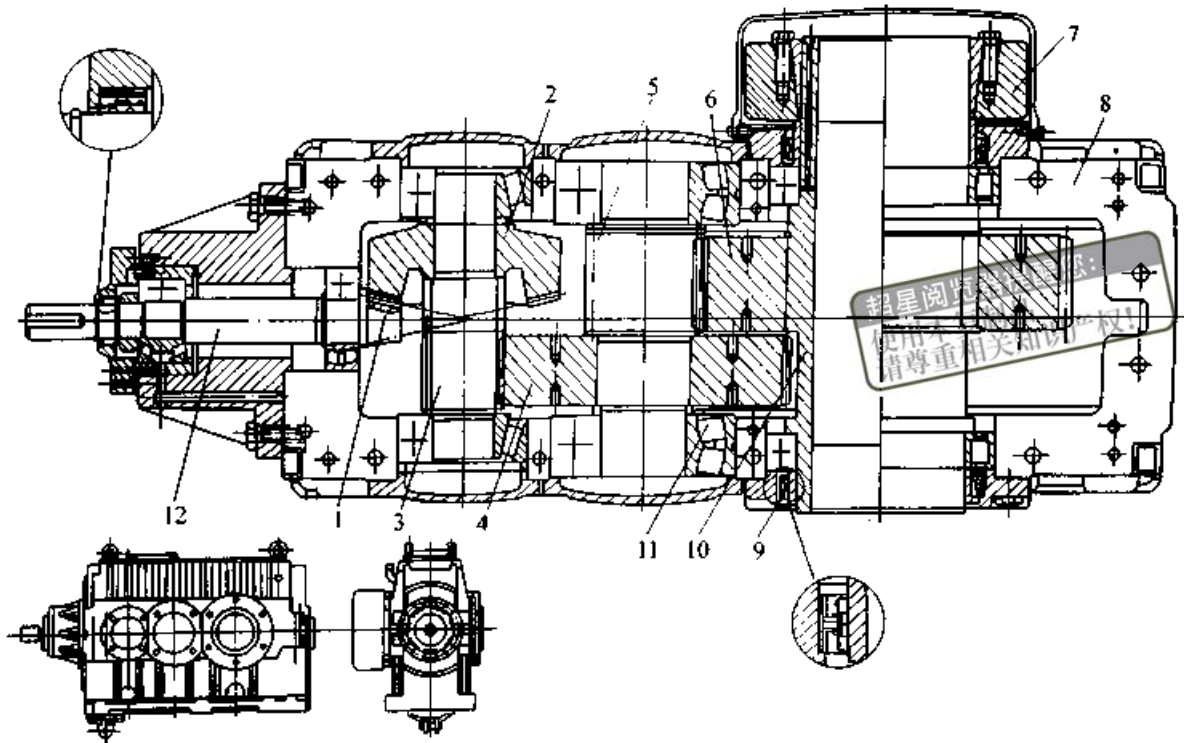


图 39.2-5 M3RHT70—90 锥齿轮—斜齿轮减速器

1, 2—锥齿轮 3, 5—小齿轮 4, 6—齿轮 7—收缩盘 8—箱体 9—唇型密封
10—输出轴 11—轴承 12—输入轴

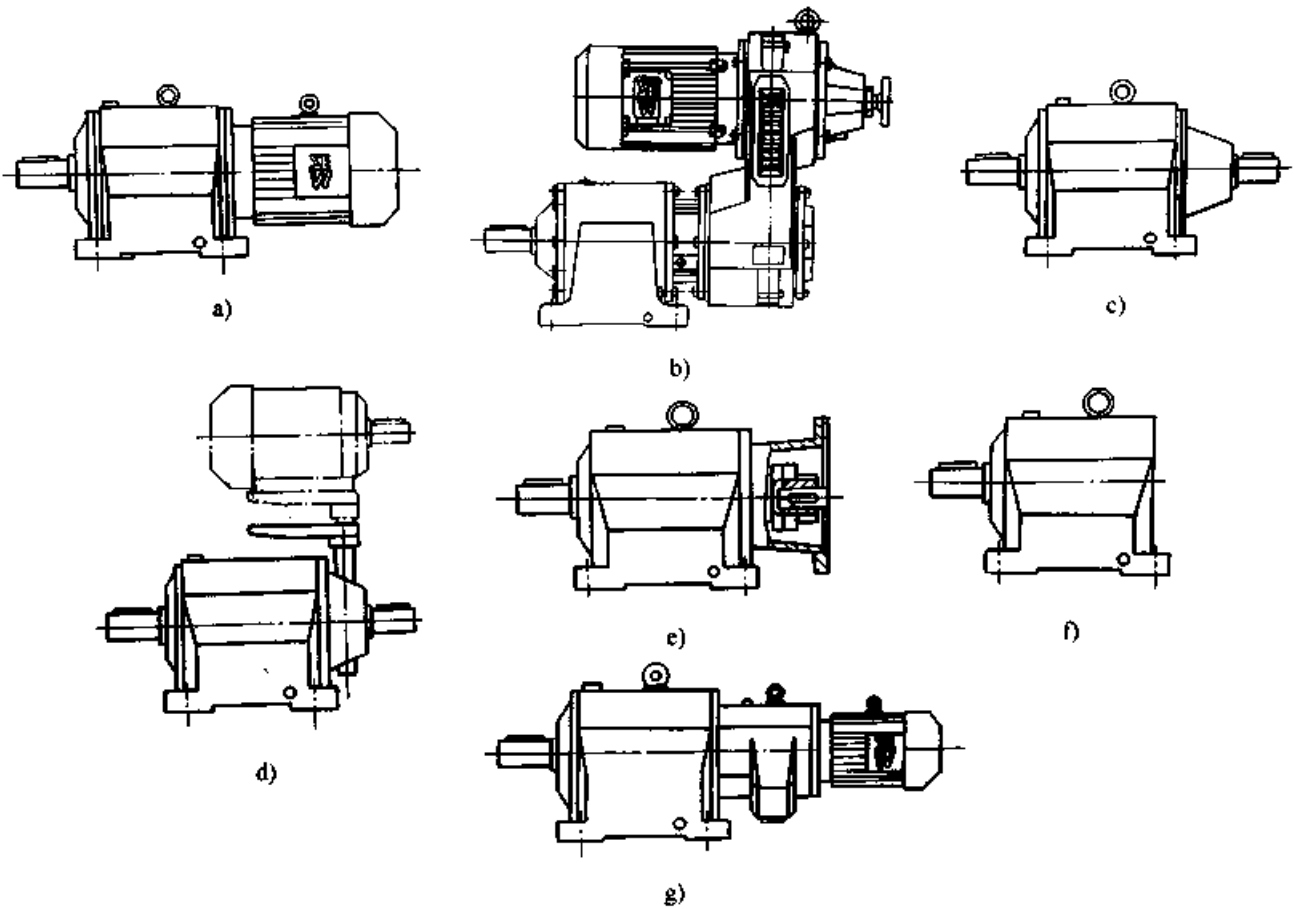


图 39.2-6 SEW 减速器输入端型式

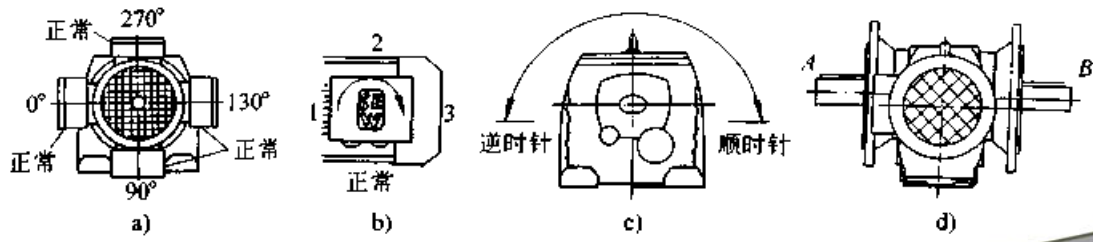


图 39.2-7 减速电动机安装说明

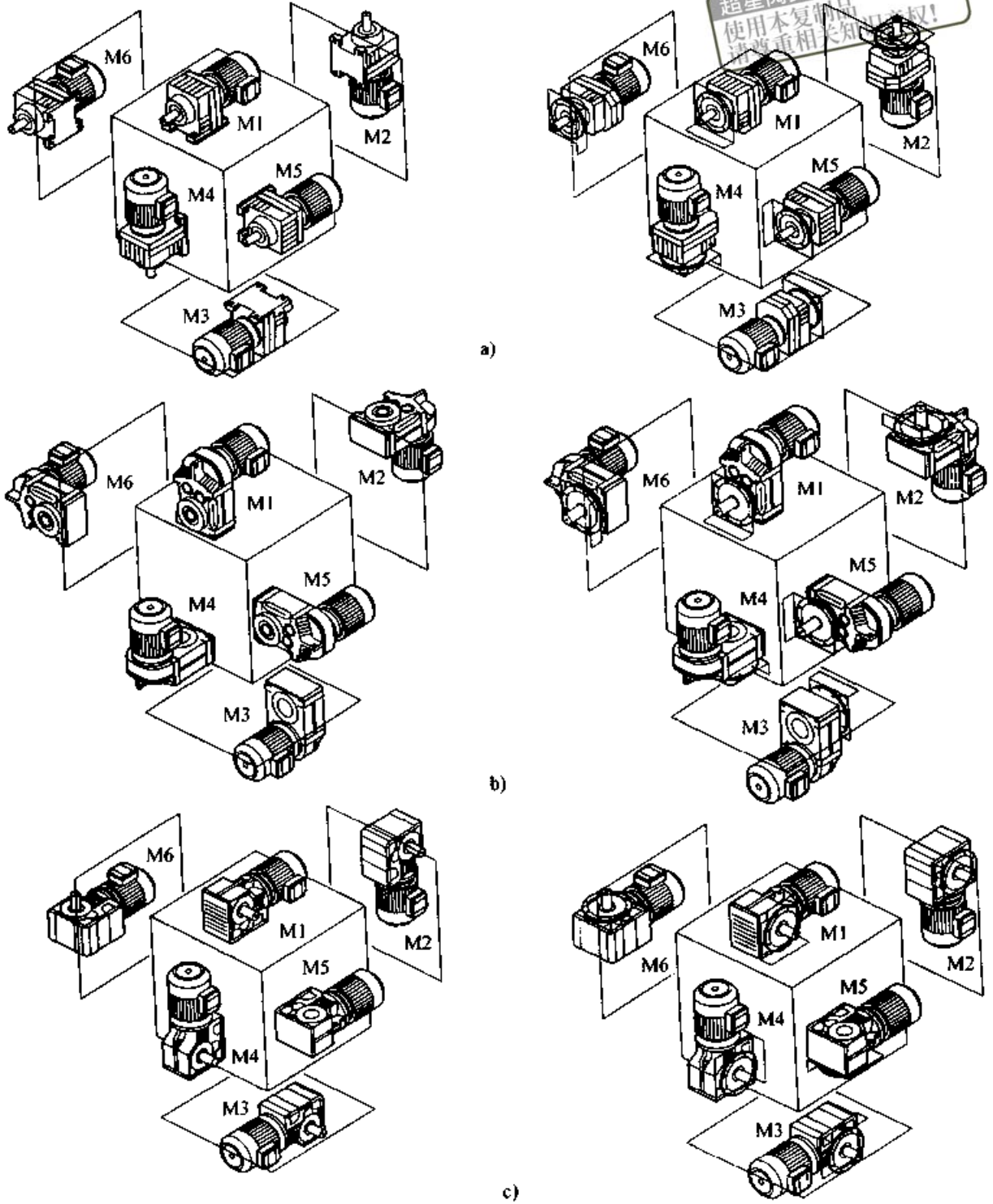


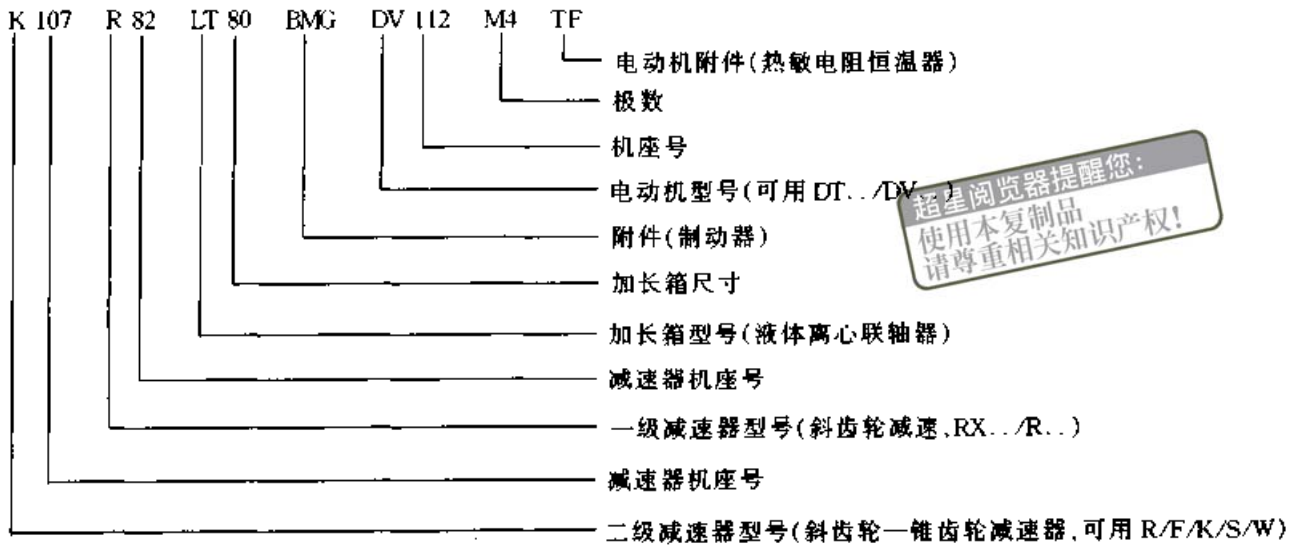
图 39.2-8 减速电动机安装位置

a) 斜齿轮减速电动机 b) 平行轴斜齿轮减速电动机 c) 直交轴减速电动机

订货时用户要详细提出：接线盒位置、进电
缆线方向、输出轴方向、法兰方向、安装位置。

并提出完整的减速电动机及附件的代号。

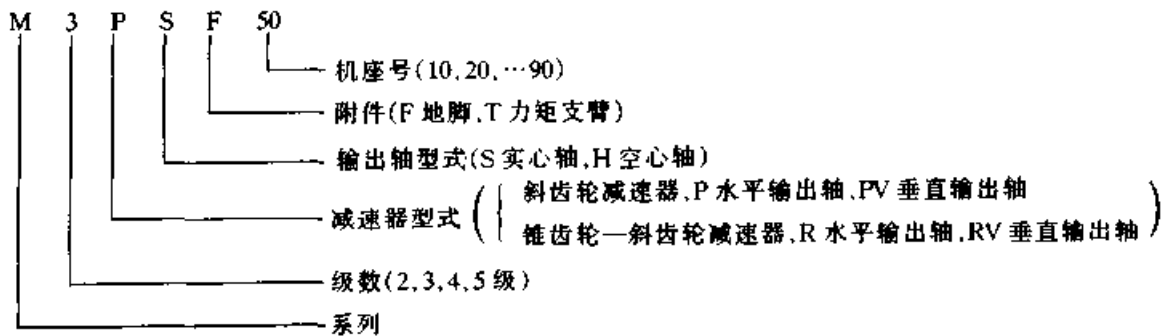
型号标记示例



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

注意：并不要求注出上述标记的每一项。没
有的项目不注，电动机和减速器的附件要紧跟各

自的后面。



1.1.3 SEW 减速器和减速电机特点

1) 按逻辑结构和模块组合原理设计，可迅
速组成 500 万种以上机型，满足传动装置的各种
需要。

模块设计是将产品进行功能分解，把功能相
同的单元设计成具有不同的用途或性能、可以互
换选用或增加功能的模块，但它们的安装与连接
尺寸相同。由选用的模块与其他部件可拼合成满
足不同要求的基型产品。基型产品的尺寸参数和
性能指标按一定比例级差形成系列。在基型产品
的基础上添加或更换模块则可形成变型产品。
SEW 传动装置就是这样设计的。减速器的功能
是减速增矩，功能单元有：运动与动力的输入；
运动与动力的传递；运动与动力的输出；支承与
联接；润滑与密封等。输入功能元设计成电动
机、变速器、力矩限制器、联轴器、输入轴等模
块，如图 39.2-6 所示。传递功能元设计成加长
轴承箱（形成搅拌型减速电机）、输出轴、二级

减速箱等模块。支承功能元设计成法兰、地脚、
力矩臂等模块。各模块的零部件由制造中心集
中加工，接订单后由组装厂选用适当模块拼合成
需要的产品，充分、快速、高质量地满足用户的
需要。

2) 有多种输入型式和输出结构，多种安装
固定方式和安装位置供用户选用。

3) 齿轮、轴、箱体、箱盖等零件选用优质
材料，齿面经硬化处理，承载能力强，设计寿命
长，而结构尺寸小，重量轻。

4) 传动比符合 R20 系列优先数，公比
1.12，级差精细，选用方便。带附加斜齿轮输入
级的多级减速器可达到特别低的输出速度。

5) 传动效率高，斜齿轮减速器和斜齿轮-
锥齿轮减速器效率为 0.94~0.98，斜齿轮-蜗
杆减速器效率为 0.4~0.9。

6) 噪声低于 VDI2159（德国工程师协会标
准）和 EN60034（欧洲标准）规定的数值，最大

值不超过 56 dB (A)。

7) 标准结构涂灰色底漆和 DIN1843 标准 RAL7031 兰灰色漆。并提供极潮湿和化学侵蚀环境用的专门防腐漆。

8) 可提供符合美国市场 (AGMA 标准) 和日本市场 (JIS 标准) 的减速器和减速电动机。

9) 维护少。除定期更换润滑油外, 基本无其他维护。换油间隔: 矿物油 3 年; 合成油 5 年。

1.2 选用方法

1.2.1 选择标准

确定满足设计要求的传动方案时应考虑下列标准:

1) 功率 (转矩) 和速度。根据工作机的要求。

2) 安装空间要求。要考虑安装空间的有效性或可达性, 即安装时看得见、够得着、可操作。

3) 与工作机的连接。考虑输出轴与工作机传递零件的连接方法。

4) 经济性。要作效—费分析, 保证效费比最优。要考虑全寿命成本 (即购置费 + 使用保障费)。

选择时的已知条件: 输出转矩或功率; 输出转速或传动比; 运行条件 (温度、海拔、负载周期、油气辐射要求等); 安装要求。

1.2.2 输出转矩计算

计算公式

$$M_c = \frac{9550 P_N \eta}{n_a} \quad (39.2-1)$$

式中 M_c ——需要的减速器输出转矩 (N·m);

P_N ——电动机的额定功率 (kW);

n_a ——减速器输出轴转速 (r/min);

η ——减速器传动效率。

对斜齿轮—锥齿轮减速器及斜齿轮减速器:

一级 $\eta = 0.98$; 二级 $\eta = 0.965$; 三级 $\eta =$

0.95。每级损失 0.015。

对斜齿轮—蜗杆减速器, $\eta = 0.40 \sim 0.90$,

具体数据见 SEW 产品样本。当 $\eta < 50\%$ 时自锁。

只有在下列条件下效率才能达到样本规定值,

即: 试运行 24~100 h 后; 减速器达到额定运行

温度后; 注满推荐的润滑油; 减速器工作不超过

指定的转矩范围。

所选减速器的额定转矩必须符合下条件

$$M_a \geq f_B M_c \quad (39.2-2)$$

式中 M_a ——减速器额定转矩;

f_B ——使用系数。

1.2.3 用使用系数选择减速器

正确选择减速器需要准确地掌握从动机的性能。

要根据每天运行小时、每小时起动和停止次数及

载荷类别确定必要的使用系数, 再利用减速器技术

数据表选择所需的型号。使用系数见图 39.2-9。

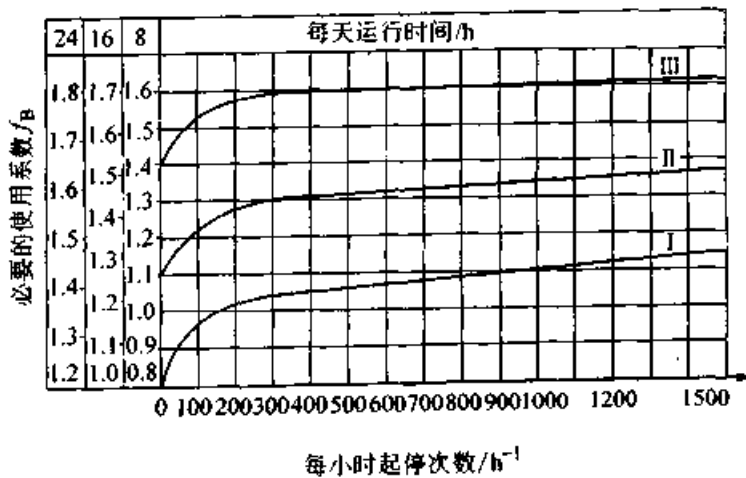


图 39.2-9 使用系数

载荷类型:
I 均匀载荷

惯性加速系数 ≤ 0.2

II 中等冲击载荷
III 强冲击载荷

惯性加速系数 ≤ 3
惯性加速系数 ≤ 10

惯性加速系数 = $\frac{\Sigma \text{相对电动机轴的外部转动惯量}}{\text{电动机转动惯量}}$

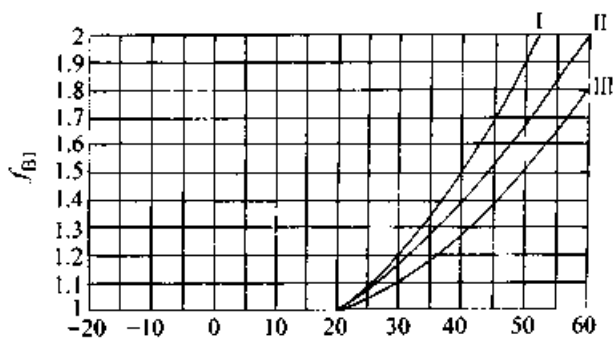
$$(39.2-3)$$

对斜齿轮—蜗杆减速器要考虑温度和负载持续率对使用系数的影响:

$$f_{Br} = f_B f_{B1} f_{B2} \quad (39.2-4)$$

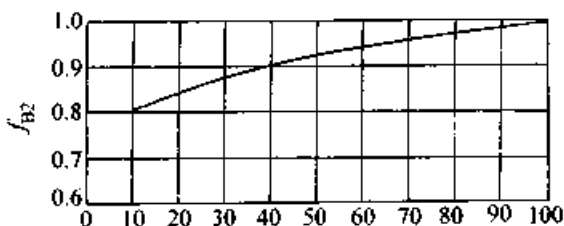
式中 f_{B1} ——考虑环境温度影响的系数, 见图 39.2-10a);

f_{B2} ——考虑负载持续率 ED (%) 影响的系数, 见图 39.2-10b)。



环境温度/°C

a)



ED/%

b)

图 39.2-10 环境温度和负载持续率影响系数
当温度 < -20°C 时向 SEW 公司咨询。

$$\text{负载持续率 } ED(\%) = \frac{\text{负载时间}(\text{min/h})}{60} \times 100$$

$$(39.2-5)$$

选择要求:

允许的 SEW 使用系数 SEW - f_B 列于减速电动机速度/功率选择表中, 所有减速器在 SEW - $f_B = 1$ 时已具有在疲劳极限范围工作的可靠性和安全性。

一般情况, 根据应用情况由曲线图查得的必要的使用系数要满足下式

$$f_{Br} \leq \text{SEW} - f_B \quad (39.2-6)$$

特殊条件, 例如短时运行时欲使用较小减速器请与 SEW 公司联系。

1.2.4 轴伸径向载荷与轴向载荷校核

用下式确定轴伸径向载荷

$$F_Q = \frac{2000 M_d}{d_0} f_z \quad (39.2-7)$$

式中 F_Q ——等效径向载荷 (N);

M_d ——转矩 (N·m);

d_0 ——传动件的节圆直径 (mm);

f_z ——传动件附加系数, 见表 39.2-3。

表 39.2-3 传动件附加系数 f_z

传动件型式	说 明	附加系数
直齿轮或斜齿轮	> 17 齿	$f_z = 1.0$
	< 17 齿	$f_z = 1.15$
链轮	> 20 齿	$f_z = 1.0$
	< 20 齿	$f_z = 1.25$
	< 13 齿	$f_z = 1.4$
V 型带轮	有预紧力	$f_z = 1.75$
平带轮	有预紧力	$f_z = 2.5$

轴的强度和轴承的承载能力决定了减速器的许用径向载荷与轴向载荷, 列于减速器和减速电动机的样本中。要求

$$F_Q \leq F_R \quad (39.2-8)$$

式中 F_R ——许用径向载荷。

除 K 型及 R142~R163 型减速器和减速电动机之外, 其他型号的轴向载荷为

$$F_A \approx 50\% F_R \quad (39.2-9)$$

选型时也应校核。如果轴向载荷超过允许值, 或有 F_A 和 F_R 同时作用请与 SEW 公司联系。

样本中的许用径向载荷是根据力作用在轴伸出端中点、最大不利方向确定的。如果力作用点不在中点, 作用在 x 处时, 许用径向载荷 F_x 用下式换算:

1) 取决于轴承寿命的 F_{XL}

$$F_{XL} = F_R \frac{a}{b+x} \quad (39.2-10)$$

2) 取决于轴的强度的 F_{XW} (用于 M_{max} 时)

$$F_{XW} = \frac{C}{f+x} \quad (39.2-11)$$

式中 x ——从轴肩到作用点的距离 (mm), 见图 39.2-11;

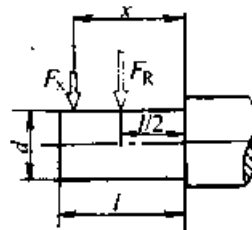


图 39.2-11 径向力的作用点

a 、 b 、 c 、 f ——减速器换算常数，见表 39.2-4。

最大许用力 F_x 取两式中较小者。

1.2.5 搅拌型减速器选择

SEW 搅拌型减速器由 2 级或 3 级斜齿轮组成，传动比分级精细，与 SEW 电动机直连而成减速电动机，可提供精确的传递速度。加长的轴承箱（见图 39.2-12），增长了轴承间距，给输出

轴提供可靠的导向，并能承受大的径向力和轴向力。加强肋增加了轴承箱体的强度和刚度。专用密封装置防止水、灰尘或混合物的侵入，保证不漏油。SEW 搅拌型减速电动机能用于恶劣工作条件下，不同搅拌材料和不同机械结构的搅拌机中。

选择方法如图 39.2-13 所示。图中符号意义如下：

表 39.2-4 减速器径向载荷换算常数

型 号	a/mm	b/mm	$c/N \cdot mm$	f/mm	d/mm	l/mm
R/RF32	72	52	8.32×10^4	10	20	40
R/RF42/43	122	97	1.35×10^5	0	25	50
R/RF62/63	148	118	1.97×10^5	0	30	60
R/RF72/73	176	136	4.47×10^5	0	40	80
R/RF82/83	225.5	175.5	7.89×10^5	0	50	100
R/RF92/93	261	201	1.4×10^6	0	60	120
R/RF102/103	310.5	240.5	2.02×10^6	0	70	140
R/RF132/133	368.5	283.5	6.90×10^6	29.5	90	170
R/RF142/143	428.5	323.5	5.74×10^6	0	100	210
R/RF152	499	394	1.36×10^7	32	120	210
R/RF163	499	394	1.25×10^7	32	120	210
RX/RXF61	95	70	1.66×10^5	15	25	50
RX/RXF71	130	90	5.36×10^5	18	40	80
RX/RXF81	136	91	7.44×10^5	18	45	90
RX/RXF101	174	114	1.86×10^6	21	60	120
F37	123.5	98.5	1.07×10^5	0	25	50
F47	153.5	123.5	1.78×10^5	0	30	60
F67	177.5	137.5	4.4×10^5	0	40	80
F77	216.25	166.25	7.95×10^5	0	50	100
F87	264	204	1.28×10^6	0	60	120
F97	350	280	2.21×10^6	0	70	140
F107	374	289	4.08×10^6	0	90	170
F127	442.5	337.5	9.0×10^6	0	110	210
WAF20	78.5	78.5	—	—	18/20	—
WAF30	97	97	—	—	20	—
K37	115.5	90.5	1.41×10^5	0	25	50
K47	153.5	123.5	1.78×10^5	0	30	60

续表 39.2-4

型号	a/mm	b/mm	c/(N·mm)	f/mm	d/mm	l/mm
K67	180.95	140.95	4.4×10^5	0	40	80
K77	216.25	166.25	7.95×10^5	0	50	100
K87	252.5	192.5	1.80×10^6	0	60	120
K97	319.5	249.5	2.80×10^6	0	70	140
K107	374	289	5.53×10^6	0	90	170
K127	444	339	8.97×10^6	0	110	210
K157	509.95	404.95	1.13×10^6	0	120	210
K166	616	491	1.5×10^7	0	140	250
K186	681	531	2.25×10^7	0	160	300
W20	98.5	78.5	4.4×10^4	0	20	40
WF20	128.5	108.5	4.4×10^4	0	20	40
W30	19.5	89.5	6.0×10^4	0	20	40
WF30	136	116	6.0×10^4	0	20	40
S, SF32	118.5	98.5	6.0×10^4	0	20	40
S, SF42	130	105	1.45×10^5	0	25	50
S, SF52	149	119	2.55×10^5	0	30	60
S, SF62	181	146	3.4×10^5	0	35	70
S, SF72	220	175	5.9×10^5	0	45	90
S, SF82	277	217	1.8×10^6	0	60	120
S, SF92	318	248	2.45×10^6	0	70	140

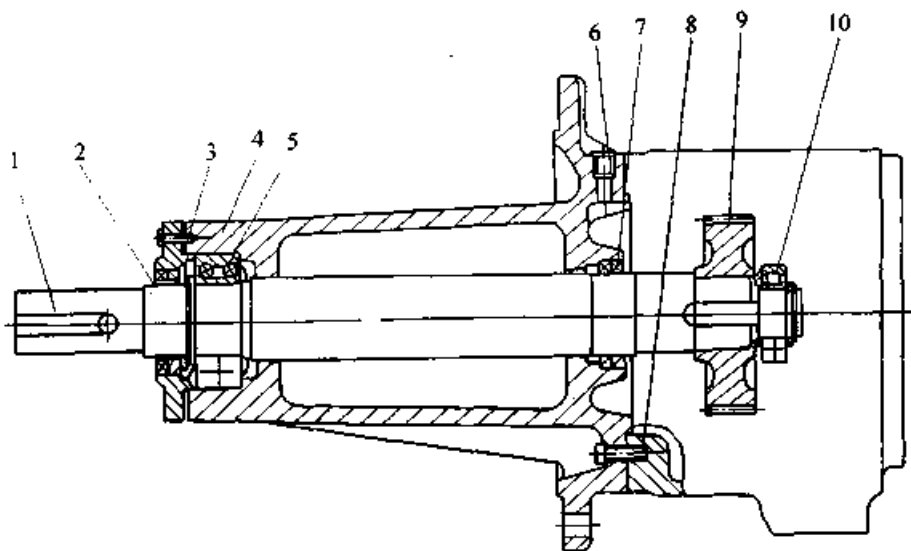


图 39.2-12 加长轴承箱

1—输出轴 2、7—油封 3、6、8—螺钉 4—轴承箱 5、10—轴承 9—小齿轮

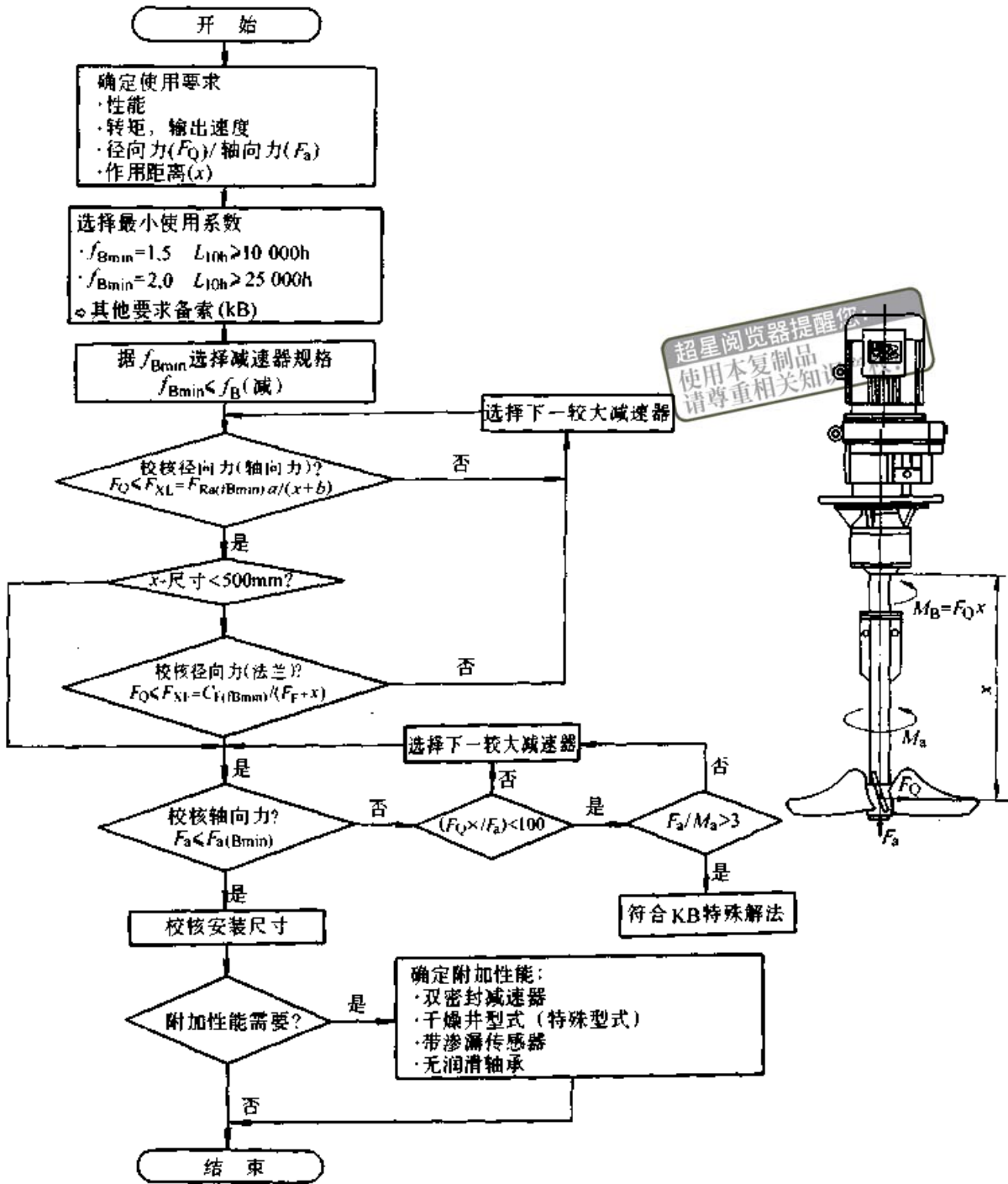


图 39.2-13 搅拌型减速电动机选择法

a 、 b —— 换算系数 (见表 39.2-5); C_F 、 F_F —— 减速器常数 (见表 39.2-5); F_a —— 轴向力; F_Q —— 径向力; F_{Ra} —— 许用径向力 ($x = 1\ 000\text{ mm}$); F_{XF} —— 箱体许用径向力 (法兰抗拉强度); F_{XL} —— 轴承寿命许用径向力; x —— 作用力到轴肩的距离; $F_{Ra}(f_{Bmin})$ —— 当使用系数 f_{Bmin} 时的许用径向力; $C_F(f_{Bmin})$ —— 当使用系数 f_{Bmin} 时的减速器常数; $F_{a}(f_{Bmin})$ —— 当使用系数 f_{Bmin} 时的许用轴向力。

表 39.2-5 换算系数和减速器常数

型号	a	b	$C_{F(1.5)}$	$C_{F(2.0)}$	F_F
RM57	1 047	47	1 220 600	1 260 400	277
RM67	1 047	47	2 047 600	2 100 000	297.5
RM77	1 050	50	2 512 800	2 574 700	340.5
RM87	1 056.5	56.5	4 917 800	5 029 000	414
RM97	1 061	61	10 911 600	11 124 100	481
RM107	1 069	69	15 367 000	15 652 000	554.5
RM137	1 088	88	25 291 700	25 993 600	650
RM147	1 091	91	30 038 700	31 173 900	756
RM167	1 089.5	89.5	42 096 100	43 654 300	869

1.3 R 型斜齿轮减速电动机技术数据和尺寸

1.3.1 技术数据

SEW 减速电动机有很多的组合、安装形式和结构方案。本节仅介绍与 4 极电机组合的部分产品的技术数据，见表 39.2-6。更详细的资料及

与其他单速或多速电动机组合的减速电动机、或输出速度特别低的多级减速电动机见 SEW 公司样本。

表中 P_m —电机额定功率 (kW); n_s —输出转速 (r/min); M_s —额定输出转矩 (N·m); i —传动比; F_{R_s} —输出轴许用径向力 (N); f_b —使用系数。

表 39.2-6 R 型斜齿轮减速电动机技术数据

n_s / (r/min)	M_s / N·m	i	F_{R_s} /N	f_b	型 号	n_s / (r/min)	M_s / N·m	i	F_{R_s} /N	f_b	型 号
$P_m = 0.37kW$						9.9	535	137.87	18 100	2.2	
8.2	430	168.79	12 000	1.30	R 73 DT71D4	13	415	107.42	18 300	2.9	
11	315	123.84	12 400	1.90	RF 73 DT71D4	11	480	123.84	11 800	1.25	R 73 DT80K4
14	245	95.63	12 500	2.5		14	370	95.63	12 300	1.60	RF 73 DT80K4
12	300	117.34	7 060	1.15	R 63DT71D4	18	295	76.22	12 500	2.0	
15	245	94.71	7 510	1.45	RF 63 DT71D4	23	230	59.28	12 600	2.6	
19	186	72.73	7 840	1.90		16	320	82.62	6 880	1.10	R 63 DT80K4
25	143	56.02	7 490	2.4		21	250	64.26	7 410	1.40	RF 63 DT80K4
25	144	56.17	5 520	1.10	R 43 DT71D4	28	188	48.65	6 940	1.85	
33	107	41.97	5 200	1.50	RF 43 DT71D4	35	152	39.27	6 570	2.3	
41	86	33.41	4 920	1.85		56	94	24.24	5 810	2.7	R 62 DT80K4
56	63	24.46	4 490	2.3		64	83	21.41	5 610	3.0	RF 62 DT80K4
72	49	19.15	4 190	3.0		32	162	41.97	4 950	1.00	R 43 DT80K4
87	41	15.84	3 980	3.1	R 42 DT71D4	41	129	33.41	4 710	1.25	RF 43 DT80K4
101	35	13.72	3 810	4.1	RF 42 DT71D4	56	95	24.46	4 330	1.55	
57	62	24.33	1 320	1.10	R 32 DT71D4	71	74	19.15	4 070	1.95	
78	45	17.73	1 270	1.45	RF 32 DT71D4	95	56	14.36	3 760	2.6	
104	34	13.29	1 220	1.75		86	61	15.84	3 890	2.0	R 42 DT80K4
126	28	10.97	1 150	1.75		99	53	13.72	3 730	2.7	RF 42 DT80K4
172	21	8.04	1 080	2.4		113	46	12.01	3 590	3.1	
223	16	6.20	1 010	2.8		102	51	13.29	1 080	1.15	R 32 DT80K4
304	12	4.54	940	3.5		146	36	9.33	1 010	1.40	RF 32 DT80K4
$P_m = 0.55kW$						194	27	7.00	970	1.75	
4.9	1 070	277.63	26 200	1.95	R 93 DT80K4	257	20	5.29	920	2.1	
6.5	810	209.58	26 400	2.8	RF 93 DT80K4	356	15	3.82	860	2.5	
6.4	820	213.56	17 400	1.35	R 83 DT80K4	$P_m = 0.75kW$					
8.0	655	169.49	17 900	1.85	RF 83 DT80K4	5.0	1 440	277.63	25 800	1.45	R 93 DT80N4

超星浏览器提醒您：
本复制品
版权归知识产权!

续表 39.2-6

$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{R_s} /N	f_B	型 号	$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{R_s} /N	f_B	型 号
6.6	1 090	209.58	26 200	2.1	RF 93 DT80N4	12	910	121.12	17 100	1.30	RF 83 DT90S4
8.3	860	165.42	26 400	2.7		15	720	96.01	17 700	1.65	
7.3	980	189.66	16 800	1.10	R 83 DT80N4	19	550	73.15	18 100	2.2	
9.2	780	150.52	17 500	1.55	RF 83 DT80N4	24	440	58.67	18 300	2.7	
11	630	121.12	17 900	1.90		18	570	76.22	11 300	1.05	R 73 DT90S4
14	500	96.01	18 200	2.4		24	445	59.28	12 000	1.35	RF 73 DT90S4
14	495	95.63	11 700	1.20	R 73 DT80N4	32	330	44.05	12 400	1.80	
18	395	76.22	12 200	1.50	RF 73 DT80N4	41	255	33.83	12 500	2.4	
23	310	59.28	12 400	1.95		47	225	29.89	12 200	2.7	
28	250	48.65	6 590	1.40	R 63 DT80N4	61	172	22.95	11 300	2.9	R 72 DT90S4
35	205	39.27	6 290	1.70	RF 63 DT80N4	69	151	20.16	10 800	3.7	RF 72 DT90S4
46	156	30.16	5 900	2.2		33	320	42.98	5 900	1.10	R 63 DT90S4
59	121	23.23	5 520	2.9		41	255	34.26	5 680	1.35	RF 63 DT90S4
57	126	24.24	5 640	2.0	R 62 DT80N4	53	200	26.64	5 390	1.75	
71	102	19.56	5 320	2.5	RF 62 DT80N4	71	148	19.68	5 030	2.4	
81	89	17.06	5 120	2.8		65	161	21.41	5 210	1.55	R 62 DT90S4
49	145	27.95	4 230	1.00	R 43 DT80N4	82	128	17.06	4 920	1.95	RF 62 DT90S4
62	116	22.25	4 030	1.25	RF 43 DT80N4	88	120	15.95	4 780	2.8	
83	86	16.62	3 760	1.70		73	144	19.15	3 020	1.00	R 43 DT90S4
96	75	14.36	3 630	1.95		84	125	16.62	3 450	1.15	RF 43 DT90S4
87	82	15.84	3 750	1.50	R 42 DT80N4	97	108	14.36	3 420	1.35	
115	62	12.01	3 490	2.3	RF 42 DT80N4	102	103	13.72	3 420	1.40	R 42 DT90S4
147	49	9.40	3 260	3.0		128	82	10.92	3 240	1.75	RF 42 DT90S4
148	48	9.33	890	1.05	R 32 DT80N4	172	61	8.16	3 020	2.3	
197	36	7.00	880	1.30	RF 32 DT80N4	224	47	6.26	2 790	2.5	
261	27	5.29	850	1.55		298	35	4.70	2 580	2.8	
361	20	3.82	810	1.80		$P_n = 1.5\text{kW}$					
$P_n = 1.1\text{kW}$						6.7	2 130	209.58	24 200	1.10	R 93 DT90L4
5.0	2 080	277.63	24 400	1.00	R 93 DT90S4	8.5	1 680	165.42	25 400	1.35	RF 93 DT90L4
6.7	1 570	209.58	25 600	1.45	RF 93 DT90S4	11	1 340	132.03	25 900	1.70	
8.5	1 240	165.42	26 000	1.85		14	1 030	101.59	26 300	2.2	
11	990	132.03	26 300	2.3		15	980	96.01	16 800	1.25	R 83 DT90L4
9.3	1 130	150.52	16 100	1.05	R 83 DT90S4	19	745	73.15	17 600	1.60	RF 83 DT90L4

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 39.2-6

$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{ka} N	f_B	型 号	$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{ka} N	f_B	型 号
24	595	58.67	18 000	2.0		27	785	52.44	17 500	1.50	RF 83 DT100LS4
31	470	46.21	18 300	2.6		35	600	39.95	18 000	2.0	
35	405	39.95	18 400	3.0		49	430	28.77	16 400	2.8	
39	365	35.95	17 900	2.8	R 82 DT90L4	39	540	35.95	17 500	1.60	R 82 DT100LS4
44	325	31.78	17 200	3.1	RF 82 DT90L4	49	425	28.38	16 400	2.2	RF 82 DT100LS4
27	525	51.68	11 600	1.15	R 73 DT90L4	55	380	25.49	15 900	2.9	
37	390	38.43	12 200	1.55	RF 73 DT90L4	36	575	38.43	11 300	1.05	R 73 DT100LS4
47	305	29.89	11 900	2.0		47	450	29.89	11 400	1.35	RF 73 DT100LS4
64	225	22.08	10 900	2.7		63	330	22.08	10 500	1.80	
61	235	22.95	11 000	2.2	R 72 DT90L4	69	305	20.16	10 300	1.85	R 72 DT100LS4
70	205	20.16	10 600	2.7	RF 72 DT90L4	88	240	15.98	9 690	2.3	RF 72 DT100LS4
41	350	34.26	5 220	1.00	R 63 DT90L4	99	210	14.08	9 360	2.7	
53	270	26.64	5 040	1.30	RF 63 DT90L4	60	350	23.23	4 400	1.00	R 63 DT100LS4
72	200	19.68	4 770	1.75		71	295	19.68	4 330	1.20	RF 63 DT100LS4
85	168	16.55	4 600	2.1		85	250	16.55	4 230	1.40	
58	245	24.24	5 070	1.00	R 62 DT90L4	82	255	17.06	4 370	1.00	R 62 DT100LS4
72	199	19.56	4 860	1.25	RF 62 DT90L4	101	210	13.91	4 110	1.60	RF 62 DT100LS4
88	162	15.95	4 560	2.0		129	162	10.82	3 930	2.0	
115	124	12.25	4 290	2.7		175	120	7.99	3 680	2.8	
103	139	13.72	2 680	1.05	R 42 DT90L4	149	141	9.40	1 600	1.05	R 42 DT100LS4
129	111	10.92	3 080	1.30	RF 42 DT90L4	192	109	7.27	1 950	1.20	RF 42 DT100LS4
173	83	8.16	2 890	1.70		258	82	5.43	2 450	1.35	
225	64	6.26	2 690	1.90		349	60	4.01	2 290	1.50	
300	48	4.70	2 500	2.1		$P_n = 3.0kW$					
352	41	4.01	2 400	2.2		8.0	3 570	174.38	30 500	1.10	R 103 DT100L4
$P_n = 2.2kW$						11	2 590	126.58	32 200	1.55	RF 103 DT100L4
7.0	3 020	201.24	31 600	1.15	R 103 DT100LS4	14	2 030	99.28	33 000	1.95	
9.9	2 130	141.76	32 800	1.90	RF 103 DT100LS4	20	1 440	70.51	33 500	2.8	
13	1 670	111.13	33 300	2.4		12	2 340	114.47	23 200	1.00	R 93 DT100L4
14	1 520	101.59	25 700	1.50	R 93 DT100LS4	16	1 750	85.63	25 300	1.30	RF 93 DT100L4
20	1 050	69.94	26 200	2.2	RF 93 DT100LS4	23	1 250	60.96	26 000	1.85	
24	870	58.06	26 400	2.6		27	1 060	51.60	25 400	2.2	
21	990	66.15	16 700	1.20	R 83 DT100LS4	35	810	39.70	23 600	2.8	

续表 39.2-6

$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	F_{Ra} /N	f_B	型 号	
24	1 200	58.67	15 800	1.00	R 83 DT100L4	23	1 640	60.96	25 500	1.40	RF 93 DV112M4
30	950	46.21	16 900	1.25	RF 83 DT100L4	28	1 390	51.60	24 600	1.65	
40	720	35.08	16 800	1.65		36	1 070	39.71	23 000	2.2	
57	500	24.52	15 300	2.4		48	800	29.66	21 200	1.90	R 92 DV112M4
39	735	35.95	17 000	1.15	R 82 DT100L4	54	715	26.49	20 600	1.95	RF 92 DV112M4
49	580	28.38	16 000	1.65	RF 82 DT100L4	36	1 070	39.95	15 300	1.10	R 83 DV112M4
62	465	22.65	15 000	2.4		49	775	28.77	15 400	1.55	RF 83 DV112M4
71	400	19.64	14 400	2.7		58	660	24.52	14 800	1.80	
47	610	29.89	10 800	1.00	R 73 DT100L4	45	860	31.78	15 900	1.15	R 82 DV112M4
54	535	26.06	10 500	1.15	RF 73 DT100L4	56	685	25.49	15 000	1.60	RF 82 DV112M4
63	450	22.08	10 100	1.35		72	530	19.64	14 000	2.1	
69	415	20.16	8 330	1.35	R 72 DT100L469	97	395	14.69	12 900	2.8	
88	325	15.98	8 840	1.70	RF 72 DT100L4	70	540	20.16	5 560	1.05	R 72 DV112M4
115	250	12.17	8 750	2.2		89	430	15.98	6 640	1.30	RF 72 DV112M4
144	198	9.69	8 180	2.5		117	330	12.17	7 410	1.70	
71	405	19.68	2 870	0.85	R 63 DT100L4	147	260	9.69	7 400	1.90	
85	340	16.55	3 800	1.05	RF 63 DT100L4	193	198	7.36	7 370	2.3	
88	325	15.95	3 790	1.00	R 62 DT100L4	235	162	6.04	6 980	2.8	
114	250	12.25	3 700	1.30	RF 62 DT100L4	116	330	12.25	2 810	1.00	R 62 DV112M4
148	193	9.43	3 570	1.70		150	255	9.43	3 260	1.30	RF 62 DV112M4
208	138	6.72	3 350	2.4		211	181	6.72	3 130	1.85	
271	106	5.16	3 170	2.4		275	139	5.16	2 990	1.80	
323	89	4.34	3 040	2.5		$P_n = 5.5\text{kW}$					
258	111	5.43	1 210	1.00	R 42 DT100L4	11	4 720	128.55	55 200	1.25	R 133 DV132S4
298	96	4.70	1 610	1.05	RF 42 DT100L4	16	3 330	90.57	50 800	1.80	RF 133 DV132S4
349	82	4.01	1 940	1.10		22	2 380	64.70	46 600	2.5	
$P_n = 4.0\text{kW}$						25	2 130	58.02	45 200	2.9	
10	3 810	141.76	29 800	1.05	R 103 DV112M4	13	4 080	111.13	28 400	1.00	R 103 DV132S4
13	2 990	111.13	31 600	1.35	RF 103 DV112M4	17	3 090	84.00	31 500	1.30	RF 103 DV132S4
17	2 260	84.00	32 700	1.75		23	2 280	62.18	31 800	1.75	
23	1 670	62.18	33 000	2.4		30	1 760	47.98	29 800	2.3	
27	1 400	52.11	31 500	2.8		23	2 240	60.96	23 700	1.05	R 93 DV132S4
17	2 390	85.63	23 400	1.00	R 93 DV112M4	28	1 900	51.60	23 500	1.20	RF 93 DV132S4

续表 39.2-6

$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{Rn} /N	f_b	型 号	$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{Rn} /N	f_b	型 号
36	1 460	39.70	22 100	1.60		62	1 160	23.25	18 600	1.80	RF 92 DV132M4
52	1 000	27.33	20 100	2.3		81	880	17.58	17 400	2.4	
48	1 090	29.66	20 600	1.40	R	97	740	14.75	16 600	2.8	
62	850	23.25	19 300	2.5	RF	73	980	19.64	10 500	1.10	R 82 DV132M4
69	765	20.77	18 700	2.8		97	735	14.69	12 000	1.50	RF 82 DV132M4
50	1 060	28.77	14 600	1.15	R	140	510	10.22	10 900	2.2	
58	900	24.52	14 100	1.35	RF	203	350	7.03	9 900	2.0	
56	940	25.49	13 600	1.20	R	284	250	5.04	9 030	2.4	
73	720	19.64	13 500	1.55	RF	130	550	11.00	7 220	1.00	R 72 DV132M4
97	540	14.69	12 500	2.0		171	420	8.38	6 900	1.30	RF 72 DV132M4
140	375	10.22	11 300	2.9		237	300	6.04	6 450	1.50	
203	260	7.03	10 200	2.7		278	260	5.15	6 220	1.75	
102	515	14.08	8 220	1.10	R	$P_m = 9.2kW$					
130	405	11.00	7 750	1.35	RF	13	6 540	107.25	62 700	1.55	R 143 DV132ML4
171	310	8.38	7 300	1.80		18	4 900	80.36	65 100	2.0	RF 143 DV132ML4
237	220	6.04	6 740	2.0		23	3 760	61.66	66 300	2.7	
179	295	7.99	2 180	1.10	R	16	5 530	90.57	46 400	1.10	R 133 DV132ML4
235	225	6.09	2 580	1.10	RF	22	3 950	64.70	43 400	1.50	RF 133 DV132ML4
330	159	4.34	2 680	1.40		28	3 090	50.62	41 000	1.95	
$P_m = 7.5kW$						36	2 460	40.32	38 800	2.4	
14	5 150	102.82	49 700	1.15	R	23	3 790	62.18	28 800	1.05	R 103 DV132ML4
19	3 820	76.20	46 600	1.55	RF	30	2 930	47.98	27 500	1.35	RF 103 DV132ML4
25	2 910	58.02	43 700	2.1		42	2 080	34.07	25 500	1.90	
31	2 340	46.62	41 300	2.6		57	1 540	25.18	23 700	2.6	
20	3 530	70.51	30 600	1.15	R	51	1 740	28.49	24 500	1.90	R 102 DV132ML4
27	2 610	52.11	29 100	1.55	RF	57	1 530	25.09	23 700	1.95	RF 102 DV132ML4
35	2 030	40.59	27 500	1.95		68	1 290	21.11	22 700	2.7	
48	1 510	30.05	25 500	2.7		43	2 040	33.47	19 400	1.15	R 93 DV132ML4
50	1 430	28.49	25 200	2.3	R	60	1 450	23.82	18 100	1.60	RF 93 DV132ML4
57	1 260	25.09	24 300	2.4	RF	62	1 420	23.25	18 100	1.50	R 92 DV132ML4
52	1 370	27.33	19 300	1.70	R	82	1 070	17.58	16 900	1.95	RF 92 DV132ML4
73	980	19.57	17 800	2.3	RF	111	795	13.01	15 700	2.7	
48	1 490	29.66	19 700	1.00	R	83	1 060	17.43	12 000	1.05	R 82 DV132ML4

续表 39.2-6

$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
125	700	11.51	10 900	1.55	RF 82 DV132ML4	205	515	7.03	9 440	1.35	
167	525	8.61	10 200	1.60		286	365	5.04	8 690	1.65	
235	375	6.13	9 330	1.85		$P_m = 15.0kW$					
286	305	5.04	8 860	1.95		9.0	15 900	162.37	87 500	1.00	R 163 DV160L4
172	510	8.38	6 540	1.10	R 72 DV132ML4	14	9 970	101.62	99 500	1.60	RF 163 DV160L4
239	370	6.04	6 190	1.20	RF 72 DV132ML4	22	6 490	66.11	102 400	2.5	
280	315	5.15	6 000	1.45		18	7 880	80.36	60 100	1.25	R 143 DV160L4
$P_m = 11.0kW$						29	4 940	50.38	65 000	2.0	RF 143 DV160L4
8.9	11 800	162.37	97 400	1.35	R 163 DV160M4	42	3 380	34.50	66 600	3.0	
14	7 410	101.62	101 800	2.2	RF 163 DV160M4	25	5 690	58.02	38 000	1.05	R 133 DV160L4
18	5 860	80.36	63 800	1.70	R 143 DV160M4	31	4 580	46.62	36 700	1.30	RF 133 DV180L4
29	3 670	50.38	66 400	2.7	RF 143 DV160M4	40	3 540	36.09	35 000	1.70	
19	5 560	76.20	43 100	1.10	R 133 DV160M4	53	2 700	27.48	33 000	2.2	
25	4 230	58.02	41 000	1.40	RF 133 DV160M4	66	2 170	22.08	31 300	2.8	
31	3 400	46.62	39 200	1.75		36	3 980	40.59	23 500	100	R 103 DV160L4
40	2 630	36.09	36 900	2.3		49	2 950	30.05	22 500	1.35	RF 103 DV160L4
52	2 010	27.48	34 500	3.0		70	2 040	20.78	21 000	1.95	
28	3 800	52.11	26 700	1.05	R 103 DV160M4	51	2 790	28.49	22 300	1.20	R 102 DV160L4
35	2 960	40.59	25 600	1.35	RF 103 DV160M4	69	2 070	21.11	21 100	1.70	RF 102 DV160L4
48	2 190	30.05	24 100	1.80		91	1 580	16.08	19 900	2.2	
69	1 520	20.78	22 100	2.6		113	1 270	12.92	18 900	2.8	
51	2 080	28.49	23 800	1.60	R 102 DV160M4	61	2 340	23.82	16 100	1.00	R 93 DV160L4
68	1 540	21.11	22 200	2.3	RF 102 DV160M4	75	1 920	19.57	15 700	1.20	RF 93 DV160L4
90	1 170	16.08	20 800	3.0		70	2 040	20.77	15 900	1.05	R 92 DV160L4
53	1 990	27.33	17 900	1.15	R 93 DV160M4	99	1 450	14.75	15 000	1.45	RF 92 DV160L4
74	1 430	19.57	16 800	1.60	RF 93 DV160M4	134	1 070	10.90	14 000	1.95	
62	1 700	23.25	17 500	1.25	R 92 DV160M4	186	770	7.87	12 900	2.1	
82	1 280	17.58	16 500	1.65	RF 92 DV160M4	251	570	5.82	11 900	2.6	
111	950	13.01	15 300	2.2		143	1 000	10.22	9 470	1.10	R 82 DV160L4
154	685	9.37	14 000	2.3		208	690	7.03	8 900	1.00	RF 82 DV160L4
208	505	6.94	12 900	3.0		290	495	5.04	8 300	1.20	
98	1 070	14.69	11 200	1.05	R 82 DV160M4	$P_m = 18.5kW$					
141	745	10.22	10 200	1.50	RF 82 DV160M4	11	15 700	130.47	89 800	1.00	R 163 DV180M4

续表 39.2-6

$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号	$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号
18	9 990	82.83	99 500	1.60	RF 163 DV180M4	39	5 370	37.42	103 000	2.2	RF 143 DV180L4
27	6 490	53.83	102 400	2.5		24	8 840	61.66	57 900	1.15	R 143 DV180L4
24	7 440	61.66	61 000	1.35	R 143 DV180M4	37	5 680	39.60	64 000	1.75	RF 143 DV180L4
37	4 780	39.60	65 200	2.1	RF 143 DV180M4	53	3 900	27.41	66 100	2.5	
42	4 160	34.50	65 900	2.4		78	2 690	18.78	67 100	1.30	R 142 DV180L4
78	2 270	18.78	67 400	1.55	R 142 DV180M4	102	2 070	14.41	67 500	2.2	RF 142 DV180L4
102	1 740	14.41	67 700	2.6	RF 142 DV180M4	36	5 780	40.32	32 100	1.05	R 133 DV180L4
29	6 110	50.62	34 900	1.00	R 133 DV180M4	48	4 400	30.65	31 000	1.35	RF 133 DV180L4
36	4 860	40.32	33 900	1.25	RF 133 DV180M4	61	3 440	23.98	29 800	1.75	
48	3 700	30.65	32 400	1.60		77	2 740	19.10	28 500	2.2	
61	2 890	23.98	30 800	2.1		87	2 410	16.79	27 700	2.5	
77	2 300	19.10	293.0	2.6		99	2 130	14.83	27 200	2.1	R 132 DV180L4
99	1 790	14.83	27 800	2.5	R 132 DV180M4 RF 132 DV180M4	113	1 860	12.99	26 300	2.7	RF 132 DV180L4
49	3 620	30.05	21 200	1.10	R 103 DV180M4	122	1 720	11.96	25 800	2.9	
58	3 040	25.18	20 700	1.30	RF 103 DV180M4	58	3 610	25.18	19 600	1.10	R 103 DV180L4
70	2 510	20.78	20 100	1.60		70	2 980	20.78	19 200	1.35	RF 103 DV180L4
82	2 160	17.93	19 600	1.60	R 102 DV180M4	69	3 030	21.11	19 200	1.15	R 102 DV180L4
104	1 690	14.02	18 600	2.1	RF 102 DV180M4	91	2 310	16.08	18 400	1.50	RF 102 DV180L4
131	1 350	11.17	17 700	2.6		113	1 850	12.92	17 700	1.90	
185	950	7.90	16 300	2.7		162	1 300	9.05	16 500	2.0	
233	760	6.29	15 300	2.8		201	1 040	7.27	15 700	2.3	
75	2 360	19.57	14 700	0.95	R 93 DV180M4 RF 93 DV180M4	99	2 120	14.75	13 500	1.00	R 92 DV180L4
83	2 120	17.58	14 600	1.00	R 92 DV180M4	134	1 560	10.90	13 000	1.35	RF 92 DV180L4
113	1 570	13.01	13 900	1.35	RF 92 DV180M4	186	1 130	7.87	12 100	1.40	
156	1 130	9.37	12 900	1.40		252	830	5.82	11 300	1.80	
211	840	6.94	12 100	1.80		305	690	4.80	10 800	1.95	
305	580	4.80	11 100	2.3		$P_n = 30kW$					
$P_n = 22kW$						18	16 100	82.83	84 900	1.00	R 163 DV200L4
14	14 600	101.62	93 600	1.10	R 163 DV180L4	27	10 500	53.83	99 000	1.55	RF 163 DV200L4
22	9 480	66.11	100 000	1.70	RF 163 DV180L4	39	7 290	37.42	101 800	2.2	
34	6 130	42.75	102 600	2.6		29	9 820	50.38	55 200	1.00	R 143 DV200L4
						43	6 720	34.50	62 300	1.50	RF 143 DV200L4
						68	4 200	21.54	65 900	2.4	

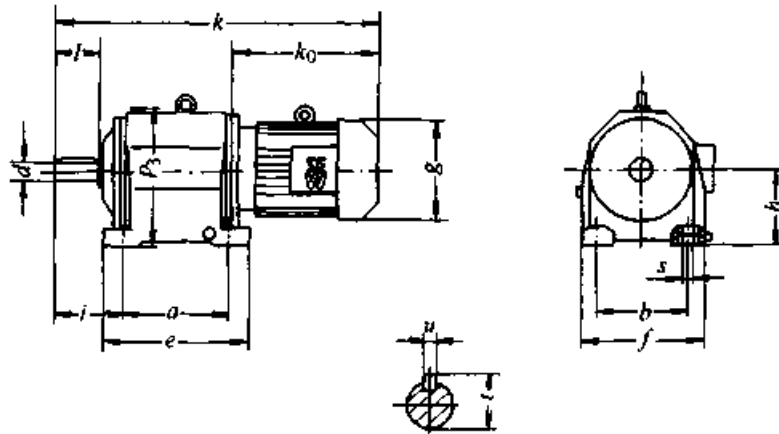
续表 39.2-6

$n_s /$ (r/min)	$M_s /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_s /$ (r/min)	$M_s /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
102	2 810	14.41	67 100	1.60	R 142 DV200L4	71	4 050	20.78	17 100	1.00	R 103 DV200L4
125	2 290	11.78	67 400	2.6	RF 142 DV200L4	82	3 490	17.93	17 000	1.00	R 102 DV200L4
48	5 970	30.65	27 900	1.00	R 133 DV200L4	105	2 730	14.02	16 600	1.30	RF 102 DV200L4
61	4 670	23.98	27 300	1.30	RF 133 DV200L4	132	2 180	11.17	16 100	1.60	
77	3 720	19.10	26 500	1.60		186	1 540	7.90	15 200	1.65	
99	2 890	14.83	25 700	1.55	R 132 DV200L4	234	1 230	6.29	14 500	1.70	
123	2 330	11.96	24 600	2.1	RF 132 DV200L4	187	1 530	7.87	11 200	1.05	R 92 DV200L4
176	1 630	8.37	22 500	1.95		253	1 130	5.82	10 600	1.30	RF 92 DV200L4
220	1 300	6.70	21 300	2.5							

1.3.2 安装及外形尺寸

表 39.2-7 底脚安装斜齿轮减速电动机外形尺寸

(mm)



型 号	a	b	e	f	g	h	i	k	k ₀	p ₃	s	d	l	t	u	
R32	R63..	85	110	110	135	127	75 ^{-0.5}	58	306	154	141	10	20	40	22.5	6
	DT71D					145			316	164						
	DT80..								366	214						
R42 R43	R63..	130	110	160	145	127	90 ^{-0.5}	75	398	196	165	9	25	50	28	8
	DT71D					145			407	205						
	DT80..					197			457	255						
	DT90..								477	275						
	DT100..								530	328						
R62 R63	D63..	165	135	200	190	127	115 ^{-0.5}	90	439	190	206	14	30	60	33	8
	DT71D					145			448	199						
	DT80..								498	249						
	DT90..					197			518	269						
	DT100..								568	319						

续表 39.2-7

型 号		a	b	e	f	g	h	i	k	k ₀	p ₃	s	d	l	t	u
R62 R63	DV112M	165	135	200	190	221	115 _{-0.5}	90	603	354	206	14	30	60	33	8
	DV132S								651	402						
R72 R73	D63..	205	170	245	230	127	140 _{-0.5}	115	484	184	251	18	40	80	43	12
	DT71D					145			493	193						
	DT80..					197			543	243						
	DT90..					197			561	261						
	DT100..					221			611	311						
	DV112M					221			647	347						
	DV132S					275			692	392						
	DV132M					275			712	412						
DV132ML	275	772	472													
R82 R83	DT80..	260	215	310	290	145	180 _{-0.5}	140	613	238	316	18	50	100	53.5	14
	DT90..					197			632	257						
	DT100..					221			682	307						
	DV112M					221			717	342						
	DV132S					275			762	387						
	DV132M					275			782	407						
	DV132ML					331			842	467						
	DV160M					331			890	515						
DV160L	331	890	515													
R92 R93	DT80..	310	250	365	340	145	225 _{-0.5}	160	671	231	386	22	60	120	64	18
	DT90..					197			691	251						
	DT100..					221			742	302						
	DV112M					221			777	337						
	DV132S					275			822	382						
	DV132M					275			842	402						
	DV132ML					331			902	462						
	DV160M					331			950	510						
	DV160L					331			1 022	582						
	DV180..					394			1 069	629						
DV200..	394	1 069	629													
R102 R103	DT100..	370	290	440	400	197	250 _{-0.5}	185	807	295	437	26	70	140	74.5	20
	DV112M					221			843	331						
	DV132S					221			888	376						

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 39.2-7

型 号		a	b	e	f	g	h	i	k	k ₀	p ₃	s	d	l	t	u
R102 R103	DV132M	370	290	440	400	275	250 ⁰ / _{0.5}	185	908	396	437	26	70	140	74.5	20
	DV132ML								968	456						
	DV160M								1 016	504						
	DV160L								1 088	576						
	DV180..								1 135	623						
	DV200..								1 135	623						
R132 R133	DV132S	410	340	490	450	275	265 ⁰ / ₁	220	969	369	482	33	90	170	95	25
	DV132M								989	389						
	DV132ML								1 049	449						
	DV160M								1 097	497						
	DV160L								1 169	569						
	DV180..								1 216	616						
	DV200..								1 216	616						
R142 R143	DV132ML	500	380	590	530	275	300 ⁰ / ₁	260	1 166	441	548	39	100	210	106	28
	DV160M								1 214	489						
	DV160L								1 286	561						
	DV180..								1 333	608						
	DV200..								1 333	608						
R152	DV160M	510	500	600	660	275	375 ⁰ / ₁	270	1 178	433	672	39	120	210	127	32
	DV160L								1 226	481						
	DV180..								1 298	553						
	DV200..								1 345	600						
R163	DV160M	580	500	670	650	275	375 ⁰ / ₁	270	1 235	433	672	39	120	210	127	32
	DV160L								1 283	481						
	DV180..								1 355	553						
	DV200..								1 402	600						

注: $d \leq 50$ mm, k_6 ; $d > 50$ mm, $m 6$ 。

1.4 F 型平行轴斜齿轮减速电动机技术数据和安装及外形尺寸

1.4.1 技术数据

SEW 平行轴斜齿轮减速器由 2 级或 3 级斜齿轮组成, 共有 10 种规格, 各种规格有不同的传动比, 装在相同的减速箱内。安装方式有: 底脚安装、法兰安装、轴装。输出轴结构有: 实心

轴和空心轴。空心轴与从动机的连接用单键、花键或收缩盘。技术数据见表 39.2-8。表中: F..DT/DV.. —— 平行轴斜齿轮减速电动机, 底脚安装; FA..DT/DV.. —— 平行轴斜齿轮减速电动机, 轴装; FF..DT/DV.. —— 平行轴斜齿轮减速电动机, 法兰安装; FAF..DT/DV.. —— 平行轴斜齿轮减速电动机, 法兰安装, 带空心轴。

表 39.2-8 平行轴斜齿轮减速电动机技术数据 (摘要)

$n_2 /$ (r/min)	$M_2 /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_2 /$ (r/min)	$M_2 /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	
$P_m = 0.37kW$						21	250	65.36	7 440	1.60	F	47 DT80K4
4.9	720	281.71	19 200	2.0	FA 77 DT71D4	28	185	48.00	7 850	2.2	FF	47 DT80K4
5.2	675	262.93	19 300	2.2	FAF 77 DT71D4	58	91	23.63	4 690	2.2	FA	37 DT80K4
6.1	580	225.79	19 400	2.5	F 77 DT71D4	71	74	19.27	4 470	2.7	FAF	37 DT80K4
7.0	510	198.31	19 400	2.9	FF 77 DT71D4	95	55	14.33	4 150	3.6	F	37 DT80K4
6.0	585	228.99	12 000	1.25	FA 67 DT71D4	123	43	11.08	3 870	4.4	FF	37 DT80K4
8.1	435	170.85	12 700	1.65	FAF 67 DT71D4	152	35	8.97	3 650	5.1		
9.7	365	142.40	12 900	1.95	F 67 DT71D4	202	26	6.74	3 340	5.4		
11	310	120.79	13 000	2.3	FF 67 DT71D4	261	20	5.21	3 100	6.2		
9.2	385	150.06	6 140	1.05	FA 47 DT71D4	322	16	4.22	2 920	6.8		
13	270	105.09	7 320	1.50	FAF 47 DT71D4	$P_m = 0.75kW$						
17	205	79.72	7 750	1.95	F 47DT71D4	5.1	1 400	270.68	28 100	1.90	FA	87 DT80N4
21	167	65.36	7 930	2.4	FF 47 DT71D4	5.4	1 330	255.37	28 200	2.0	FAF	87 DT80N4
67	53	20.57	4 740	3.8	FA 37 DT71D4	6.0	1 190	228.93	28 600	2.3	F	87 DT80N4
					FAF 37 DT71D4						FF	87 DT80N4
81	44	17.03	4 500	4.6	F 37 DT71D4	8.3	860	166.47	18 800	1.70	FA	77 DT80N4
107	33	12.87	4 150	6.1	FF 37 DT71D4	9.7	740	142.27	19 200	1.95	FAF	77 DT80N4
132	27	10.42	3 900	6.9		11	675	130.42	19 300	2.1	F	77 DT80N4
205	17	6.74	3 410	8.1		13	565	108.46	19 400	2.6	FF	77 DT80N4
265	13	5.21	3 150	9.4		13	565	109.04	12 100	1.25	FA	67 DT80N4
327	11	4.22	2 950	10.2		15	470	90.59	12 500	1.55	FAF	67 DT80N4
$P_m = 0.55kW$						17	415	79.76	12 800	1.75	F	67 DT80N4
6.0	870	225.79	18 800	1.65	FA 77 DT80K4	20	350	67.65	13 000	2.0	FF	67 DT80N4
7.2	730	188.40	19 200	2.0	FAF 77 DT80K4	23	315	61.07	13 000	2.3		
9.6	550	142.27	19 400	2.6	F 77 DT80K4	24	295	56.49	7 120	1.35	FA	47 DT80N4
12	440	114.45	19 400	3.3	FF 77 DT80K4	32	220	42.86	7 640	1.80	FAF	47 DT80N4
14	365	94.93	19 500	4.0		38	190	36.61	7 820	2.1	F	47 DT80N4
8.0	660	170.85	11 500	1.10	FA 67 DT80K4	48	150	28.88	7 540	2.7	FF	47 DT80N4
9.6	550	142.40	12 200	1.30	FAF 67 DT80K4	67	107	20.57	4 290	1.85	FA	37 DT80N4
12	420	109.04	12 700	1.70	F 67 DT80K4	81	88	17.03	4 130	2.3	FAF	37 DT80N4
15	350	90.59	13 000	2.1	FF 67 DT80K4	107	67	12.87	3 870	3.0	F	37 DT80N4
13	405	105.09	5 840	1.00	FA 47 DT80K4	132	54	10.42	3 680	3.4	FF	37 DT80N4
17	310	79.72	6 990	1.30	FAF 47 DT80K4	172	42	8.01	3 430	4.1		

续表 39.2-8

$n_a /$ (r/min)	$M_a /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_a /$ (r/min)	$M_a /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
228	31	6.05	3 150	4.3		109	97	12.87	3 610	2.1	F 37 DT90S4
282	25	4.90	2 970	4.7		134	78	10.42	3 460	2.4	FF 37 DT90S4
366	20	3.77	2 760	5.4		175	60	8.01	3 260	2.8	
$P_m = 1.1kW$						231	45	6.05	3 010	3.0	
5.1	2 080	276.77	35 200	2.0	FA 97 DT90S4	286	37	4.90	2 860	3.3	
5.5	1 900	253.41	35 600	2.2	FAF 97 DT80N4	372	28	3.77	2 670	3.7	
6.2	1 680	223.88	36 000	2.5	F 97 DT90S4 FF 97 DT80N4	$P_m = 1.5kW$					
7.8	1 350	179.97	28 200	2.0	FA 87 DT90S4	5.6	2 570	253.41	34 300	1.65	FA 97 DT90L4
8.8	1 200	159.61	28 500	2.2	FAF 87 DT90S4	6.3	2 270	223.88	34 900	1.85	FAF 97 DT90L4
10	1 010	134.16	29 000	2.7	F 87 DT90S4	7.4	1 930	189.92	35 500	2.2	F 97 DT90L4
11	930	123.29	29 100	2.9	FF 87 DT90S4	8.1	1 780	174.87	35 800	2.4	FF 97 DT90L4
11	980	130.42	18 400	1.50	FA 77 DT90S4	7.8	1 830	179.97	26 900	1.50	FA 87 DT90L4
13	810	108.46	18 900	1.80	FAF 77 DT90S4	8.8	1 620	159.61	27 500	1.65	FAF 87 DT90L4
16	640	85.52	19 300	2.3	F 77 DT90S4	11	1 360	134.16	28 200	2.0	F 87 DT90L4
19	565	75.02	19 400	2.6	FF 77 DT90S4	14	990	97.89	29 000	2.7	FF 87 DT90L4
15	680	90.59	11 400	1.05	FA 67 DT90S4	13	1 100	108.46	17 900	1.30	FA 77 DT90L4
21	510	67.65	12 400	1.40	FAF 67 DT90S4	16	870	85.52	18 800	1.65	FAF 77 DT90L4
26	405	53.73	12 800	1.80	F 67DT90S4	21	675	66.46	19 300	2.2	F 77DT90L4
32	325	43.20	13 000	2.2	FF 67 DT90S4	26	560	55.27	19 400	2.6	FF 77 DT90L4
36	295	39.26	13 000	2.4		32	445	43.58	19 400	3.3	
41	255	34.01	13 000	2.7		37	390	38.23	19 500	3.7	
33	320	42.86	6 860	1.25	FA 47 DT90S4	18	810	79.76	10 400	0.90	FA 67 DT90L4
38	275	36.61	7 280	1.45	FAF 47 DT90S4	23	620	61.07	11 800	1.15	FAF 67 DT90L4
41	255	34.29	7 260	1.55	F 47 DT90S4	28	515	50.74	12 300	1.40	F 67DT90L4
48	215	28.88	7 040	1.85	FF 47 DT90S4	36	400	39.26	12 800	1.80	FF 67 DT90L4
45	230	30.86	7 130	1.75	FA 47 DT90S4	39	370	36.30	12 900	1.95	FA 67 DT90L4
48	220	29.32	7 060	1.80	FAF 47 DT90S4	44	325	32.08	13 000	2.2	FAF 67 DT90L4
54	193	25.72	6 880	2.1	F 47 DT90S4	51	280	27.41	13 000	2.6	F 67 DT90L4
64	164	21.82	6 640	2.4	FF 47 DT90S4	56	255	25.13	13 000	2.8	FF 67 DT90L4
71	148	19.70	6 490	2.7		46	315	30.86	6 550	1.30	FA 47 DT90L4
68	154	20.57	3 870	1.30	FA 37 DT90S4	55	260	25.72	6 390	1.55	FAF 47 DT90L4
82	128	17.03	3 780	1.55	FAF 37 DT90S4	65	220	21.82	6 230	1.80	F 47 DT90L4
						72	200	19.70	6 110	2.0	FF 47 DT90L4

6-05 阅 器 提 醒 您
 使用本复制品
 请尊重知识产权!

续表 39.2-8

$n_s /$ (r/min)	$M_s /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号	$n_s /$ (r/min)	$M_s /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号
81	176	17.33	5 970	2.3		41	510	34.01	12 400	1.35	FAF 67 DT100LS4
101	142	13.93	5 700	2.8		51	410	27.41	12 800	1.75	F 67 DT100LS4
73	196	19.27	3 410	1.00	FA 37 DT90L4	63	330	22.05	13 000	2.2	FF 67 DT100LS4
98	146	14.33	3 350	1.35	FAF 37 DT90L4	77	275	18.29	13 000	2.6	
127	113	11.08	3 250	1.70	F 37 DT90L4	64	325	21.82	5 520	1.20	FA 47 DT100LS4
157	91	8.97	3 140	1.90	FF 37 DT90L4	81	260	17.33	5 410	1.55	FAF 47 DT100LS4
209	69	6.74	2 920	2.0		100	210	13.93	5 250	1.90	F 47 DT100LS4
271	53	5.21	2 770	2.4		128	165	10.97	5 050	2.4	FF 47 DT100LS4
334	43	4.22	2 640	2.6		156	134	8.96	4 740	2.5	
$P_n = 2.2kW$						109	193	12.87	2 810	1.05	FA 37 DT100LS4
5.5	3 820	254.40	57 400	1.90	FA 107 DT100LS4	134	156	10.42	2 810	1.20	FAF 37 DT100LS4
6.5	3 230	215.37	58 400	2.2	FAF 107 DT100LS4	175	120	8.01	2 770	1.40	F 37 DT100LS4
7.0	2 990	199.31	58 900	2.4	F 107 DT100LS4	231	91	6.05	2 600	1.50	FF 37 DT100LS4
7.8	2 680	178.64	59 400	2.7	FF 107 DT100LS4	286	74	4.90	2 520	1.65	
5.5	3 800	253.41	31 300	1.10	FA 97 DT100LS4	372	57	3.77	2 410	1.85	
7.4	2 850	189.92	33 700	1.45	FAF 97 DT100LS4	$P_n = 3.0kW$					
9.0	2 350	156.30	34 700	1.80	F 97 DT100LS4	5.5	5 210	254.40	54 700	1.40	FA 107 DT100L4
11	1 910	127.42	35 600	2.2	FF 97 DT100LS4	7.0	4 080	199.31	56 900	1.75	FAF 107 DT100L4
11	1 850	123.29	26 900	1.45	FA 87 DT100LS4	7.8	3 660	178.64	57 700	1.95	F 107 DT100L4
14	1 470	97.89	27 900	1.85	FAF 87 DT100LS4	8.7	3 300	161.28	58 300	2.2	FF 107 DT100L4
18	1 150	76.39	27 900	2.4	F 87 DT100LS4	9.0	3 200	156.30	32 800	1.30	FA 97 DT100L4
25	850	56.75	26 000	3.2	FF 87 DT100LS4	9.9	2 880	140.71	33 600	1.45	FAF 97 DT100L4
31	680	45.28	24 500	4.0		11	2 610	127.42	34 200	1.60	F 97 DT100L4
15	1 420	94.93	16 200	1.00	FA 77 DT100LS4	12	2 310	112.99	34 800	1.80	FF 97 DT100L4
19	1 130	75.02	17 800	1.30	FAF 77 DT100LS4	14	2 090	102.16	35 200	2.0	
					F 77 DT100LS4	16	1 840	89.85	35 700	2.3	
					FF 77 DT100LS4	14	2 000	97.89	26 400	1.35	FA 87 DT100L4
					FA 77 DT100LS4	16	1 800	88.01	26 900	1.50	FAF 87 DT100L4
24	880	58.32	18 800	1.65	FAF 77 DT100LS4	18	1 560	76.39	26 300	1.75	F 87 DT100L4
29	725	48.37	19 200	2.0	F 77 DT100LS4	20	1 400	68.40	25 700	1.95	FF 87 DT100L4
38	550	36.58	19 400	1.95	FF 77 DT100LS4	28	1 030	50.36	24 100	2.6	
49	430	28.75	19 500	3.3		24	1 190	58.32	17 500	1.20	FA 77 DT100L4
32	650	43.20	11 600	1.10	FA 67 DT100LS4	29	990	48.37	18 300	1.45	FAF 77 DT100L4

续表 39.2-8

$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{Ka} /N	f_B	型 号	$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{Ka} /N	f_B	型 号
37	780	38.23	19 000	1.85	F 77DT100L4	21	1 840	68.40	23 900	1.45	FAF 87 DV112M4
44	645	31.51	19 300	1.95	FF 77 DT100L4	25	1 530	56.75	23 200	1.75	F 87 DV112M4
55	520	25.50	19 400	2.8		28	1 350	50.36	22 800	2.0	FF 87 DV112M4
44	655	32.08	11 600	1.10	FA 67 DT100L4	31	1 220	45.28	22 300	2.2	
56	515	25.13	12 300	1.40	FAF 67 DT100L4	33	1 170	43.58	17 600	1.25	FA 77 DV112M4
67	430	20.90	12 700	1.70	F 67 DT100L4	42	910	33.74	18 600	1.60	FAF 77 DV112M4
85	335	16.48	13 000	2.1	FF 67 DT100L4	56	685	25.54	19 300	2.1	F 77 DV112M4
97	295	14.46	13 000	2.4		49	775	28.75	19 100	1.85	FF 77 DV112M4
71	405	19.70	4 750	1.00	FA 47 DT100L4	66	575	21.43	19 400	2.5	
86	335	16.36	4 760	1.20	FAF 47 DT100L4	52	735	27.41	11 000	1.00	FA 67 DV112M4
111	260	12.66	4 700	1.55	F 47 DT100L4	64	595	22.05	11 900	1.20	FAF 67 DV112M4
156	183	8.96	4 370	1.80	FF 47 DT100L4	78	490	18.29	12 400	1.45	F 67 DV112M4
175	164	8.01	2 410	1.05	FA 37 DT100L4	98	390	14.46	12 900	1.85	FF 67 DV112M4
208	138	6.74	2 290	1.00	FAF 37 DT100L4	126	305	11.31	13 000	2.4	
231	124	6.05	2 300	1.10	F 37 DT100L4	156	245	9.08	12 600	2.0	
269	107	5.21	2 290	1.15	FF 37 DT100L4	189	205	7.53	12 100	3.0	
286	100	4.90	2 280	1.20		239	160	5.95	11 400	3.5	
332	86	4.22	2 250	1.25		305	125	4.66	10 700	3.9	
372	77	3.77	2 220	1.35		$P_m = 5.5kW$					
$P_m = 2.2kW$						9.8	5 380	146.49	54 300	1.35	FA 107 DV132S4
5.6	6 840	254.40	51 000	1.05	FA 107 DV112M4	11	4 770	129.97	55 500	1.50	FAF 107 DV132S4
7.1	5 360	199.31	54 300	1.35	FAF 107 DV112M4	12	4 330	117.94	56 400	1.65	F 107 DV132S4
8.8	4 340	161.28	56 400	1.65	F 107 DV112M4	14	3 720	101.38	57 600	1.95	FF 107 DV132S4
11	3 500	129.97	58 000	2.1	FF 107 DV112M4	15	3 400	92.47	58 200	2.1	
14	2 730	101.38	59 300	2.6		16	3 250	88.49	58 400	2.2	
13	3 040	112.99	33 200	1.40	FA 97 DV112M4	17	3 080	83.99	58 700	2.3	
14	2 750	102.16	33 900	1.55	FAF 97 DV112M4	15	3 580	97.58	31 900	1.15	FA 97 DV132S4
15	2 620	97.58	34 100	1.60	F 97 DV112M4	17	3 180	86.59	32 900	1.30	FAF 97 DV132S4
16	2 420	89.85	34 600	1.75	FF 97 DV112M4	19	2 780	75.63	33 800	1.50	F 97 DV132S4
18	2 160	80.31	35 100	1.95		22	2 400	65.47	34 600	1.75	FF 97 DV132S4
20	1 940	72.29	35 500	2.2		27	1 930	52.49	33 900	2.2	
22	1 760	65.47	35 800	2.4		28	1 850	50.36	20 800	1.45	FA 87 DV132S4
19	2 050	76.39	24 200	1.30	FA 87 DV112M4	36	1 440	39.30	20 100	1.80	FAF 87 DV132S4

续表 39.2-8

$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
49	1 070	29.20	19 100	2.2	F 87 DV132S4	32	2 230	44.49	30 600	1.90	FF 97 DV132M4
50	1 060	28.78	19 100	2.3	FF 87 DV132S4	37	1 950	38.86	29 900	2.2	
60	870	23.68	18 400	3.1		44	1 630	32.50	28 900	2.6	
56	940	25.50	18 500	1.55	FA 77 DV132S4	28	2 520	50.36	18 200	1.05	FA 87 DV132M4
67	785	21.43	19 000	1.85	FAF 77 DV132S4	36	1 970	39.30	18 100	1.30	FAF 87 DV132M4
73	725	19.70	19 200	2.0	F 77 DV132S4	49	1 460	29.20	17 600	1.65	F 87 DV132M4
82	645	17.49	19 300	2.3	FF 77 DV132S4	50	1 440	28.78	17 600	1.65	FF 87 DV132M4
91	575	15.64	19 300	2.5		60	1 190	23.68	17 100	2.3	FF 87 DV132M4
102	515	14.06	18 800	2.8		74	970	19.31	16 500	2.8	
117	450	12.20	18 200	3.2		92	775	15.48	15 900	3.5	
78	670	18.29	11 500	1.05	FA 67 DV132S4	56	1 280	25.50	17 100	1.15	FA 77 DV132M4
99	530	14.46	12 300	1.35	FAF 67 DV132S4	73	990	19.70	18 400	1.45	FAF 77 DV132M4
126	415	11.31	12 800	1.75	F 67 DV132S4	91	785	15.64	18 600	1.85	F 77 DV132M4
158	335	9.08	12 100	1.50	FF 67 DV132S4	117	610	12.20	17 600	2.4	FF 77 DV132M4
190	275	7.53	11 600	2.2		154	465	9.30	16 200	2.3	
240	220	5.95	11 100	2.6		194	370	7.39	15 400	2.9	
307	171	4.66	10 500	2.9		248	290	5.76	14 500	3.7	
360	146	3.97	10 100	3.0		334	215	4.28	13 500	4.7	
$P_m = 7.5kW$						$P_m = 9.2kW$					
8.4	8 560	170.83	90 000	1.40	FA 127 DV132M4	8.4	10 400	170.83	90 000	1.15	FA 127 DV132ML4
9.3	7 700	153.67	90 000	1.55	FAF 127 DV132M4	9.4	9 380	153.67	90 000	1.30	FAF 127 DV132ML4
11	6 280	125.37	90 000	1.90	F 127 DV132M4	11	7 650	125.37	90 000	1.55	F 127 DV132ML4
					FF 127 DV132M4	15	6 040	98.95	90 000	2.0	FF 127 DV132ML4
12	5 910	117.94	53 200	1.20	FA 107 DV132M4	16	5 640	92.47	53 700	1.30	FA 107 DV132ML4
14	5 080	101.38	54 900	1.40	FAF 107 DV132M4	17	5 120	83.99	54 800	1.40	FAF 107 DV132ML4
15	4 630	92.47	55 800	1.55	F 107 DV132M4	19	4 550	74.52	56 000	1.60	F 107 DV132ML4
16	4 430	88.49	56 200	1.60	FF 107 DV132M4	21	4 130	67.62	56 800	1.75	FF 107 DV132ML4
17	4 210	83.99	56 700	1.70		25	3 550	58.12	57 100	2.0	
19	3 730	74.52	57 500	1.95		28	3 100	50.73	55 600	2.3	
21	3 390	67.62	58 200	2.1		27	3 200	52.49	29 300	1.30	FA 97 DV132ML4
22	3 280	65.47	32 200	1.30	FA 97 DV132M4	32	2 710	44.49	28 800	1.55	FAF 97 DV132ML4
25	2 910	58.06	31 800	1.45	FAF 97 DV132M4	37	2 370	38.86	28 400	1.75	F 97 DV132ML4
27	2 630	52.49	31 400	1.60	F 97 DV132M4	44	1 980	32.50	27 600	2.1	FF 97 DV132ML4

续表 39.2-8

$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Rn} /N	f_v	型 号	$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Rn} /N	f_v	型 号
42	2 070	33.91	27 800	2.0	FA 97 DV132ML4	54	1 930	26.50	15 000	1.40	FA 87 DV160M4
47	1 850	30.39	27 300	2.3	FAF 97 DV132ML4	68	1 560	21.32	14 900	1.75	FAF 87 DV160M4
52	1 670	27.44	26 800	2.5	F 97 DV132ML4	84	1 250	17.12	14 600	2.2	F 87 DV160M4
58	1 520	24.92	26 300	2.8	FF 97 DV132ML4	110	960	13.12	14 100	2.8	FF 87 DV160M4
32	2 760	45.28	16 200	1.00	FA 87 DV132ML4	73	1 440	19.70	16 100	1.00	EA 77 DV160M4
37	2 400	39.30	16 400	1.10	FAF 87 DV132ML4	92	1 140	15.64	17 200	1.25	FAF 77 DV160M4
41	2 150	35.19	16 400	1.15	F 87 DV132ML4	118	890	12.20	16 600	1.65	F 77 DV160M4
54	1 620	26.50	16 200	1.65	FF 87 DV132ML4	155	680	9.30	15 100	1.60	FF 77 DV160M4
68	1 300	21.32	15 900	2.1		195	540	7.39	14 600	2.0	
84	1 040	17.12	15 400	2.6		250	420	5.76	13 900	2.6	
110	800	13.12	14 700	3.4		336	310	4.28	13 000	3.2	
73	1 200	19.70	17 400	1.20	FA 77 DV132ML4	$P_m = 15kW$					
102	860	14.06	17 600	1.70	FAF 77 DV132ML4	12	12 300	125.37	87 000	1.00	FA 127 DV160L4
132	665	10.93	16 800	2.2	F 77 DV132ML4	15	9 710	98.95	85 100	1.25	FAF 127 DV160L4
174	505	8.26	15 300	2.1	FF 77 DV132ML4	19	7 400	75.41	82 100	1.60	F 127 DV160L4
217	405	6.64	14 600	2.7		21	6 870	70.07	81 100	1.75	FF 127 DV160L4
279	315	5.16	13 900	3.4		25	5 700	58.12	51 100	1.25	FA 107 DV160L4
336	260	4.28	13 300	3.9		34	4 220	43.03	49 300	1.70	FAF 107 DV160L4
$P_m = 11.0kW$						46	3 120	31.80	47 000	2.3	F 107 DV160L4
9.4	11 200	153.67	90 000	1.05	FA 127 DV160M4	53	2 700	27.57	45 700	2.7	FF 107 DV160L4
13	8 340	114.34	90 000	1.45	FAF 127 DV160M4	67	2 130	21.76	43 600	3.4	
16	6 370	87.31	89 300	1.90	F 127 DV160M4	43	3 330	33.91	23 200	1.25	FA 97 DV160L4
19	5 500	75.41	86 900	2.2	FF 127 DV160M4	53	2 690	27.44	23 100	1.55	FAF 97 DV160L4
17	6 130	83.99	52 700	1.20	FA 107 DV160M4	66	2 170	22.11	22 600	1.95	F 97 DV160L4
21	4 930	67.62	55 200	1.45	FAF 107 DV160M4	85	1 690	17.25	21 900	2.5	FF 97 DV160L4
28	3 700	50.73	54 000	1.95	F 107 DV160M4	114	1 250	12.77	20 800	3.3	
43	2 470	33.79	49 900	2.8	FF 107 DV160M4	131	1 100	11.16	20 200	3.7	
57	1 830	25.14	46 800	3.9		55	2 600	26.50	12 300	1.05	FA 87 DV160L4
32	3 250	44.49	27 000	1.30	FA 97 DV160M4	68	2 090	21.32	12 700	1.30	FAF 87 DV160L4
44	2 370	32.50	26 200	1.75	FAF 97 DV160M4	85	1 680	17.12	12 900	1.60	F 87 DV160L4
47	2 220	30.39	26 000	1.90	F 97 DV160M4	111	1 290	13.12	12 700	2.1	FF 87 DV160L4
58	1 820	24.92	25 200	2.3	FF 97 DV160M4	152	940	9.58	12 300	2.9	
65	1 610	22.11	24 700	2.6		199	720	7.35	11 500	2.1	

续表 39.2-8

$n_n /$ (r/min)	$M_n /$ N·m	i	F_{ka} /N	f_{ii}	型 号	$n_n /$ (r/min)	$M_n /$ N·m	i	F_{ka} /N	f_{ii}	型 号
259	555	5.63	11 000	2.7		$P_m = 22kW$					
355	405	4.12	10 300	3.5		19	10 800	75.41	74 000	1.10	FA 127 DV180L4
$P_m = 18.5kW$						23	9 160	63.91	73 100	1.30	FAF 127 DV180L4
15	11 900	98.95	79 900	1.00	FA 127 DV180M4	26	7 930	55.31	71 900	1.50	F 127 DV180L4
17	10 500	87.31	79 200	1.15	FAF 127 DV180M4	30	7 000	48.80	70 800	1.70	FF 127 DV180L4
19	9 090	75.41	78 000	1.30	F 127 DV180M4	35	6 040	42.15	69 200	2.0	
21	8 450	70.07	77 400	1.40	FF 127 DV180M4	43	4 850	33.79	43 400	1.40	FA 107 DV180L4
23	7 710	63.91	76 400	1.55		53	3 950	27.57	42 400	1.80	FAF 107 DV180L4
26	6 670	56.31	74 800	1.80		58	3 610	25.14	41 900	2.0	F 107 DV180L4
30	5 880	48.80	73 300	2.0		67	3 120	21.76	41 000	2.3	FF 107 DV180L4
34	5 190	43.03	46 700	1.40	FA 107 DV180M4	76	2 750	19.20	40 100	2.6	
39	4 540	37.61	46 000	1.60	FAF 107 DV180M4	76	2 770	19.31	9 430	1.00	FA 87 DV180L4
46	3 830	31.80	45 000	1.90	F 107 DV180M4	95	2 220	15.48	10 100	1.20	FAF 87 DV180L4
					FF 107 DV180M4	128	1 640	11.46	10 600	1.65	F 87 DV180L4
43	4 070	33.79	45 400	1.65	FA 107 DV180M4	177	1 190	8.29	10 100	1.25	FF 87 DV180L4
53	3 320	27.57	44 100	2.2	FAF 107 DV180M4	220	950	6.65	10 000	1.55	
58	3 030	25.14	43 400	2.4	F 107 DV180M4	298	705	4.92	9 750	2.1	
67	2 620	21.76	42 300	2.7	FF 107 DV180M4	356	590	4.12	9 500	2.4	
53	3 310	27.44	20 900	1.25	FA 97 DV180M4	$P_m = 30kW$					
59	3 010	24.92	20 900	1.40	FAF 97 DV180M4	27	10 800	55.31	65 200	1.10	FA 127 DV200L4
66	2 670	22.11	20 900	1.60	F 97 DV180M4	30	9 510	48.80	64 900	1.25	FAF 127 DV200L4
73	2 420	20.07	20 800	1.75	FF 97 DV180M4	35	8 210	42.15	64 100	1.45	F 127 DV200L4
85	2 080	17.25	20 500	2.0		39	7 270	37.28	63 300	1.65	FF 127 DV200L4
97	1 820	15.06	20 200	2.3		47	6 110	31.33	61 900	1.95	
115	1 540	12.77	19 800	2.7		58	4 930	25.30	59 900	2.4	
131	1 350	11.16	19 300	3.0		55	5 240	26.86	60 500	1.60	FA 127 DV200L4
69	2 570	21.32	10 900	1.05	FA 87 DV180M4	60	4 790	24.57	59 600	1.80	FAF 127 DV200L4
86	2 060	17.12	11 400	1.30	FAF 87 DV180M4	69	4 170	21.38	58 200	2.9	F 127 DV200L4
112	1 580	13.12	11 600	1.70	F 87 DV180M4	78	3 680	18.87	56 800	3.0	FF 127 DV200L4
153	1 160	9.58	11 500	2.3	FF 87 DV180M4	53	5 370	27.57	38 600	1.35	FA 107 DV200L4
199	890	7.35	10 800	1.70		58	4 900	25.14	38 400	1.45	FAF 107 DV200L4
260	680	5.63	10 400	2.2		68	4 240	21.76	38 000	1.70	F 107 DV200L4
356	495	4.12	9 900	2.8		77	3 740	19.20	37 500	1.90	FF 107 DV200L4

续表 39.2-8

$n_n /$ (r/min)	$M_n /$ N·m	i	F_{Rn} /N	f_B	型 号	$n_n /$ (r/min)	$M_n /$ N·m	i	F_{Rn} /N	f_B	型 号
89	3 230	16.58	36 800	2.2		98	2 930	15.06	16 300	1.45	FAF 97 DV200L4
100	2 860	14.67	36 100	2.5		132	2 180	11.16	15 400	1.85	F 97 DV200L4
119	2 400	12.33	35 100	2.9		179	1 600	8.22	15 400	1.45	FF 97 DV200L4
148	1 940	9.96	33 800	3.3		238	1 200	6.17	15 000	1.85	
73	3 910	20.07	15 500	1.05	FA 97 DV200L4	321	890	4.57	14 400	2.2	

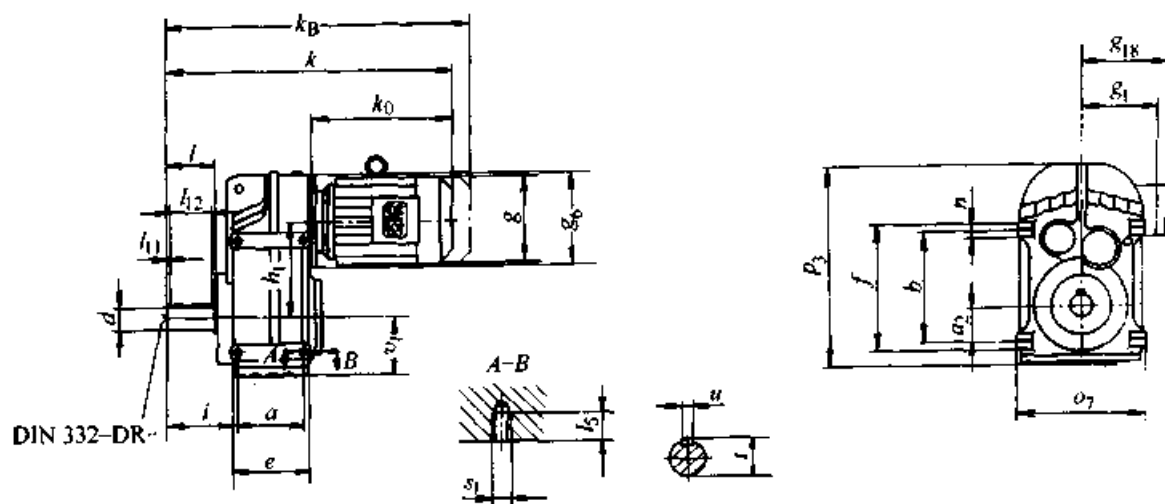
1.4.2 安装及外形尺寸

39.2-9、表 39.2-10。

底脚安装、轴装减速电动机的外形尺寸见表

表 39.2-9 底脚安装平行轴斜齿轮减速电动机外形尺寸

(mm)



型号	a	a_2 b	g	g_1	h_1 i	k	k_B	o_7 p_3	d	l
DT63..			127	95		356	388			
DT71D		31	145	121	112	365	429	165		
F37 DT80..	71		145	121		415	479		25	50
DT90..		115	197	155	72.5	435	520	252		
DT100..			197	163		488	573			
DT63..			127	95		389	421			
DT71D		43	145	121	128.1	398	462	180		
F47 DT80..	93		145	121		448	512		30	60
DT90..		145	197	155	91	468	553	269		
DT100..			197	163		521	606			

续表 39.2-9

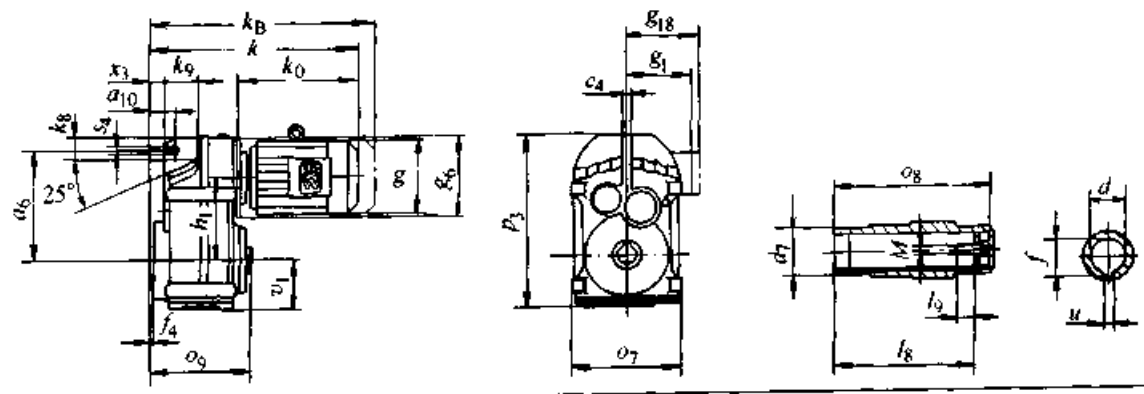
型号	a	a_2 b	g	g_1	h_1 i	k	k_B	σ_7 p_3	d	l		
F67	112	60	DT63..	127	95	159.5	432	464	212	40	80	
			DT71D	145	121		441	505				
			DT80..	145	121		491					
			DT90..	197	155		511	596				
			DT100..	197	163		561	646				
			DV112M	221	176		596	676				343
			DV132S	221	176		644	724				
F77	140	70	DT63..	127	95	200	478	510	270	50	100	
			DT71D	145	121		487	551				
			DT80..	145	121		537	601				
			DT90..	197	155		555	640				
			DT100..	197	163		605	690				
			DV112M	221	176		641	721				
			DV132S	221	176		686	766				
			DV132M	275	230		706	818				
			DV132ML	275	230		766	878				426
DV160M	275	230	766	878								
F87	165	100	DT80..	145	121	246.7	582	646	330	60	120	
			DT90..	197	155		601	686				
			DT100..	197	163		651	736				
			DV112M	221	176		686	766				
			DV132S	221	176		731	811				
			DV132M	275	230		751	863				
			DV132ML	275	230		811	923				
			DV160M	275	230		811	923				
			DV160L	331	253		859	1 015				531
DV180..	331	253	930	1 086								
F97	205	120	DT90..	197	155	285	667	752	400	70	140	
			DT100..	197	163		718	803				
			DT112M	221	176		753	833				
			DV132S	221	176		798	878				
			DV132M	275	230		818	930				
			DV132ML	275	230		878	990				

起55浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 39.2-9

型号	a	a_2 b	R	R_1	h_1 i	k	k_D	a_7 p_3	d	l	
F97			275	230		878	990				
			331	253		926	1 082				
		350	331	253	190.5	998	1 201				
			197	155		1 405					
F107		125	197	163	332.4	779	864	450			
			221	176		815	895				
			221	176		860	940				
			275	230		880	992				
		220		275	230		940	1 052		90 170	
				275	230		940	1 052			
				331	253		988	1 144			
				331	253		1 060	1 216			
			400	394	285	241.5	1 107	1 263	717		
				394	289		1 189	1 345			
	F127		142	275	230	382.6	966	1 078	530		
				275	230		1 026	1 138			
			275	230		1 026	1 138				
			331	253		1 074	1 230				
		270		331	253		1 146	1 302		110 210	
				394	285		1 193	1 349			
				394	289		1 275	1 431			
				480	345		1 362				
			450	537	382	291	1 440		856		
				537	382		1 491				

表 39.2-10 轴装 F 型减速电动机外形尺寸 (mm)



超星浏览器
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

续表 39.2-10

型号	a_v a_{10}	g	g_1	h_1	k	k_B	a_p a_k	ρ_3	v_1	d
FA37	158	DT63..	127	95		306	338			
		DT71D	145	121		315	379			
	31.5	DT80..	145	121	112	365	429			30
		DT90..	197	155		385	470			
		DT100	197	163		438	523	120	252	76
FA47	170	DT63..	127	95		329	361			
		DT71D	145	121		338	402			
	32	DT80..	145	121	128.1	388	452			35
		DT90..	197	155		408	493			
		DT100..	197	163		461	546	150	269	77
FA67	218	DT63..	127	95		351	383			
		DT71D	145	121		360	424			
		DT80..	145	121		410	474			
	41	DT90..	197	155	159.5	430	515			40
		DT100..	197	163		480	565			
	DV112M	221	176		515	595	180	343	97	
DV132S	221	176		563	643					
FA77	278	DT63..	127	95		377	409			
		DT71D	145	121		386	450			
		DT80..	145	121		436	500	275	213	22
	50	DT90..	197	155		454	539			
		DT100..	197	163	200	504	589			50
		DV112M	221	176		540	620			
	DV132S	221	176		585	665				
	DV132M	275	230		605	717	210	426	121	
	DV132ML	275	230		665	777				
DV160M	275	230		665	777					
FA87	346	DT80..	145	121		462	526			
		DT90..	197	155		481	566			
		DT100..	197	163	246.7	531	616	336	243	22
	60	DV112M	221	176		566	646			
		DV132S	221	176		611	691			
		DV132M	275	230		631	743			

续表 39.2-10
 超星阅读器
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权!

型号	a_g a_{111}	g	g_1	h_1	k	k_B	o_7 o_k	o_9 o_3	s_4 s_1	d			
FA87	62	DV132ML	275	230	246.7	691	803	240	531	152	60		
		DV160M	275	230		691	803						
		DV160L	331	253		739	895						
		DV180..	331	253		810	966						
FA97	70	DT90..	197	155	285	525	610	405	303	26	70		
		DT100..	197	163		576	661						
		DV112M	221	176		611	691						
		DV132S	221	176		656	736						
		DV132M	275	230		676	788						
		DV132ML	275	230		736	848						
		DV160M	275	230		736	848						
		DV160L	331	253		784	940						
		DV180..	331	253		856	1 012						
		DV200..	394	285		903	1 059						
FA107	88	DT100..	197	163	332.4	607	692	456	353	26	90		
		DV112M	221	176		643	723						
		DV132S	221	176		688	768						
		DV132M	275	230		708	820						
		DV132ML	275	230		768	880						
		DV160M	275	230		768	880						
		DV160L	331	253		816	972						
		DV180..	331	253		888	1 044						
		DV2000L	394	285		935	1 091						
		DV225..	394	289		1 017	1 173						
FA127	110	DV132M	275	230	382.6	754	866	530	413	33	100		
		DV132ML	275	230		814	926						
		DV160M	275	230		814	926						
		DV160L	331	253		862	1 018						
		DV180..	331	253		934	1 090						
		DV200..	394	285		981	1 137						
		DV225..	394	289		1 063	1 219						
		D250M	480	345		1 150	410					856	237
		D280S	537	382		1 228							
		D280M	537	382		1 279							

1.5 K型斜齿轮-锥齿轮减速电动机技术数据和安装及外形尺寸

1.5.1 技术数据

SEW斜齿轮-锥齿轮减速器由三级齿轮组成,即在输入端的斜齿轮级、锥齿轮级及输出端的斜齿轮级。共有12种规格,每种规格有不同的传动比,装在相同的减速箱内。安装方式有:底脚安装、法兰安装、轴装。输出轴有:实心轴和空心轴。表39.2-11介绍与4极交流笼型电动机组合的部分技术数据,更详细的资料或与其他极电动机组合的减速电动机请查阅SEW样本。

表中:

K..DT/DV.. ——斜齿轮-锥齿轮减速电动机,底脚安装;

KF..DT/DV.. ——斜齿轮-锥齿轮减速电动机,法兰安装;

KA..DT/DV.. ——斜齿轮-锥齿轮减速电动机,轴装;

KAF..DT/DV.. ——斜齿轮-锥具齿轮减速电动机,法兰安装,带空心轴。

1.5.2 安装及外形尺寸

底脚安装、轴装减速电动机的外形尺寸见表39.2-12、表39.2-13。

表 39.2-11 斜齿轮-锥齿轮减速电动机技术数据

$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{R_s} /N	f_B	型 号	$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{R_s} /N	f_B	型 号
$P_n = 0.37\text{kW}$						48	74	28.83	4 750	2.7	
7.2	490	192.18	19 400	3.0	K 77 DT71D4	59	60	23.36	4 510	3.3	
7.7	460	179.37	19 400	3.2	KF 77 DT71D4	80	44	17.15	4 160	4.1	
9.0	395	154.02	19 500	3.7	KA 77 DT71D4	105	34	13.08	3 660	4.9	
					KAF 77 DT71D4	132	27	10.49	3 630	5.9	
9.5	370	144.79	12 900	1.95	K 67 DT71D4	173	20	7.96	3 350	7.6	
11	315	123.54	13 000	2.3	KF 67 DT71D4	217	16	6.37	3 130	8.9	
13	275	108.03	13 000	2.6	KA 67 DT71D4	257	14	5.36	2 970	10.2	
15	230	90.04	13 000	3.1	KAF 67 DT71D4	$P_n = 0.55\text{kW}$					
18	196	76.37	13 000	3.7		8.8	595	154.02	19 300	2.4	K 77 DT80K4
10	340	131.87	6 690	1.20	K 47 DT71D4	10	520	135.28	19 400	2.8	KF 77 DT80K4
11	310	121.48	6 960	1.30	KF 47 DT71D4	12	440	113.56	19 400	3.3	KA 77 DT80K4
13	265	104.37	7 330	1.50	KA 47 DT71D4	14	375	97.05	19 500	3.9	KAF 77 DT80K4
					KAF 47 DT71D4	11	475	123.54	12 500	1.50	K 67 DT80K4
15	235	90.86	7 580	1.70	K 47 DT71D4	13	415	108.03	12 800	1.75	KF 67 DT80K4
16	220	85.12	7 670	1.85	KF 47 DT71D4	15	350	90.04	13 000	2.1	KA 67 DT80K4
18	193	75.20	7 810	2.1	KA 47 DT71D4	18	295	76.37	13 000	2.4	KAF 67 DT80K4
22	162	63.30	7 960	2.5	KAF 47 DT71D4	13	405	104.37	5 880	1.00	K 47 DT80K4
19	186	72.54	5 690	1.10	K 37 DT71D4	16	330	85.12	6 790	1.20	KF 47 DT80K4
24	150	58.60	5 610	1.35	KF 37 DT71D4	21	245	63.30	7 500	1.65	KA 47 DT80K4
31	114	44.46	5 230	1.75	KA 37 DT71D4	28	189	48.95	7 830	2.1	KAF 47 DT80K4
39	91	35.57	4 990	2.2	KAF 37 DT71D4	30	178	46.03	7 880	2.2	

续表 39.2-11

n_a / (r/min)	M_a / N·m	i	F_{Ka} /N	f_b	型 号	n_a / (r/min)	M_a / N·m	i	F_{Ka} /N	f_b	型 号
27	192	49.79	4 790	1.05	K 37 DT80K4	44	162	31.30	7 550	2.5	
36	147	37.97	4 640	1.35	KF 37 DT80K4	36	197	37.97	4 150	1.00	K 37 DT80N4
45	116	29.96	4 470	1.75	KA 37 DT80K4	46	156	29.96	4 080	1.30	KF 37 DT80N4
54	97	24.99	4 320	2.1	KAF 37 DT80K4	55	130	24.99	3 990	1.55	KA 37 DT80N4
67	78	20.19	4 130	2.4		68	105	20.19	3 860	1.75	KAF 37 DT80N4
89	59	15.31	3 880	3.0		90	80	15.31	3 670	2.2	
112	47	12.14	3 660	3.4		114	63	12.14	3 500	2.5	
153	34	8.91	3 370	4.7		155	46	8.91	3 250	3.5	
200	26	6.80	3 130	5.7		203	35	6.80	3 030	4.2	
254	21	5.36	2 920	6.8		257	28	5.36	2 840	5.0	
$P_m = 0.75kW$						$P_m = 1.1kW$					
7.0	1 020	197.37	28 100	2.6	K 87 DT80N4	7.9	1 320	176.05	40 000	3.2	K 97 DT90S4
7.9	900	174.19	28 100	3.0	KF 87 DT80N4	9.1	1 150	153.21	40 000	3.7	KF 97 DT90S4
8.4	850	164.34	28 100	3.2	KA 87 DT80N4	10	1 050	140.28	40 000	4.0	KA 97 DT90S4
9.4	765	147.32	28 200	3.5	KAF 87 DT80N4						KAF 97 DT90S4
9.0	800	154.02	19 000	1.80	K 77 DT80N4	8.0	1 310	174.19	28 000	2.1	K 87 DT90S4
10	700	135.28	19 300	2.1	KF 77 DT80N4	8.5	1 230	164.34	28 000	2.2	KF 87 DT90S4
11	665	128.52	19 300	2.2	KA 77 DT80N4	9.5	1 110	147.32	28 000	2.4	KA 87 DT90S4
12	590	113.56	19 300	2.5	KAF 77 DT80N4	11	950	126.91	28 100	2.8	KAF 87 DT90S4
14	505	97.05	19 400	2.9		14	730	97.05	19 200	2.0	K 77 DT90S4
11	640	123.54	11 700	1.10	K 67 DT80N4	16	670	88.97	19 300	2.2	KF 77 DT90S4
13	560	108.03	12 100	1.30	KF 67 DT80N4	18	585	78.07	19 300	2.5	KA 77 DT90S4
15	465	90.04	12 600	1.55	KA 67 DT80N4	19	555	73.99	19 400	2.6	KAF 77 DT90S4
					KAF 67 DT80N4	23	455	60.66	12 600	1.60	K 67 DT90S4
18	395	76.37	12 800	1.80	K 67 DT80N4	24	430	57.28	12 700	1.70	KF 67 DT90S4
20	360	68.95	13 000	2.0	KF 67 DT80N4	29	365	48.77	12 900	1.95	KA 67 DT90S4
23	315	60.66	13 000	2.3	KA 67 DT80N4	32	335	44.32	13 000	2.2	KAF 67 DT90S4
24	295	57.28	13 000	2.4	KAF 67 DT80N4	36	290	38.39	13 000	2.5	
24	295	56.83	7 110	1.35	K 47 DT80N4	35	295	39.61	7 090	1.35	K 47 DT90S4
28	255	48.95	7 430	1.55	KF 47 DT80N4	40	265	35.39	7 090	1.50	KF 47 DT90S4
30	240	46.03	7 540	1.65	KA 47 DT80N4	45	235	31.30	6 960	1.70	KA 47 DT90S4
35	205	39.61	7 740	1.95	KAF 47 DT80N4	48	220	29.32	6 890	1.80	KAF 47 DT90S4
39	184	35.39	7 760	2.2		54	194	25.91	6 730	2.1	

续表 39.2-11

n_a / (r/min)	M_a / N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号		n_a / (r/min)	M_a / N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号	
64	164	21.81	6 510	2.4			84	171	16.86	5 800	2.2	KA	47 DT90L4
72	147	19.58	6 360	2.7			103	139	13.65	5 660	2.6	KAF	47 DT90L4
56	188	24.99	3 440	1.05	K	37 DT90S4	120	120	11.77	5 340	2.3		
69	152	20.19	3 420	1.20	KF	37 DT90S4	82	174	17.15	2 940	1.05	K	37 DT90L4
91	115	15.31	3 330	1.50	KA	37 DT90S4	108	133	13.08	2 930	1.25	KF	37 DT90L4
115	91	12.14	3 220	1.75	KAF	37 DT90S4	134	107	10.49	2 880	1.50	KA	37 DT90L4
157	67	8.91	3 040	2.4			177	81	7.96	2 770	1.90	KAF	37 DT90L4
206	51	6.80	2 870	2.9			221	65	6.37	2 670	2.2		
261	40	5.36	2 720	3.5			263	56	5.36	2 580	2.6		
$P_m = 1.5kW$							$P_m = 2.2kW$						
8.0	1 790	176.05	40 000	2.3	K	97 DT90L4	7.9	2 640	176.05	40 000	1.60	K	97 DT100LS4
9.2	1 560	153.21	40 000	2.7	KF	97 DT90L4	10	2 110	140.28	40 000	2.0	KF	97 DT100LS4
10	1 430	140.28	40 000	3.0	KA	97 DT90L4	13	1 580	105.13	40 000	2.7	KA	97 DT100LS4
11	1 260	123.93	40 000	3.3	KAF	97 DT90L4	14	1 450	96.80	40 000	2.9	KAF	97 DT100LS4
8.1	1 770	174.19	27 700	1.55	K	87 DT90L4	14	1 540	102.71	27 800	1.75	K	87 DT100LS4
9.6	1 500	147.32	27 800	1.80	KF	87 DT90L4	16	1 300	86.34	28 000	2.1	KF	87 DT100LS4
12	1 180	115.82	28 000	2.3	KA	87 DT90L4	18	1 190	79.34	28 000	2.3	KA	87 DT100LS4
16	880	86.34	28 100	3.1	KAF	87 DT90L4	20	1 060	70.46	28 100	2.5	KAF	87 DT100LS4
18	795	78.07	19 000	1.85	K	77 DT90L4	22	950	63.00	28 100	2.9		
19	750	73.99	19 100	1.95	KF	77 DT90L4	24	880	58.34	18 800	1.65	K	77 DT100LS4
22	660	64.75	19 300	2.2	KA	77 DT90L4	27	770	51.18	19 100	1.90	KF	77 DT100LS4
24	595	58.34	19 300	2.5	KAF	77 DT90L4	31	680	45.16	19 300	2.1	KA	77 DT100LS4
28	520	51.18	19 400	2.8			35	600	40.04	19 300	2.4	KAF	77 DT100LS4
31	460	45.16	19 400	3.2			40	530	35.20	19 400	2.8		
35	405	40.04	19 500	3.6			45	465	30.89	19 400	3.1		
32	450	44.32	12 600	1.60	K	67 DT90L4	48	440	29.27	19 400	3.3		
37	390	38.39	12 800	1.85	KF	67 DT90L4	55	385	25.62	19 500	3.8		
40	360	35.62	12 900	2.0	KA	67 DT90L4	58	360	24.00	12 900	2.0	K	67 DT63L4
47	305	30.22	13 000	2.3	KAF	67 DT90L4	73	290	19.30	13 000	2.4	KF	67 DT63L4
52	275	27.28	13 000	2.6			92	230	15.19	13 000	2.8	KA	67 DT63L4
59	245	24.00	13 000	3.0			112	187	12.48	13 000	2.8	KAF	67 DT63L4
48	300	29.32	6 270	1.35	K	47 DT90L4	145	145	9.66	13 000	3.3		
65	220	21.81	6 050	1.80	KF	47 DT90L4	192	109	7.28	12 400	3.8		

续表 39.2-11

$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
83	255	16.86	5 190	1.50	K 47 DT100LS4	45	630	30.89	19 300	2.3	KAF 77 DT100L4
88	240	15.86	5 160	1.60	KF 47 DT100LS4	62	465	22.66	12 600	1.55	K 67 DT100L4
103	205	13.65	5 080	1.75	KA 47 DT100LS4	73	395	19.30	12 800	1.75	KF 67 DT100L4
115	183	12.19	5 000	1.90	KAF 47 DT100LS4	80	360	17.54	13 000	1.90	KA 67 DT100L4
119	177	11.77	4 890	1.60		92	310	15.19	13 000	2.1	KAF 67 DT100L4
133	159	10.56	4 810	1.75		106	270	13.22	13 000	2.3	
154	137	9.10	4 700	2.0		112	255	12.48	13 000	2.1	
133	157	10.49	2 430	1.00	K 37 DT100LS4	132	220	10.63	13 000	2.3	
157	134	8.91	2 440	1.20	KF 37 DT100LS4	145	198	9.66	13 000	2.4	
176	119	7.96	2 430	1.30	KA 37 DT100LS4	103	280	13.65	4 510	1.30	K 47 DT100L4
206	102	6.80	2 410	1.45	KAF 37 DT100LS4	115	250	12.19	4 490	1.40	KF 47 DT100L4
220	96	6.37	2 400	1.50		119	240	11.77	4 370	1.15	KA 47 DT100L4
261	81	5.36	2 350	1.75		133	215	10.56	4 350	1.30	KAF 47 DT100L4
$P_n = 3.0\text{kW}$						154	186	9.10	4 290	1.50	
9.8	2 940	143.47	65 000	2.5	K 107 DT100L4	164	175	8.56	4 270	1.55	
12	2 490	121.46	65 000	2.9	KF 107 DT100L4	190	151	7.36	4 190	1.65	
					KA 107 DT100L4	213	135	6.58	4 120	1.80	
					KAF 107 DT100L4	206	139	6.80	2 080	1.10	K 37 DT100L4
13	2 150	105.13	40 000	1.95	K 97 DT100L4	220	130	6.37	2 080	1.10	KF 37 DT100L4
16	1 770	86.52	40 000	2.4	KF 97 DT100L4	261	110	5.36	2 090	1.30	KA 37 DT100L4
20	1 440	70.54	40 000	2.9	KA 97 DT100L4						KAF 37 DT100L4
25	1 160	56.55	40 000	3.6	KAF 97 DT100L4	$P_n = 4.0\text{kW}$					
16	1 770	86.34	27 700	1.55	K 87 DT100L4	9.9	3 860	143.47	65 000	1.85	K 107 DV112M4
18	1 620	79.34	27 800	1.65	KF 87 DT100L4	13	3 020	112.41	65 000	2.4	KF 107 DV112M4
20	1 440	70.46	27 900	1.85	KA 87 DT100L4	16	2 450	90.96	65 000	2.9	KA 107 DV112M4
22	1 290	63.00	28 000	2.1	KAF 87 DT100L4	19	1 970	73.30	65 000	3.7	KAF 107 DV112M4
25	1 160	56.64	28 000	2.3		14	2 830	105.13	40 000	1.50	K 97 DV112M4
28	1 010	49.16	28 100	2.7		15	2 600	96.80	40 000	1.60	KF 97 DV112M4
32	900	44.02	28 100	2.9		16	2 330	86.52	40 000	1.80	KA 97 DV112M4
38	745	36.52	27 900	3.3		18	2 100	77.89	40 000	2.0	KAF 97 DV112M4
31	920	45.16	18 600	1.55	K 77 DT100L4	20	1 900	70.54	40 000	2.2	
35	820	40.04	18 900	1.75	KF 77 DT100L4	20	1 900	70.46	27 600	1.40	K 87 DV112M4
40	720	35.20	19 200	2.0	KA 77 DT100L4	23	1 690	63.00	27 700	1.60	KF 87 DV112M4

续表 39.2-11

$n_a /$ (r/min)	$M_a /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_a /$ (r/min)	$M_a /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
25	1 520	56.64	27 800	1.75	KA 87 DV112M4	39	1 340	362	25 300	1.85	KA 87 DV132S4
29	1 320	49.16	27 900	2.0	KAF 87 DV112M4	46	1 150	31.39	24 700	2.3	KAF 87 DV132S4
32	1 180	44.02	27 800	2.2		51	1 020	27.88	24 200	2.5	
39	980	36.52	26 800	2.5		36	1 470	40.04	15 900	1.00	K 77 DV132S4
40	950	35.20	18 500	1.55	K 77 DV112M4	49	1 070	29.27	18 000	1.35	KF 77 DV132S4
46	830	30.89	18 900	1.75	KF 77 DV112M4	62	850	23.08	18 800	1.70	KA 77 DV132S4
49	785	29.27	19 000	1.85	KA 77 DV112M4	80	655	17.87	19 200	2.2	KAF 77 DV132S4
55	690	25.62	19 300	2.1	KAF 77 DV112M4	106	495	13.52	18 200	2.5	
62	620	23.08	19 300	2.3		132	400	10.84	17 100	2.3	
70	545	20.25	19 400	2.7		74	710	19.30	11 200	1.00	K 67 DV132S4
74	520	19.30	12 300	1.35	K 67 DV112M4	82	645	17.54	11 600	1.05	KF 67 DV132S4
81	470	17.54	12 500	1.45	KF 67 DV112M4	94	560	15.19	12 100	1.15	KA 67 DV132S4
94	410	15.19	12 800	1.60	KA 67 DV112M4	108	485	13.22	12 500	1.30	KAF 67 DV132S4
107	355	13.22	13 000	1.75	KAF 67 DV112M4	115	460	12.48	12 400	1.15	K 67 DV132S4
114	335	12.48	13 000	1.60		135	390	10.63	12 100	1.30	KF 67 DV132S4
134	285	10.63	12 800	1.75		148	355	9.66	11 900	1.35	KA 67 DV132S4
147	260	9.66	12 500	1.85		171	305	8.37	11 600	1.45	KAF 67 DV132S4
170	225	8.37	12 200	1.95		196	265	7.28	11 300	1.55	
195	196	7.28	11 800	2.1		$P_n = 7.5kW$					
$P_n = 5.5kW$						9.8	7 320	146.07	86 000	1.65	K 127 DV132M4
10	5 270	143.47	65 000	1.35	K 107 DV132S4	12	6 130	122.48	86 300	1.95	KF 127 DV132M4
12	4 460	121.46	65 000	1.60	KF 107 DV132S4	16	4 500	89.89	86 700	2.7	KA 127 DV132M4
13	4 130	112.41	65 000	1.75	KA 107 DV132S4	20	3 550	70.95	86 800	3.4	KAF 127 DV132M4
14	3 700	100.75	65 000	1.95	KAF 107 DV132S4	14	5 050	100.75	63 800	1.45	K 107 DV132M4
16	3 340	90.96	65 000	2.2		17	4 140	82.61	61 900	1.75	KF 107 DV132M4
17	3 030	82.61	65 000	2.4		22	3 330	66.52	59 600	2.2	KA 107 DV132M4
18	2 860	77.80	40 000	1.45	K 97 DV132S4	29	2 500	49.90	56 300	2.9	KAF 107 DV132M4
20	2 590	70.54	40 000	1.60	KF 97 DV132S4	39	1 850	37.00	52 700	3.9	
23	2 300	62.55	39 700	1.85	KA 97 DV132S4	25	2 830	56.55	36 500	1.50	K 97 DV132M4
25	2 080	56.55	39 100	2.0	KAF 97 DV132S4	30	2 400	47.93	35 700	1.75	KF 97 DV132M4
30	1 760	47.93	37 900	2.4		34	2 100	41.87	35 000	2.0	KA 97 DV132M4
29	1 810	49.16	26 400	1.50	K 87 DV132S4	37	1 920	38.30	34 500	2.2	KAF 97 DV132M4
32	1 620	44.02	26 000	1.60	KF 87 DV132S4	42	1 710	34.23	33 900	2.5	

续表 39.2-11

$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
46	1 570	31.39	23 100	1.70	K 87 DV132M4	64	1 370	22.41	21 000	1.70	KF 87 DV132ML4
51	1 400	27.88	22 700	1.85	KF 87 DV132M4	83	1 060	17.42	20 300	2.1	KA 87 DV132ML4
57	1 250	24.92	22 400	2.0	KA 87 DV132M4	100	880	14.45	19 700	2.4	KAF 87 DV132ML4
64	1 120	22.41	22 000	2.0	KAF 87 DV132M4	129	680	11.17	18 300	2.2	
74	970	19.45	21 500	2.4		107	820	13.52	16 600	1.50	K 77 DV132ML4
82	870	17.42	21 100	2.5		117	755	12.36	15 900	1.30	KF 77 DV132ML4
89	800	16.00	20 200	2.2		133	660	10.84	15 600	1.40	KA 77 DV132ML4
99	725	14.45	20 300	2.9		151	585	9.56	15 300	1.50	KAF 77 DV132ML4
49	1 470	29.27	16 000	1.00	K 77 DV132M4	170	515	8.48	15 000	1.60	
62	1 160	23.08	17 700	1.25	KF 77 DV132M4	199	440	7.24	14 600	1.75	
80	890	17.87	18 100	1.60	KA 77 DV132M4	$P_n = 11.0kW$					
106	675	13.52	17 400	1.85	KAF 77 DV132M4	9.6	11 000	150.41	115 000	1.65	K 157 DV160M4
132	545	10.84	16 300	1.70		12	8 930	122.39	115 600	2.0	KF 157 DV160M4
169	425	8.48	15 600	1.95		14	7 310	100.22	115 900	2.5	KA 157 DV160M4
$P_n = 9.2kW$						16	6 690	91.65	116 000	2.7	KAF 157 DV160M4
11	8 310	136.14	85 700	1.45	K 127 DV132ML4	11	9 930	136.14	85 100	1.20	K 127 DV160M4
13	6 720	110.18	86 200	1.80	KF 127 DV132ML4	13	8 040	110.18	85 800	1.50	KF 127 DV160M4
16	5 480	89.89	86 500	2.2	KA 127 DV132ML4	16	6 560	89.89	86 200	1.85	KA 127 DV160M4
18	5 000	81.8	86 600	2.4	KAF 127 DV132ML4	18	5 980	81.98	86 400	2.0	KAF 127 DV160M4
17	5 040	82.61	59 100	1.45	K 107 DV132ML4	20	5 180	70.95	84 700	2.3	
20	4 470	73.30	58 200	1.60	KF 107 DV132ML4	20	5 350	73.30	55 600	1.35	K 107 DV160M4
22	4 060	66.52	57 300	1.75	KA 107 DV132ML4	22	4 850	66.52	55 000	1.50	KF 107 DV160M4
25	3 490	57.17	55 900	2.1	KAF 107 DV132ML4	25	4 170	57.17	54 000	1.75	KA 107 DV160M4
29	3 040	49.90	54 600	2.4		29	3 640	49.90	52 900	2.0	KAF 107 DV160M4
34	2 580	42.33	52 900	2.8		34	3 090	42.33	51 400	2.3	
30	2 920	47.93	33 800	1.45	K 97 DV132ML4	39	2 700	37.00	50 100	2.7	
34	2 550	41.87	33 400	1.65	KF 97 DV132ML4	34	3 050	41.87	31 600	1.40	K 97 DV160M4
38	2 340	38.30	33 000	1.80	KA 97 DV132ML4	38	2 790	38.30	31 400	1.50	KF 97 DV160M4
42	2 090	34.23	32 500	2.0	KAF 97 DV132ML4	42	2 500	34.23	31 100	1.70	KA 97 DV160M4
47	1 880	30.82	32 000	2.2		47	2 250	30.82	30 700	1.85	KAF 97 DV160M4
52	1 700	27.91	31 500	2.5		52	2 040	27.91	30 300	2.1	
58	1 510	24.75	30 800	2.8		58	1 800	24.75	29 800	2.3	
52	1 700	27.88	21 500	1.55	K 87 DV132ML4	64	1 630	22.37	29 300	2.6	

续表 39.2-11

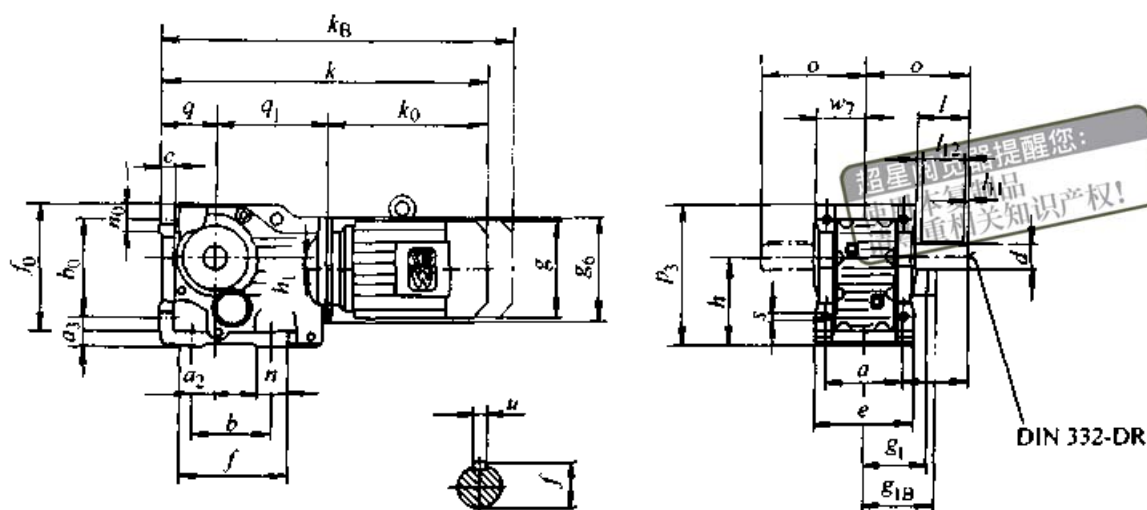
$n_s /$ (r/min)	$M_s /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_s /$ (r/min)	$M_s /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
64	1 630	22.41	19 900	1.40	K 87 DV160M4	52	2 740	27.91	27 700	1.55	K 97 DV160L4
74	1 420	19.45	19 700	1.60	KF 87 DV160M4	59	2 430	24.75	27 500	1.75	KF 97 DV160L4
83	1 270	17.42	19 500	1.75	KA 87 DV160M4	65	2 190	22.37	27 200	1.90	KA 97 DV160L4
90	1 170	16.00	18 400	1.55	KAF 87 DV160M4	77	1 860	18.96	26 700	2.3	KAF 97 DV160L4
100	1 050	14.45	19 000	2.0		88	1 620	16.56	26 200	2.6	
115	920	12.56	18 600	2.2		91	1 570	16.00	16 500	1.15	K 87 DV160L4
129	810	11.17	17 600	1.85		101	1 420	14.45	17 400	1.50	KF 87 DV160L4
144	730	10.00	17 300	2.1		116	1 230	12.56	17 200	1.60	KA 87 DV160L4
174	605	8.29	16 800	2.3		131	1 100	11.17	16 200	1.35	KAF 87 DV160L4
200	525	7.21	16 400	2.5		146	980	10.00	16 100	1.55	
71	1 480	20.25	15 900	1.00	K 77 DV160M4	176	810	8.29	15 700	1.70	
91	1 160	15.84	16 100	1.20	KF 77 DV160M4	202	705	7.21	15 400	1.85	
117	900	12.36	15 100	1.10	KA 77 DV160M4	$P_m = 18.5kW$					
151	700	9.56	14 700	1.25	KAF 77 DV160M4	12	14 800	122.39	109 700	1.20	K 157 DV180M4
199	530	7.24	14 100	1.45		16	11 100	91.65	106 000	1.65	KF 157 DV180M4
$P_m = 15.0kW$						21	8 490	70.38	101 600	2.1	KA 157 DV180M4
9.7	14 800	150.41	113 700	1.20	K 157 DV160L4	27	6 550	54.29	96 800	2.8	KAF 157 DV180M4
12	12 000	122.39	114 700	1.50	KF 157 DV160L4	39	4 580	38.02	89 900	3.9	
15	9 830	100.22	112 300	1.85	KA 157 DV160L4	21	8 560	70.95	75 800	1.40	K 127 DV180M4
18	7 820	79.75	107 800	2.3	KAF 157 DV160L4	23	7 550	62.60	74 700	1.60	KF 127 DV180M4
16	8 820	89.89	82 400	1.35	K 127 DV160L4	27	6 520	54.07	73 300	1.85	KA 127 DV180M4
18	8 040	81.98	81 500	1.50	KF 127 DV160L4	31	5 770	47.82	71 900	2.1	KAF 127 DV180M4
21	6 960	70.95	79 900	1.70	KA 127 DV160L4	36	4 850	40.19	69 800	2.5	
23	6 140	62.60	78 300	1.95	KAF 127 DV160L4	40	4 370	36.25	68 500	2.8	
27	5 300	54.07	76 400	2.3		47	3 780	31.37	66 600	3.2	
31	4 690	47.82	74 700	2.6		53	3 340	27.68	64 900	3.6	
26	5 610	57.17	49 500	1.30	K 107 DV160L4	35	5 100	42.33	45 200	1.40	K 107 DV180M4
29	4 900	49.90	48 900	1.45	KF 107 DV160L4	45	3 940	32.69	44 100	1.85	KF 107 DV180M4
34	4 150	42.33	48 100	1.75	KA 107 DV160L4	51	3 500	29.00	43 500	2.1	KA 107 DV180M4
39	3 630	37.00	47 200	2.0	KAF 107 DV160L4	65	2 730	22.62	41 800	2.6	KAF 107 DV180M4
45	3 210	32.69	46 300	2.2		88	2 020	16.75	39 600	3.4	
47	3 070	31.28	46 000	2.2		109	1 620	13.43	37 100	2.7	
50	2 840	29.00	45 400	2.5		147	1 200	9.94	34 800	3.4	

续表 39.2-11

$n_a /$ (r/min)	$M_a /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号	$n_a /$ (r/min)	$M_a /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_B	型 号
169	1 050	8.69	33 800	3.7		141	1 490	10.41	21 400	1.90	KA 97 DV180L4
65	2 700	22.37	25 500	1.55	K 97 DV180M4	168	1 250	8.71	21 000	2.1	KAF 97 DV180L4
77	2 290	18.96	25 200	1.85	KF 97 DV180M4	101	2 070	14.45	14 800	1.00	K 87 DV180L4
88	2 000	16.56	24 900	2.1	KA 97 DV180M4	117	1 800	12.56	14 900	1.10	KF 87 DV180L4
106	1 670	13.85	24 300	2.5	KAF 97 DV180M4	131	1 600	11.17	13 900	0.95	KA 87 DV180L4
122	1 450	11.99	23 800	2.6		147	1 430	10.00	13 900	1.05	KAF 87 DV180L4
75	2 340	19.45	15 900	1.00	K 87 DV180M4	177	1 190	8.29	14 000	1.20	
101	1 740	14.45	16 100	1.20	KF 87 DV180M4	203	1 030	7.21	13 900	1.25	
131	1 350	11.17	15 000	1.10	KA 87 DV180M4	16	17 900	91.65	91 000	1.00	K 157 DV200L4
177	1 000	8.29	14 800	1.40	KAF 87 DV180M4	21	13 700	70.38	90 100	1.30	KF 157 DV200L4
$P_{a1} = 22kW$						27	10 600	54.29	88 000	1.70	KA 157 DV200L4
12	17 600	122.39	103 600	1.05	K 157 DV180L4	39	7 410	38.02	83 600	2.4	KAF 157 DV200L4
16	13 100	91.65	101 400	1.35	KF 157 DV180L4	53	5 380	27.62	78 900	3.3	
21	10 100	70.38	98 100	1.80	KA 157 DV180L4	23	12 200	62.60	63 100	1.00	K 127 DV200L4
27	7 790	54.29	94 100	2.3	KAF 157 DV180L4	31	9 320	47.82	63 000	1.30	KF 127 DV200L4
39	5 450	38.02	88 000	3.3		41	7 060	36.25	61 700	1.70	KA 127 DV200L4
27	7 750	54.07	70 200	1.55	K 127 DV180L4	53	5 390	27.68	59 700	2.2	KAF 127 DV200L4
36	5 760	40.19	67 500	2.1	KF 127 DV180L4	62	4 660	23.91	58 400	2.6	
47	4 500	31.37	64 800	2.7	KA 127 DV180L4	51	5 650	29.00	37 100	1.25	K 107 DV200L4
61	3 430	23.91	61 500	3.5	KAF 127 DV180L4	65	4 410	22.62	36 900	1.65	KF 107 DV200L4
40	5 310	37.00	42 300	1.35	K 107 DV180L4	88	3 260	16.75	35 900	2.1	KA 107 DV200L4
47	4 490	31.28	41 800	1.50	KF 107 DV180L4	109	2 620	13.43	33 600	1.65	KAF 107 DV200L4
56	3 770	26.32	41 100	1.90	KA 107 DV180L4	148	1 940	9.94	32 300	2.1	
74	2 830	19.74	39 600	2.5	KAF 107 DV180L4	78	3 690	18.96	20 300	1.15	K 97 DV200L4
100	2 100	14.64	37 600	3.2		89	3 230	16.56	20 600	1.30	KF 97 DV200L4
125	1 680	11.73	35 200	2.6		106	2 700	13.85	20 800	1.55	KA 97 DV200L4
169	1 250	8.69	33 100	3.1		123	2 340	11.99	20 700	1.65	KAF 97 DV200L4
77	2 720	18.96	23 700	1.55	K 97 DV180L4	141	2 030	10.41	19 100	1.40	
106	1 990	13.85	23 300	2.1	KF 97 DV180L4	169	1 700	8.71	19 100	1.55	

表 39.2-12 底脚安装斜齿轮—锥齿轮减速电动机外形尺寸

(mm)



型号	a	a_3	c	g	g_6	h_1	k	k_B	o	q	d	
	a_2	b b_0	e	r	h	i			p_3	q_1	l	
K37	DT63..			127			398	430				
	DT71D	100	32	16	145	120	8.5	407	471	110	63	25
	DT80..		110		145		457	521				
	DT90..	28	115	120	197	100	60	477	562	164	139	50
	DT100..				197		530	615				
K47	DT63..			127			427	459				
	DT71D	120	37	18	145	160	7.2	436	500	135	71	30
	DT80..		130		145		486	550				
	DT90..	35	130	145	197	112	75	506	591	186	166	60
	DT100..				197		556	641				
K67	DT63..			127			459	491				
	DT71D	140	45	24	145	160	20	468	532	171	90	40
	DT80..				145		518	582				
	DT90..		120		197		538	623				
	DT100..	30	160	170	197	140	101	588	673	228	179	80
	DV112M				221		623	703				
DV132S				221		671	751					
K77	DT63..			127			498	530				
	DT71D				145		507	571				
	DT80..	165	55	27	145	200	31.3	557	621	206	112	50
	DT90..				197		575	660				

续表 39.2-12

型号	a a_2	a_3 b b_0	c e	g	g_0 h	h_1 i	k	q	d l			
K87	DT100..			197			625					
	DV112M		150		221		661	741				
	DV132S	40	200	200	221	180	123.5	706	786			
	DV132M				275			726	838			
	DV132ML				275			786	898			
	DV160M				275			786	898			
	DT80..				145			627	691			
	DT90..				197			646	731			
	DT100..	180	70	32	197	250	25.9	696	781	240	132	60
	DV112M				221			731	811			
	DV132S		180		221			776	856			
	DV132M				275			796	908			
K87	DV132ML			275			856	968				
	DV160M	55	233	230	275	212	150	856	968	340	257	120
	DV160L				331			904	1 060			
	DV180..				331			975	1 131			
K97	DT90..			197			688	773				
	DT100..			197			739	824				
	DV112M	240	75	36	221	300	32.3	774	854	291	160	70
	DV132S				221			819	899			
	DV132M		240		275			839	951			
	DV132ML				275			899	1 011			
	DV160M				275			899	1 011			
	DV160L	75	295	290	331	265	171	947	1 103	417	277	140
	DV180..				331			1 019	1 175			
DV200..				394			1 066	1 222				
K107	DT100..			197			836	921				
	DV112M			221			872	952				
	DV132S	270	95	40	221	350	52	917	997	347	200	90
	DV132M				275			917	1 049			
	DV132ML				275			997	1 109			
	DV160M		280		275			997	1 109			
	DV160L				331			1 045	1 201			

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识版权！

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识

续表 39.2-12

型号	a	a_3	c	g	g_6	h_1	k	k_B	o	q	d	
	a_2	b b_0	e		h	i			p_3	q_1	l	
K107	DV180..	95	360	340	331	315	212	1 117	1 273	503	341	170
	DV200L				394			1 164	1 320			
	DV225..				394			1 246	1 402			
K127	DV132M				275			996	1 108			
	DV132ML				275			1 056	1 168			
	DV160M	330	110	45	275	450	53	1 056	1 168	418	225	110
	160L				331			1 104	1 260			
	DV180..				331			1 176	1 332			
	DV200L		350		394			1 223	1 379			
	DV225..				394			1 305	1 461			
	D250M				480			1 392				
	D280S	115	420	400	537	375	253	1 470		592	390	210
	D280M				537			1 521				
K157	DV132ML				275			1 139	1 251			
	DV160M	420	130	50	275	550	71.7	1 139	1 251	457	280	120
	DV160L				331			1 187	1 343			
	DV1880..				331			1 259	1 415			
	DV200L		380		394			1 306	1 462			
	DV225..				394			1 388	1 544			
	D250M				480			1 455				
	D280S	140	500	500	537	450	247	1 536		705	426	210
	D280M				537			1 587				
	315S				610			1 681				
315M				610			1 732					

1.6 S型斜齿轮—蜗杆减速电动机技术数据和安装及外形尺寸

1.6.1 技术数据

SEW斜齿轮—蜗杆减速电动机由斜齿轮和蜗轮蜗杆组成，比单纯蜗轮蜗杆传动的效率高。共有7种规格，每种规格有不同的传动比，装在相同的减速箱内。安装方式有底脚安装、法兰安装、轴装。输出轴有实心轴和空心轴，可以是单输出轴或双输出轴。空心轴有两种直径，可用键或收缩盘与从动机相连。与SEW4极交流笼型电

动机组合的减速电动机部分产品见表39.2-14。更详细的资料或与其他极电动机、与其他产品组合的减速电动机及多级减速器的资料见SEW产品样本。表中：

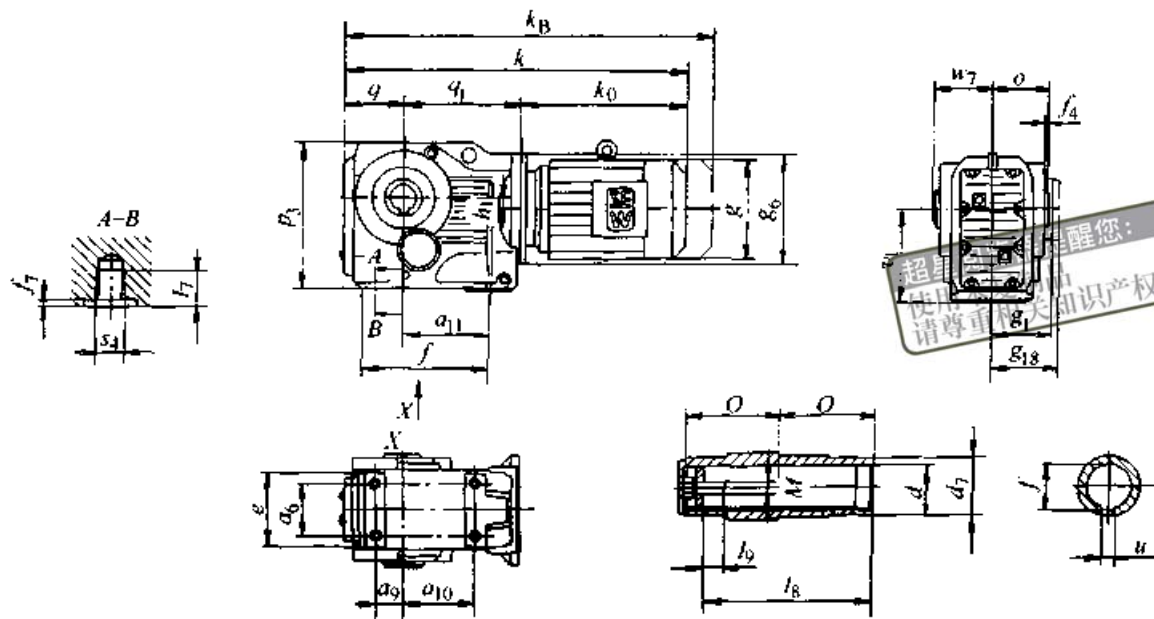
S..DT/DV.. ——斜齿轮—蜗杆减速电动机，底脚安装；

SF..DT/DV.. ——斜齿轮—蜗杆减速电动机，法兰安装；

SA..DT/DV.. ——斜齿轮—蜗杆减速电动机，轴装。

表 39.2-13 轴装斜齿轮—锥齿轮减速电动机外形尺寸

(mm)



型号	a_6	a_{10}	r	r_1	g_0	k	k_0	p_1	q_1	v_1	d	
	a_0	a_{11}										q
KA37	DT63..	60	82	127	95	120	406	438	164	139	100	30
	DT71D			145	121		415	479				
	DT80..			145	121		465	529				
	DT90..	35	97	197	155	8.5	485	570	71	M10	63	45
	DT100..			197	163		538	623				
KA47	DT63..	70	100	127	95	160	433	465	185	166	112	35
	DT71D			145	121		442	506				
	DT80..			145	121		492	556				
	DT90..	40	120	197	155	7.2	512	597	77	M10	78	50
	DT100..			197	163		562	647				
KA67	DT63..	88	110	127	95	160	463	495	226	179	140	40
	DT71D			145	121		472	536				
	DT80..			145	121		522	586				
	DT90..	42	125	197	155	20	542	627	94	M12	94	55
	DT100..			197	163		592	677				
	DV112M	42	125	221	176	20	627	707	94	M12	94	55
DV132S			221	176		675	755					
KA77	DT63..	102	122	127	95	200	495	527	286	202	180	50
	DT71D			145	121		504	568				
	DT80..			145	121		554	618				

续表 39.2-13

型号	a_6	a_{10}	k	g_1	g_6	k	k_B	p_3	q_1	v_1	d	
	a_9	a_{11}			h_1			q	s_1	w_7	d_7	
KA77	DT90..		197	155		572	657					
	DT100..		197	163		622	707					
	DV112M		221	176		658	738					
	DV132S		221	176		703	783					
	DV132M	48	139	275	230	31.3	723	835	109	M16	108	70
	DV132ML			275	230		783	895				
	DV160M			275	230		783	895				
KA87	DT80..		145	121		627	691					
	DT90..	118	160	197	155	250	646	731	338	257	212	60
	DT100..			197	163		696	781				
	DV112M			221	176		731	811				
	DV132S			221	176		776	856				
	DV132M			275	230		796	908				
	DV132ML			275	230		856	968				
	DV160M			275	230		856	968				
DV160L	65	190	331	253	25.9	904	1 060	132	M16	123	85	
DV180..			331	253		975	1 131					
KA97	DT90..		197	155		686	771					
	DT100..	160	165	197	163	300	737	822	414	277	265	70
	DV112M			221	176		772	852				
	DV132S			221	176		817	897				
	DV132M			275	230		837	949				
	DV132ML			275	230		897	1 009				
	DV160M			275	230		897	1 009				
	DV160L	83	190	331	253	32.3	945	1 101	158	M20	153	95
	DV180..			331	253		1 017	1 173				
DV200..			394	285		1 064	1 220					
KA107	DT100..		197	163		832	917					
	DV112M	190	190	221	176	350	868	948	500	341	315	90
	DV132S			221	176		913	993				
	DV132M			275	230		933	1 045				
	DV132ML			275	230		993	1 105				
	DV160M			275	230		993	1 105				

超星浏览器提醒你：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 39.2-13

型号	a_6	a_{10}	g	g_1	g_6	k	k_b	p_3	q_1	v_1	d	
	a_9	a_{11}						q	s_4	v_7	d_7	
KA107	DV160L		331	253		1 041	1 197					
	DV180..	100	230	331	253	52	1 113	1 269	196	M24	178	118
	DV200L			394	285		1 160	1 316				
	DV225..			394	289		1 242	1 398				

表 39.2-14 S 型斜齿轮—蜗杆减速电动机技术数据

$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{R_s} /N	f_b	型 号	$n_s/$ (r/min)	$M_s/$ N·m	i	F_{R_s} /N	f_b	型 号
$P_m = 0.37kW$						7.3	425	186.68	13 000	2.4	SA 72 DT80K4
5.8	340	237.32	8 650	1.40	S 62 DT71L4	6.6	445	204.72	8 280	1.05	S 62 DT80K4
7.7	265	178.96	8 860	1.70	SF 62 DT71L4	8.6	355	158.08	8 590	1.25	SF 62 DT80K4
9.6	220	144.44	8 980	2.0	SA 62 DT71L4	11	295	126.00	8 790	1.50	SA 62 DT80K4
12	174	110.92	9 090	2.5		14	235	98.00	8 940	1.80	
8.0	245	173.32	6 720	1.05	S 52 DT71L4	20	200	69.35	8 990	2.2	
11	190	128.44	6 940	1.30	SF 52 DT71L4	13	235	102.24	6 770	1.00	S 52 DT80K4
14	156	102.24	7 050	1.55	SA 52 DT71L4	18	182	76.36	6 970	1.25	SF 52 DT80K4
18	121	76.36	7 160	1.90		27	147	50.03	6 470	1.40	SA 52 DT80K4
24	113	58.50	7 100	1.90		36	114	37.94	6 060	1.75	
21	128	66.54	5 280	1.00	S 42 DT71D4	46	91	29.70	5 690	2.1	
28	98	50.03	4 980	1.20	SF 42 DT71D4	61	69	22.28	5 270	2.7	
36	76	37.94	4 680	1.50	SA 42 DT71D4	36	115	37.94	4 330	1.00	S 42 DT80K4
46	61	29.70	4 400	1.80		46	91	29.70	4 130	1.20	SF 42 DT80K4
62	46	22.28	4 090	2.3		61	70	22.28	3 880	1.50	SA 42 DT80K4
77	40	17.98	3 730	2.2		76	60	17.98	3 510	1.50	
37	71	36.95	3 000	1.05	S 32 DT71D4	95	48	14.31	3 340	1.75	
48	56	28.50	3 000	1.25	SF 32 DT71D4	127	36	10.69	3 130	2.2	
66	45	20.91	2 670	1.15	SA 32 DT71D4	147	32	9.24	3 010	2.4	
91	34	15.24	2 510	1.45		65	63	20.86	2 600	1.05	S 32 DT80K4
121	26	11.43	2 360	1.75		89	51	15.24	2 270	0.95	SF 32 DT80K4
160	20	87.64	2 210	2.2		119	38	11.43	2 180	1.15	SA 32 DT80K4
221	14	6.24	2 030	2.8		157	29	8.64	2 070	1.45	
$P_m = 0.55kW$						218	22	6.24	1 930	1.80	
$P_m = 0.75kW$						4.9	920	282.38	30 000	2.2	S 82 DT80N4
5.9	510	229.48	13 000	2.1	S 72 DT80K4						
6.7	460	203.80	13 000	2.3	SF 72 DT80K4						

续表 39.2-14

$n_a /$ (r/min)	$M_a /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号	$n_a /$ (r/min)	$M_a /$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号
5.9	770	232.29	30 000	2.5	SF 82 DT80N4	9.6	670	145.44	12 700	1.50	SA 72 DT90S4
6.7	690	205.35	30 000	2.8	SA 82 DT80N4	12	545	114.56	13 000	1.80	
6.0	690	229.48	12 700	1.55	S 72 DT80N4	16	425	86.96	12 200	2.2	
7.4	575	186.68	13 000	1.80	SF 72 DT80N4	16	405	85.44	8 430	1.00	S 62 DT90S4
9.5	465	145.44	13 000	2.2	SA 72 DT80N4	23	350	61.26	8 070	1.25	SF 62 DT90S4
12	375	114.56	13 000	2.6		29	285	48.83	7 740	1.50	SA 62 DT90S4
9.6	445	144.44	8 290	1.00	S 62 DT80N4	37	225	37.98	7 350	1.80	
12	355	110.92	8 610	1.20	SF 62 DT80N4	50	170	28.06	6 850	2.3	
16	280	85.44	8 820	1.50	SA 62 DT80N4	47	177	29.70	4 980	1.10	S 52 DT90S4
23	245	61.26	8 790	1.75		63	135	22.28	4 720	1.35	SF 52 DT90S4
28	197	48.83	8 330	2.1		80	114	17.42	4 200	1.35	SA 52 DT90S4
32	175	42.98	8 070	2.4		103	90	13.64	4 020	1.65	
21	215	66.00	6 820	1.05	S 52 DT80N4	137	68	10.23	3 780	2.1	
32	174	43.35	5 880	1.20	SF 52 DT80N4	160	59	8.74	3 650	2.4	
40	140	34.51	5 610	1.40	SA 52 DT80N4	114	81	12.32	2 720	1.00	S 42 DT90S4
54	107	25.77	5 250	1.80		131	71	10.69	2 680	1.10	SF 42 DT90S4
69	89	19.91	4 700	1.75		152	61	9.24	2 620	1.25	SA 42 DT90S4
87	72	15.85	4 460	2.1		177	53	7.89	2 560	1.40	
54	107	25.77	3 720	1.00	S 42 DT80N4	$P_m = 1.5kW$					
67	92	20.75	3 300	1.00	SF 42 DT80N4	4.8	1 860	291.90	35 000	1.90	S 92 DT90L4
88	71	15.74	3 170	1.25	SA 42 DT80N4	5.9	1 550	237.30	35 000	2.2	SF 92 DT90L4
112	56	12.32	3 040	1.45		6.7	1 400	211.89	35 000	2.4	SA 92 DT90L4
149	43	9.24	2 870	1.80		5.0	1 800	282.38	30 000	1.10	S 82 DT63L4
160	40	8.64	1 910	1.05	S 32 DT80N4	6.9	1 350	205.35	30 000	1.40	SF 82 DT63L4
186	34	7.42	1 870	1.20	SF 32 DT80N4	8.6	1 110	164.65	30 000	1.65	SA 82 DT63L4
221	29	6.24	1 810	1.35	SA 32 DT80N4	11	880	126.87	30 000	2.0	
$P_m = 1.1kW$						13	790	112.59	30 000	2.2	
5.0	1 330	282.38	30 000	1.50	S 82 DT90S4	8.6	1 010	164.00	11 700	1.00	S 72 DT90L4
6.8	1 000	205.35	30 000	1.90	SF 82 DT90S4	11	820	136.00	12 300	1.20	SF 72 DT90L4
8.5	820	164.65	30 000	2.2	SA 82 DT90S4	14	650	99.04	11 700	1.50	SA 72 DT90L4
9.6	740	146.33	30 000	2.5		20	485	71.32	11 000	1.95	
6.1	1 000	229.48	11 700	1.10	S 72 DT90S4	25	450	55.35	9 800	2.1	
7.5	830	186.68	12 300	1.25	SF 72 DT90S4	32	360	43.88	9 360	2.5	

续表 39.2-14

$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号	$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{Ra} /N	f_b	型 号
29	385	48.83	7 100	1.10	S 62 DT90L4	99	189	14.21	4 800	1.60	
37	305	37.98	6 840	1.35	SF 62 DT90L4	133	141	10.50	4 580	2.1	
50	230	28.06	6 470	1.70	SA 62 DT90L4	159	120	8.83	4 430	2.2	
67	186	20.94	5 670	1.70		137	137	10.23	3 140	1.05	S 52 DT100LS4
88	144	16.08	5 400	2.1		160	117	8.74	3 100	1.20	SF 52 DT100LS4
99	128	14.21	5 270	2.3							SA 52 DT100LS4
$P_m = 2.2kW$						$P_m = 3.0kW$					
63	183	22.28	4 350	1.00	S 52 DT90L4	5.9	3 110	237.30	35 000	1.10	S 92 DT100L4
81	154	17.42	3 800	1.00	SF 52 DT90L4	7.5	2 510	186.02	35 000	1.30	SF 92 DT100L4
103	122	13.64	3 700	1.25	SA 52 DT90L4	10	1 960	140.62	35 000	1.65	SA 92 DT100L4
138	93	10.23	3 540	1.55		13	1 490	104.08	35 000	2.1	
161	80	8.74	3 440	1.80		18	1 350	78.76	35 000	1.55	
4.8	2 740	291.90	35 000	1.30	S 92 DT100LS4	11	1 770	126.87	30 000	1.00	S 82 DT100L4
6.6	2 070	211.89	35 000	1.65	SA 92 DT100LS4	15	1 370	94.91	30 000	1.25	SF 82 DT100L4
8.4	1 660	166.19	35 000	1.95	SF 92 DT100LS4	20	1 210	71.15	30 000	1.15	SA 82 DT100L4
12	1 230	118.02	35 000	2.6		25	970	56.16	30 000	1.40	
18	990	78.76	35 000	2.1		31	780	44.82	28 800	1.70	
7.6	1 810	183.33	30 000	1.05	S 82 DT100LS4	41	610	34.49	27 100	2.1	
9.6	1 480	146.33	30 000	1.25	SF 82 DT100LS4	25	900	55.35	7 470	1.05	S 72 DT100L4
12	1 170	112.59	30 000	1.50	SA 82 DT100LS4	32	725	43.88	7 490	1.25	SF 72 DT100L4
18	830	77.52	30 000	2.0		42	565	33.43	7 370	1.55	SA 72 DT100L4
22	790	62.90	30 000	1.75		58	415	24.07	7 080	2.0	
25	710	56.16	30 000	1.90		71	355	19.63	6 241	1.60	
14	960	99.04	10 300	1.00	S 72 DT100LS4	91	280	15.47	6 080	2.3	
20	715	71.32	9 930	1.30	SF 72 DT100LS4	119	215	11.74	5 820	2.5	
25	660	55.35	8 720	1.40	SA 72 DT100LS4	171	153	8.21	5 430	2.5	
32	535	43.88	8 490	1.70		59	395	23.59	5 040	1.00	S 62 DT100L4
42	415	33.43	8 150	2.1		87	290	16.08	4 260	1.05	SF 62 DT100L4
63	290	22.14	7 010	2.0		113	225	12.39	4 230	1.35	SA 62 DT100L4
71	260	19.63	6 870	2.2		159	163	8.83	4 090	1.65	
$P_m = 4.0kW$						$P_m = 4.0kW$					
42	395	33.11	5 910	1.00	S 62 DT100LS4	7.6	3 300	186.02	35 000	1.00	S 92 DV112M4
59	290	23.59	5 690	1.35	SF 62 DT100LS4	10	2 570	140.62	35 000	1.25	SF 92 DV112M4
77	240	18.27	4 940	1.30	SA 62 DT100LS4						

续表 39.2-14

$n_n /$ (r/min)	$M_n /$ N·m	i	F_{Rn} /N	f_B	型 号	$n_n /$ (r/min)	$M_n /$ N·m	i	F_{Rn} /N	f_B	型 号
14	1 970	104.08	35 000	1.60	SA 92 DV112M4	122	390	11.74	4 640	1.40	SA 72 DV132S4
18	1 780	78.76	35 000	1.20		174	275	8.21	4 580	1.35	
25	1 310	57.17	35 000	2.1		$P_m = 7.5 \text{ kW}$					
18	1 500	77.52	30 000	1.15	S 82 DV112M4	16	3 130	87.23	35 000	1.00	S 92 DV132M4
25	1 270	56.16	28 800	1.05	SF 82 DV112M4	25	2 440	57.17	33 600	1.10	SF 92 DV132M4
32	1 030	44.82	27 600	1.30	SA 82 DV112M4	32	1 940	44.84	32 400	1.45	SA 92 DV132M4
41	800	34.49	26 200	1.60		45	1 400	31.85	30 400	2.0	
60	560	23.74	24 000	2.2		55	1 160	25.83	27 500	1.95	
63	535	22.41	22 900	2.0		73	880	19.53	26 200	2.3	
37	850	38.66	6 340	1.05	S 72 DV112M4	49	1 260	29.07	22 800	1.00	S 82 DV132M4
48	655	29.35	6 410	1.30	SF 72 DV112M4	64	1 000	22.41	20 300	1.10	SF 82 DV132M4
64	525	22.14	5 420	1.15	SA 72 DV112M4	83	775	17.24	19 600	1.35	SA 82 DV132M4
81	420	17.55	5 470	1.55		120	540	11.87	18 400	1.75	
106	325	13.37	5 400	1.90		168	390	8.50	17 200	1.95	
148	235	9.63	5 210	1.85		107	600	13.37	1 830	1.00	S 72 DV132M4
173	200	8.21	5 080	1.85		149	440	9.63	3 240	1.00	SF 72 DV132M4
115	295	12.39	3 500	1.00	S 62 DV112M4	174	375	8.21	3 710	1.00	SA 72 DV132M4
135	255	10.50	3 670	1.15	SF 62 DV112M4	$P_m = 9.2 \text{ kW}$					
161	215	8.83	3 670	1.25	SA 62 DV112M4	29	2 630	50.19	31 300	1.10	S 92 DV132ML4
$P_m = 5.5 \text{ kW}$						38	2 010	37.94	30 200	1.40	SF 92 DV132ML4
12	3 010	118.02	35 000	1.05	S 92 DV132S4	51	1 510	28.08	28 700	1.80	SA 92 DV132ML4
16	2 290	87.23	35 000	1.35	SF 92 DV132S4	62	1 260	23.08	25 900	1.75	
25	1 790	57.17	35 000	1.50	SA 92 DV132S4	88	910	16.39	24 500	2.1	
32	1 420	44.84	34 100	2.0		110	680	12.12	23 100	2.1	
38	1 210	37.94	32 900	2.3		144	565	10.00	22 100	2.1	
37	1 220	38.86	25 500	1.05	S 82 DV132S4	74	1 060	19.43	18 800	1.00	S 82 DV132ML4
49	930	29.07	24 100	1.35	SF 82 DV132S4	99	800	14.54	18 200	1.25	SF 82 DV132ML4
64	735	22.41	21 800	1.50	SA 82 DV132S4	139	580	10.35	17 300	1.50	SA 82 DV132ML4
83	570	17.24	20 700	1.80		169	480	8.50	16 700	1.60	
120	395	11.87	19 200	2.4		$P_m = 11.0 \text{ kW}$					
138	350	10.35	18 600	2.5		32	2 820	44.84	29 400	1.00	S 92 DV160M4
59	740	24.07	5 320	1.10	S 72 DV132S4	45	2 040	31.85	28 200	1.35	SF 92 DV160M4
92	505	15.47	4 030	1.30	SF 72 DV132S4	56	1 680	25.83	25 000	1.35	SA 92 DV160M4

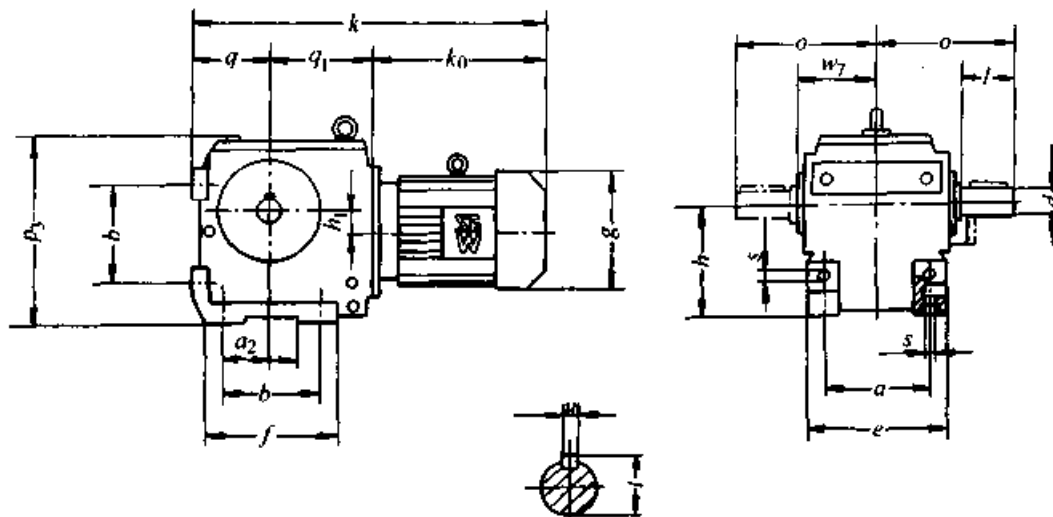
续表 39.2-14

$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{kn} /N	f_B	型 号	$n_a/$ (r/min)	$M_a/$ N·m	i	F_{kn} /N	f_B	型 号
74	1 290	19.53	24 300	1.55		46	2 740	31.85	25 800	1.00	S 92 DV160L4
100	960	14.45	23 200	1.80		57	2 270	25.83	20 700	1.00	SF 92 DV160L4
144	675	10.00	21 600	1.75		75	1 730	19.53	22 100	1.15	SA 92 DV160L4
					S 82 DV160M4	101	1 290	14.45	21 500	1.30	
					SA 82 DV160M4	146	910	10.00	20 500	1.30	
99	960	14.54	17 400	1.05	S 82 DV160M4	$P_n = 18.5 \text{ kW}$					
121	790	11.87	17 000	1.20	SF 82 DV160M4	89	1 800	16.39	20 300	1.10	S 92 DV180M4
139	690	10.35	16 700	1.25	SA 82 DV160M4	101	1 590	14.45	20 200	1.05	SF 92 DV180M4
169	570	8.50	16 200	1.35		121	1 340	12.12	19 900	1.05	SA 92 DV180M4
					$P_n = 15.0 \text{ kW}$	147	1 120	10.00	19 500	1.05	

超星浏览器提醒您：
 此为本复制品
 请尊重相关知识产权！

1.6.2 安装及外形尺寸 (表 39.2-15、表 39.2-16)

表 39.2-15 底座安装料齿轮—蜗杆减速电动机外形尺寸 (mm)



型号	a	a_2	b	c c_2	e f	g	h	h_1	k	k_0	o p_3	q q_1	s w_7	d l	t u
S42	D63..					127			273	196					
	DT71D			15	124				382	205	115	75	11	25	28
	DT80..	100	35	80		145	100 ^{-0.5}	4	432	255					
	DT90..				14	132			452	275	163	102	60	50	8
S52	D63..					127			383	196					
	DT71D				18	136			392	205	134	80	11	30	33
	DT80..	110	45	100		145	112 ^{-0.5}	17	442	255					
	DT90..								462	275					
	DT100..				16	145	197		515	328	190	107	69	60	8

续表 39.2-15

型号	a	a ₂	b	c c ₂	e f	g	h	h ₁	k	k ₀	u p ₃	q q ₁	s w ₇	d l	t u
D63..						127			431	190					
DT71D				24	160				440	199	160	106	14	35	38
DT80..						145			490	249					
S62 DT90..	130	60	130				140 ⁰ _{0.5}	20	510	269					
DT100..									560	319					
DV112M									595	354					
DV132S				18	195	221			643	402	231	135	84	70	10
D63..						127			471	184					
DT71D				28	185				480	193	195	125	18	45	48.5
DT80..						145			530	243					
DT90..									548	261					
S72 DT100..	150	75	135				180 ⁰ _{0.5}	26	598	311					
DV112M									634	347					
DV132S						221			679	392					
DV132M				25	216				699	412	291	162	99	90	14
DV132ML						275			759	472					
DT80..						145			583	238					
DT90..				34	250				602	257	255	150	22	60	64
DT100..						197			652	307					
DV112M									687	342					
S82 DV132S	200	92	180			221	225 ⁰ _{0.5}	30	732	387					
DV132M									752	407					
DV132ML									812	467					
DV160M				30	260						372	195	130	120	18
DV160L						331			860	515					
DT80..						145			651	231					
DT90..				40	300	197			671	251	295	180	26	70	74.5
DT100..									722	302					
DV112M									757	337					
S92 DV132S	250	115	235			221	280 ⁰ ₁	44	802	382					
DV132M									822	402					
DV132ML						275			882	462					
DV160M				35	320						458	240	150	140	20
DV160L									930	510					
DV180..						331			1 002	582					

注：公差 d: k6。

续表 39.2-16

型号	a_1	a_{10}	c_1	g	h_1	k	k_{11}	l_5	a	q_7	s_2	v_1	d	l_8	t	u	
	a_9		e_1					l_7	ϕ_3	s_1	s_4	w_7					
SA72	DT100..	115	197	26	605	311											
	DV112M																641
	DV132S	105	215	221	686	392	30	321	14	M20	112	50	191	53.8	14		
	DV132M			706	412												
	DV132ML			766	472												
SA82	DT80..	292	145	18	589	238	20	125	195	M12	232	70		74.9	20		
	DT90..															608	257
	DT100..															658	307
	DV112M	120	221	30	693	342							220				
	DV132S															738	387
	DV132M															758	407
	DV132ML															818	467
	DV160M	120	265			886	515	36	385	14	M24	129	60	64.4	18		
	DV160L		331														
SA92	DT80..	384	145	21.5	673	231	26	150	240	M16	285	90	265	95.4	25		
	DT90..															693	251
	DT100..															744	302
	DV112M	160	221	44	779	337											
	DV132S															824	382
	DV132M															844	402
	DV132ML															904	462
	DV160M	160	350	331	925	510	45	490	18	M30	154	70	270	74.9	20		
	DV160L															925	510
DV180..	1024															582	

超星浏览器提醒您：
使用本行制品
请尊重相关知识产权

注：4 个 SA42 扭矩臂的螺钉孔。公差 d ：H7。
① SA42 相邻尺寸 $a_9 = 55 \text{ mm}$

1.7 P 型行星齿轮减速电动机

1.7.1 概述

P 型行星齿轮减速电动机由 SANTASALO 行星齿轮减速器与 SEW 斜齿轮减速电动机 (RF..DT/DV..) 或斜齿轮—锥齿轮减速电动机 (KF..DT/DV..) 组成。行星齿轮减速器共有 9 种规格，最大输出力矩见表 39.2-17。与之相组合的 RF 或 KF 型减速器各有 7 种。传动比范围

$i = 102$ 到 $i = 4288$ ，分级精细。可配用的电动机共 19 种，功率 0.75 kW ~ 90 kW。

安装与输出方式有 4 种，即

P.. 地脚安装，实心输出轴；

PH.. 地脚安装，带收缩盘的空心输出轴；

PF.. 法兰安装，实心输出轴；

PHF 法兰安装，带收缩盘的空心输出轴。

行星齿轮减速电动机的特点是：承载能力高，传动比大，结构尺寸小；传动效率高达 98%，损

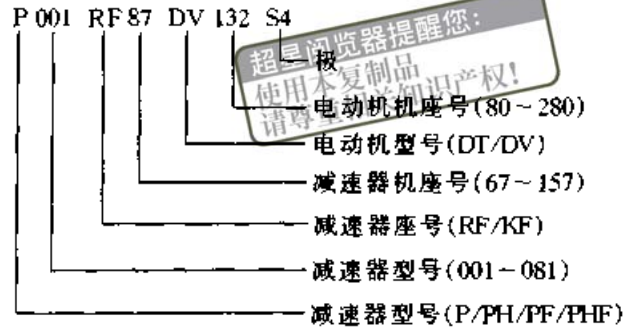
表 39.2-17 行星齿轮减速器最大输出力矩

型号	$M_{\text{max}}/\text{N}\cdot\text{m}$		
	$n \geq 5 \text{ r/min}$	$1 < n < 5 \text{ r/min}$	$n \leq 1 \text{ r/min}$
P001	24 830	24 830	24 830
P011	36 815	42 705	45 651
P021	51 187	59 377	63 472
P031	69 623	80 763	86 333
P041	100 174	116 202	124 216
P051	124 063	143 913	153 838
P061	185 662	215 368	230 221
P071	245 660	284 966	304 618
P081	359 403	416 907	445 660

注: M_{max} ——最大输出力矩; n ——输出转速。

耗小。适用于大传动比, 大转矩的应用情况。

型号标记示例



1.7.2 选用说明

(1) 使用系数

选型时利用图 39.2-14 所示曲线根据从动机每天工作小时, 每小时启动和停止次数及载荷类型查出。载荷类型分 3 级, 即

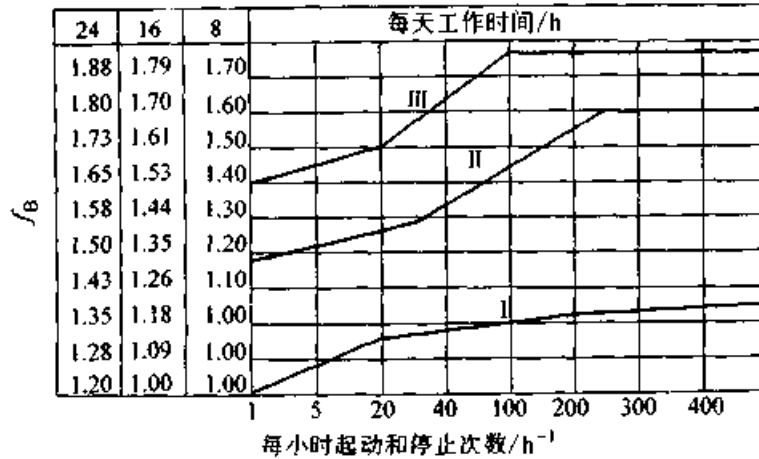


图 39.2-14 使用系数

- I——均匀载荷, 许用惯性加速系数 ≤ 0.2
- II——中等冲击载荷, 许用惯性加速系数 ≤ 3
- III——强冲击载荷, 许用惯性加速系数 ≤ 10

$$\text{惯性加速系数} = \frac{\sum \text{相对电动机轴的外部传动惯量}}{\text{电动机转动惯量}}$$

载荷类型可参考表 39.2-18 确定。

表 39.2-18 从动机的载荷分类

从 动 机	载荷类型	从 动 机	载荷类型	从 动 机	载荷类型
搅拌机和混料机		压力机	III ^①	水泥磨气旋集尘器	II ^①
混凝土	II	压碎机, 食品工业	III ^①	起重机、运输车、驱动装置	III
液体(等浓度)和固体	I	泵, 化学工业	II	起重机、升降机	II
液体(变浓度)和固体	II	压延机, 橡胶	III ^①	起重机、俯仰机	I
辅助传动装置	I	回转传动装置, 起重机	III	卸料机	II
输送机传动装置	II	带式输送机	I	造纸和纸浆工业	
输送管, 球阀	I	螺杆式输送机	II	过滤机	II

续表 39.2-18

从 动 机	载 荷 类 型	从 动 机	载 荷 类 型	从 动 机	载 荷 类 型
剥皮鼓	Ⅲ	制糖, 渗滤器	I ^①	沉降槽	Ⅱ
洗浆压机	Ⅱ	制糖, 分离装置	I ^②	水轮机	Ⅱ ¹
烘干炉传动	Ⅲ	制糖, 压榨机	Ⅱ	螺旋压力机	Ⅲ
弯钢板机	Ⅲ	水处理		碎屑压板机	Ⅱ
滚轧传动装置	Ⅱ	搅拌器	Ⅱ	风扇、鼓风机	Ⅱ

① 仅对 24 h 工作。

(2) 输出轴的许用径向载荷

输出速度为 n^* 时许用径向载荷为

表 39.2-19 给出作用在轴伸中点处的径向载荷 F_R , 在输出速度 $n = 10 \text{ r/min}$ 时的许用值 $F_{R\text{Perm}}$ 。当

$$F_{R\text{Perm}}^* = F_{R\text{Perm}} \left(\frac{10}{n^*} \right)^{\left(\frac{1}{3.33} \right)} \leq F_{R\text{max}} \quad (39.2-13)$$

$$F_{R\text{Perm}} \geq F_R \quad (39.2-12)$$

时径向载荷是允许的。

式中 $F_{R\text{max}}$ 为许用的最大径向载荷, 见表 39.2-20。

表 39.2-19 许用径向载荷 ($n = 10 \text{ r/min}$)

型 号	P001	P011	P021	P031	P041	P051	P061	P071	P081
$T_{R\text{Perm}}/\text{kN}$	96	134	183	194	249	280	364	403	526

表 39.2-20 许用的最大径向载荷

型 号	P001	P011	P021	P031	P041	P051	P061	P071	P081
$F_{R\text{max}}/\text{kN}$	124	156	197	252	323	364	473	523	683

如果径向力的作用点在距轴肩 x 处, 则

$$F_{R\text{Perm}}(x) = F_{R\text{Perm}} \frac{(a+b)}{(a+b^*)} \leq F_{R\text{max}} \quad (39.2-14)$$

式中 $b^* = \left(b - \frac{l}{2} \right) + x$, 见图 39.2-15 及表 39.2-21。

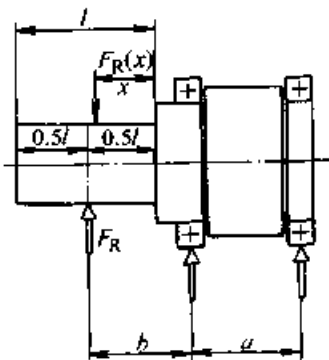


图 39.2-15 径向力作用位置
允许的轴向载荷为 $F_{R\text{Perm}}$ 的 20%。

表 39.2-21 许用径向力换算表

型号	a	b	l
P01	173	163	200
P11	188.5	176	220
P21	211	179	220
P31	231.5	194	250
P41	268	229	300
P51	283	260	350
P61	308	287	400
P71	334	291	400
P81	376	321	450

1.7.3 P 型行星齿轮减速电动机技术数据

P..RF..DT/DV.. 或 P..KF..DT/DV.. 的技术数据摘要见表 39.2-22 及表 39.2-23。详细资料查 SEW 样本。

表 39.2-22 斜齿轮行星齿轮减速电动机技术数据

电动机功率 /kW	输出转速 $n/(r/min)$	输出转矩 $M_s/kN\cdot m$	传动比 i	型 号		
				P	RF	DT/DV
0.75	0.34~0.96	20.7~7.32	4 066~1 439	001~011	77~87	80N4
1.1	0.34~1.4	29.9~7.25	4 066~986	011~021	77~87	90S4
1.5	0.35~1.9	40.4~7.32	4 058~735	001~021	77~97	90L4
2.2	0.35~2.9	59.2~7.09	4 022~482	001~041	77~107	100LS4
3.0	0.35~4.2	81.2~6.73	4 049~366	001~051	77~137	100L4
4.0	0.33~5.3	113.1~7.00	4 288~265	011~061	77~147	112M4
5.5	0.33~8.5	154.4~6.04	4 165~168	011~061	87~147	132S4
7.5	0.34~11	204.4~6.13	4 165~125	001~071	87~147	132M4
9.2	0.35~14	249.0~6.19	4 165~104	001~071	87~147	132ML4
11	0.36~14	288.4~7.40	4 034~104	001~081	87~167	160M4
15	0.36~14	387.9~9.76	4 034~102	001~081	97~167	160L4
18.5	0.42~14	413.3~12.00	3 497~102	001~081	97~167	180M4
22	0.53~12	388.7~17.0	2 766~121	001~081	97~167	180L4
30	0.67~13	420.4~22.4	2 201~117	011~081	107~167	200L4
37	0.87~13	396.7~27.6	1 684~117	011~081	107~167	225S4
45	1.1~7.6	370.0~55.30	1 291~193	031~081	107~167	225M4
55	1.4~7.3	366.2~70.5	1 049~202	041~081	137~167	250M4
75	2.1~7.6	338.7~9.30	714~196	041~081	147~167	280S4
90	2.3~7.6	362.7~111.6	637~196	051~081	147~167	280M4

表 39.2-23 斜齿轮—锥齿轮行星齿轮减速电动机技术数据

电动机功率 /kW	输出转速 $n/(r/min)$	输出转矩 $M_s/kN\cdot m$	传动比 i	型 号		
				P	KF	DT/DV
0.75	0.34~0.92	20.5~7.63	4 029~1 500	001~011	67~87	80N4
1.1	0.35~1.5	29.6~6.90	4 029~938	001~021	67~87	90S4
1.5	0.35~1.9	40.1~7.51	4 029~754	001~021	67~87	90L4
2.2	0.34~2.9	60.7~7.17	4 124~488	001~031	67~97	100LS4
3.0	0.34~3.7	82.7~7.57	4 124~886	001~041	67~97	100L4
4.0	0.36~5.0	104.2~7.50	3 952~284	001~051	67~107	112M4
5.5	0.33~6.8	155.6~7.62	4 322~212	001~061	77~127	132S4
7.5	0.38~10	184.6~6.94	3 761~141	001~081	77~157	132M4
9.2	0.38~8.9	224.9~9.68	3 761~162	001~081	87~157	132ML4
11.0	0.38~10	268.9~10.10	3 761~141	001~081	87~157	160M4

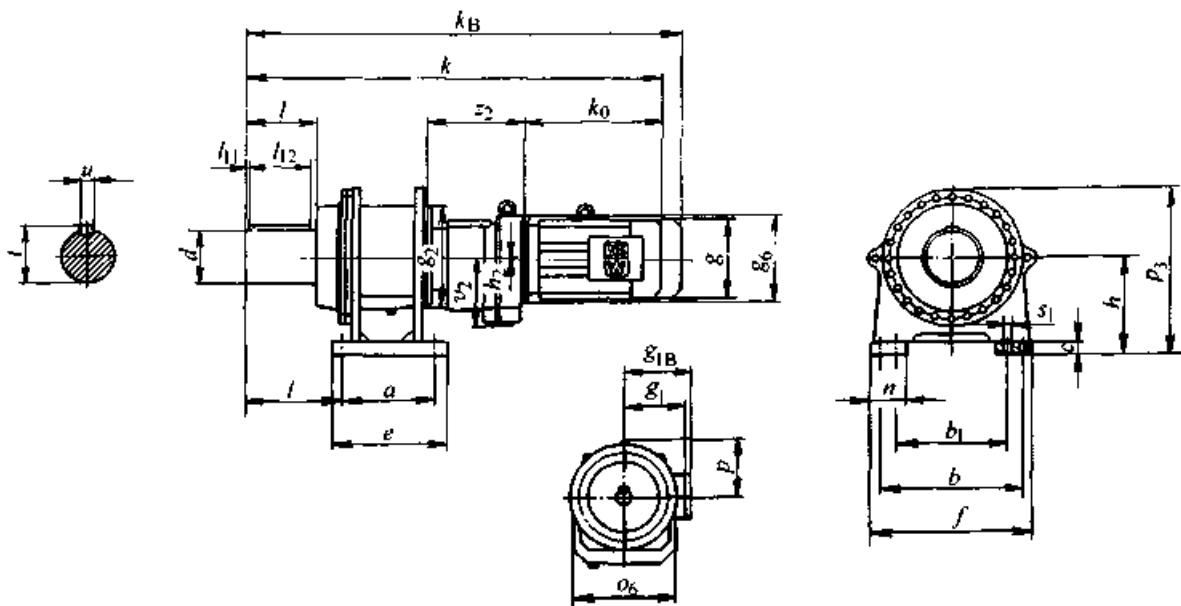
续表 39.2-23

电动机功率 /kW	输出转速 $n/(r/min)$	输出转矩 $M_e/kN \cdot m$	传动比 i	型 号		
				P	KF	DT/DV
15	0.39~10	361.7~13.5	3 761~141	001~0.81	97~157	160L4
18.5	0.43~8.6	407.0~20.1	3 443~170	001~0.81	97~157	180M4
22	0.55~8.4	371.2~24.6	2 641~175	011~0.81	97~157	180L4
30	0.72~8.4	389.2~33.4	2 083~175	011~0.81	107~157	200L4
37	0.84~8.4	413.7~41.2	1 756~175	021~0.81	107~157	225S4
45	1.2~4.3	366.5~97.6	1 175~341	041~0.81	127~157	225M4
55	1.3~4.3	409.9~118.8	1 175~341	051~0.81	127~157	250M4
75	1.9~4.3	379.3~161.5	800~341	061~0.81	127~157	280S4

1.7.4 安装与外形尺寸

部分产品的尺寸见表 39.2-24 及表 39.2-25。

表 39.2-24 地脚安装斜齿轮行星齿轮减速电动机外形尺寸 (mm)

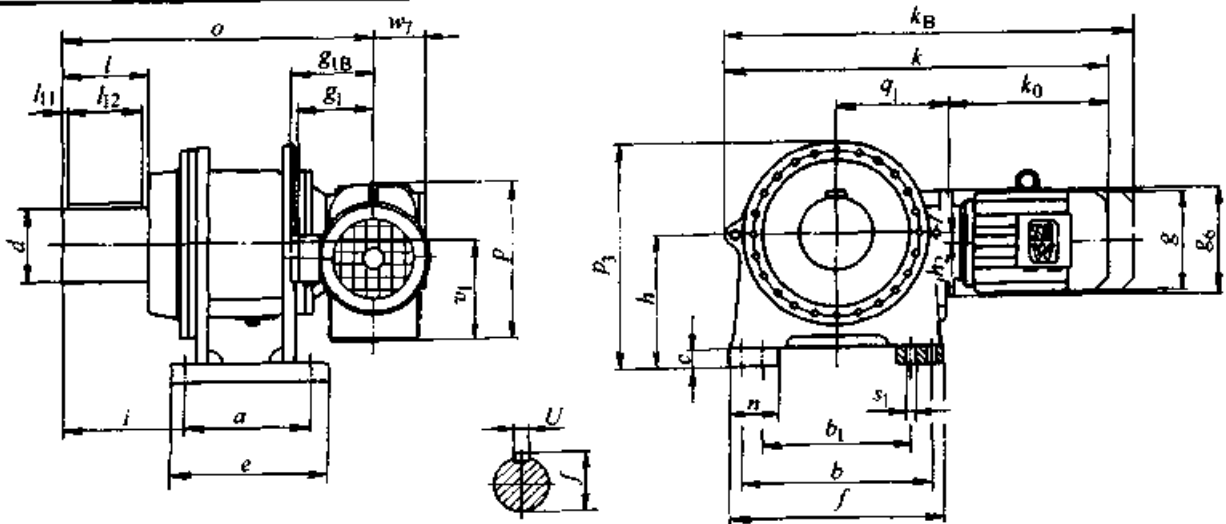


型号	a	b b ₁	c e	f	g	g ₁	g _{1B}	g ₂ g ₆	h h ₂	i	k	k _B	k ₀	n a ₆	p p ₃	s ₁	v ₁ z ₂	d l	l ₁ l ₁₂	t u
DT80..				145	121	127		300	282.5		1 090	1 154	243				144	140	23	148
DT90..		510	30		197	155	161				1 108	1 193	261							
DT100..					197	163	169				1 158	1 243	311							
P011 DV112M					221	176	182				1 194	1 274	347							
RF77 DV132S		330		560	221	176	182			305	1 239	1 319	392			22				
DV132M					275	230	230				1 259	1 371	412							
DV132ML					275	230	230				1 319	1 431	472							
DV160M		410	380		275	230	230	200	15.9		1 319	1 431	472	235	525		220	220	174	36

续表 39.2-24

型号	a	b b ₁	c e	f	g	g ₁	g _{1B}	g ₂ g ₆	h h ₂	i	k	超星浏览器提醒您： 使用本网制品 请尊重知识产权！		v ₁ z ₂	d l	l ₁₁ l ₁₂	t u	
												n	p					
DT80..					145	121	127				1 137	1 201	238					
DT90..		510	30		197	155	161	300	282.5		1 156	1 241	257	100	165	184	140	23 148
DT100..					197	163	169				1 206	1 291	307					
DV112M					221	176	182				1 241	1 321	342					
P011 DV132S					221	176	182				1 286	1 366	387					
RF87 DV132M	330			560	275	230	230			305	1 306	1 418	407			22		
DV132ML					275	230	230				1 366	1 478	467					
DV160M					275	230	230				1 366	1 478	467					
DV160L	410	380			331	253	253	250	12.6		1 414	1 570	515	297	525	272	220	174 36
DV180..					331	253	253				1 485	1 641	586					
DT80..					145	121	127				1 178	1 242	231					
DT90..		510	30		197	155	161	450	282.5		1 198	1 283	251	100	193	230	140	23 148
DT100..					197	163	169				1 249	1 334	302					
DV112M					221	176	182				1 284	1 364	337					
DV132S					221	176	182				1 330	1 410	382					
P011 DV132M	330			560	275	230	230			305	1 349	1 461	402			22		
RF97 DV132ML					275	230	230				1 409	1 521	462					
DV160M					275	230	230				1 409	1 521	462					
DV160L					331	253	253				1 457	1 613	510					
DV180..	410	380			331	253	253	300	10.2		1 529	1 685	582	348	525	320	220	174 36
DV200..					394	285	285				1 576	1 732	629					

表 39.2-25 地脚安装斜齿轮—锥齿轮行星齿轮减速电动机外形尺寸 (mm)



1.8.2 选用说明

(1) 按机械强度许用功率选减速器

$$P_{N1} \geq F_s P_{K1} \quad (39.2-15)$$

式中 P_{N1} ——额定输入功率；

P_{K1} ——负载功率，由用户提供；

F_s ——使用系数，见表 39.2-26 及表 39.2-27。

表 39.2-26 使用系数 F_s

驱动机 (原动机)	从动机负载等级	每天使用时间/h		
		<3	3~10	>10
电动机、蒸汽机或汽油机、水轮机、液压马达	类别 U	1.00	1.00	1.25
	类别 M	1.15	1.25	1.50
	类别 C	1.35	1.50	1.75
	类别 H	1.55	1.75	2.00
多汽缸内燃机	类别 U	1.15	1.25	1.50
	类别 M	1.35	1.50	1.75
	类别 C	1.55	1.75	2.00
	类别 H	1.80	2.00	2.25

注：1. U类：均匀载荷；M类：中等冲击载荷；C类：相当大的冲击载荷；H类：强冲击载荷。
2. 表中的值为经验值，一般应用情况是正确的。对特殊应用或负载不清楚的情况建议实测。

(2) 检查承受瞬时尖峰载荷的能力

$$P_{K1max} < \frac{2P_{N1}}{F_F} \quad (39.2-16)$$

$$M_{K2max} < \frac{2M_{N2}}{F_F} \quad (39.2-17)$$

式中 P_{K1max} 、 M_{K2max} ——最大功率和最大扭矩；

F_F ——最大载荷出现系数，见表 39.2-28。

载荷峰值不应超过 10 s。

(2) 校核热平衡许用功率

$$P_{K1} \leq P_T \quad (39.2-18)$$

式中 P_T 是实际热功率，在实际环境温度下由热功率表查得。如果 $P_{K1} > P_T$ ，要用外部压力润滑和冷却装置。

(3) 轴伸径向载荷校核

许用径向载荷为

$$F_R = \frac{F_{RN}}{F_S} K_y \quad (39.2-19)$$

式中 F_{RN} ——作用在轴伸端中点的许用径向载荷， $F_S = 1$ 时的计算值，见表 39.2-29；

K_y ——径向载荷作用位置影响系数，见图 39.2-16。

表 39.2-27 从动机载荷分类

应用	载荷类别	应用	载荷类别	应用	载荷类别
搅拌机和混料机		皮带式、料斗式、链条式	U	货梯	M
混凝土	M	输送机变负载、进料不均匀		客梯	★
液体 (等浓度) 和固体	U	平板式、链板式、螺旋式	M	食品工业	
液体 (变浓度)	M	皮带式、料斗式、链条式	M	甜菜切片机	M
鼓风机和风扇	M	传动辊式	★	轧碎机和碾磨机	C
压缩机		摆动式往复	H	烘干滚筒	M
离心式	U	起重机和升降机	★	甘蔗粉碎机	M
罗茨式	M	起升机		发电机	U
往复式、多汽缸	M	斗式重负载	M	木材工业	★
往复式、单汽缸、螺杆式	C	斗式均匀负载荷	U	机床	★
输送机，均匀负载或进料		升降机		金属加工	
平板式、链板式、螺旋式	U	自动扶梯	M	拉拔机	M

续表 39.2-27

应用	载荷类别	应用	载荷类别	应用	载荷类别
平整机	★	造纸和纸浆工业	★	挤出机：(橡胶)	C
剪切机	H	搅拌机 (贮浆池和两轴)	M	混炼机	★
辊道 单向		剥皮鼓和剥皮机	H	精炼机	H
集中驱动	C	打浆机和削片机	H	橡胶磨 2 联	H
单独驱动	H	压光机 (滚动轴承)	C	橡胶磨 3 联	C
辊道 双向	★	切纸机	H	压片机	H
拉拔机	C	烘缸 (滚动轴承)	C	制管机	★
绕线机	C	过滤机 (压力和真空)	M	热炼机	C
碾磨机和滚筒 (旋转式)		低速磨浆机	C	泵 (轻型)	
球磨机 (碾磨机)	C	划线轴	M	离心泵	M
球磨机 (重型) 和棒磨机 (碾磨机)	B	压榨机 (树皮, 油毡, 胶料, 真空抽吸)	C	往复泵 (多缸)	M
水泥窑	C	碎浆机	C	往复泵 (单缸)	C
煤碾机	H	卷纸机	C	旋转泵 (凸轮, 齿轮叶片)	U
干燥机和冷却机	M	辊 (吸移, 同传动, 沙网真空抽吸)	C	螺旋泵	M
旋转窑	C	洗浆机	M	污水处理设备	
采矿工业		杨克式园网 (缸)	★	通风机	C
铣头驱动	C	塑料和橡胶工业		除尘器	M
破碎机	H	压延机 (破碎机)	H	混合器	M
筛和振动筛	H	挤出机 (塑料)	M	沉降器	M
石油工业	★			真空吸泵过滤器	M
				风力发电机	★

注：1. ★向 SEW 查询。

2. 表中不包括的应用情况请向 SEW 查询。

(4) 逆向传动

列于样本功率表中的 P_{N1} 和 M_{K2} 值是恒定载荷方向的计算值。当满载时, 若传动方向每分钟改变 1 次, 则只能利用 70% 的 P_{N1} (或 M_{N2}) 值。

表 39.2-28 最大载荷出现系数

每小时最大 载荷出现次数	1~5	6~	21~	41~	81~	>
		20	40	80	160	160
F_F	1.00	1.20	1.30	1.50	1.75	2.00

1.8.3 技术数据

斜齿轮、锥齿轮—斜齿轮减速器的额定机械功率与热功率见表 39.2-30~表 39.2-33。

表 39.2-29 许用径向载荷 F_{RN}

减速器规格	输出轴端中点的 F_{RN}/kN				
	输出轴速度 $n_2/(r/min)$				
	≤ 10	≤ 17	≤ 30	≤ 60	≤ 90
50	109	95	65	49	31
60	130	112	72	52	36
70	153	131	80	55	41
80	217	188	115	86	73
90	281	243	147	111	96

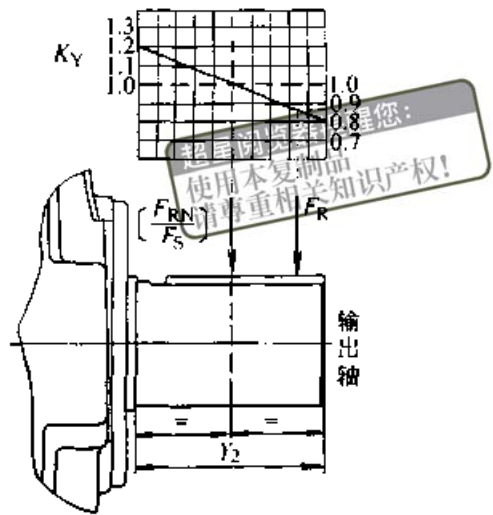


图 39.2-16 径向载荷作用位置影响

表 39.2-30 2、3、4 级斜齿轮减速器 (水平输出轴) 额定机械功率

机座号	$n_1/(r/min)$	额定机械功率 P_{N1}/kW									
		公称传动比 i_N									
		6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18
M2P..	1 500	789	729	664	617	571	519	481	444*	357*	318*
	1 000	594	549	500	464*	423*	374*	338*	304*	242*	216*
50	1 500	1 307*	1 183*	1 104*	1 017*	918	851	779	700	575	516
	1 000	984	891	823	739	645*	584*	528*	475*	390*	351*
60	1 500	1 619*	1 460*	1 330*	1 221*	1 131*	1 037*	960	869	802	751
	1 000	1 219*	1 099*	1 002*	919*	852	781	717	629*	566*	519*
70	1 500	2 032*	1 825*	1 657*	1 516*	1 396*	1 293*	1 183*	1 093*	1 001*	932
	1 000	1 530*	1 374*	1 247*	1 141*	1 051*	973	885	797*	710*	645*
80	1 500	2 975*	2 726*	2 514*	2 280*	2 040*	1 889*	1 799*	1 599*	1 427*	1 201*
	1 000	2 240*	2 052*	1 893*	1 717*	1 482*	1 339*	1 355*	1 084*	968*	801+
90	1 500	2 975*	2 726*	2 514*	2 280*	2 040*	1 889*	1 799*	1 599*	1 427*	1 201*
	1 000	2 240*	2 052*	1 893*	1 717*	1 482*	1 339*	1 355*	1 084*	968*	801+

机座号	$n_1/(r/min)$	额定机械功率 P_{N1}/kW													
		公称传动比 i_N													
		20	22.5	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90
M3P..	1 500	314	277*	251*	227*	201*	181*	160*	145*	130*	117*	106*	95.7*	75.8*	67.7*
	1 000	213*	188*	171*	155*	137*	124*	109*	98.8*	88.4*	80.1*	72.1*	65.2*	51.7*	46.4*
50	1 500	453	421*	386*	343*	315*	278*	252*	227*	202*	183*	165*	149*	122*	110*
	1 000	334*	303*	271*	237*	214*	189*	171*	154*	138*	125*	112*	102*	83.1*	75.1*
60	1 500	687	615	547	500	454	413*	369*	337*	306*	270*	241*	217*	175*	161*
	1 000	479*	429*	383*	351*	319*	291*	258*	233*	210*	184*	163*	146*	119*	110*
70	1 500	857	764	697	634*	575*	513*	468*	425*	381*	346*	308*	246*	219*	188*
	1 000	597*	533*	488*	444*	404*	360*	326*	293*	261*	235*	210*	168*	150*	128*
80	1 500	1 121*	1 031*	950	874	798	722	653*	588*	530*	416*	374*	336*	301*	239*
	1 000	844	765*	688*	622*	559*	491*	444*	400*	361*	283*	255*	229*	205*	163*

续表 39.2-30

机座号	$n_1 /$ (r/min)	额定机械功率 P_{N1} / kW												
		公称传动比 i_N												
		100	112	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
M4P..	1 500	73.9*	68.1*	61.0*	55.2*	50.0*	42.4*	39.2*	35.0*	30.7*	27.6*	23.3*	21.4*	16.7*
	1 000	51.5	46.6*	40.8*	36.9*	33.4*	29.0*	26.3*	23.4*	20.5*	18.5*	16.0*	14.4*	12.0*
50	1 500	92.1*	92.1*	86.8*	79.7*	71.9*	66.2*	61.1*	55.5*	49.9*	43.8*	37.2*	33.5*	26.4*
	1 000	69.4*	68.1*	62.7*	57.5*	51.1*	46.1*	41.7*	37.0*	33.4*	29.2*	24.9*	22.4*	18.9*
60	1 500	167*	154*	140*	114*	102*	91.3*	80.7*	72.5*	65.3*	57.9*	54.5*	48.3*	37.1*
	1 000	115*	104*	95.0*	76.5*	67.9	61.0*	53.9*	48.5*	43.6*	38.7*	36.4*	32.3*	24.8*
70	1 500	189*	183*	164*	148*	138*	126*	115*	99.5*	89.5*	79.9*	69.5*	61.6*	54.1*
	1 000	142*	132*	118*	98.6*	96.9*	86.1*	77.0	66.3*	59.7*	53.3*	46.4*	41.1*	36.7*
80	1 550	255*	234*	229*	205*	186*	171*	154*	136*	122*	103*	94.2*	85.5*	65.6*
	1 000	192*	176*	165*	144*	128*	114*	103*	90.8*	81.8*	70.4*	63.8*	57.1*	43.8*

注：带 * 号为要求压力润滑；带 + 号为可用浸油润滑。

功率：功率为额定值，使用系数 $F_s = 1.0$ 。

润滑：除根据齿轮圆周速度需要用压力润滑或浸油润滑之外，用飞溅润滑。

额定功率 P_{N1} 大于 500 kW 时，建议减速器用压力润滑。

冷却：如果实际传递的机械功率 P_{N1} 大于热功率需要人工冷却。

表 39.2-31 2、3、4 级斜齿轮减速器热功率

机座号	风扇数	热功率 P_T / kW																			
		M2P..				M3P..				M4P..											
		公称传动比 i_N / 环境空气温度																			
		$i_N = 6.3 \sim 12.5$				$i_N = 14 \sim 18$				$i_N = 20 \sim 56$				$i_N = 63 \sim 90$				$i_N = 100 \sim 400$			
		20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃
50	—	206	163	119	76	218	174	131	87	131	105	79	53	139	113	87	61	92	73	54	34
	1	347	282	217	152	359	294	229	163	215	177	138	99	223	184	145	106	—	—	—	—
	2	460	378	295	213	472	389	307	224	283	234	184	135	291	241	192	143	—	—	—	—
60	—	256	202	148	94	270	216	162	108	166	133	101	68	176	143	110	77	117	93	68	43
	1	431	350	269	188	445	365	284	203	274	224	175	125	283	234	184	135	—	—	—	—
	2	571	469	366	264	586	483	381	278	359	297	234	171	369	306	244	181	—	—	—	—
70	—	305	241	177	112	323	258	194	130	217	174	131	88	230	187	144	101	153	121	89	56
	1	515	418	322	225	532	435	339	242	356	292	228	163	369	305	240	176	—	—	—	—
	2	682	560	438	315	700	577	455	332	468	386	305	223	481	399	318	236	—	—	—	—
80	—	362	286	210	133	383	306	230	154	252	202	152	102	267	217	167	117	178	140	103	66
	1	611	496	381	267	631	517	402	287	414	340	265	190	429	354	279	205	—	—	—	—
	2	809	664	519	374	830	685	539	394	544	449	354	260	559	464	369	274	—	—	—	—

续表 39.2-31

机座号	风扇数	热功率 P_T/kW																			
		M2P..				M3P..				M4P..											
		公称传动比 i_N /环境空气温度																			
		$i_N = 6.3 \sim 12.5$				$i_N = 14 \sim 18$				$i_N = 20 \sim 56$				$i_N = 63 \sim 90$				$i_N = 100 \sim 400$			
20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃		
—	—	426	336	247	157	450	361	271	181	303	243	183	123	320	260	200	141	213	169	124	79
90	1	718	584	449	314	742	608	473	338	497	407	318	228	515	425	335	245	—	—	—	—
	2	952	781	610	440	976	805	635	464	653	539	425	312	671	557	443	329	—	—	—	—

表 39.2-32 3, 4, 5 级锥齿轮—斜齿轮减速器 (水平输出轴) 额定机械功率

机座号	$n_1 / (r/min)$	额定机械功率 P_{N1}/kW															
		公称传动比 i_N															
		14	16	18	20	22.5	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80
M3R..	1 500	331	331	331	274	256 ⁺	244 ⁺	224 ⁺	200 ⁺	180 ⁺	165 ⁺	146 ⁺	116 ⁺	103 ⁺	92.8 ⁺	72.2 ⁺	64.4 ⁺
	1 000	249 ⁺	249 ⁺	236 ⁺	187 ⁺	171 ⁺	166 ⁺	153 ⁺	137 ⁺	123 ⁺	112 ⁺	99.5 ⁺	78.8 ⁺	70.4 ⁺	63.2 ⁺	49.3 ⁺	44.0 ⁺
50	1 500	477	477	453	439	398	354	311 ⁺	280 ⁺	256 ⁺	230 ⁺	210 ⁺	187 ⁺	168 ⁺	134 ⁺	124 ⁺	103 ⁺
	1 000	339 ⁺	339 ⁺	339 ⁺	299 ⁺	271 ⁺	241 ⁺	212 ⁺	191 ⁺	174 ⁺	157 ⁺	143 ⁺	127 ⁺	115 ⁺	101 ⁺	88.3 ⁺	70.4 ⁺
60	1 500	734	734	704	646	584	514	469	427 ⁺	397 ⁺	360 ⁺	327 ⁺	271 ⁺	248 ⁺	222 ⁺	198 ⁺	151 ⁺
	1 000	489 ⁺	489 ⁺	489 ⁺	460 ⁺	417 ⁺	350 ⁺	319 ⁺	290 ⁺	284 ⁺	257 ⁺	229 ⁺	184 ⁺	169 ⁺	151 ⁺	135 ⁺	103 ⁺
70	1 500	878	878	839	783	727	654	573	522	475 ⁺	424 ⁺	382 ⁺	340 ⁺	309 ⁺	264 ⁺	237 ⁺	211 ⁺
	1 000	605 ⁺	605 ⁺	605 ⁺	589 ⁺	494 ⁺	444 ⁺	390 ⁺	355 ⁺	323 ⁺	288 ⁺	260 ⁺	231 ⁺	210 ⁺	180 ⁺	161 ⁺	144 ⁺
80	1 500	1 101 ⁺	1 101 ⁺	1 086 ⁺	1 015 ⁺	976 ⁺	887 ⁺	745 ⁺	694 ⁺	636 ⁺	569 ⁺	517 ⁺	462 ⁺	414 ⁺	329 ⁺	316 ⁺	263 ⁺
	1 000	755	755	751	746	663	602 ⁺	508 ⁺	472 ⁺	433 ⁺	387 ⁺	351 ⁺	314 ⁺	282 ⁺	224 ⁺	215 ⁺	179 ⁺
90	1 500	300 ⁺	218 ⁺	218 ⁺	218 ⁺	207 ⁺	189 ⁺	170 ⁺	136 ⁺	124 ⁺	98.8 ⁺	102 ⁺	93.0 ⁺				
	1 000	200 ⁺	147 ⁺	147 ⁺	147 ⁺	145 ⁺	128 ⁺	114 ⁺	97.8 ⁺	89.3 ⁺	68.7 ⁺	70.6 ⁺	62.8 ⁺				

续表 39.2-32

机座号	$n_1 /$ (r/min)	额定机械功率 P_{N1} / kW														
		公称传动比 i_N														
		355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000	1 120	1 250	1 400	1 600	1 800
M5R..	1 500	23.3*	20.4*	18.4*	16.2*	14.7*	12.7*	11.5*	10.1*	9.06*	8.16*	7.16*	6.44*	5.76*	4.96*	4.17*
	1 000	15.6*	13.6	12.3*	10.8*	9.81*	8.46*	7.67*	6.72*	6.05*	5.45*	4.78*	4.32*	3.91*	3.31*	2.78*
50	1 500	34.1*	30.8*	27.6*	24.8*	21.5*	19.4*	17.4*	15.7*	14.0*	12.2*	11.0*	9.85*	8.64*	7.78*	6.49*
	1 000	22.8*	20.6*	18.4*	16.6*	14.4*	12.9*	11.6*	10.5*	9.32*	8.17*	7.36*	6.60*	5.88*	5.36*	4.33*
60	1 500	46.6*	41.0*	36.9*	33.3*	29.6*	26.8*	23.8*	22.8*	19.9*	18.1*	15.7*	14.2*	12.7*	11.2*	8.46*
	1 000	31.2*	27.4*	24.6*	22.3*	19.8*	17.9*	15.9*	15.3*	13.3*	12.1*	10.5*	9.50*	8.60*	7.66*	5.64*
70	1 500	66.6*	58.5*	52.6*	47.6*	42.3*	36.1*	32.0*	28.3*	25.4*	22.7*	21.2*	18.0*	16.0*	13.1*	12.4*
	1 000	44.5*	39.0*	35.2*	31.8*	28.2*	24.0*	21.4*	18.9*	17.0*	15.2*	14.2*	12.1*	10.9*	8.78*	8.28*
80	1 500	89.2*	80.3*	71.0*	63.7*	56.5*	50.5*	44.1*	39.3*	35.4*	31.3*	27.9*	24.4*	21.6*	17.0*	15.2*
	1 000	59.5*	53.6*	47.5*	42.5*	37.8*	33.7*	29.4*	26.2*	23.6*	20.9*	18.6*	16.3*	14.4*	11.4*	10.2*
90	1 500	131*	116*	103*	91*	80*	71*	63*	56*	50*	44*	39*	35*	31*	27*	24*
	1 000	89*	80*	71*	63*	56*	50*	44*	39*	35*	31*	27*	24*	21*	17*	15*

注：带 * 号为要求压力润滑；带 + 号为可用浸油润滑。

表 39.2-33 3、4、5 级锥齿轮—斜齿轮减速器热功率

机座号	风扇数	热功率 P_T / kW															
		M3P..				M4P..				M5P..							
		公称传动比 i_N / 环境空气温度															
		$i_N = 14 \sim 45$				$i_N = 50 \sim 80$				$i_N = 90 \sim 315$				$i_N = 355 \sim 1 800$			
		20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃	20℃	30℃	40℃	50℃
50	—	131	100	69	38	147	116	85	54	91	70	49	28	65	48	31	14
	1	242	194	146	98	257	210	162	114	—	—	—	—	—	—	—	—
60	—	160	123	85	47	180	142	104	66	113	87	61	35	81	60	39	18
	1	296	237	179	120	316	257	198	139	—	—	—	—	—	—	—	—
70	—	194	148	102	56	218	172	126	80	149	115	80	46	106	78	51	23
	1	358	287	216	145	382	311	240	168	—	—	—	—	—	—	—	—
80	—	228	174	120	66	256	202	148	94	172	132	92	53	122	90	59	27
	1	421	337	254	170	449	365	281	198	—	—	—	—	—	—	—	—
90	—	270	206	142	79	303	239	175	111	208	160	112	64	148	109	71	33
	1	499	400	301	202	532	433	333	234	—	—	—	—	—	—	—	—

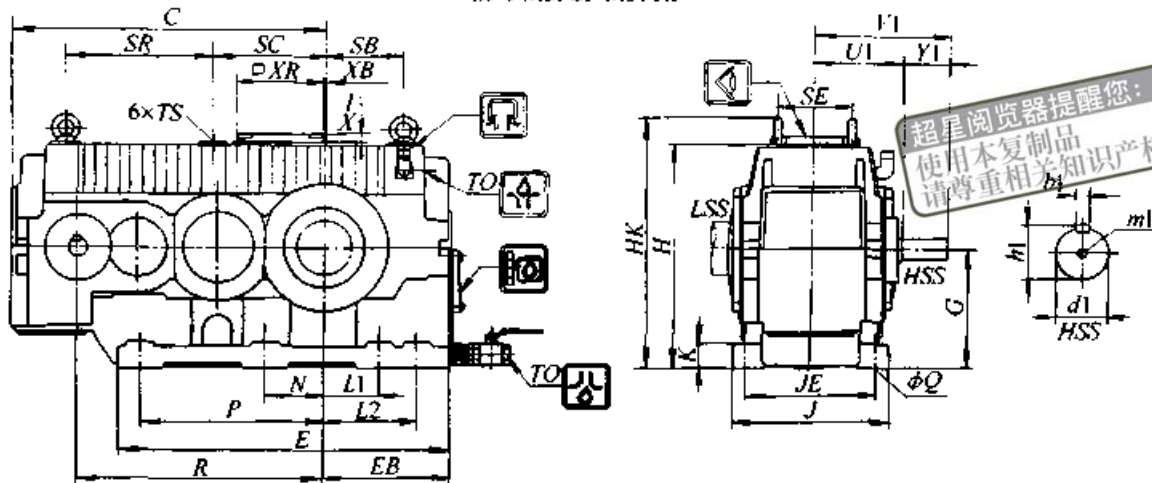
注：带 * 号为要求压力润滑。

1.8.4 安装及外形尺寸

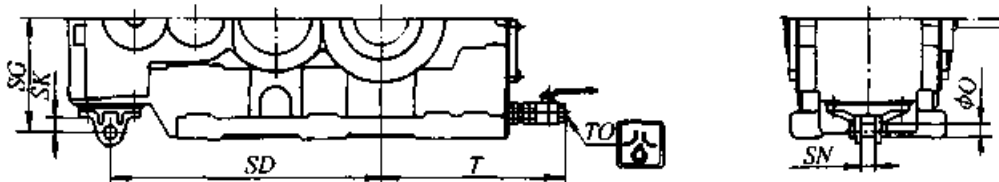
安装及外形尺寸见表 39.2-34、39.2-35。

表 39.2-34 3 级斜齿轮减速器 (水平输出轴) 安装及外形尺寸 (mm)

底脚安装的机加工底脚安装面, 型号 M3PSF M3PHF



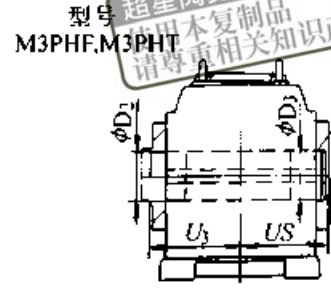
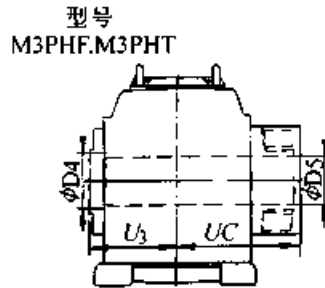
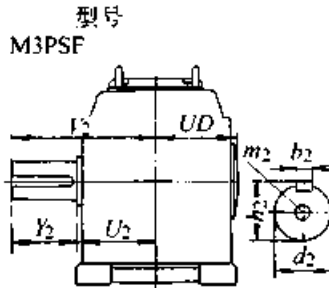
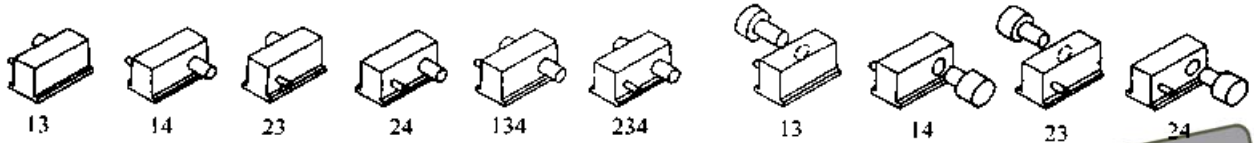
非机加工底脚面的力矩支臂安装座, 型号 N3PHT



机座号	箱体尺寸															底脚安装 型号 M3PSF M3PHF										
	A	C	E	EB	G	H	HK	J	K	SA	SB	SC	SE	TS	TO	T	XA	XB	XH	JE	L ₁	L ₂	N	P	Q	
50	628	796	846	325	310	585	656	396	65	373	198	288	188	M20×35	R1	1/2	500	220	7	23	330	148	245	145	463	28
60	715	884	974	373	350	665	755	460	73	420	245	325	216	M24×42	R1	1/2	548	220	40	23	378	170	300	168	533	35
70	828	1 038	1 135	427	400	760	850	506	82	475	292	418	250	M24×42	R1	1/2	602	260	92	23	416	194	322	190	633	35
80	878	1 089	1 230	470	440	835	944	552	90	541	328	395	280	M30×53	R1	1/2	645	260	62	23	454	209	369	209	666	42
90	972	1 217	1 324	512	480	910	1 019	584	97	531	361	525	305	M30×53	R1	1/2	687	260	192	23	480	228	418	228	719	42

机座号	HSS 尺寸							力矩支臂安装座 型号 M3PHT					重量 kg	油 量	
	$i_x = 20 \sim 90$							O	SD	SG	SK	SN		飞溅润滑	压力润滑
	U ₁	Y ₁	V ₁	d ₁	b ₁	h ₁	m ₁								
50	226	95	321	50 k6	14 h9	53.5	M16	32	693	294	38	32	835	57	32
60	251	95	346	55 m6	16 h9	59	M20	45	775	308	52	45	1 201	83	50
70	280	125	405	65 m6	18 h9	69	M20	45	928	380	52	45	1 676	125	73
80	300	125	425	70 m6	20 h9	74.5	M20	45	978	380	52	45	2 102	160	97
90	322	150	472	80 m6	22 h9	85	M20	45	1 107	389	52	45	2 769	208	123

轴的位置

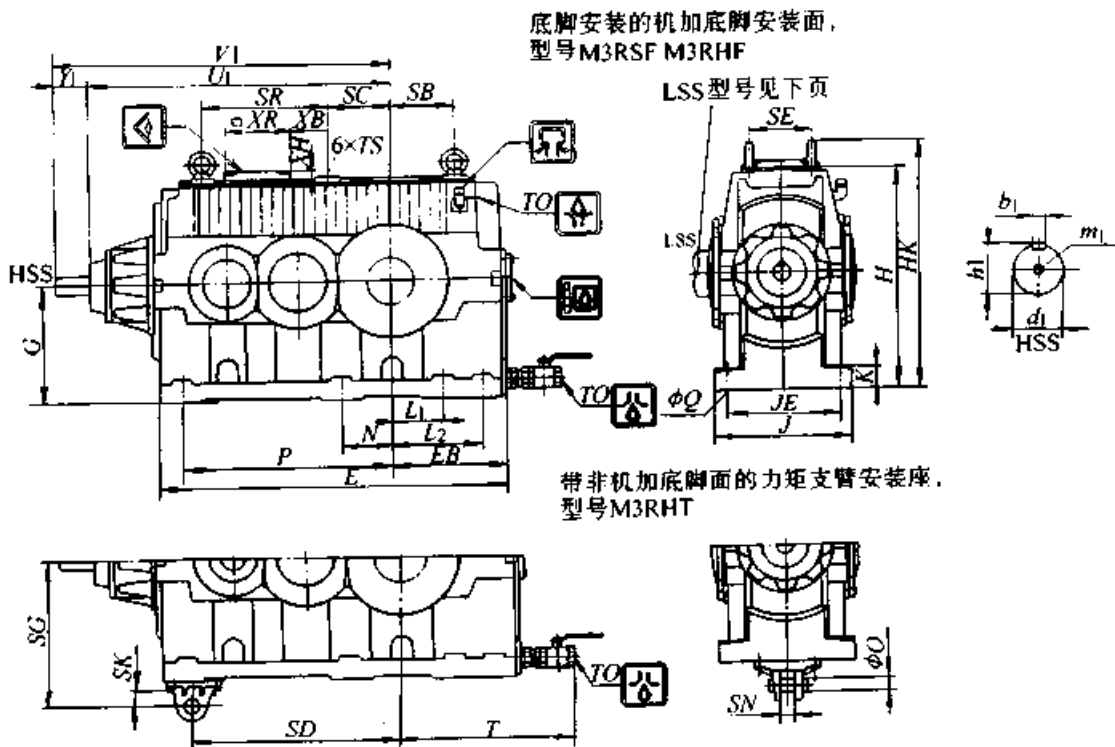


超星浏览器提醒您：
 请尊重本复制品
 请尊重相关知识产权！

机座号	LSS 尺寸															通用附件 U ₄
	实心轴								空心轴							
	d ₂	b ₂	h ₂	m ₂	Y ₂	U ₂	V ₂	UD	U ₃	UC	D ₄	D ₅	US	D ₂	D ₃	
50	140 m6	36 h9	148	M30	200	232	432	216	228	336	155	154	232	150	149	998
60	160 m6	40 h9	169	M30	240	261	501	243	255	386	180	179	259	170	169	1 129
70	180 m6	45 h9	190	M30	240	281	521	272	284	422	190	189	288	190	189	1 278
80	200 m6	45 h9	210	+	280	315	595	290	302	453	210	209	306	210	209	1 328
90	220 m6	50 h9	231	+	280	337	617	312	324	501	250	249	328	240	239	1 499

注：贯通 LSS 用同样尺寸，+ 号为 M20，2×180° 距离 0.6×d₂。

表 39.2-35 3 级锥齿轮—斜齿轮减速器（水平输出轴）安装及外形尺寸 (mm)

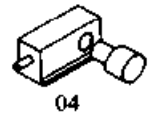
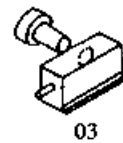
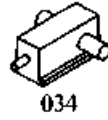
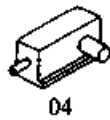


续表 39.2-35

机座号	箱体尺寸																	底脚安装 型号 M3PSF、M3PHF					
	E	EB	G	H	HK	J	K	SA	SB	SC	SE	TS	TO	T	XA	XB	XH	JE	L ₁	L ₂	N	P	Q
50	994	325	350	660	731	396	65	376	190	175	188	M20×35	RI $\frac{1}{2}$	500	220	253	23	330	148	245	148	600	28
60	1 149	373	400	755	845	460	76	420	215	205	216	M24×42	RI $\frac{1}{2}$	548	220	305	23	378	170	300	170	700	35
70	1 320	427	460	870	960	506	82	460	276	270	250	M24×42	RI $\frac{1}{2}$	602	260	370	23	416	194	322	194	800	35
80	1 418	470	505	955	1 045	552	90	490	300	280	250	M24×42	RI $\frac{1}{2}$	645	260	390	23	454	209	369	209	853	42
90	1 551	512	550	1 040	1 149	584	97	588	346	291	280	M30×53	RI $\frac{1}{2}$	687	260	455	23	480	228	418	228	945	42

机座号	HSS 尺寸												力矩支臂安装座 型号 M3RHT					油 量			
	$i_N = 14 \sim 56$						$i_N = 63 \sim 80$											重量 kg	飞溅 润滑 L	压力 润滑 L	
	U ₁	Y ₁	V ₁	d ₁	b ₁	h	m ₁	Y ₁	V ₁	d ₁	b ₁	h ₁	m ₁	O	SD	SG	SK				SN
50	881	95	976	55 m6	16 h9	59	M20	95	976	45 k6	14 h9	48.5	M16	32	580	418	38	32	846	62	38
60	1 012	1251	137	65 m6	18 h9	69	M20	95	1 107	55 m6	16 h9	59	M20	45	676	482	52	45	1 273	92	41
70	1 142	1251	267	75 m6	20 h9	79.5	M20	125	1 267	60 m6	18 h9	64	M20	45	795	542	52	45	1 879	144	64
				$i_N = 14 \sim 63$						$i_N = 71 \dots 80$											
80	1 192	1251	317	75 m6	20 h9	79.5	M20	125	1 317	60 m6	18 h9	64	M20	45	845	587	52	45	2 375	185	79
90	1 363	1251	513	90 m6	25 h9	95	M24	125	1 488	70 m6	20 h9	74.5	M20	45	945	632	52	45	3 150	227	105

轴的位置



机座号	LSS 尺寸															通用附件	
	实 心 轴								空 心 轴								
	d ₂	b ₂	h ₂	m ₂	Y ₂	U ₂	V ₂	UD	U ₃	UC	D ₄	D ₆	US	D ₂	D ₃	U ₄	FD
50	140 m6	36 h9	148	M30	200	232	432	216	228	336	155	154	232	150	149	343	443
60	160 m6	40 h9	169	M30	240	261	501	243	255	386	180	179	259	170	169	367	443
70	180 m6	45 h9	190	M30	240	281	521	272	284	422	190	189	288	190	189	417	547
80	200 m6	45 h9	210	+	280	315	595	290	302	453	210	209	306	210	209	435	547
90	220 m6	50 h9	231	+	280	337	617	312	324	501	250	249	328	240	239	457	547

注：+ 为 M20，2×180°距离 0.6×d₂。

2 SEW 变速器与机械调速减速电动机

2.1 概述

SEW 机械调速减速电机是由 SEW 变速器与 SEW 电动机和减速器组成的一体化传动装置，用于需要无级调速的工作系统中。可通过手轮或链轮来调节输出速度，也可用伺服电机遥控。由

于调节时间较长，大约需要 20~40 s，所以这种装置只作为不经常调速的设备。

SEW 变速器有两种系列，列于表 39.2-36 中。

VARIBLOC®带式变速器的结构，见图 39.2-17。靠 V 型皮带的两侧面与带轮间的摩擦力传递载荷，从动带轮处的弹簧则保证它们有必要的接触压力。通过调节主动带轮来改变 V 带与主动轮和从动轮的接触半径比，实现调速的目的。

表 39.2-36 SEW 变速器

名称	型号	可选配的电动机功率 /kW	最大调速范围 ^①	可选配的 SEW 减速器型号
VARIBLOC®带式变速器	VU/VZ01~VU/VZ41, VU51, VU6	0.15~45	8:1	R、F、K、S 型
VARIMOT®盘式变速器	D16~D46	0.25~11	5:1	R、F、K、S 型

① 可用双速电机（例 4/8 极）增大调速范围。

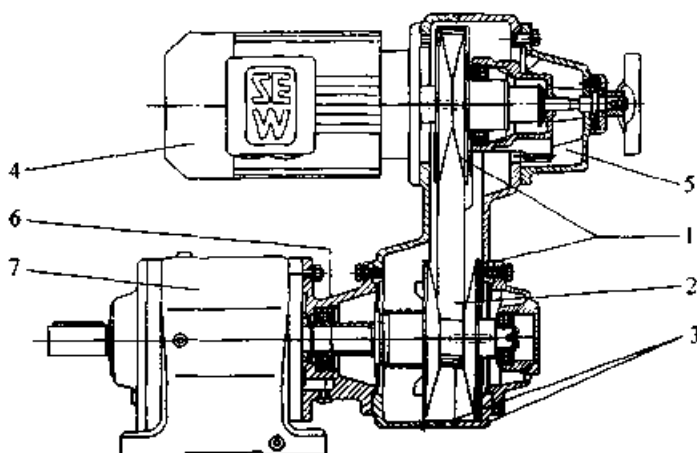


图 39.2-17 VARIBLOC®带式变速器

1—可调带轮 2—宽 V 带 3—分离式带轮箱 4—电动机 5—调节机构 6—安装座 7—后接减速器

为了有较好的散热条件，标准变速器有通风装置，可使吸入的空气通过带轮箱边的风道流出。根据要求也可提供全封闭的无通风的变速器。

带式制动器的主动轴可直接用制动电机驱动，出于安全原因制动力矩不能超过下列值，见

表 39.2-37。

如果传动系统的惯性加速系数 > 10，出于安全原因，带式变速器不能使用制动电机，只能将带手动松开制动杠杆的 SEW 制动器 BM/HF 安装在变速器的从动轴上。制动力矩见表 39.2-38。

表 39.2-37 带式变速器可选制动电机的制动力矩

带式变速器型号	VU/VZ01	VU/VZ11	VU/VZ21	VU/VZ31	VU/VZ41
电动机允许的制动力矩 /N·m	5	10	20	40	75

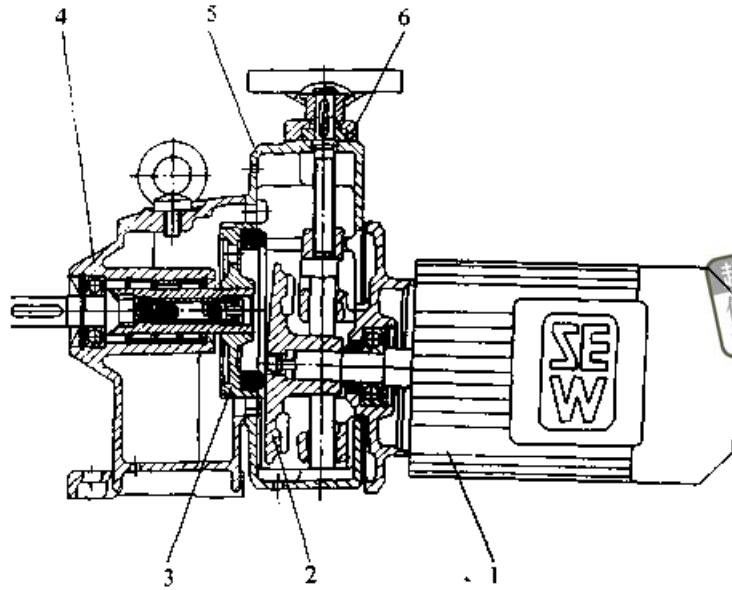
表 39.2-38 带式变速器可选制动器

带式变速器型	VU/VZ 01 BM/HF	VU/VZ 11 BM/HF	VU/VZ 21 BM/HF	VU/VZ 31 BM/HF	VU/VZ 41 BM/HF
制动器	BM05	BM1	BM2	BM4	BM4
制动力矩 /N·m	5	10	20	40	75

VARIMOT®盘式变速器的结构，见图 39.2-18。靠摩擦环与锥盘间的摩擦力来传递载荷，力矩补偿器则保证它们之间有足够的接触压力。通

过调节主动锥盘的位置来改变与从动摩擦环的接触半径，实现调速的目的。

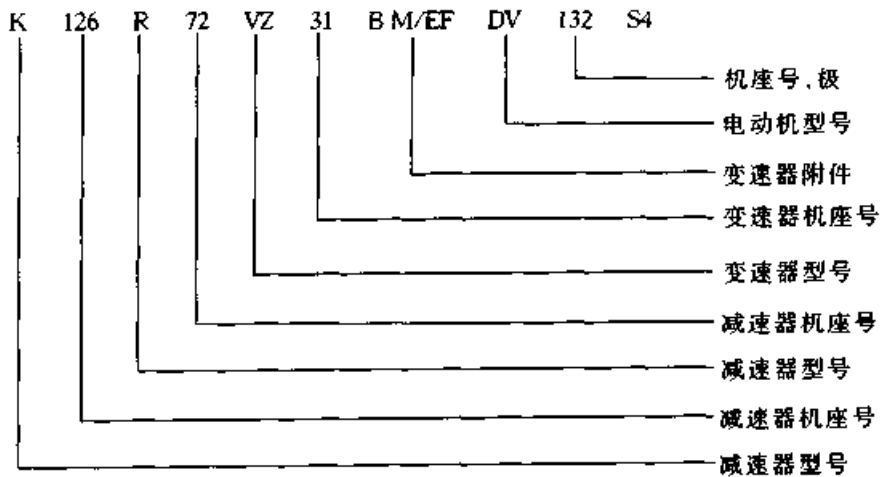
型号标记示例：



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

图 39.2-18 VARIMOT®盘式变速器

1—驱动电机和调节机构 2—主动锥盘 3—从动摩擦环和带力矩补偿的输出 4—传动箱 5—箱罩 6—调节机构



2.2 选用说明

2.2.1 选择准则

在确定所需功率和输出速度的范围之后，就可用 SEW 产品样本选择机械调速的传动装置。由于这种传动装置不仅是速度变换器，而且也是转矩变换器，所以选型时要明确选择准则。即可根据恒转矩选择，根据恒功率选择或根据恒转矩与恒功率选择。

(1) 根据恒转矩选择

大多数应用场合需要在整个速度范围内有大体恒定的转矩。按此要求设计的变速传动装置所承受的转矩可用下式计算：

$$M_s = \frac{P_{amax} 9\ 550}{n_{amax}} = \text{常数} \quad (39.2-20)$$

式中 M_s ——输出转矩 (N·m)；

P_{amax} ——速度最大时的输出功率 (kW)；

n_{amax} ——最大输出转速 (r/min)。

在这种设计方案中，减速齿轮在整个速度范围内承受均匀载荷，变速器只在最大速度时才被完全利用，低速时许用功率减少。由下式计算速度最低时的最小功率：

$$P_{amin} = \frac{1}{R} P_{amax} \quad (39.2-21)$$

式中 P_{amin} ——输出速度最小时的功率 (kW)；

R ——调速范围。

图 39.2-19 表明了输出转矩和功率与转速函数关系。

(2) 根据恒功率选择

输出功率 P_s (kW) 用下式计算，在整个调

速范围内可以利用。

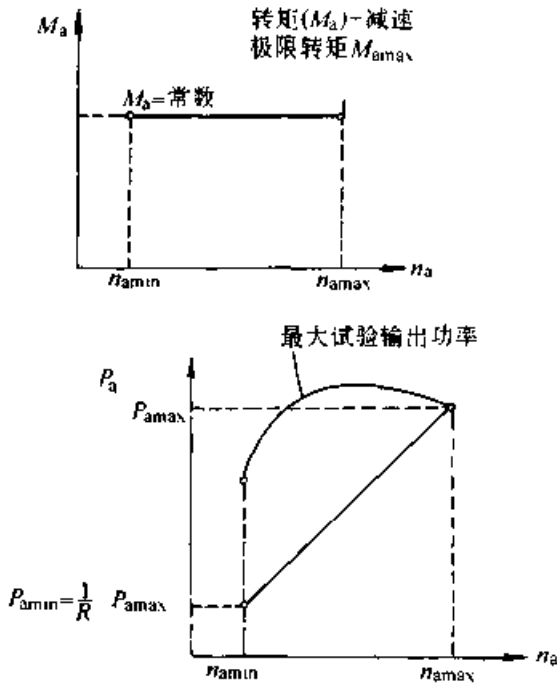


图 39.2-19 恒转矩调速传动装置的参数

$$P_a = \frac{M_{amax} n_{amin}}{9550} = \text{常数} \quad (39.2-22)$$

变速器只在最低输出速度才被完全利用。所连接的减速齿轮必须能传递合成力矩。这些转矩约比恒转矩设计方案高 200% ~ 600%。特性曲线见图 39.2-20。

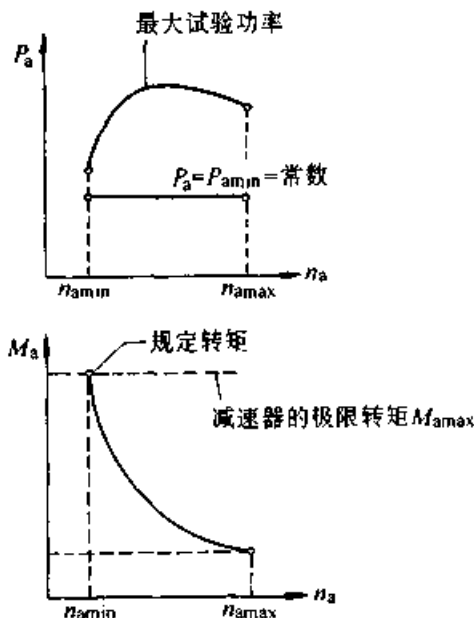


图 39.2-20 恒功率调速传动装置参数

(3) 根据恒功率和恒转矩选择

在这种情况下，最好地利用了调速性能。选择的减速器应保证能够传递所产生的最大输出转

矩。在 $n'_a - n_{amax}$ 范围内功率保持不变，在 $n_{amin} - n'_a$ 范围内转矩保持不变。特性曲线见图 39.2-21。

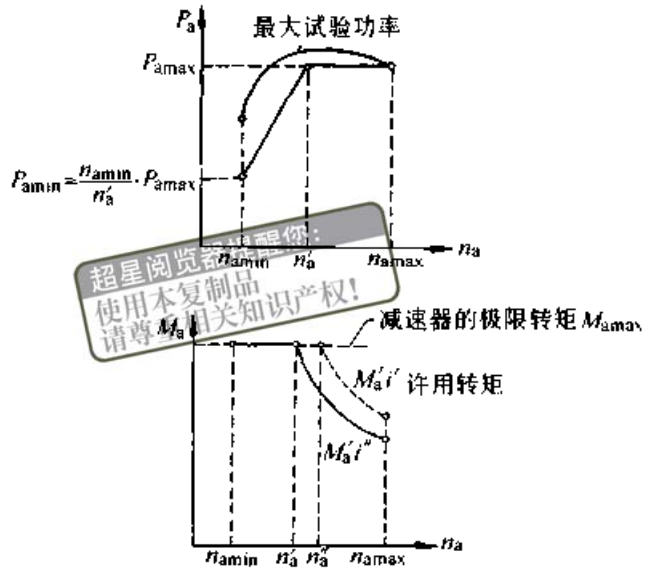


图 39.2-21 恒转矩和恒功率调速装置参数

2.2.2 使用系数

用 SEW 样本选择调速传动装置时要根据下式确定使用系数，即

$$f_c = f_B f_T \quad (39.2-23)$$

式中 f_B ——与载荷类型有关的使用系数，见表 39.2-39；

f_T ——与环境温度有关的使用系数，见图 39.2-22。

表 39.2-39 使用系数 f_B

载荷类型	f_B	说明	举例
I	1.0	均匀、平稳运转	风扇，轻型输送机传动，装料机
II	1.25	有中等冲击和振动的均匀运转	货物升降机，平衡机，吊车传动装置
III	1.5	有强冲击和振动的非均匀运转	重型搅拌机，辊式输送机，压捆机、碎石机

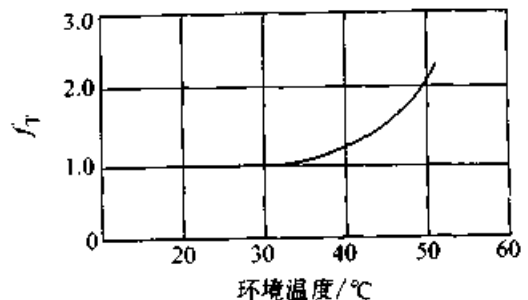


图 39.2-22 使用系数 f_T

2.2.3 选用步骤

1) 确定所需输出速度范围和功率范围, 计算调速比 R , 即

$$R = \frac{n_{amax}}{n_{amin}} \quad (39.2-24)$$

2) 明确所驱动设备所需的选用准则, 计算该准则时的输出功率。

3) 确定使用系数 f_e , 求设计功率 $P_e = f_e P_a$ 或 $P_e = f_e P_{amin}$ 。

4) 根据 SEW 样本选型。

5) 根据使用要求确定安装位置、结构型式、所需调速机构及指示器等。

6) 验算径向载荷。

2.3 V 带寿命

宽 V 带的最小寿命 $L_{nB}(h)$ 可以用下式计算

$$L_{nB} = \frac{6000}{f_B f_T} \quad (39.2-25)$$

磨削粉尘或侵蚀环境空气会减少 V 带的寿命。降低速度范围和较低的 V 带弯曲频率明显地增大宽 V 带的寿命。

2.4 SEW 变速器技术数据

技术数据见表 39.2-40 及表 39.2-41。表中代号意义如下: P_m —— 配用电动机功率; n_{a1} —— 下限输出速度; n_{a2} —— 上限输出速度; P_{a1} —— 下限输出功率; P_{a2} —— 上限输出功率; VUF... —— “U” 型法兰安装带式变速器; VZF... —— “Z” 型法兰安装带式变速器; D... —— 底脚安装盘式变速器; DF... —— 法兰安装盘式变速器。变速器与 SEW 减速器组合的技术数据请查阅 SEW 产品样本。

表 39.2-40 VARIBLOC® 带式变速器技术数据

P_m /kW	n_{a1} / (r/min)	n_{a2}	P_{a1} /kW	P_{a2}	型 号	P_m /kW	n_{a1} / (r/min)	n_{a2}	P_{a1} /kW	P_{a2}	型 号	
$R = 1:5 \dots R = 1:6$												
0.15	308	1 632	0.05	0.12	VUF01 DT71D8	0.37		269	1 615	0.17	0.30	VUF11 DT90S8
					VZF01 DT71D8							VZF11 DT90S8
0.18	612	3 170	0.10	0.15	VUF01 DT63N4			255	1 530	0.27	0.30	VUF21 DT90S8
					VZF01 DT63N4							VZF21 DT90S8
0.25	407	2 064	0.07	0.15	VUF01 DT63L6			608	3 264	0.20	0.45	VUF01 DT80K4
					VZF01 DT53L6							VZF01 DT80K4
0.37	612	3 120	0.10	0.20	VUF01 DT63L4			530	3 154	0.27	0.45	VUF11 DT80K4
					VZF01 DT63L4							VZF11 DT80K4
0.55	443	2 112	0.07	0.20	VUF01 DT71D6			422	2 160	0.14	0.45	VUF01 DT80N6
					VZF01 DT71D6							VZF01 DT80N6
0.75	308	1 632	0.05	0.20	VUF01 DT80N8			368	2 110	0.23	0.45	VUF11 DT80N6
					VZF01 DT80N8							VZF11 DT80N6
0.75	617	3 312	0.15	0.30	VUF01 DT71D4			269	1 615	0.17	0.45	VUF11 DT90L8
					VZF01 DT71D4							VZF11 DT90L8
0.75	422	2 160	0.14	0.30	VUF01 DT80K6			255	1 530	0.27	0.45	VUF21 DT90L8
					VZF01 DT80K6							VZF21 DT90L8
0.75	368	2 110	0.23	0.30	VUF11 DT80K6			608	3 264	0.20	0.62	VUF01 DT80N4
					VZF11 DT80K6							VZF01 DT80N4
								530	3 154	0.27	0.62	VUF11 DT80N4

续表 39.2-40

P_m /kW	n_{d1} / (r/min)	n_{d2}	P_{d1} /kW	P_{d2}	型 号	P_m /kW	n_{d1} / (r/min)	n_{d2}	P_{d1} /kW	P_{d2}	型 号
0.75	530	3 154	0.27	0.62	VZF11 DT80N4	3	341	2 050	0.83	2.45	VUF31 DV132S6
	360	2 160	0.23	0.62	VUF11 DT90S6						VZF31 DV132S6
					VZF11 DT90S6						VUF41 DV132M8
	341	2 050	0.35	0.62	VUF21 DT90S6		VZF41 DV132M8				
					VZF21 DT90S6		VUF31 DV112M4				
	255	1 530	0.35	0.62	VUF21 DT100LS8		VZF31 DV112M4				
VZF21 DT100LS8					VUF41 DV132M6						
1.1	542	3 255	0.35	0.90	VUF11 DT90S4	4	336	2 035	1.67	3.30	VZF41 DV132M6
					VZF11 DT90S4						VUF41 DV132ML8
	VUF21 DT90S4	VZF41 DV132ML8									
	514	3 100	0.54	0.90	VZF21 DT90S4		VUF41 DV132ML8				
					VUF11 DT90L6		VUF31 DV132S4				
	360	2 160	0.23	0.90	VZF11 DT90L6		VZF31 DV132S4				
VUF21 DT90L6					VUF41 DV132ML6						
341	2 050	0.35	0.90	VZF21 DT90L6	VZF41 DV132ML6						
				VUF21 DT100L8	VUF41 DV160M8						
255	1 530	0.35	0.90	VZF21 DT100L8	VZF41 DV160M8						
				VUF11 DT90L4	VUF41 DV132M4						
1.5	538	3 227	0.35	1.23	VZF11 D690L4	7.5	498	3 011	2.50	6.20	VZF41 DV132M4
					VUF21 DT90L4						VUF41 DV160M6
	VZF21 DT90L4	VZF41 DV160M6									
	510	3 078	0.54	1.23	VUF21 DT90L4		VZF41 DV160M6				
					VUF21 DT100L6		VUF51 DV160L8				
	341	2 050	0.46	1.23	VZF21 DT100L6		VUF41 DV132ML4				
VUF31 DV112M8					VUF41 DV160M4						
257	1 540	0.62	1.23	VZF31 DV112M8	VZF41 DV160M4						
				VUF21 DT100LS4	VUF51 DV160L6						
514	3 100	0.70	1.80	VZF21 DT100LS4	VUF51 DV180L8						
				VUF31 DV112M6	VUF51 DV160L4						
341	2 050	0.83	1.80	VZF31 DV112M6	VUF51 DV180L6						
				VUF31 DV132S8	VUF51 DV180M4						
257	1 540	0.62	1.80	VZF31 DV132S8	VUF51 DV180L4						
				VUF21 DT100L4	R = 1:4						
3	514	3 100	0.70	2.45	VZF21 DT100L4	15	273	1 247	5.0	13.0	VUF6 DV200L8

514 超星3.100变频器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 39.2-40

P_m /kW	n_{a1} / (r/min)	n_{a2}	P_{a1} /kW	P_{a2}	型 号	P_m /kW	n_{a1} / (r/min)	n_{a2}	P_{a1} /kW	P_{a2}	型 号
18.5	365	1 668	7.5	16.0	VUF6 DV200LS6	1.1	514	4 004	0.54	0.90	VUF21 DT90S4
22	365	1 668	7.5	19.0	VUF6 DV200L6		VZF21 DT90S4				
30	549	2 528	15.0	25.0	VUF8 DV200L4		360	2 530	0.23	0.90	VUF11 DT90L6
R = 1:3							VZF11 DT90L6				
37	687	2 087	15.0	30.0	VUF6 DV225S4		341	2 631	0.35	0.90	VUF21 DT90L6
45	687	2 087	15.0	37.0	VUF6 DV225M4		VZF21 DT90L6				
R = 1:7...R = 1:8							255	1 916	0.35	0.90	VUF21 DT100L8
0.37	269	1 870	0.17	0.30	VUF11 DT80K6		VZF21 DT100L8				
					368		2 560	0.23	0.30	VUF11 DT80K6	VZF21 DT100L8
					VUF11 DT90S8		VUF11 DT90L4				
					VZF11 DT80K6		VZF11 DT90L4				
0.55	269	1 870	0.17	0.45	VUF11 DT90S8		VUF21 DT90L4				
					VZF11 DT90S8	VUF21 DT90L4					
0.75	341	2 631	0.35	0.62	VUF21 DT90S8	VUF21 DT100L6					
					255	1 916	0.27	0.30	VZF21 DT90S8	VZF21 DT100L6	
					VUF11 DT80K4	VUF31 DV112M8					
					VZF11 DT80K4	VZF31 DT112M8					
1.1	542	3 905	0.35	0.90	VUF11 DT80N6	VUF21 DT100LS4					
					368	2 560	0.23	0.45	VZF11 DT80N6	VZF21 DT100LS4	
					VUF11 DT90L8	VUF31 DV1123M6					
					VZF11 DT90L8	VZF31 DV112M6					
1.5	510	3 976	0.54	1.23	VUF21 DT90L8	VUF31 DV132S8					
					257	2 002	0.62	1.23	VZF21 DT90L8	VZF31 DV132S8	
					VUF11 DT80N4	VUF21 DT100L4					
					VZF11 DT80N4	VZF21 DT100L4					
2.2	341	2 688	0.83	1.80	VUF11 DT90S6	VUF31 DV112M4					
					360	2 530	0.23	0.62	VZF11 DT90S6	VZF31 DV112M4	
					VUF21 DT90S6	VUF31 DV132S4					
					VZF21 DT90S6	VZF31 DV132S4					
3	514	4 004	0.70	2.45	VUF21 DT90S6	VUF31 DV132S6					
					341	2 688	0.83	2.45	VZF21 DT90S6	VZF31 DV132S6	
					VUF21 DT100LS8	VUF31 DV112M4					
					VZF21 DT100LS8	VZF31 DV112M4					
4	514	4 090	1.25	3.30	VUF21 DT100L4	VUF31 DV132S4					
					VZF21 DT100L4	VZF31 DV132S4					
5.5	514	4 090	1.25	4.50	VUF31 DV112M4	VUF31 DV132S4					
					VZF31 DV112M4	VZF31 DV132S4					

SEW 变速器安装及外形尺寸见表 39.2-42、39.2-43。

2.5 SEW 变速器安装及外形尺寸

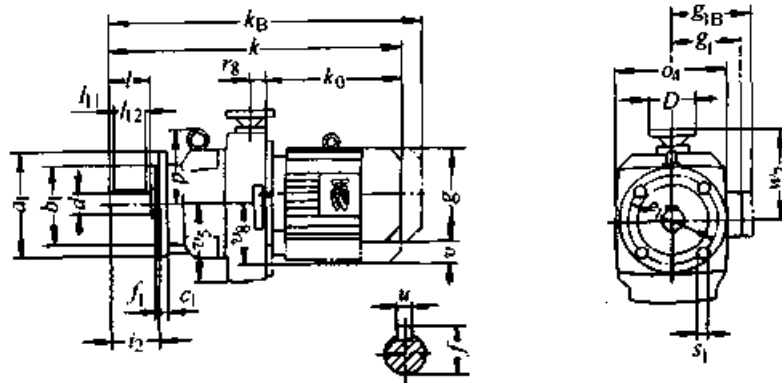
表 39.2-41 VARIMOT® 盘式变速器技术数据

P_m /kW	$n_{a1} - n_{a2}$ / (r/min)	$P_{a1} - P_{a2}$ /kW	型 号	P_m /kW	$n_{a1} - n_{a2}$ / (r/min)	$P_{a1} - P_{a2}$ /kW	型 号
R = 1:5							
0.25	167 - 833	0.13 - 0.22	D 16 DT80N8	1.1	661 - 3 305	0.35 - 0.85	D 16 DT80N2
			DF 16 DT80N8				DF 16 DT80N2
0.37	213 - 1 065	0.16 - 0.22	D 16 DT71D6	1.5	165 - 825	0.69 - 1.35	D 36 DV112M8
			DF 16 DT71D6				DF 36 DV112M8
0.55	177 - 885	0.23 - 0.33	D 26 DT90S8	2.2	216 - 1 080	0.84 - 1.35	D 36 DT100L6
			DF 26 DT90S8				DF 36 DT100L6
0.75	213 - 1 065	0.17 - 0.33	D 16 DT80K6	3	365 - 1 825	0.57 - 1.31	D 26 DT90L4
			DF 16 DT80K6				DF 26 DT90L4
1.1	338 - 1 690	0.20 - 0.29	D 16 DT71D4	4	704 - 3 520	0.81 - 1.18	D 26 DT90S2
			DF 16 DT71D4				DF 26 DT90S2
1.1	177 - 885	0.28 - 0.49	D 26 DT90L8	5.5	165 - 825	0.69 - 2.00	D 36 DV132S8
			DF 26 DT90L8				DF 36 DV132S8
1.1	213 - 1 065	0.17 - 0.49	D 16 DT80N6	3	220 - 1 100	0.84 - 2.00	D 36 DV112M6
			DF 16 DT80N6				DF 36 DV112M6
1.1	338 - 1 690	0.26 - 0.45	D 16 DT80K4	4	365 - 1 825	0.57 - 1.90	D 26 DT100LS4
			DF 16 DT80K4				DF 26 DT100LS4
1.1	661 - 3 305	0.31 - 0.35	D 16 DT71D2	5.5	730 - 3 650	0.84 - 1.81	D 26 DT90L2
			DF 16 DT71D2				DF 26 DT90L2
1.1	177 - 885	0.28 - 0.67	D 26 DT100LS8	3	220 - 1 100	0.92 - 2.78	D 36 DV132S6
			DF 26 DT100LS8				DF 36 DV132S6
1.1	240 - 1 200	0.38 - 0.67	D 26 DT90S6	4	335 - 1 675	1.40 - 2.64	D 36 DT100L4
			DF 26 DT90S6				DF 36 DT100L4
1.1	338 - 1 690	0.26 - 0.63	D 16 DT80N4	5.5	658 - 3 290	1.60 - 2.48	D 36 DT100L2
			DF 16 DT80N4				DF 36 DT100L2
1.1	661 - 3 305	0.35 - 0.53	D 16 DT80K2	4	335 - 1 675	1.40 - 3.58	D 36 DV112M4
			DF 16 DT80K2				DF 36 DV112M4
1.1	160 - 800	0.67 - 0.98	D 36 DT100L8	5.5	674 - 3 370	1.60 - 3.42	D 36 DV12M2
			DF 36 DT100L8				DF 36 DV112M2
1.1	240 - 1 200	0.38 - 0.98	D 26 DT90L6	5.5	335 - 1 675	1.40 - 5.00	D 36 DV132S4
			DF 26 DT90L6				DF 36 DV132S4
1.1	365 - 1 825	0.57 - 0.93	D 26 DT90S4	5.5	674 - 3 370	1.60 - 4.83	D 36 DV132S2
			DF 26 DT90S4				DF 36 DV132S2
R = 1:4							

续表 39.2-42

型号	a_1	A	b_1	c_1	D	e_1	f_1	g g_1	g_2	i_2	k	k_0	k_1	p	r	s_1	v_4	z_1	z_2	z_3	z_{10}	d	l l_{11} l_{12}						
DT80K	160		110	10		130	3.5	145		56				232	183		9					143	70	50					
VZF11																													
DT80N								121																					
DT90S		232			100			160						356	117			88	98			118	24	5					
DT90L	200		130	12		165	3.5	155		62				472	273							137	64	40					
DT90S	200		130	12		165	3.5	197		66				271	227							169	74	60					
DT90L								155						508	273														
DT100LS		245			100			200						399	130							110	120	160	28	5			
DT100L	250		180	15		215	4	163		70				546	311							267	355	13.5	165	70	50		
DV112M	250		180	15		215	4	221		68				614	349							317	283	13.5	197	84	60		
VZF31																													
DV132S	300		230	16		265	4	176		73				659	394							495	150	13.5	138	152	187	28	5
DV132M	300		230	16		265	4	275		92				723	402							387	348	13.5	229	99	80		
VZF41																													
DV132ML	380				200			300														610	189	13.5	170	180	230	38	5
DV160M	350		250	18		300	5	230		98				783	462							381	553	18	223	93	70		

表 39.2-43 VARIMOT® 变速器外形尺寸 (法兰安装) (mm)



型号	a_1	b_1	c_1	D	e_1	f_1	g	g_1	g_{1B}	i_2	k	k_B	k_0	o_4	p	r_8	s_1	v	v_5	v_R	w_2	d	l	l_{11}	l_{12}	u	
DF16																											
DT71D										45	431	495	198									116	160	19	40	4	21.5
DT80..											481	545	248									118	160	19	40	32	6
DF26																											
DT90..	160	110	10		130	3.5	155	161		47	523	608	248									154	192	24	50	5	27
DT100LS	200	130	12		165		163	169		55	573	658	298									156	192	24	50	40	8
DT100..	200	130	12		165	3.5	197	163	169	62.5	655	740	309									184				5	31
DF36																											
DV112M				160							678	758	332	265	168	38						196	232	28	60		
DV132S	250	180	15		215	4		221	176	182	67.5	723	803	377								198				50	8
DV132M	250	180	15		215	4				81	823	935	388									235				5	41
DF46																											
DV132ML	300	230	16	160	265	4	275	230	230	87	883	995	448	305	196	45.5	14	91	232			259	38	80			
DV160M	350	250	18		300	5				92												237				70	10

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第

40

篇

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

联轴器、离合器和制动器

主 编 谈 嘉 祯

编 写 谈 嘉 祯 卢 梅 王 小 群
田 争 王 建 中 王 晋 春
张 君 彩 郑 文 林 王 晋 强
刘 良 建 姚 昌 仁 吕 中 翠 新
孔 炜 孔 庆 堂 明 翠 新
吴 爱 珍 朱 春 梅 郑 安 康
王 国 祥 余 志 国

审 稿 朱 孝 录 郭 启 扬 朱 自 成



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

联轴器 (Coupling)、离合器 (Clutch) 和制动器 (Brake) 是机器传动系统中常用的机械部件。如图 40.0-1 所示的卷取机传动系统中, 联轴器 1 是将电动机轴与减速器轴联接起来并传递转矩和旋转运动的部件; 有的联轴器还具有补偿所联两轴相对偏移、缓冲减振和过载保护的功能。离合器 2 是在电动机不停的状态下, 将卷筒轴与减速器轴接合或分离的部件; 多数离合器还具有软起动、阻尼、减振和过载保护的功能。制动器 3 是使机器在很短时间内停止运转并闸住不动的部件, 也可用来调节或限制机器的运转速度。

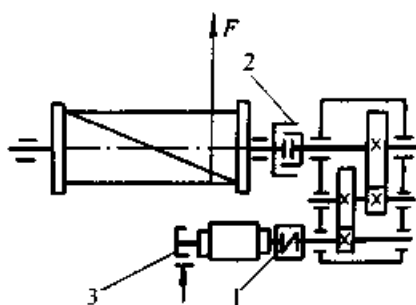


图 40.0-1 卷取机传动系统简图

1—联轴器 2—离合器 3—制动器

有些联轴器和离合器带有制动轮或制动盘, 这样就可将制动器与联轴器或离合器配置在一起, 以使传动系统更为紧凑。

对于联轴器、离合器和制动器, 在国际上有不同的划分。一种是将联轴器和离合器划为一类, 统称为“联轴节”, 与制动器并列。前苏联和东欧国家属此划分系统。另一种是按功能差异, 分为联轴器、离合器和制动器, 属此划分系统的是中、英、美、日、德、法等国。但也有将部分在工作原理和功能特性上属于离合器的部件, 仍纳入联轴器范畴, 如德、奥等国。我国机械式联轴器分类体系 (GB/T 12458—1990) 中亦有此情况。

自 1949 年以来, 我国的联轴器、离合器和制动器已逐渐形成独立的产品系列, 建立各自标准体系, 成为三个重要的基础性机械部件, 并被称之为传动轴系的“三器”, 在机械设计与制造业中占着重要地位。

目前, 联轴器、离合器和制动器从设计到制造, 甚至安装都已专业化, 这样既可保证产品品质, 又可降低产品成本, 并有利于零件互换, 方便维修, 减少备品库存。因此, 机械设计单位和“三器”用户一般不需自行设计制造, 主要是在有关标准产品系列中正确选择类型和型号。只有在现有标准产品系列不能满足需要时才自行设计。

第1章 联轴器

1 概述

1.1 联轴器的功能要求和分类

由于设计、制造、安装和运输等方面的原因，一部机器往往分为若干个机械装置或大部件，然后用联轴器联接起来。联轴器就是联接两轴（或联接轴与回转件）并在传递转矩过程中一同回转而不脱开的一种装置。换言之，在机器正常运转过程中不能随意联接或脱开是各种联轴器的共同特征，也是联轴器与离合器的根本区别所在。

由于机械部件的制造和安装不可能绝对精确，以及机器在工作受载时基础、机架和其他零部件的弹性变形与温差变形，联轴器所联的两轴

轴线不可避免地要产生相对偏移。如图 40.1-1 所示，被联两轴轴线可能出现的相对偏移有：轴向偏移 Δx （图 40.1-1a）、径向偏移 Δy （图 40.1-1b）、角向偏移 $\Delta\alpha$ （图 40.1-1c）以及三种偏移同时出现的组合偏移（图 40.1-1d）。两轴相对偏移的存在，不仅给联轴器的安装和联接增加困难，而且在轴、轴承和联轴器上引起额外的附加载荷，甚至导致传动轴系的剧烈振动。因此，除了要减小和限制所联两轴的相对偏移量外，联轴器还应具有一定的补偿所联两轴相对偏移的能力，以消除或减少所联两轴相对偏移引起的附加载荷。为了减小机械传动系统的振动，降低冲击尖峰载荷和噪声，联轴器还应具有一定的缓冲减振能力，以改善传动性能，延长机器寿命。

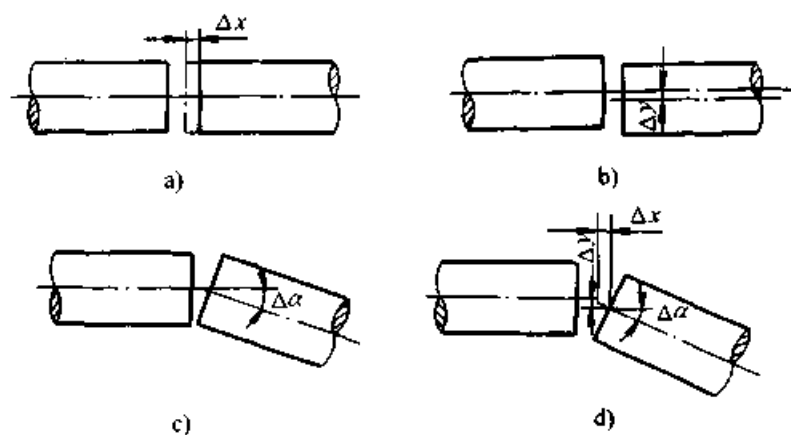


图 40.1-1 两轴轴线相对偏移

a) 轴向偏移 b) 径向偏移 c) 角向偏移 d) 组合偏移

为了适应不同的需要，人们设计了型式众多、性能有别的联轴器，在我国已形成较为完整的标准系列，并由联轴器专业工厂生产。

我国已制订了机械式联轴器分类的国家标准 GB/T 12458—1990。标准规定，机械式联轴器分类有五个层次：①类别（参见表 40.1-1）；②组别，其代号为汉语拼音字母；③品种——根据不同原理、结构和材料而设计的具有一定特性的联轴器，其代号为汉语拼音字母；④结构型式——根据联接、安装、配套、安全等需

要，同一种联轴器在主体结构不变前提下，从基本型派生出不同型式，其代号为汉语拼音字母；⑤规格——根据尺寸和承载能力，由小到大用阿拉伯数字排序。联轴器的型号由组别、品种、型式和规格代号组成，即由若干汉字拼音字母和阿拉伯数字组成。凡有金属弹性元件和非金属弹性元件的挠性联轴器，又统称为弹性联轴器。各类机械式联轴器在机械传动系统中的功能简介列于表 40.1-1。

表 40.1-1 各类联轴器的功能

类别	组别	联轴器名称 (举例)	在机械传动系统中的功能
刚性联轴器		凸缘联轴器、套筒联轴器、夹壳联轴器、平行轴联轴器等	只能传递转矩和旋转运动, 不具备其他功能
挠性联轴器	无弹性元件挠性联轴器	链条联轴器、齿式联轴器、万向联轴器等	传递转矩和旋转运动; 对所联两轴的相对偏移有不同程度的补偿能力; 其中万向联轴器, 在一定条件下还可联接不同轴线的两轴, 并保证两轴同步转动
	弹性联轴器	金属弹性元件挠性联轴器 金属膜片联轴器、蛇形弹簧联轴器、簧片联轴器、金属弹性杆联轴器等 非金属弹性元件挠性联轴器 弹性套柱销联轴器、轮胎式联轴器、弹性齿式联轴器、多角形橡胶联轴器、弹性活块联轴器等	传递转矩和旋转运动; 对所联两轴的相对偏移有一定量的补偿功能; 有不同程度的缓冲减振、改善传动系统工作特性的功能
软启动安全联轴器		钢球离心式软启动安全联轴器、钢棒离心式软启动安全联轴器、钢砂离心式软启动安全联轴器等	除传递转矩和旋转运动外, 还具有软启动、过载安全保护、补偿所联两轴相对偏移、缓冲减振及节能等功能
安全联轴器		液压安全联轴器、剪销式安全联轴器等	除传递转矩和旋转运动外, 还具有过载安全保护功能; 有的还具有补偿所联两轴相对偏移和缓冲减振功能

1.2 联轴器的公称转矩系列

根据标准化、系列化的需要, 据以设计每一规格联轴器的长期平稳转矩, 称为公称转矩。它是标准联轴器的主要参数之一。公称转矩应符合 GB/T 3507—1983 所列数值。在选取联轴器公称转矩时, 应优先选取第 1 系列值, 其次第 2 系列值, 再次第 3 系列值; 亦可采用复合系列, 即以第 1 系列为基础, 在某范围内增加采用第 2 系列或第 3 系列的数值, 或以第 2 系列为基础在某范围内增加采用第 3 系列的数值。若所需转矩值大于 GB/T 3507—1983 所列数值, 可按 GB/T 321《优先数和优先数系》规定的 R20 系列选取。

1.3 联轴器的轴孔型式、与轴的联接型式及尺寸

为了标准化、系列化的需要, 也为了规范新

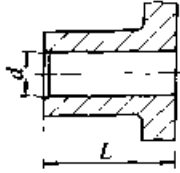
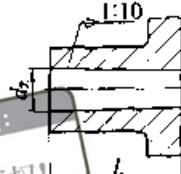
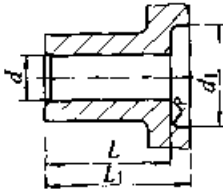
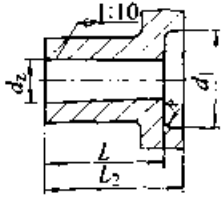
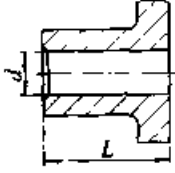
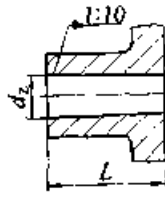
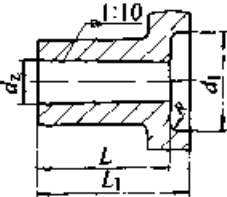
型联轴器的设计, GB/T 3852—1997 对联轴器的轴孔型式、与轴的联接型式和尺寸都作了规定。设计和生产联轴器时, 除特殊情况外, 应予遵守。

1.3.1 联轴器的轴孔型式

联轴器轴孔有圆柱形和圆锥形两种基本型式。其中圆柱形轴孔因加工容易而应用较多; 但由于圆柱形轴孔与所联轴一般采用过渡配合或过盈配合, 装拆不甚方便, 且经多次装拆后过盈量会减小, 影响配合性质。圆锥形轴孔与圆锥形轴伸依靠轴向压紧而达到过盈配合, 既能保证联轴器轴孔与轴有良好的同轴度, 又方便装拆。因此适用于传递载荷较大、有冲击载荷或频繁正逆转的场所; 不过圆锥轴孔加工较困难。

联轴器轴孔型式、代号和图样列于表 40.1-2。

表 40.1-2 联轴器轴孔型式及代号 (摘自 GB/T 3852—1997)

名称	型式及代号	图 示	名称	型式及代号	图 示
长圆柱形轴孔	Y 型	限于长圆柱形轴伸电机端 	无沉孔的长圆锥形轴孔	Z ₁ 型	
有沉孔的短圆柱形轴孔	J 型		有沉孔的短圆锥形轴孔	Z ₂ 型	
无沉孔的短圆柱形轴孔	J ₁ 型		无沉孔的短圆锥形轴孔	Z ₃ 型	
有沉孔的长圆锥形轴孔	Z 型				

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

1.3.2 联轴器与轴的联接型式

联轴器与轴的联接有键联接、花键联接、过盈联接和胀紧套联接。各种联接型式列于表 40.1-3。

Y 型、J 型、J₁ 型圆柱形轴孔的直径与长度以及 A 型、B 型、B₁ 型、D 型键槽尺寸应符合 GB/T 3852—1997 的规定。Z 型、Z₁ 型、Z₂ 型、Z₃ 型圆锥形轴孔的直径 (大径 d_2) 和长度以及 C 型键槽尺寸也应符合 GB/T 3852—1997 的规定。Z₂、Z₅ 胀紧套联接的尺寸应符合 JB/T 7934—1999 的规定 (参见第 21 篇)。矩形花键孔的尺寸、尺寸公差、形位公差、表面粗糙度应

符合 GB/T 1144—2001 的规定，圆柱直齿渐开线花键尺寸、尺寸公差、形位公差、表面粗糙度应符合 GB/T 3478.1 ~ 3478.4—1995 的规定。过盈配合油压装卸轴孔直径、油槽数量及尺寸应符合 JB/T 6136—1992 的有关规定。花键、过盈配合油压装卸及胀紧套联接轴孔长度 L 一般应符合 GB/T 3852—1997 中轴孔长度短系列的规定。单平键槽和 180° 布置双平键槽对轴孔轴线的对称度按 GB/T 1184—1996 中对称度 7~9 级选用。圆柱形轴孔与轴伸的配合按表 40.1-4 的规定；圆锥形轴孔与轴伸配合时，轴孔长度 L 的极限偏差如表 40.1-5 所列。

表 40.1-3 联轴器轴孔与轴的联接型式 (摘自 GB/T 3852—1997)

名称	型式及代号	图 示	名称	型式及代号	图 示
单平键槽	A 型 (圆柱形轴孔)		圆柱直齿渐开线花键	符合 GB/T 3478.1—1995	
120° 布置双平键槽	B 型 (圆柱形轴孔)		圆柱形过盈联接	U 型	
180° 布置双平键槽	B ₁ 型 (圆柱形轴孔)		阶梯圆柱形过盈联接	U1 型	
圆锥形轴孔单平键槽	C 型		圆锥过盈联接	UZ 型 轴孔锥度应符合 JB/T 6136—1992 的规定	
圆柱形轴孔普通切向键槽	D 型		胀紧套联接	Z2 型 Z5 型 胀紧套联接应符合 JB/T 7934—1999 的规定	
矩形花键	符合 GB/T 1144—2001				

表 40.1-4 圆柱形轴孔与轴伸的配合 (摘自 GB/T 3852—1997)

直径 d/mm	配合代号	
6~30	H7/g6	根据使用要求, 也可采用 H7/n6, H7/p6 和 H7/r6
>30~50	H7/k6	
>50	H7/m6	

1.4 联轴器的标记方法和联轴器的简图符号

1.4.1 联轴器的标记方法及示例

(1) 键联接联轴器的标记方法

键联接联轴器的标记方法如图 40.1-2 所示。

Y 型轴孔、A 型键槽的代号, 在标记中可省略不写; 联轴器两端的轴孔和键槽的型式和尺寸完全相同时, 只标记一端, 另一端省略不写。

示例 1: HL2 弹性柱销联轴器。主动端: J₁ 型轴孔, B 型键槽, $d_1 = 20 \text{ mm}$, $L = 38 \text{ mm}$; 从动端: J 型轴孔, B₁ 型键槽, $d_2 = 22 \text{ mm}$, $L = 38 \text{ mm}$ 。

表 40.1-5 圆锥形轴孔长度 L 的极限偏差 (摘自 GB/T 3852—1997) (mm)

圆锥孔直径 d_z	配合代号	L 轴向 极限偏差	圆锥孔直径 d_1	配合代号	L 轴向 极限偏差
6~10	H8/k8	0	55~80	H8/k8	0
		-0.22			
11~18		0	85~120		0
		-0.27			
19~30		0	125~180	0	
	-0.33			-0.63	
32~50		0	190~220	0	
	-0.39			-0.72	

注：配合代号是指与 GB 1570 规定的标准圆锥形轴伸的配合。

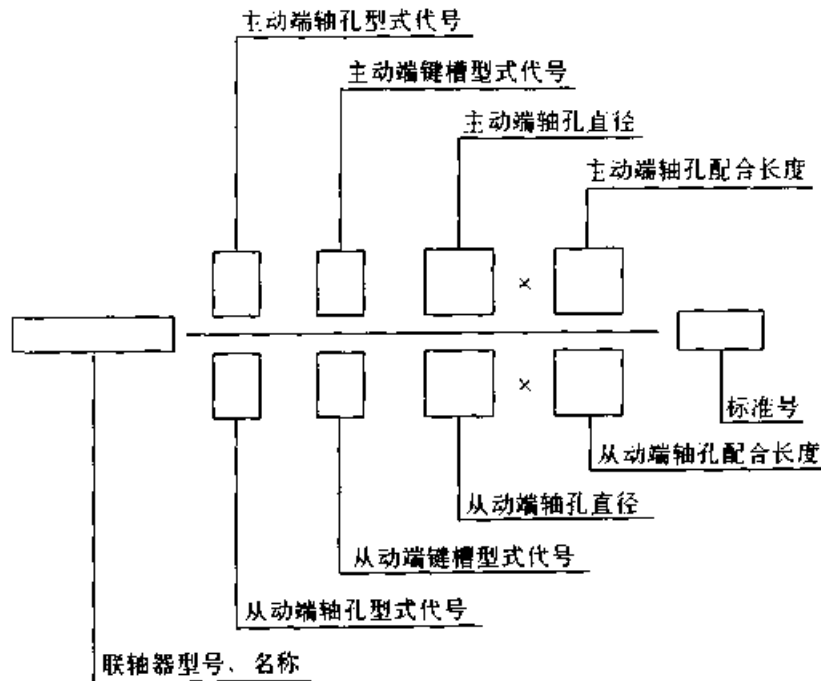


图 40.1-2 键联接联轴器标记方法

标记：HL2 联轴器 $\frac{J_1 B_{20} \times 38}{J_{B_1} 22 \times 38}$ GB/T 5014—

1985

示例 2：TL5 弹性套柱销联轴器。主动端：Y 型轴孔，A 型键槽， $d_1 = 32$ mm， $L = 82$ mm；从动端：Z 型轴孔，C 型键槽， $d_2 = 32$ mm， $L = 82$ mm。

标记：TL5 联轴器 $\frac{32 \times 82}{ZC32 \times 82}$ GB/T 4323—

1984

示例 3：JSB7 蛇形弹簧联轴器。主动端：J 型轴孔， B_1 型键槽， $d = 100$ mm， $L_1 = 167$ mm；从动端：j 型轴孔， B_1 型键槽， $d = 100$ mm， $L_1 = 167$ mm。

标记：JSB7 联轴器 $JB_1 100 \times 167$ JB/T

8869—2000

(2) 矩形花键联接联轴器的标记方法

矩形花键联接联轴器的标记方法如图 40.1-3 所示。

两端矩形花键孔型式和尺寸相同时，可只标一端，另一端可省略不标。若一端为矩形花键孔，另一端为其他联接型式时，可按图 40.1-2 和图 40.1-3 所示分别标记。

示例：HL8 联轴器。主动端：Y 型轴孔，A 型键槽， $d_1 = 100$ mm， $L = 167$ mm；从动端：矩形花键轴孔， $10 \times 82H7 \times 88H10 \times 12H11$ ， $L = 132$ mm。

标记：HL8 联轴器 $\frac{100 \times 167}{10 \times 82H7 \times 88H10 \times 12H11 \times 132}$

GB/T 5014—1985

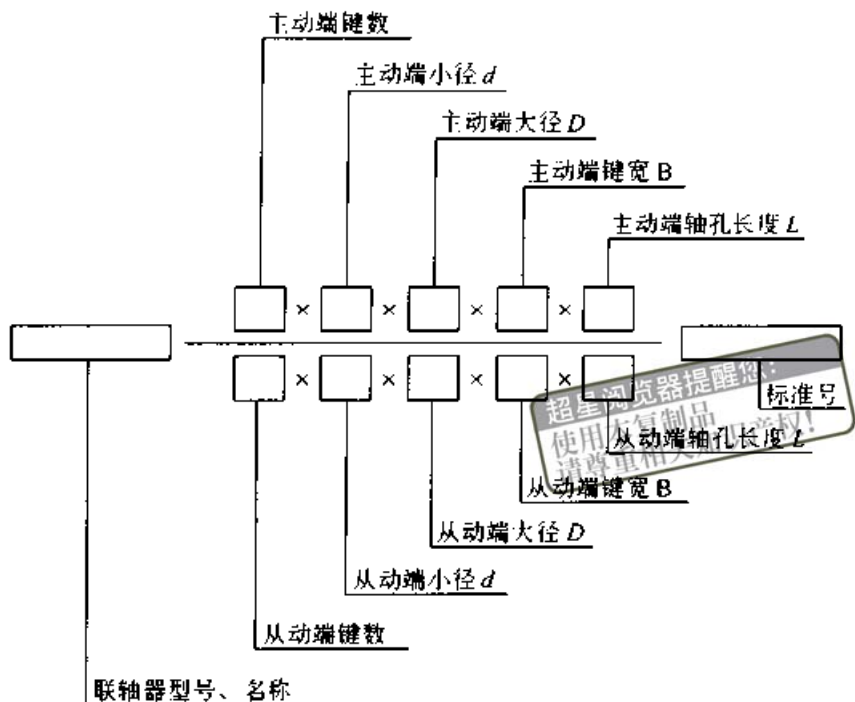


图 40.1-3 矩形花键联接联轴器标记方法

(3) 圆柱直齿渐开线花键联接联轴器的标记方法

圆柱直齿渐开线花键联接的联轴器的标记方法类似矩形花键联接的联轴器的标记方法。

例：GII CLZ4 鼓形齿式联轴器。主动端：圆柱直齿渐开线花键孔，齿数 24，模数 2.5 mm，30°平齿根，公差等级 6 级， $L = 107$ mm。从动端：J 型轴孔，A 型键槽， $d = 70$ mm， $L = 107$ mm。

标记：GII CLZ4 联轴器
 $\frac{INT24Z \times 2.5 m \times 30P \times 6H \times 107}{J70 \times 107}$ JB/T 8854.3—1999

(4) 油压装卸过盈联接的联轴器的标记方法

油压装卸过盈联接的联轴器的标记方法可参照图 40.1-2 和图 40.1-3 所示方法。

例：GII CLZ9 鼓形齿式联轴器。主动端：J₁ 型轴孔，B 型键槽， $d = 100$ mm， $L = 167$ mm。从动端：油压装卸过盈联接，U 型孔， $d =$

110 mm， $L = 167$ mm。

标记：GII CLZ9 联轴器 $\frac{J_1 B100 \times 167}{U110 \times 167}$ JB/T 8854.3—1999

(5) 胀紧套联接的联轴器的标记方法

胀紧套联接的联轴器的标记方法亦参照图 40.1-2 和图 40.1-3 所示的方法。

例：GII CLZ14 联轴器。主动端：J₁ 型轴孔，B 型键槽， $d = 170$ mm， $L = 242$ mm，从动端：胀紧套联接，Z2 型，胀紧套内径 $d = 170$ mm，外径 $D = 225$ mm，配合长度 $L = 44$ mm。

标记：GII CLZ14 联轴器 $\frac{J_1 B170 \times 242}{(Z2)170 \times 225 \times 44}$ JB/T 8854.3—1999

1.4.2 联轴器的简图符号

为了便于表达联轴器的类别品种以及它们在机械传动系统的位置和作用而又可免去绘制各种联轴器复杂的实际结构，故规定了若干种联轴器的简图符号，如表 40.1-6 所列。

表 40.1-6 联轴器的简图符号 (推荐)

名称	图形符号	特性
联轴器		联轴器通用符号 (不指明类型)
刚性联轴器		对所联两轴的相对偏移无补偿能力

续表 40.1-6

名称	图形符号	特性
挠性联轴器		具有补偿所联两轴相对偏移的能力
弹性联轴器		具有补偿所联两轴相对偏移和缓冲减振能力
万向联轴器		允许所联两轴有较大的角向偏移
安全联轴器 (有损坏件)		具有在过载时分离所联两轴、保护系统安全的能力, 但联轴器本身有零件损坏
安全联轴器 (无损坏件)		具有在过载时分离所联两轴、保护系统安全的能力, 联轴器本身无零件损坏
软起动安全联轴器		具有使系统软起动性能和过载安全保护能力
膨胀补偿式安全联轴器		具有较大的轴向补偿能力
同步万向联轴器		允许所联两轴有较大的角向偏移, 并保持两轴同步运转

1.5 联轴器轮毂与轴的轴向固定

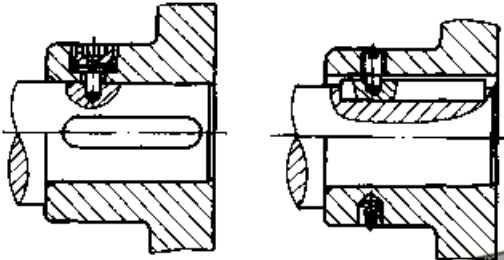
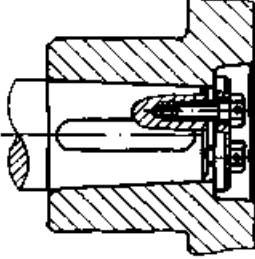
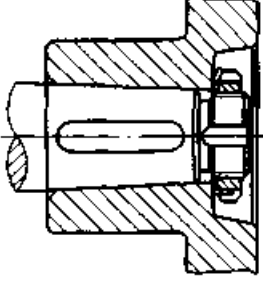
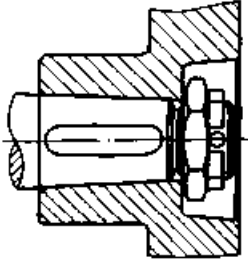
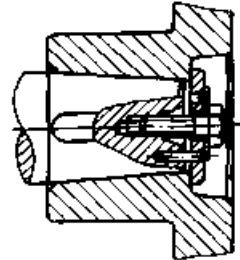
联轴器轮毂与轴必须有可靠的轴向固定。对于圆柱形轴孔, 常用轴肩和与轴的过盈配合来防止联轴器轮毂与轴的轴向相对移动。如果在需要

经常装卸的场所, 考虑装卸方便, 常采用较松的配合, 但应采取轴向固定措施。对于圆锥形轴孔与圆锥形轴联接依靠的是轴向压紧, 更应有可靠的轴向压紧和固定装置。常用的几种轴向固定和压紧装置列于表 40.1-7。

表 40.1-7 常用的轴、毂轴向固定装置

固定装置和方法	结构图	说明
过盈配合固定		结构简单不需另加轴向固定装置。装拆不方便, 多次装卸会减少过盈量, 经常装卸的场所不宜采用
弹性挡圈固定		弹性挡圈与轴上环槽在轴向有少量间隙, 且挡圈承受轴向力有限, 采用这种装置时, 轴孔与轴的配合仍需一定的过盈; 也可用于花键轴向固定

续表 40.1-7

固定装置和方法	结构图	说 明
紧定螺钉固定	 <p>a) 内六角螺钉和弹簧垫圈固定</p> <p>b) 紧定螺钉和钢丝固定</p>	<p>图 a 的固定对轴有削弱；图 b 只能适用于 A 型（双圆头）键 不宜用于轴向力很大的场所</p>
挡圈和双螺钉固定		<p>轴端需加工螺孔。为防止螺钉松动，应加弹簧垫圈或将两螺钉串联固定 可承受很大的轴向力</p>
圆螺母和止动垫圈固定		<p>轴头需切削螺纹，但固定牢靠 可承受很大轴向力</p>
六角螺母和开口锁紧螺母		<p>轴端需切削螺纹并用金属锥形开口锁紧螺母锁紧防松，亦可改用弹簧垫圈取代锥形开口锁紧螺母 适用于载荷大、有冲击振动的场所</p>
挡圈和螺钉固定		<p>轴端需加工螺孔和小孔，固定牢固 能承受很大的轴向力</p>

超星浏览器提醒您
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

1.6 联轴器的选择及选择计算

1.6.1 联轴器的类型选择

联轴器类型选择就是根据需求正确地选择联轴器类别、品种和它的结构型式。能否选择出适合需要的最佳联轴器，关系到使用该联轴器的机械传动系统的工作性能、安全可靠度、使用寿命、传动效率、传动精度、节能、振动、噪声以及产品品质。选择联轴器类型品种时一般应考虑如下因素。

(1) 动力机的机械特性

一部机器从动力机、传动装置到工作机之间，通常都是通过一个或数个不同类别、品种的联轴器，或者同品种而不同结构型式、规格的联轴器联接起来，组成完整的传动系统。由于各种动力机的工作原理和结构的不同，它们的机械特性差异较大：有的转速均匀，输出的转矩平稳；有的转速不很均匀，输出的转矩波动不平稳，甚至有冲击，使传动系统产生振动和噪声，也可能发生破坏性的共振现象。动力机中的电动机、汽轮机一般运转平稳，而内燃机尤其是缸数不多的内燃机往往给机械传动系统造成不良影响。这时就应选用阻尼系数较大的弹性联轴器，以调整传动轴系的固有频率，避免发生共振；并可削减动力机输出的波动转矩的波幅，从而达到缓冲减振、改善传动性能及保护传动系统其他零部件的目的。

(2) 工作机的机械特性和载荷情况

由于各种工作机的机械特性和加载方式的不同，使得传动系统包括联轴器在内所承受的载荷（转矩）有很大的差异：有的运转平稳，载荷波动不大；有的却产生很大的波动载荷，甚至严重的冲击。严重的冲击载荷会使联轴器因瞬时过载而失效，长期波动的载荷可能激发传动系统的振动，甚至发生共振。因此有严重冲击载荷和长期波动载荷时，应选择具有缓冲减振性能的弹性联轴器，以达到削减尖峰载荷和扭转振动以及调整系统固有频率、防止共振的目的。有金属弹性元件的联轴器的承载能力大于有非金属弹性元件的联轴器。非金属弹性元件受挤压的联轴器的承载能力大于非金属弹性元件受剪切的联轴器。

(3) 联轴器所联两轴的相对偏移

联轴器所联两轴由于制造误差、装配误差、

安装误差、受载时轴和轴承及基座的变形、配合间隙、轴承磨损、温差变形、部件受力后的移动等因素而产生相偏移。两轴相对偏移是不可避免的。只有挠性联轴器才具有补偿所联两轴相对偏移的能力。在选择挠性联轴器时，必须满足联轴器的许用补偿量大于所联两轴最大相对偏移量的条件，即： $(\Delta x)_p > \Delta x_{\max}$ 、 $(\Delta y)_p > \Delta y_{\max}$ 、 $(\Delta \alpha)_p > \Delta \alpha_{\max}$ 。刚性联轴器不具备补偿所联两轴相对偏移的能力，只有在所联两轴及其支承刚度很大并能够精确对中的情况下才选用。角向偏移（ $\Delta \alpha$ ）较大的传动轴系宜采用万向联轴器；有轴向窜动、需控制轴向位移的传动轴系宜采用金属膜片联轴器，如能精确对中时亦可采用合适的刚性联轴器。

(4) 联轴器的工作转速

联轴器工作转速大小直接关系到联轴器各零件的离心力和弹性元件的变形的大小。高速运转时应选用平衡精度高的联轴器，如套筒联轴器、金属膜片联轴器、齿式联轴器等，而不宜选用非金属弹性元件的挠性联轴器，因为高速时，非金属弹性元件会产生较大的非工作变形。若变速运转，则应选用能适应速度变化而产生的惯性冲击和振动的弹性联轴器。

选用的联轴器的许用转速不得小于工作转速。联轴器的许用转速是根据联轴器材料和允许的联轴器最大外缘线速度所确定的。不同品种、规格的联轴器的许用转速是不同的。采用强度高的材料可提高联轴器的许用转速。

(5) 机器起动情况

对于负载起动，尤其重负载起动的机器，如球磨机、大型风机、油田采油机、刮板输送机以及车、船等，可选用能将动力机重载起动转变为近似空载起动的软起动安全联轴器。这样既可降低起动电流，又可减小所配动力机的容量，避免起动完成后动力机的欠载运转现象，提高动力机运转效率，实现工作机软起动和过载安全保护。

(6) 与其他装置的配套使用

当传动系统还有制动装置时，为了紧凑，往往将制动器与联轴器组合使用。此时应选择带有制动轮（盘）的联轴器。为了减小制动装置尺寸，应将联轴器和制动器的组合放在高速轴部位。又如当负载起动的传动系统中有带传动时，

例如油田采油机, 可选用带轮型软起动安全联轴器, 以使传动更为紧凑合理。

(7) 同步性要求

为了既满足大折角传动要求, 又满足两平行轴的同步, 可选用万向联轴器, 并按规定安装; 若要求大折角联轴器主、从动端完全同步(主、从动端瞬时角速度相同), 则应选择球笼式同步万向联轴器。

(8) 对传动精度的要求

要求传动精度高时, 例如用于以传递运动为主的联轴器, 应选用刚性联轴器或金属膜片联轴器。大多数挠性联轴器, 尤其弹性联轴器往往造成从动轴的运转滞后, 降低传动精度。

(9) 噪声和工作环境

为了限制噪声, 不应选用可动元件之间有间隙的挠性联轴器, 而应选用无间隙或小间隙的弹性联轴器。所联两轴如能精确对中, 亦可选用刚性联轴器。

联轴器的工作环境, 如温度、湿度、水、蒸气、粉尘、酸、碱、油及其他腐蚀介质、有害射线等状况, 都是选择联轴器及其保护措施时必须考虑的因素。在高温、低温、酸碱和其他腐蚀介质环境中, 不宜选用普通橡胶为弹性元件材料的挠性联轴器, 而应选用金属弹性元件挠性联轴器或者以尼龙、聚氨酯为弹性元件材料的联轴器。尼龙、聚氨酯的耐腐蚀、耐高温、耐低温、耐磨和强度等性能优于橡胶, 但弹性较差, 阻尼性能不及橡胶。

(10) 联轴器外廓尺寸、装拆与维护

联轴器的外廓尺寸必须在机械设备允许的安装和拆卸空间内。在满足工作要求的前提下, 应选择装拆方便、维护简单、更换易损件不需移动所联两轴的联轴器。大型机械设备因调整所联两轴的对中精度困难, 应选择使用寿命长、更换易损件容易的挠性联轴器。金属弹性元件挠性联轴器通常比非金属弹性元件联轴器的寿命长。对高空、井下等不便维护作业的场所或长期运转、不宜停机的场所, 应选用不需润滑或维护周期长、维护简便的联轴器, 以便减少非工作时间, 增加有效工作时间, 提高生产效益。

(11) 联轴器成本价格

联轴器的品种、型式、规格和材料、制造工艺的不同, 其成本和价格亦不同, 往往相差甚

远。结构简单、制造工艺性好的联轴器较结构复杂、工艺要求高的联轴器价格低廉; 非金属弹性元件挠性联轴器的价格一般低于金属弹性元件挠性联轴器; 高精度的联轴器价格高于一般精度的联轴器; 特殊材料的联轴器价格高于普通材料的联轴器。因此, 在满足工作要求的前提下, 应选用价格便宜的联轴器, 不可盲目追求昂贵的联轴器; 国内生产的联轴器能满足要求, 就不应选用进口联轴器; 标准型号的联轴器能满足要求, 更不应自行设计制造联轴器。

为了便于选择联轴器类型, 将常用的联轴器的结构、性能及应用列于表 40.1-8。

1.6.2 联轴器规格(型号)的一般选择计算

(1) 联轴器的理论转矩和计算转矩

由联轴器传递的功率和转速计算而得的、不计及实际工况和其他影响因素的平稳、恒定的理想转矩, 称为理论转矩(或名义转矩)。

$$T = 9\,550 \frac{P}{n} \quad (40.1-1)$$

式中 T ——联轴器的理论转矩 (N·m);

P ——联轴器传递的功率 (kW);

n ——联轴器的转速 (r/min)。

由于动力机和工作机的机械特性、载荷状况的变化, 使联轴器工作时的实际承受的载荷增大; 又由于温度的高低、起动频率大小等亦会影响联轴器的承载能力, 在计及各种影响因素后的转矩, 称为联轴器的计算转矩。

$$T_c = TK_w KK_2 K_t \quad (40.1-2)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·m);

T ——联轴器的理论转矩 (N·m);

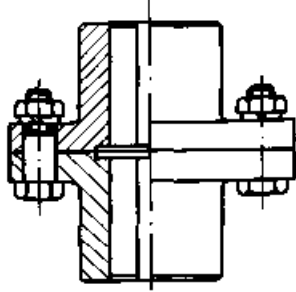
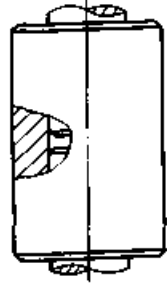
K_w ——动力机系数, 即考虑动力机的机械特性使联轴器承受的载荷增大的系数, 见表 40.1-9;

K ——工况系数, 即考虑工作机的机械特性和外载荷状况使联轴器载荷增大的系数, 可参考表 40.1-10 选取, 如表中未列该工作机, 可根据实际经验并参照表中类似工作机选取;

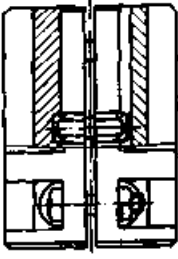
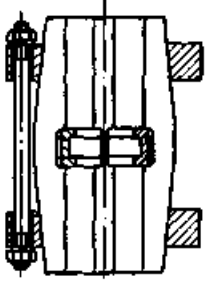
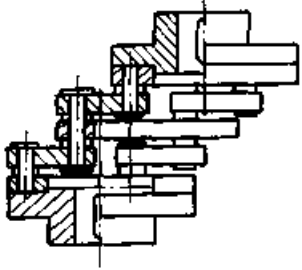
K_2 ——起动系数, 考虑机器起动频率 (1/h) 对联轴器承载能力影响的系数, 见表 40.1-11;

K_t ——温度系数, 考虑联轴器中非金属弹

表 40.1-8 常用联轴器性能一览

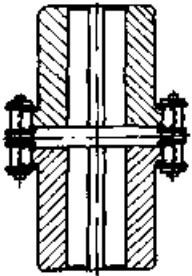
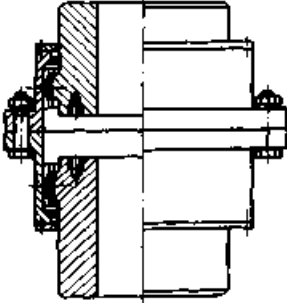
类别或组别	品 种	型式	规格数目	适用范围				许用补偿量			特点和应用
				公称转矩 T_n /N·m	许用转速 n_p /(r/min)	轴孔直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta a)_p$ 或 β_p /°	
刚性联轴器	凸缘联轴器 GB/T 5843—1986 	YL	18	10~20 000	13 000~1 400	10~180	71~420	—	—	—	结构简单, 制造容易, 成本较低, 工作可靠, 刚性较好, 传递转矩大。但无补偿所联两轴相对偏移的功能, 不能缓冲减振。当两轴对中精度较低时, 将在轴和轴承中引起较大的附加载荷。适用于所联两轴对中精确、载荷平稳、高速或要求传动精度高的传动轴系
		YLD									
弹性联轴器	套筒联轴器 	圆锥销联接	24	0.3~4 000		4~100	8~140				结构简单, 制造容易, 径向尺寸小, 成本低。装卸时需沿轴向移动较大距离, 且只能联接两轴直径相同的圆柱形轴伸。无补偿所联两轴相对偏移的功能, 要求两轴精确对中。一般用于中小功率传动, 其中花键联轴器联轴器可传递很大转矩。改变设计, 可用于联接不同轴径的轴, 但装卸时需移动被联接两轴之一
		平键联接	15	71~5 600		20~100	35~140				
		半圆键联接	11	8~450		10~35	18~50				
		花键联接	14	150~12 500		21~92	35~130				

续表 40.1-8

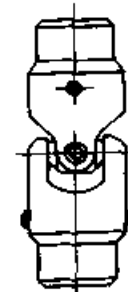
类别 或 组别	品 种	型 式	规格 数 目	适用范围				许用补偿量			特点和应用
				公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta r)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ 或 β_p /(')	
	联轴器名称 标准号 结构图 夹壳联轴器 		7	85~ 9 000	900~380		102~260	—	—	—	拆装方便, 不需移动被 联轴轴。形状较复杂, 工 艺性差, 平衡精度低, 无 补偿所联轴两轴相对偏移性 能。只用于两轴精确对中 且为圆柱形轴伸, 传递中 小转矩、低速和载荷平稳 的场所
	紧箍夹壳联轴器 		7	180~ 12 500	30~110	90~240	—	—	—	—	与壳联轴器的性能相 同, 但外形较简单, 平衡 有所改善, 夹紧力较大。 适用于径向装配尺寸受限 制场所
	平行联轴器 JB/T 7006—1993 	PLG PLH	15 15	25~ 5 950	2 000 ~750	18~160 20~200	85~515	—	—	—	制造容易, 安装方便, 但无补偿和缓冲减振功 能。适用于两水平平行轴 的联接与传动 PLG 型——滚动轴承 型 PLH 型——滑动轴承 型

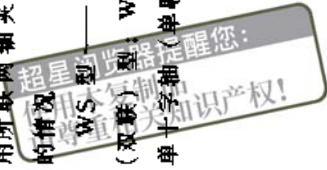
刚 性 联 轴 器

续表 40.1-8

类别 或 组别	品 种 联轴器名称 标准号 结构图	型 式	规格 数目	适用范围				许用补偿量			特 点和 应用
				公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ 或 β_p /(')	
无弹性元件挠性联轴器	滚子链联轴器 GB/T 6069—1985 	GL	15	710 ~ 160 000	4 500 ~ 200	16 ~ 190	70 ~ 510	1.4 ~ 9.5	0.19 ~ 1.27	1	尺寸紧凑, 重量轻, 可靠度高, 寿命长, 补偿两轴相对偏移的能力微小。适用于高温、潮湿、多尘、腐蚀环境; 不宜用于高速、冲击载荷和起动频繁、转向多变的场所
	鼓形齿式联轴器 JB/T 8854.1—1999 	GCLD	10	10 000 ~ 45 000	4 000 ~ 2 100	22 ~ 200	127 ~ 362				外廓尺寸小, 承载能力大, 能少量补偿两轴相对偏移。不能缓冲减振, 加工工艺复杂, 需润滑、密封, 精度低时噪声大, 价格高。适用于低速重载场所, 不宜用于高速和频繁起动和正反向运转的传动轴系。许多场所可用金属膜片或其他弹性联轴器取代
	鼓形齿式联轴器 JB/T 8854.2—1999 (结构见第 3.2 节)	G I CL	30	1 000 ~ 280 000	2 680 ~ 500	60 ~ 630	260 ~ 1 390			1.5	代 WGT 型、WGJ 型的许用转速 $[n]$ 取决于中间轴套的长度和质量, 并应验算轴系临界转速
		G II CL	25	355 ~ 4 000 000	4 000 ~ 460	16 ~ 1 040	103 ~ 1 644			1.5	GCLD 型——配电机轴伸型; G I CL 型——基本型 (宽型); G II CL 型
	鼓形齿式联轴器 JB/T 8854.3—1999 (结构见第 3.2 节)	G I CLZ	30	630 ~ 280 000	4 000 ~ 500	16 ~ 670	125 ~ 1 390				
G II CLZ		25	355 ~ 4 000 000	4 000 ~ 460	16 ~ 1 040	103 ~ 1 644					

续表 40.1-8

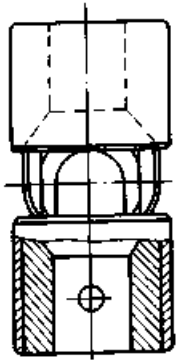
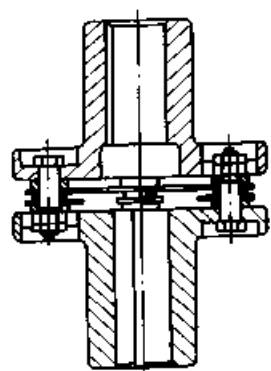
类别 或 组别	品 种 联轴器名称 标准号 结构图	型 式	规格 数 目	适用范围				许用补偿量			特点和应用
				公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ 或 β_p /($^\circ$)	
无 弹 性 元 件 挠 性 联 轴 器	带制动盘鼓形齿式联轴器 JB/T 7001—1993	WGP	14	710~ 160 000	4 000~ 1 200	12~260	315~ 1 000			1.5	—基本型(窄型); GI CLZ 型——接中间轴 型(宽型); G II CLZ 型 ——接中间轴型(窄型); WGP 型——用于与盘式 制动器配套; WGC 型 ——垂直安装型, 联接垂 直轴用; WGT-I 型—— 许用 $(\Delta y)_p$ 值大, Y、J ₁ 、 Z ₁ 型轴孔; WGT-II 型 ——转动惯量小, Y、J ₁ 型轴孔
	垂直安装鼓形齿式联轴器 JB/T 7002—1993	WGC	14	710~ 160 000	7 500~ 2 300	12~260	122~545			1.5	
	接中间套鼓形齿式联轴器 JB/T 7004—1993	WGT-I	24	710~ 1 250 000		12~520	122~ 1 060			1.5	
		WGT-II									
	接中间轴鼓形齿式联轴器 JB/T 8821—1998	WGJ	23	6 300~ 3 150 000		60~670	130~ 1 000			1.5	
(小型) 十字轴式万向联轴器 JB/T 5901—1991	WS	8	11.2~ 1 120		8~42	16~75			$\beta_p < 45$	结构较简单, 传递的转 矩小, 不能缓冲减振。适 用于所联两轴夹角 $\beta < 45^\circ$ 的情况 WS 型——双十字轴 (双联) 型; WSD 型—— 单十字轴(单联) 型	
	 单十字头	WSD									



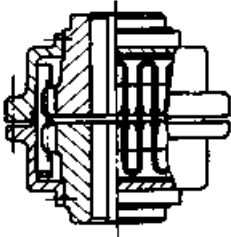

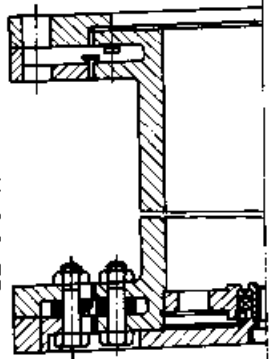
续表 40.1-8

类别 或 组别	品 种 联轴器名称 标准号 结构图	型 式	规格 数 目	适用范围				许用补偿量			特点和应用		
				公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta a)_p$ 或 β_p /(')			
无弹性元件挠性联轴器	SWC 型整体叉头十字轴式万向联轴器 JB/5513—1991 (结构图见 3.3.2 节)	BH	13	12 500 ~ 71 000				$\beta_p \leq 15 \sim 25$			采用整体叉头结构, 便于维修, 使用寿命长, 可靠度高, 承载能力大, 在折角 $\beta \leq 5^\circ \sim 25^\circ$ 时工作。适用于轧钢、起重、工程、石油等重型机械传动轴系。 BH 型——标准伸缩焊接型; BF 型——标准伸缩凸缘型; DH 型——短伸伸缩焊接型; CH 型——长伸伸缩焊接型; WH 型——无伸缩焊接型; WF 型——无伸缩凸缘型; WD 型——无伸缩焊接短型		
		BF	18	12 500 ~ 8 000 000				$\beta_p \leq 5 \sim 25$					
		DH	7	12 500 ~ 250 000									
		CH	10	12 500 ~ 710 000									
		WH	13	12 500 ~ 710 000									
		WF	18	12 500 ~ 8 000 000									
		WD		8 000 000									
		A	14	16 000 ~ 1 250 000			160 ~ 640			$\beta_p \leq 10$			轴座压盖为剖分式, 螺栓联接, 便于更换轴承, 可在折角 $\beta \leq 5^\circ \sim 10^\circ$ 时工作, 适用于轧钢、矿山、起重、工程、石油等重型机械。联接两个不同轴线的轴。 A 型——可伸缩长型; B 型——可伸缩短型; O 型——无伸缩短型; D 型——无伸缩长型; E 型——可伸缩凸缘型; F 型——大伸缩长型; G 型——可伸缩短型
		B											
		C											
		D											
		E											
		F											
		G	5	18 000 ~ 71 000			225 ~ 350			$\beta_p \leq 5$			

续表 40.1-8

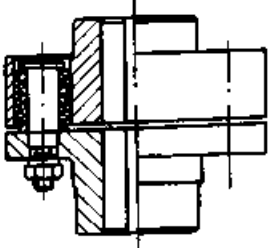
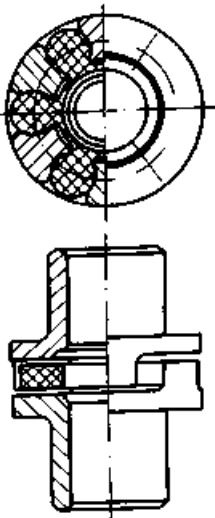
类别或组别	品 种 联轴器名称 标准号 结构图	规格数目	适用范围				许用补偿量			特点和应用
			公称转矩 T_n (N·m)	许用转速 n_p (r/min)	轴孔直径 d (mm)	外径 D 或 D_0 (mm)	$(\Delta x)_p$ (mm)	$(\Delta y)_p$ (mm)	$(\Delta a)_p$ 或 β_p (°)	
无弹性元件挠性联轴器	大折角球笼式同步万向联轴器 JB/T 6140—1992 (结构图见 3.5.2 节) 球笼式万向联轴器 JB/T 6139—1992 	7	180~4 500			118~265			$\beta_p \leq 25$	轴线折角 $\beta \leq 25^\circ$, 其余同球笼式同步万向联轴器
		14	6.3~1 120	1 000~500		16~95			$\beta_p \leq 40$	铰接点为球状零件, 性能与十字轴万向联轴器类似。适用于小功率、以传递运动为主的传动轴系 WJ 型——单球铰式; WJS 型——双球铰式
		9	100~1 120			32~95				
金属弹性元件挠性联轴器	金属膜片联轴器 JB/T 9147—1999 	19	25~160 000	6 000~710	14~320	90~800				具有机械强度高、承载能力大、传动效率高、传动精度高、不需润滑、平衡精度高、拆装方便、无噪声等优点, 但缓冲减振性能不及其他金属元件挠性联轴器。具有一定的补偿所
		12	25~6 300	6 000~1 600	14~125	90~340	1~2		1.5~0.5	联两轴相对偏移的能力。可部分取代鼓形齿式联轴器。还有耐高、低温、耐腐蚀、摩擦介质的优点。高精度金属膜片联轴器可用于很高转速
		23	16~200 000	8 000~1 200	19~360	80~630				

续表 40.1.1-8

类别 或 组别	品 种	规格 数 目	适用范围						许用补偿量			特点和应用
			型式	公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /(\text{°})		
	联轴器名称 标准号 结构图 蛇形弹簧联轴器 JB/T 8869—2000 	21	JS JSB	900 000 ~71	3 600 ~200	30~600	125~ 2 840		0.2~ 0.5	1.5~ 0.5		弹性好, 缓冲减振能力 强, 承载能力大, 径向尺 寸较小。但蛇形弹簧加工 困难, 需润滑。适用于载 荷不稳定或严重冲击、高 温等场所 JS 型——恒刚度型; JSB 型——变刚度型
	弹性阻尼簧片联轴器 GB/T 12922—1991 	10	55 85 140 55U 85U 140U	1 830~ 586 000	3 600~ 1 100	凸缘联接	410~ 1 250		0.18~ 1.3	0.2		弹性好, 阻尼大, 缓冲 减振能力强, 安全可靠。 但制造困难, 价格昂贵。 适用于载荷变化大、有可 能发生扭转振动的传动轴 系, 例如大功率的内燃 机。可以调节传动轴系自 振频率, 降低通过共振区 时的振幅
	金属弹性杆联轴器 GB/T 14653—1993  (参见第 4.4 节)	18	S H	4 700~ 2 810 000		凸缘联接	301~ 2 128			27.5		扭转刚度大, 承载能力 高, 不需润滑, 不受温度 影响, 尺寸和重量小, 寿 命长, 补偿量较小。适用 于平稳载荷高速传动 S 型——普通型 (6 组 杆、8 组杆), H 型—— 高速型 (6 组杆、8 组杆)

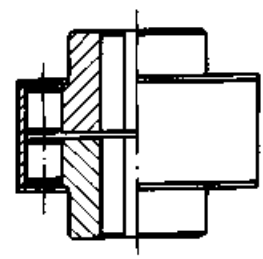
金属弹性元件挠性联轴器

续表 40.1-8

类别 或 组别	品 种	规格 数 目	型 式	适用范围				许用补偿量			特 点和 应 用	
				公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外 径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta r)_p$ /mm	$(\Delta v)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /°		
非 金 属 弹 性 元 件 挠 性 联 轴 器	弹性套筒联轴器 GB/T 4323—1984 	13	TL	6.3 ~ 16 000	6 600 ~800	9 ~170	71 ~600		0.2 ~ 0.6	1.5 ~ 0.5	结构简单, 更换易损件方便, 具有一定的缓冲减振和补偿所联两轴相对偏移的能力。径向尺寸较大, 不宜用高速和低速重载场所 TL 型——基本型; TLL 型——带制动轮型	
		9	TLL	125 ~ 16 000	3 800 ~1 000	25 ~170	200 ~710					
		14	HL	160 ~ 160 000	7 100 ~650	12 ~340	90 ~800	± 0.5 ~ ± 3	0.15 ~ 0.25	≤ 0.5	结构简单, 制造容易, 不需润滑。但径向尺寸较大, 反转时有噪声。适用于载荷变化不大, 对减振要求不高, 的传动轴系。不宜用于高速或低速重载场所 HL 型——基本型; HLL 型——带制动轮型	
		15	HLL	315 ~ 25 000	5 600 ~710	20 ~180	200 ~800					
	梅花形弹性块联轴器 GB/T 5272—1985 	13	ML	16 ~ 25 000	15 300 ~1 400	12 ~140	50 ~400		0.5 ~ 1.8	2 ~1	结构简单, 制造容易, 径向尺寸小, 不需润滑, 承载能力较高, 具有一定的补偿所联两轴偏移和缓冲减振能力。更换易损件时, 需轴向移动轴及其所在部件 (MLS 型除外)。适用于起动力频繁、	
		MLZ			8 500 ~ 1 100		90 ~500	1.2 ~5				
		MLS						90 ~335				

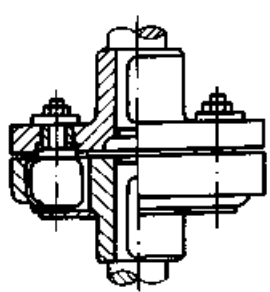
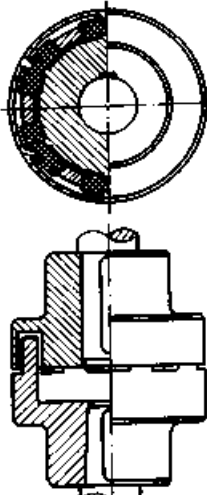
续表 40.1-8

类别或组别	品 种	规格数目	适用范围				许用补偿量			特点和应用	
			型式	公称转矩 T_n /N·m	许用转速 n_p /r/min	轴孔直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta r)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm		$(\Delta \alpha)_p$ /(')
	梅花形弹性块联轴器 GB/T 5272—1985	13	MLL I	140~25 000	4 750~950	25~140	160~800	1.2~5	0.5~1.8	2~1	正反转变换、中等转矩传动轴系 ML 型——基本型； MLZ 型——单凸缘型； MLS 型——双凸缘型； MLL I 型——分体式制动轮型； MLL II 型——整体式制动轮型； MLPK 型——带制盘型
			MLL II	140~25 000	2 400~950	25~140	135~1 000				
	MLPK		140~25 000	4 500~1 500	25~140	135~1 000					
	弹性柱销齿式联轴器 GB/T 5015—1985	23	ZL	100~2 500 000	4 000~460	12~850	76~1 638	± 0.15 ~ ± 5	0.3~0.15	0.5	结构简单，制造容易，重量轻，不需润滑，可补偿所联两轴相对偏移，但缓冲减振功能不高。更换易损件（弹性柱销）方便。可部分代替齿式联轴器。适用于频繁启动、正反转变化的传动轴系。 ZL 型——基本型； ZLD 型——圆锥轴孔型； ZLZ 型——接中间轴型； ZLL 型——带制动轮型
			ZLD	100~100 000	4 000~1 500	12~220	76~515				
		23	ZLZ	100~2 500 000	4 000~420	12~850	84~1 810	1~20	0.15~0.75	2.5~0.5	
			ZLL	250~315 000	4 000~950	16~170	160~800	1~10	0.15~0.3	0.5	

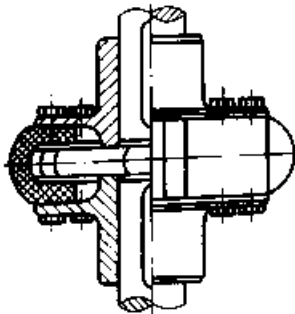
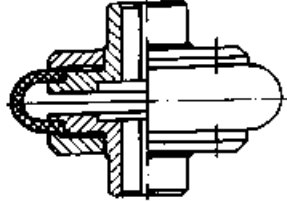


非金属弹性元件弹性联轴器

续表 40.1-8

类别 或 组别	品 种		规格 数 目	型 式	适 用 范 围				许 用 补 偿 量			特 点 和 应 用
	联轴器名称 标准号 结构图	弹性块联轴器 JB/T 9148—1999			公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /(')	
非 金 属 弹 性 元 件 挠 性 联 轴 器	弹性块联轴器 JB/T 9148—1999 	LK	30	LK	100~ 3 150 000	5 000 ~280	24~850	112~ 2 650	1~3	0.6~2	1~0.3	具有缓冲减振和补偿所 联两轴相对偏移性能, 承 载能力大, 使用寿命长。 但径向尺寸大, 转动惯量 大, 制造工艺性差, 成本 高, 价格昂贵。适用于低 速、重载、冲击、振动大 的传动轴系, 如冶金、矿 山、动力等重型机械; 不 宜用于起动机、正反转 变化的场所 LK 型——基本型; LKZ 型——带制动轮型; LKA 型——带安销型
		LKZ	14	LKZ	100~ 40 000	3 800 ~950	24~200	200~800	±1~ ±3	1~2		
		LKA	25	LKA	1 000~ 3 150 000	2 240 ~100	48~850	340~ 3 000				
	H 形弹性块联轴器 JB/T 5511—1991 	HTLA	13	HTLA	18~ 4 000	5 000~ 2 000	12~110	58~280				结构较简单, 不需润 滑, 具有一定的补偿所联 两轴相对偏移的能力及缓 冲减振能力。但更换弹性 元件需轴向移动所联轴 (HTLE 型除外)。适用于 中、小转矩的传动轴系 HTLA 型、HTLB 型 ——基本型; HTLC 型、 HTLD 型——带制动轮 型; HTLE 型——接中间 轴型
		HTLB	19	HTLB	160~ 63 000	5 000 ~800	28~250	110~710				
		HTLC	7	HTLC	250~ 4 000	3 800~ 1 100	32~110	200~500	2~6	0.5~2	1.5~1	
		HTLD	9	HTLD	250~ 7 100	3 800 ~900	32~140	200~630				
		HTLE	10	HTLE	63~ 2 800	5 000~ 2 200	20~100	82~250				

续表 40.1-8

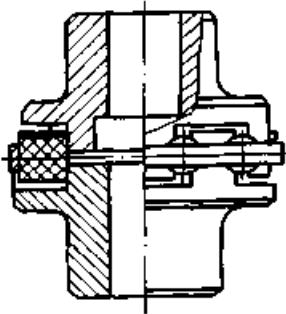
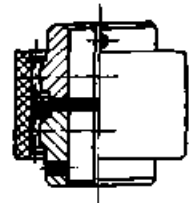
类别或组别	品 种		规格数 目	型 式	适用范围				许用补偿量			特点和应用
	联轴器名称 标准号 结构图	公称转 矩 T_n / $N \cdot m$			许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta r)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /($^\circ$)		
非 金 属 弹 性 元 件 挠 性 联 轴 器	鞍形块弹性联轴器 JB/T 7684—1995 	63~5000	3700~550	20~220	155~1040	$\pm 2 \sim \pm 12$	2~10	1.5~1	结构较简单、缓冲减振性能较好，补偿两轴相对偏移量较大；但外形尺寸较大。适用于中等转矩、中速传动			
	多角形橡胶联轴器 JB/T 5512—1991 (结构见第 5.8 节)	50~8000	5000~900	12~160	96~520	$\pm 2 \sim \pm 5$	1~2	5~2	结构简单，制造容易，具有一定的缓冲减振和补偿两轴相对偏移的能力；但平衡精度不高。适用于转速不高的中小转矩传动轴系			
	轮胎式联轴器 GB/T 5844—1986 	10~25000	5000~750	11~180	80~900	1~8	1~5	1.5~1	结构简单，弹性好，减振能力强，扭转刚度小，补偿量大，噪声小，尺寸大。适用于起动频繁、正反转变化和冲击振动较大的传动轴系；不适用于高温、重载场所 UL 型——凸形轮胎； LA 型——凹形轮胎			

续表 40.1-8

类别 或 组别	品 种	规格 数 目	型 式	适用范围				许用补偿量			特 点和 应用
				公称转 矩 T_n (N·m)	许用转 速 n_p (r/min)	轴孔 直径 d (mm)	外 径 D 或 D_0 (mm)	$(\Delta r)_p$ (mm)	$(\Delta y)_p$ (mm)	$(\Delta \alpha)_p$ ($^\circ$)	
非金属弹性元件挠性联轴器	芯型弹性联轴器 GB/T 10614—1989	14	LN	6.3~ 8 000	5 000~ 1 400	10~140	70~420	0.5~1		1.5~ 0.5	结构简单, 成本低, 不需润滑, 有较小的补偿量和一般的缓冲减振能力, 精度不高。适用于中、小功率和中低速传动轴系。 LN 型——基本型; LNS 型——双凸缘型
			LNS				115~495				
	橡胶金属环联轴器 GB/T 2496—1996	16	XL	710~ 100 000	4 000~ 1 000	凸缘联接	950~ 1 340	0.7~ 3.5	1.2~ 6.2	0.5	具有极好弹性和减振性能及很大的两轴偏移补偿量; 但结构复杂, 制造不容易, 主要用于大转矩、有振动的传动轴系。

提醒您：
本图产品
知识产权!

续表 40.1-8

类别 或 组别	品 种 联轴器名称 标准号 结构图	规格 数 目	型 式	适用范围				许用补偿量			特点和应用
				公称转 矩 T_n /(N·m)	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta r)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /°	
	径向弹性柱销联轴器 JB/T 7849—1995 	16	LJ	1 250 ~ 355 000	5 000 ~ 1 200	62 ~ 410	158 ~ 940	1	1	1 ~ 0.35	更换弹性柱销方便, 不需 拆卸半联轴器, 承载能 力大, 补偿两轴相对偏移 量小。适用于两轴对中精 度较高的场所 LJ型——基本型; LJJD 型——单凸缘型; LJZ型 ——带制动轮型; LJJ型 ——接中间轴型
		16	LJJD	1 250 ~ 45 000	3 000 ~ 950	82 ~ 410	250 ~ 800				
	弹性鼓形齿式联轴器 JB/T 5514—1991 		TGLA	10 ~ 2 500	10 000 ~ 2 120	6 ~ 125	40 ~ 270	± 1	0.3 ~ 1.1	1	内齿圈用尼龙或共聚甲 醛制造, 前者有较好弹性 和耐磨性; 后者抗剪强度 高。这种联轴器有一定的 缓冲减振能力和补偿两轴 偏移能力, 适用于载荷较 平稳的中、低速传动 TGLA——基本型; TGLB——内挡圈型; TGLC——外挡圈型
		12	TGLB	31.5 ~ 2 500	8 500 ~ 2 120	10 ~ 125	58 ~ 270				
		10	TGLC								

非金属弹性元件挠性联轴器

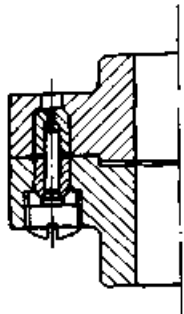
续表 40.1-8

类别 或 组别	品 种 联轴器名称 标准号 结构图	型 式	规格 数 目	通用范围				许用补偿量			特 点 和 应 用
				公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外 径 D 或 D_n /mm	$(\Delta r)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /(\text{°})	
起 动 安 全 联 轴 器	钢球离心式软启动安全联轴器 (原名: 钢球式节能安全联轴器) JB/T 5987—1992 (结构见 6.1 节)	AQ		功率	11 400 ~860		100~650				启动性能优越, 可将电动机(或内燃机、汽轮机)的负载启动转变为近似的空载启动, 大大降低启动电流, 缩短启动时间, 并可降低负载启动电动机需匹配的容量, 提高功率因数。还可调节传递的转矩, 实现过载安全保护, 同时自动切断电动机电源, 保护联轴器本身不受损伤。此外, 还具有—定的补偿两轴相对偏移的能力。若与其他挠性联轴器(如膜片联轴器、蛇形弹簧联轴器)配套使用可以改善机械传动性能。适用带负载启动或频繁启动而不需大范围调速的机械设备, 如大型风机、空气压缩机、球磨机、油田抽油机、带式输送机、刮板输送机、搅拌机、水泥厂设备、水泵、桥式吊车行走机构、车、船等 AQ 型——基本型; AQZ 型——带制动轮型; AQD 型——带轮型
		AQZ	17	0.6~ 15 800 kW (当转速 $n = 600 \sim$ 3 000 r/ min 时)	7 160 ~720	19~200	160~800	0.2~ 0.6	1.5~1		
		AQD			9 150 ~780		125~730				

续表 40.1.1-8

类别 或 组别	品 种 联轴器名称 标准号 结构图	型 式	规格 数目	适用范围				许用补偿量			特性和应用
				公称转 矩 T_n /N·m	许用转 速 n_p /(r/min)	轴孔 直径 d /mm	外径 D 或 D_0 /mm	$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \sigma)_p$ /(\%)	
起 动 安 全 联 轴 器	钢砂离心式软起动安全联轴器 JB/T 5986—1992 (结构见 6.2 节)	LKA	20	10 000 ~ 3 150 000	1 275 ~ 130	85 ~ 850	5 000 ~ 2 500	± 1.5 ± 3	0.5 ~ 0.25		工作原理和特点与钢球 离心式软起动安全联轴器 类似 AS 型——基本型; ASD 型——带轮型
安 全 联 轴 器	液压式安全联轴器 JB/T 7355—1994 (结构见第 7.3 节)	DZ	21								径向尺寸小, 重量轻, 转动惯量小, 有缓冲、减 振和过载安全保护作用。 须与其他传动部件配套使 用
		GZ	16								DZ 型——低速轴联接; GZ 型——高速轴联接;
		DJ	17								DJ 型——低速轴联接;
		GJ	13	0.315 ~ 8 000			36 ~ 67	40 ~ 1 200			GJ 型——高速轴联接;
		DF	18								DF 型——低速轴联接;
		GF	13								GF 型——低速凸缘联接;
		GC	18								GC 型——高速凸缘联接;

续表 40.1-8

类别 或 组别	品 种 联轴器名称 标准号 结构图	规格 数 目	型 式	适用范围				许用补偿量			特点和应 用
				公称转 矩 T_n (N·m)	许用转 速 n_p (r/min)	轴孔 直径 d (mm)	外径 D 或 D_h (mm)	$(\Delta x)_p$ (mm)	$(\Delta y)_p$ (mm)	$(\Delta \alpha)_p$ (°)	
安全联轴器	剪销式安全联轴器 										当传递的转矩达到规定值时, 带有凹槽的销钉被剪断, 使转矩和运动的传递中断。结构简单, 要求销钉材质均匀, 制造精确。适用于过载可能不大的传动轴系
专 用 联 轴 器	卷筒用球面滚子联轴器 JB/T 7009—1993 (结构见第 8.1 节)	17	WJ	4 000 ~ 800 000		花键孔 HNT16Z × 2.5 _m ~ HNT50Z × 8 _m	250 ~ 950				结构紧凑, 重量轻, 可靠度高, 安装方便, 具有一定的补偿两相对偏移的能力。适用于起重机械提升机构的减速器与卷筒的联接及其他类似机构的联接 WJ 型——渐开线花键联接; WJA 型——圆柱形轴孔联接
		16	WJA	4 000 ~ 630 000		40 ~ 380	250 ~ 850				
	6	WSL	90 ~ 6 300		20 ~ 95	46 ~ 150			≤ 10	径向尺寸小, 轴线折角 $\beta \leq 16^\circ$, 主要用于卧式正机	
	3 4	轻型 重型			20 ~ 25 20 ~ 30	94 94 ~ 130					专用于中、小功率柴油机柱塞式喷油泵的联轴器。这种联轴器分牙嵌式和片式两种, 牙嵌式不推荐今后在设计中使用, 片式分轻型和重型

注: 1. 表中标称转矩 T_n 可视同许用转矩 T_{p0}

2. 表中外径 D 指联轴器外径, D_0 指联轴器上制动轮、制动盘或其他附件的最大外径。

性元件材料强度受温度影响的系数，见表 40.1-12，如联轴器中无非金属弹性元件，则取 $K_1 = 1$ 。

(2) 联轴器规格的选择

选择联轴器规格时，应满足下列条件：

$$T_c = TK_w KK_z K_1 \leq T_p \quad (40.1-3)$$

或 $T_c = TK_w KK_z K_1 \leq T_n \quad (40.1-4)$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·m)；

T ——联轴器的理论转矩 (N·m)；

T_p ——联轴器的许用转矩 (N·m)；

T_n ——联轴器的公称转矩 (N·m)。

由于我国现行各种联轴器标准中，大多数未列出各个规格的许用转矩 T_p 值，只列出公称转矩 T_n 值，对于标准联轴器，可将 T_n 值视同 T_p 值。

如果联轴器在工作时有瞬时尖峰载荷，则选

择联轴器规格时还应满足下列条件

$$T_{max} \leq T_{maxp} \quad (40.1-5)$$

式中 T_{max} ——联轴器承受的最大瞬时转矩 (N·m)；

T_{maxp} ——联轴器许用最大瞬时转矩 (N·m)，应由联轴器制造厂提供。

由于我国联轴器标准中，多数未给出 T_{maxp} 值，一般可取 $T_{maxp} = (2 \sim 3) T_n$ 。

表 40.1-9 动力机系数 K_w

(摘自 JB/T 7511-1994)

动力类别代号	动力机名称	K_w
I	电动机、汽轮机	1.0
II	四缸及四缸以上内燃机	1.2
III	二缸内燃机	1.4
IV	单缸内燃机	1.6

表 40.1-10 工况系数 K (摘自 JB/T 7511-1994)

工作机名称	载荷类别代号	工况系数 K	工作机名称	载荷类别代号	工况系数 K			
转向机构	I 类	1.00	均匀加载 运输机	I 类	1.00			
加煤机						组裝运输机		
风筛						皮带运输机		
装罐机械						斗式运输机		
						板式运输机		
鼓风机						离心式	1.50	链条式运输机
						轴流式		链板式运输机
风扇						离心式	1.00	箱式运输机
						轴流式	1.50	螺旋式运输机
泵						离心泵	1.00	不均匀 加载 运输机
	回转泵 (齿轮泵、螺杆泵、滑片泵、叶形泵)	1.50	组裝运输机					
压缩机	离心式	1.25	皮带运输机					
	轴流式	1.50	斗式运输机					
		1.50	链条式运输机					
搅拌设备	纯液体	1.00	链板式运输机					
	液体加固体	1.25	箱式运输机					
	液体可变密度		给料机	1.25				
酿造和 蒸馏设备	装瓶机械	板式给料机						
	过滤桶	带式给料机						
		1.00			圆盘给料机			
		1.25	螺旋给料机					

续表 40.1-10

工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K	工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K			
提升机械	自动升降机		1.25	食品机械	瓶装罐装机械		1.00			
	重力卸料提升机		1.50		谷类脱粒机		1.25			
废水 处理设备	网筛	I 类	1.25	石油机械冷却装置			1.25			
	化学处理设备			印刷机械			1.50			
	环形集尘器			通风机	冷却塔式		2.00			
	脱水筛				引风机 (无风门控制)					
	砂粒集尘器				泵			三缸或多缸 单动活塞泵		1.75
	废渣破碎机			双动活塞泵			2.00			
	快、慢搅拌机			单缸或双缸 单动活塞泵			2.25			
	污泥收集器			往复多缸式压缩机			2.00			
	浓缩机				1.00		搅拌机	筒形搅拌机	II 类	1.50
	真空过滤器							混凝土搅拌机		1.75
开清棉机	不均匀 加载 运输机	板式运输机				1.50				
定量给料机		螺旋运输机				2.50				
印花机		往复式运输机				1.50				
浆纱机		离心式卸料机				1.75				
染色机		1.50	提升机械			料斗式提升机	2.00			
压光机						普通货车用提升机		1.50		
起毛机			卷绕机			1.75				
压榨机			搅拌器和破碎机							
轧光机			叠层机							
黄化机			卷筒装置							
罐蒸机			烘干机							
织布机			吸入滚轧机							
梳理机			液压式剥皮机							
卷取机			机械式剥皮机							
造纸设备	漂白机	1.00	压光机		2.00					
	校平机	1.25	切断机							
	卷取机	1.50	打捆机							
	清洗机	造纸设备	圆木拖运机							
流动水进料网滤器			压力机							
其他机床	辅助传动装置		1.50	压皮滚筒		2.25				
	主传动装置									

续表 40.1-10

工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K	工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K
食品机械	甜菜切割机	II 类	1.75	旋转式粉碎机	滚筒式粉碎机	II 类	2.00
	搅面机				球磨机		2.25
	绞肉机			橡胶压延机	2.00		
	甘蔗切割机		2.00	橡胶机械	压片机		2.25
木 材 加工机械	分料机		1.50		胶料粉碎机		
	板坯运输机			密闭式冷冻机			
	刨床进给装置		1.75	轮胎式成型机	1.50		
刨面传动装置	起重机械 和卷扬机			斜坡式卷扬机			1.75
剪切机进给装置			抓斗起重机				
剥皮机(筒形)			吊钩起重机				
修边机			桥式起重机				
传动辊装置	2.00		主卷扬机	2.00			
拖木机(倾斜式)		可逆式卷扬机					
拖木机(竖式)		绞车(纺织绞车)	1.75				
送料辊装置	粘土加工机械						
工具机	刨床	1.50	球团机(压坯机械)	2.00			
	弯曲机	2.00	拖拉式卸货机(间断负载)	1.50			
	冲压机 (齿轮驱动装置)		运输机				
	攻丝机		通用绞车				
石油机械	石腊过滤机	1.75	挖泥机	电缆盘装置	1.75		
	油井泵	2.00		机动绞车			
	旋转窑			泵			
轧制设备	纵剪切机	1.50	网筛传动装置	堆积机	2.25		
	绕线机	1.75		切割头传动装置			
	拉拔机小车架	2.00		夹具传动装置			
	拉拔机主传动		洗衣机	可逆式洗衣机	2.00		
	成型机			滚筒式洗衣机			
	拉线机和压延机	2.25	锤式粉碎机	III 类			
不可逆输送辊道	旋转式筛石机		2.75				
旋转式 粉碎机	水泥窑				2.00	摆动运输机	2.50
	干燥机和冷却机	破碎机	碎矿机				
	烘干机		碎石机				
	砂石粉碎机	往复式给料机	IV 类				
	棒式粉碎机	可逆输送辊道		2.50			

提醒您：
本复制品
重相关知识产权！

续表 40.1-10

工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K	工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K
重型机械	初轧机	Ⅳ类	>2.75	重型机械	剪切机	Ⅳ类	>2.75
	中厚板轧机				冲压机		
	机架辊						

注：Ⅰ类——均匀载荷；Ⅱ类——中等冲击载荷；Ⅲ类——重冲击载荷；Ⅳ类——特重冲击载荷。

表 40.1-11 起动系数 K_s (摘自 JB/T 7511—1994)

起动次数 Z/h	≤ 120	$> 120 \sim 240$	> 240
K_s	1.0	1.3	由制造厂确定

表 40.1-12 温度系数 K_t (摘自 JB/T 7511—1994)

环境温度 $t/^\circ\text{C}$	对复合材料 K_t		
	天然橡胶 (NR)	聚氨酯甲酸乙酯弹性体 (PUR)	丙烯酸烷基氢-丁二烯-生橡胶 (NBR) (丁腈橡胶 N)
-20 ~ 30	1.0	1.0	1.0
>30 ~ 40	1.1	1.2	1.0
>40 ~ 60	1.4	1.5	1.0
>60 ~ 80	1.8	不允许	1.2

1.6.3 弹性联轴器规格 (型号) 的选择计算

有弹性元件的挠性联轴器依靠弹性元件的变形来补偿所联两轴的相对偏移、改善轴和轴承的受力状况，并能调节轴系的刚度和自振频率，减小振动幅度，避免轴系发生共振的危险。因此弹性联轴器得到广泛应用。

当传动轴系中弹性联轴器为唯一的弹性部件时，可以将弹性联轴器主动端所联的动力机系统和从动端所联的工作机及其负载系统，简化为一个双质量系统，如图 40.1-4 所示。如此，则弹性联轴器规格的选择计算可分别按下列情况进行。

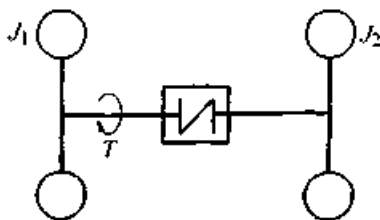


图 40.1-4 双质量弹性轴系

(1) 弹性联轴器承受长期平稳载荷时的选择计算

承受长期平稳载荷的弹性联轴器，其规格的选择计算可按条件式 (40.1-3) 和式 (40.1-4) 进行。

(2) 弹性联轴器承受冲击载荷时的选择计算
在传动轴系上，往往会出现冲击载荷，例如动力机负载起动、突然制动和在平稳运行时突然出现冲击载荷等，因此，选择联轴器时要进行冲击计算。若弹性联轴器在传递平稳转矩 T 时，突然施加冲击转矩 T_s ，如图 40.1-5 所示。此时弹性联轴器承受和传递的最大转矩 T_{max} 与弹性联轴器的阻尼特性和轴系自振频率 f 有关，如图 40.1-6 和图 40.1-7 所示。由图 40.1-6 可看

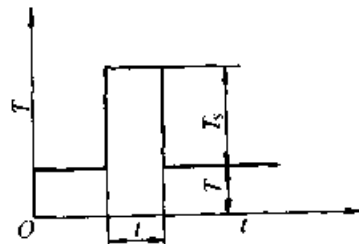


图 40.1-5 冲击载荷作用示意

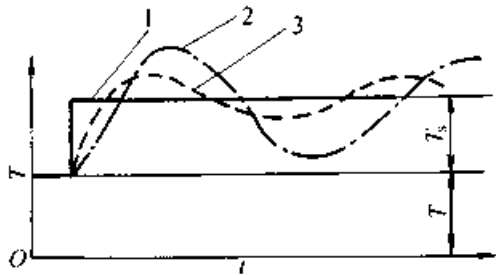


图 40.1-6 冲击载荷下联轴器传递的转矩与联轴器特性的关系

1—外加的冲击转矩 2—无阻尼联轴器传递的转矩
3—有阻尼联轴器传递的转矩

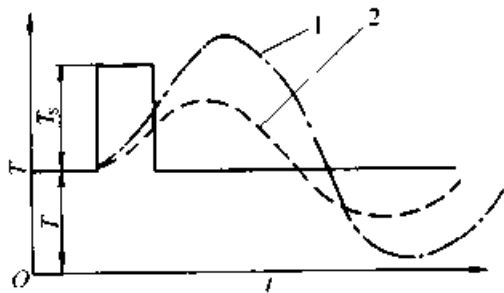


图 40.1-7 冲击载荷下联轴器传递的转矩与轴系自振频率的关系 (当 $f_{d1} > f_{d2}$ 时)

1—轴系自振频率较高 (f_{d1}) 时联轴器传递的转矩
2—轴系自振频率较低 (f_{d2}) 时联轴器传递的转矩

出，有阻尼的联轴器受冲击载荷的影响较小，传出的最大转矩值较低；由图 40.1-7 可看出，轴系自振频率 f_c 较低者，联轴器受冲击载荷的影响较小，传出的最大转矩值较低。

在冲击载荷作用下，弹性联轴器承受的最大转矩 T_{max} 的计算式如下

$$T_{max} = (T + T_s K_s K_J) K_z K_t \quad (40.1-6)$$

式中 T ——联轴器传递的平稳的理论转矩；

T_s ——突加的冲击转矩；

K_s ——冲击系数。它与冲击载荷的作用时间和轴系自振频率有关， K_s 值可查表 40.1-13；

K_J ——质量分布系数。它是轴系质量分布状况对冲击和激振影响的系数。

当冲击（或激振）来自联轴器主动端一侧（即动力机）时

$$K_{J1} = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \quad (40.1-7)$$

当冲击（或激振）来自联轴器从动端一侧（即工作机）时

$$K_{J2} = \frac{J_1}{J_1 + J_2} \quad (40.1-8)$$

K_{J1} 、 K_{J2} ——联轴器主、从动侧的质量分布系数；

J_1 、 J_2 ——联轴器主、从动端所联部件的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)；

K_z ——起动频率系数，查表 40.1-11；

K_t ——温度系数，查表 40.1-12。

因此，当传动轴系存在冲击载荷时，选择弹性联轴器的规格应按下述三种情况满足相应的条件。

1) 冲击载荷来自联轴器主动侧（即动力机）

时

$$T_{max1} = (T + T_{s1} K_{s1} K_{J1}) K_z K_t \leq T_{maxp} \quad (40.1-9)$$

2) 冲击载荷来自联轴器从动侧（即工作机）

时

$$T_{max2} = (T + T_{s2} K_{s2} K_{J2}) K_z K_t \leq T_{maxp} \quad (40.1-10)$$

3) 冲击载荷同时来自联轴器两侧时

$$T_{max} = (T + T_{s1} K_{s1} K_{J1} + T_{s2} K_{s2} K_{J2}) K_z K_t \leq T_{maxp} \quad (40.1-11)$$

式中 T_{max1} 、 T_{max2} ——联轴器主、从端最大转矩；

T_{maxp} ——联轴器许用最大瞬时转矩；

T_{s1} 、 T_{s2} ——来自联轴器主、从动侧的冲击转矩；

K_{s1} 、 K_{s2} ——联轴器主、从动端的冲击系数；

K_{J1} 、 K_{J2} ——联轴器主、从动侧的质量系数，分别按式 (40.1-7) 和式 (40.1-8) 计算。

表 40.1-13 冲击系数 K_s

	$t \geq 1/(2f_c)$	$t < 1/(2f_c)$
无阻尼联轴器	2	$2\sin(\pi f_c t)$
有阻尼联轴器	1.6~1.8	$(1.6 \sim 1.8)\sin(\pi f_c t)$

注：1. t ——冲击载荷 T_s 作用时间 (s)；

2. f_c ——轴系自振频率 (Hz)；

3. 如不能确定 t 值时，则按 $t \geq 1/(2f_c)$ 时取值。

(3) 弹性联轴器承受长期循环变化转矩时的选择计算

当传动轴系受到不论来自动力机还是来自工作机的如图 40.1-8a 所示的循环变化转矩作用时, 轴系可能因之激发扭转振动。图中的循环变化转矩可以分解为两部分: 一个是平均转矩 T_m , 它是一个平稳的转矩, 如图 40.1-8b 所示; 另一个是对称循环变化转矩 (交变转矩) $T_i = T_a \sin(\pi ft)$ (参看图 40.1-8c)。其中 T_a 是 T_i 的最大变幅, f 是转矩循环变化的频率 (Hz), t 是时间 (s)。激发轴系扭转振动的就是这个对称循环变化转矩 (交变转矩) T_i , 称之为激振转矩。图 40.1-8a 中的 T_i 就是平均转矩 T_m 和激振转矩 T_i 叠加后的循环变化转矩的最大值。因此, 任何非对称循环变化的转矩都可能激发轴系扭转振动。激振使得轴系承受的转矩增大, 甚至发生危险的共振现象。而适当的弹性联轴器可以起到降低振动幅度、改变轴系自振频率和阻尼共振的作用。弹性联轴器的相对阻尼 ψ 、激振转矩变化频率 f 和轴系自振频率 f_c 对轴系振动的关系曲线如图 40.1-9 所示。

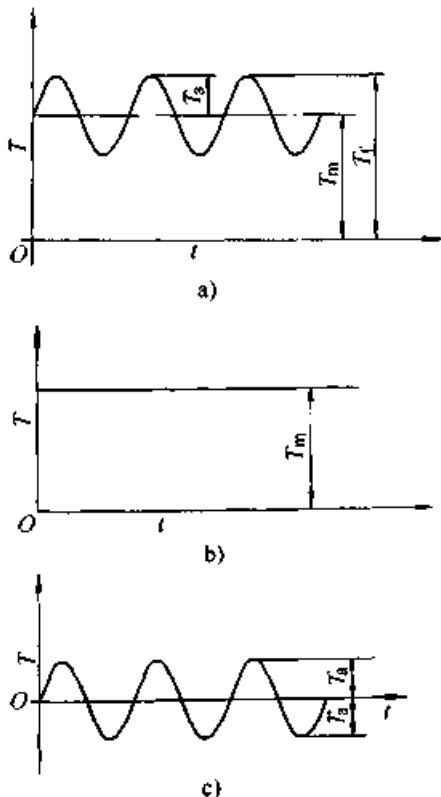


图 40.1-8 非对称循环变化转矩的分解

a) 非对称循环转矩

b) 非对称循环转矩的平均值 (平均转矩) T_m

c) 激振转矩 (对称循环转矩, 亦即交变转矩) T_i

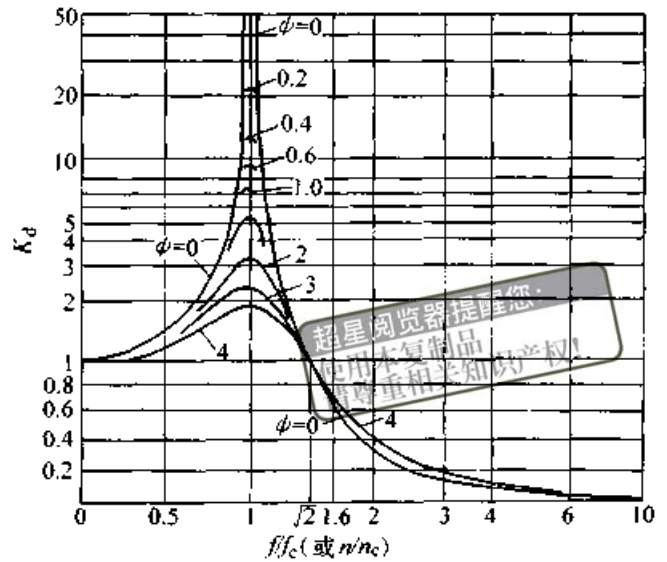


图 40.1-9 装有弹性联轴器的轴系共振特性曲线

计及各种影响因素的计算激振转矩 T_{ic} 按下式计算:

$$T_{ic} = T_a K_d K_j K_l K_f \quad (40.1-12)$$

式中 T_{ic} ——计算激振转矩 (N·m);

T_a ——激振转矩变幅的最大值 (N·m);

K_d ——振动系数。它与联轴器的相对阻尼、轴系自振频率和激振转矩变化频率有关。

$$K_d = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1 - \frac{f^2}{f_c^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1 - \frac{n^2}{n_c^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}} \quad (40.1-13)$$

f ——激振转矩的变化频率 (Hz);

f_c ——传动轴系的自振频率 (Hz);

n ——联轴器的转速 (r/min);

n_c ——轴系的临界转速 (r/min);

ψ ——联轴器的相对阻尼。它是交变转矩一个循环内, 弹性元件阻尼所消耗的能量与弹性元件变形能的比值, 一般由联轴器制造厂提供;

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{c \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} \quad (40.1-14)$$

c ——联轴器的扭转刚度 (N·m/rad);

J_1 、 J_2 ——分别为联轴器主、从动端所联部件的转动惯量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$);

$$n_c = \frac{60 f_c}{i} \quad (40.1-15)$$

- i —— 联轴器每转一转, 激振转矩循环变化次数;
- K_J —— 质量分布系数, 按式 (40.1-7) 和式 (40.1-8) 计算;
- K_t —— 温度系数, 查表 40.1-12;
- K_f —— 激振转矩变化频率系数。它是激振转矩变化频率对联轴器承载能力影响的系数, 查表 40.1-14。

表 40.1-14 激振转矩变化频率系数 K_f

f/Hz	≤ 10	> 10
K_f	1	$\sqrt{\frac{f}{10}}$

由式 (40.1-13) 和图 40.1-9 可看出, 当 $0 < n/n_c < \sqrt{2}$ 时, 振动系数 $K_d > 1$, 说明在此区间内, 激振转矩被放大了, 即弹性联轴器承受和传递的转矩增大了。当 $n/n_c = 1$ 时, $K_d = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{\psi}\right)^2 + 1} \approx \frac{2\pi}{\psi}$, K_d 达到最大值。假如联轴器没有阻尼, 即 $\psi = 0$, 则 $K_d \rightarrow \infty$, 此时传动轴系发生破坏性的扭转共振。但同时也说明, 在此区间内, 联轴器的阻尼起着显著的减振作用, ψ 值越大, K_d 值越小, 减振效果越好。

当 $n/n_c = 0$ 和 $n/n_c = \sqrt{2}$ 时, $K_d = 1$ 。 $n/n_c = 0$ 说明外加转矩的变化频率 $f = 0$, 即不是交变的激振转矩而是平稳的转矩; 或者表明轴系自振频率 f_c 为无限大, 轴系为绝对刚性。 $n/n_c = \sqrt{2}$ 表明联轴器的刚度过大, 柔度过小, 联轴器的阻尼没有发挥吸振作用。所以, 在设计弹性联轴器时应保证有足够的柔度; 但柔度过大, 则联轴器承载能力降低过多, 为保持联轴器的承载能力就必须大幅度增大结构尺寸。通常以保持 $n/n_c = 2.5 \sim 4.5$ 为宜。

当 $n/n_c > \sqrt{2}$ 时, $K_d < 1$ 。此时表明, 联轴器的减振效果主要取决于 n/n_c (或 f/f_c) 的比值。 n/n_c 值越大, 减振效果越好。而此时弹性联轴器的相对阻尼 ψ 值已不重要了。从图 40.1-9 可看出, 当 $n/n_c > \sqrt{2}$ 时, ψ 值增大反使 K_d 值略有增加, 此时阻尼的存在对减振并不有利。但弹性联轴器在此区域工作时, 必需经过共振点, 从阻尼对共振区的显著减振效果来考虑, 弹性联轴器有较大的相对阻尼 ψ 值还是必要的。

弹性联轴器在共振区虽可起到显著的减振作用, 但为安全计, 弹性联轴器的工作转速 n 应远离临界 (共振) 转速 n_c 。一般应保持 $n < 0.75n_c$ 或 $n > 1.4n_c$ 。

当传动轴系存在激振转矩时, 选择弹性联轴器的规格应按下列情况满足相应的条件。

1) 联轴器转速上升过程中经过共振点时 弹性联轴器在转速上升过程经过共振点时, 将承受瞬时尖峰转矩 T_{\max} , 选择联轴器规格时应满足下式以保证安全。

$$T_{\max} = (T_m + T_a K_J K_d) K_t K_f \leq T_{\max p} \quad (40.1-16)$$

- 式中 T_{\max} —— 最大计算瞬时转矩 (N·m);
- $T_{\max p}$ —— 联轴器的许用最大瞬时转矩 (N·m);
- T_m —— 平均转矩 (N·m);
- T_a —— 激振转矩变幅的最大值 (N·m);
- K_J —— 质量分布系数, 按式 (40.1-7) 或式 (40.1-8) 计算;
- K_d —— 振动系数, 此时取 $K_d = \frac{2\pi}{\psi}$;
- K_t —— 温度系数, 查表 40.1-12;
- K_f —— 激振转矩变化频率系数, 查表 40.1-17。

2) 联轴器在共振点外工作时 弹性联轴器在共振点及其附近区间之外工作时, 若承受长期的交变的激振转矩作用, 选择联轴器规格时应满足下式以保证其疲劳承载能力。

$$T_{ic} = T_a K_J K_d K_t K_f \leq T_{Kp} \quad (40.1-17)$$

- 式中 T_{ic} —— 计算激振转矩 (N·m);
- T_{Kp} —— 联轴器的许用交变转矩 (N·m), 由联轴器制造厂提供。
- K_J —— 质量分布系数, 按式 (40.1-7) 或式 (40.1-8) 计算;
- K_d —— 振动系数, 当 $0 < n/n_c < 1$ 和 $1 < n/n_c \leq \sqrt{2}$ 时, K_d 按式 (40.1-13) 计算; 当 $n/n_c > \sqrt{2}$ 时, $K_d = \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{n}{n_c}\right)^2\right|}$;
- K_t —— 温度系数, 查表 40.1-12;
- K_f —— 激振转矩变化频率系数, 查表 40.1-14。

此外，在如图 40.1-8 所示的循环变化总转矩 T_t 作用下，弹性联轴器的计算总转矩 T_{lc} 亦不应超过其许用值，即

$$T_{lc} = (T_m + T_n K_j K_d) K_1 K_2 \leq T_{lp} \quad (40.1-18)$$

式中 T_{lc} ——联轴器计算总转矩的最大值(N·m)；
 T_{lp} ——联轴器的许用循环变化总转矩(N·m)。因为总转矩是个非对称循环变化转矩，联轴器制造厂一般难以提供，可取相应的 T_n 值或 T_p 值适当降低以代之。

式 (40.1-18) 中其余参数的计算和取值同式 (40.1-17)。

1.7 挠性联轴器不平衡的校正和平衡等级选择

联轴器产品由于种种原因常存在不平衡现象，尤其挠性联轴器中存在可以相对位移的零件，它在运转时的不平衡必然引起传动轴系的振动，因而不可忽视。

为了纠正或最大限度地减少联轴器的不平衡量，使传动系统能在平稳状态下运转，有必要对挠性联轴器进行平衡校正并根据需要选择适当的平衡等级。

1.7.1 联轴器不平衡因素

联轴器的不平衡因素有：

- 1) 联轴器主体零件（如两个半联轴器）由于设计规范规定的制造公差而产生的不平衡。
- 2) 联轴器与轴的对中面的偏心度（如轴孔的圆柱度、轴孔与外缘的同轴度等）而产生的不平衡。

- 3) 联轴器中配合零件之间的间隙。
- 4) 联轴器中附件（如螺栓、螺母、垫圈、键、轴端压板等）分布不均匀、不对称引起的不平衡。

5) 联轴器中各零件的材料不均匀或磨损不均匀引起的不平衡。

1.7.2 经平衡校正后的联轴器的潜在不平衡因素

- 1) 平衡校正规范规定的公差。
- 2) 平衡校正设备、仪器本身的误差。
- 3) 平衡校正时用的心轴组件的误差。
- 4) 平衡校正后联轴器重新组装和安装到所联两轴上时产生的误差。

联轴器的设计部门应计算按现行设计规范生产的联轴器在理论上可能产生的最大不平衡量；联轴器制造厂应对按现行设计规范生产的联轴器的不平衡数据进行统计分析，求出统计不平衡量，以便给联轴器产品标明平衡级别。

1.7.3 联轴器的平衡级别

根据 JB/T 8557—1997 的推荐，联轴器平衡等级如表 40.1-15 所列。它是以前平衡面上惯性轴线与旋转轴线间最大距离 e （参看图 40.1-10）值来分级。联轴器平衡标准等级为 4~12，共 9 级，12 级为最高级。

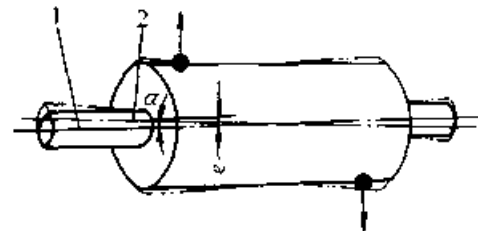


图 40.1-10 联轴器不平衡示意
 1—旋转轴线 2—惯性主轴线

表 40.1-15 联轴器平衡标准等级（摘自 JB/T 8557—1999）

平衡等级	惯性主轴线在平衡面上的最大偏移/ μm	平衡等级	惯性主轴线在平衡面上的最大偏移/ μm
4	>800	9	50
5	800	10	25
6	400	11	12
7	200	12	6
8	100		

1.7.4 联轴器平衡等级选择方法

联轴器的平衡等级选择取决于所属机器的性

能要求，一般应由机器设计者来确定。作为一般的联轴器选用者，可根据联轴器的质量和最大工

作转速从图 40.1-11 中查出适当的选择区代号 (A、B、C、D、E、F、G)，再按选择区号和联轴器所在传动轴系对联轴器不平衡的敏感程度从表 40.1-16 中找出所需的平衡等级。

关于联轴器平衡级别评估方法，可详见 JB/T 8557—1997。

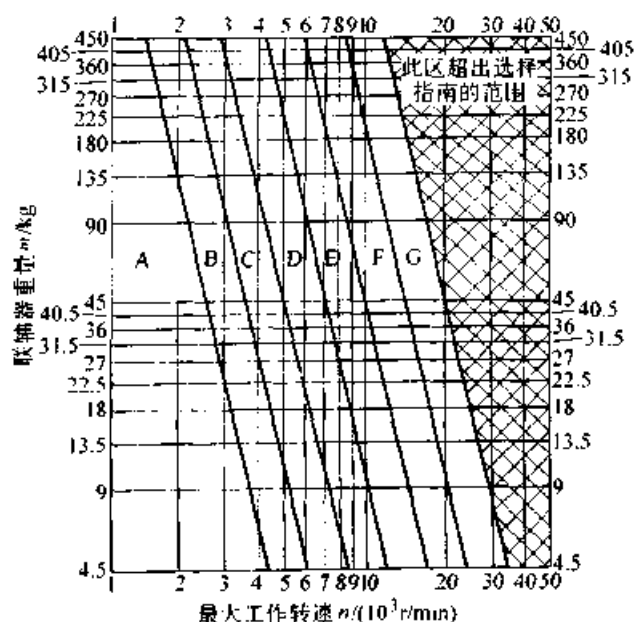


图 40.1-11 联轴器平衡选择区

表 40.1-16 联轴器平衡等级的选择
(摘自 JB/T 8557—1997)

选择区代号	传动轴系对联轴器不平衡的敏感程度		
	低	中	高
A	5	6	7
B	6	7	8
C	7	8	9
D	8	9	10
E	9	10	11
F	10	11	12
G	11	12	—

1.8 联轴器所联两轴相对偏移量的测量和调整

为了保证联轴器正常运转，达到预定的工作性能和使用寿命，在安装时必须对所联两轴的安装误差进行测量和调整，以获得应有的同轴度。对于具有补偿性能的挠性联轴器，即使所联两轴的相对偏移量在该联轴器的许用补偿量之内，也应适当调整，尽可能地减少两轴的相对偏移量。

因为联轴器所联两轴的相对偏移，将在轴、轴承和联轴器上产生不利的附加载荷。两轴的轴向相对偏移也可能产生附加轴向力；两轴的径向相对偏移产生附加的径向力；两轴的角向偏移产生附加的弯矩。它们的计算式如下：

$$\left. \begin{aligned} \text{附加轴向力 } F_x &= \Delta x c_x \\ \text{附加径向力 } F_y &= \Delta y c_y \\ \text{附加弯矩 } M_a &= \Delta \alpha c_a \end{aligned} \right\} (40.1-19)$$

式中 Δx —— 两轴的轴向相对偏移量 (mm)；
 Δy —— 两轴的径向相对偏移量 (mm)；
 $\Delta \alpha$ —— 两轴的角向相对偏移量 (rad)；
 c_x —— 联轴器的轴向刚度 (N/mm)；
 c_y —— 联轴器的径向刚度 (N/mm)；
 c_a —— 联轴器的角向刚度 (N·mm/rad)。

考虑机器运转时，基础及其他有关零部件的受载变形和温差变形等因素，联轴器所联两轴的相对偏移量应满足下列限制条件。

对于弹性联轴器

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &\leq (\Delta x)_p / 2 \\ \Delta y &\leq (\Delta y)_p / 2 \\ \Delta \alpha &\leq (\Delta \alpha)_p / 2 \end{aligned} \right\} (40.1-20)$$

对于无弹性元件的挠性联轴器

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &\leq (\Delta x)_p / 3 \\ \Delta y &\leq (\Delta y)_p / 3 \\ \Delta \alpha &\leq (\Delta \alpha)_p / 3 \end{aligned} \right\} (40.1-21)$$

式中 $(\Delta x)_p$ —— 联轴器许用轴向补偿量 (mm)；
 $(\Delta y)_p$ —— 联轴器许用径向补偿量 (mm)；
 $(\Delta \alpha)_p$ —— 联轴器许用角向补偿量 (°)。

对于刚性联轴器，由于所联两轴的相对偏移会产生很大的附加载荷，应严格限制两轴的相对偏移量： $\Delta x \leq (0.1 \sim 0.5) \text{ mm}$ ， $\Delta y \leq (0.05 \sim 0.1) \text{ mm}$ ， $\Delta \alpha \leq 0.03^\circ \sim 0.1^\circ$ 。

联轴器所联两轴相对偏移量的测量有多种方法，可以直接测量两轴伸，最好直接测量联轴器的外缘和端面。如果受联轴器结构限制不能直接测量联轴器外缘和端面时，可另制专用的测量盘安装在两轴上进行测量，在调整好两轴的相对偏移后再拆下换上联轴器。这种方法既费时费事且影响精度。因此，在设计联轴器时就应设计好测

量部位，以便直接测量。测量工具一般用千分表或更精密的光电测量仪器。

图 40.1-12 所示为联轴器所联两轴存在组合偏移的情况（假定径向偏移 Δx 和角向偏移 $\Delta \alpha$ 在同一平面内），用于分表测量并计算两轴角向偏移量 $\Delta \alpha$ ($^\circ$)，计算式如下

$$\Delta \alpha = \arcsin\left(\frac{\delta_2 - \delta_1}{D}\right) \quad (40.1-22)$$

式中 δ_1 、 δ_2 ——两半联轴器（或测量盘）在端面测点测出的最小和最大的轴向距离；

D ——千分表触点所在圆的直径。

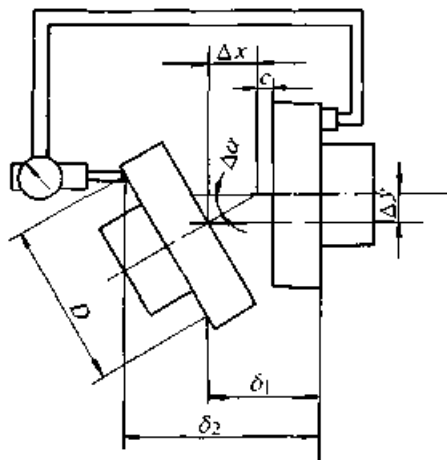


图 40.1-12 两轴存在组合偏移时测算 $\Delta \alpha$

计算出 $\Delta \alpha$ 后，可先着手调整降低或消除角向偏移量。事先应将调整面（如轴承座底面、机架支承面）清理干净，不得有毛刺、铁屑等杂物。角向偏移可用斜面补偿垫片并水平移动支承座来调整。角向偏移初步调整后，可测量两轴的径向偏移量，如图 40.1-13 所示。调整径向偏移可用增减平面补偿垫片并水平移动支承座的办法。然后测量轴向相对偏移量，如图 40.1-14 所示。轴向相对偏移量按下式计算

$$\Delta x = \delta - (\delta_1 + \delta_2 + c) \quad (40.1-23)$$

式中 δ ——两半联轴器（或测量盘）外侧轴向距离实测值；

δ_1 、 δ_2 ——两半联轴器（或测量盘）的厚度；

c ——标准规定的两半联轴器端面间隙。

由于两轴的径向偏移和角向偏移往往不在一个平面内，即两轴轴线既不平行又不相交，而是空间交错，所以要沿联轴器外缘圆周多点测量，测量和调整要反复进行多次，直至各测点的偏移量都小于允许值为止。

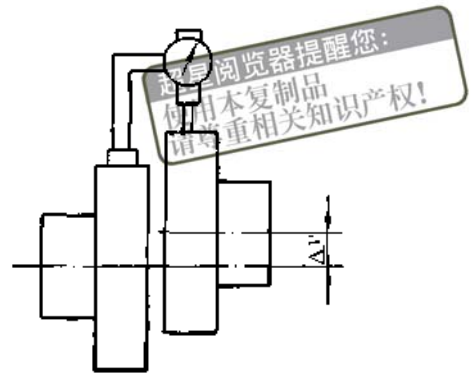


图 40.1-13 两轴径向偏移量 Δv 的测量

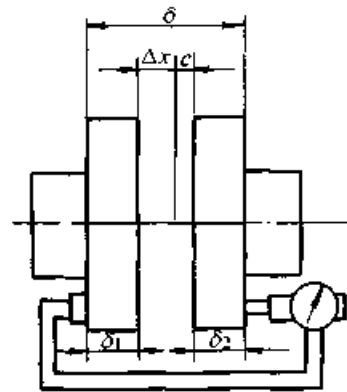


图 40.1-14 两轴轴向偏移量 Δx 的测量

1.9 订购联轴器时应向供货方提供的技术资料

为了避免用户订购联轴器时因没有使用规范的技术语言和文字而造成供货方的误解，或因提供的技术资料不适当、不充分而造成失误，JB/T 8556—1997 规定了订购联轴器时应向供货方提供的技术资料内容和格式，如下：

(1) 动力装置

1) 型式

内燃机

电动机

轴向止动器有

直流电 频率：_____ Hz 无

交流电

单相

起动：直接

三相

渐进

齿轮式液压马达

柱塞式液压马达

汽轮机

其他技术数据参考说明书

贮存温度：
 最低温度 $t_{min} =$ _____ °C
 最高温度 $t_{max} =$ _____ °C

②空气

潮湿空气：湿度 _____ %

含碱空气

含尘空气

含化学介质空气

属性：
 酸性空气
 碱性空气
 盐性空气

含油空气 属性： _____

含有爆炸性气体的空气

(4) 要求使用寿命 _____ h

(5) 联轴器的规格

按 JB/T 7511 (或本章第 1.6 节) 计算后确定的规格。

(6) 联轴器标记

按 GB/T 12458 (或本章第 1.4 节) 的规定标记。

(7) 其他技术要求

2 刚性联轴器

刚性联轴器具有结构简单、重量轻、制造成本低、传动精度高的优点；但无缓冲减振功能，亦无补偿所联两轴相对偏移的能力。因此，对所联两轴的对中精度要求很高。一般要求相对径向偏移不超过 0.002~0.05 mm，相对角向偏移不超过 1'。即使如此，在工作时因受载变形、温差变形、轴承磨损等原因，使轴和轴承承受附加载荷。所以，刚性联轴器只适用于轴和轴承支承刚度大、两轴对中精确、载荷平稳或只有轻微冲击的场所。

2.1 凸缘联轴器

凸缘联轴器结构简单、制造容易、成本低廉、传递转矩大、维护方便，有较高的运动精度；但要求两半联轴器的接合端面与轴孔有很好的垂直度以及所联两轴有很高的对中精度。适用于载荷平稳的场所。

(1) 结构型式

如图 40.1-16 所示，有两种型式：基本型 (YL 型) 和对中棒型 (YLD 型)。前者两个半联轴器用铰制孔螺栓联接，或半数用铰制孔螺栓半

数用普通螺栓联接；后者全用普通螺栓联接。

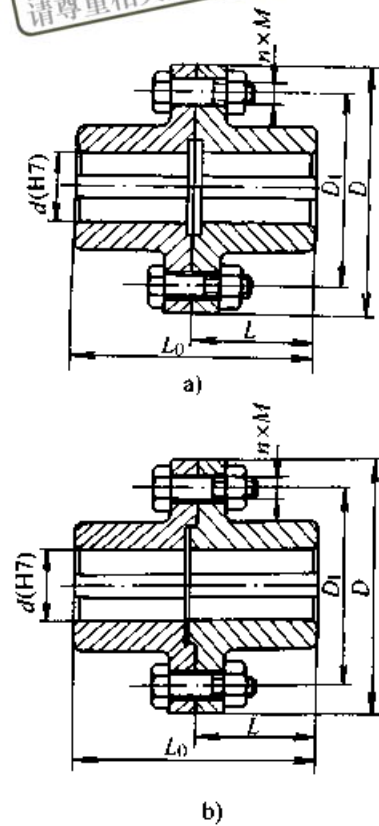


图 40.1-16 凸缘联轴器结构型式

a) YL 型 b) YLD 型

(2) 承载能力验算

1) 采用普通螺栓联接

转矩靠拧紧螺栓使两半联轴器接合面产生的摩擦力矩来传递。因此螺栓应有足够的预紧力。每个螺栓预紧后的轴向力 (N) (预紧力) 为

$$F_0 = \frac{2T_c}{D_1 z \mu} \quad (40.1-24)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；

D_1 ——螺栓中心分布圆直径 (mm)；

z ——螺栓数；

μ ——两半联轴器接合面摩擦系数，取

$$\mu = 0.1 \sim 0.2。$$

螺栓强度条件式为

$$\sigma = \frac{5.2F_0}{\pi d_1^2} \leq \sigma_p \quad (40.1-25)$$

式中 σ ——螺栓拉应力 (MPa)；

σ_p ——螺栓的许用拉应力 (MPa)，取

$$\sigma_p = \frac{\sigma_s}{1.5 \sim 2}$$

σ_s ——螺栓材料的屈服点 (MPa)；

d_1 ——螺栓螺纹的小径 (mm)。

2) 采用铰制孔螺栓联接

传递转矩时, 螺栓杆受横向剪切, 螺栓杆和孔壁受挤压。螺栓杆承受的横向切力 (N) 为

$$F_s = \frac{2T_c}{D_1 z} \quad (40.1-26)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 D_1 ——螺栓中心分布圆直径 (N·mm);
 z ——螺栓数。

螺栓联接强度条件式为

抗挤压强度条件

$$\sigma_p = \frac{F_s}{d_0 h} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-27)$$

抗剪切强度条件

$$\tau = \frac{4F_s}{\pi d_0^2} \leq \tau_p \quad (40.1-28)$$

式中 σ_p ——螺栓杆和孔壁的挤压应力 (MPa);
 d_0 ——螺栓光杆部分直径 (mm);
 h ——螺栓光杆部分与孔壁的接触长度 (mm), 取两半联轴器中接触长度较小者;
 σ_{pp} ——许用挤压应力 (MPa), 见表 40.1-17。如螺栓与半联轴器的材料不同, 取其中强度较小者;

螺栓杆的切应力 (MPa);
 τ_p ——螺栓杆的许用切应力 (MPa), 见表 40.1-17。

表 40.1-17 铰制孔螺栓联接的许用应力

载荷性质	许用挤压应力 σ_{pp}		许用切应力 τ_p
	钢	铸铁	钢
静载	$(0.8 \sim 1)\sigma_s$	$0.8\sigma_b$	$0.4\sigma_s$
变载	$(0.5 \sim 0.65)\sigma_s$	$0.5\sigma_b$	$(0.2 \sim 0.25)\sigma_s$

注: σ_s ——材料屈服点; σ_b ——材料抗拉强度。

(3) 主要尺寸关系

若需自行设计凸缘联轴器时, 主要尺寸可参考下列关系式确定, 并按上述方法验算承载能力。

- 外径 $D = (2.5 \sim 5.5)d$;
- 总长 $L_0 = (3 \sim 4)d$;
- 螺栓直径 $d_0 = (0.125 \sim 0.666)d > 8$;
- 螺栓数 $z = 4 \sim 12$;
- 半联轴器凸缘厚度 $\delta = (0.1 \sim 0.25)d$

式中 d ——所联轴伸的直径。若所联两轴伸直径不等, 取中较大者。

凸缘联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-18。

表 40.1-18 凸缘联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 GB/T 5843—1986)

型号	公称转矩 T_n / N·m	许用转速 n_p / (r/min)		轴孔直径 d (H7) / mm		轴孔长度 L / mm		D / mm	D_1 / mm	螺 栓		L_0 / mm		重量 G / kg	转动惯量 J / kg·m ²
		铁	钢	铁	钢	y 型	J ₁ 型			数量 n	直径 / mm	y 型	J ₁ 型		
YL1 YLD1	10	8 100	13 000	10	10	25	22	71	53	3	M6	54	48	0.94	0.001 8
				11	11							32	27		
				12	12	42	30								
				14	14							52	38		
				16	16	—	—								
				18	18							—	—		
				19	19	—	—					—	—		
YL2 YLD2	16	7 200	12 000	12	12	32	27	80	64	4	M6	68	58	1.5	0.003 5
				14	14							42	30		
				16	16	52	38								
				18	18							—	—		
				19	19	—	—								
				20	20	—	—					—	—		
22	22	—	—	—	—										
YL3 YLD3	25	6 000	10 000	14	14	32	27	90	69	3	M8	68	58	1.99	0.006
				16	16							42	30		
				18	18	52	38								
				19	19							—	—		
				20	20	—	—								
				22	22	—	—					—	—		
				24	24	—	—					—	—		
25	25	62	44	—	—	—	—								

续表 40.1-18

型号	公称 转矩 T_n / N·m	许用 转速 n_p / (r/min)		轴孔直径 d (H7)/mm		轴孔长度 L /mm		D / mm	D_1 / mm	螺 栓		L_0 / mm		重量 G / kg	转动惯量 J / kg·m ²						
		铁	钢	铁	钢	y 型	J、 J ₁ 型			数量 n	直径 /mm	y 型	J、 J ₁ 型								
YL15 YLD15	6 300	2 000	3 400	—	90	172	132	290	250	12 (6)	M20	350	270	89.59	2.845						
			—	95																	
			—	100	100																
			—	110	110																
			—	120	120																
YL16 YLD16	10 000	1 800	3 000	—	125	212	167	340	290	12 (6)	M24	430	340	119.57	5.271						
			—	100																	
			—	110																	
			—	120	120																
			—	125	125																
YL17 YLD17	14 000	1 600	2 600	—	140	212	167	380	330	12 (6)	M24	430	340	171.71	9.139						
			—	120																	
			—	125																	
			—	130	130																
			—	140	140							252	202								
YL18 YLD18	20 000	1 400	2 300	—	140	252	202	420	360	12 (6)	M30	510	410	(26.385)	(17.883)						
			—	150																	
			—	160																	
			—	170	170							302	242								
			—	180																	

- 注：1. 联轴器重量和转动惯量是按材料为铸铁（括号内铸钢），最小轴孔、最大轴伸长度的近似计算值；
 2. 联轴器许用转速是按材料为铸铁，许用线速度为 30 m/s，钢许用线速度为 50 m/s 的近似计算值；
 3. 螺栓数量，括号内为铰制孔用螺栓。
 4. 型号 YL4 (YLD4) ~ YL14 (YLD14) 见 GB/T 5843—1986。
 ①这里的重量即是质量，本篇以后各表同。

2.2 套筒联轴器

套筒联轴器是用一个整体套筒以销、键、花键或过盈配合将两轴联接。它具有径向尺寸小、结构简单的优点；但装拆时须轴向移动所联的轴。适用于允许套筒沿轴向移动的轴。以销、半圆键为联接的套筒联轴器，一般只适用于轻载、低速的场所。套筒材料通常为中碳钢。

自行设计套筒联轴器时，其主要尺寸可参考下列关系式确定，并验算其承载能力。

套筒外径 $D_0 = (1.5 \sim 1.7)d$ ；

套筒长度 $D_0 = (2.5 \sim 3.5)d$ ；

紧定螺钉直径 $d_2 = (0.15 \sim 0.25)d$ ；

销或紧定螺钉至套筒端面距 $l = (0.6 \sim 0.8)d_0$ 。

2.2.1 圆锥销套筒联轴器

圆锥销套筒联轴器的结构如图 40.1-17 所示，

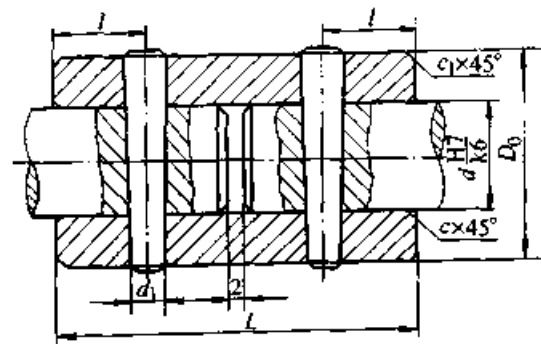


图 40.1-17 圆锥销套筒联轴器

传递转矩时，圆锥销承受剪切力。圆锥销的强度条件为

$$\tau = \frac{4T_c}{\pi d_0^2 d} \leq \tau_p \quad (40.1-29)$$

- 式中 τ ——圆锥销横截面切应力 (MPa)；
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；
 d_0 ——圆锥销平均直径 (mm)；
 d ——所联轴的直径 (mm)；

τ_p ——圆锥销的许用切应力，一般取 $\tau_p = 80 \text{ MPa}$ 。

圆锥销套筒联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-19。

表 40.1-19 圆锥销套筒联轴器主要技术参数和尺寸 (推荐) (mm)

轴孔直径 $d(H7)$	D_0	L	d_1	l	c	c_1	圆锥销尺寸 GB/T 117-2000	许用转矩 T_p /N·m	重量 kg
4	8	15	1.0	3	0.3	0.3	1×8	0.3	0.004
5	10	20	1.5	5			1.5×10	0.8	0.01
6	12	25	1.5	6			1.5×12	1.0	0.02
8	15	30	2.0				2×16	2.2	0.03
10	18	35	2.5	8	0.5	0.5	2.5×18	4.5	0.06
12	22	40	3.0				3×22	7.5	0.09
14	25	45	4.0	10			4×25	16	0.13
16	28		5.0				5×28	28	0.16
18	32	55	6.0	12	1.0	1.0	5×32	32	0.25
20	35	60		15			6×35	50	0.31
22		65	8×40				112	0.47	
25	40	75	8.0	20			8×45	127	0.63
28	45	80			25	132		0.65	
30		90	10.0	35		1.2	10×50	250	0.84
35	50	10×60			280		1.52		
40	60	12×70			530	2.58			
45	70	12×80			600	3.71			
50	80	150	12.0	45	1.8	2.0	12×90	630	5.15
55	90	160					16×100	1 060	7.50
60	100	180	16.0	50			16×110	1 250	9.15
70	110	200					20×120	2 240	11.30
80	120	220	20.0	60	20×130	2 500	13.60		
90	130	240			25×140	4 000	17.60		
100	140	280	25.0	60					

2.2.2 平键套筒联轴器

平键套筒联轴器的结构如图 40.1-18 所示，套筒与轴的轴向固定用紧定螺钉。平键联接的强度条件式为

$$\sigma_p = \frac{2T_c}{dl_2k} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-30)$$

式中 σ_p ——平键联接工作面的挤压应力 (MPa)；

T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；

d ——轴直径 (mm)；

l_2 ——平键的工作长度 (mm)；

k ——平键与套筒键槽的接触高度 (mm)；

σ_{pp} ——平键联接许用应力 (MPa)，取 $\sigma_{pp} = 60 \sim 100 \text{ MPa}$ ，载荷平稳时取大值。

平键套筒联轴器的主要技术参数和尺寸列于 表 40.1-20。

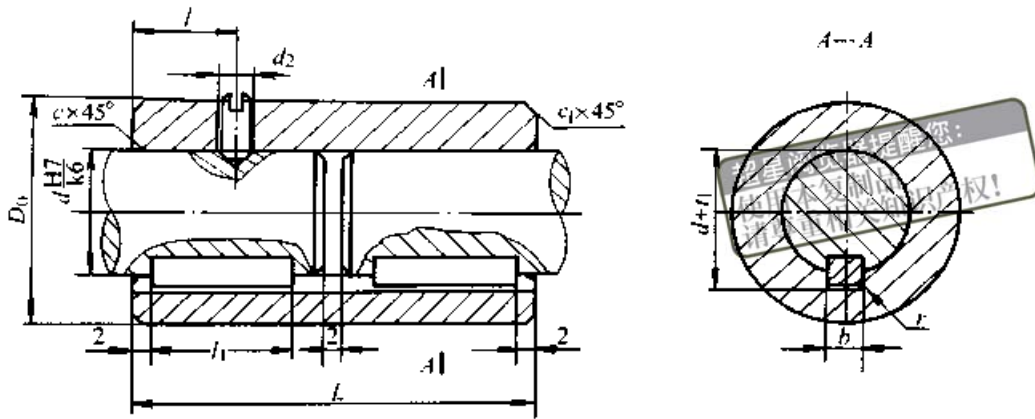


图 40.1-18 平键套筒联轴器

表 40.1-20 平键套筒联轴器主要技术参数和尺寸 (推荐) (mm)

轴孔直径 $d(H7)$	D_0	L	l	键槽宽度 b		键槽深度 t_1		r	c	c_1	紧定螺钉 GB/T 73—2000	许用转矩 T_p /N·m	重量 /kg
				尺寸	极限偏差	尺寸	极限偏差						
20	35	60	15	6	± 0.015	2.8	$+0.1$ 0	0.3	1.0	1.0	M6×10	71	0.3
22		65										90	0.3
25	40	75	20	8	$+0.018$	3.3	0.3	1.0	1.0	M8×12	125	0.46	
28	45	80									170	0.62	
30		90	25	10	12	± 0.0215	3.8	0.5	1.2	1.0	M8×12	212	0.73
35	50	105										355	0.84
40	60	120	35	14	± 0.0215	4.3	0.5	1.2	1.0	M10×18	450	1.5	
45	70	140									710	2.52	
50	80	150	45	16	± 0.0215	4.4	0.5	1.8	2.0	M12×18	850	3.64	
55	90	160									1060	5.07	
60	100	180	50	18	± 0.026	4.9	0.8	1.8	2.0	M12×25	1500	7.21	
70	110	200									2240	9.0	
80	120	220	50	22	± 0.026	5.4	0.8	1.8	2.0	M16×25	3150	11.1	
90	130	240									4000	13.3	
100	140	280	60	28	± 0.026	6.4	0.8	1.8	2.0	M20×25	5600	16.7	

注：键槽对套筒中心线的对称度根据使用要求，按 GB/T 1184—1996 对称度公差选取 7~9 级。

2.2.3 半圆键套筒联轴器

半圆键套筒联轴器的结构如图 40.1-19 所示，套筒与轴的轴向固定用紧定螺钉。半圆键联接强度条件式为

$$\sigma_p = \frac{2T_c}{dl_1k} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-31)$$

式中 σ_p ——半圆键联接工作面挤压应力 (MPa);
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 d ——轴的直径 (mm);
 l_1 ——半圆键与套筒键槽的接触长度 (mm);
 k ——半圆键与套筒键槽的接触高度 (mm);
 σ_{pp} ——半圆键联接的许用挤压应力 (MPa),

一般取 $\sigma_{pp} = 60 \sim 100 \text{ MPa}$ ，载荷平稳时取大值。

半圆键套筒联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-21。

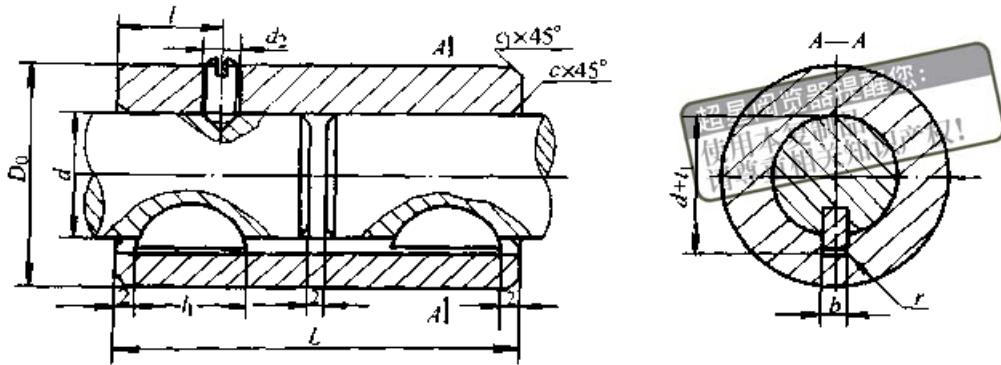


图 40.1-19 半圆键套筒联轴器

表 40.1-21 半圆键套筒联轴器主要技术参数和尺寸 (推荐) (mm)

轴孔直径 $d(H7)$	D_0	L	l	键槽宽度 b		键槽深度 t_1		r	c	c_1	紧定螺钉 GB/T 73—2000	许用转矩 T_p /N·m	重量 /kg
				尺寸	极限偏差	尺寸	极限偏差						
10	18	35	8	3	± 0.0125	1.4					M4×8	8	0.05
12	22	40										20	0.09
14	25	45	10	4		1.8	+0.1	0.2	0.5	0.5	M5×8	28	0.13
16	28											40	0.16
18	32	55	12	5	± 0.015	2.3					M5×10	56	0.25
20	35	60	15									90	0.3
22		65	20	6		2.8		0.3	1.0	1.0	M8×12	160	0.47
25	40	75										280	0.65
28	45	80	8	± 0.018	3.3	+0.1					M8×12	280	0.65
30		90										450	0.86
35	50	105	25	10				1.2				450	0.86

注：键对套筒中心线的对称度根据使用要求，按 GB/T 1184—1996 对称度选取 7~9 级。

2.2.4 矩形花键套筒联轴器

矩形花键套筒联轴器的结构如图 40.1-20 所示，套筒与轴的轴向固定用紧定螺钉，亦可用弹性挡圈。这种联轴器可以传递较大转矩。矩形花键联接的强度条件式为

$$\sigma_p = \frac{2T_c}{0.75zhl_1D_m} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-32)$$

式中 σ_p ——花键联接工作面挤压应力 (MPa)；
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；
 z ——花键齿数；

h ——花键齿的工作高度 (mm)， $h =$

$$\frac{D-d}{2} - 2c_1;$$

D ——花键大径 (mm)；

d ——花键小径 (mm)；

c_1 ——键齿导角高度 (mm)；

l_1 ——花键工作长度 (mm)；

D_m ——花键平均直径 (mm)； $D_m = \frac{D+d}{2}$ ；

σ_{pp} ——花键联接许用挤压应力 (MPa)。

固定联接，取 $\sigma_{pp} = 60 \sim 100 \text{ MPa}$ ；

空载移动联接, 取 $\sigma_{pp} = 40 \sim 70$ MPa。

矩形花键套筒联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-22。

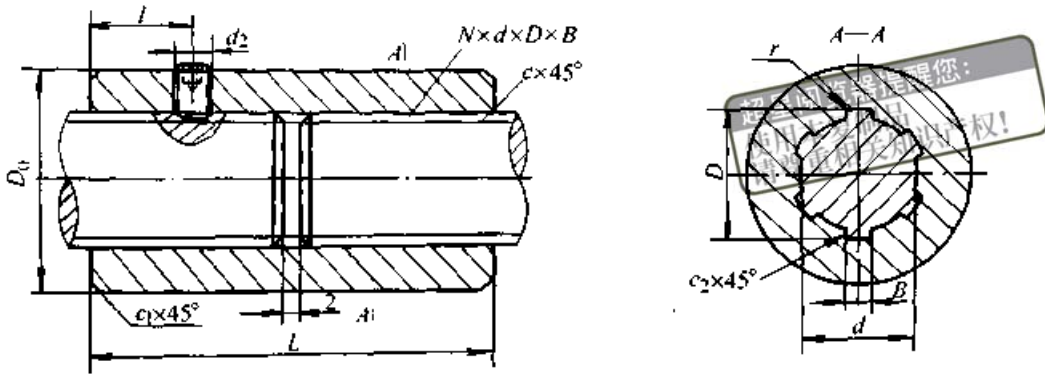


图 40.1-20 矩形花键套筒联轴器

表 40.1-22 矩形花键联轴器主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

花键尺寸 $N \times d \times D \times B$	D_0	L	l	r	c	c_1	c_2	许用转矩 T_p /N·m	内六角紧 定螺钉 GB/T 77—2000	重量 /kg
$6 \times 21 \times 25 \times 5$	35	45	10	0.2	1.0	1.0	0.3	150	M6×8	0.19
$6 \times 23 \times 28 \times 6$	40	50	12					250		0.29
$6 \times 26 \times 32 \times 6$	45	55	15	0.3	1.2	1.0	0.4	360	M6×10	0.41
$6 \times 28 \times 34 \times 7$		60						420	M6×8	0.4
$8 \times 32 \times 38 \times 6$	50	70	20	0.3	1.8	2.0	0.5	650	M6×10	0.56
$8 \times 36 \times 42 \times 7$	55	80						900		0.74
$8 \times 42 \times 48 \times 8$	60	90	25	0.5	1.8	2.0	0.5	1 250	M8×10	0.88
$8 \times 46 \times 54 \times 9$	70	100						2 000	M8×12	1.48
$8 \times 52 \times 60 \times 10$	80	110	30	0.5	1.8	2.0	0.5	2 500	M8×16	2.22
$8 \times 56 \times 65 \times 10$	90	120						3 250	M10×18	3.33
$8 \times 62 \times 72 \times 12$	100	130	35	0.5	1.8	2.0	0.5	4 750		M10×18
$10 \times 72 \times 82 \times 12$	110	150						7 500	5.68	
$10 \times 82 \times 92 \times 12$	120	170	40	0.5	1.8	2.0	0.5	10 000	M12×18	7.24
$10 \times 92 \times 102 \times 14$	130	190						12 500		8.83

注: 1. 花键采用小径定心, 应符合 GB/T 1144—2001 规定。

2. N —齿数; d —小径; D —大径; B —键宽。

2.2.5 过盈配合套筒联轴器

过盈配合套筒联轴器的结构如图 40.1-21 所示, 内外套筒之间为锥面配合。装配时通过外套筒上的油孔和油槽将高压油注入内外套筒配合面之间, 扩大外套筒的内孔, 并根据需要的过盈量, 使内外套筒在轴向相对移动一定距离, 然后

排出高压油, 即可获得所需的过盈配合联接。

过盈配合联接的过盈量根据联轴器能传递所需的转矩而不产生套筒与轴的相对滑动的条件来确定。套筒与轴不产生相对滑动的条件为

$$p \geq \frac{2.5 T_c}{\pi \mu L_1 d^2} \quad (40.1-33)$$

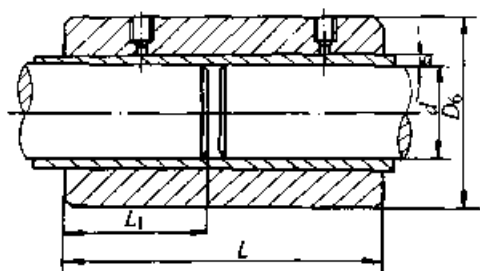


图 40.1.21 过盈配合套筒联轴器

式中 p ——内套筒与轴配合面的压强 (MPa);
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 L_1 ——内套筒与主动轴 (或从动轴) 的配合长度 (mm);
 d ——轴直径 (mm);
 μ ——配合表面的摩擦系数, 取 $\mu = 0.1 \sim 0.12$ 。

产生压强 p 所需的过盈量按下式计算:

$$\delta = \frac{2dD_0^2 p}{E(D_0^2 - d^2)} \quad (40.1-34)$$

式中 δ ——套筒与轴的配合过盈量 (mm);
 E ——套筒材料的弹性模量 (MPa), 对于钢, 取 $E = 2.1 \times 10^5$ MPa。

为产生过盈量 δ , 内外套筒轴向相对推进量 (mm) 为

$$\frac{\delta}{2 \tan \alpha} \quad (40.1-35)$$

式中 α ——内套筒外锥面和外套筒内锥面的半锥角, 取 $\alpha = 0.5^\circ \sim 1^\circ$ 。

2.3 夹壳联轴器

(1) 结构型式和特点

夹壳联轴器的结构如图 40.1-22 所示, 利用沿轴向剖分的两半联轴器, 即夹壳, 并通过拧紧螺栓产生的预紧力使夹壳将两轴夹紧联接, 依靠夹壳与轴之间的摩擦来传递转矩。为了夹壳联轴器能适用于垂直轴的联接和便于两轴对中, 在两轴端部安装一对剖分的半圆环, 固定于两轴端的环形槽中。

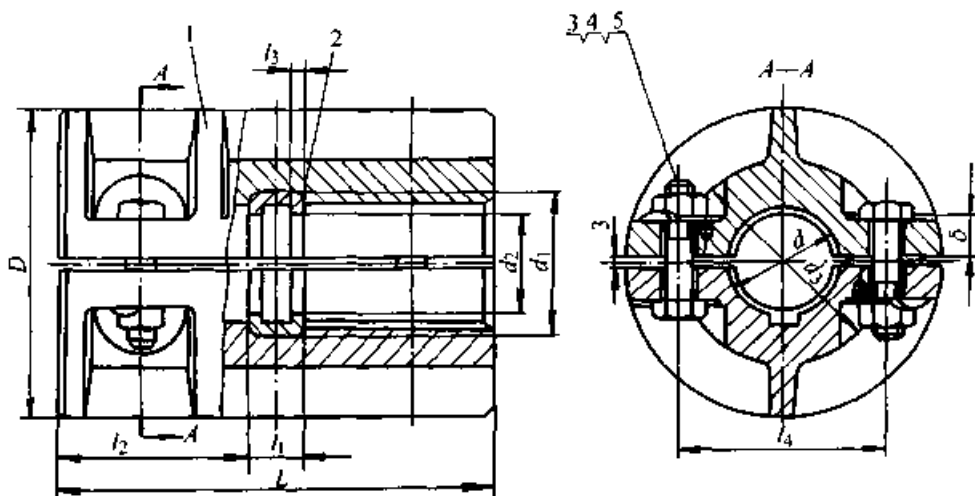


图 40.1.22 夹壳联轴器

1—夹壳 2—半圆环 3—螺栓 4—螺母 5—止动垫圈

夹壳联轴器的优点是装拆时不需轴向移动两轴; 缺点是只能联接直径相同的两圆柱形轴伸, 且平衡精度低。故只适用于低速、载荷平稳的场所。若夹壳联轴器外缘线速度超过 5 m/s 时, 必须进行动平衡校正。

(2) 承载能力验算

夹壳联轴器的主要失效是联接螺栓的拉断, 故一般只需验算联接螺栓的抗拉强度。螺栓预紧拉力 (N) 为

$$F_0 = \frac{4T_c}{\pi z d \mu} \quad (40.1-36)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 z ——螺栓数;
 d ——轴直径 (mm);
 μ ——轴与夹壳的摩擦系数, 取 $\mu = 0.15 \sim 0.2$ 。

然后按式 (40.1-25) 验算螺栓强度。

(3) 主要尺寸关系

如自行设计夹壳联轴器，可参考下列关系式确定各部尺寸。

- 联轴器外径 $D = (2.2 \sim 3.5)d$;
- 联轴器长度 $L = (3.1 \sim 4.5)d$;
- 螺栓轴向间距 $s = 40 \sim 75 \text{ mm}$;
- 夹壳凸缘厚度 $\delta = (0.35 \sim 0.5)d$;
- 螺栓径向距离 $l_4 = (1.5 \sim 2)d$;
- 半圆环外径 $d_1 = 1.2d$;
- 半圆环内径 $d_2 = (0.85 \sim 0.9)d$;
- 半圆环宽度 $l_1 = (0.5 \sim 0.75)d$;

螺栓标称直径和数量列于表 40.1-23。

表 40.1-23 夹壳联轴器用螺栓直径和数量

d/mm	28~36	>36~65	>65~85	>85~95	>95~130
螺栓标称直径	M12	M12	M16	M20	M24
螺栓数 z	4	6	8	8	8

注： d —轴直径 (mm)。

夹壳联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-24。

表 40.1-24 夹壳联轴器主要技术参数和尺寸 (mm)

轴径 d	许用转矩 T_v /N·m	许用转速 n_v /(r/min)	D	d_1	d_2	d_3	L	l_1 (H8/js7)	l_2	l_3 (h11)	l_4	δ	螺 栓		重量 /kg
													z	$M \times L_1$	
30	85	900	102	38	25	62	130	20	55	5	64	16	4	M12 × 50	4.47
40	236	800	118	48	35	76	162	20	71	5	80	16	6	M12 × 50	7.60
50	530	700	135	62	42	90	190	24	83	6	94	18	6	M12 × 55	10.85
65	1 400	550	172	78	55	120	250	30	110	8	124	22	8	M16 × 65	25.06
80	2 650	510	185	94	70	130	280	38	121	10	138	24	8	M16 × 70	30.16
95	5 200	415	230	110	85	160	330	38	146	10	164	30	8	M24 × 100	56.68
110	9 000	380	260	125	100	190	390	46	172	12	190	38	8	M24 × 120	78.00

采用夹壳联轴器时轴伸结构如图 40.1-23 所示，系列尺寸列于表 40.1-25。

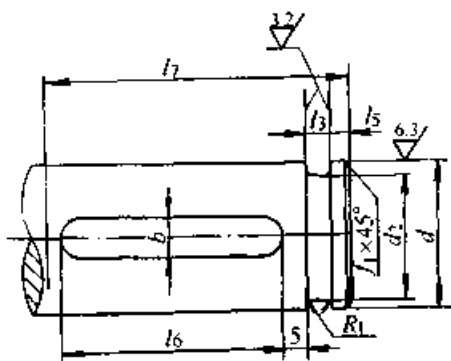


图 40.1-23 与夹壳联轴器配用的轴伸结构

端部槽中，用以对中和承受垂直传动时的轴向载荷。

紧箍夹壳联轴器外形较简单，夹紧力较大，适用于装配时径向尺寸受限制的场所。

(2) 承载能力验算

螺栓拉断是紧箍夹壳联轴器的主要失效形式。为保证联轴器传递所需的转矩，螺栓应有足够的强度。螺栓预紧拉力 (N) 为

$$F_0 = \frac{4 T_c}{\pi z d \mu} (\tan \alpha + \mu) \quad (40.1-37)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；

z ——螺栓数量；

d ——轴直径 (mm)；

μ ——接合面摩擦系数，取 $\mu = 0.1 \sim 0.2$ ；

α ——夹壳外锥面的半锥角 (°)。

然后按式 (40.1-25) 验算螺栓强度。

(3) 主要尺寸关系

紧箍夹壳联轴器的主要尺寸可参考下列关系式确定。

2.4 紧箍夹壳联轴器

(1) 结构型式和特点

紧箍夹壳联轴器的结构如图 40.1-24 所示，外表面带有锥度的轴向剖分的夹壳，通过沿轴向配置的三个螺栓的预紧以产生夹壳与轴的夹紧力。在夹壳内有两个半圆环用钢丝固定在两轴的

表 40.1-25 夹壳联轴器配用的轴伸结构尺寸 (mm)

轴径 d (h8)	d_2 (h11)	l_3 (H11)	l_5	l_6	l_7	b (H9)	f_1	R_1
$30_{-0.033}^0$	$25_{-0.130}^0$	$5_{0}^{+0.075}$	4	45	70	$8_{0}^{+0.036}$	0.4	0.2
$40_{-0.039}^0$	$35_{-0.160}^0$	$5_{0}^{+0.075}$	4	55	85	$12_{0}^{+0.043}$	0.6	0.4
$50_{-0.039}^0$	$42_{-0.160}^0$	$6_{0}^{+0.075}$	5	70	100	$16_{0}^{+0.043}$	0.6	0.4
$65_{-0.046}^0$	$55_{-0.190}^0$	$8_{0}^{+0.090}$	6	10	130	$18_{0}^{+0.043}$	1.0	0.6
$80_{-0.046}^0$	$70_{-0.190}^0$	$10_{0}^{+0.090}$	8	110	145	$24_{0}^{+0.052}$	1.0	0.6
$95_{-0.054}^0$	$85_{-0.220}^0$	$10_{0}^{+0.090}$	8	140	170	$28_{0}^{+0.052}$	1.0	0.6
$110_{-0.054}^0$	$100_{-0.220}^0$	$12_{0}^{+0.110}$	10	160	200	$32_{0}^{+0.062}$	1.0	0.6

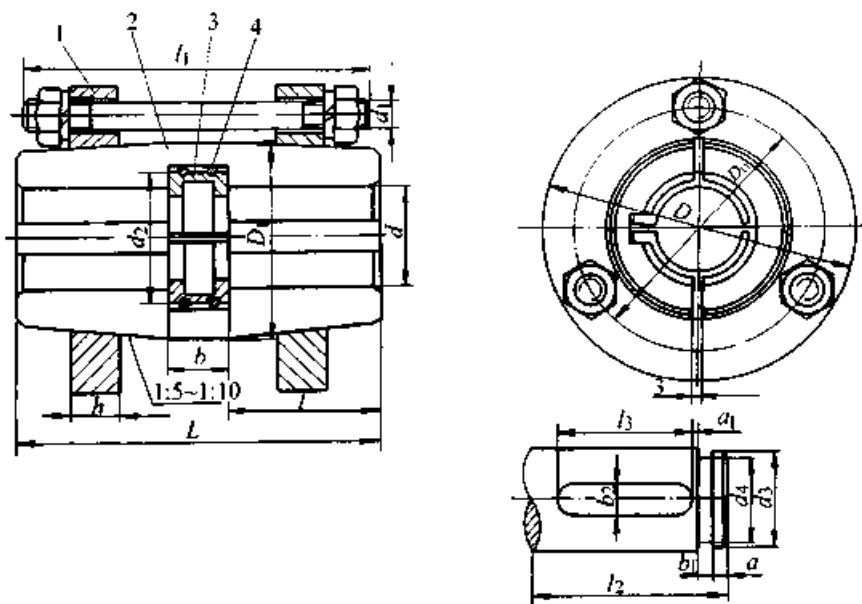


图 40.1-24 紧箍夹壳联轴器

1—紧箍环 2—夹壳 3—半圆环 4—钢丝

轴直径 d

联轴器外径 $D = (2.2 \sim 3.5)d$

联轴器长度 $L = (3.1 \sim 4.5)d$

夹壳外径 $D_1 = (1.7 \sim 1.8)d$

紧箍环宽度 $h = 0.5d$

半环宽度 $b = h$

半环外径 $d_2 = 1.1d$

螺栓直径 $d_1 = (0.15 \sim 0.25)d$

螺栓数量 $z = 3$

紧箍夹壳联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-26。

表 40.1-26 紧箍夹壳联轴器主要技术参数和尺寸 (推荐) (mm)

轴径 d	许用转矩 T_p /N·m	d_2	d_3	d_4	D	D_0	D_1	L	b	h	b_1
30	180	35	28	23	90	70	55	120	16	16	4
40	560	45	38	32	105	85	70	140	20	20	5
50	900	55	48	42	120	100	85	170	24	24	6
65	1 400	70	62	55	160	135	115	230	30	30	8
80	3 150	90	78	70	180	155	135	260	36	36	10
95	5 600	105	92	82	210	180	160	320	40	40	10
110	12 500	125	108	98	240	210	185	370	45	45	12

轴径 d	b_2	a	a_1	l	l_1	l_2	l_3	螺 栓		重量/kg
								z	d_1	
30	8	3	2	52	115	65	50	3	M10	2.6
40	12	4	2	60	130	87	50	3	M10	4.6
50	16	5	2	73	160	90	70	3	M10	6.4
65	18	6	2	100	210	120	100	3	M12	15.5
80	24	8	2	112	240	140	110	3	M12	22.2
95	28	8	3	140	285	170	140	3	M16	45.2
110	32	10	3	163	345	200	160	3	M16	56.6

请尊重知识产权
16

2.5 平行轴联轴器

(1) 结构和特点

平行轴联轴器的结构如图 40.1-25 所示。有两种型式：销轴 6 与连杆 3 的联接用滚动轴承 (G 型) 和滑动轴承 (H 型)。

平行轴联轴器适用于两平行轴之间的联接和传动。联轴器两轴中心距可在一定范围内变化。

G 型平行轴联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-27。所联两轴中心距应在联轴器最大中心距 s 的 25% ~ 95% 范围内。

(2) 选用计算

按传递的功率 P (kW)、转速 n (r/min) 和要求的使用寿命 L_h (h) 来选择平行轴联轴器的规格。

$$P = \frac{T_c n}{9\,550} = QK_h \quad (40.1-38)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·m)；

K_h ——寿命-转速系数，查表 40.1-28；

Q ——性能系数，查表 40.1-29。

示例：某平行轴中心距 $s = 80$ mm，传递转矩 $T_c = 380$ N·m，转速 $n = 1\,000$ r/min，要求使用寿命 $L_h = 1\,000$ h。

根据 $n = 1\,000$ r/min， $L_h = 1\,000$ h，由表 40.1-32 查得 $K_h = 7.943$ 。

传递功率 $P = \frac{T_c n}{9\,550} = \frac{380 \times 1\,000}{9\,550}$ kW = 39.8 kW，于是 $Q = \frac{P}{K_h} = \frac{39.8}{7.943} = 5.01$ 。

再根据 $Q = 5.01$ ，查表 40.1-29 得 PLG7 型平行轴联轴器 ($Q = 5.54$)。

再从表 40.1-27 中查得 PLG7 型平行轴联轴器的主要技术参数为： $T_n = 380$ N·m， $n_p = 1\,500$ r/min， $S_{max} = 90$ mm，满足要求。

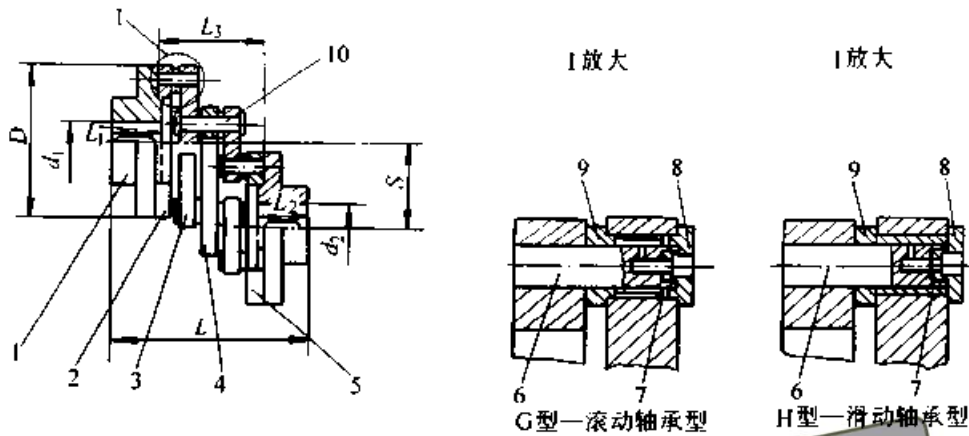


图 40.1-25 平行轴联轴器

1—半联轴器 2—主动盘 3—连杆 4—中间盘 5—从动盘
6、10—销轴 7—滚（滑）动轴承 8—挡环 9—隔离环

表 40.1-27 G 型平行轴联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 7006—1993)

型 号	公称转矩 $T_n/N \cdot m$	许用转速 $n_p/(r/min)$	轴孔直径 $d_1, d_2/mm$	轴孔长度 L_1, L_2 /mm	D/mm	S/mm max	L_3/mm	L/mm	重量 /kg	转动惯量 $J/kg \cdot m^2$
				J_1						
PLG1	25	2 000	18、19	30	85	50	96	156~184	4.293	0.003 13
			20、22、24	38						
			25	44						
PLG2	45	2 000	22、24	38	100	50	96	172~216	5.909	0.005 95
			25、28	44						
			30	60						
PLG3	75	2 000	25、28	44	115	50	96	184~216	8.24	0.011 1
			30、32、35	60						
PLG4	100	2 000	30、32、35、38	60	135	50	96	216~264	11.767 4	0.020 6
			40	84						
PLG5	140	1 750	35、38	60	150	90	161	281~264	14.541 2	0.055 6
			40、42、45	84						
PLG6	240	1 750	42、45、48		84	180	90	161	264	21.445
			50、55							
PLG7	380	1 500	48、50、55、56	107	205	90	161	264~375	30.634	0.174 6
			60							
PLG8	550	1 250	56	84	230	90	161	264	42.91	0.280 56
			60、63、65、70	107						
PLG9	405	1 250	50、55、56	84	205	115	195	363~409	46.49	0.214 88
			60、63	107						

超星浏览器提醒: 续表 40.1-27
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权!

型号	公称转矩 $T_n/N \cdot m$	许用转速 $n_p/(r/min)$	轴孔直径 $d_1, d_2/mm$	轴孔长度 L_1, L_2 /mm	D/mm	S/mm max	L_3/mm	L/mm	重量 /kg	转动惯量 $J/kg \cdot m^2$
				J_1						
PLG10	630	1 250	63、65	107	225			409	56.68	0.329 7
			70、71、75							
PLG11	1 000		70、71、75	132	260			409~459	84.574	0.587 34
			80、85							
PLG12	1 420	1 000	75	132	295			409~459	116.488	0.972 49
			80、85、90、95							
PLG13	2 460		90、95	167	365			459~529	225.24	2.397 1
			100、110、120							
PLG14	3 800		110、120、125	207	440			529~609	362.949	5.599 7
			130、140							
PLG15	5 950	750	125、130、140、150	242	515			609~679	554.86	9.749 5
			160							

表 40.1-28 寿命·转速系数 K_n (摘自 JB/T 7006—1993)

转 速 $n/(r/min)$	寿 命 L_h/h					
	1 000	2 500	5 000	10 000	25 000	50 000
10	0.631	0.479	0.389	0.316	0.240	0.195
25	1.198	0.910	0.739	0.601	0.456	0.371
50	1.947	1.479	1.201	0.976	0.741	0.602
100	3.162	2.402	1.951	1.585	1.204	0.978
150	4.200	3.191	2.502	2.105	1.599	1.299
200	5.137	3.902	3.170	2.575	1.956	1.589
250	6.001	4.562	3.706	3.010	2.287	1.857
300	6.823	5.183	4.210	3.420	2.598	2.110
400	8.345	6.340	5.140	4.182	3.177	2.581
500	9.756	7.411	6.020	4.889	3.714	3.017
600	11.08	8.420	6.839	5.555	4.220	3.428
700	12.34	9.379	7.618	6.188	4.700	3.818
800	13.56	10.30	8.365	6.795	5.161	4.192
900	14.72	11.18	9.084	7.378	5.605	4.553
1 000	15.85	12.04	9.779	7.943	6.034	4.901
1 100	16.94	12.87	10.45	8.491	6.45	5.391
1 200	18.01	13.63	11.11	9.025	6.856	5.568

续表 40.1-28

转 速 $n/(r/min)$	寿 命 L_h/h					
	1 000	2 500	5 000	10 000	25 000	50 000
1 300	19.04	14.47	11.75	9.545	7.250	5.889
1 400	20.06	15.24	12.38	10.05	7.636	6.203
1 500	21.05	15.99	12.99	10.55	8.015	6.510
1 600	22.02	16.73	13.59	11.04	8.385	6.810
1 700	22.98	17.45	14.18	11.52	8.748	7.106
1 800	23.92	18.17	14.76	11.99	9.105	7.396
1 900	24.85	18.87	15.33	12.45	9.456	7.681
2 000	25.75	19.56	15.89	12.90	9.803	7.962
2 100	26.64	20.24	16.44	13.35	10.14	8.238
2 200	27.52	20.91	16.98	13.79	10.48	8.511
2 300	28.39	21.57	17.52	14.23	10.81	8.780
2 400	29.25	22.22	18.05	14.66	11.14	9.046
2 500	30.10	22.86	18.57	15.08	11.46	9.208

表 40.1-29 性能系数 Q (摘自 JB/T 7006—1993)

型 号	Q	型 号	Q
PLG1	0.464	PLH1	0.665
PLG2	0.765	PLH2	1.25
PLG3	1.181	PLH3	2.362
PLG4	1.661	PLH4	2.444
PLG5	2.232	PLH5	3.58
PLG6	3.732	PLH6	5.983
PLG7	5.554	PLH7	8.896
PLG8	7.73	PLH8	12.393
PLG9	5.666	PLH9	7.5
PLG10	8.738	PLH10	11.575
PLG11	13.058	PLH11	17.296
PLG12	18.249	PLH12	24.407
PLG13	31.97	PLH13	42.352
PLG14	49.5	PLH14	65.557
PLG15	70.956	PLH15	93.978

3 无弹性元件挠性联轴器

挠性联轴器的共同特点就是可以在不同程度

上补偿所联两轴的轴向、径向和角向偏移。无弹性元件挠性联轴器是由某些可作相对移动的刚性元件构成的，利用联接元件间的相对可移量来补

偿所联两轴的相对偏移量。虽然挠性联轴器可以显著地减小由于两轴相对偏移引起的附加载荷,但附加载荷的大小与两轴相对偏移量的大小、偏移方向和联轴器中可动元件的摩擦磨损有关,挠性联轴器的有限补偿量,往往不能完全消除附加载荷。因此,即使采用挠性联轴器,仍应尽量调整所联两轴,使之有较高的对中精度。由刚性可动元件组成的挠性联轴器,在相对运动时不可避免地要发生摩擦和磨损。为了减轻摩擦磨损,必须采用适当的润滑剂、润滑方式和密封形式,以确保润滑良好

并防止灰尘进入,还要定期清洗和更新润滑剂。

3.1 链条联轴器

(1) 结构和特性

链条联轴器的结构如图 40.1-26 所示,利用一条双排滚子链同时与两个链轮式半联轴器啮合以实现联接。为了防止污物进入啮合部位,改善润滑条件,通常将联轴器封闭在罩壳内。利用链条与链轮齿间的间隙可以有限地补偿所联两轴的相对偏移。

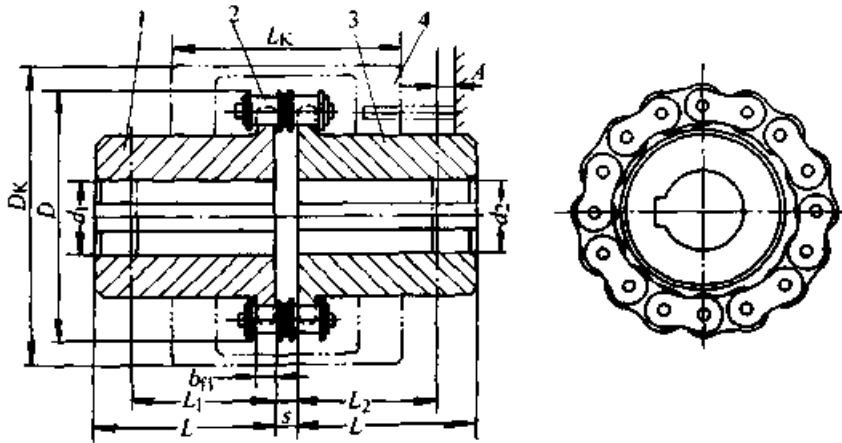


图 40.1-26 双排滚子链联轴器

1—半联轴器 I 2—双排滚子链 3—半联轴器 II 4—罩壳

链条联轴器所用链条有单排滚子链、双排滚子链、齿形链和尼龙链。用单排滚子链,受力状况较好;用双排滚子链可获得较大的偏移补偿量;用齿形链可允许较大转速;用尼龙链条有一定的缓冲减振作用,并可降低噪声,但承载能力较低。

链条联轴器具有结构简单、装拆方便、尺寸紧凑、可在高温、油污环境中工作等优点,但因链条与链轮齿有间隙会引起冲击和噪声,故不适宜于有正逆运转、频繁起动和立轴传动的场所。

链条联轴器的许用轴向偏移 $(\Delta x)_p \approx 0.15p$ (p 为链条节距),许用径向偏移 $(\Delta y)_p \approx 0.02p$,许用角向偏移 $(\Delta \alpha)_p \leq 1^\circ$ 。

两个带链轮轮齿的半联轴器的材料一般为 45 钢或 20Cr 钢,经渗碳或表面淬火,硬度 40~45HRC。

(2) 承载能力验算

链条联轴器的薄弱环节是链条,在传递转矩时可能发生链条销轴被切断。双排滚子链销轴抗剪切强度条件式为

$$\tau = \frac{8T_c}{\pi d_2^2 D_1 z} \leq \tau_p \quad (40.1-39)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);

d_2 ——链条销轴直径 (mm);

D_1 ——链轮分度圆直径 (mm);

z ——链轮齿数;

τ_p ——链条销轴许用切应力 (MPa),取

$\tau_p = (160 \sim 180) K_n$, 节距 p 较小时取小值,反之取大值;

K_n ——考虑惯性离心力影响的转速系数,见表 40.1-30。

表 40.1-30 链条联轴器转速系数 K_n

转速 n / (r/min)	<50	50	100	1 000	1 500	2 000	3 000
K_n	1.15	1.0	0.69	0.23	0.22	0.20	0.16

双排滚子链联轴器的主要技术参数和尺寸见 GB/T 6069—1985。

3.2 齿式联轴器

(1) 结构和特点

齿式联轴器是由齿数相同的内齿圈和带有外齿的半联轴器等组成。为了补偿所联两轴的相对偏移,内外齿啮合时具有较大的侧隙和顶隙,并

将外齿轮的齿顶制成球面，如图 40.1-27 所示。外齿轮有直齿（图 40.1-27a）和鼓形齿（图 40.1-27b）两种；鼓形齿可以提高联轴器角向偏移补偿能力，并可避免轮齿发生载荷集中（边缘接触），改善齿面上的载荷分布。目前直齿式联轴器已逐步淘汰，今后不应再选用。

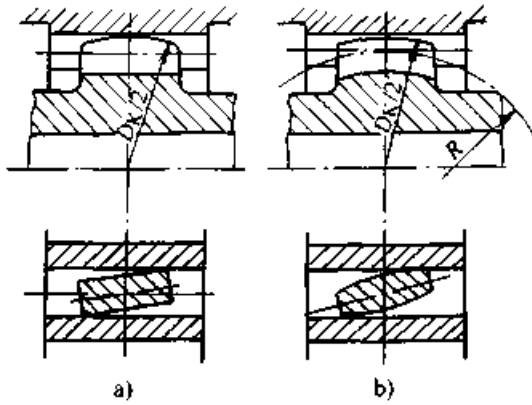


图 40.1-27 齿式联轴器的齿形
a) 直齿 b) 鼓形齿

鼓形齿式联轴器有多种结构型式：基本型、接中间轴型、接中间套型、带制动盘型、带制动轮型、垂直安装型、液压安全型等。这便于专业化生产和使用者选用。

齿式联轴器的优点是结构紧凑，承载能力大，适用范围广，具有一定的补偿所联两轴相对偏移的能力；但制造成本高，需有良好的润滑和密封，在启动、反转和变速时有冲击和噪声。适用于重载或高速运转的水平传动。

齿式联轴器内外齿轮的材料一般为 45、40Cr、42CrMo 等，经热处理后外齿轮齿面硬度 $\geq 280\text{HBS}$ ，内齿轮齿面强度 $\geq 250\text{HBS}$ 。高速运转的齿式联轴器，用 35CrMoA、25Cr2MoVA 等材料制造，齿面经表面淬火或渗氮处理，外齿轮齿面硬度 $\geq 650\text{HV}$ ，内齿轮齿面硬度 $\geq 500\text{HV}$ ，并应提高制造精度和降低表面粗糙度。

(2) 齿式联轴器的选用计算

1) 鼓形齿式联轴器的轴孔型式 各种型式的鼓形齿式联轴器的轴孔型式有限定，例如 G1CL 型只有 Y、J₁、Z₁ 型轴孔，G11CL 型只有 Y、J₁ 型轴孔，G11CLZ 型只有 Y 型轴孔，WGT 型只有 Y、J₁ 型轴孔，WGZ 型只有 J₁、Z₁ 型轴孔，WGC 型只有 Y 型轴孔。同一型号的鼓形齿式联轴器的两轴孔型式可以根据所联轴伸的不同，组合选用。

2) 鼓形齿式联轴器的许用角向偏移补偿量 鼓形齿式联轴器不论有无中间套（或轴），若是由两对内外齿轮组成，根据联轴器角向补偿量的定义，整个齿式联轴器的许用角向补偿量为 $(\Delta\alpha)_p$ ，两个半联轴器的内外齿轮的许用角向补偿量各为 $(\Delta\alpha)_p/2$ 。但有关鼓形齿式联轴器标准中，将半个联轴器的许用角向补偿量定为 $(\Delta\alpha)_p$ ，整个联轴器的许用角向补偿量为 $2(\Delta\alpha)_p$ ，如图 40.1-28 所示。这是鼓形齿式联轴器有关标准与其他联轴器不同之处，应予以注意。

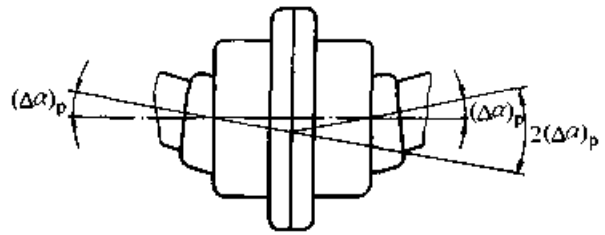


图 40.1-28 鼓形齿式联轴器的许用角向补偿量

3) 鼓形齿式联轴器许用转矩的修正 选择鼓形齿式联轴器规格时应考虑转速和角向偏移对联轴器承载能力的影响，即对其许用转矩（或公称转矩）进行修正。因此，鼓形齿式联轴器的规格选择条件式为

$$T_c \leq K_1 T_n \quad (40.1-40)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·m)，按式 (40.1-2) 计算；

T_n ——联轴器的公称转矩 (N·m)；

K_1 ——公称（许用）转矩修正参数，从图 40.1-29 查取，图中 $\Delta\alpha$ 为所联两轴相对角向偏移量。

4) 鼓形齿式联轴器许用转速的修正 标准的鼓形齿式联轴器技术参数表中的许用转速 n_p 是在所联两轴当量角向偏移量 $\Delta\alpha_s \leq 0.25^\circ$ 的条件下确定的。当量角向偏移量的近似计算式为

$$\Delta\alpha_s = \frac{\Delta y}{(\Delta y)_p} (\Delta\alpha)_p \quad (40.1-41)$$

式中 $\Delta\alpha_s$ ——当量角向偏移量 (°)；

Δy ——实际径向偏移量 (mm)；

$(\Delta y)_p$ ——联轴器许用径向补偿量 (mm)；

$(\Delta\alpha)_p$ ——联轴器许用角向补偿量 (°)。

若工作时的当量角向偏移量 $\Delta\alpha_s > 0.25^\circ$ ，则应按下式修正联轴器的许用转速。

$$n_{sp} = f n_p \quad (40.1-42)$$

式中 n_{sp} ——实际许用转速 (r/min)；

n_p ——标准中表列许用转速 (r/min);

f ——许用转速修正系数, 查表 40.1-31。

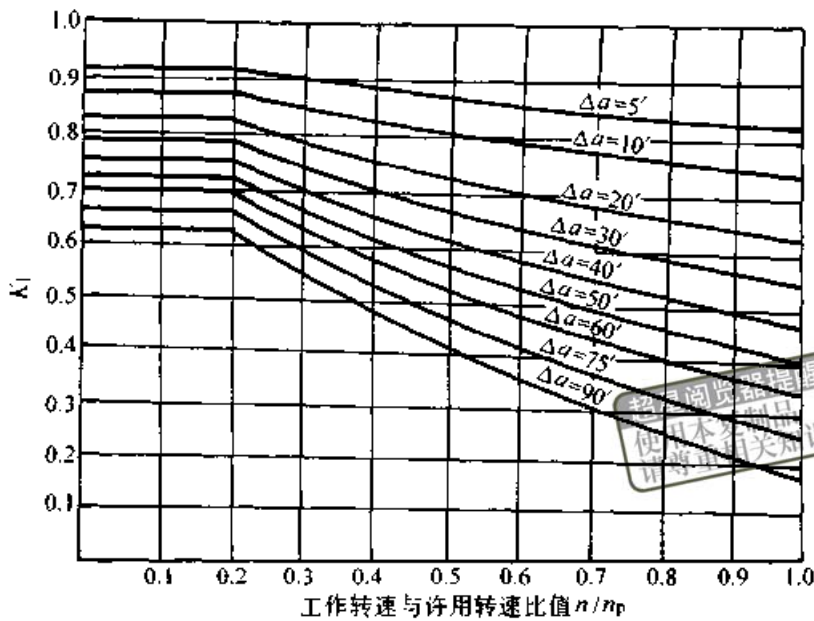


图 40.1-29 鼓形齿式联轴器许用转矩修正系数 K_1
 n —工作转速 (r/min) n_p —许用转速 (r/min)

表 40.1-31 许用转速修正系数 f

鼓形齿式联轴器		当量角向偏移量					
型号	规格	0.25°	0.5°	0.75°	1°	1.25°	1.5°
WGZ WGP WGC	1	1	1	0.9	0.68	0.54	0.45
	2			0.75	0.57	0.45	0.38
	3			0.7	0.52	0.42	0.35
	4		0.93	0.63	0.47	0.37	0.31
	5		0.89	0.59	0.44	0.35	0.3
	6		0.85	0.57	0.42	0.34	0.28
	7		0.82	0.54	0.4	0.33	0.27
	8					0.32	
	9		0.8	0.53		0.31	
	10		0.78	0.52	0.39	0.31	0.26
	11		0.75	0.50	0.37	0.3	0.25
	12		0.72	0.48	0.36	0.29	0.24
	13		0.68	0.45	0.34	0.27	0.23
	14		0.67	0.44	0.33		0.22

5) 鼓形齿式联轴器中间轴(套)临界转速 n_c 。当选用有中间轴(或中间套)的鼓形齿式联轴器时, 应验算其临界转速 n_c 并满足下列条件

$$\left. \begin{aligned} n &\leq 0.75n_c \\ \text{或 } n &\geq 1.35n_c \end{aligned} \right\} \quad (40.1-43)$$

式中 n ——联轴器工作转速 (r/min);

n_c ——临界转速(r/min), 可按下式计算。

$$n_c = 300 \sqrt{\frac{76.8EI}{GA^4}} \quad (40.1-44)$$

式中 E ——材料的弹性模量, 对于钢, 取 $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$

G ——每 1 mm 长度的中间套(轴)的重量(kg/mm);

A ——两外齿轮齿宽中点的距离(mm), 见图 40.1-30;

I ——中间套(轴)的惯性矩(mm^4)

$$I = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{64} \quad (40.1-45)$$

d_o ——中间套(轴)外径(mm);

d_i ——中间套内径(mm)。对于中间轴, 取 $d_i = 0$ 。

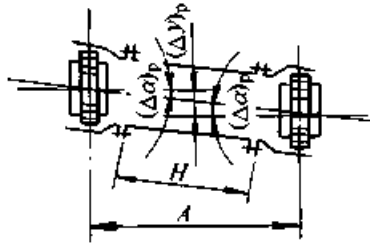


图 40.1-30 接中间套(轴)齿式联轴器的许用径向补偿量与其他尺寸关系

6) 接中间套(轴)齿式联轴器的许用径向补偿量 由图 40.1-30 可知, 接中间套(轴)齿式联轴器的许用径向补偿量 $(\Delta y)_p$ 可按下式计算

$$(\Delta y)_p = A \tan(\Delta\alpha)_p \quad (40.1-46)$$

式中 A ——两外齿轮齿宽中点的距离(mm);

$(\Delta\alpha)_p$ ——联轴器许用角向补偿量($^\circ$)。

对于 WGT I 型接中间套鼓形齿式联轴器, 因 $(\Delta\alpha)_p = 1.5^\circ$, $A \approx H + 1.5B$, 故 $(\Delta y)_p = 0.0262(H + 1.5B)$ 。对于 WGT II 型接中间套鼓形齿式联轴器, 因 $(\Delta\alpha)_p = 1.5^\circ$, $A \approx 0.0262(H + 1.1B_1)$ 。其中 H 为中间套两端法兰间的距离(mm); B 、 B_1 分别为 WGT I 型和 WGT II 型内齿圈长度(mm)。

7) 齿式联轴器内外齿套啮合时自动对中条件和中间轴质量的限制 由于重力作用, 齿式联轴器的内外齿套必然存在偏心量, 尤其是接中间套(轴)的齿式联轴器。工作时自动对中的条件是: 传递的转矩 T 大于、等于自动对中所需的最小转矩($\text{N}\cdot\text{mm}$), 即

$$T \geq \frac{mnd_1\Delta y}{3.64 \times 10^5} \quad (40.1-47)$$

式中 m ——齿轴套(包括中间轴或套)的质量(kg);

n ——转速(r/min);

d_1 ——齿轮分度圆直径(mm);

Δy ——径向偏移量(mm)。

若中间轴(套)的质量过大, 亦即重力过大, 则不能自动对中。因此, 一般要求限定中间轴(套)的重力(N)不得超过传递公称转矩 T_n 时齿轮分度圆直径处圆周力(N)的 2%。

(3) 鼓形齿式联轴器承载能力验算和附加载荷计算

鼓形齿式联轴器可能因齿面接触强度不足引起齿面压溃, 高速时可能出现齿面过度磨损。

1) 齿面接触强度验算 轮齿齿面接触强度条件式为

$$\sigma_H \approx 175 \sqrt{\frac{T_c}{d_t^3}} \leq \sigma_{Hp} \quad (40.1-48)$$

式中 σ_H ——齿面接触应力(MPa);

T_c ——联轴器计算转矩($\text{N}\cdot\text{mm}$);

d_t ——齿轮分度圆直径(mm);

σ_{Hp} ——许用齿面接触应力(MPa), 见表 40.1-32。

表 40.1-32 鼓形齿许用接触应力 σ_{Hp}

	齿面硬度		许用接触应力 σ_{Hp}/MPa
	HBS	HRC	
钢	≤ 250		$0.72H_1$
	250~350		$0.62H_1$
淬火钢		40~57	$4.7H_2$
渗碳钢		56~64	$4.9H_2$

注: 1. 当模数 $m > 8 \text{ mm}$ 时, 将表值乘以 0.95。

2. H_1 为布氏硬度 HBS 值, H_2 为洛氏硬度 HRC 值。

2) 齿面相对滑动速度验算 当所联两轴有相对角偏移时, 内外轮齿将发生轴向相对往复滑动, 为防止齿面过快磨损或胶合, 应限制其相对滑动速度 v_s 。

$$v_s = \frac{d_t n \tan \Delta\alpha}{3 \times 10^4} \leq v_{sp} \quad (40.1-49)$$

式中 d_t ——齿轮分度圆直径(mm);

n ——工作转速(r/min);

$\Delta\alpha$ ——角向偏移量($^\circ$);

v_{sp} ——许用齿面相对滑动速度 (m/s), 取
 $v_{sp} = 0.12 \text{ m/s}$ 。

3) 齿式联轴器的附加载荷 当齿式联轴器补偿所联两轴的相对径向偏移和角向偏移时, 由于内外齿啮合面间的摩擦, 给轴产生附加力 (N) 和附加弯矩 (N·mm), 可按下列各式近似计算。

$$\text{附加轴向力 } F_s = \frac{\mu T_c}{d_1 \cos \alpha} \quad (40.1-50)$$

$$\text{附加径向力 } F_r = (0.28 \sim 0.37) \frac{T_c}{l} \quad (40.1-51)$$

式中 T_c ——联轴器计算转矩 (N·mm);
 d_1 ——齿轮分度圆直径 (mm);
 l ——联轴器两端支承距离 (mm);
 μ ——齿面摩擦系数, 取 $\mu = 0.15 \sim 0.20$;
 α ——齿形压力角。

附加径向力使轴承受附加弯矩, 亦可近似取附加弯矩 M_l (N·m) 为

$$M_l = 0.1 T_c \quad (40.1-52)$$

(4) 鼓形齿式联轴器的主要尺寸关系

设计鼓形齿式联轴器时, 可参考下列关系式确定参数和尺寸。

1) 齿轮齿数 $z = 32 \sim 90$ 。转速高, 直径大时取大值; 为便于测量, 最好取偶数。

2) 外轮齿宽度 $b = (0.15 \sim 0.2) d_1$ (d_1 为齿轮分度圆直径)。

3) 鼓形齿尺寸 (参看图 40.1-31)

$$\text{齿廓位移圆半径 } R = \frac{0.091 b \sin \theta}{1 - \cos \theta}$$

$$\text{沿齿宽弧形半径 } R_c = \frac{b}{2 \sin \theta}$$

$$\text{单侧齿厚减薄量 } \Delta s = R_1 (1 - \cos \theta)$$

式中 b ——外齿轮齿宽 (mm);

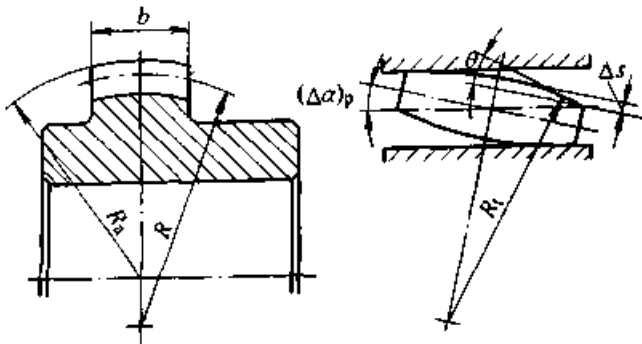


图 40.1-31 鼓形齿

θ ——鼓形角。为了获得足够的角向补偿量, 应使 $\theta \geq (\Delta \alpha)_p$ 。

4) 齿侧间隙 当 $(\Delta \alpha)_p \leq 1.5^\circ$, $z = 32 \sim 90$ 时, 取齿侧间隙 $c_p = 0.00156 d_1 + \delta_{cn}$ 。式中 δ_{cn} 为制造误差补偿量, 列于表 40.1-33。

表 40.1-33 齿侧间隙补偿量

分度圆直径 d_1/mm	≤ 125	>125 ~ 250	>250 ~ 400	>400 ~ 600	>600 ~ 800	>800 ~ 1200
σ_{cn}/mm	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.50

鼓形齿轮的精度一般为 5~7 级, 齿面粗糙度 $R_a = 0.4 \sim 3.2 \mu\text{m}$ 。

为了适应不同需要, 鼓形齿式联轴器除基本型外, 还有接中间轴型、接中间套筒型、带制动轮型、带制动盘型以及垂直安装型等十余种型式。

3.2.1 GCLD 型鼓形齿式联轴器

GCLD 型是专用于联接电动机轴伸的鼓形齿式联轴器, 轴孔组合有五种: $\frac{Y}{J_1}$ 、 $\frac{Z_1}{J_1}$ 、 $\frac{J_1}{J_1}$ 、 $\frac{J_1}{Y}$ 、 $\frac{Z_1}{Y}$, 结构见图 40.1-32, 主要技术参数和尺寸见 JB/T 8854.1—1999。

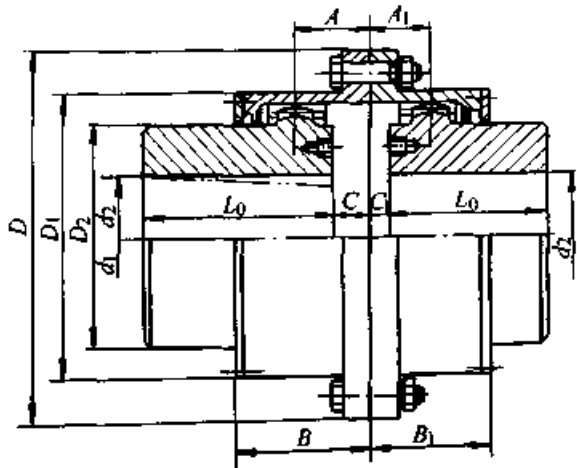


图 40.1-32 GCLD 型鼓形齿式联轴器

3.2.2 GICL 型(宽型基本型)鼓形齿式联轴器

GICL 型联轴器的内齿圈较宽, 有较大的轴向补偿量; 另外, 齿轮模数较大, 适用工况恶劣的冶金、矿山机械。GICL 型鼓形齿式联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-34, 结构如图 40.1-33 所示。

表 40.1-34 G I C L 型鼓形齿式联轴器的主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 8854.2—1999)

型 号	公称 转矩 $T_n /$ N·m	许用 转速 $n_p /$ $r \cdot \min^{-1}$	轴孔直径 d_1, d_2, d_s /mm	轴孔长度 L/mm		D/ mm	$D_1 /$ mm	$D_2 /$ mm	B/ mm	A/ mm	C/ mm	$C_1 /$ mm	$C_2 /$ mm	e/ mm	润滑油 脂用 量 $a /$ kg	重量 /kg	转动 惯量 $J /$ $kg \cdot m^2$	许用径 向补偿 量 $(\Delta y)_p$ /mm	许用角 向补偿 量 $(\Delta \alpha)_p$ /(')
				Y 型	J_1 Z_1 型														
GICL5	5 000	3 300	40、42、45、48、50、 55、56	112	84	224	183	130	198	142	3	25	28	0.27	38	0.167	3.8	1.5	
				142	107							20	35						
				172	132							22	43						
				112	84							6	35						
GICL6	7 100	3 000	60、63、65、70、71、 75	142	107	241	200	218	160	4	20	35	0.38	48.2	0.267	4.3	1.5		
				172	132						22	43							
				142	107						20	35							
				112	84						6	35							
GICL7	10 000	2 680	80、85、90、95	172	132	260	230	244	180	4	25	35	0.57	68.9	0.453	4.7	1.5		
				212	167						22	43							
				142	107						22	48							
				172	132						25	35							
GICL8	14 000	2 500	80、85、90、95	172	132	282	245	264	193	5	25	35	0.66	83.3	0.646	5.24	1.5		
				212	167						22	43							
				142	107						22	48							
				172	132						25	35							
GICL20	500 000	790	280、300、320 340、360	470	380	855	755	585	786	15	44	-	16	2 263	167.41	16.49	1.5		
				550	450														

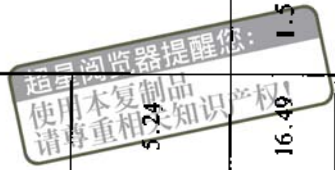
注：1. 联轴器重量和转动惯量是按各型号中轴孔最小直径和最大长度计算的近似值。

2. $D \geq 465$ mm, 其 O 形圈采用圆形截面橡胶条粘结而成。

3. J_1 型轴孔根据需要, 也可以不使用轴端挡圈。

4. GICL1~GICL4、GICL9~GICL19 和 GICL21~GICL30 的数据见 JB/T 8854.2—1999 或生产厂产品样本。

5. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。



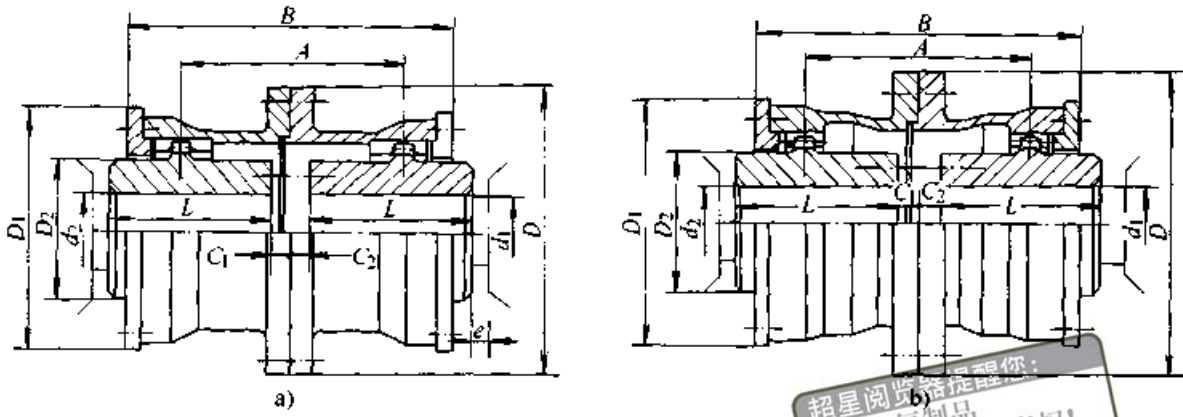


图 40.1-33 G I C L 型鼓形齿式联轴器

a) G I C L 1~G I C L 14 型 b) G I C L 15~G I C L 30 型

超星阅读器提醒你：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

3.2.3 G II C L 型（窄基本型）鼓形齿式联轴器

G II C L 型联轴器的齿轮模数较小，径向补偿量较小；结构紧凑，重量和转动惯量较小，适

用高速、起动频繁、要求外形尺寸较小的场所。G II C L 型的结构见图 40.1-34，主要技术参数和尺寸列于表 40.1-35。

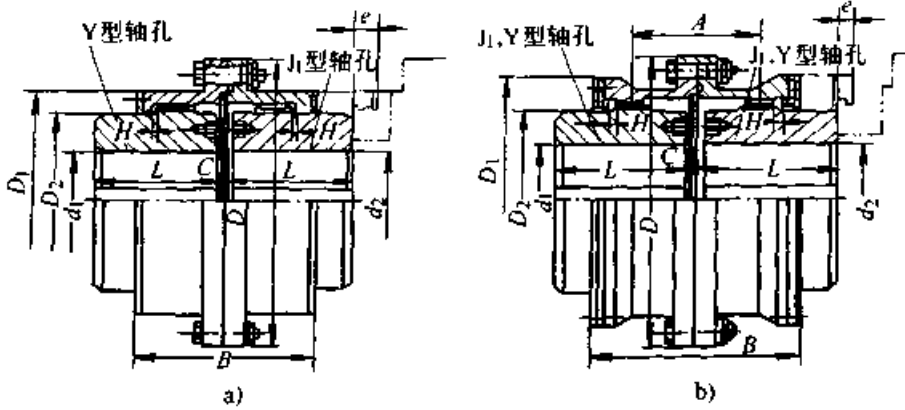


图 40.1-34 G II C L 型鼓形齿式联轴器

a) G II C L 1~G II C L 13 型 b) G II C L 14~G II C L 25 型

表 40.1-35 G I C L 型鼓形齿式联轴器主要技术参数和尺寸（摘自 JB/T 8854.2—1999）

型号	公称 转矩 $T_n /$ $N \cdot m$	许用 转速 $n_p / r \cdot$ min^{-1}	轴孔直径 $d_1, d_2 / mm$	轴孔长度 L / mm		$D /$ mm	$D_1 /$ mm	$D_2 /$ mm	$C /$ mm	$H /$ mm	$A /$ mm	$B /$ mm	$e /$ mm	润滑 脂用 量 a $/kg$	重量 $/kg$	转动 惯量 $J / kg \cdot$ m^2	许用 径向 补偿 量 $(\Delta y)_p /$ mm	许用 角向 补偿 量 $(\Delta \alpha)_p /$ $(^\circ)$
				Y 型	J ₁ 型													
G I C L 5	2 800	4 000	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84	167	134	105	10	2.5	55	108	42	1.25	16.4	0.151	1.4	1.5
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107													
G II C L 6	4 500		45, 48, 50, 55, 56	112	84	187	153	125	56	110	1.48	26.5	0.3	1.4				
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107													
			80, 85, 90	172	132													

续表 40.1-35

型号	公称转矩 $T_n/N \cdot m$	许用转速 $n_p/r \cdot \min^{-1}$	轴孔直径 $d_1, d_2/mm$	轴孔长度 L/mm		D/mm	D_1/mm	D_2/mm	C/mm	H/mm	A/mm	B/mm	e/mm	润滑脂用量 a/kg	重量 $/kg$	转动惯量 $J/kg \cdot m^2$	许用径向补偿量 $(\Delta v)_p/mm$	许用角向补偿量 $(\Delta \alpha)_p/(\circ)$
				Y型	J ₁ 型													
GII CL20	900 000	800	360, 380, (390)	550	450	928	838	720	32	10.5	247	470	75	110	3 384	1 047	6.4	1.5
			400, 420, 440, 450, 460	650	540										4 330	1 196		
			480, 500															
			530 (540)	800	680										4 430	1 443		

注：1. 重量与转动惯量按 J₁ 型计算，并包括轴伸在内。

2. 轴孔长度推荐采用 J₁ 型。

3. 带括号的轴孔直径新设计时不应采用。

4. GII CL1~GII CL4、GII CL7~GII CL19 和 GII CL21~GII CL25 的数据，见 JB/T 8854.2—1999 或生产厂产品样本。

5. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

3.2.4 GI CLZ 型（宽型接中间轴型）鼓形齿式联轴器

GI CLZ 型是 GI CL 型接中间轴用的派生型，其他特点与 GI CL 型相同。结构如图 40.1-35 所示，主要技术参数和尺寸列于表 40.1-36。

3.2.5 GII CLZ 型（窄型接中间轴型）鼓形齿式联轴器

GII CLZ 型是 GII CL 型用于接中间轴的派生型，其他特点同 GII CL 型。GII CLZ 的结构如图 40.1-36 所示，主要技术参数和尺寸列于表 40.1-37。

GI CLZ 型和 GII CLZ 型接中间轴的结构示意如图 40.1-37 所示。

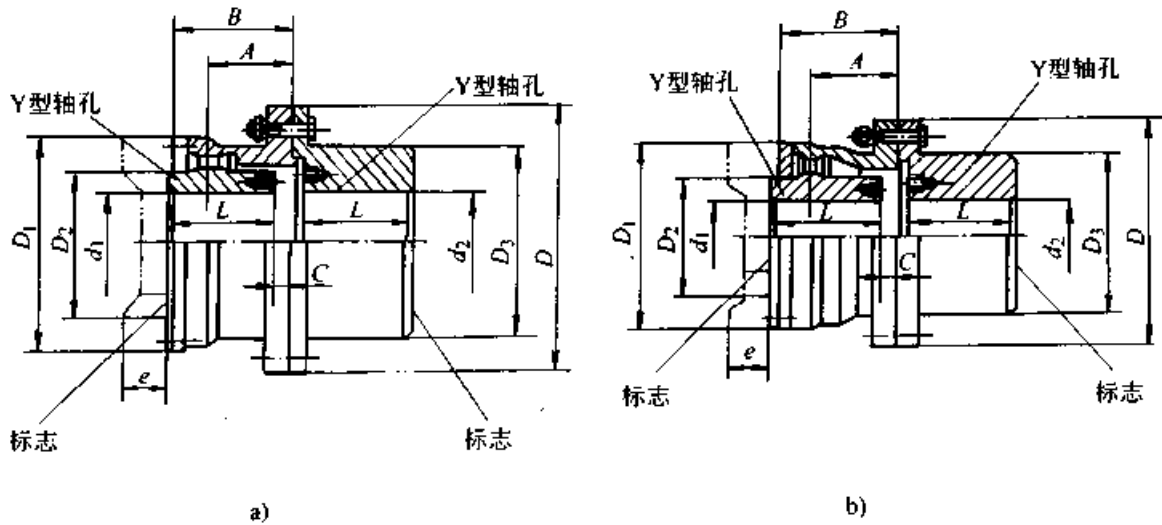


图 40.1-35 GI CLZ 型鼓形齿式联轴器

a) GI CLZ1~GI CLZ14 型 b) GI CLZ15~GI CLZ30 型

表 40.1-36 G I CLZ 型鼓形齿式联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 8854.3—1999)

型号	公称转矩 T_n /N·m	许用转速 n_p /r·min ⁻¹	轴孔直径 d_1, d_2	轴孔长度 L	D	D_1	D_2	D_3	B	A	C	转动惯量 J /kg·m ²	润滑脂 用量 /mL	重量 /kg	
				Y型											
mm															
G I CLZ5	5 000	3 300	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	224	183	130	150	99	71	3	30	0.014 9	140	36.2
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142											
			80, 85*, 90*	172											
G I CLZ6	7 100	3 000	48, 50, 55, 56	112	241	200	145	170	109	80	6	30	0.24	200	46.2
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142							4				
			80, 85, 90, 95*	172											
			100*	212											
G I CLZ20	500 000	790	280, 300, 320	470	855	755	585	600	393	297	13	50	140.03	8 100	2 033
			340, 360, 380*	550											

注：1. 联轴器重量和转动惯量是按各型号中最小轴孔直径计算的近似值。

2. $D_2 \geq 465$ mm, 其 O 形圈采用圆形断面橡皮条粘结而成。

3. 表中标记“*”号的轴孔尺寸只适于 d_2 选用。

4. G I CLZ1~G I CLZ4、G I CLZ7~G I CLZ19 和 G I CLZ21~G I CLZ30 的数据见 JB/T 8854.3—1999 或生产厂产品样本。

5. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

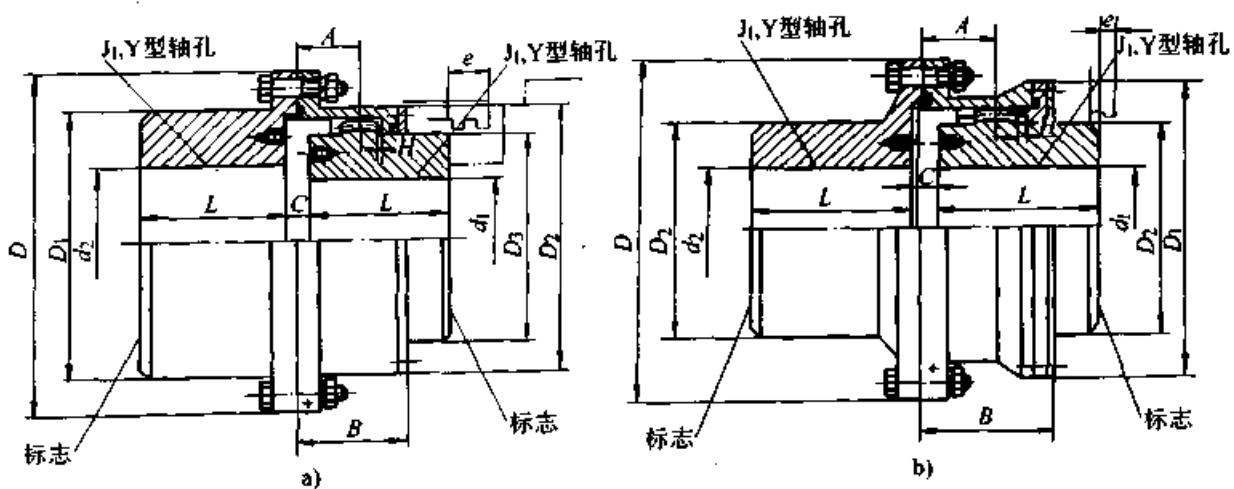


图 40.1-36 G II CLZ 型鼓形齿式联轴器

a) G II CLZ1~G II CLZ13 型 b) G II CLZ14~G II CLZ25 型

表 40.1-37 G II CLZ 型鼓形齿式联轴器的主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 8854.3—1999)

型号	公称转矩 T_n /N·m	许用转速 n_p r·min ⁻¹	轴孔直径		轴孔长度 L		D	D ₁	D ₂	D ₃	C	H	A	B	e	转动惯量 J /kg·m ²	润滑油 用量 /mL	重量 /kg
			d_1, d_2	Y	J ₁	J ₂												
G II CLZ5	2 800	4 000	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56		12	84	167	134	134	105	10	2.5	27.5	54	42	0.176	77	18.1
			60, 63, 65, 70, 71, 75		142	107	187	153	153	125	10	2.5	28	55	42	0.207		23.1
			80*, 85*, 90*		172	132	212	167	187	153	125	10	2.5	28	55	42		0.25
G II CLZ6	4 500	4 000	45, 48, 50, 55, 56		112	84	187	153	153	125	10	2.5	28	55	42	0.30	91	23.9
			60, 63, 65, 70, 71, 75		142	107	204	170	170	140	10	2.5	30	59	42	0.356		29.3
			80, 85, 90, 95*		172	132	212	167	204	170	140	10	2.5	30	59	42		0.417
G II CLZ7	6 300	3 750	100*, (105)*		212	167	204	170	170	140	10	2.5	30	59	42	0.426	108	36.2
			50, 55, 56		112	84	204	170	170	140	10	2.5	30	59	42	0.458		29.6
			60, 63, 65, 70, 71, 75		142	107	204	170	170	140	10	2.5	30	59	42	0.534		36.3
G II CLZ19	630 000	950	100, (105), 110*, (115)*		212	167	818	748	630	32	—	9	116	220	75	0.628	5 000	54.3
			300, 320		470	380	818	748	630	32	—	9	116	220	75	0.759		2 115
			340, (350), 360, 380, (390)		550	450	818	748	630	32	—	9	116	220	75	0.490		2 457
G II CLZ20	900 000	800	400, 420, 440, 450, 460		650	540	928	838	720	32	—	10.5	123.5	235	75	645	6 200	2 892
			(470)		650	540	928	838	720	32	—	10.5	123.5	235	75	960		3 223
			360, 380, (390)		550	450	928	838	720	32	—	10.5	123.5	235	75	1 109		3 793
G II CLZ20	900 000	800	400, 420, 440, 450, 460		650	540	928	838	720	32	—	10.5	123.5	235	75	1 109	6 200	4 680
			480, 500		650	540	928	838	720	32	—	10.5	123.5	235	75	1 340		4 680
			530, (540)		800	680	928	838	720	32	—	10.5	123.5	235	75	1 340		4 680

注: 1. 转动惯量与重量按 J₁ 型轴伸计算并包括轴伸在内。

2. 轴孔直径栏中标注 * 号的轴孔尺寸, 只适于 d₂ 选用。

3. 推荐选用 J₁ 型轴伸系列。

4. 带括号的轴孔直径新设计时不用。

5. G II CLZ1 ~ G II CLZ4、G II CLZ7 ~ G II CLZ18 和 G II CLZ21 ~ G II CLZ25 的数据见 JB/T 8854.3—1999。

6. 生产厂: 宁波伟隆传动机械有限公司。



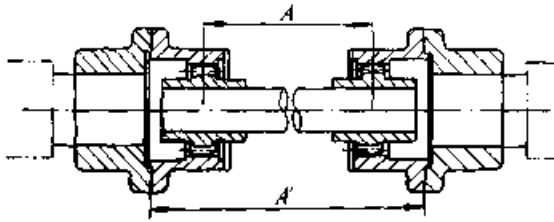


图 40.1-37 接中间轴的鼓形齿式联轴器

3.3 十字轴式万向联轴器

十字轴式万向联轴器是万向联轴器的一种。所谓万向联轴器就是允许所联的主、从动轴有高达 $35^\circ \sim 40^\circ$ 的角向偏移 (若是双十字轴万向联轴器允许的角向偏移可增加 1 倍), 并能可靠地实现连续运转, 传递转矩。按运动来分, 万向联轴器可分为同步万向联轴器和不同步万向联轴器。同步万向联轴器所联的主、从动轴可以实现同步转动, 即在有相对偏移的情况下, 主从动轴的瞬时转速仍保持相等; 不同步万向联轴器的主、从动轴虽能保持平均转速相等, 但瞬时转速不能保持一致。

(1) 单十字轴式万向联轴器的运动分析

单十字轴式万向联轴器如图 40.1-38 所示, 主、从动轴的轴叉 1、2 与中间的十字轴 3 分别以铰链 (滚动轴承或滑动轴承) 联接。当两轴有角向偏移时, 轴叉 1、2 分别绕各自的固定轴线回转, 十字轴则作空间运动。当轴 1 回转一周时, 轴 2 也跟着回转一周。但两轴的瞬时转速并不时时相等, 即当轴 1 以等角速度回转时, 轴 2 作变角速度回转。

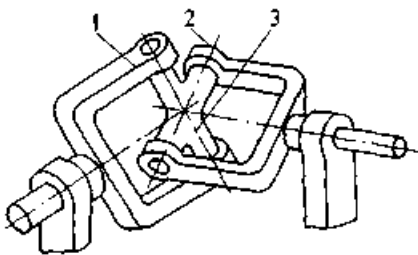


图 40.1-38 单十字轴万向联轴器

1—主动轴叉 2—从动轴叉 3—十字轴

如图 40.1-39 所示, 主动轴 1 的轴线与从动轴 2 的轴线所夹锐角称为轴间角或折角 β , 轴 1 和轴 2 的角速度分别为 ω_1 和 ω_2 。在轴叉 1、2 上选与十字轴中心点 O 等距离点 A 和 B , 当两轴回转一周时, 点 A 和点 B 的轨迹各为一个圆。该两圆所在平面 I 和 II 各垂直于其回转轴线, 因

此, 这两个平面间夹角也等于 β 。如果取点 A 的运动平面 I 作为投影面, 则点 A 的轨迹为一实际大小的圆, 点 B 轨迹为一椭圆。由于 OA 和 OB 始终垂直, 且 OA 在投影面内, 故它们的投影也互相垂直。取主动轴 1 的叉面位于主、从动轴线所在平面内时为起点, 此时点 A 、点 B 的位置分别记作 A_0 、 B_0 。当 OA 的投影在位置 OA_0 时 (即轴 1 的叉面位于两轴轴线所在平面内时), OB 的投影应在位置 OB_0 (即轴 2 的叉面位于两轴轴线所在平面的垂直面内)。当轴 1 回转角度 φ_1 时, OA 的投影位置由 OA_0 转到 OA_1 , 同时 OB 的投影位置由 OB_0 转到 OB_1 。根据两投影线 OA_1 和 OB_1 始终互相垂直的关系可知, $\angle B_0OB_1$ 也等于 φ_1 , $\angle B_0OB_1$ 是轴 2 转角 φ_2 的投影。为了求得转角 φ_2 的真实大小, 可将点 B 转动的所在平面 II 绕线 OB 转过角度 β , 而与 A 点转动的所在平面 I 相重合。此时点 B_1 就落到平面 I 的点 B_1' , 而直线 $B_1'B_1D$ 与 OB_0 垂直, 于是 $\angle B_1'OB_0$ 即为真实的转角 φ_2 。由图 40.1-39 可得

$$\frac{\tan \varphi_1}{\tan \varphi_2} = \frac{B_1'D/OD}{B_1'D/OD} = \frac{B_1'D}{B_1'D}$$

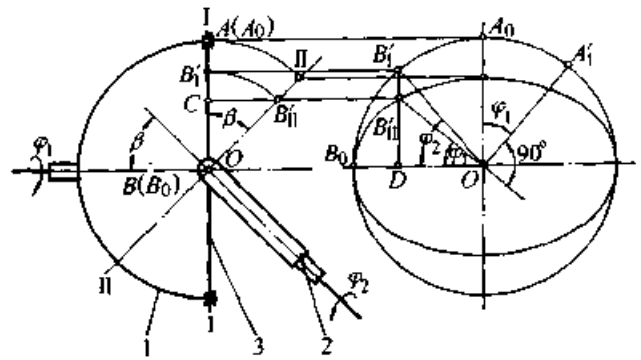


图 40.1-39 单十字轴万向联轴器的传动关系

同样, 由图 40.1-39 可知

$$B_1'D = OC, B_1'D = OB_1' = OB_1$$

于是 $B_1'D/B_1'D = OC/OB_1' = \cos \beta$

所以 $\tan \varphi_1 = \tan \varphi_2 \cos \beta$ (40.1-53)

将式 (40.1-53) 对时间微分, 并注意 $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1, \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$, 得传动比 i_{21} 和 ω_2 的计算式如下

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \varphi_1} \quad (40.1-54)$$

$$\omega_2 = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \varphi_1} \omega_1 \quad (40.1-55)$$

由式(40.1-54)可知,传动比 i_{21} 为两轴轴间角 β 和主动轴转角 φ_1 的函数。当 $\beta = 0^\circ$ 时, $i_{21} = 1$, 即两轴作等速传动; 当 $\beta = 90^\circ$ 时, $i_{21} = 0$, 即两轴自锁而不能传动。

由式(40.1-55)可知,从动轴角速度 ω_2 是主动轴角速度 ω_1 和轴间角 β 的函数。若 β 和 ω_1

为一定值, $\varphi_1 = 0^\circ$ 或 180° 时, $\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos\beta}$; 当 $\varphi_1 = 90^\circ$ 或 270° 时, $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos\beta$ 。轴2的平均角速度 $\omega_{2m} = \omega_1$ 。单十字轴式万向联轴器的 ω_2/ω_1 与 φ_1 的关系曲线如图40.1-40所示。

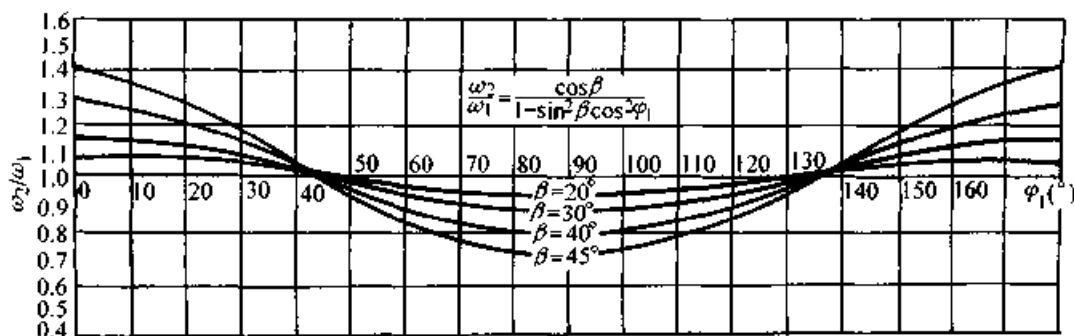


图 40.1-40 单十字轴式万向联轴器的 ω_2/ω_1 与 φ_1 的关系曲线

从动轴角速度 ω_2 的变化规律还可用不均匀系数 δ 表示

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2m}} = \frac{\omega_1/\cos\beta - \omega_1 \cos\beta}{\omega_1} = \frac{1 - \cos^2\beta}{\cos\beta} = \frac{\sin^2\beta}{\cos\beta} = \tan\beta \sin\beta \quad (40.1-56)$$

式中 $\omega_{2\max}$ ——从动轴最大角速度;
 $\omega_{2\min}$ ——从动轴最小角速度;
 ω_{2m} ——从动轴平均角速度;
 ω_1 ——主动轴角速度;
 β ——轴间夹角。

当轴间夹角 β 较小时, 因 $\tan\beta \approx \sin\beta \approx \beta$, 则式(40.1-56)简化为

$$\delta = \beta^2 \quad (40.1-57)$$

由以上关系式可看出, 两轴轴间夹角 β 越大, 不均匀系数 δ 越大。因此, 单十字轴式万向联轴器, 除了 $\beta = 0$ 以外, 主、从动轴不是同步回转的, 即使主动轴匀速回转, 从动轴的转速却循环变化, 使传动系统产生冲击和附加载荷。所以, 单十字轴式万向联轴器在实际中一般是不采用的。

单十字轴式万向联轴器的主、从动轴的转角差 $\Delta\varphi$ 可按式计算

$$\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = \arctan\left(\frac{2\tan\varphi_1 \sin^2 \frac{\beta}{2}}{\tan^2 \varphi_1 + \cos\beta}\right) \quad (40.1-58)$$

通常主、从动轴的轴间角 $\beta < 15^\circ$, 可将上

$$\Delta\varphi = \arctan\left(\frac{\beta^2 \sin 2\varphi_1}{4}\right) \quad (40.1-59)$$

当主动轴转角 $\varphi_1 = 45^\circ$ 时, 两轴转角差达到最大值, 可按下式近似计算

$$\Delta\varphi_{\max} \approx \frac{\beta^2}{4} \quad (40.1-60)$$

(2) 双十字轴式万向联轴器的运动分析

为了避免单十字轴式万向联轴器的缺陷, 实际应用中都采用双十字轴式万向联轴器, 如图40.1-41所示, 即用一根中间轴3将两个单十字轴式万向联轴器联接起来, 而中间轴的两段用滑键或花键联接起来, 以便在调整中间轴与主、从动轴的夹角时作伸缩补偿用。双十字轴式万向联轴器可以联接平行的两轴(如图40.1-42a所示), 亦可联接相交的两轴(如图40.1-42b所示), 以及联接既不平行又不相交的两轴, 但后者实际上极少应用。

为了保证双十字轴式万向联轴器的瞬时传动比恒等于1, 即 $\omega_1 = \omega_2$, 必须满足下列三条件:

- 1) 中间轴与主、从动轴的夹角相等;
- 2) 中间轴两端的叉面在同一平面内;
- 3) 中间轴和主、从动轴等三轴轴线在同一平面内。

证明如下(参看图40.1-41):

根据条件2)和3), 中间轴3相当于图40.1-38中的轴1, 而轴1、轴2相当于图40.1-38

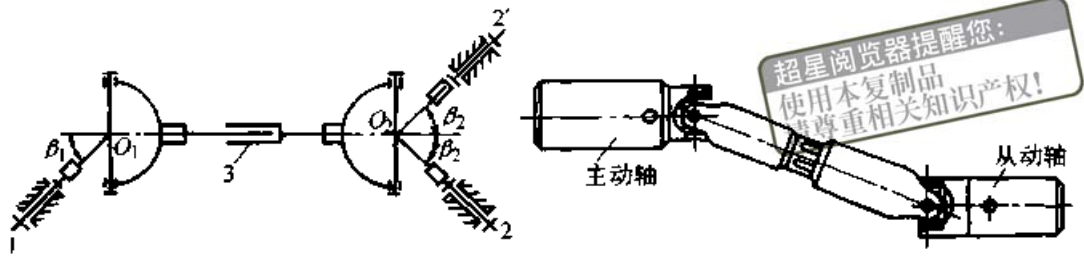


图 40.1-41 双十字轴式万向联轴器

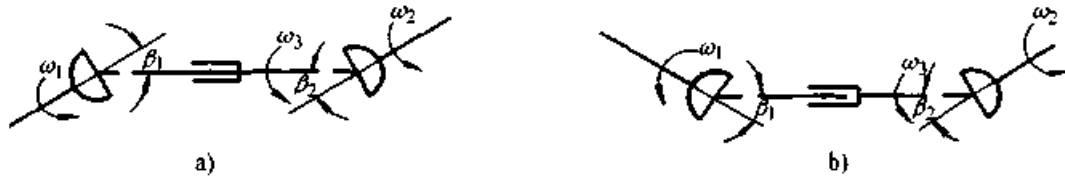


图 40.1-42 双十字轴式万向联轴器的平面布置

a) Z 型布置 b) W (或 M) 型布置

中的轴 2。再设主、从动轴和中间轴的转角分别为 φ_1 、 φ_2 、 φ_3 。由式 (40.1-53) 可得

$$\tan \varphi_3 = \tan \varphi_1 \cos \beta_1$$

$$\tan \varphi_3 = \tan \varphi_2 \cos \beta_2$$

又根据条件 1), 可知 $\beta_1 = \beta_2$ 。比较上两式可得 $\varphi_1 = \varphi_2$ 。从而可知, 在满足三个条件时, 双十字轴式万向联轴器的主、从动轴可同步转动, 即 $i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = 1$ 。

由于 $\varphi_3 \neq \varphi_1$ 、 $\varphi_3 \neq \varphi_2$, 因而 $\omega_3 \neq \omega_1$ 、 $\omega_3 \neq \omega_2$, 所以, 双十字轴式万向联轴器中间轴的转速是有波动的, 但因中间轴的转动惯量一般不是很大, 产生的动载荷不很严重。虽然如此, 在实际应用中仍应尽可能缩短中间轴的尺寸, 必要时将两个单十字轴万向联轴器紧凑地组合在一起, 构成双联式十字轴万向联轴器, 如图 40.1-43 所示。

如果双十字轴式万向联轴器的主、从动轴和中间轴的轴线不在同一平面, 即成空间布置时, 就不能保持主、从轴同步转动。此时, 主、从动轴的转角差和从动轴转速波动现象与各轴线的相对布置有关。空间布置型式如图 40.1-44 所示, 有 ZZ、WW、ZW、WZ 等型式。图中每种布置型式中的上、下两图分别是三轴轴线在垂直面和水平面上的投影。

图 40.1-45 所示为 WZ 型布置的主、从动轴轴线空间关系。主动轴与中间轴的空间轴间角 γ_1 按下式计算

$$\gamma_1 = \arctan \left(\sqrt{\tan^2 \alpha_1 + \tan^2 \beta_1} \right) \quad (40.1-61)$$

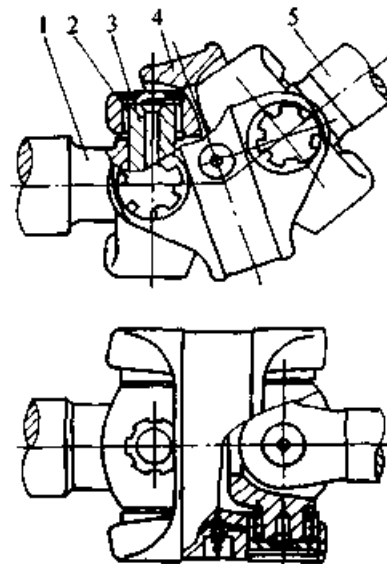


图 40.1-43 双联式十字轴万向联轴器

1、5—主、从动轴 2—滚针轴承
3—十字轴 4—中间架

从动轴与中间轴的空间轴间角 γ_2 按下式计算

$$\gamma_2 = \arctan \left(\sqrt{\tan^2 \alpha_2 + \tan^2 \beta_2} \right) \quad (40.1-62)$$

式中 α_1 、 α_2 ——主、从动轴与中间轴在垂直面上的夹角;

β_1 、 β_2 ——主、从动轴与中间轴在水平面上的夹角。

设 ϕ_1 、 ϕ_2 为主、从动轴轴线在垂直于中间轴轴线的平面上的投影与水平面的夹角, 则由几

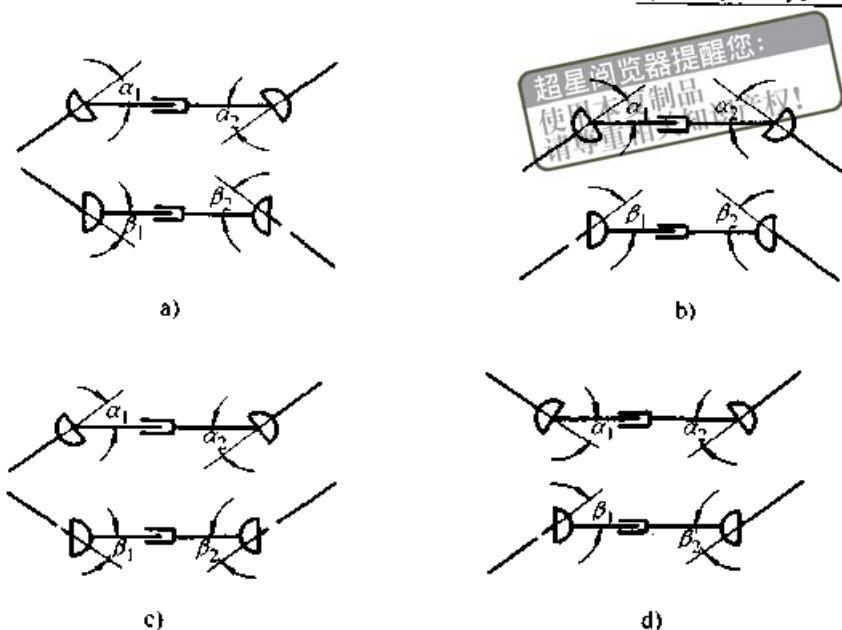


图 40.1-44 双十字轴式万向联轴器空间布置型式
a) ZZ型 b) WW型 c) ZW型 d) WZ型

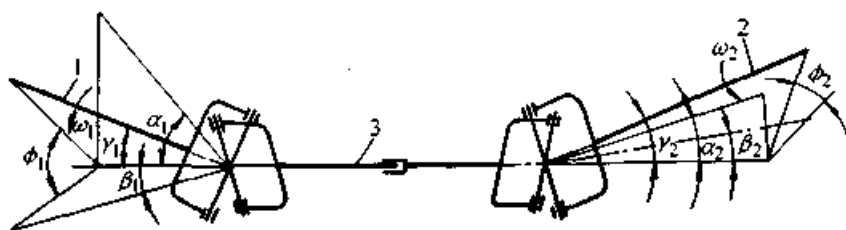


图 40.1-45 WZ型主、从动轴轴线空间关系
1—主动轴 2—从动轴 3—中间轴

何关系可得

$$\left. \begin{aligned} \tan \phi_1 &= \tan \alpha_1 / \tan \beta_1 \\ \tan \phi_2 &= \tan \alpha_2 / \tan \beta_2 \end{aligned} \right\} \quad (40.1-63)$$

在垂直于中间轴的平面内，主、从动轴之间的夹角 θ (图 40.1-45 中未画出) 与主、从动轴空间布置型式有关。

对于 ZZ 型和 WW 型布置

$$\theta = \phi_1 - \phi_2 \quad (40.1-64)$$

对于 ZW 型和 WZ 型布置

$$\theta = 180^\circ - \phi_1 - \phi_2 \quad (40.1-65)$$

参照式 (40.1-59)，对于双十字轴万向联轴器，当主、从动轴与中间轴不在同一平面时，主、从动轴的转角差为

$$\Delta\varphi = \arctan \left[\frac{\gamma_1^2}{4} \sin 2\varphi_3 + \frac{\gamma_2^2}{4} \sin 2(\varphi_3 + 90^\circ + \theta) \right] \quad (40.1-66)$$

式中 φ_3 —— 中间轴的转角 ($^\circ$)。

由上式可知，对于主、从动轴和中间轴为空

间布置时的双十字轴万向联轴器，即使 $\gamma_1 = \gamma_2$ ，但因 $\theta \neq 0$ ，主、从动轴间仍有转角差。转角差 $\Delta\varphi$ 随 φ_3 而变化。根据分析，当 $2\varphi_3 = \arctan \left[\frac{\gamma_1^2 / \gamma_2^2 + \cos 2(90^\circ + \theta)}{\sin(90^\circ + \theta)} \right]$ 时，转角差为最大值。当 $\theta = 90^\circ$ ，取 $\gamma_1 = \gamma_2$ ，则 $\varphi_3 = 45^\circ$ 。将此代入式 (40.1-66) 得转差最大值为

$$\Delta\varphi_{\max} = \gamma^2 / 2 \quad (40.1-67)$$

将上式与单十字轴万向联轴器的最大转差近似计算式 (40.1-60) 相比可知，主、从动轴不在同一平面内的双十字轴万向联轴器的最大转角差为单十字轴万向联轴器最大转角差的一倍。这意味从动轴的角加速度更大，冲击更剧烈，附加载荷也增大。因此，在设计机械时，尽可能不采用空间布置型式。

(3) 十字轴式万向联轴器的传动效率

平面布置的十字轴式万向联轴器的传动效率与中间轴同主、从动轴夹角 (β_1 、 β_2)、十字轴

与轴叉之间的支承结构、材料、加工和装配精度以及润滑条件等有关。最可靠的办法是在试验台上作运转试验，以测定其传动效率。

对于单十字轴万向联轴器，其传动效率可按下式作近似计算

$$\eta = 1 - \frac{\mu d}{\pi R} \left(2 \tan \frac{\beta}{2} + \tan \beta \right) \quad (40.1-68)$$

当 $\beta \leq 25^\circ$ 时，可取

$$\eta = 1 - \frac{2\mu d\beta}{\pi R} \quad (40.1-69)$$

式中 η —— 传动效率；

μ —— 十字轴轴颈与轴叉间摩擦系数。用

滑动轴承时，取 $\mu = 0.15 \sim 0.2$ ；

用滚动轴承时，取 $\mu = 0.05 \sim 0.1$ ；

d —— 十字轴轴颈直径 (mm)；

R —— 十字轴中心点到轴颈中点的距离 (mm)；

β —— 轴间夹角 (rad)。

粗略估计，当 $\beta \leq 25^\circ$ 时，可取 $\eta = 97\% \sim 98\%$ 。

对于平面布置的双十字轴万向联轴器，可分别计算出主动轴与中间轴之间、中间轴与从动轴之间的传动效率 η_1 、 η_2 ，则双十字轴万向联轴器的效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \quad (40.1-70)$$

(4) 十字轴式万向联轴器的受力分析

对于单十字轴万向联轴器，从动轴与主动轴上的转矩有如下的关系：

$$T_2 = T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} \eta \quad (40.1-71)$$

式中 T_1 、 T_2 —— 主、从动轴转矩 (N·m)；

ω_1 、 ω_2 —— 主、从动轴的角速度 (rad/s)；

η —— 联轴器效率。

参照式 (40.1-55)，上式可改写为

$$T_2 = T_1 \frac{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \varphi_1}{\cos \beta} \eta \quad (40.1-72)$$

式中 φ_1 —— 主动轴的转角 ($^\circ$)。

当 $\varphi_1 = 90^\circ$ 或 270° 时，从动轴上转矩达到最大，即

$$T_{2\max} = T_1 \eta / \cos \beta \quad (40.1-73)$$

当 $\varphi_1 = 0^\circ$ 或 180° 时，从动轴上转矩为最小，

即

$$T_{2\min} = T_1 \eta \cos \beta \quad (40.1-74)$$

作用于十字轴轴颈和从动轴叉处的最大圆周力 (参看图 40.1-46) 为

$$F_{t2\max} = F_{t1} \eta / \cos \beta \quad (40.1-75)$$

式中 F_{t1} —— 主动轴轴叉处的圆周力。

$$F_{t1} = T_1 / 2R \quad (40.1-76)$$

式中 R —— 十字轴中心点到十字轴轴颈的距离。

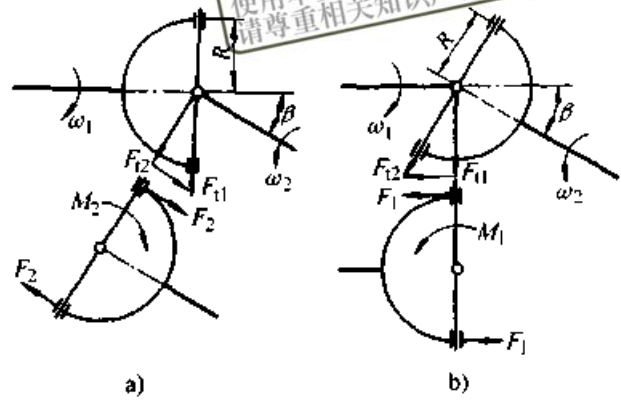


图 40.1-46 十字轴式万向联轴器的附加力和附加弯矩

a) 当 $\varphi_1 = 0^\circ$ 或 180° 时，从动轴叉承受最大的附加弯矩

b) 当 $\varphi_1 = 90^\circ$ 或 270° 时，主动轴叉承受最大的附加弯矩

由于主、从动轴叉回转平面间有夹角 β ，在主、从动轴叉上会产生附加弯矩。如图 40.1-46 所示，当 $\varphi_1 = 90^\circ$ 或 270° 时，作用在主动轴叉上的附加弯矩最大，即

$$M_{1\max} = T_1 \tan \beta \quad (40.1-77)$$

主动轴叉上的最大附加力为

$$F_{1\max} = M_{1\max} / 2R = F_{t1} \tan \beta \quad (40.1-78)$$

当 $\varphi_1 = 0^\circ$ 或 180° 时，作用在从动轴叉上的附加弯矩最大，即

$$M_{2\max} = T_1 \eta \sin \beta \quad (40.1-79)$$

从动轴叉上最大附加力为

$$F_{2\max} = M_{2\max} / 2R = F_{t1} \eta \sin \beta \quad (40.1-80)$$

此外，当轴间角 β 较大且转速较高时，还应计及从动轴 (对于双十字轴万向联轴器则为中间轴) 的速度波动所引起的附加惯性转矩。将式 (40.1-55) 对时间 t 微分，且考虑到主动轴角速度 ω_1 为常数，即 $d\omega_1/dt = 0$ ，则得到从动轴 (或中间轴) 的角加速度为

$$\epsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = -\omega_1^2 \frac{\sin \beta \sin 2\beta \sin 2\varphi_1}{2(1 - \sin^2 \beta \cos^2 \varphi_1)^2} \quad (40.1-81)$$

于是，附加惯性转矩为

$$T_g = J_2 \epsilon_2 = J_2 \frac{\omega_1^2 \sin \beta \sin 2\beta \sin 2\varphi_1}{2(1 - \sin^2 \beta \cos^2 \varphi_1)^2} \quad (40.1-82)$$

式中 J_2 ——从动轴及其联接的转动零部件（对于双十字轴万向联轴器则为中间轴）的转动惯量。

(5) 十字轴式万向联轴器的结构设计和强度计算

十字轴式万向联轴器的结构和尺寸已标准化，应尽量从标准系列中选用十字轴式万向联轴器。必要时，可验算其薄弱零件的强度。

1) 十字轴的结构和计算强度 十字轴的典型结构如图 40.1-47 所示，在十字轴的中心有贯通四个轴颈的供油孔道，润滑剂从与两轴颈成 45° 的进口注入，经轴颈端部的油槽流到轴承。润滑剂也可由轴颈端部或十字轴中部注入。

十字轴的材料一般为中碳合金钢，如 40Cr、42CrMo；或低碳合金钢，如 18CrMnTi、20MnVB、20CrMo 等经渗碳淬火，表面硬度 58-64HRC。

十字轴的主要失效形式是轴颈在轴肩处的弯曲断裂或弯曲疲劳断裂。

当载荷平稳时，轴颈处弯曲强度条件式为

$$\sigma_b = \frac{16dTcs}{\pi R(d^4 - d_1^4)} \leq \sigma_{bp} \quad (40.1-83)$$

式中 σ_b ——轴颈处弯曲应力 (MPa)；

d 、 d_1 ——轴颈直径和油孔直径 (mm)；

R ——十字轴中心到轴颈长度中点的距离 (mm)；

s ——轴颈长度中点到轴肩距离 (mm)；

σ_{bp} ——十字轴的许用弯曲应力 (MPa)，一般取 $\sigma_{bp} = \sigma_s / (3 \sim 5)$ MPa；

σ_s ——十字轴材料的屈服点 (MPa)。

当载荷不稳定，应力变化较大，或者轴肩圆角半径 r 较小 ($r/d \leq 0.1$ ，且 $r < 3$ mm) 时，应验算十字轴轴肩处的疲劳安全系数 S_o 。

$$S_o = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_o}{\epsilon_o \beta_o} \sigma_a + \psi_o \sigma_m} \geq S_{op} \quad (40.1-84)$$

式中 σ_{-1} ——十字轴材料的对称循环疲劳极限强度 (MPa)；

σ_a ——弯曲变应力的应力幅 (MPa)；

σ_m ——弯曲变应力的平均应力 (MPa)；

ψ_o ——将平均应力转化为应力幅的等效

系数；

K_o ——有效应力集中系数；

ϵ_o ——影响轴的弯曲疲劳强度的绝对尺寸系数；

β_o ——影响轴的弯曲疲劳强度的表面状态系数；

S_{op} ——许用疲劳安全系数。

有关 σ_{-1} 、 ψ_o 、 K_o 、 ϵ_o 、 β_o 和 S_{op} 的数据可查阅第 21 篇。

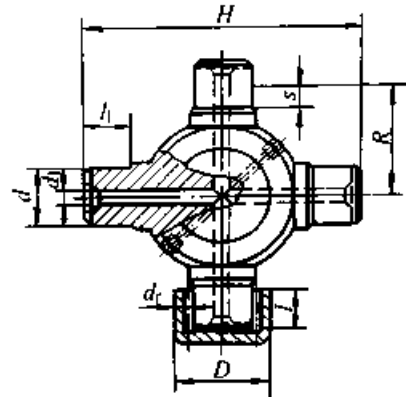


图 40.1-47 十字轴的结构

2) 十字轴支承的结构 十字轴的支承有滑动轴承和滚动轴承两种。图 40.1-48 所示为无保持架滚针轴承支承结构，尺寸小，但摩擦阻力较大且滚针易倾斜，损坏轴颈表面。适用于轻载、要求外廓尺寸小的场所。

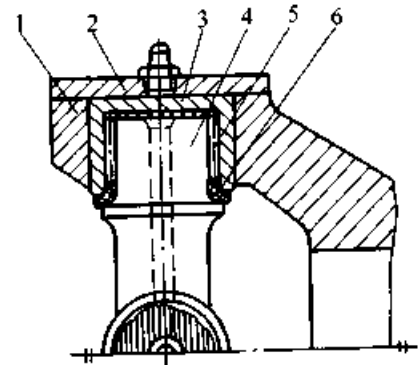


图 40.1-48 无保持架滚针轴承支承结构

1—轴叉 2—端盖 3—外套圈

4—十字轴 5—滚针 6—密封圈

图 40.1-49 所示为有保持架的双列滚针轴承支承结构，采用双唇皮碗密封。由于有保持架，避免了滚针之间互相摩擦，且不易倾斜，因而可提高使用寿命。

图 40.1-50 所示为双列滚子轴承支承结构。两列滚子相邻端用隔离垫分开，两头用碟形弹簧

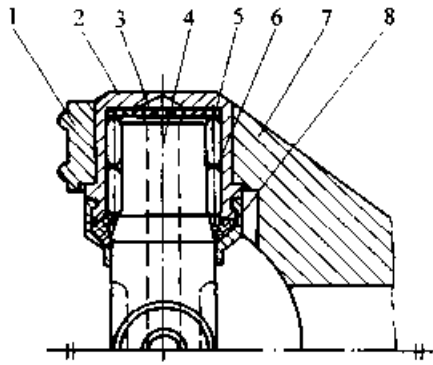


图 40.1-49 双列滚针轴承的支承结构

1—轴承座盖 2—外套圈 3—尼龙垫 4—十字轴
5—滚针 6—保持架 7—轴叉 8—密封圈

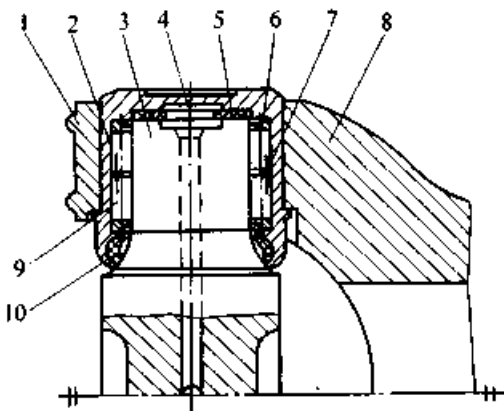


图 40.1-50 双列滚子轴承的支承结构

1—轴承座盖 2—保持架 3—十字轴 4—外套圈
5—尼龙垫 6—碟形弹簧 7—隔离垫
8—轴叉 9—滚子 10—密封圈

压紧。因滚子直径较滚针大，接触应力降低，且润滑条件改善，承载能力和寿命有所提高。

3) 轴叉结构形状和强度计算 轴叉的截面形状通常为近似的矩形或椭圆形，如图 40.1-51 所示。工作时，十字轴支承处的作用力使轴叉体承受弯矩和剪切力。危险截面 NN 大致在与轴叉孔中心线成 45° 的轴叉体处。危险截面 NN 上的弯曲应力 (MPa) 为

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{F_{\perp \max} c}{W} \quad (40.1-85)$$

危险截面 NN 上的扭转切应力 (MPa) 为

$$\tau = \frac{F_{\perp \max} a}{W_T} \quad (40.1-86)$$

式中 $F_{\perp \max}$ ——作用于从动轴叉孔的最大圆周力 (N)，按式 (40.1-75) 计算；

c ——轴叉孔上力作用点到危险截面 NN 的距离 (mm)；

a ——轴叉孔的力作用点至危险截面 NN 对称中心的距离 (mm)；

W ——危险截面 NN 的抗弯模量 (mm^3)。对于椭圆截面 $W = \frac{\pi b h^2}{32}$ ，对于矩形截面 $W = \frac{b h^2}{6}$ ；

b, h ——椭圆的短、长轴或矩形的短、长边边长 (mm)，见图 40.1-51；

W_T ——危险截面 NN 的抗扭模量 (mm^3)。对于椭圆形截面 $W_T = \frac{\pi b^2 h}{16}$ ，对于矩形截面 $W_T = K_T b^2 h$ ；

K_T ——与矩形边长比值 $\frac{b}{h}$ 有关的系数，查表 40.1-38。

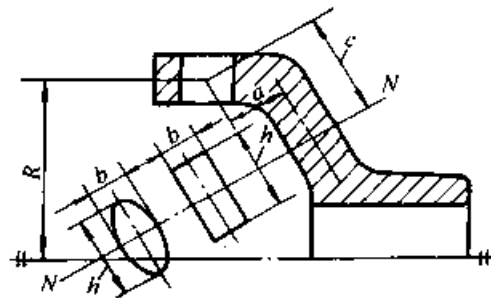


图 40.1-51 轴叉危险截面

表 40.1-38 系数 K_T

b/h	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4	10
K_T	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312

轴叉危险截面强度条件为

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_p \quad (40.1-87)$$

式中 σ_e ——危险截面当量拉应力 (MPa)；

σ_p ——轴叉材料的许用拉应力。对于经调质处理的钢，取 $\sigma_p = 80 \sim 120 \text{ MPa}$ 。

4) 中间轴的结构、平衡校正和临界转速计算 为了减小质量和重力，双十字轴万向联轴器的中间轴常采用空心结构，如图 40.1-52 所示。由于万向联轴器在改变轴间角 β (例如车用万向联轴器) 或者从动轴作径向平移 (例如轧钢机用万向联轴器) 时，须随之改变中间轴的长度。故中间轴常分为两段，用可动花键联接。如果联轴

器运转速度较高，花键与键槽频繁滑动很易磨损，为此，可采用滚动花键联接，如图 40.1-53

所示。对于有严重冲击载荷的传动，还可采用弹性中间轴，如图 40.1-54 所示。

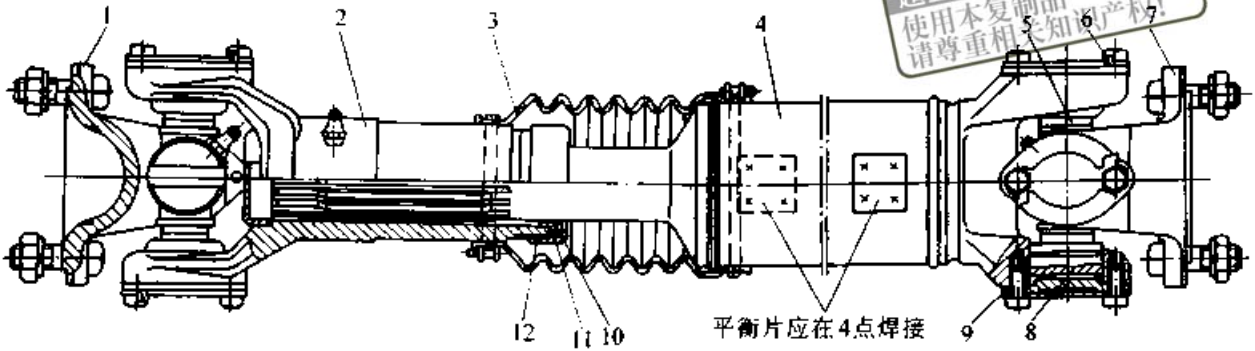


图 40.1-52 中间轴为空心结构的车用十字轴式万向联轴器

- 1、7—轴叉 2—套管轴叉 3—防尘套 4—空心中间轴 5—十字轴 6—止动垫圈
8—十字轴的轴承 9—盖板 10—垫圈 11—密封 12—密封盖

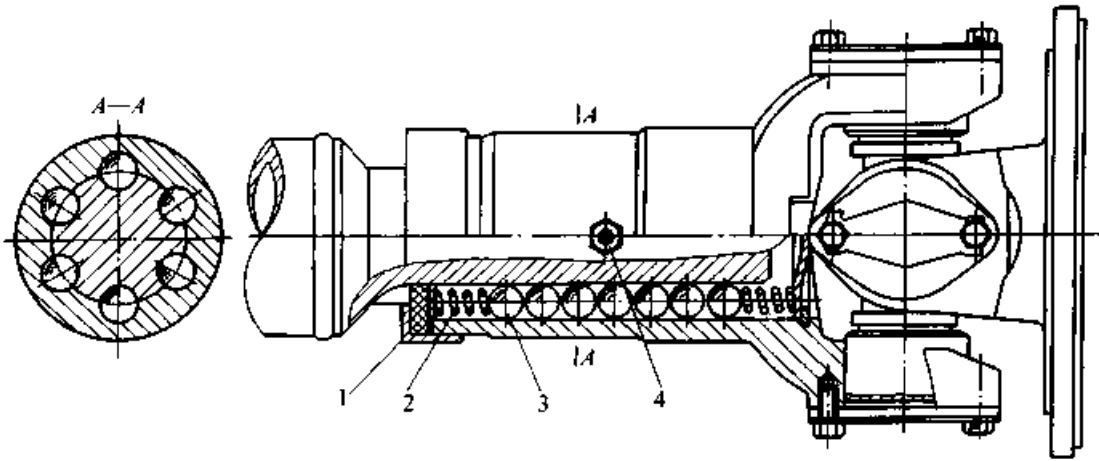


图 40.1-53 滚动花键联接的中间轴

- 1—密封件 2—弹簧 3—钢球 4—压注油嘴

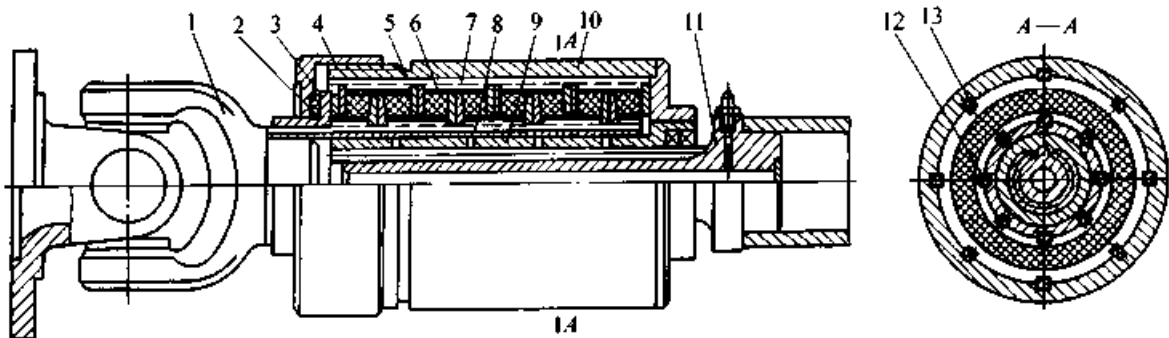


图 40.1-54 弹性中间轴

- 1—轴叉 2—密封橡胶垫 3—密封盘 4—调整螺母 5—平面盘 6—橡胶垫
7—锥形盘 8—套筒 9—花键套筒 10—外壳 11—花键轴 12、13—键

由于双十字轴式万向联轴器的中间轴是联轴器不平衡惯性力的主要来源，为了减少联轴器引起的振动和噪声，对中间轴需要进行平衡校正。转速较低时，可只进行静平衡校正；转速较高

时，还应进行动平衡校正。平衡精度要求应由使用者提出或由生产厂在样本中给出。

对于双十字轴式万向联轴器，由于中间轴较长较重，在运转时可能产生振动。因此，须验算

其临界转速 n_c (r/min)。

$$n_c = 1.2 \times 10^8 \sqrt{\frac{d_a^2 + d_i^2}{A^2}} \quad (40.1-88)$$

式中 d_a ——中间轴外径 (mm);
 d_i ——中间轴内径 (mm);
 A ——中间轴长度 (mm), 按中间轴两端轴叉孔中心线的距离计算。

联轴器的工作转速 n (r/min) 应满足下式
 $n \leq (0.65 \sim 0.7) n_c \quad (40.1-89)$

(5) 十字轴式万向联轴器的选用

十字轴式万向联轴器应根据载荷特性、传递的转矩、工作转速、寿命要求等条件选用。目前, 我国的十字轴式万向联轴器的结构型式甚多, 各型式的选用计算方法不尽相同。部分将在介绍各结构型式的十字轴式万向联轴器中分别阐述, 其余的按有关产品标准或产品样本所给方法计算选用。

3.3.1 WSD型和WS型万向联轴器

(1) 结构和特性

WSD型小型单十字轴式万向联轴器, 如图40.1-55所示, 十字轴与轴叉的联接有滑动轴承和滚动轴承两种。它适用于所联两轴只要求角向偏移并容许从动轴转速有波动的两轴联接, 不宜用于高速部位。WS型小型双十字轴式万向联轴器, 如图40.1-56所示。在满足双十字轴式万向联轴器安装三条件时, 可以消除从动轴转速波动现象, 即可达到主、从动轴同步运转。WS型适用于所

联两轴有相对角向偏移和径向偏移的两轴联接。

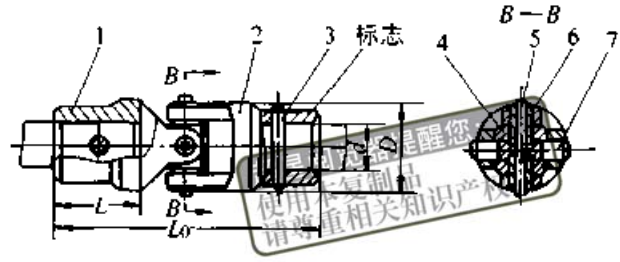


图 40.1-55 WSD型单十字轴式万向联轴器
 1、2—半联轴器 3—圆锥销 4—十字轴
 5—销钉 6—套筒 7—圆柱销

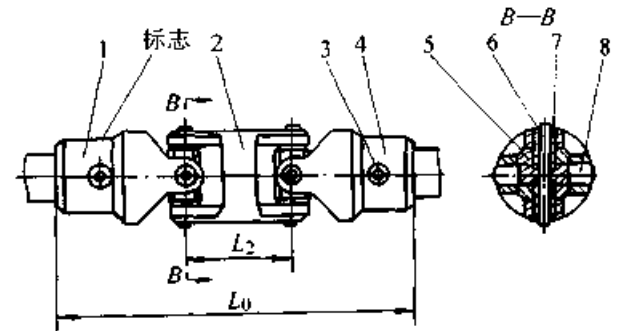


图 40.1-56 WS型双十字轴式万向联轴器
 1、4—半联轴器 2—叉形接头 (中间轴)
 3—圆柱销 5—十字轴 6—销钉 8—圆柱销

WSD型和WS型的两端孔有圆柱形 (用圆锥销固定, 按GB/T 3852的规定)、带键槽圆柱形 (按GB/T 3852规定) 和方形等三种。

WSD型和WS型十字轴式万向联轴器的主要技术参数和尺寸列于表40.1-39。

表 40.1-39 WS型和WSD型十字轴式万向联轴器 (摘自JB/T 5901—1991)

型号	公称转矩 T_n / N·m	d / mm (H7)	D / mm	L_n /mm				L /mm		L_2 / mm	重量/kg				转动惯量 J /kg·m ²			
				WSD型		WS型		Y型	J_1 型		WSD型	WS型	WSD型	WS型	WSD型	WS型		
				Y型	J_1 型	Y型	J_1 型										Y型	J_1 型
WS1 WSD1	11.2	8	16	60	—	80	—	20	—	20	0.23	—	0.32	—	0.06	—	0.08	—
		9		66	60	86	80	—	0.2		0.29	0.05	0.07					
		10		—	—	—	—	—	—		—	—						
WS2 WSD2	22.4	10	20	70	64	96	90	25	22	26	0.64	0.57	0.93	0.88	0.1	0.09	0.15	0.15
		11		84	74	110	100	—	—		—	—						
		12		—	—	—	—	—	—		—	—						
WS3 WSD3	45	12	25	90	80	122	112	32	27	32	1.45	1.3	2.1	1.95	0.17	0.15	0.24	0.22
		14									—	—	—	—	—	—	—	

续表 40.1-39

型号	公称转矩 T_n / N·m	d / mm (H7)	D / mm	L_0 /mm				L /mm		L_2 / mm	重量/kg				转动惯量 J /kg·m ²			
				WSD型		WS型		Y型	J_1 型		WSD型		WS型		WSD型		WS型	
				Y型	J_1 型	Y型	J_1 型				Y型	J_1 型	Y型	J_1 型	Y型	J_1 型	Y型	J_1 型
				Y型	J_1 型	Y型	J_1 型	Y型	J_1 型		Y型	J_1 型	Y型	J_1 型	Y型	J_1 型	Y型	J_1 型
WS4 WSD4	71	16 18	32	116	82	154	130	42	30	38	5.92	4.86	8.56	0.48	0.39	0.32	0.56	0.49
WS5 WSD5	140	19 20 22	40	144	116	192	164	52	38	48	16.3	12.9	24	20.6	0.72	0.59	1.04	0.91
WS6 WSD6	280	24 25 28	50	152	124	210	182	62	44	58	45.7	36.7	68.9	59.7	1.28	1.03	1.89	1.64
WS7 WSD7	560	30 32 35	60	226	182	296	252	82	60	70	148	117	207	177	2.82	2.31	3.9	3.38
WS8 WSD8	1120	38 40 42	75	240	196	332	288	112	84	92	396	338	585	525	5.03	4.41	7.25	6.63

- 注：1. 表中联轴器质量、转动惯量是近似值。
 2. 当轴线夹角 $\beta \neq 0$ 时，联轴器的许用转矩 $T_p = T_n \cos \beta$ 。
 3. 中间轴尺寸 L_2 可根据需要选取。

(2) 选用计算

1) 采用滑动轴承的 WS 型和 WSD 型十字轴式万向联轴器 图 40.1-57 所示为轴间夹角 $\beta = 10^\circ$ 时，WSD 型单十字轴式万向联轴器的功率曲线和转矩曲线图。当轴间角 $\beta > 10^\circ$ 时，须根据图 40.1-58 所示的曲线确定折算系数 K_r ，计算出当量功率 P_e ；然后按当量功率 P_e 从图 40.1-57 中查出所需的规格。

当量功率 P_e 和当量转矩按下式计算

$$P_e = P_c / K_r \quad (40.1-90)$$

- 式中 P_e ——联轴器传递的当量功率 (kW)；
 P_c ——联轴器的计算功率 (kW)；
 K_r ——折算系数，查图 40.1-58。

若 WSD 型十字轴式万向联轴器的轴间角 $\beta = 0^\circ \sim 5^\circ$ ，则取 $K_r = 1.5$ ；若 $\beta = 5^\circ \sim 10^\circ$ ，则 K_r 值可在 1.5~1 区间按线性插值法取。

WS 型双十字轴式万向联轴器可传递的功率

按同规格的 WSD 型单十字轴式联轴器的 90% 计算。

2) 采用滚针轴承的 WS 型和 WSD 型十字轴式万向联轴器 图 40.1-59 所示为采用滚动轴承的 WS 型和 WSD 型的转矩曲线图。按当量转矩 T_e 和轴承寿命 L_h 与转速 n 的乘积从图中查出所需的规格。若轴间夹角 $\beta > 10^\circ$ ，则按图 40.1-60 查取折算系数 K_r 。当量转矩按下式计算

$$T_e = K_r K_s T \quad (40.1-91)$$

- 式中 T_e ——联轴器的当量转矩 (N·m)；
 T ——联轴器传递的转矩 (N·m)；
 K_r ——折算系数，查图 40.1-60；
 K_s ——冲击系数，取 $K_s = 1 \sim 3$ 。

3.3.2 SWC 型万向联轴器

(1) 结构与特点

SWC 型双十字轴式万向联轴器为整体叉头结构，不需螺栓联接固定十字轴的轴承，提高了

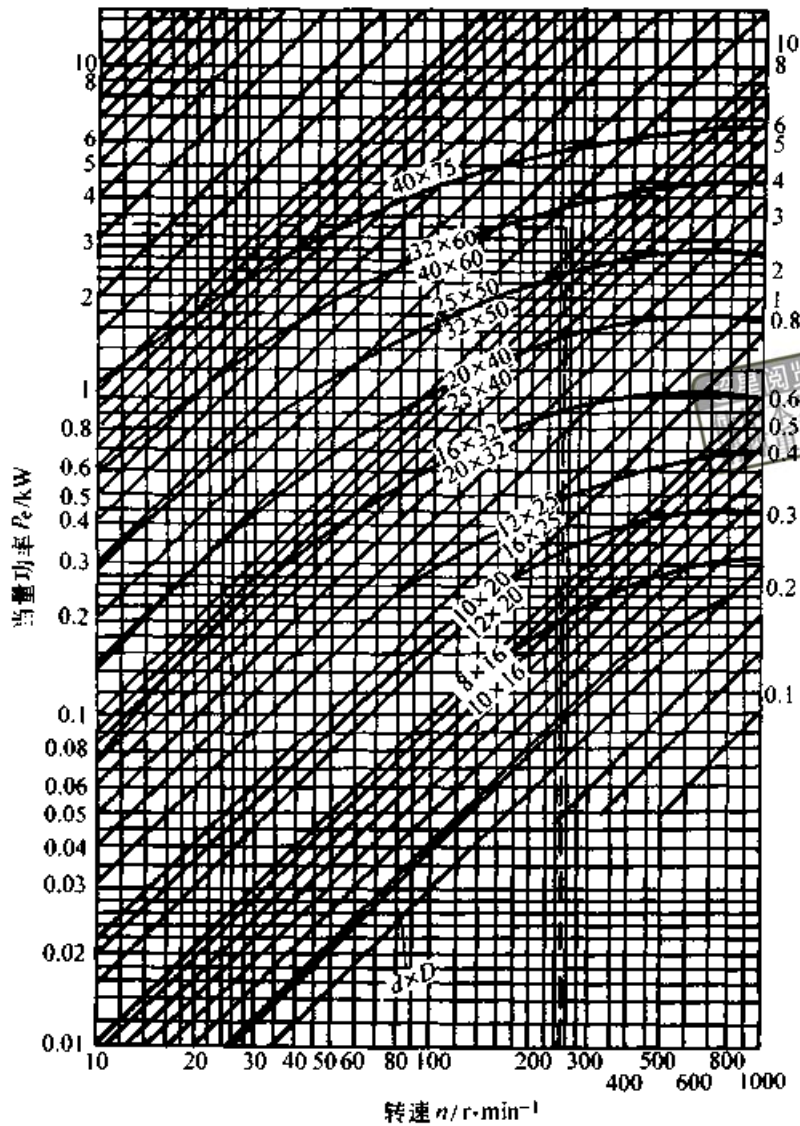


图 40.1-57 采用滑动轴承的 WSD 型单十字轴式万向联轴器的功率曲线
 d 为主、从动轴孔直径 (mm) D 为联轴器最大外径 (mm)

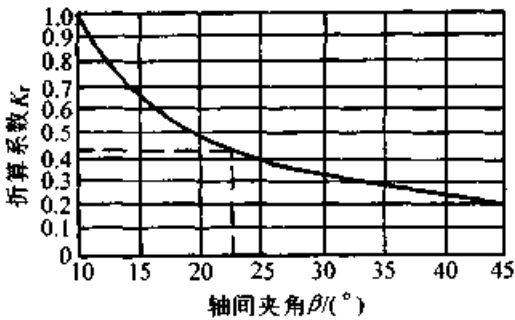


图 40.1-58 采用滑动轴承时的折算系数 K_f

可靠度并便于维护。SWC 型又分七种型式。图 40.1-63~图 40.1-69 所示分别为七种型式的结构；表 40.1-41~表 40.1-44 所列分别为 4 种基本型式的主要参数和尺寸，其他型式的参数和尺寸见 JB/T 5513—1991。SWC 型联轴器的许用轴

间角 (折角) $\beta_p \leq (15^\circ \sim 25^\circ)$ 。

(2) 选用计算

SWC 型万向联轴器的规格选择应满足下列条件。

当传递的转矩为定向恒定转矩时

$$T_c \leq T_n \quad (40.1-92)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·m)，参看式 (40.1-2)；

T_n ——联轴器的公称转矩 (N·m)，可视同许用转矩 T_p 。

当联轴器承受的转矩为交变 (对称循环) 转矩时

$$T_c \leq T_{fp} \quad (40.1-93)$$

式中 T_{fp} ——联轴器许用交变疲劳转矩 (N·m)，

查相应的技术参数表。

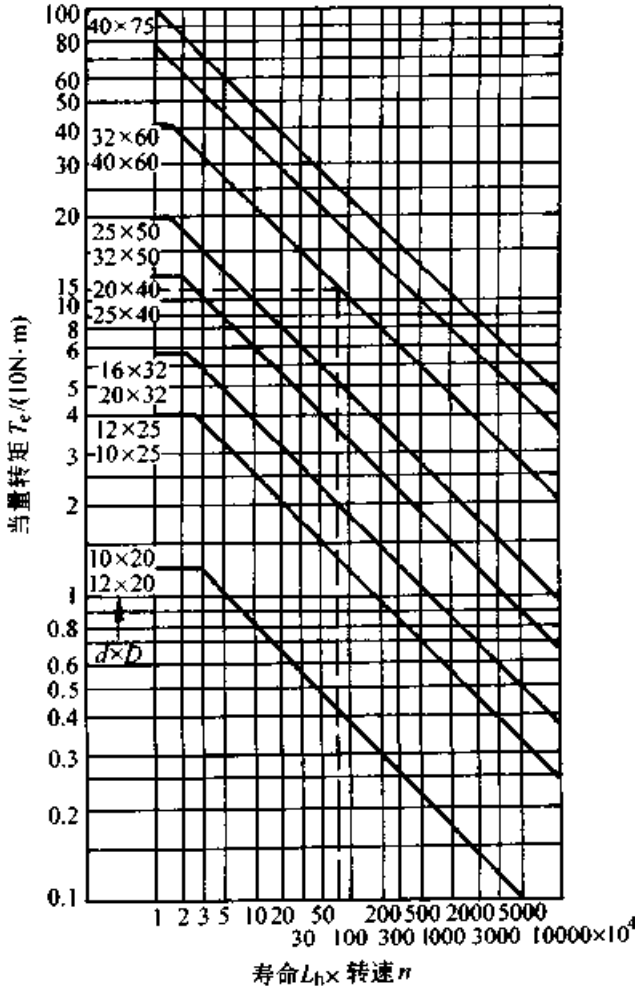


图 40.1-59 采用滚针轴承的 WS 型和 WSD 型十字轴式万向联轴器的转矩曲线
 d —轴孔直径 (mm) D —联轴器外径 (mm)
 L_h —轴承寿命 (h) n —联轴器转速 (r/min)
 当传递的转矩为脉动转矩时

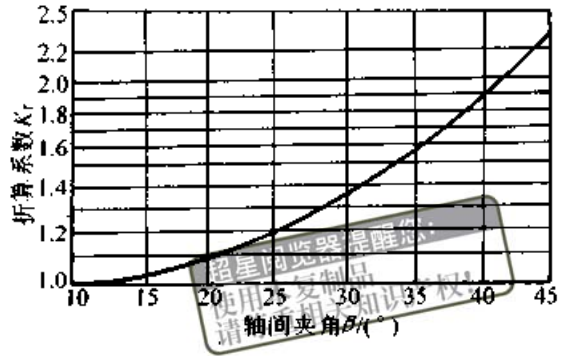


图 40.1-60 采用滚针轴承时的折算系数 K_r

$$T_c \leq T_{pp} \quad (40.1-94)$$

式中 T_{pp} ——联轴器的许用脉动转矩 (N·m)，一般可取 $T_{pp} = 1.45 T_{p0}$

必要时，可验算联轴器中滚针轴承的寿命

$$L_h = \frac{K_L}{K_w n \beta T^{10/3}} \times 10^{10} \quad (40.1-95)$$

式中 L_h ——滚动轴承寿命 (h)；
 K_w ——动力机系数。对于电动机，取 $K_w = 1$ ，对于柴油机，取 $K_w = 1.2$ ，亦可查表 40.1-9；
 T ——联轴器传递的理论转矩 (kN·m)；
 n ——联轴器的工作转速 (r/min)；
 β ——联轴器工作时的轴间夹角 (°)，按下式计算

$$\beta = \arctan(\sqrt{\tan^2 \beta_1 + \tan^2 \beta_2})$$

β_1 ——轴间夹角在水平面上的投影角 (°)；
 β_2 ——轴间夹角在垂直面上的投影角 (°)；
 K_L ——轴承容量系数，查表 40.1-40。

表 40.1-40 轴承容量系数 K_L (摘自 JB/T 5513—1991)

型 号	K_L	型 号	K_L
SWC 100	0.26×10^{-3}	SWC 315	108
SWC 120	0.92×10^{-3}	SWC 350	370
SWC 150	0.18×10^{-1}	SWC 390	1 010
SWC 180	0.66	SWC 440	3 010
SWC 225	1.99	SWC 490	8.58×10^3
SWC 250	9.97	SWC 550	23.68×10^3
SWC 285	35.9	SWC 620	77.68×10^3

对于回转直径 $D \leq 390$ mm 的 SWC 型万向联轴器，其最大工作转速应满足下式

$$\left. \begin{aligned} n_{max} &\leq n_{pp} \\ n_{max} &\leq n_{Lp} \end{aligned} \right\} \quad (40.1-96)$$

式中 n_{max} ——联轴器的最大工作转速(r/min);
 $n_{\beta p}$ ——与轴间夹角(轴线折角) β 有关的
 许用转速(r/min),查图 40.1-61;

n_{Lp} ——与联轴器总长度 L 有关的许用转
 速 (r/min), 查图 40.1-62。

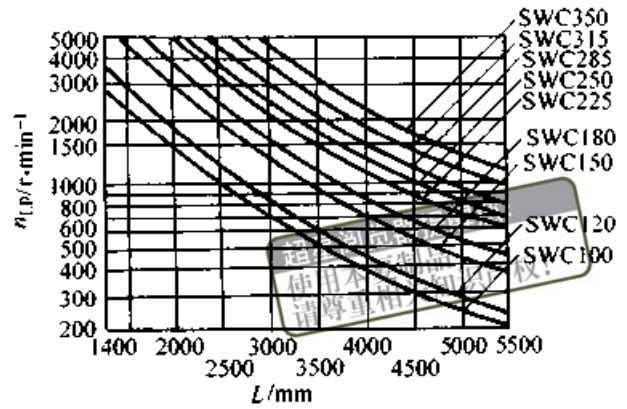
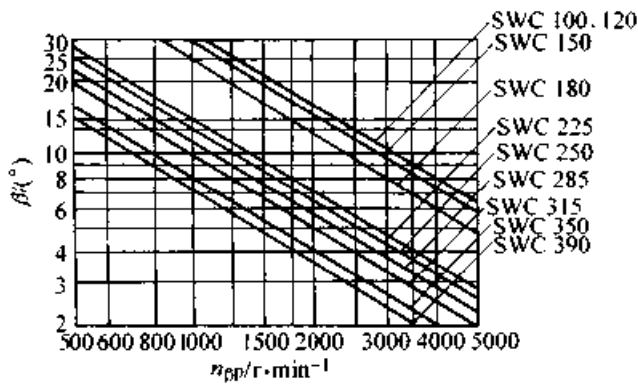


图 40.1-61 与轴间夹角(折角) β 有关的许用转速

图 40.1-62 与联轴器总长度 L 有关的许用转速

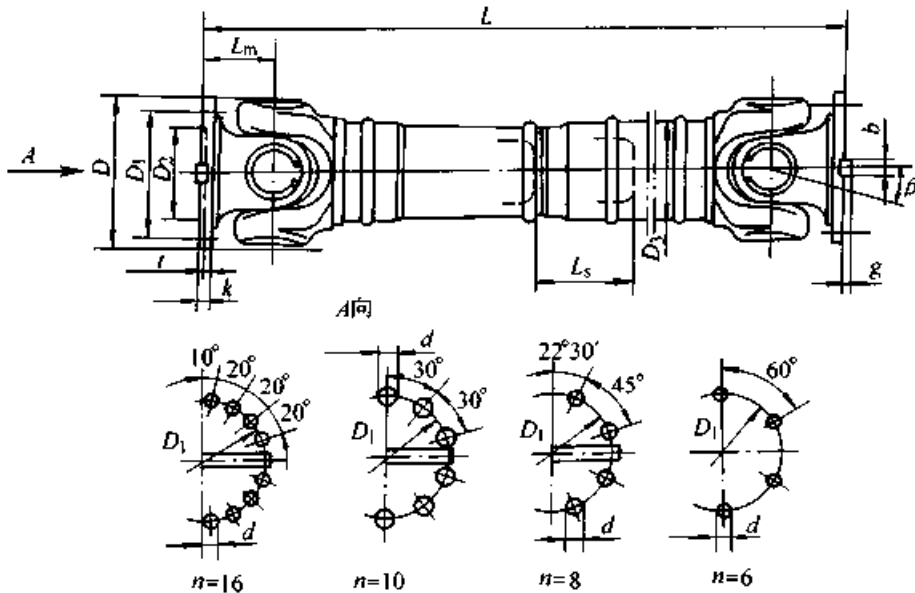


图 40.1-63 BH 型标准伸缩焊接式双十字轴万向联轴器

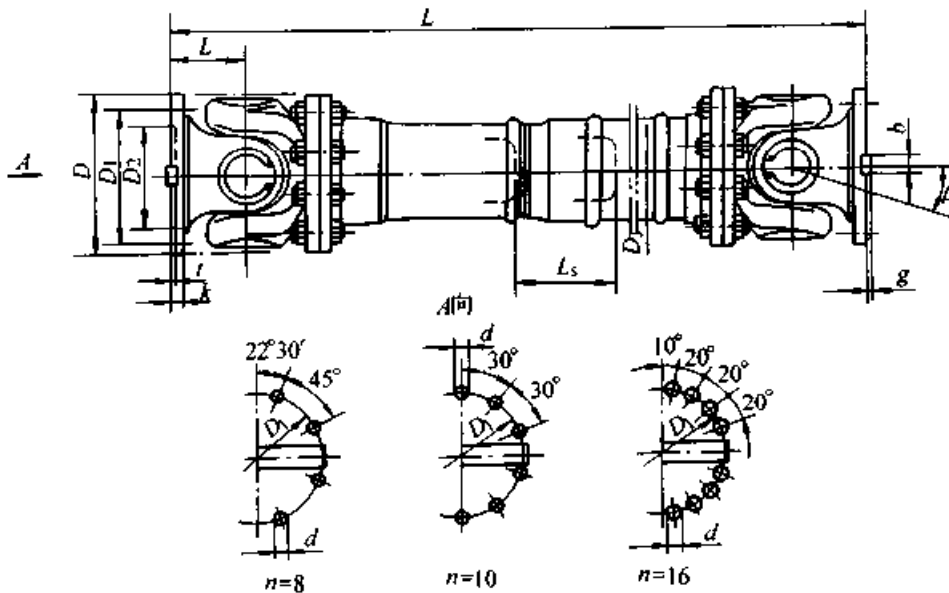


图 40.1-64 BF 型标准伸缩法兰式双十字轴万向联轴器

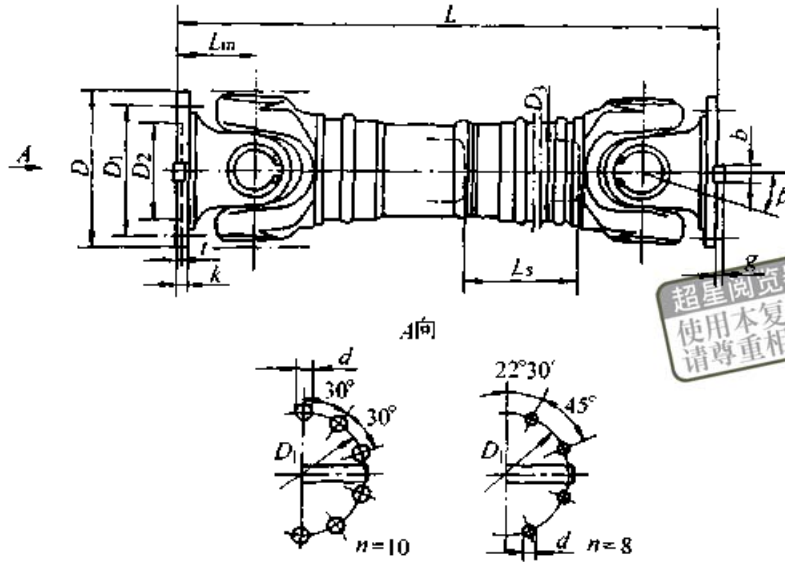


图 40.1-65 DH 型短伸缩焊接式双十字轴万向联轴器

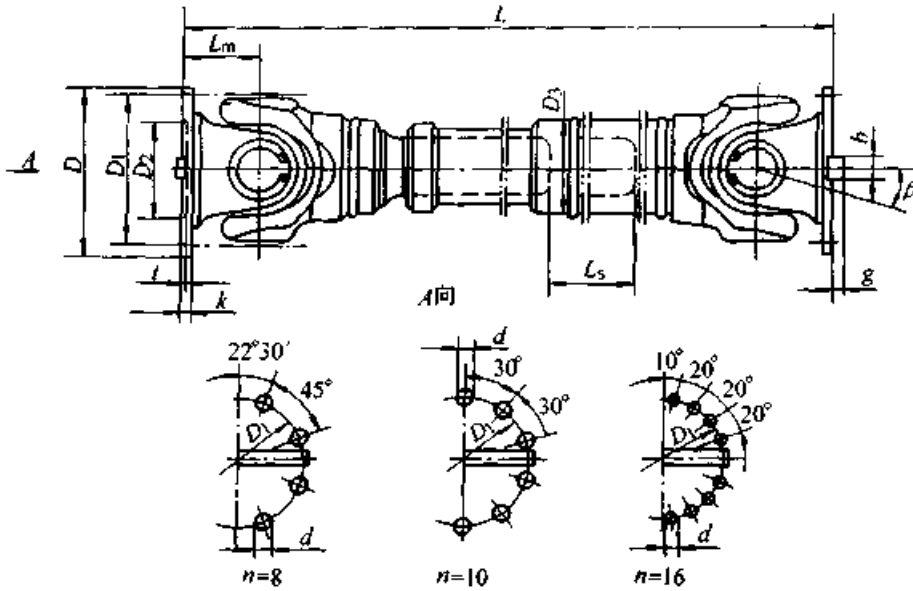


图 40.1-66 CH 型长伸缩焊接式双十字轴万向联轴器

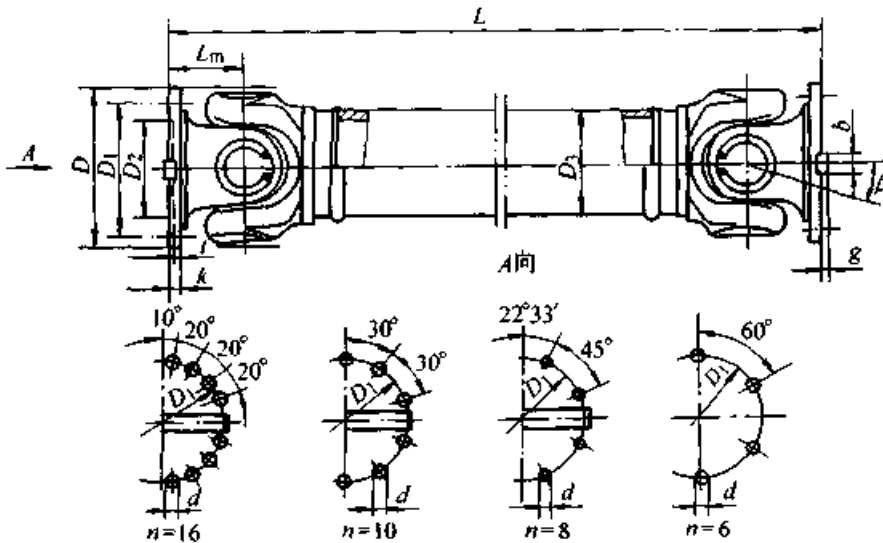


图 40.1-67 WH 型无伸缩焊接式双十字轴万向联轴器

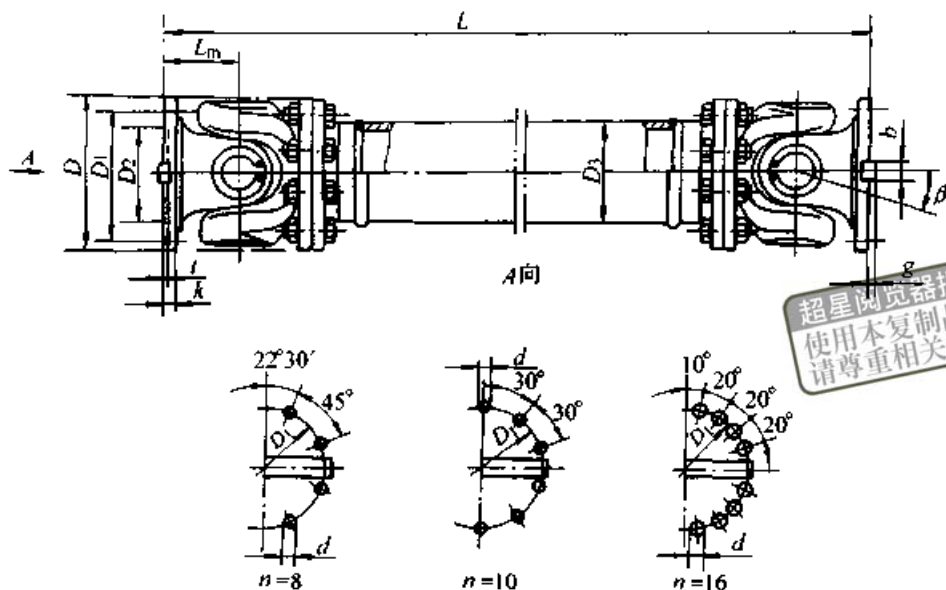


图 40.1-68 WF 型无伸缩法兰式双十字轴万向联轴器

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

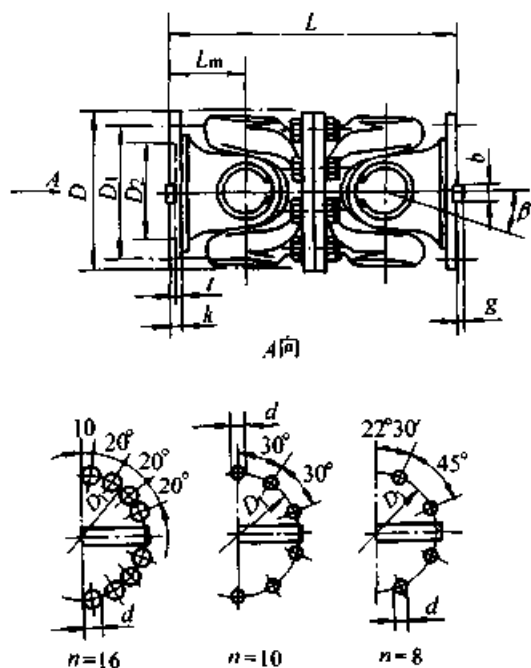


图 40.1-69 WD 型无伸缩短式双十字轴万向联轴器

在 JB/T 5513—1991 中还有 BF 型、WF 型和 WD 型大规格双十字轴万向联轴器。大规格双十字轴万向联轴器是通过端面齿、高强度螺栓和螺母将两端的法兰联接在与其相配的配件上。配件端面齿尺寸及联接螺栓的预紧力矩等均有规定，详见 JB/T 5513—1991。

3.3.3 SWP 型万向联轴器

(1) 结构型式

SWP 型为剖分轴承座双十字轴式万向联轴器，其优点是便于更换轴承；而剖分轴承座的联接螺栓往往是薄弱环节，影响它的可靠度。一般

适用于联接两个不同轴线的重型传动轴系。为适应不同需要，SWP 型万向联轴器又分七种型式，列于表 40.1-45。其中 A 型～F 型的许用轴间夹角（折角） $\beta_v \leq 10^\circ$ ，G 型的 $\beta_v \leq 5^\circ$ 。

(2) 选用计算

SWP 型双十字轴式万向联轴器的规格选择，一般情况下应满足下式

$$T_c = K K_n K_b K_\beta T \leq T_n \quad (40.1-97)$$

当工作载荷为长期的交变（对称循环）转矩时，应满足下式

$$T_c \leq T_{tp} \quad (40.1-98)$$

式中 T_c ——SWP 型联轴器的计算转矩 (kN·m)；
 T ——SWP 型联轴器的理论转矩 (kN·m)；
 K ——SWP 型联轴器的工况系数，从表 40.1-46 或表 40.1-10 查取；
 K_n ——SWP 型联轴器的转速系数，由图 40.1-70 查取；

K_b ——SWP 型联轴器的轴承寿命系数，由图 40.1-71 查取；

K_β ——SWP 型联轴器的轴间夹角（折角）系数，由图 40.1-72 查取；

T_n ——SWP 型联轴器的公称转矩 (kN·m)，可视同许用转矩 T_p 。它是在特定条件下，即转速 $n \approx 10$ r/min，轴承寿命 $L_h = 5000$ h，轴间夹角 $\beta = 3^\circ$ ，载荷平稳时的数值，从 SWP 型联轴器的主要参数和尺寸表中查取；

表 40.1-41 BH 型标准伸缩焊接式双十字轴万向联轴器的主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 5513—1991)

型 号	回转直径 D/mm	公称转矩 $T_n/kN \cdot m$	许用转矩 $T_p/kN \cdot m$	许用轴折角 $\beta_p/(\circ)$	伸缩量 L_s/mm	L_{min}/mm	D_1/mm (js11)	D_2/mm (H7)	D_3/mm	L_m/mm	$n \times d/mm$	k/mm	t/mm	b/mm (h9)	g/mm	重量/kg		转动惯量 $J/kg \cdot m^2$	
																L_{min}	增长 100 mm	L_{min}	增长 100 mm
SWC100BH	100	1.25	0.63		55	390	84	57	60	55	6-9	7	2.5	—	—	6.1	0.35	0.004 4	0.000 19
SWC120BH	120	2.5	1.25	≤ 25	80	485	102	75	70	65	8-11	8		—	—	10.8	0.55	0.010 9	0.000 44
SWC150BH	150	5	2.5		100	590	130	90	89	80	8-13	10	3	—	—	24.5	0.85	0.042 3	0.001 57
SWC180BH	180	12.5	6.3		140	810	155	105	114	110	8-17	17	5	—	—	70	2.8	0.175	0.007
SWC225BH	225	40	20		140	920	196	135	152	120		20		32	9	122	4.9	0.538	0.023 4
SWC250BH	250	63	31.5		140	1 035	218	150	168	140	8-19	25	6		12.5	172	5.3	0.966	0.027 7
SWC285BH	285	90	45		140	1 190	245	170	194	160	8-21	27	7	40	15	263	6.3	2.011	0.051
SWC315BH	315	125	63		140	1 315	280	185	219	180	10-23	32				382	8	3.605	0.079 5
SWC350BH	350	180	90	≤ 15	150	1 410	310	210	267	194		35	8	50	16	582		7.053	
SWC390BH	390	250	125		170	1 590	345	235		215	10-25	40		70	18	738	15	12.164	0.221 9
SWC440BH	440	355	180		190	1 875	390	255		260	16-28	42	10	80	20	1 190		21.42	
SWC490BH	490	500	250		190	1 985	435	275	325	270		47	12	90		1 452		32.86	0.474 4
SWC550BH	550	710	355		240	2 300	492	320	426	305	16-31	50		100	22.5	2 380		68.92	1.357

注: 1. T_p ——在交变载荷下按疲劳强度所允许的转矩。

2. L_{min} ——缩短后的最小长度。

3. L ——安装长度, 按需要确定。

4. 生产厂: 宁波伟隆传动机械有限公司。



表 40.1-42 BF 型标准伸缩法兰式双十字轴万向联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 5513-1991)

型号	回转直径 D/mm	公称转矩 $T_n/kN \cdot m$	许用转矩 $T_{10}/kN \cdot m$	许用轴折角 $\beta_p/^\circ$	伸缩量 L_s/mm	L_{min}/mm	D_1/mm (js11)	D_2/mm (H7)	D_3/mm	L_n/mm	$n \times d/mm$	k/mm	t/mm	b/mm (h9)	g/mm	重量/kg		转动惯量 $J/kg \cdot m^2$	
																L_{min}	增长 100 mm	L_{min}	增长 100 mm
SWC180BF	180	12.5	6.3	≤ 25	100	810	155	105	114	110	8-17	17	5	—	—	80	2.8	0.267	0.007
SWC225BF	225	40	20			920	196	135	152	120		20		32	9	138	4.9	0.788	0.0234
SWC250BF	250	63	31.5		140	1035	218	150	168	140	8-19	25	6		12.5	196	5.3	1.445	0.0277
SWC285BF	285	90	45			1190	245	170	194	160	8-21	27	7	40		295	6.3	2.873	0.051
SWC315BF	315	125	63			1315	280	185	219	180	10-23	32		15		428	8	5.094	0.0795
SWC350BF	350	180	90	≤ 15	150	1410	310	210	267	194		35	8	50	16	632	15	9.195	0.2219
SWC390BF	390	250	125		170	1590	345	235		215	10-25	40		70	18	817		16.62	
SWC440BF	440	355	180		190	1875	390	255		269	16-28	42	10	80	20	1290	21.7	28.24	0.4744
SWC490BF	490	500	250			1985	435	275	325	270	16-31	47		90		1631		46.33	
SWC550BF	550	710	355		240	2300	492	320		305		50	12		22.5	2567		86.98	
SWC620BF	620	1000	500			2500	555	380	426	340	10-38	55		100	25	3267		147.5	1.357

注: 1. T_{10} ——在交变载荷下按疲劳强度所允许的转矩。2. L_{min} ——缩短后的最小长度。3. L ——安装长度, 按需要确定。

4. 生产厂: 宁波伟隆传动机械有限公司。

超星阅览器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

表 40.1-43 WH 型无伸编焊接式双十字轴万向联轴器的主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 5513—1991)

型 号	回转直径 D /mm	公称转矩 T_n /kN·m	许用疲劳转矩 T_{fp} /kN·m	许用轴折角 β_p /($^\circ$)	L_{min} /mm	D_1 /mm (js11)	D_2 /mm (H7)	D_3 /mm	L_n /mm	$n \times d$ /mm	k /mm	l /mm	b /mm (H9)	g /mm	重量/kg		转动惯量 J /kg·m ²	
															L_{min}	增长 100 mm	L_{min}	增长 100 mm
SWC100WH	100	1.25	0.63	≤ 25	243	84	57	60	55	6-9	7	2.5	—	—	4.5	0.35	0.003 9	0.000 19
SWC120WH	120	2.5	1.25		307	102	75	70	65	8-11	8	—	—	—	7.7	0.55	0.009 6	0.000 44
SWC150WH	150	5	2.5		350	130	90	89	80	8-13	10	3	—	—	18	0.85	0.037 1	0.001 57
SWC180WH	180	12.5	6.3	480	155	105	114	110	110	8-17	17	5	—	48	2.8	0.15	0.007	—
SWC225WH	225	40	20	520	196	135	152	120	120	—	20	—	32	9	4.9	0.365	0.023 4	—
SWC250WH	250	63	31.5	620	218	150	168	140	140	8-19	25	6	—	124	5.3	0.847	0.027 7	—
SWC285WH	285	90	45	720	245	170	194	160	160	8-21	27	7	40	15	6.3	1.756	0.051	—
SWC315WH	315	125	63	805	280	185	219	186	186	10-23	32	—	—	262	8	2.893	0.079 5	—
SWC350WH	350	180	90	875	310	210	267	194	194	—	35	8	50	16	15	5.013	0.221 9	—
SWC390WH	390	250	125	955	345	235	—	215	215	10-25	40	—	70	18	—	8.406	—	—
SWC440WH	440	355	180	1 155	390	255	—	260	260	16-28	42	10	80	20	—	15.79	—	—
SWC490WH	490	500	250	1 205	435	275	325	270	270	—	47	12	90	22.5	21.7	26.54	—	—
SWC550WH	550	710	355	1 355	492	320	426	305	305	16-31	50	—	100	—	—	48.32	—	—

注: 1. T_{fp} ——在交变载荷下按疲劳强度所允许的转矩。

2. L ——安装长度, 按需要确定。

3. 生产厂: 宁波伟隆传动机械有限公司。

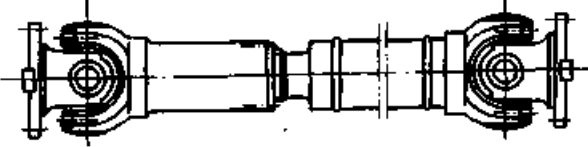
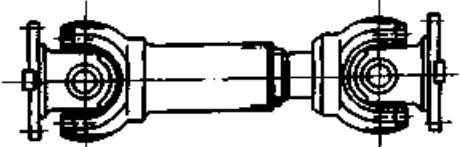
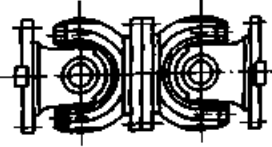
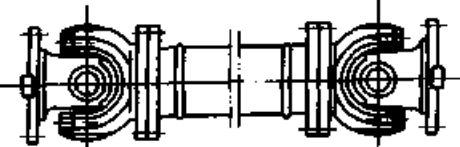


表 40.1-44 WD 型无伸缩短式双十字轴万向联轴器主要技术参数和尺寸
(摘自 JB/T 5513—1991)

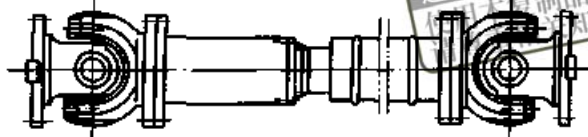
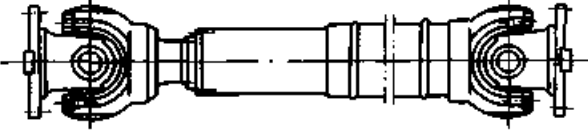
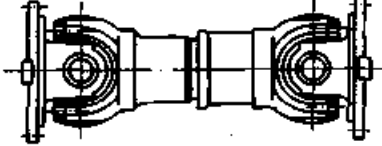
型号	回转直径 D/mm	公称转矩 $T_n/\text{kN}\cdot\text{m}$	许用疲劳转矩 $T_{fp}/\text{kN}\cdot\text{m}$	许用轴线折角 $\beta_p/^\circ$	L/mm	D_1/mm (js11)	D_2/mm (H7)	L_m	$n-d/\text{mm}$	k/mm	t/mm	b/mm (h9)	重量/ kg	转动惯量/ $J/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	
SWC180WD	180	12.5	6.3	≤ 25	440	155	105	110	8-17	17	5	—	—	52	0.145
SWC225WD	225	40	20	15	480	195	135	120		20		—	32	9	82
SWC250WD	250	63	31.5		560	218	150	140	8-19	25	6	40	12.5	127	0.831
SWC285WD	285	90	45		640	245	170	160	8-21	27	7		15	189	1.715
SWC315WD	315	125	63		720	280	185	180	10-23	32	8	50	270	2.82	
SWC350WD	350	180	90		776	310	210	194		35			—	70	16
SWC390WD	390	250	125		860	345	235	215	10-25	40	—	80	18	524	8.229
SWC440WD	440	355	180		1 040	390	255	260	16-28	42	10	90	20	798	15.32
SWC490WD	490	500	250		1 080	435	275	270	16-31	47	12	100	22.5	1 055	25.74
SWC550WD	550	710	355		1 220	492	320	305		50				—	1 524
SWC620WD	620	1 000	500		1 360	555	380	340	10-38	55	—	2 120	83.76		

注: T_{fp} ——在交变载荷下按疲劳强度所允许的转矩。

表 40.1-45 SWP 型双十字轴式万向联轴器的七种型式 (摘自 JB/T 3241—1991)

型式代号	名称	图 示
A	有伸缩长型	
B	有伸缩短型	
C	无伸缩短型	
D	无伸缩长型	

续表 40.1-45

型式代号	名称	图 示
E	有伸缩双法兰型	
F	大伸缩长型	
G	有伸缩超短型	

T_{ip} ——许用交变（对称循环）疲劳转矩（kN·m），从SWP型联轴器的主要参数和尺寸表中查取。

当SWP型联轴器转速较高和轴间夹角较大时，还应验算转速与轴间夹角的乘积并满足下面条件

$$n\beta < 18\,000 \quad (40.1-99)$$

式中 n —— SWP联轴器转速（r/min）；

β —— SWP联轴器轴间夹角（°）。

表 40.1-46 SWP联轴器工况系数

（摘自 JB/T 3241—1991）

工作机载荷性质	工况系数 K
载荷均匀，工作平稳	1.0
载荷不均匀，中等冲击	1.1~1.3
有较大冲击载荷和频繁正反转	>1.3~1.5
特大冲击载荷和频繁正反转	>1.5

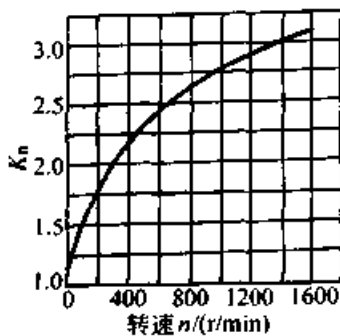


图 40.1-70 SWP型万向联轴器的转速系数

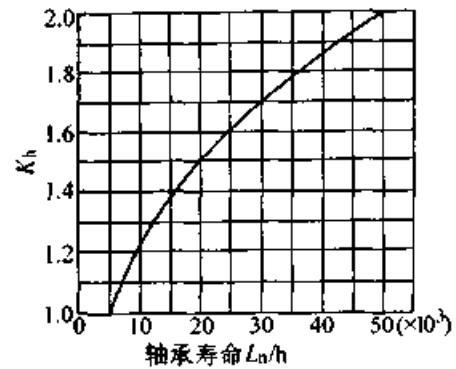


图 40.1-71 SWP型万向联轴器的轴承寿命系数

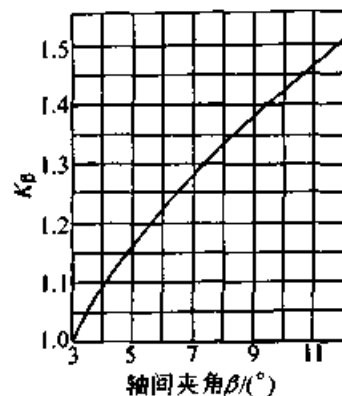


图 40.1-72 SWP型万向联轴器轴间夹角系数

当万向联轴器的布置没有满足主、从动轴同步转动的三条件时，从动轴的转速出现波动。然而，若从动轴后面所联的运转部分有很大的转动惯量，当主动轴以等速转动时，从动轴后面的运

转部分也会趋于等速转动。这时，主、从动轴间的转角差就由传动系统的间隙和扭转变形来补偿。假定全部转角差由万向联轴器扭转变形来补偿，这个使万向联轴器产生扭转变形的转矩称为附加惯性转矩。最大附加惯性转矩应符合下列限制条件

$$T_{\Delta\varphi_{\max}} = T_{\varphi_1} \Delta\varphi_{\max} < 0.3T \quad (40.1-100)$$

式中 $T_{\Delta\varphi_{\max}}$ ——最大附加惯性转矩 (N·m);
 T_{φ_1} ——SWP 型联轴器每产生 1' 的扭转变形所需的转矩 (N·m)，其值可查图 40.1-73;

$\Delta\varphi_{\max}$ ——SWP 型联轴器的最大转角差 (')，可按式 (40.1-67) 计算，再转化成秒 (");
 T ——SWP 型联轴器传递的理论转矩 (N·m)。

当 SWP 型联轴器的主、从动轴与中间轴的夹角不相等时，选择联轴器规格应满足下式

$$T_c + T_{\Delta\varphi_{\max}} \leq T_n \quad (40.1-101)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·m);
 $T_{\Delta\varphi_{\max}}$ ——最大附加惯性转矩 (N·m);
 T_n ——SWP 型联轴器的公称转矩 (N·m)。

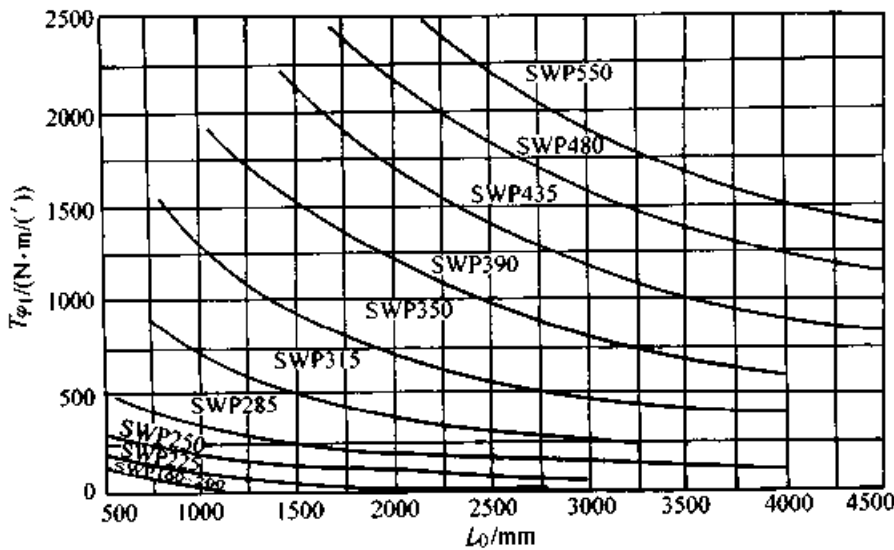


图 40.1-73 SWP 型双十字轴式万向联轴器的扭转刚度
 L_0 为中间轴两端十字轴中心距离 (mm)

SWP 型双十字轴式万向联轴器的主要技术参数和尺寸见 JB/T 3241—1991。其生产厂为宁波伟隆传动机械有限公司。

3.3.4 SWZ 型万向联轴器

SWZ 型万向联轴器也是整体轴承座式双十字轴万向联轴器，优点是轴承座为整体式，强度高，

SWZ 型的许用轴间夹角 (折角) $\beta_p \leq 10^\circ$ 。为适应不同需要，SWZ 型万向联轴器也有 7 种型式，如表 40.1-47 所列。SWZ 型万向联轴器的选用方法及 7 种型式的主要技术参数和尺寸见 JB/T 3242—1991。

表 40.1-47 SWZ 型万向联轴器的 7 种结构型式 (摘自 JB/T 3242—1993)

型式代号	名称	图 示
BH	标准伸缩焊接型	
WH	无伸缩焊接型	

续表 40.1-47

型式代号	名称	图
CH	长伸缩焊接型	
WD	无伸缩短型	
BF	标准伸缩法兰型	
WF	无伸缩法兰型	
CF	长伸缩法兰型	

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

3.3.5 WSH 型万向联轴器

WSH 型万向联轴器是采用滑动轴承的双十字轴万向联轴器。其特点是十字轴颈和轴叉孔之间采用多层复合自润滑材料制成的滑动轴承，具有一定的缓冲减振功能，且噪声低、重量较小、使用寿命较长，装拆维护方便；外形与 SWC 型万向联轴器近似，有 7 种型式，结构及参数、尺寸见有关产品样本。工作时，一般许用轴间夹角 $\beta_p < 5^\circ$ ，特殊情况下 $\beta_p < (15^\circ \sim 25^\circ)$ 。

3.4 球铰式万向联轴器

(1) 结构特点

球铰式万向联轴器是以球形零件取代十字轴为铰接点的万向联轴器，能够传递的转矩较小。适用于中小功率、以传递运动为主的传动轴系。许用轴间夹角 $\beta_p \leq 40^\circ$ 。

球铰式万向联轴器分单球铰式和双球铰式两种。双球铰式万向联轴器和双十字轴式万向联轴器同样，如能满足一定条件，就可以实现主、从动轴同步运转。

图 40.1-74 和图 40.1-75 分别为 WJ 型单球铰式和 WJS 型双球铰式万向联轴器，其主要技术参数和尺寸列于表 40.1-48 和表 40.1-49。

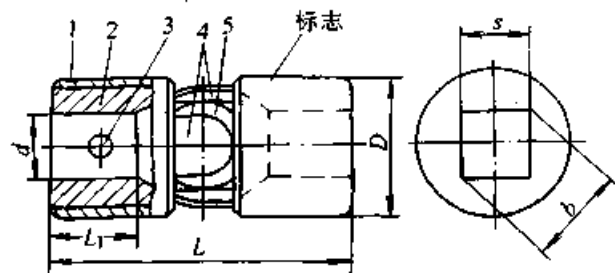


图 40.1-74 WJ 型单球铰式万向联轴器

- 1—外套 2—内套 3—沉头铆钉
- 4—耳爪 5—空心球

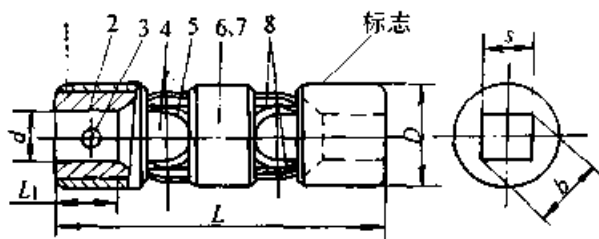


图 40.1-75 WJS 型双球铰式万向联轴器

- 1—外套 2—内套 3—沉头铆钉
- 4—耳爪 5—空心球 6—中间外套
- 7—中间内套 8—长耳爪

(2) 选用计算

球铰式万向联轴器的规格根据传递功率、转矩和转速从图 40.1-76 中选择。图 40.1-76 中曲线是单向运转、轴向夹角 $\beta = 10^\circ$ 、载荷均匀、连续运转不超过 1 小时的 WJ 型单球铰式万向联轴器的规格选择曲线。若轴间夹角 $\beta \neq 10^\circ$ 时，需将图值乘以图中右下方所列的折算系数。

WJS 型双球铰式万向联轴器的承载能力稍低于 WJ 型单球铰式万向联轴器，其规格仍可用图 40.1-76 来选择，但应适当提高规格号。

表 40.1-48 WJ 型单球铰式万向联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 6139—1992)

型 号	公称转矩 $T_n /$ N·m	许用转速 $n_p /$ $r \cdot \text{min}^{-1}$	D/mm	轴 孔 尺 寸			L ₁ /mm	L/mm	重 量 /kg	转动惯量 J/ kg·m ²
				圆柱孔 d/mm	四 方 孔					
					s/mm	b/mm				
WJ1	6.3	1 000	16	6	—	—	9	34	0.05	0.000 05
WJ2	12.5		18	8	—	—	11	40	0.06	
WJ3	25		980	22	10	—	—	12	45	
WJ4	40	900	26	12	10	13	13	50	0.15	0.000 08
WJ5	63	820	29	14	—	—	16	56	0.2	0.000 1
WJ6	100	780	32	16	14	18	18	65	0.3	
WJ7	140	720	37	18	—	—	20	72	0.45	0.000 3
WJ8	224	680	42	20	19	25	23	82	0.67	0.000 5
WJ9	280	650	47	22	—	—	25	95	1	0.000 8
WJ10	355	620	52	25	24	32	29	108	1.35	0.001
WJ11	450	600	58	30	—	—	34	122	1.85	0.003
WJ12	560	570	70	35	30	40	39	140	3.15	0.005
WJ13	710	550	80	40	36	48	44	160	4.6	0.03
WJ14	1 120	500	95	50	46	60	54	190	7.6	0.1

表 40.1-49 WJS 型双球铰式万向联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 6139—1992)

型 号	公称转矩 $T_n /$ N·m	许用转速 $n_p /$ $r \cdot \text{min}^{-1}$	D/mm	轴 孔 尺 寸			L ₁ /mm	L/mm	重 量 /kg	转动惯量 J/ kg·m ²
				圆柱孔 d/mm	四 方 孔					
					s/mm	b/mm				
WJS1	100	780	32	16	14	18	18	100	0.45	0.000 8
WJS2	140	720	37	18	—	—	20	112	0.7	
WJS3	224	680	42	20	19	25	23	127	1	0.001 5
WJS4	280	650	47	22	—	—	25	145	1.56	0.003

招星浏览器提醒您：
使用本软件时，
请尊重相关知识版权！

续表 40.1-49

型号	公称转矩 $T_n / \text{N}\cdot\text{m}$	许用转速 $n_p / \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	D/mm	轴孔尺寸				L ₁ /mm	L/mm	重量 /kg	转动惯量 J/ kg·m ²
				圆柱孔 d/mm	四方孔						
					s/mm	b/mm					
WJS5	355	620	52	25	24	32	29	163	2.1	0.005	
WJS6	450	600	58	30	—	—	34	182	2.75	0.009	
WJS7	560	570	70	35	30	40	39	212	4.75	0.01	
WJS8	710	550	80	40	36	48	44	245	7.2		
WJS9	1 120	500	95	50	46	60	54	290	12	0.07	

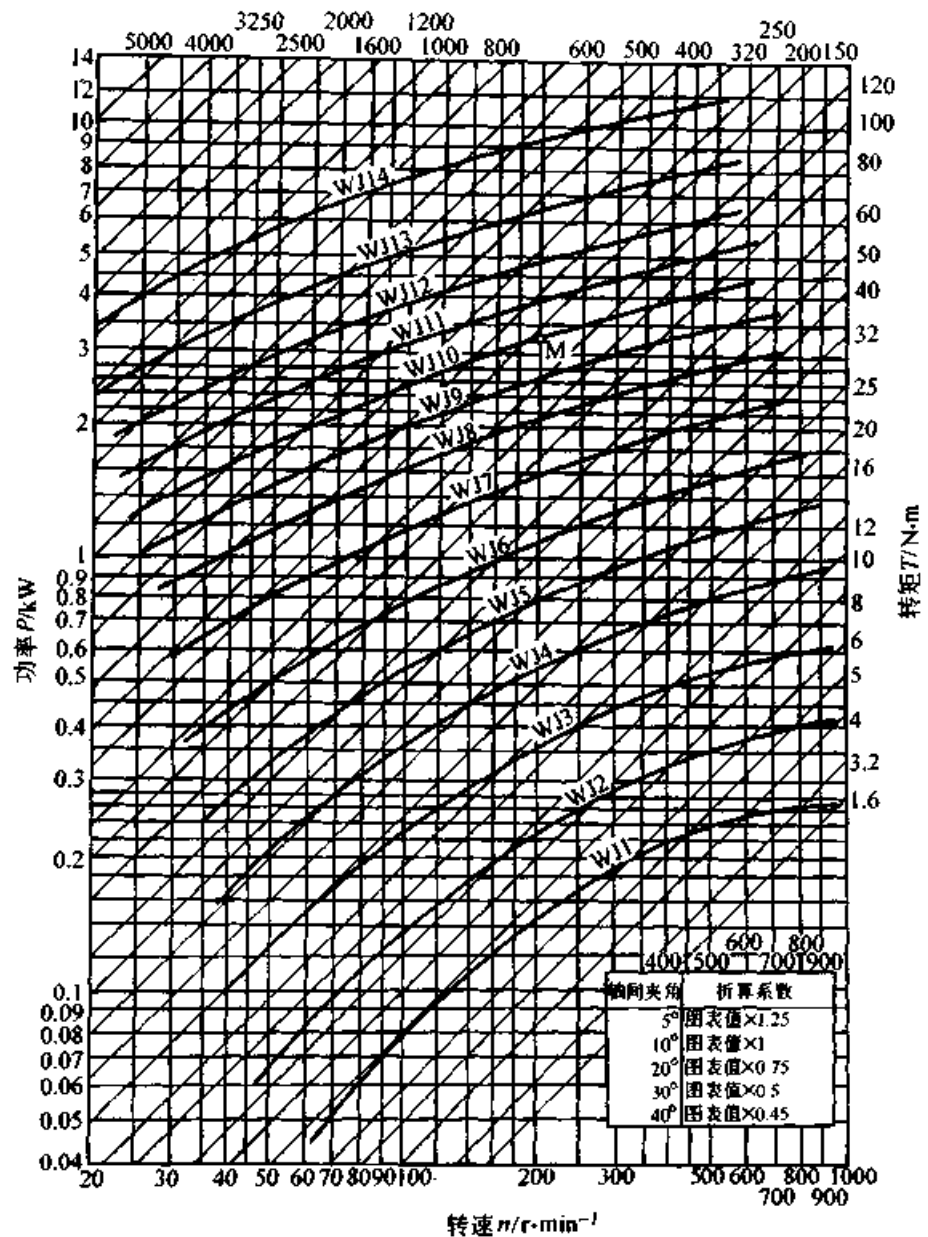


图 40.1-76 WJ 型单球铰式万向联轴器选用图

对于承受循环变载荷或频繁正反转的球铰式万向联轴器，选用带键槽的圆柱形轴孔或方形轴孔。

例 1 已知传递功率 $P = 3.31 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，轴间夹角 $\beta = 10^\circ$ 和 $\beta = 20^\circ$ 。选择合适的 WJ 型万向联轴器。

从图 40.1-76 找到 $P = 3.31 \text{ kW}$ 的水平线与 $n = 200 \text{ r/min}$ 的垂直线交点 M ，点 M 落在 WJ10 型的曲线上，故当 $\beta = 10^\circ$ 时，可适用 WJ10 型球铰式万向联轴器。

当 $\beta = 20^\circ$ 时，从图右下方的系数表中查得“图表值 $\times 0.75$ ”。此时 WJ10 型能传递的功率为 $P = 3.31 \times 0.75 \text{ kW} = 2.483 \text{ kW}$ ，WJ10 型联轴器偏小。改选 WJ12 型联轴器，从图 40.1-76 中查得 WJ12 型联轴器在 $\beta = 10^\circ$ ， $n = 200 \text{ r/min}$ 时能传递的功率为 4.781 kW 。当 $\beta = 20^\circ$ ， $n = 200 \text{ r/min}$ 时，WJ12 型联轴器能传递功率 $P = 4.781 \times 0.75 = 3.586 \text{ kW}$ ，满足要求。

例 2 已知转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，传递转矩 $T = 157 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，轴间夹角 $\beta = 10^\circ$ 。选择 WJ 型球铰式万向联轴器。

在图 40.1-76 中根据 $n = 200 \text{ r/min}$ 的垂直线和 $T = 157 \text{ N}\cdot\text{m}$ 斜线的交点 M 落在 WJ10 型的曲线上，故选用 WJ10 型单球铰式万向联轴器。

例 3 已知转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，传递转矩 $T = 177 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，轴间夹角 $\beta = 20^\circ$ 。选择 WJ 型万向联轴器。

先将转矩转换为 $\beta = 20^\circ$ 时的当量转矩 $T = 177/0.75 \text{ N}\cdot\text{m} = 236 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。根据 $n = 200 \text{ r/min}$ 和 $T = 236 \text{ N}\cdot\text{m}$ 从图 40.1-76 中确定选用 WJ12 型球铰式万向联轴器。

3.5 球笼式同步万向联轴器

(1) 结构特点

球笼式同步万向联轴器是利用若干钢球分别置于与两轴联接的内、外星轮的滚道间，以实现所联两轴同步运转（即瞬时角速度相等）的万向

联轴器。图 40.1-77 所示为普通球笼式同步万向联轴器的结构。主要元件有：外星轮 1、传力钢球 2、内星轮 3 和钢球保持架 4。外星轮和内星轮分别与主、从动轴联接。当主、从动轴有轴间夹角时，由于结构上的原因，传力钢球可在外星轮内表面上的滚道和内星轮外表面滚道间滚动移位，从而保持主、从动轴同步转动。

图 40.1-78 所示为一种伸缩型球笼式同步万向联轴器，传力钢球可在外星轮和内星轮的直线滚道间滚动，能补偿因安装误差和工作需要产生的轴向移动，具有滑动花键联接的作用，且滑动阻力小、噪声低。

图 40.1-79 所示为一种大型球笼式同步万向联轴器的结构。它的伸缩是靠内星轮与轴之间的滑动花键联接实现的。外星轮 1 和内星轮 4 上均有放置传力钢球的滚道。滑圈 3 用减摩性能好的青铜制成，用以保持内、外星轮同心。分度杆 6 的一端用盖板 5 和弹簧圈 7 与外星轮壳组成摆动支承；分度杆另一端与内星轮组成滑动支承。当轴间夹角改变时，内星轮与分度杆一起摆动，从而调整传力钢球的位置，实现主、从动轴同步转动。通过注油嘴 10 注入润滑油，可润滑各个可动零件的摩擦面。端盖 9 和波纹套 11 组成防尘密封装置。

球笼式同步万向联轴器的结构紧凑，转动同步度和效率高，密封性好，轴间夹角允许达 $35^\circ \sim 37^\circ$ 。但要求制造精度和安装精度高。

球笼式同步万向联轴器适用于联接两个不同轴线的传动轴系。对于主、从动轴轴线相交的传动，可用单球笼式同步万向联轴器；对于主、从动轴轴线不相交的传动，须采用双球笼式同步万向联轴器。

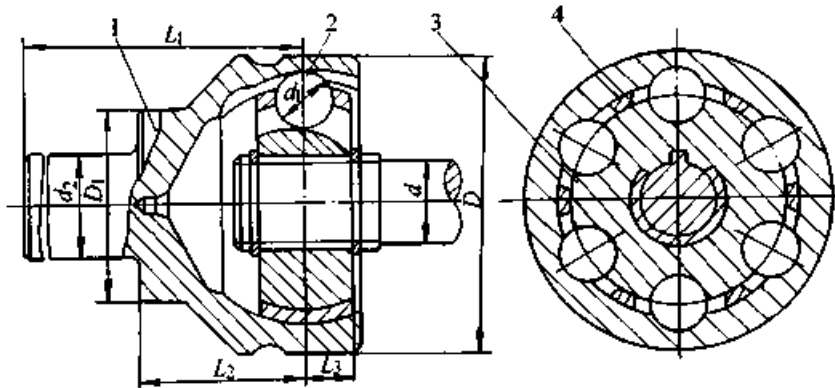


图 40.1-77 普通球笼式同步万向联轴器结构

1—外星轮 2—传力钢球 3—内星轮 4—钢球保持架

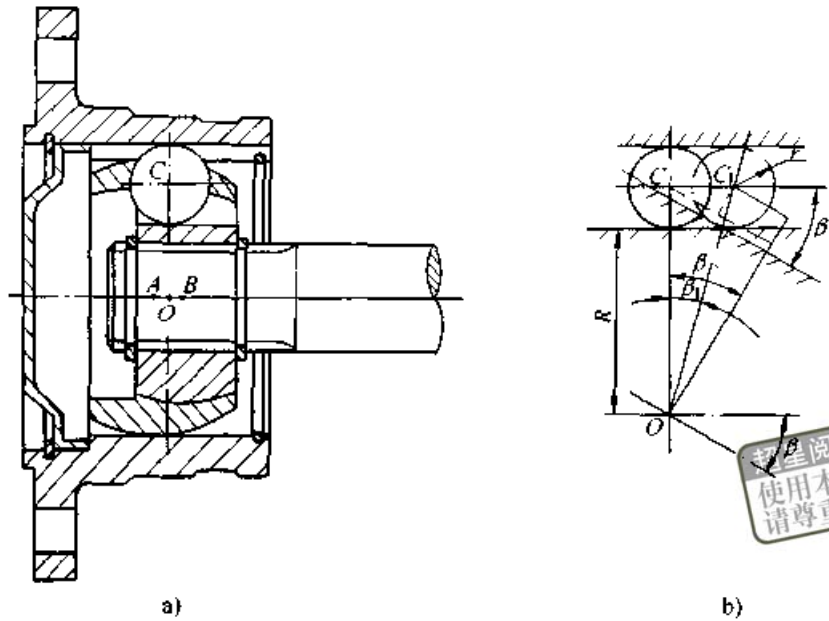


图 40.1-78 伸缩型球笼式同步万向联轴器
a) 结构 b) 当有轴间夹角 β 时，钢球与滚道相对位置

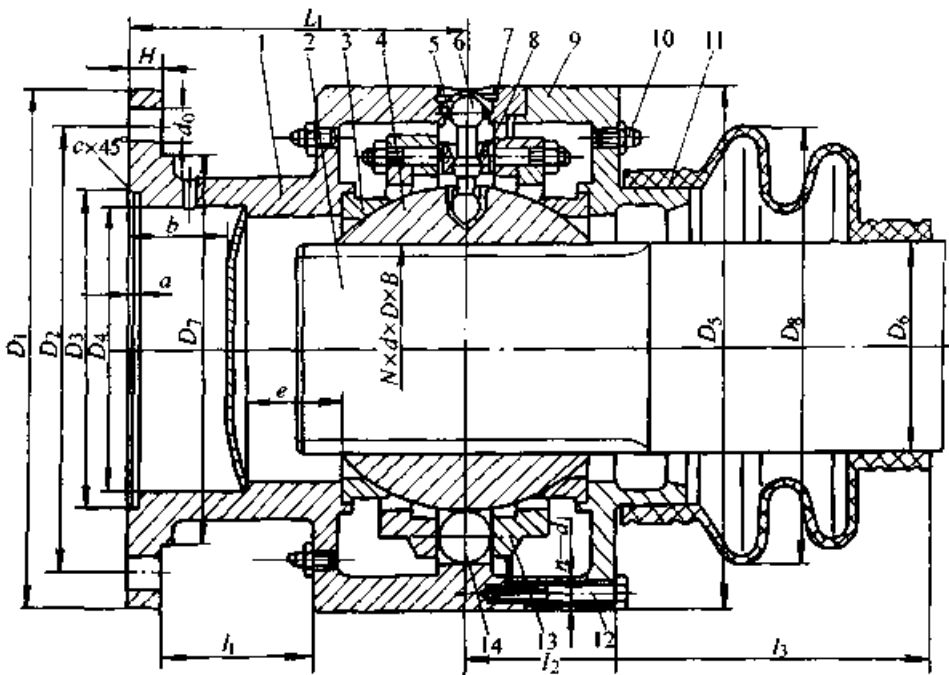


图 40.1-79 大型球笼式同步万向联轴器结构
1—外星轮 2—花键轴 3—滑圈 4—内星轮 5—盖板 6—分度杆 7—弹簧圈
8—过桥 9—端盖 10—油嘴 11—波纹套 12—螺栓 13—球笼 14—钢球

(2) 球笼式同步万向联轴器的同步转动原理

球笼式同步万向联轴器实现主、从动轴同步转动的方法之一就是轴间夹角 β 为任意值时，传力钢球的中心都处于轴间夹角 β 的平分线上，如图 40.1-80 所示。为了满足这一要求，应使外星轮滚道的圆弧中心点 A 偏于两轴线交点 O 的一侧、内星轮滚道圆弧中心点 B 偏于两轴线交

点 O 的另一侧，且 $\overline{OA} = \overline{OB}$ 。图中 R_1 、 R_2 分别为内、外滚道的圆弧半径。钢球与内星轮滚道的接触点为 E，钢球与外星轮滚道的接触点为 F。根据两球面接触点的法线必定通过两球中心的原理， \overline{CA} 和 \overline{OB} 必定分别垂直于主、从动轴轴线，即 $\overline{CA} \perp \overline{OA}$ ， $\overline{CB} \perp \overline{OB}$ 。设轴间夹角为 β ，主、从动轴的角速度分别为 ω_1 和 ω_2 ，则任一传

力钢球中心点 C 运动的线速度可分别按下两式计算

$$\text{按主动轴计算 } v_1 = \overline{CA}\omega_1$$

$$\text{按从动轴计算 } v_1 = \overline{CB}\omega_2$$

由于传力钢球中心点 C 只能有一个线速度, 故必然 $v_1 = v_2$, 即 $\overline{CA}\omega_1 = \overline{CB}\omega_2$ 。为了使 $\omega_1 = \omega_2$, 必须使 $\overline{CA} = \overline{CB} = R$ 。由三角关系可知

$$\overline{CA} = \overline{OC}\cos\beta_1$$

$$\overline{CB} = \overline{OC}\cos\beta_2$$

因此, 保持 $\omega_1 = \omega_2$ 的条件是 $\beta_1 = \beta_2 = \beta/2$, 即传力钢球中心点处于轴间角 β 的平分面上; 而保证 $\beta_1 = \beta_2 = \beta/2$ 的条件是内外滚道圆弧中心 B、A 分别位于两轴线交点 O 的两侧, 且 $\overline{OA} = \overline{OB}$ 。

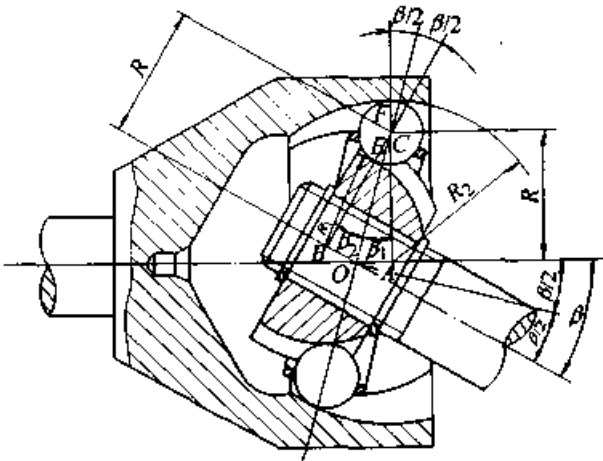


图 40.1-80 球笼式同步万向联轴器的同步原理

对于图 40.1-78 所示的伸缩型球笼式同步万向联轴器, 当轴间夹角为 β , 钢球中心由 C 移至 C_1 时, 由几何关系知

$$\overline{CC_1} = (R + r) \frac{1 - \cos\beta}{\sin\beta}$$

$$\text{而 } \tan\beta_1 = \frac{\overline{CC_1}}{\overline{OC}} = \frac{1 - \cos\beta}{\sin\beta} = \tan\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

$$\text{即 } \beta_1 = \beta/2$$

由此可知, 钢球中心仍在轴间角 β 的平分面上, 可保持主、从动轴的同步运转。

(3) 主要尺寸关系

球笼式同步万向联轴器已有标准系列产品可供选用。如需自行设计, 可参考图 40.1-81 和下列关系式确定主要结构尺寸。

钢球数 $z = 6 \sim 12$, 通常 $z = 6$

钢球直径 (mm) $d_1 = 3.62 \sqrt{T_c}$ (按钢球数 $z = 6$ 计)

式中 T_c ——联轴器计算转矩 (N·m)。

钢球中心分布圆半径 $R = 1.71d_1$

外壳 (外星轮) 外径 $D = 4.9d_1$

内星轮滚道底直径 $D_1 = 3.25d_1$

内星轮宽度 $B = 1.8d_1$

球笼 (保持架) 宽度 $B_1 = 1.8d_1$

球笼上球槽宽度 $b_1 = d_1$

球笼厚度 $b = 0.185d_1$

球笼上球槽长度 $L_1 = 1.33d_1$ (普通型) ~ $1.8d_1$ (长型)

弧形滚道曲率中心偏心距 $e = 0.12d_1$

轴直径 $d_2 \geq 1.4d_1$

花键大径 $D_2 = 1.55d_1$

外壳 (外星轮) 滚道长度 $L = 2.4d_1$

中心偏移角 $\delta = 4^\circ \sim 5^\circ$

钢球滚道横截面形状如图 40.1-82 所示, 上部为外壳 (外星轮) 内表面上的滚道, 下部为内星轮外表面上的滚道, 中间为钢球保持架 (球笼)。钢球与滚道为四点接触, 接触点的法线与钢球和联轴器中心点连线成 45° 。承载后, 因弹性变形使点接触变成微小的椭圆形的面接触。

滚道的曲率半径 $\rho = (1.03 \sim 1.05)d_1$

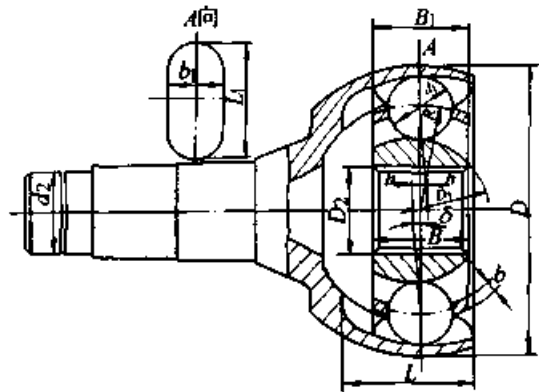


图 40.1-81 球笼式同步万向联轴器主要尺寸

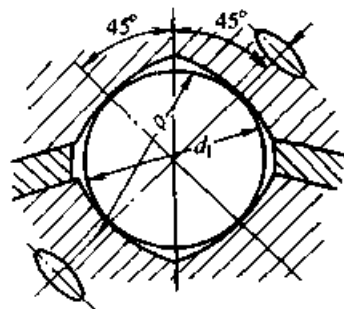


图 40.1-82 传动钢球与内外滚道的接触情况

(4) 球笼式同步万向联轴器的选用计算

目前我国已标准化的球笼式同步万向联轴器有QWL型和QWLZ型(大轴间夹角型)两种,其选用计算方法相近。

球笼式同步万向联轴器规格选择应满足下式

$$T_c = 18 \frac{K_w K_h}{K_\beta K_n} T \leq T_n (\text{或 } T_p) \quad (40.1-102)$$

式中 T_c ——QWL型和QWLZ型联轴器的计算转矩(N·m);

T ——联轴器传递的理论转矩(N·m);

K_w ——动力机系数,查表40.1-9;

K_h ——连续工作时间系数,查图40.1-83和图40.1-84;

K_β ——轴间夹角系数,查图40.1-85和图40.1-86;

K_n ——转速系数,查图40.1-87和图40.1-88;

T_n ——QWL型和QWLZ型联轴器的公称转矩(N·m),可视同许用转矩 T_p 。

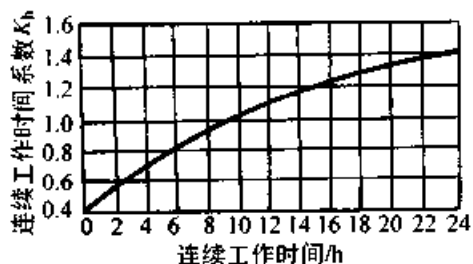


图 40.1-83 QWL型球笼式同步万向联轴器的连续工作时间系数

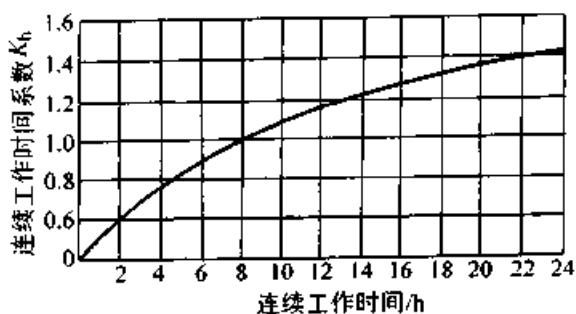


图 40.1-84 QWLZ型球笼式同步万向联轴器的连续工作时间系数

3.5.1 QWL型球笼式同步万向联轴器

QWL型球笼式同步万向联轴器适用于所联两轴既不同轴线又要求同步运转的传动轴系。许用轴间夹角 $\beta_p \leq (14^\circ \sim 18^\circ)$ 。

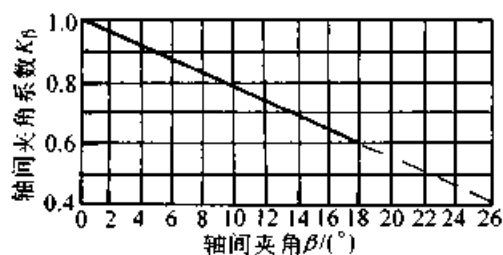


图 40.1-85 QWL型球笼式同步万向联轴器的轴间夹角系数

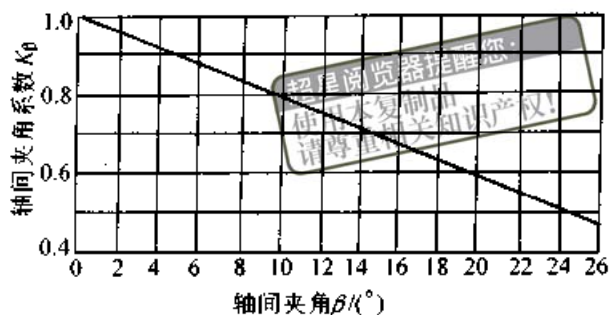


图 40.1-86 QWLZ型球笼式同步万向联轴器的轴间夹角系数

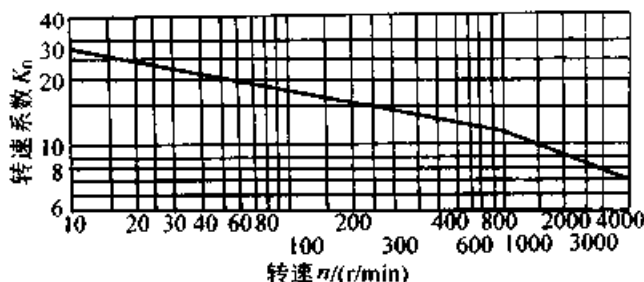


图 40.1-87 QWL型球笼式同步万向联轴器的转速系数

QWL型联轴器用于低速时,需经静平衡校正;用于高速时,需经动平衡校正。

QWL型联轴器的许用转速 n_p 查图40.1-89。连续工作时,考虑到联轴器发热及橡胶密封的耐热性能,许用转速 n_p 不得超过轴间夹角 β 所限定的极限值,查图40.1-90。不同长度的QWL型联轴器的许用转速 n_p 不得超过图40.1-91所示的极限值。

QWL型双球笼式同步万向联轴器的结构如图40.1-92所示,主要技术参数和尺寸列于表40.1-50。

3.5.2 QWLZ型球笼式同步万向联轴器

QWLZ型球笼式同步万向联轴器比QWL型球笼式同步万向联轴器具有更大的许用轴间夹角, $\beta_p \leq 25^\circ$,可在温度为 $-20 \sim +100^\circ\text{C}$ 的环境中工作。

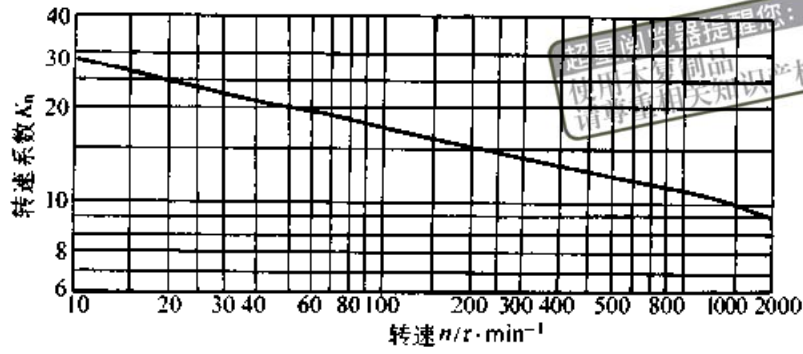


图 40.1-88 QWLZ 型球笼式同步万向联轴器的转速系数

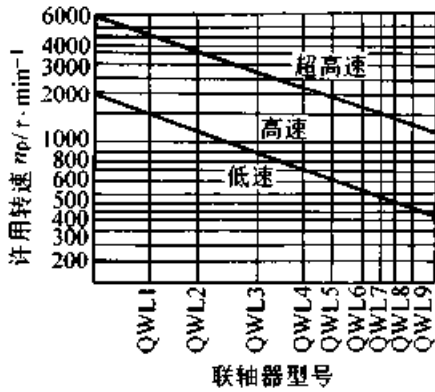


图 40.1-89 QWL 型联轴器的许用转速

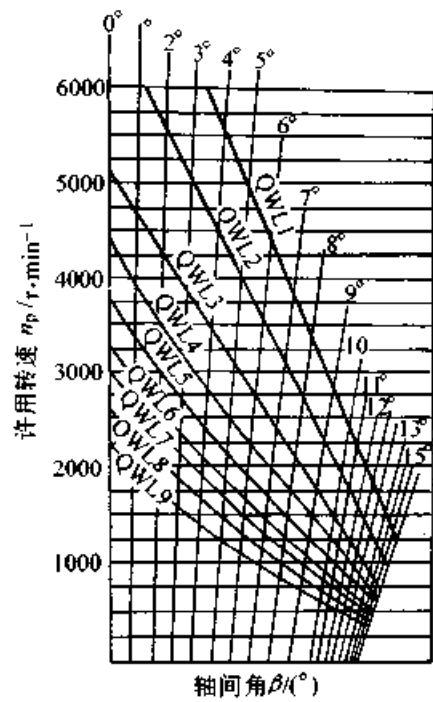


图 40.1-90 QWL 型联轴器由轴间夹角 β 所限定的许用转速

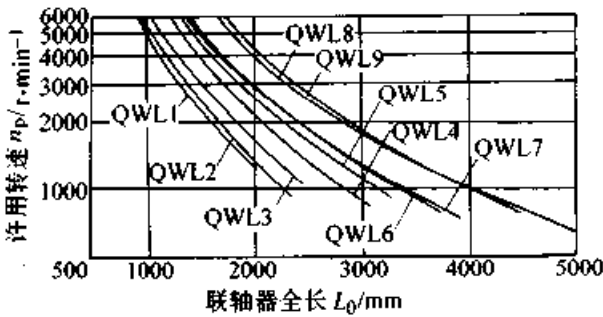


图 40.1-91 QWL 型联轴器由长度所限定的许用转速

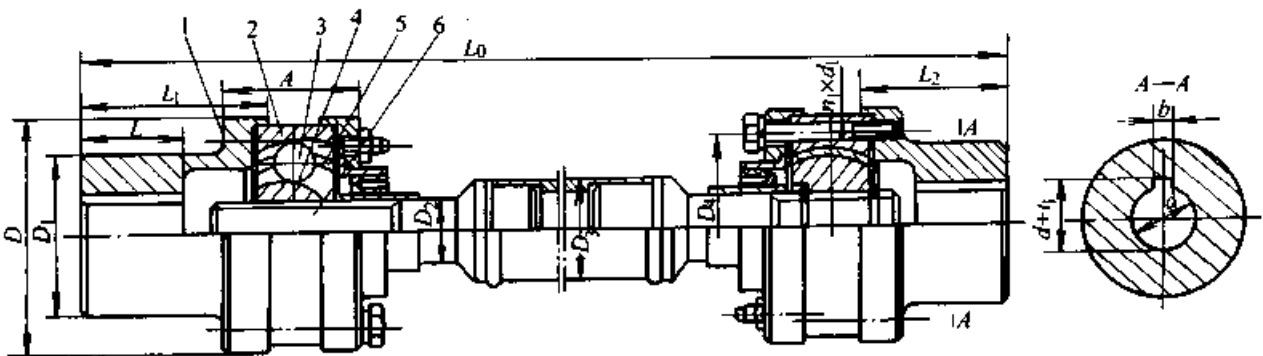


图 40.1-92 QWL 型双球笼式同步万向联轴器

1—半联轴器 2—外星轮（外壳） 3—传力钢球 4—内星轮 5—球笼 6—花键轴头

表 40.1-50 QWL 型双球笼式同步万向联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 GB/T 7549—1987)

型号	公称转矩 T_n / N·m	许用 轴间角 β_p /°		轴孔直径 d /mm (H7)	轴孔长度 L /mm		L_{0min} /mm	总长伸 缩量 ΔL_0 / mm	A / mm	D_1 / mm	D_2 / mm	D_3 / mm	D_4 / mm	重量/kg		转动惯量 J /kg·m ²	
		静 止时	工 作时		L /mm Y型J型	D / mm								通轴 焊接轴	焊接轴	L_{0min}	L_0 增长 100 mm
QWL1	180	16	14	25, 28	62, 44	85	284	24	48	55	20	66	66	3.94	4.68	1.9	2.16
				30, 32, 35	82, 60	100	392	32	56	50	80	0.55	0.25	0.55	0.01	0.29	
QWL2	355			32, 35		100	478	32	56	65	30			7.21	7.92	5.11	5.35
				38, 40, 45		130	561	40	68	60	106	0.61	0.68	0.68	0.08	0.52	
QWL3	800			45, 48, 50, 55, 56	112, 84	130	443	40	68	90	31.5	60	106	14.69	16.02	18.99	19.64
				60, 63, 65, 70	142, 107	150	537	48	80	76	124	1.19	0.88	0.88	0.29	1.11	
QWL4	1 400			55, 56	112, 84	150	643	48	80	105	44.5	76	124	25.08	27.42	44.38	46.38
				60, 63, 65, 70, 71, 75	142, 107	175	714	54	92	89	140	1.54	1.54	1.54	0.48	1.83	
QWL5	2 240	18	16	63, 65, 70, 71, 75		175	574		92	120	50	89	140	35.32	40.17	112.38	116.63
				80, 85, 90, 95		200	675		103	57.5	159	2.04	2.04	2.04	0.84	3.28	
QWL6	3 150			80, 85, 90, 95	172, 132	200	805		103	140	63	102	159	55.11	59.95	216.35	223.6
				100, 110, 120	212, 167	220	701		110	160	180	1.42	1.42	1.42	1.22	3.28	
QWL7	4 500			100, 110, 120	212, 167	220	840		110	160	63	102	180	72.34	77.54	348	355.5
				130, 140	252, 202	245	710		124	76	197	3.56	3.56	3.56	2.57	11.38	
QWL8	6 300	20	18	100, 110, 120, 125	212, 167	245	910	60	124	180	76	140	197	96.92	109.97	584	618
				130, 140	252, 202	275	842	70	173	81	226	4.04	4.04	4.04	3.31	11.38	
QWL9	10 000			100, 110, 120, 125	212, 167	275	1 065		173	205	81	140	226	148.36	162.84	262.25	298
				130, 140, 150, 160	302, 242	302	1 242		205	81	226	4.04	4.04	4.04	3.31	11.38	

注: 1. 公称转矩为转速 $n = 100$ r/min, 0° 轴间角时的计算值。2. 在起动、制动时产生的短时最大转矩的容许值为 $T_{maxp} = 3T_n$, 时间不得超过 15 s。

QWLZ 型联轴器的许用转速 n_p 受到轴间夹角和联轴器长度的限制, 其值查图 40.1-93 和图 40.1-94。

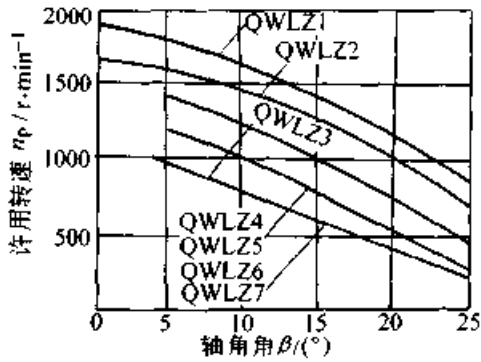


图 40.1-93 QWLZ 型联轴器由轴间夹角 β 所限定的许用转速

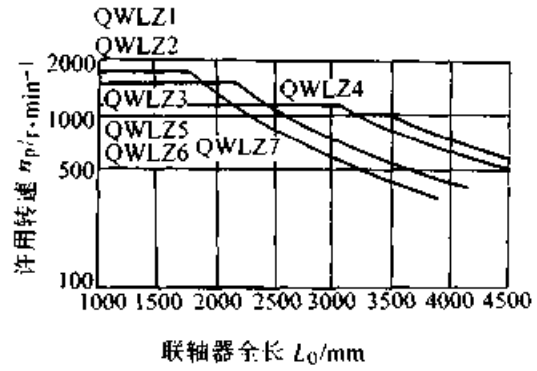


图 40.1-94 QWLZ 型联轴器由联轴器全长 L_0 所限定的许用转速

QWLZ 型双球笼式同步万向联轴器的结构如图 40.1-95 所示, 其主要技术参数和尺寸见 JB/T 6140—1992。

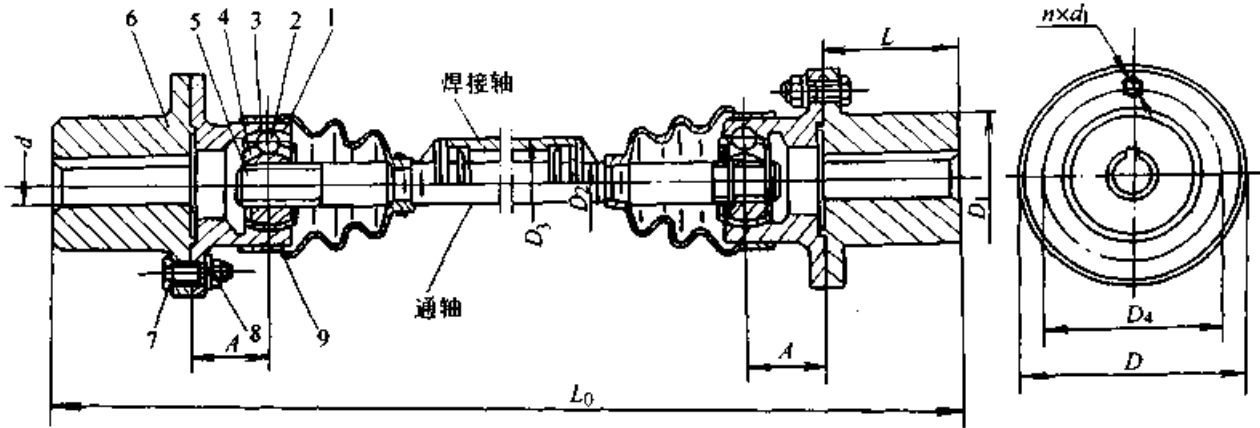


图 40.1-95 QWLZ 型双球笼式同步万向联轴器
1—外星轮 (外环) 2—内星轮 (内环) 3—传力钢球 4—球笼
5—中间轴 6—半联轴器 7—螺栓 8—螺母 9—密封套

3.6 球槽式同步万向联轴器

球槽式同步万向联轴器亦是以钢球作铰接点和传力件, 并在所联两轴有轴间夹角时实现主、从动轴同步运转的万向联轴器。

如图 40.1-96 所示, 在主动轴 1 和从动轴 6 的球架上, 各有四条内外圈弧槽, 组合成四条分别相交的环形通道, 四个传力钢球 3 置于其中。定心钢球 5 放在两轴轴端的凹臼内, 并在结构上保证其位置不变。四个环形通道形成分别以 O_1 、 O_2 为圆心的两个直径相等的圆, 且 O_1 、 O_2 与联轴器铰接中心 O 等距离。因此, 当主、从动轴轴线夹角变化时, 传力钢球 3 的中心始终位于

两圆的交点 K , 即位于两轴轴线夹角的等分线上, 从而保证主、从动轴实现同步运转。这种联轴器的组成元件少, 但承载能力不高。适用于小功率传动轴系。许用轴间夹角 $\beta_p \leq 33^\circ$ 。球槽式同步万向联轴器尚无标准系列产品。

4 金属弹性元件挠性联轴器

金属弹性元件挠性联轴器是利用其中的金属弹性元件的弹性变形来补偿所联两轴的相对偏移并起缓冲减振作用。各种构形的金属弹性元件在联轴器中受载状态各异, 有扭转、弯曲、剪切和压缩等, 因而性能差异较大。与非金属弹性元件相比, 金属弹性元件的疲劳强度和弹性模量高,

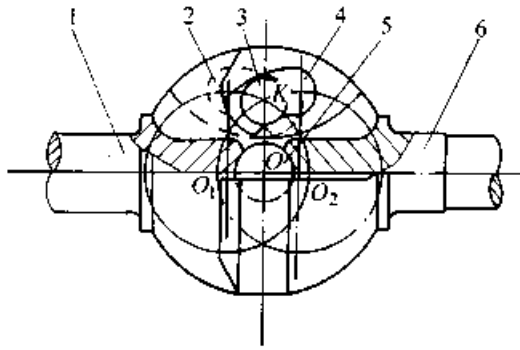


图 40.1-96 球槽式同步万向联轴器

1、6—主、从动轴 2、4—主、从动轴上的弧形凹槽
3—传力钢球 5—一定心钢球

承载能力大，尺寸相对较小，性能稳定、易控制，使用寿命长、耐高温和严寒，受温度变化的影响较小，能适应恶劣的环境；但制造要求严格，成本较高。

根据不同需要，可以利用金属弹性元件的构形和支承方式的不同将联轴器设计成恒扭转刚度或渐增型变扭转刚度的挠性联轴器。后者更适于变载荷或有冲击载荷的场所。联轴器的扭转刚度曲线如图 40.1-97 所示。

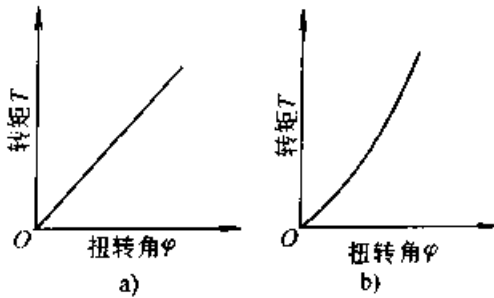


图 40.1-97 金属弹性元件挠性联轴器的刚度曲线
a) 恒刚度 b) 变刚度（渐增型）

金属弹性元件挠性联轴器品种众多，经过对它们的性能、制造成本、使用效果和维护难易进行考察和筛选，我国已将金属膜片联轴器、蛇形弹簧联轴器、簧片联轴器和金属弹性杆联轴器等制订了相应的标准。

4.1 金属膜片联轴器

(1) 结构和特点

金属膜片联轴器（又称金属叠片联轴器）是由单片或若干片叠合的薄钢板（膜片）用螺栓交错地与两个半联轴器联接而成，利用薄钢片（膜片）的弹性变形来补偿所联两轴的相对偏移，如图 40.1-98 和图 40.1-100 所示。为了获得较大的补偿量，可采用中间轴结构，其两端各有一组膜片与主、从动轴串接在一起，如图 40.1-99 和图 40.1-101 所示。

金属膜片联轴器的结构简单，重量轻，平衡校正容易，成本相对不高，一般不需润滑，维护方便，无噪声，适用于高速传动和恶劣工作环境。但扭转弹性较低，缓冲减振能力不高。金属膜片联轴器应用较广泛，可以部分取代齿式联轴器。

标准的金属膜片联轴器有四种型式：JM I 型（带沉孔基本型）、JM I J 型（带沉孔接中间轴型）、JM II 型（无沉孔基本型）、JM II J（无沉孔接中间轴型）。它们的结构如图 40.1-98 ~ 图 40.1-101 所示，其中 JM I 和 JM II 型的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-51 ~ 表 40.1-52。其余型号的技术参数和尺寸，详见 JB/T 9147—1999。

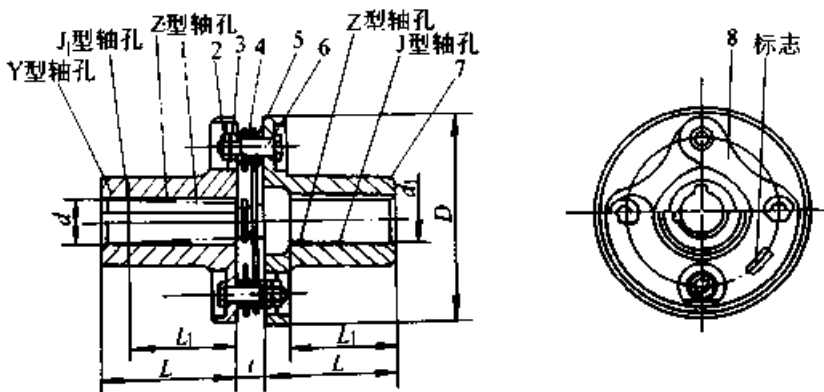


图 40.1-98 JM I 型金属膜片联轴器

1、7—半联轴器 2—扣紧螺母 3—六角螺母 4—隔离圈 5—支承圈
6—六角头铰制孔用螺栓 8—金属膜片

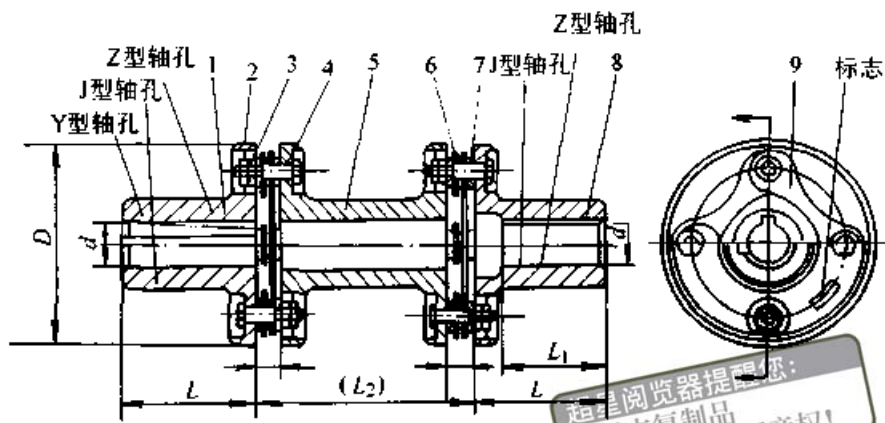


图 40.1-99 JM I J 型金属膜片联轴器

1、8—半联轴器 2—扣紧螺母 3—六角螺母 4—六角头铰制孔用螺栓
5—中间轴 6—隔离圈 7—支承圈 9—金属膜片

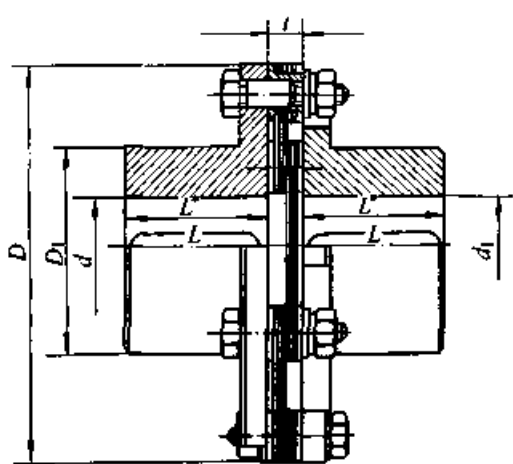


图 40.1-100 JM II 型金属膜片联轴器

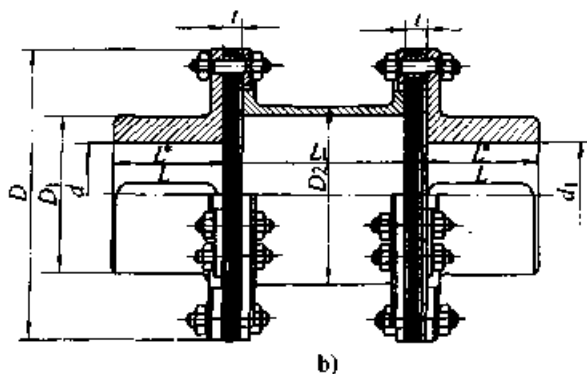
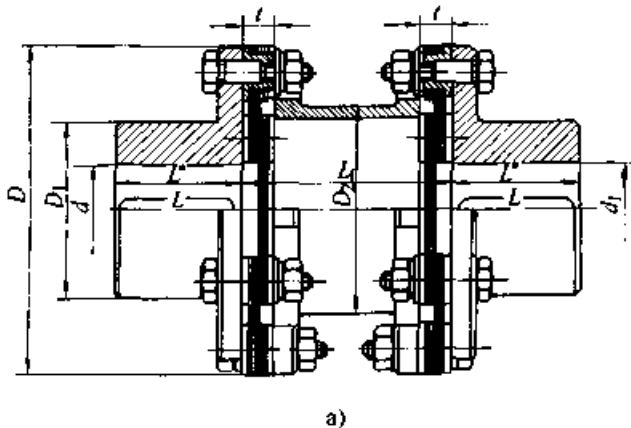


图 40.1-101 JM II J 型金属膜片联轴器

a) JM II J1~JM II J29 型 b) JM II J30~JM II J42 型

此外，中国航空工业总公司第 614 研究所开发的金属叠片（膜片）挠性联轴器和金属膜盘挠性联轴器具有可靠度高、寿命长、结构简单、重量轻、使用维护方便、不需润滑、无噪声、附加弯矩和附加轴向力小、能在恶劣环境下工作、有一定的补偿所联两轴相对偏移的能力、能吸振和隔振、特别适用于大转矩和高转速场合、传动效率高等一系列特性，已广泛用于航空、船舶、坦克、炼油、化工、石化、发电机、工业泵、飞机、造纸、印刷等行业。主要产品有 D、DJ、ZD、TGD 叠片挠性联轴器五大系列 89 种型号，公称转矩 40 ~ 125 000 N·m，最大许用转速 1 700 ~ 30 000 r/min；M、2M、GM 膜盘挠性联轴器三大系列 66 种型号，公称转矩从 200 ~ 35 000 N·m，最大允许转速从 970 ~ 27 000 r/min。详见 614 所（214063，江苏省无锡布梁溪路 104 号，联系人吴爱珍）产品样本。

金属膜片采用极限强度和疲劳强度高且耐腐蚀、耐热、加工性能好的材料，如 40CrNi2MoA、1Cr18Ni9Ti、1Cr18Ni9 等。为了提高金属膜片的抗疲劳和抗磨损能力，可以对膜片进行表面涂层或其他强化处理；亦可在膜片间涂以二硫化钼等固体润滑剂。

表 40.1-51 JM I 型金属膜片联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 9147—1999)

型 号	公称 转矩 $T_n /$ N·m	许用瞬 时转矩 $T_{max} /$ N·m	许用 转速 $n_p / r·$ min^{-1}	轴 孔 直 径 d, d_1 /mm	轴 孔 长 度 /mm				$D /$ mm	$t /$ mm	扭 转 刚 度 $c /$ (N·m /rad)	重 量 /kg	转 动 惯 量 $J /$ kg·m ²	许 用 补 偿 量		
					Y 型		J, J ₁ , Z, Z ₁ 型							L^*	$(\Delta r)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ / (°)
					L	L	L ₁	L								
JM I 1	25	80	6 000	14	32	J ₁ 型 27 Z ₁ 型 20		35	90	8.8	1×10^4	1	0.000 7			
				16, 18, 19		42	30									
				20, 22		52	38									
JM I 2	63	180	5 000	18, 19	42	—		45	100	9.5	1.4×10^4	2.3	0.001	1	1	
				20, 22, 24	52	38										
				25	62	44										
JM I 3	100	315	5 000	20, 22, 24	52	—		50	120	11	1.87×10^4	2.3	0.002 4			
				25, 28	62	44										
				30	82	60										
JM I 14	16 000	28 000	1 200	120, 125	212	—		150	420	31	30.0×10^4	184	2.683 2			
				130, 140, 150	252	202										
				160	302	242										
JM I 15	25 000	40 000	1 120	140, 150	252	—		180	480	37.5	47.46×10^4	262	4.801 5			
				160, 170, 180	302	242										
JM I 16	40 000	56 000	1 000	160, 170, 180	302	—		200	560	41	48.09×10^4	384	9.411 8	2	0.5	
				190, 200	352	282										
JM I 17	63 000	80 000	900	190, 200, 220	352	—		220	630	47	10.13×10^4	561	18.375 3			
				140	410	330										
JM I 18	100 000	125 000	800	220	352	—		250	710	54.5	16.14×10^4	723	28.203 3			
				240, 250, 260	410	330										
JM I 19	160 000	200 000	710	250, 260	410	—		280	800	48	79.8×10^4	1 267	66.581 3			
				280, 300, 320	470	380										

- 注：1. 重量、转动惯量是计算近似值。
 2. 表中 L^* 为轴孔长度推荐值。
 3. 型号 JM I 4~JM I 13 的数据见 JB/T 9147—1999 或生产厂产品样本。
 4. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司、中国航空航天工业总公司第 614 研究所。

表 40.1-52 JM II 型金属膜片联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 9147—1999)

型号	公称转矩 $T_n / \text{N}\cdot\text{m}$	许用瞬时最大转矩 $T_{\text{maxp}} / \text{N}\cdot\text{m}$	许用转速 $n_p / \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	轴孔直径 $d, d_1 / \text{mm}$	轴孔长度 /mm			D / mm	D_1 / mm	t / mm	扭转刚度 $/(10^8 \text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1})$	重量 /kg	转动惯量 $J / \text{kg}\cdot\text{m}^2$	许用补偿量	
					J ₁ 型 Y 型		L^* / mm							$(\Delta\alpha)_p / \text{mm}$	$(\Delta\alpha)_l / (^\circ)$
					L	L									
JM II 1	40	63	10 700	14	27	32	35	80	39	8 ± 0.2	0.37	0.9	0.000 5	1	1
				16, 18, 19	30	42									
				20, 22, 24	38	52									
				25, 28	44	62									
JM II 2	63	100	9 300	20, 22, 24	38	52	40	92	53	0.45	1.4	0.001 1	1	1	
				25, 28	44	62									
				30, 32, 35, 38	60	82									
JM II 16	12 500	20 000	2 450	75	107	142	140	350	186	10.23	75	0.85	2.5	1	1
				80, 85, 90, 95	132	172									
				100, 110, 120, 125	167	212									
				130	202	252									
JM II 17	16 000	25 000	2 300	80, 85, 90, 95	132	172	145	370	203	32 ± 0.7	10.97	85	1.1	1	1
				100, 110, 120, 125	167	212									
				130, 140	202	252									
JM II 18	20 000	31 500	2 150	90, 95	132	172	165	400	230	13.07	115	1.65	1	1	1
				100, 110, 120, 125	167	212									
				130, 140, 150	202	252									
				160	242	302									
JM II 19	25 000	40 000	1 950	100, 110, 120, 125	167	212	175	440	245	14.26	150	2.69	4	1	1
				130, 140, 150	202	252									
				160, 170	242	302									
JM II 20	31 500	50 000	1 850	110, 120, 125	167	212	185	460	260	38 ± 0.9	22.13	170	3.28	1	1
				130, 140, 150	202	252									
				160, 170, 180	242	302									

注：1. 重量、转动惯量按 L^* 计算近似值。表中 L^* 为轴孔长度推荐值。
 2. 型号 JM II 3~JM II 15 和 JM II 21~JM II 30 的数据见 JB/T 9147—1999 或生产厂产品样本。
 3. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

金属膜片的形状多种多样，有成组使用的圆环形、连续多边形、分离连杆形和单片使用的成型膜片、波形膜片，如图 40.1-102 所示。

圆环形和多边形膜片是用等厚的薄钢板制成，边数（或联接螺栓数）越少，弹性越好，但稳定性差；反之，稳定性好，但膜片弹性变形量减少，即联轴器的许用补偿量减少。目前以 4~

8 边（或螺栓）居多。多边形的形状设计要考虑膜片等强度和便于加工。圆环形膜片形状简单，便于加工，但弹性比多边形稍差。分离连杆形膜片的形状设计考虑的是弹性好、等强度和便于加工。单片成型膜片的径向厚度通常按双曲线变化，也是从强度和保持一定的弹性变形能力来考虑的。波形膜片是在轴向剖面内呈波形，它的弹

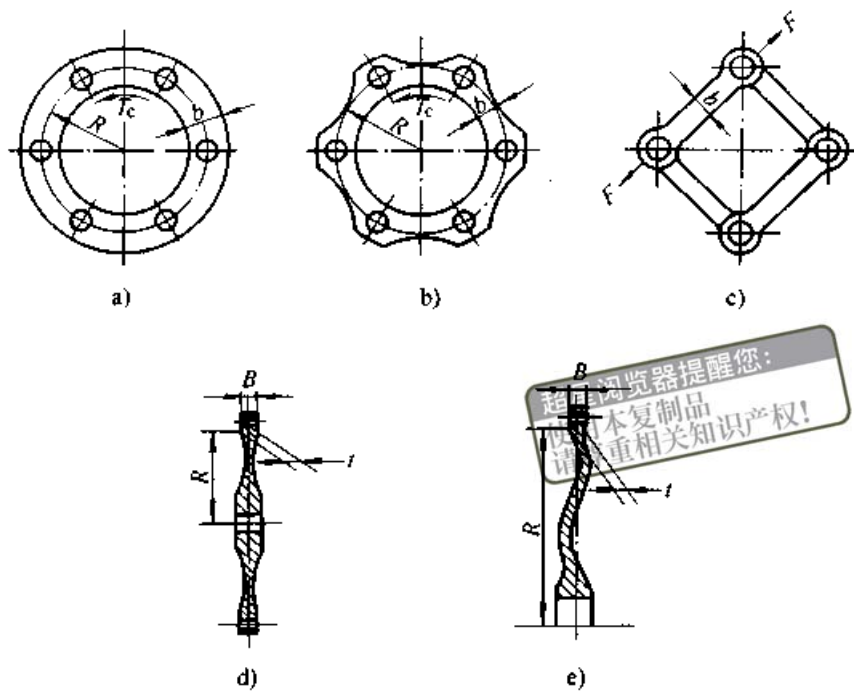


图 40.1-102 几种金属膜片形状

a) 圆形 b) 连续多边形 c) 分离连杆形 d) 成型膜片 e) 波形膜片

性较好，可以提高联轴器的补偿能力和缓冲效果。波形膜片又有等厚不等厚两种，以双曲线不等厚波形膜片更好，但制造麻烦。

(2) 金属膜片的强度计算

金属膜片联轴器的承载能力主要决定于金属膜片。金属膜片的强度和刚度与膜片的结构形状和尺寸有关。金属膜片联轴器在传递转矩，尤其在所联两轴存在组合偏移时，金属膜片发生翘曲变形，其应力状态十分复杂，难以准确分析确定。采用台架试验来确定金属膜片联轴器的承载能力和各向刚度是最可靠的方法。

在金属膜片联轴器单向运转时，整体膜片只有一半环边承载，分离连杆膜片也只有半数承载。在设计时，为了简便，一般只计算膜片工作时的主要应力，被忽略的次要应力（例如所联两轴相对偏移在膜片中引起的附加弯曲应力等）通常用降低许用应力的办法予以考虑。

1) 圆环形膜片和多边形膜片 每片在承载环边的拉应力及其强度条件为

$$\sigma = \frac{\alpha_T T_c}{N z t R^2} \leq \sigma_p \quad (40.1-103)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；
 N ——固定在半联轴器上螺栓数（膜片与两个半联轴器的联接螺栓数的一半）；
 z ——膜片叠合层数；

R ——联接螺栓中心分布圆半径 (mm)；
 t ——每片膜片厚度 (mm)；
 σ_p ——膜片许用拉伸应力 (MPa)；
 α_T ——与膜片尺寸有关的系数，查图 40.1-103。图中 b 为圆环形膜片的宽度（参看图 40.1-102），图中 θ 为相邻联接螺栓间膜片可弹性变形部分的夹角 $\theta = \frac{\pi}{N} - \frac{0.8d_T}{R}$ ， d_T 为垫圈（图 40.1-98 中件 5）外径。

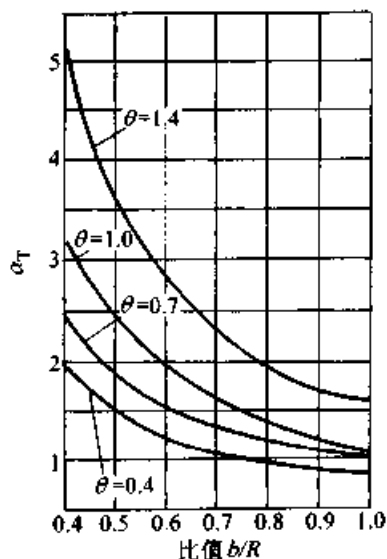


图 40.1-103 与膜片尺寸有关的系数 α_T

2) 分离连杆形膜片 连杆形膜片的拉伸应力及其强度条件如下

$$\sigma = \sqrt{2 \left(\frac{T_c}{NR} \right)^2 + 2 \left(\frac{T_c}{NR} \right) \cos \theta} / (btz) \leq \sigma_p \quad (40.1-104)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 N ——固定在半联轴器上的螺栓数;
 R ——联接螺栓中心分布圆半径 (mm);
 t ——每片膜片厚度 (mm);
 b ——膜片最小径向宽度 (mm);
 z ——膜片叠合层数;
 θ ——连杆形膜片两端孔中心所夹之中心角 (rad), $\theta = \pi/N$ 。

3) 成型膜片和波形膜片 膜片危险的环形剖面的切应力及其强度条件

$$\tau = \frac{T_c}{2\pi t R^2} \leq \tau_p \quad (40.1-105)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 t ——膜片危险环面的厚度 (mm), 参看图 40.1-102;
 R ——膜片危险环面到中心的距离 (mm);
 τ_p ——膜片的许用切应力 (MPa)。

(3) 金属膜片联轴器的选用计算

金属膜片联轴器的规格选择应满足下式条件

$$T_c = KK_1 T \leq T_n \quad (40.1-106)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·m);
 T ——联轴器的理论转矩 (N·m);
 K ——工况系数, 查表 40.1-13 选取;
 K_1 ——角向偏移系数, 考虑所联两轴角向偏移时对联轴器承载能力影响的系数, 查图 40.1-104;
 T_n ——公称转矩 (N·m)。

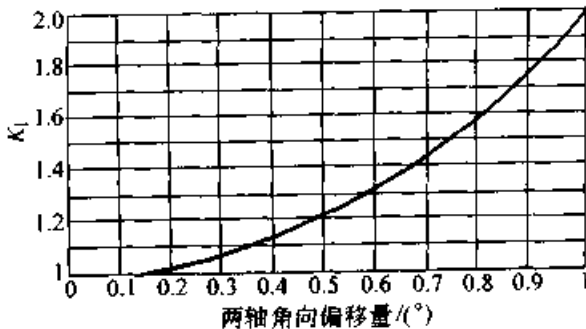


图 40.1-104 金属膜片联轴器的角向偏移系数 K_1

当动力机为内燃机时, 计算转矩 T_c 还应计入动力机系数 (查表 40.1-9); 如起动频繁, 还

应计入起动系数 (查表 40.1-11)。

当选用的中间轴长度大于金属膜片联轴器参数表中的中间轴长度最小值时, 必须计算联轴器的临界转速 n_c , 且在角向偏移量 $\Delta\alpha \leq 1.5^\circ$ 的情况下满足下面条件

$$n \leq 0.85 n_c \quad (40.1-107)$$

式中 n ——联轴器的工作转速 (r/min);
 n_c ——联轴器的临界转速 (r/min), 按下

式计算。提醒您:
 超星阅读器提醒您:
 使用本复制品
 请尊重知识产权

$$n_c = 1.2 \times 10^8 \frac{\sqrt{D_2^2 + D_3^2}}{L_1^2} \quad (40.1-108)$$

式中 D_2 ——中间轴外径 (mm);
 D_3 ——中间轴内径 (mm);
 L_1 ——中间轴长度 (mm)。

4.2 蛇形弹簧联轴器

(1) 结构和特点

如图 40.1-109 所示, 蛇形弹簧联轴器是在两个半联轴器外圆柱面上加工出特定形状的齿, 在两个半联轴器的齿槽之间嵌绕蛇形弹簧, 通过蛇形弹簧将转矩从一个半联轴器传递到另一个半联轴器上。在联轴器外面加罩壳, 可防止弹簧脱落和灰尘进入, 并可存储润滑脂以润滑弹簧与齿的接触面。

半联轴器上的齿廓有直线形 (菱形齿) 和曲线形 (一般为圆弧形齿) 两种, 如图 40.1-105

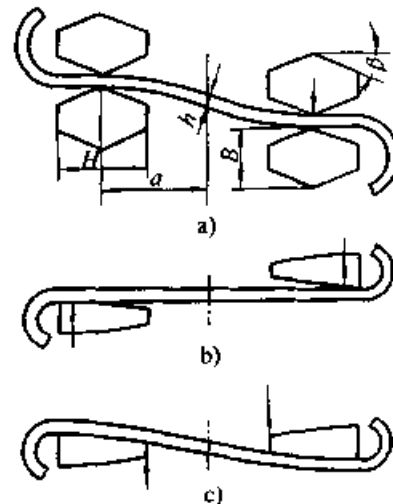


图 40.1-105 蛇形弹簧联轴器的齿廓形状和接触点

a) 菱形齿廓 b) 曲线齿廓 (转矩小时)
 c) 曲线齿廓 (转矩增大时)

所示。前者在工作时，弹簧与齿的接触点（即力的作用点）不随转矩的变化而变化，弹簧的刚度保持恒定；而后者在工作时，弹簧与齿廓的接触点随转矩的变化而变化，弹簧刚度呈渐增型变化，因而曲线齿廓更适用于转矩变化的场所。

蛇形弹簧截面形状一般为矩形，但为了更好地与齿廓贴合，可采用梯形截面，如图 40.1-106 所示。

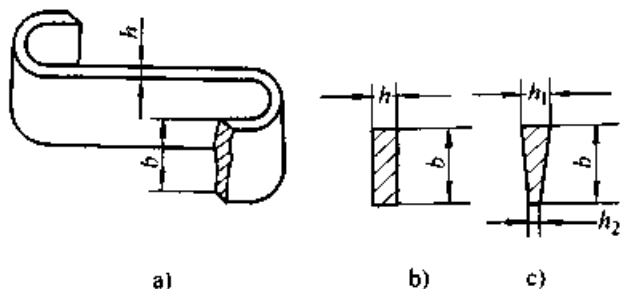


图 40.1-106 蛇形弹簧的截面形状

a) 蛇形弹簧 b) 矩形截面 c) 梯形截面

蛇形弹簧联轴器对所联两轴的径向和角向偏移有一定的补偿能力。

(2) 蛇形弹簧联轴器的强度和刚度计算

蛇形弹簧联轴器的强度和刚度计算主要是蛇形弹簧的强度和刚度计算，联轴器的其他部分属于一般性的结构设计。

取半圆蛇形弹簧为单元体，即为如图 40.1-107 所示的拱形体。若齿廓为直线（菱形齿），则弹簧与齿的接触点固定不变，在弹簧的圆弧部分和直线部分的过渡点 K 和 P 处的应力为最大。根据曲杆理论，蛇形弹簧的最大弯曲应力及弯曲强度条件式如下

$$\sigma_{bmax} = \frac{4ahF}{bt^2(t-h)\left(\ln\frac{t+h}{t-h} - \frac{2h}{t}\right)} \leq \sigma_{bp} \quad (40.1-109)$$

式中 σ_{bmax} ——蛇形弹簧危险截面上最大弯曲应力 (MPa)；

F——齿作用在弹簧上的力 (N)；

$$F = \frac{2T_c}{zD_m} = \frac{2\pi T_c}{z^2 t}$$

T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；

z——半联轴器上的齿数；

D_m ——半联轴器上平均齿高处的直径 (mm)；

t——齿距 (mm)；

a——弹簧与齿的接触到两个半联轴器对称中线的距离 (mm)；

l——弹簧圆弧部分与直线部分的过渡点到两个半联轴器对称中线的距离 (mm)；

b——弹簧的宽度 (mm)；

h——弹簧的厚度 (mm)，若弹簧截面为梯形，则取 $h \approx (h_1 + h_2)/2$ 。

σ_{bp} ——弹簧的许用弯曲应力 (MPa)。

上式同样适用于曲线齿廓，只是式中的 a 值随所传递的转矩大小而变化。

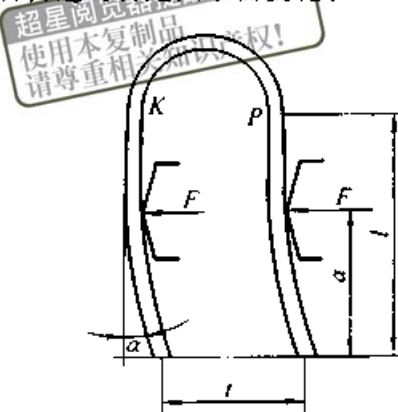


图 40.1-107 蛇形弹簧受力分析（菱形齿）

当齿廓为直线（菱形齿）时，蛇形弹簧联轴器的扭转刚度按下式计算

$$c = \frac{3EIzD_m^2}{a^2(24l - 16a + 3\pi t)} = \frac{3EIz^3t^2}{a^2(24l - 16a + 3\pi t)} \quad (40.1-110)$$

式中 c——联轴器的扭转刚度 (N·mm/rad)；

E——弹簧材料的弹性模量 (MPa)；

I——弹簧截面惯性矩 (mm⁴)；

对于矩形截面 $I = \frac{bh^3}{12}$ ；

对于梯形截面，因实际梯度很小，

可近似取 $I = \frac{b(h_1 + h_2)^3}{96}$ 。

式中其余符号的意义同式 (40.1-109)。

当齿廓为圆弧（参看图 40.1-108）时，蛇形弹簧联轴器的扭转刚度 (N·m/rad) 按下式计算

$$c = \frac{1}{\frac{2(m-a)^2}{\rho z t T_c} + \frac{a^2(24l - 16a + 3\pi t)}{3EIz^3t^2}} \quad (40.1-111)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；

m——圆弧齿廓曲率中心至两半联轴器对

称中线的距离 (mm);

ρ —— 弹簧与齿廓接触点处的弹簧曲率半径 (mm)。

式中其他符号的意义同式 (40.1-109) 和式 (40.1-110)。

从式 (40.1-111) 可以看出, 当齿廓为圆弧时, 蛇形弹簧联轴器的扭转刚度随联轴器传递的转矩增大而增大, 属渐增型变刚度联轴器, 特别适用于转矩变化大的场所。

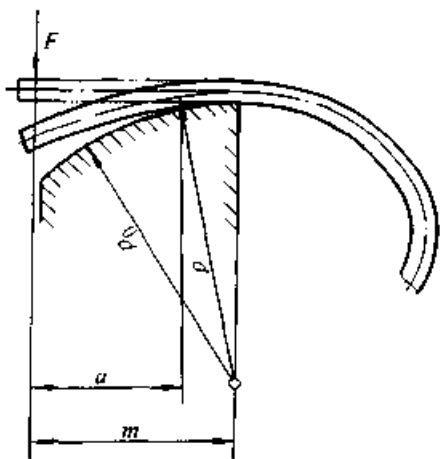


图 40.1-108 弹簧在圆弧齿廓上受力弯曲情况

(3) 蛇形弹簧联轴器的主要尺寸关系

蛇形弹簧联轴器已标准化, 有系列产品可供选用。特别需要时可自行设计, 其主要尺寸关系推荐如下 (参看图 40.1-109)。

联轴器的外径 $D = (4 \sim 4.5)d$ (d —轴直径)

平均齿高处直径 $D_m = (0.7 \sim 0.8)D$

齿数 $z = 50 \sim 100$ (特殊情况可取 $z \leq 250$)

齿距 $t = \frac{\pi D_m}{z}$

齿厚 $B = 0.67t$

齿宽 $H = 3.5B$

菱形齿廓斜角

$$\beta = \arctan \left[\frac{F_{\max}(24l - 12a + 3\pi t)a}{24EI} \right]$$

圆弧齿廓曲率半径 $\rho_0 = \frac{EI}{aF_{\max}} - \frac{h}{2}$

圆弧齿廓曲率中心至两个半联轴器对称中线的距离 $m = l + \frac{\pi}{8}t$

半圈弹簧直线部分长度 $l = 5t$

两个半联轴器对称中线至齿与弹簧接触点的

距离 $a = (0.4 \sim 0.5)l$

弹簧宽度 $b = (0.8 \sim 1.0)t$

弹簧厚度 $h = (0.2 \sim 0.25)b$

以上式中 F_{\max} —— 每个齿作用于弹簧上的最大圆周力 (N),

$$F_{\max} = \frac{2\pi T_{c\max}}{z^2 t}$$

$T_{c\max}$ —— 联轴器的最大计算转矩

($N \cdot mm$);

E —— 弹簧材料的弹性模量 (MPa);

I —— 弹簧截面惯性矩 (mm^4)。

JB/T 8869—2000 中规定, 蛇形弹簧联轴器有两种型式: JS 型——恒刚度蛇形弹簧联轴器、JSB 型——变刚度蛇形弹簧联轴器。它们的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-53。

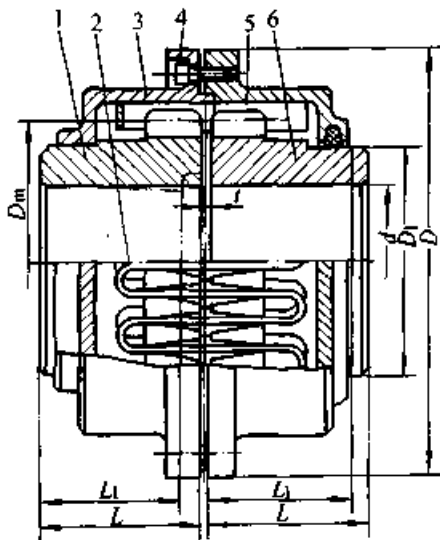


图 40.1-109 JS 型、JSB 型蛇形弹簧联轴器

1、6—半联轴器 2—蛇形弹簧
3、5—防护罩 4—六角头螺栓

4.3 簧片联轴器

(1) 结构和特点

簧片联轴器主要由花键轴、外套圈和若干组沿径向呈辐射状布置的金属簧片等组成, 如图 40.1-110 所示。每组簧片由长短不同的簧片叠合组成, 中间簧片最长, 两侧簧片依次缩短。簧片组 7 的外端与支承块 6 利用弹性锥环 3 的楔紧作用与外套圈 2 和联接盘 1 固定在一起。簧片组内端的最长簧片插在花键轴 5 的齿槽内, 与之组成可动联接。通过联接盘 1、簧片组 7 和花键轴 5 就可传递转矩。

表 40.1-53 JS 型、JSB 型蛇形弹簧联轴器的主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 8869—2000)

型号	公称转矩 T_n / N·m	许用转速 n_p / (r/min)	轴孔直径 d /mm (H7)	轴孔长度			D / mm	r / mm	重量 /kg ≈	转动惯量 J / kg·m ² ≈	许用补偿量		
				Y 型	J、J ₁ 、Z、Z ₁ 型						$(\Delta y)_p$ / mm	$(\Delta \alpha)_p$ / (°)	
				L /mm	L /mm	L_1 /mm							
JS1 JSB1	71	3 600	30, 32, 35, 38 40	82 112	60 84	82 112	125	5.5	0.011	0.2	1.5		
JS2 JSB2	224	2 500	35, 38 40, 42, 45, 48, 50	82 112	60 84	82 112	160	15.5	0.047				
JS3 JSB3	560	2 300	45, 48, 50, 55, 56 60, 63, 65	112	84	112	190	2	25.6			0.108	
JS4 JSB4	1 000	1 700	60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	142	250		46.9			0.325	
JS5 JSB5	2 240	1 600	65, 70, 71, 75 80, 85	172	132	172	265		64.9			0.513	
JS6 JSB6	3 550	1 400	80, 85, 90, 95 100	212	167	212	290		98.8			0.93	
JS7 JSB7	5 600	1 200	90, 95 100, 110, 120, 125	172 212	132 167	172 212	340		142			1.86	
JS8 JSB8	7 100	1 100	100, 110, 120, 125 130	212 252	167 202	212 252	390		208			3.6	
JS9 JSB9	11 200	1 000	110, 120, 125 130, 140	212 252	167 202	212 252	430	3	244			5.1	
JS10 JSB10	14 000	900	110, 120, 125 130, 140, 150	212 252	167 202	212 252	470		274			7	
JS11 JSB11	22 400	800	120, 125 130, 140, 150 160	212 252 302	167 202 242	212 252 302	490		365	10	0.25	1	
JS12 JSB12	28 000	750	130, 140, 150 160, 170, 180 190	252 302 352	202 242 282	252 302 352	600		621	26			
JS13 JSB13	35 500	700	130, 140, 150 160, 170, 180 190, 200	252 302 352	202 242 282	252 302 352	620	4	674	30			
JS14 JSB14	50 000	600	150 160, 170, 180 190, 200, 220 240, 250	252 302 352 410	202 242 282 330	252 302 352 410	710		1 068	63			0.3

续表 40.1-53

型 号	公称转矩 $T_n /$ N·m	许用转速 $n_p /$ (r/min)	轴 孔 直 径 d / mm (H7)	轴 孔 长 度			$D /$ mm	$r /$ mm	重 量 \approx kg	转动惯量 $J /$ kg·m ² \approx	许用补偿量	
				Y 型	J、J ₁ 、Z、Z ₁ 型						$(\Delta y)_p /$ mm	$(\Delta \alpha)_p /$ (°)
				L / mm	L / mm	L_1 / mm						
JS15 JSB15	71 000	500	160、170、180	302	242	302	800	4	1 563	116		
			190、200、220	352	280	352						
			240、250、260	410	330	410						
			280	470	380	470						
JS16 JSB16	112 000	430	220	352	282	352	940		2 490	262	0.3	1
			240、250、260	410	330	410						
			280、300、320	470	380	470						
			340	550	450	550						
JS17 JSB17	224 000	330	240、250、260	410	330	410	1 230	5	5 034	894		
			280、300、320	470	380	470						
			340、360、380、400	550	450	550						
			420、440	650	540	650						
JS18 JSB18	280 000	290	400	550	450	550	1 400		6 618	1 500		
			420、440、450、 460、480	650	540	650						
JS19 JSB19	355 000	250	450、460				1 560		10 000	2 840	0.4	0.5
			480、500									
			530	800	680	800						
JS20 JSB20	630 000	235	460、480、500	650	540	650	1 640		11 200	3 480		
			530、560	800	680	800						
JS21 JSB21	900 000	200	500	650	540	650	1 840		13 830	5 405	0.5	
			530、560、600	800	680	800						

注：1. 轮毂直径为各规格最大轴孔直径的 1.6 倍（铜件）和 1.8 倍（铸铁件）。

2. 轴孔和键槽型式及尺寸应符合 GB/T 3852 的规定。

3. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

为了增强联轴器的缓冲减振效果，在密封的簧片组之间的空腔，充满具有一定压强的润滑油。当簧片组受载发生弯曲时，簧片组两侧空腔体积发生变化，迫使润滑油经缝隙从一侧流向另一侧。在此过程中，润滑油对簧片的弯曲变形产生阻尼作用，尤其当联轴器承受外来的变动转矩时，润滑油的阻尼作用可以有效地降低转矩变化幅度，即起到缓冲减振作用。因此，簧片联轴器又称弹性阻尼簧片联轴器。联轴器中的润滑油还

可减轻簧片之间的摩擦磨损。当联轴器承受的转矩过大时，簧片组的弯曲变形就受到支承块 6 的限制而避免损坏。不过此时联轴器就变成刚性的了。

簧片组中各簧片长度是按照等强度梁要求确定的，如图 40.1-111 所示。图 40.1-111a 所示为对称型定刚度簧片组，在联轴器正、反向运转时均有相同的扭转刚度且保持刚度恒定不变；图 40.1-111b 所示为不对称型定刚度簧片组，在联

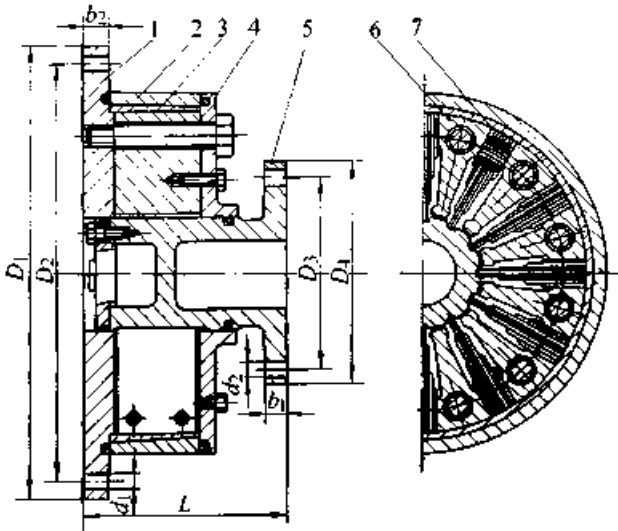


图 40.1-110 簧片联轴器结构
1—联接盘 2—外套圈 3—弹性锥环 4—盖板
5—花键轴 6—支承块 7—簧片组

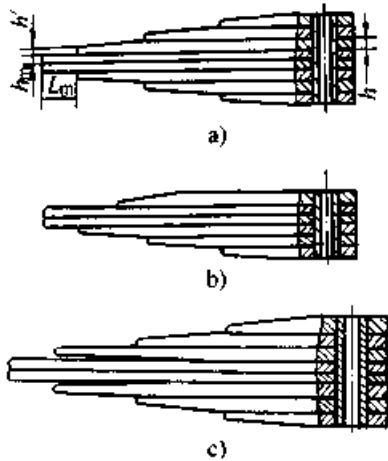


图 40.1-111 簧片组的结构与特性
a) 对称型定刚度簧片组 b) 不对称型定刚度簧片组
c) 对称型变刚度簧片组

轴器正、反向运转时均保持刚度恒定，但正、反向运转时的刚度不同；图 40.1-111c 所示为对称型变刚度簧片组，其特点是除中间最长两簧片贴紧外，其他相邻簧片没有全长贴紧，随着载荷的增大，各片才依次全长贴紧参加支承载荷和变形，刚度逐渐加大。这种簧片组更适应载荷变化大和有冲击载荷的场所。

簧片联轴器的特点是具有很好的扭转弹性和阻尼吸振作用，且承载能力大、结构紧凑、安全可靠、使用寿命长，不受温度、灰尘及有害介质的影响。簧片联轴器的最大扭转角可达 $6^\circ \sim 9^\circ$ ，对所联两轴的径向和轴向偏移有一定的补偿能力，但许用角向偏移补偿量较小，一般 $(\Delta\alpha)_p \leq$

0.2° 。簧片联轴器适用于船舶、内燃机车、柴油发电机组、重型车辆及工业用柴油机动机组等柴油机驱动的大型机械传动系统，可以调节系统扭振的自振频率，降低振动幅度，具有很好的缓冲减振效果。

(2) 簧片联轴器的强度和刚度计算

簧片联轴器的计算主要是簧片组的强度和刚度计算。

1) 簧片组的强度计算 假设各个簧片通过端部接触来传递载荷，则簧片组的受力分析可按板端法进行，如图 40.1-112 所示。图中所示为对称型簧片组的一半（5 片）。根据片端传力的假设，则较短片片端的弯曲挠度与相邻较长片的接触点处的弯曲挠度相同，因而可得簧片组的力的平衡方程组如下

$$\left. \begin{aligned} A_2 F + B_2 F_2 + C_2 F_3 &= 0 \\ A_3 F_2 + B_3 F_3 + C_3 F_4 &= 0 \\ A_4 F_3 + B_4 F_4 + C_4 F_5 &= 0 \\ A_5 F_4 + B_5 F_5 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (40.1-112)$$

式中 F ——簧片组中间最长两片（主片）悬臂端的作用力（N），

$$F = \frac{T_c}{zR}$$

T_c ——联轴器的计算转矩（N·mm）；

z ——簧片组数；

R ——花键齿高中点所在半径（mm）；

F_2, F_3, F_4, F_5 ——第 2、3、4、5 簧片悬臂端与邻片接触处的作用力（N）；

$A_2, A_3, A_4, A_5, B_2, B_3, B_4, B_5, C_2, C_3, C_4, C_5$ ——第 2~5 簧片的系数，其计算

通式为

$$\left. \begin{aligned} A_i &= 0.5 \frac{I_i}{I_{i-1}} \left(3 \frac{l_{i-1}}{l_i} - 1 \right) \\ B_i &= - \left[1 + \frac{I_i}{I_{i-1}} + \frac{\eta(l_i - l_{i+1})^3}{l_i^3} \right] \\ C_i &= 0.5 \left(\frac{l_{i+1}}{l_i} \right)^3 \left(3 \frac{l_i}{l_{i+1}} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (40.1-113)$$

式中 I_{i-1}, I_i ——第 $i-1$ 、第 i 簧片的截面惯性矩（ mm^4 ）；

$$I_{i-1} = \frac{bh_{i-1}^3}{12}, \quad I_i = \frac{bh_i^3}{12}$$

b ——簧片的宽度（mm）；

h_{i-1} 、 h_i ——第 $i-1$ 、第 i 簧片的厚度 (mm);

l_{i-1} 、 l_i 、 l_{i+1} ——第 $i-1$ 、第 i 、第 $i+1$ 簧片的长度 (mm);

η ——簧片悬臂端形状系数。对于中间最长的两主片, 因端部未压延成单梯边形, 取 $\eta = 0$; 其他各片悬臂端均压延成单梯边形 (见图 40.1-111), 取 $\eta = 0.5$ 。

据分析, 簧片的危险截面是每个簧片的固定端和较长簧片与较短簧片悬臂端的接触处, 两处的弯曲应力计算式及强度条件如下

$$\left. \begin{aligned} \text{簧片固定端处 } \sigma_b &= \frac{6(F_i l_i - F_{i+1} l_{i+1})}{bh_i^2} \leq \sigma_{bp} \\ \text{较长簧片与较短簧片悬臂端接触处 } \sigma_b &= \frac{6F_i(l_i - l_{i+1})}{bh_i^2} \leq \sigma_{bp} \end{aligned} \right\} \quad (40.1-114)$$

式中 σ_b ——簧片危险截面的弯曲应力 (MPa);
 σ_{bp} ——簧片的许用弯曲应力 (MPa), 可取 $\sigma_{bp} = (0.5 \sim 0.7) \sigma_s$ 。 σ_s 为簧片材料的屈服点 (MPa)。对于 50CrVA、60Si2CrA, $\sigma_s = 110$ MPa; 对于 60Si2CrVA, $\sigma_s = 170$ MPa。

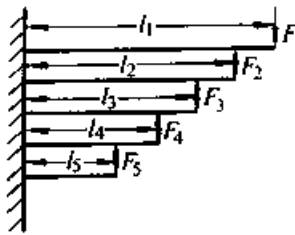


图 40.1-112 簧片组受力分析

2) 簧片组和联轴器的刚度计算 簧片组可以看作变截面的悬臂梁, 悬臂端承受作用力 F 后, 簧片组悬臂端的挠度 y (mm) 为

$$y = \frac{F}{2.5E} \sum_{i=1}^n (l_i - l_{i+1})^3 \left(\frac{1}{l_i} - \frac{1}{l_{i+1}} \right) \quad (40.1-115)$$

式中 F ——作用于簧片组主片悬臂端的力 (N), 按式 (40.1-112) 下的说明计算;

E ——簧片材料的弹性模量 (MPa)。

式中其他符号的意义同式 (40.1-113)。

每个簧片组的弯曲刚度 (N/mm) 为

$$c' = \frac{2.5E}{\sum_{i=1}^n (l_i - l_{i+1})^3 \left(\frac{1}{l_i} - \frac{1}{l_{i+1}} \right)} \quad (40.1-116)$$

簧片联轴器的扭转角 (rad) 按下式计算

$$\varphi = \frac{y}{R} = \frac{T_c \sum_{i=1}^n (l_i - l_{i+1})^3 \left(\frac{1}{l_i} - \frac{1}{l_{i+1}} \right)}{2.5ER^2 z} \quad (40.1-117)$$

簧片联轴器的扭转刚度 (N·mm/rad) 按下式计算

$$c = \frac{T_c}{\varphi} = \frac{2.5ER^2 z}{\sum_{i=1}^n (l_i - l_{i+1})^3 \left(\frac{1}{l_i} - \frac{1}{l_{i+1}} \right)} \quad (40.1-118)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);

R ——花键轴齿高中点 (即簧片组悬臂端力的作用点) 所在圆半径 (mm);

z ——簧片组数。

其他符号的意义同式 (40.1-113) 和式 (40.1-115)。

(3) 簧片联轴器的选用计算

标准的簧片联轴器的规格选择, 一般先按下式在簧片联轴器技术参数表上初选规格

$$T_c \leq T_p \text{ (或 } T_n) \quad (40.1-119)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);

T_p 、 T_n ——联轴器的许用转矩和公称转矩 (N·mm)。

初选出簧片联轴器的规格后, 还需验算联轴器的弹性振动转矩 T_e , 簧片联轴器承受的弹性振动转矩 T_e 必须小于或等于该规格的许用弹性振动转矩 T_{ep} , 才能安全工作, 即

$$T_e \leq T_{ep} \quad (40.1-120)$$

$$T_e = \frac{c_s T_{kc}}{c_d \sqrt{1+x^2}} \quad (40.1-121)$$

式中 c_s ——簧片联轴器的静扭转刚度 (N·mm/rad); 查簧片联轴器技术参数表;

c_d ——簧片联轴器的动扭转刚度 (N·mm/rad);

当 $0 < f < f_c$ 时 $c_d = c_s(1 + 0.37f/f_c)$
 当 $f_c < f$ 时 $c_d = c_s(1.1 + 0.27f/f_c)$
 f 、 f_c ——外加振动转矩频率 (Hz) 和联轴器固有振动频率 (Hz);

T_{kc} ——作用于联轴器的计算振动 (激振) 转矩 (N·mm), 按式 (40.1-12) 计算;

x ——簧片联轴器阻尼值。当 $0 < f < f_c$ 时, 取 $x = 0.20 + 0.50f/f_c$; 当 $f_c < f$ 时, 取 $x = 0.7$;

T_{ep} ——许用弹性振动力矩 (N·mm), 其值按图 40.1-113 查算。图 40.1-113 中的 T_n 为初选型号 (规格) 的公称转矩; T_m 为外加振动 (变动) 总转矩的平均值, 对于柴油机, 可按额定功率和转速计算出。 T_{ep} 的持续许用值按图 40.1-113 中的实线查取, T_{ep} 的瞬时许用值按图 40.1-113 中的虚线查取。

GB/T 12922—1991 规定, 簧片联轴器的结构型式有 B、BC、BE 型三种。其中 BC 型簧片联轴器的结构如图 40.1-114 所示, BC 型簧片联轴器的主要技术参数和尺寸见 GB/T 12922—1991。

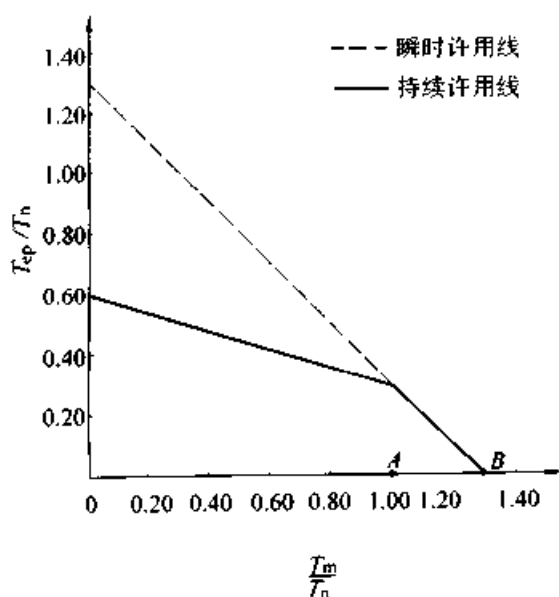


图 40.1-113 簧片联轴器的许用弹性振动转矩

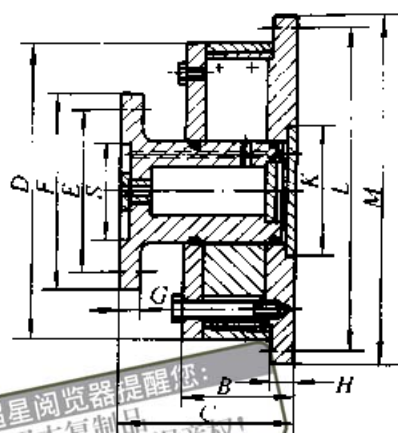


图 40.1-114 BC 型簧片联轴器

4.4 弹性杆联轴器

(1) 结构和特点

弹性杆联轴器是用若干组连杆状的弹簧钢薄片和螺栓交错地将主、从动两部分联接起来的联轴器, 如图 40.1-116 所示。弹簧钢薄片与螺栓可相对转动。整个联轴器中有 8 (或 6) 组弹簧钢薄片, 工作时有 4 (或 3) 组弹簧钢薄片受到拉伸, 其余受到压缩。为了获得一定的径向和角向补偿量, 可采用中间空心管轴与两个弹性杆联轴器的组合型式; 如需承受轴向力或需限制轴向窜动, 可装置关节轴承。

弹性杆联轴器的承载能力大, 轴向弹性恢复力小, 重量轻, 使用寿命长, 不需润滑, 但扭转刚度较大。因此, 必要时可与簧片联轴器组合使用, 以提高缓冲减振效果。弹性杆联轴器单独使用时, 适用于载荷较平稳的高速传动轴系, 联接同轴线的两轴。

弹性杆联轴器的许用补偿量及因所联两轴相对偏移而产生的附加载荷, 列于表 40.1 54。

(2) 弹性杆联轴器的选用计算

弹性杆联轴器的型号 (规格) 选择一般先按式 (40.1-122) 初选弹性杆联轴器的型号 (规格), 再按式 (40.1-123) 验算其弹性振动转矩。

$$T_c \leq T_n \quad (40.1-122)$$

$$T_{kc} \leq T_{ep} \quad (40.1-123)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩, 按式 (40.1-2) 计算;

T_n ——弹性杆联轴器的公称转矩, 查弹性杆联轴器技术参数表;

T_{kc} ——作用于联轴器的计算振动转矩，按式 (40.1-12) 计算；

T_{ep} ——许用弹性振动转矩，按图 40.1-115 查算。

图 40.1-115 中的 T_m 为动力机（柴油机）平均转矩（或联轴器的计算转矩 T_c ）。

GB/T 14653—1993 规定，按许用转速，弹性杆联轴器分普通型（S 型）和高速型（H 型）两种；按弹性杆组数，分 8 组杆和 6 组杆两种，S 型和 H 型都有 8 组杆和 6 组杆两种。按联轴器的组合型式和凸缘结构，又分 P、T、F、K 等型式。弹性杆联轴器的主要技术参数和尺寸见 GB/T 14653—1993。

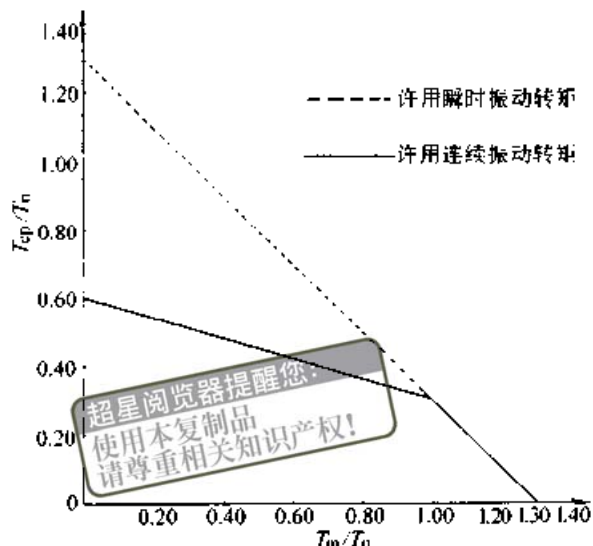


图 40.1-115 弹性杆联轴器的许用弹性振动转矩

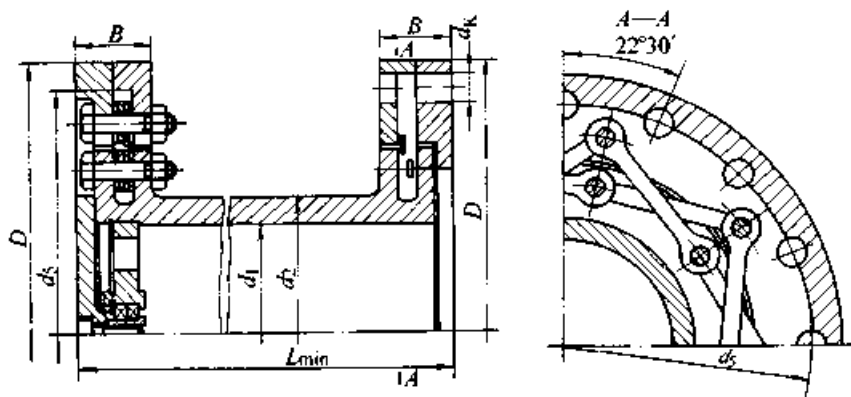
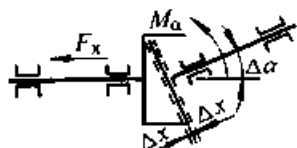


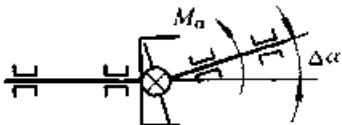
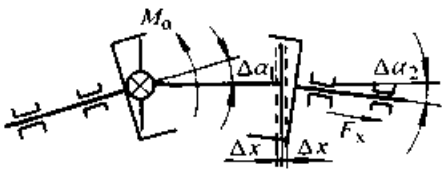
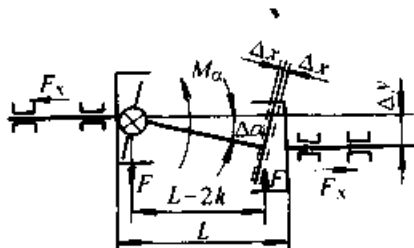
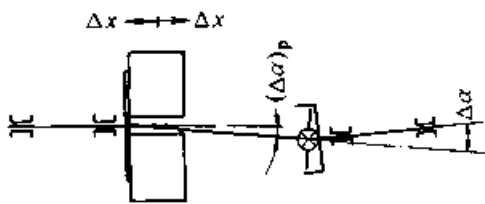
图 40.1-116 弹性杆联轴器（接中间管轴型）

表 40.1-54 弹性杆联轴器所联两轴偏移量允许值及附加载荷

联轴器的组合型式	两轴相对偏移量	附加载荷
单弹性杆联轴器，轴向可动	$\Delta\alpha + \frac{\Delta x}{i} \leq (\Delta\alpha)_p$ <p>式中 $\Delta\alpha$、Δx ——两轴的角向偏移和轴向偏移 i ——与联轴器尺寸有关的参数，弹性杆联轴器技术参数表 (GB/T 14653—1993) $(\Delta\alpha)_p$ ——联轴器的许用角向补偿量，弹性杆联轴器技术参数表 (GB/T 14653—1993)</p>	<p>式中 M_x ——附加弯矩 (N·m) c_α ——联轴器弯曲刚度，弹性杆联轴器技术参数表 (GB/T 14653—1993) F_x ——附加轴向力 (N) c_x ——联轴器轴向刚度，弹性杆联轴器技术参数表 (GB/T 14653—1993)</p>



续表 40.1-54

联轴器的组合型式	两轴相对偏移量	附加载荷
一个有关节轴承的弹性杆联轴器 	$\Delta\alpha \leq (\Delta\alpha)_p$	$M_0 = c_\alpha \Delta\alpha$
两个弹性杆联轴器，其中一个有关节轴承（轴向固定） 	将两个弹性杆联轴器看作两个独立部件，应同时满足下列条件： $\Delta\alpha_1 \leq (\Delta\alpha)_p$ $\Delta\alpha_2 + \frac{\Delta x}{i} \leq (\Delta\alpha)_p$	$M_{01} = c_\alpha \Delta\alpha_2$ $M_{02} = c_\alpha \Delta\alpha_1$ $F_x = c_x \Delta x$
两个弹性杆联轴器，主、从动轴平行 	当一个弹性杆联轴器有关节轴承时： $\Delta y \leq \left((\Delta\alpha)_p - \frac{\Delta x}{i} \right) (L - 2k)$ 当两个弹性杆联轴器都有关节轴承时： $\Delta x = 0$ $\Delta\alpha_1 = \Delta\alpha_2 \leq (\Delta\alpha)_p$ $\Delta y \leq (\Delta\alpha)_p (L - 2k)$ 式中 L —— 两凸缘间的长度 (mm) k —— 与联轴器尺寸有关的系数，查表 GB/T 14653-1993	$M_0 = c_\alpha \Delta\alpha$ $F_x = c_x \Delta x$ 两个弹性杆联轴器的刚度相同时： $F_r = 2M_0 / (L - 2k)$ 两个弹性杆联轴器的刚度不同时： $F_r = \frac{M_{01}}{(L - 2k_1)} + \frac{M_{02}}{(L - 2k_2)}$ 式中 F_r —— 附加径向力 (N)
一个弹性杆联轴器和一个簧片联轴器的组合 	$\Delta\alpha \leq (\Delta\alpha)_p$ 式中 $\Delta\alpha$ —— 弹性杆联轴器的角向偏移量 $(\Delta\alpha)_p$ —— 簧片联轴器的角向偏移补偿量	

注：没有关节轴承的弹性杆联轴器的许用径向力 $F_{rp} = T_n^{2/3} B$ ，式中系数 B 从表 40.1-55 查取。

表 40.1-55 弹性杆联轴器许用径向力的计算系数 B

	普通型 (S型)	高速型 (H型)
6 组杆	6.05	5.60
8 组杆	6.65	6.15

5 非金属弹性元件挠性联轴器

非金属弹性元件挠性联轴器中的弹性元件是用橡胶、聚氨脂和尼龙等材料制成。与金属材料相比，橡胶等非金属材料具有弹性模量范围大的特点，容易获得不同刚度的弹性元件；非金属材料还具有重量轻、内摩擦大，阻尼性能好，单位体积储存的变形能多，无机械摩擦以及不需润滑等优点。但非金属材料强度低、耐高、低温性能差。

橡胶是应用最多的非金属弹性元件的材料。橡胶的弹性模量低，容许变形量大，且可获得各向异性的弹性特性和复杂的几何形状。在几种非金属材料中，橡胶的单位体积储存的变形能大，阻尼性能好，绝缘性能亦好，用硫化方法可使橡胶与金属元件牢固地粘接。但橡胶的强度较低，承载能力小，耐高、低温和耐油蚀性能差，易老化，使用和存储期短。表 40.1-56 列出常用橡胶的性能，表 40.1-57 列出橡胶的弹性模量。

表 40.1-56 常用橡胶性能及其比较

性能参数	天然橡胶	丁苯橡胶	氯丁橡胶	丁基橡胶	丁腈橡胶	丁二烯橡胶	乙丙橡胶
密度/(t/m ³)	0.93	0.94	1.23	0.91	1.0	0.91~0.93	0.86
硬度范围(邵尔 A)	30~100	35~100	40~90	40~90	45~100	35~90	40~95
抗张强度/MPa	9~31	7~28	7~21	7~17	7~17	3.5~14	>21
伸长率/%	<600	500	<600	<800	<600	>500	500
工作温度/℃	-55~+100	-45~+100	-20~+120	-50~+125	-20~+120	-70~+100	-50~+150
性能评估	优异的回弹性、抗张强度、撕裂强度、屈挠寿命长、硬度范围广、低温性能好 耐热、耐油、耐天候、耐臭氧、耐燃性由尚可到劣	常规耐老化性能比天然橡胶好 耐热、耐油、耐天候、耐臭氧由尚可到劣，耐撕裂尚可	良好的耐环境老化和某些油类性能、自熄性好 强度中等，性能随时间而变化	耐环境性能好，低温性能好 强度中等、回弹性差	非常耐油、耐热 耐寒、耐臭氧性差	极佳的回弹性，良好的低温性能 耐老化尚可，撕裂强度差	极优的耐老化性，适用中等温度 成型粘合性差

表 40.1-57 橡胶的弹性模量

硬度 (邵尔 A)	静抗压弹性模量 E/MPa	静抗剪弹性(切变)模量 G/MPa
40	1.85	0.46
45	2.18	0.57
50	2.57	0.71
55	3.04	0.88
60	3.60	1.11

联轴器中橡胶弹性元件的结构形状多种多样，工作状态有受压缩、拉伸-压缩、剪切和扭转等。在设计橡胶弹性元件时，要注意使弹性元件体内应力分布均匀，尽可能增加弹性元件在联

轴器中的体积比值，以获得较大的变形能力和更好的缓冲减振效果。在确定弹性元件的尺寸时，要使变形在材料的弹性范围内，压缩变形不超过原体积的 15%~20%，剪切变形不超过 20%~

30%。橡胶元件的剪切、扭转变形量大，但抗剪切、抗扭转强度低；而抗压强度高，压缩刚度大。橡胶弹性元件的许用挤压应力 $\sigma_{pp} = 1.8 \sim 2$ MPa，许用拉伸应力 $\sigma_p = 1.0 \sim 1.2$ MPa，许用切应力 $\tau_p = 0.3 \sim 0.4$ MPa。采用硫化方法粘接橡胶元件和金属元件时，在粘接处，橡胶元件应有较大圆角过渡，以避免因过大的应力集中使橡胶元件撕裂或从金属元件上剥离。

聚酯型聚氨酯材料的弹性较橡胶稍差，但耐低温、耐油蚀和抗磨性能均优于橡胶。国产聚氨酯材料的性能及许用挤压应力列于表 40.1-58。

表 40.1-58 聚氨酯材料性能

性能参数	硬 度/(邵尔 A)			
	65±5	75±5	85±5	>90
抗拉强度/MPa	>25	>35	>40	>45
伸长率/%	>500	>450	>450	>450
300%定伸强度/MPa	>3	>5	>7	>12
永久变形率/%	<15	<15	<15	<15
回弹率/%	>15	>15	>15	>15
抗撕裂强度/MPa	>30	>45	>75	>90
磨损/(kg/1.6 km)	<0.05	<0.05	<0.05	<0.05
脆化温度/℃	<-50	<-50	<-50	<-50
许用挤压应力 σ_{pp} /MPa	1.5	2.6	3.5	4.8

联轴器中的尼龙制弹性元件材料主要是单体浇铸尼龙 (MC 尼龙)，其弹性远不及橡胶，但有较高的强度和较好的抗磨、抗腐蚀性能，并有自润滑性能。国产铸型尼龙的许用挤压应力 $\sigma_{pp} = 8 \sim 11$ MPa，其物理、力学性能列于表 40.1-59。

表 40.1-59 联轴器用尼龙的主要性能

抗拉强度/MPa	54~78
抗压强度/MPa	60~90
抗弯强度/MPa	70~100
弹性模量/MPa	$(8.3 \sim 26) \times 10^2$
伸长率/%	150~250

续表 40.1-59

硬度/(邵尔 A)	85~115
抗剪强度/MPa	≥ 52
冲击韧度/(J/cm ²)	
无缺口	1.0
有缺口	0.31
熔点/℃	215~223
脆化温度/℃	≤ -30
热变形温度/℃	≥ 150

5.1 弹性套柱销联轴器

(1) 结构和特点

弹性套柱销联轴器是由若干柱销与一个半联轴器相联，柱销套以橡胶弹性套插入另一半联轴器的对应孔中而构成的。如图 40.1-117 所示。弹性套的外径略小于对应孔的直径，以便获得对所联两轴相对偏移的补偿量。弹性套外表制成梯形槽是为了增加弹性变形量。为了减轻所联两轴相对偏移时弹性套的磨损，并提高联轴器的角向补偿量，可采用如图 40.1-118 所示的鼓形弹性套。

弹性套一般用橡胶制成，要求橡胶硬度 $\geq (75 \pm 5)$ 邵尔 A，抗拉强度 ≥ 15 MPa，伸长率 $> 300\%$ 。

弹性套柱销联轴器的结构简单，安装容易，更换易损件弹性套时不需轴向移动两个半联轴器；但缓冲减振能力不高。一般用于载荷变动不大、由电动机驱动的中小功率传动轴系，联接同轴线的两轴。工作温度为 $-20 \sim +70^\circ\text{C}$ 。

(2) 弹性套柱销联轴器的强度计算

弹性套柱销联轴器的薄弱零件是柱销和弹性套。柱销弯曲应力计算和弯曲强度条件式为

$$\sigma_b = \frac{10 T_c (l_1 + 2c)}{0.8 z D_1 d_b^3} \leq \sigma_{bp} \quad (40.1-124)$$

弹性套的挤压应力及抗挤压强度条件式为

$$\sigma_p = \frac{2 T_c}{0.8 z D_1 d_b l_1} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-125)$$

式中 σ_b 、 σ_p —— 弯曲应力和挤压应力 (MPa)；
 T_c —— 联轴器的计算转矩 (N·mm)，按式 (40.1-2) 计算；

- D_1 ——柱销中心分布圆直径 (mm);
- d_b ——柱销危险截面 (螺纹退刀槽处) 直径 (mm);
- l_1 ——弹性套长度 (mm);
- c ——两半联轴器端面之间距离 (mm);
- z ——柱销 (弹性套) 数目;
- 0.8 ——考虑柱销 (弹性套) 受载不均的系数;
- σ_{bp} ——柱销的许用弯曲应力 (MPa), 可取 $\sigma_{bp} = (0.4 \sim 0.5)\sigma_s$;
- σ_s ——柱销材料的屈服点 (MPa);
- σ_{pp} ——弹性套的许用挤压应力 (MPa), 对于橡胶, 取 $\sigma_{pp} = 1.8 \sim 2.0$ MPa。

所联两轴的相对径向偏移引起的附加径向力按下式计算

$$F_r = c_y \Delta y \quad (40.1-126)$$

- 式中 F_r ——附加径向力 (N);
- Δy ——所联两轴的相对径向偏移量 (mm);
- c_y ——联轴器的径向刚度 (N/mm), 需由试验求得, 由生产厂提供。粗略计算时取 $c_y = 1\,500 \sim 5\,000$ N/mm, 大规格的取大值, 反之, 取小值。

(3) 弹性套柱销联轴器的主要尺寸关系

柱销中心分布圆直径 (mm) $D_1 = (15 \sim 16.5)\sqrt[3]{T_c}$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·m)。

联轴器外径 $D = D_1 + (1.5 \sim 1.6)d_5$
或 $D = (3.5 \sim 4)d_1$

式中 d_1 ——轴孔直径。

弹性套外径 $d_5 = (0.22 \sim 0.35)D_1$

弹性套内径 (柱销直径) $d_6 = 0.5d_5$

柱销数 $z = 2.8D_1/d_5$ (圆整为整数、偶数)

联轴器总长 $L_0 = (3.5 \sim 4)d_1$

制动轮直径 D_0 和宽度 B 按制动器有关标准确定。

(4) 弹性套联轴器选用计算

按式 (40.1-3) 选择联轴器的规格。

GB/T 4323—1984 规定, 弹性套柱销联轴器

有两种型式: TL 型 (基本型)、TLL 型 (带制动轮型)。它们的结构如图 40.1-117 和图 40.1-119 所示, 主要技术参数和尺寸见 GB/T 4323—1984。

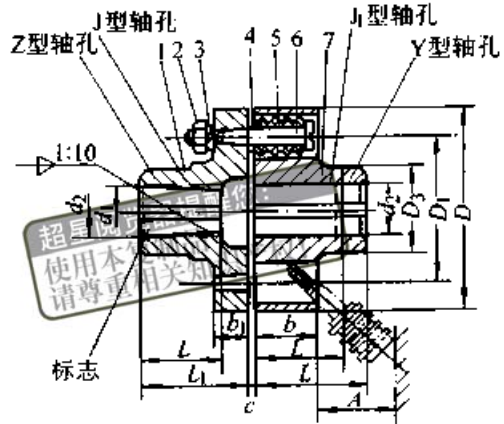


图 40.1-117 TL 型弹性套柱销联轴器

- 1、7—半联轴器 2—螺母 3—垫圈
- 4—挡圈 5—弹性套 6—柱销

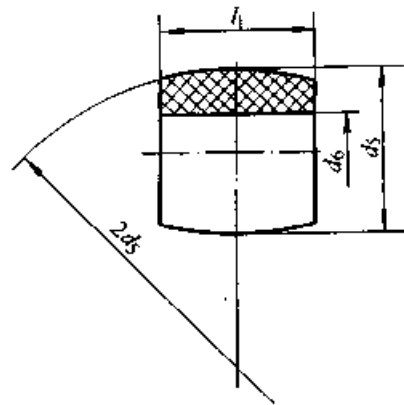


图 40.1-118 鼓形弹性套

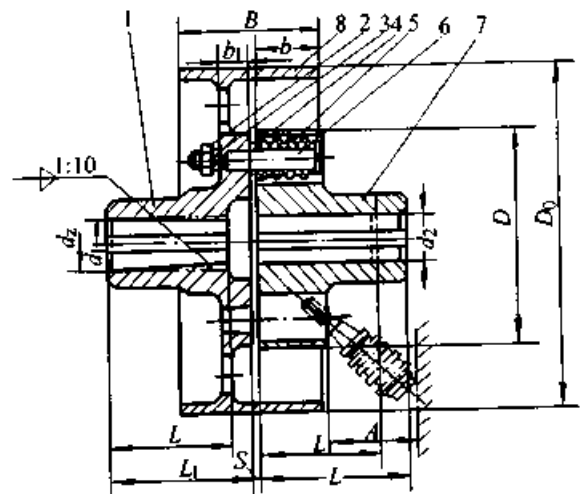


图 40.1-119 TLL 型带制动轮弹性套柱销联轴器

- 1、7—半联轴器 2—螺母 3—垫圈 4—挡圈
- 5—弹性套 6—柱销 8—制动轮

5.2 弹性柱销联轴器

(1) 结构和特点

弹性柱销联轴器是利用尼龙材料制成的若干个柱销置于两个半联轴器对应的孔中, 以实现两个半联轴器的联接和传递转矩, 如图 40.1-120 所示。因尼龙柱销与半联轴器上的孔是间隙配合, 且尼龙柱销有一定的弹性, 所以联轴器有一定的补偿所联两轴相对偏移和缓冲减振能力, 但补偿量和减振能力都不大。为了提高联轴器的补偿量, 可将柱销半段制成鼓形; 为了防止柱销脱落, 柱销两端均有盖板限制其轴向移动。

弹性柱销联轴器的结构简单, 更换尼龙柱销方便, 不需移动两个半联轴器; 尼龙柱销有较好的耐磨性和自润滑性, 不需施加润滑剂, 维护简易; 但尼龙柱销导热率低, 易受温度影响, 尺寸不稳定。弹性柱销联轴器适用于载荷较平稳的中、低速传动, 不宜用于有冲击载荷的场所, 工作环境温度范围为 $-20 \sim +70^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 弹性柱销联轴器的强度计算

弹性柱销联轴器的计算主要是弹性柱销的强度计算。弹性柱销的主要失效形式是剪断和压溃。弹性柱销的切应力及剪切强度条件式为

$$\tau = \frac{8T_c}{\pi z D_1 d_3^2} \leq \tau_p \quad (40.1-127)$$

弹性柱销的挤压应力及挤压强度条件式为

$$\sigma_{pp} = \frac{4T_c}{z D_1 d_3 l} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-128)$$

式中 τ 、 σ_p ——弹性柱销的切应力 (MPa) 和

挤压应力 (MPa);

T_c ——联轴器的计算转矩 ($\text{N}\cdot\text{mm}$), 按式 (40.1-2) 计算;

D_1 ——柱销中心分布圆直径 (mm);

z ——柱销数;

d_3 ——柱销危险截面直径 (mm);

l ——柱销长度 (mm);

τ_p ——柱销许用切应力 (MPa), 对于铸造尼龙 6, 取 $\tau_p = 11 \text{ MPa}$;

σ_{pp} ——柱销许用挤压应力 (MPa), 对于铸造尼龙 6, 取 $\sigma_{pp} = 8 \sim 12 \text{ MPa}$ 。

(3) 弹性柱销联轴器的主要尺寸关系

柱销中心分布圆直径 (mm) $D_1 = (10 \sim 15)$

$$\sqrt[3]{T_c}$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 ($\text{N}\cdot\text{mm}$)

联轴器的外径 $D = (1.2 \sim 1.4) D_1$

柱销数 $z = 6 \sim 16$

柱销直径 $d_3 = (0.1 \sim 0.14) D_1$

柱销长度 $l = 2 d_3$

弹性柱销联轴器的制动轮尺寸按制动器有关标准确定。

(4) 弹性柱销联轴器的选用计算

弹性柱销联轴器的规格选择按式 (40.1-3) 进行计算选择。

根据 GB/T 5014—1985, 弹性柱销联轴器有 HL 型 (基本型) 和 HLL 型 (带制动轮型) 两种型式。两种型式的结构如图 40.1-120 和图 40.1-121 所示, 主要技术参数和尺寸列于表 40.1-60 和表 40.1-61。

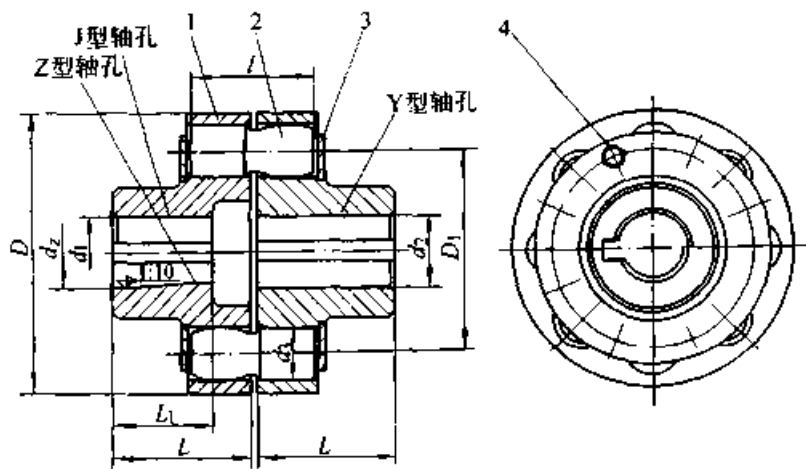


图 40.1-120 HL 型弹性柱销联轴器

1—半联轴器 2—柱销 3—盖板 4—螺栓

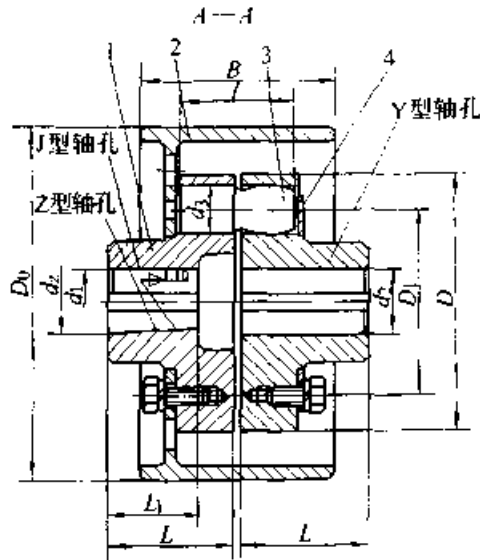


图 40.1-121 HLL 型弹性柱销联轴器

1—半联轴器 2—制动轮 3—柱销 4—盖板

5.3 梅花形弹性块联轴器

(1) 结构和特点

梅花形弹性块联轴器是由带凸爪的形状相同的两个半联轴器和梅花形弹性元件组成，将梅花形弹性元件置于两个半联轴器的凸爪之间以实现联接，如图 40.1-122 所示。梅花瓣的横截面一般是圆形，亦可制成矩形或扇形（见图 40.1-123）。联轴器工作时，梅花瓣受压。单向运转时只有半数花瓣参与工作，半数不承载；反向运转时，亦是如此。

梅花形弹性块材料一般是聚酯型聚氨酯，它具有很好的耐磨、耐蚀和耐冲击性能，只是弹性较橡胶稍差。有时亦采用丁腈橡胶或铸型尼龙制作弹性块。半联轴器通常采用金属材料，在化工行业，为了防腐，常用酚醛树脂制作半联轴器。

梅花形弹性块联轴器的结构简单，零件数少，径向尺寸小，不需润滑；弹性块受压，承载能力较高。但更换易损件梅花形弹性块时，需轴向移动半联轴器。为更换易损件方便，可采用派生的 MLS 型双法兰梅花形弹性块联轴器（见图 40.1-125）。梅花形弹性块联轴器对所联两轴的径向和角向偏移有一定的补偿能力，但不大；轴向补偿量较大些。这种联轴器适用于起动频繁、正反向运转、中速和中小功率的传动轴系，联接同轴线的两轴；不适用于重载、更换弹性块和两轴对中困难的场所。适于工作环境温度范围为 $-35 \sim +80^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 梅花形弹性块联轴器的强度计算

梅花形弹性块联轴器的计算主要是弹性块的强度计算。弹性块的挤压应力及挤压强度条件式如下

$$\sigma_v = \frac{4T_c}{zD_1dh} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-129)$$

式中 σ_v ——梅花形弹性块花瓣的挤压应力 (MPa)；
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；
 D_1 ——梅花瓣中心分布圆直径 (mm)；
 z ——梅花瓣数目；
 d ——梅花瓣的直径（若为矩形或扇形瓣则为瓣的径向宽度 B ）(mm)；
 h ——梅花瓣的轴向长度 (mm)；
 σ_{pp} ——弹性块的许用挤压应力 (MPa)。若材料为聚酯型聚氨酯，按表 40.1-58 选取，若材料为橡胶，可取 $\sigma_{pp} = 1.8 \sim 2 \text{ MPa}$ ；若材料为铸型尼龙，取 $\sigma_{pp} = 8 \sim 11 \text{ MPa}$ 。

(3) 梅花形弹性块联轴器的主要尺寸关系

对于圆形瓣（参看图 40.1-122）：

$$\text{联轴器外径 } D = (2.5 \sim 4)d_1$$

式中 d_1 ——联轴器轴孔直径。

$$\text{圆形瓣中心分布圆直径 } D_1 = (1.5 \sim 3.0)d_1$$

$$\text{圆形瓣的直径 } d = (0.2 \sim 0.4)D_1$$

$$\text{圆形瓣的轴向长度 } h = (0.2 \sim 0.5)D_1$$

$$\text{圆形瓣的数目 } z = 4 \sim 14$$

$$\text{联轴器总长 } L_0 = (4.5 \sim 5.5)d_1$$

对于矩形和扇形瓣（参看图 40.1-123）：

$$\text{联轴器外径 } D = 4d_1$$

式中 d_1 ——联轴器轴孔直径。

表 40.1-60 HL 型弹性柱销联轴器主要技术参数和尺寸(摘自 GB/T 5014—1985)

型号	许用转矩 T_p /N·m	许用转速 n_p /r·min ⁻¹	轴 孔 直 径 d_1, d_2, d_f /mm		轴孔长度/mm			D /mm	d_s /mm	l /mm	转动惯量 J /kg·m ²	重量 /kg	许用补偿量																				
			钢	铁	Y 型	J、J ₁ 、Z 型							径向 $(\Delta v)_r$ /mm	角向 $(\Delta \alpha)_a$ /°	轴向 $(\Delta r)_h$ /mm																		
						L	L_1									L																	
HL1	160	7 100	12, 14	16, 18, 19	20, 22, 24	20, 22, 24	25, 28	30, 32, 35	30, 32, 35, 38	40, 42, 45, 48	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	60, 63	190, 200, 220	240, 250, 200	280, 300	240, 250, 260	280, 300	410, 330	470, 380	410, 330	280, 300, 320	340	100 000	1 120	850	1 200	1 700	1 057	0.5	3			
																															32	27	32
																															42	30	42
HL2	315	5 600	25, 28	30, 32, 35	40, 42, 45, 48	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	60, 63	190, 200, 220	240, 250, 200	280, 300	240, 250, 260	280, 300	410, 330	470, 380	410, 330	280, 300, 320	340	100 000	1 120	850	1 200	1 700	1 057	0.5	3								
																										52	38	52					
																										62	44	62					
HL3	630	5 000	30, 32, 35, 38	40, 42, 45, 48	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	60, 63	190, 200, 220	240, 250, 200	280, 300	240, 250, 260	280, 300	410, 330	470, 380	410, 330	280, 300, 320	340	100 000	1 120	850	1 200	1 700	1 057	0.5	3									
																									82	60	82						
																									82	60	82						
HL4	1 250	4 000	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	60, 63	190, 200, 220	240, 250, 200	280, 300	410, 330	470, 380	410, 330	280, 300, 320	340	100 000	1 120	850	1 200	1 700	1 057	0.5	3													
																					112	84	112										
																					142	107	142										
HL13	100 000	1 120	850	1 200	1 700	1 057	0.5	3																									
									352	282	352																						
									410	330	—																						
HL14	160 000	850	630	1 200	1 700	1 057	0.5	3																									
									470	380	—																						
									470	380	—																						

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权

注：1. 半联轴器材料 $D \leq 220$ 锻钢， $D \geq 280$ 铸钢 ZG270-500 II 和铸铁 HT200。
 2. 联轴器重量与转动惯量是按钢制半联轴器最小轴孔直径及最大轴孔长度计算。
 3. 轴孔长度 L 与 L_1 可按不同要求，从表列规格中选用。
 4. J_1 为不带沉孔的短圆柱轴孔。
 5. 型号 HL5~HL12 的数据见 GB/T 5014—1985 或生产厂产品样本。
 6. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

表 40.1-61 HLL 型带制动轮弹性柱销联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 GB/T 5014—1985)

型号	许用转矩 T_p /N·m	许用转速 n_p /r·min ⁻¹	轴孔直径 d_1, d_2, d_s /mm			轴孔长度/mm				D_0 /mm	D /mm	B /mm	d_3 /mm	l /mm	转动惯量 J /kg·m ²	重量 /kg	许用补偿量		
			Y 型		J、J ₁ 、Z 型		L	径向 $(\Delta y)_p$ /mm	角向 $(\Delta \alpha)_p$ /°								轴向 $(\Delta z)_p$ /mm		
			L	L_1	L	L													
HLL1	315	5 600	20, 22, 24			52	38	52		200	120	85		56	2.18	11	0.15	0°30'	1
			25, 28			62	44	62											
			30, 32, 35			82	60	82											
HLL2	630	5 000	30, 32, 35, 38			82	60	82		200	160	85	20	72	2.45	14	0.15	0°30'	1
			40, 42, 45, 48			112	84	112											
			30, 32, 35, 38			82	60	82											
HLL3	630	1 900	40, 42, 45, 48			112	84	112		315	160	132		13.08	25	0.25	0°30'	1	
			30, 32, 35, 38			82	60	82											
			40, 42, 45, 48			112	84	112											
HLL14	25 000	800	110, 120, 125			212	167	212						152	849	458	0.25	0°30'	2.5
			130, 140, 150			252	202	252		710	480	298							
			160, 170, 180			302	242	302											
HLL15	25 000	710	110, 120, 125			212	167	212						152	1 231	504	0.25	0°30'	2.5
			130, 140, 150			252	202	252		800	480	335							
			160, 170, 180			302	242	302											

注：1. 半联轴器和制动轮材料 $D \leq 220$ 碳钢 35； $D \geq 280$ 铸钢 ZG270-500 II，制动轮表面淬火硬度 HRC=45~55，深度 2~3 mm。
 2. 联轴器重量和转动惯量是按半联轴器最小轴孔直径和最大轴孔长度计算。
 3. 轴孔长度 L 和 L_1 可根据不同要求从表列规格中选用。
 4. J_1 为不带沉孔的短圆柱轴孔。
 5. 型号 HLL4~HLL13 的数据见 GB/T 5014—1985 或生产厂产品样本。
 6. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。



联轴器总长 $L_0 = (4 \sim 4.5)d_1$
 半联轴器上凸爪内径 $D_2 = (2 \sim 2.5)d_1$
 瓣的径向宽度 $B = (0.5 \sim 1.2)d_1$
 瓣的轴向长度 $h = (0.7 \sim 1.0)d_1$
 瓣的数目 $z = 4 \sim 12$

(4) 梅花形弹性块联轴器选用计算按条件式 (40.1-3) 进行规格选择。

根据 GB/T 5272—1985, 梅花形弹性块联轴器除基本型 (ML 型) 外, 还有四种派生型: MLZ 型 (单法兰型)、MLS 型 (双法兰型)、MLL-I 型 (分体式制动轮型)、MLL-II 型 (整体式制动轮型), 它们的结构如图 40.1-122~图 40.1-127 所示, 其中 ML 和 MLZ 型的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-62~表 40.1-63。

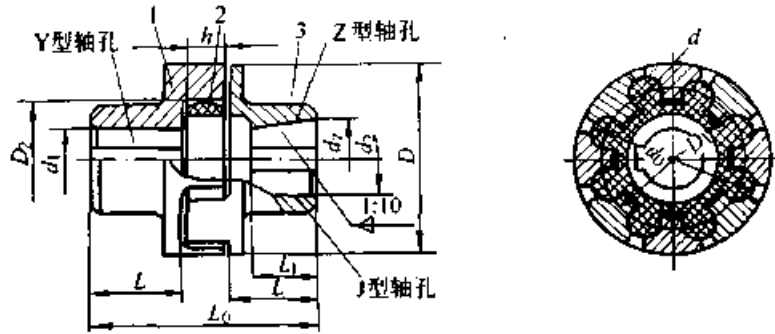


图 40.1-122 ML 型梅花形弹性块联轴器
 1—半联轴器 2—梅花形弹性块 3—半联轴

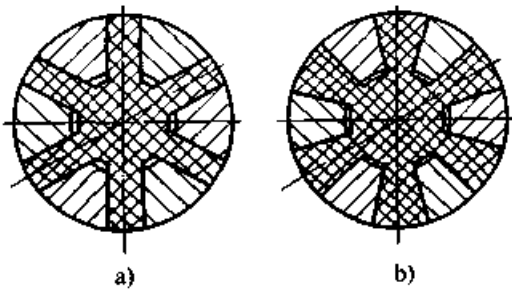


图 40.1-123 矩形瓣和扇形瓣
 a) 矩形瓣 b) 扇形瓣

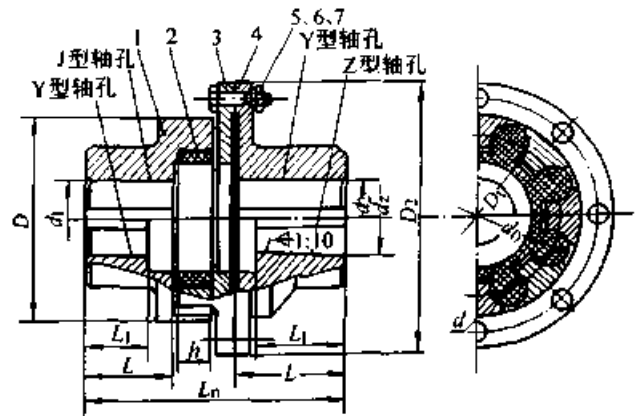


图 40.1-124 MLZ 型单法兰梅花形弹性块联轴器
 1—半联轴器 2—梅花形弹性块 3—法兰联接件
 4—法兰半联轴器 5—螺栓 6—螺母 7—垫圈

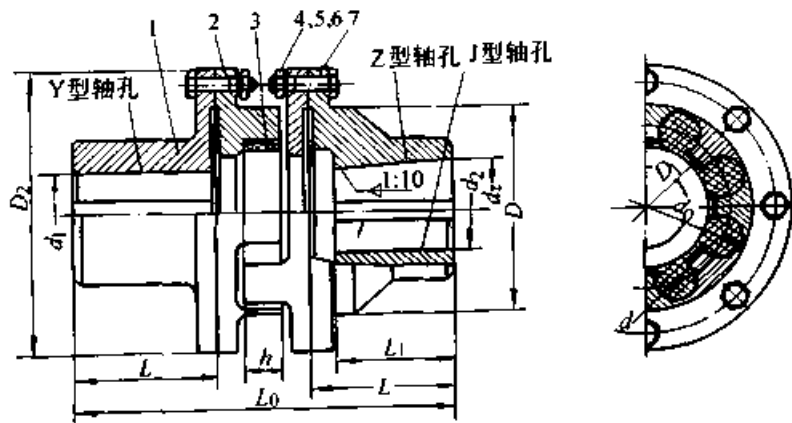


图 40.1-125 MLS 型双法兰梅花形弹性块联轴器
 1、7—法兰半联轴器 2—法兰联接件 3—梅花形弹性块 4—螺栓 5—螺母 6—垫圈

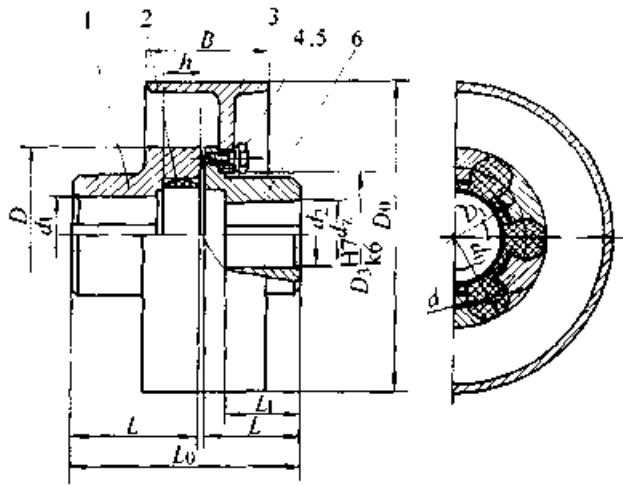


图 40.1-126 MLL-I 型分体式制动轮梅花形弹性块联轴器

1、6—半联轴器 2—梅花形弹性块
3—制动轮 4—垫圈 5—螺栓

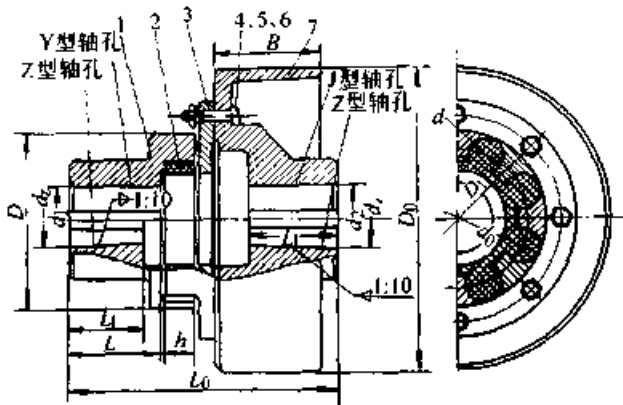


图 40.1-127 MLL-II 型整体式制动轮梅花形弹性块联轴器

1—半联轴器 2—梅花形弹性块 3—法兰联接件
4—螺栓 5—螺母 6—垫圈
7—制动轮半联轴器

5.4 弹性柱销齿式联轴器

(1) 结构和特点

弹性柱销齿式联轴器由两个半联轴器、一个外套筒和若干非金属弹性柱销等构成。将非金属弹性柱销插入由半联轴器上的圆弧齿和外套筒上的内圆弧齿形成的对合孔中以传递转矩，如图 40.1-128 所示。圆柱销材料通是铸型尼龙 6，亦可用硬度较高的橡胶制成。

弹性柱销齿式联轴器承载能力较低，重量相对较轻。与齿式联轴器相比，组成零件少，结构较简单，制造容易，不需专用的齿轮加工机床。

另外，更换柱销方便，不需轴向移动两个半联轴器，亦不需润滑。这种联轴器有少量的补偿所联两轴相对偏移的能力，缓冲减振功能不高，启动时有噪声；适用于载荷变动不大，无频繁启动或正反转的场所，工作环境温度范围为 $-20 \sim +70^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 弹性柱销齿式联轴器的强度计算

弹性柱销齿式联轴器的薄弱零件和主要计算对象是弹性柱销和外套筒。

柱销挤压应力及其强度条件为

$$\sigma_p = \frac{4T_c}{zD_1d_3l} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-130)$$

柱销切应力及其强度条件为

$$\tau = \frac{2T_c}{zD_1d_3l} \leq \tau_p \quad (40.1-131)$$

外套筒的切应力及其强度条件为

$$\tau' = \frac{16T_cD}{\pi(D^4 - D_3^4)} \leq \tau'_p \quad (40.1-132)$$

以上三式中：

σ_p 、 τ ——柱销的挤压应力和切应力 (MPa)；

τ' ——外套筒的切应力 (MPa)；

T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；

D_1 ——柱销中心分布圆直径 (mm)；

d_3 ——柱销直径 (mm)；

z ——半联轴器上的柱销数；

D 、 D_3 ——外套筒的外径和内径 (mm)；

σ_{pp} ——柱销的许用挤压应力 (MPa)，对于铸型尼龙，取 $\sigma_{pp} = 8 \sim 11$ MPa。

τ_p ——柱销的许用切应力 (MPa)，对于铸型尼龙，取 $\tau_p = 11$ MPa；

τ'_p ——外套筒的许用切应力 (MPa)，对于 45 钢，取 $\tau'_p = 30 \sim 40$ MPa。

(3) 弹性柱销齿式联轴器的主要尺寸关系

柱销中心分布圆直径 (mm) $D_1 = (9 \sim 12)$

$$\sqrt[3]{T_c}$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)。

柱销直径 $d_3 = (0.1 \sim 0.18) D_1$

半联轴器上柱销数 $z = (2 \sim 2.5) D_1 / d_3$ (圆整成偶数)

柱销长度 $l = (1.5 \sim 2.5) d_3$

联轴器外径 $D = (1.2 \sim 1.35) D_1$

(4) 弹性柱销齿式联轴器选用计算

按条件式 (40.1-3) 进行计算选择格规。

根据 GB/T 5015—1985，弹性柱销齿式联轴

表 40.1-62 ML 型梅花形弹性块联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 GB/T 5272—1985)

型 号	公称转矩 $T_n/N \cdot m$			许用转速 $n_p/r \cdot min^{-1}$		轴 孔 直 径 $d_1, d_2, d_t/mm$ (H7)	轴孔长度			D/ mm	D ₁ / mm	弹性件 型号	重量 /kg ≈	转动 惯量 J/ kg·m ² ≈	许用补偿量		
	弹性件硬度(邵尔 A)			铁	钢		Y 型 L/ mm	Z, J ₁ 型 L ₁ / mm	L ₀ / mm						$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /(°)
	a	b	c														
ML1	≥75	≥85	≥94	11 500	15 300	12, 14	32	27	80	50	30	-a b MT1 -c	0.66	0.014	1.2	0.5	
	16	25	45			16, 18, 19	42	30	100								
						20, 22, 24	52	38	120								
ML2	63	100	200	8 200	10 900	20, 22, 24	62	44	147	70	48	-a -b MT2 -c	1.55	0.075	1.5		2.0
						25, 28	82	60	187								
						30, 32	52	38	127								
ML3	90	140	280	6 700	9 000	22, 24	62	44	148	85	60	-a -b MT3 -c	2.5	0.178	2.0	0.8	
						25, 28	82	60	188								
						30, 32, 35, 38	62	44	151								
ML4	140	250	400	5 500	7 300	25, 28	82	60	191	105	72	-a -b MT4 -c	4.3	0.412	2.5		
						30, 32, 35, 38	112	84	251								
						40, 42	172	132	417								
ML12	7 100	11 200	20 000	1 600	2 100	90°, 95°	212	167	497	360	300	-a -b MT12 -c	140	178.45	5.0	1.8	1.0
						100°, 110°, 120°, 125°	252	202	577								
						130	212	167	497								
ML13	800	12 500	25 000	1 400	1 900	100, 110, 120, 125	252	202	577	400	335	-a -b MT13 -c	160	208.75			
						130, 140	212	167	497								
							252	202	577								

注: 1. 表中重量为联轴器最大重量。
 2. 带 * 号轴孔直径可用于 Z 型轴孔。
 3. 表中 a、b、c 为弹性件硬度代号。
 4. 型号 ML5~ML11 的数据见 GB/T 5272—1985 或生产厂产品样本。
 5. 生产厂: 宁波伟隆传动机械有限公司。

表 40.1-63 MLZ 型单法兰梅花型弹性块联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 GB/T 5272—1985)

型号	公称转矩 $T_n / \text{N} \cdot \text{m}$			许用转速 $n_p / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$		轴孔直径 $d_1, d_2, d_3, d_x / \text{mm}$ (H7)			轴孔长度		D / mm	D_1 / mm	弹性件 型号	重量 $/\text{kg}$ \approx	转动 惯量 $J / \text{kg} \cdot \text{m}^2$ \approx	许用补偿量		
	弹性件硬度(邵尔 A)	a	b	c	铁	钢	Y 型 L / mm	ZJ1 型 L ₁ / mm	L ₀ / mm	$(\Delta x)_p$ /mm						$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /°	
																		≥ 75
MLZ1	16	25	45		6 300	8 500	12, 14	32	27	86	90	-a -b MT1 -c	1.55	0.076	1.2	0.5		
								42	30	106								
								52	38	126								
MLZ2	63	100	200		5 200	6 900	20, 22, 24	62	44	154	110	-a -b MT2 -c	3.15	0.25	1.5		2.0	
							30, 32	82	60	194								
							22, 24	52	38	136								
MLZ3	90	140	280		4 500	6 000	25, 28	62	44	156	125	-a -b MT3 -c	4.5	0.5	2.0	0.8		
							30, 32, 35, 38	82	60	196								
							25, 28	62	44	162.5								
MLZ4	140	250	400		3 800	5 000	30, 32, 35, 38	82	60	202.5	150	-a -b MT4 -c	5.5	0.86	2.5			
							40, 42	112	84	262.5								
							90, 95	172	132	442								
MLZ12	7 100	11 200	20 000		1 200	1 600	100, 110, 120	212	167	522	460	-a b MT12 -c	154	27.6	5.0	1.8	1.0	
							125, 130	252	202	602								
							100, 110, 120, 125	212	167	522								
MLZ13	8 000	12 5000	25 000		1 100	1 500	130, 140	252	202	602	500	-a -b MT13 -c	205	433.8				
							100, 110, 120, 125	212	167	522								
							130, 140	252	202	602								

注: 1. 表中重量为联轴器最大重量。

2. 表中 a、b、c 为弹性件硬度代号。

3. 型号 MLZ5~MLZ11 的数据见 GB/T 5272—1985 或生产厂产品样本。

4. 生产厂: 宁波伟隆传动机械有限公司。

器有四种型式：ZL 型（基本型）、ZLD 型（圆锥轴孔型）、ZLZ 型（接中间轴型）、ZLL 型（带制动轮型）。它们的结构如图 40.1-128 ~ 图 40.1-

131 所示，其中 ZL 型的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-64。其余型号的技术参数和尺寸见 GB/T 5015—1985。

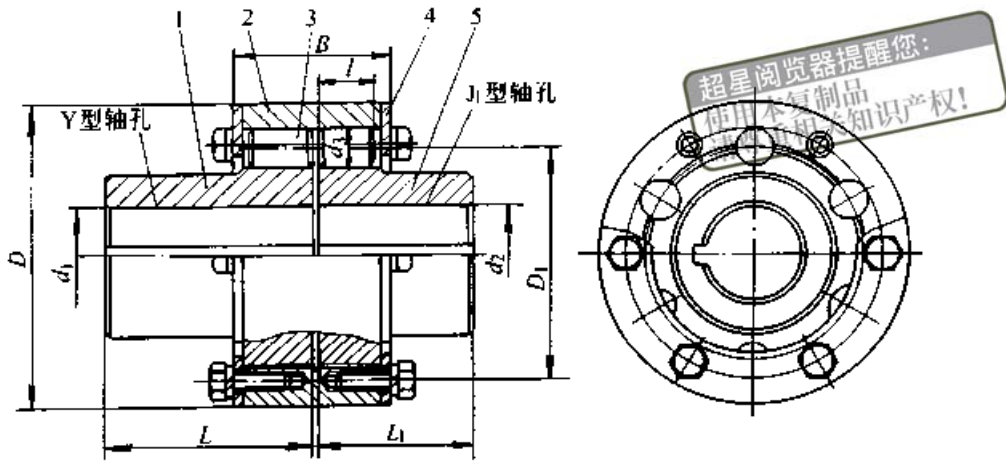


图 40.1-128 ZL 型弹性柱销齿式联轴器

1、5—半联轴器 2—外套筒 3—柱销 4—挡板

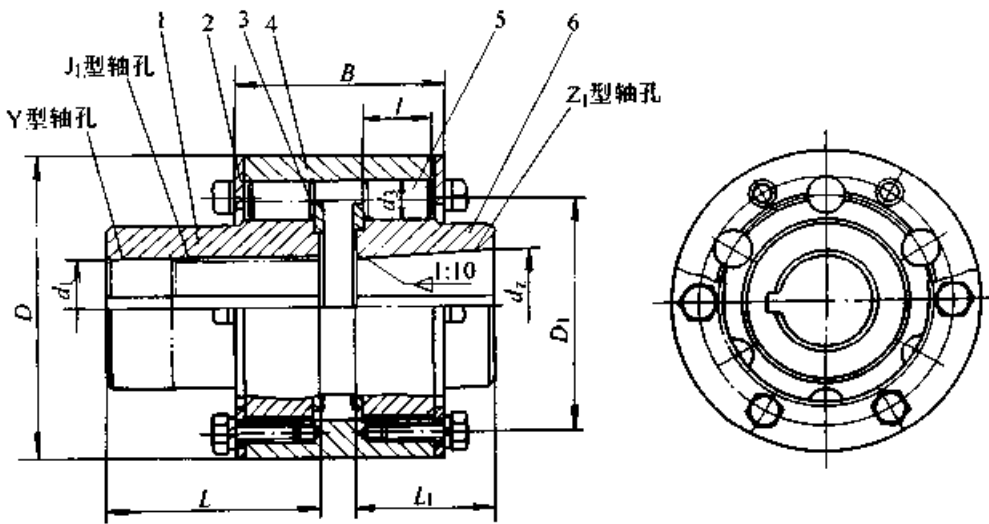
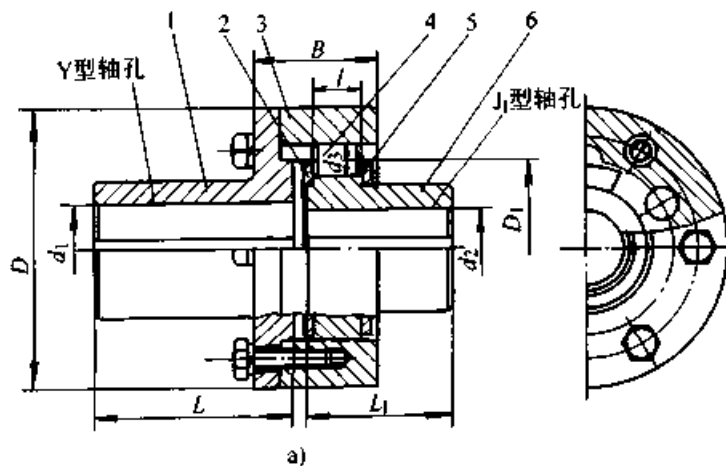


图 40.1-129 ZLD 型圆锥形轴孔弹性柱销齿式联轴器

1、6—半联轴器 2—外挡板 3—内挡权 4—外套 5—柱销



a)

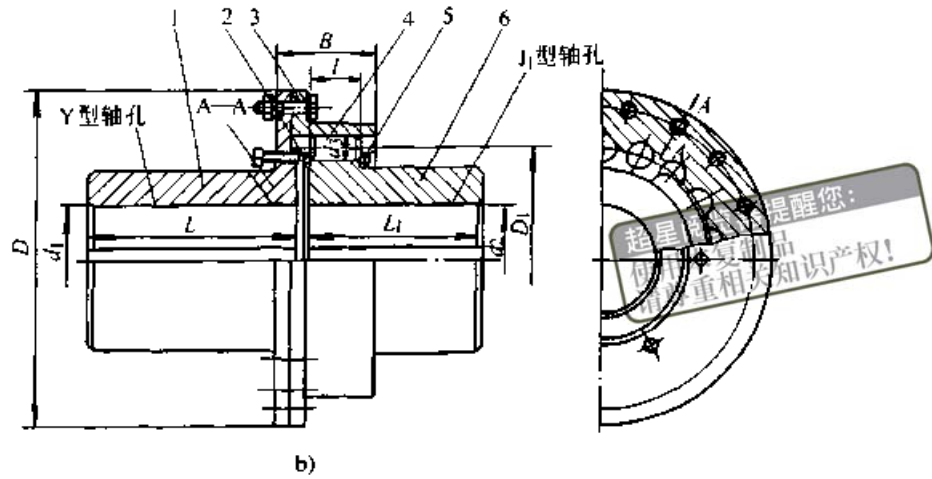


图 40.1-130 ZLZ 型接中间轴弹性柱销齿式联轴器

a) ZLZ1~ZLZ13 型 b) ZLZ14~ZLZ24 型

1、6—半联轴器 2—内挡板 3—外套 4—柱销 5—外挡板

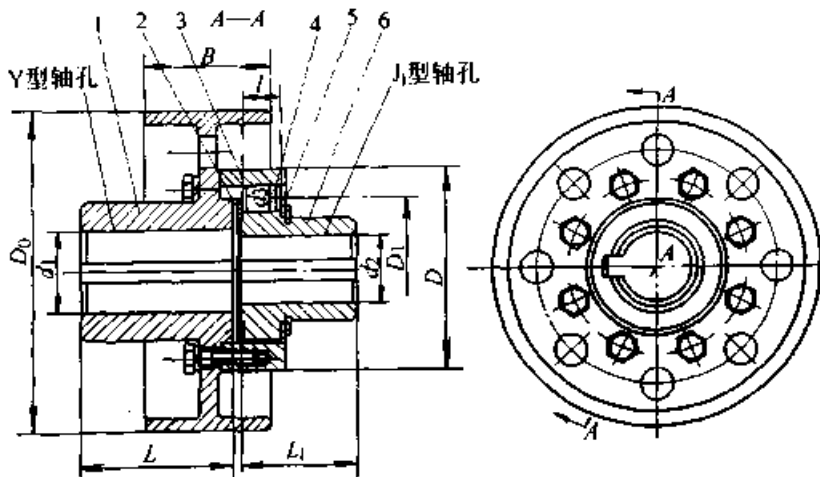


图 40.1-131 ZLL 型带制动轮弹性柱销齿式联轴器

1—制动轮 2—内挡板 3—外套 4—柱销 5—外挡板 6—半联轴

表 40.1-64 ZL 型弹性柱销齿式联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 GB/T 5015—1985)

型号	许用转矩 T_p /N·m	许用转速 $n_p/r·\text{min}^{-1}$	轴孔直径 $d_1、d_2/\text{mm}$	轴孔长度 /mm		D /mm	B /mm	d_3 /mm	l /mm	转动惯量 J /kg·m ²	重量 /kg	许用补偿量		
				Y 型	J ₁ 型							径向 (Δy) _p /mm	轴向 (Δx) _p /mm	角向 ($\Delta \alpha$) _p /(°)
				L	L ₁									
ZL1	100	4 000	12,14	32	27	76	42	15	0.000 4	0.86	0.3	± 1.5	0.5	
			16,18,19	42	30									
			20,22,24	52	38									
ZL2	250	4 000	16,18,19	42	30	92	50	10	18	0.003	3.23	± 1.5	0.5	
			20,22,24	52	38									
			25,28	62	44									
			30,32	82	60									
ZL3	630	4 000	25,28	62	44	118	69	15	25	0.011	6.57	0.3	± 1.5	0.5
			30,32,35,38	82	60									
			40,42	112	84									

续表 40.1-64

型号	许用 转矩 T_p /N·m	许用 转速 n_p /r· min ⁻¹	轴 孔 直 径 d_1, d_2 /mm	轴孔长度 /mm		D /mm	B /mm	d_3 /mm	l /mm	转动惯量 J /kg·m ²	重量 /kg	许用补偿量		
				Y 型	J ₁ 型							径向 (Δy) _p /mm	轴向 (Δx) _p /mm	角向 ($\Delta \alpha$) _p /°
				L	L ₁									
ZL14	125 000	1 400	170, 180	302	242	560	218	50	90	27.8	708	1.0	± 2.5	0.5
			190, 200, 220	352	282									
			240, 250, 260	410	330									
ZL15	160 000	1 300	190, 200, 220	352	282	590	238	55	100	33.4	768			
			240, 250, 260	410	330									
			280, 300	470	380									
ZL16	250 000	1 000	220	352	282	695	262	65	110	69.9	1 169			
			240, 250, 260	410	330									
			280, 300, 320	470	380									
			340	550	450									
ZL17	315 000	950	240, 250, 260	410	330	768	282	70	120	122.7	1 664			
			280, 300, 320	470	380									
			340, 360, 380	550	450									

注：1. 材料：半联轴器、外套为 45 钢；柱销为 MC 尼龙 6，其抗拉强度 ≥ 54 MPa，抗弯强度 ≥ 70 MPa，抗压强度 ≥ 60 MPa，抗剪强度 ≥ 10 MPa。

2. 联轴器重量和转动惯量是按半联轴器最小轴孔直径，最大轴孔长度计算。

3. 短时过载不得超过许用转矩 T_p 的 2 倍。

4. 型号 ZL4~ZL13 和 ZL18~ZL23 的技术参数和尺寸见 JB/T 5015—1985 或生产厂产品样本。

5. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

5.5 弹性块联轴器

弹性块联轴器与弹性套柱销联轴器的工作原理相似，只是以带柄的矩形传力臂代替柱销，以矩形弹性块代替圆柱形或鼓形弹性套，如图 40.1-132 所示。工作时，传力臂承受弯矩，弹性块承受压力。这种联轴器的特点是用改变弹性块材料——橡胶配方来改变弹性块的硬度以调整联轴器的扭转刚度来适应不同的工况。允许的工作环境温度为一 20~+70℃。

弹性块联轴器是为适应冲击载荷严重的冶金、矿山、动力等机械设备而设计的。它具有更换易损件（弹性块）方便、不需轴向移动半联轴器的优点，还有较好的缓冲减振性能，也有一定的补偿所联两轴相对偏移的能力。

根据 JB/T 9148—1999，弹性块联轴器有两种型式：LK（基本型）和 LKA 型（安全型）。LK 型的结构如图 40.1-132 所示，其主要技术参

数和尺寸见 JB/T 9148—1999。

5.6 H 形弹性块联轴器

H 形弹性块联轴器是用若个 H 形橡胶块插入主、从动半联轴器的对应凸爪间以实现两半联轴器的联接，如图 40.1-133 所示。这种联轴器结构较紧凑，具有一定的补偿所联两轴相对偏移能力和缓冲减振性能，适用于联接同轴线的两轴。

H 形弹性块联轴器的选用计算按式 (40.1-3) 进行。

根据 JB/T 5511—1991，H 形弹性块联轴器有五种型式：HTLA 型和 HTLB 型（基本型 A 和 B）、HTLC 型和 HTLD 型（带制动轮型）、HTLE 型（接中间轴型）。

图 40.1-133 所示为 HTLA 型的结构，其主要技术参数和尺寸见 JB/T 5511—1991。

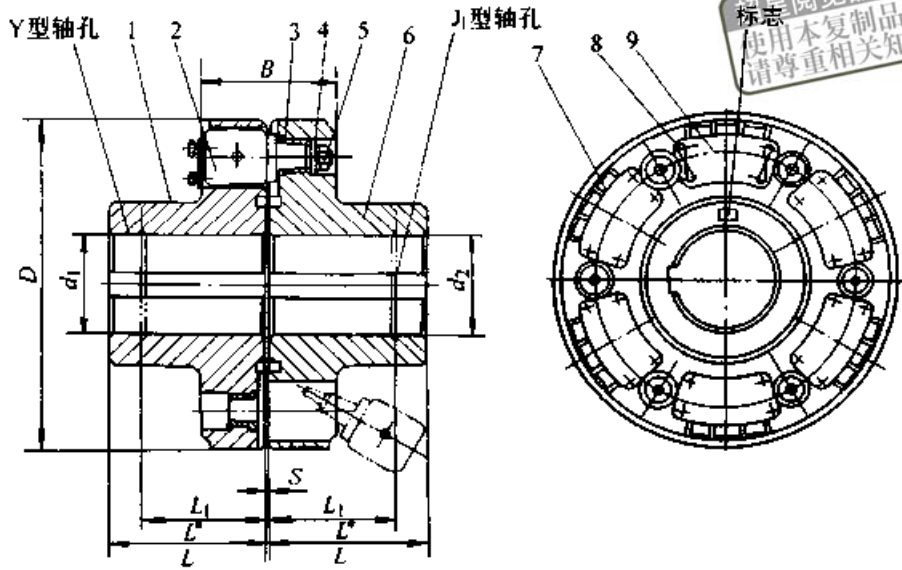


图 40.1-132 LK 型弹性块联轴器

- 1、6—半联轴器 2—传力臂 3—锥形衬套 4—垫圈
5—螺母 7—弹性块 8—螺栓 9—盖板

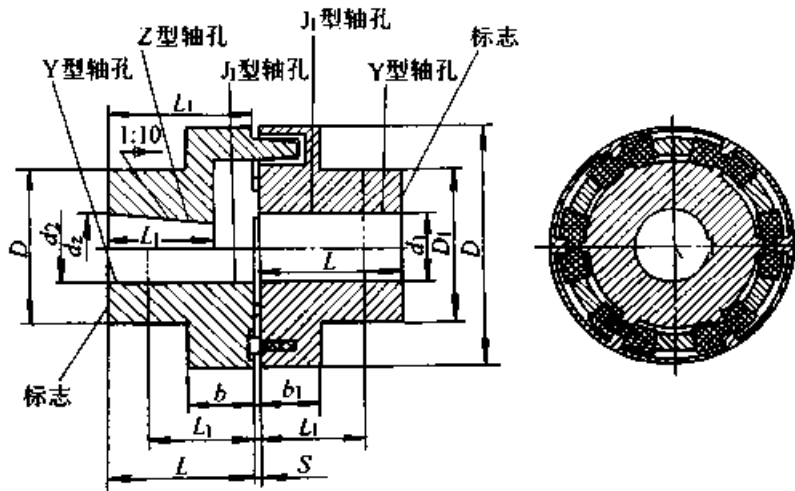


图 40.1-133 HTLA 型 H 形弹性块联轴器

5.7 鞍形弹性块联轴器

鞍形弹性块联轴器是由若干个马鞍形橡胶块用螺栓与主、从动半联轴器联接而成，如图 40.1-134 所示。这种联轴器具有较大的轴向补偿能力和良好的缓冲减振性能。工作环境温度范围为 $-20 \sim +80^{\circ}\text{C}$ 。

鞍形弹性块联轴器的选用计算按式 (40.1-3) 进行。

LAK 型鞍形弹性块联轴器的结构如图 40.1-134 所示，主要技术参数和尺寸见 JB/T 7684—1995。

5.8 多角形橡胶联轴器

多角形橡胶联轴器是将金属管用硫化方法粘接于中空的多角形（六角或八角）橡胶元件的各角处，再用螺栓交错地与主、从动半联轴器联接而成，如图 40.1-135 所示。

多角形橡胶联轴器有较好的缓冲减振性能，对于吸收冲击能量、减轻轴系扭转振动有较好的效果。工作环境温度范围为 $-30 \sim +60^{\circ}\text{C}$ 。

型号（规格）选择按式 (40.1-3) 进行。

LD 型多角形橡胶联轴器的主要技术参数和尺寸见 JB/T 5512—1991。

超星浏览器提醒您：
Y型轴孔本复制品
请尊重相关知识产权！

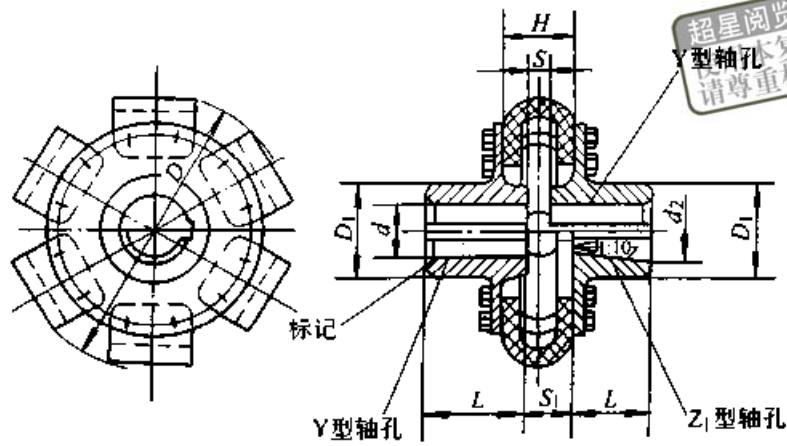


图 40.1-134 LAK 型鞍形弹性块联轴器

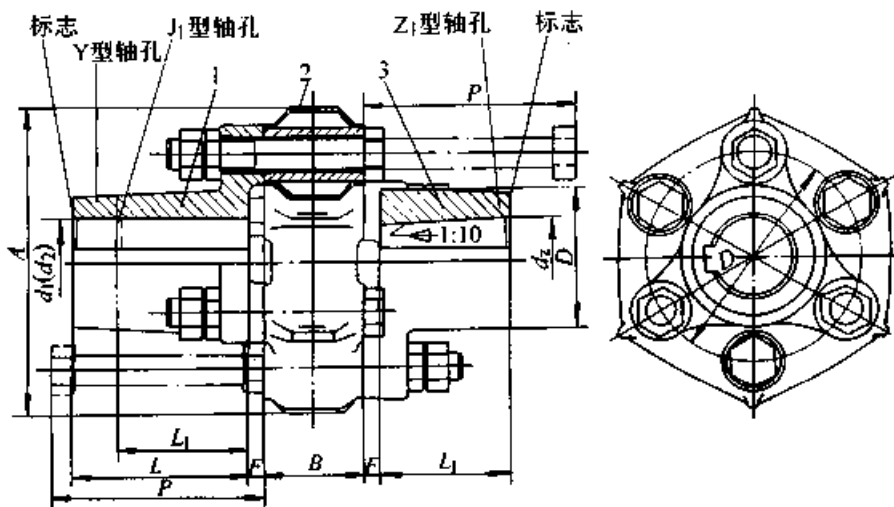


图 40.1-135 LD 型多角形橡胶联轴器

1、3—半联轴器 2—多角形橡胶元件

5.9 轮胎式联轴器

(1) 结构与特点

轮胎式联轴器是将轮胎形橡胶元件用磁化方

法与金属骨架粘接在一起，再用螺栓与两半联轴器联接而成，如图 40.1-136 所示。轮胎形橡胶元件材料又分含增强织物和不含增强织物两种。前者承载能力大，使用寿命长；后者弹性好，使

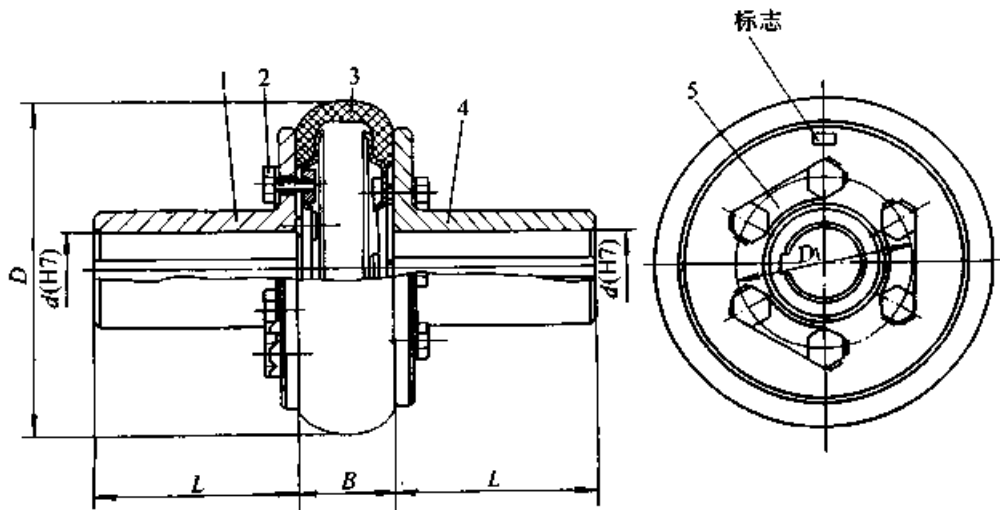


图 40.1-136 UL 型 (凸型) 轮胎式联轴器

1、4—半联轴器 2—螺栓 3—轮胎形橡胶元件 5—止动垫片

联轴器的补偿能力有所提高。为了装拆方便，亦有将轮胎形橡胶元件制成有径向切口的型式，但这样会降低承载能力。GB/T 5844—1986 规定，UL 型轮胎式联轴器的轮胎形橡胶元件为带金属骨架的整体式，无径向切口。

国外有一种凹型轮胎式联轴器，如图 40.1-137 所示。与 UL 型（凸型）轮胎式联轴器相比，径向尺寸较小，重量较轻，许用转速较高。

轮胎式联轴器有较好的阻尼和减振性能，有一定的补偿所联两轴相对偏移的能力，结构也较简单，不需润滑，无噪声；但径向尺寸较多数联轴器为大。在传递转矩时因扭转变形和运转时的惯性离心力，使联轴器产生轴向收缩，形成较大的轴向附加载荷。因此，在安装时应保持联轴器有适当的轴向预压缩变形，以减轻或抵消轴向附加载荷。这种联轴器适用于起动和正反向运转变换频繁、冲击振动较大的场所，可在有粉尘和潮湿的环境下工作。工作环境温度范围为 -20 ~ +80℃。

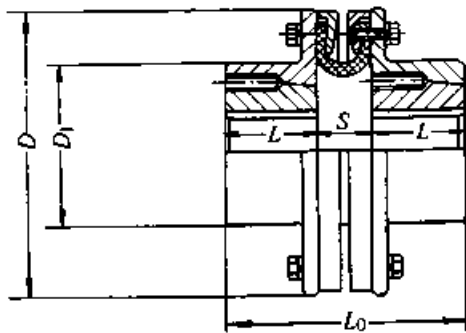


图 40.1-137 LA 型（凹型）轮胎式联轴器

(2) 轮胎式联轴器的计算

1) 轮胎形橡胶元件（凸型）的强度计算

橡胶元件的切应力及剪切强度条件为

$$\tau = \frac{2T_c}{\pi D_2^2 \delta} \leq \tau_p \quad (40.1-133)$$

式中 τ ——轮胎形橡胶元件的切应力 (MPa)；
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；
 D_2 ——轮胎形橡胶元件剪切危险截面处直径（即半联轴器凸缘外径）(mm)；
 δ ——轮胎形橡胶元件的厚度 (mm)；
 τ_p ——轮胎形橡胶元件的许用切应力 (MPa)。

不含增强织物的橡胶元件，取 $\tau_p = (0.4 \sim 0.5)$ MPa。

含增强织物的橡胶元件，取 $\tau_p = (0.7 \sim$

0.75) MPa。

2) 轮胎式联轴器附加载荷计算 两轴相对轴向偏移引起的附加轴向力 (N)

$$F_{xx} = (0.5 \sim 1) D \Delta x \quad (40.1-134)$$

两轴相对径向偏移引起的附加径向力 (N)

$$F_{yy} = (0.2 \sim 0.4) D \Delta y \quad (40.1-135)$$

两轴相对径向偏移引起的附加弯矩 (N·mm)

$$M_y = (0.02 \sim 0.04) D^2 \Delta y \quad (40.1-136)$$

两轴相对角向偏移引起的附加径向力 (N)

$$F_{\alpha\alpha} = (0.02 \sim 0.04) D^2 \Delta \alpha \quad (40.1-137)$$

由惯性离心力产生的附加轴向力 (N)

$$F_{xc} = 3 \times 10^{-13} n^2 D^2$$

以上四式中：

D ——轮胎形橡胶元件外径 (mm)；

Δx 、 Δy ——所联两轴的相对轴向和径向偏移量 (mm)；

$\Delta \alpha$ ——所联两轴的相对角向偏移量 (rad)；

n ——联轴器的转速 (r/min)。

3) 轮胎式联轴器的刚度计算 轴向刚度 (N/mm)

$$c_x = F_{xx} / \Delta x \approx (0.5 \sim 1) D \quad (40.1-138)$$

径向刚度 (N/mm)

$$c_y = F_{yy} / \Delta y \approx (0.2 \sim 0.4) D \quad (40.1-139)$$

扭转刚度 (N·mm/rad)

$$c = T / \varphi \approx 50 \delta G (B - \delta)^2 \quad (40.1-140)$$

以上三式中：

φ ——两半联轴器在转矩作用下的相对转角 (rad)；

T ——作用于联轴器的转矩 (N·mm)；

δ ——轮胎形橡胶元件的厚度 (mm)；

B ——轮胎形橡胶元件的轴向宽度 (mm)，参看图 40.1-136；

D ——橡胶元件外径 (mm)；

G ——橡胶元件材料的切变模量 (MPa)，可取 $G = 0.8$ MPa。

(3) 轮胎式联轴器的主要尺寸关系

轮胎形橡胶元件的最大外径 (mm) $D =$

$$28.3 \sqrt[3]{\frac{T_c}{\tau_p}}$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；

τ_p ——橡胶元件的许用切应力 (MPa)。

轮胎形橡胶元件的轴向宽度 $B = 0.25 D$

轮胎形橡胶元件的壁厚 $\delta = 0.05D$
 夹紧螺栓中心分布圆直径 $D_1 = 0.60$
 半联轴器凸缘外径 $D_2 = 0.75D$
 半联轴器上夹紧螺栓数

当 $D < 300$ mm 时 $z = 4$
 当 $D = 300$ mm 时 $z = 6$
 当 $D > 300$ mm 时 $z = 8$

UL 型 (凸型) 轮胎式联轴器和 LA 型 (凹型) 轮胎式联轴器的结构如图 40.1-136 和图

40.1-137 所示; UL 型轮胎式联轴器的主要技术参数和尺寸见 GB/T 5844—1986, LA 型轮胎式联轴器的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-65。

5.10 芯型弹性联轴器

芯型弹性联轴器是将有若干凸出部分的整体弹性元件放置在两个半联轴器的凸爪间而成。为了提高承载能力,在弹性体凸出部分中心装有钢棒或钢管为骨架,如图 40.1-138 所示。

表 40.1-65 LA 型 (凹型) 轮胎式联轴器的主要参数和尺寸 (推荐)

型号	公称转矩 T_n /N·m	许用转速 n_p /r·min ⁻¹	轴孔直径 d /mm		轴孔长度 L /mm	D /mm	D_1 /mm	L_0 /mm	S /mm	重量 /kg	许用补偿量				
			min	max							$(\Delta y)_p$ /mm		$(\Delta \alpha)_p$ /(')		
											安装	运转	安装	运转	
LA1	63	5 000	12	40	27	138	86	80	26	4.08	0.356	0.508	0.2	0.3	
LA2	80		12	42	31	150	94	88	27						4.99
LA3	125		12	50	33	172	113	95	28						6.8
LA4	200	4 500	16	65	46	192	125	127	35	10.9	0.508	0.787	0.2	0.3	
LA5	315	4 000	16	70	48	219	144	137	38	15.9					
LA6	450	3 600	24	80	54	242	152	149	41	20.9					
LA7	630	3 000	24	85	62	276	178	168	44	28.1	0.787	1.94	0.2	0.3	
LA8	1 000	2 800	24	95	66	310	210	187	54	44.5					
LA9	1 600	2 400	28	130	90	357	251	245	64	76.2					
LA10	2 500	2 200	38	150	104	393	251	285	76	89.8	1.067	1.575	0.2	0.3	
LA11	3 550	2 000	38	160	116	430	254	322	90	102					
LA12	5 600	1 856	38	170	116	471	267	337	102	120					
LA13	8 000	1 600	45	190	142	510	272	401	117	151	1.575	1.94	0.2	0.3	
LA14	12 500	1 500	48	200	152	576	284	432	127	211					
LA15	16 000	1 400	50	200	162	617	300	471	146	255					

芯型弹性联轴器的结构简单,不需润滑,具有一定的缓冲减振和补偿所联两轴相对偏移的能力。为了便于更换弹性元件,可采用双法兰结构型式。如图 40.1-139 所示。

芯型弹性联轴器的计算主要是弹性元件的强度,具体计算弹性元件的抗压强度和金属骨架的

抗弯强度。

根据 GB/T 10614—1989,芯型弹性联轴器有两种型式:LN 型 (基本型)、LNS 型 (双法兰型)。它们的结构如图 40.1-138 和图 40.1-139 所示,其主要技术参数和尺寸见 GB/T 10614—1989。

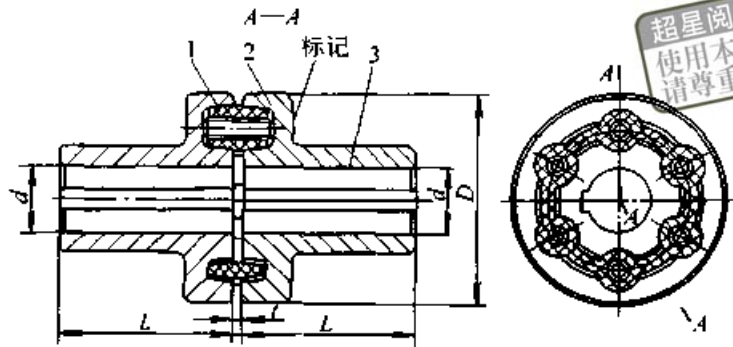


图 40.1-138 LN 型芯型弹性联轴器

1—芯型弹性体 2—半联轴器 3—Y 型轴孔

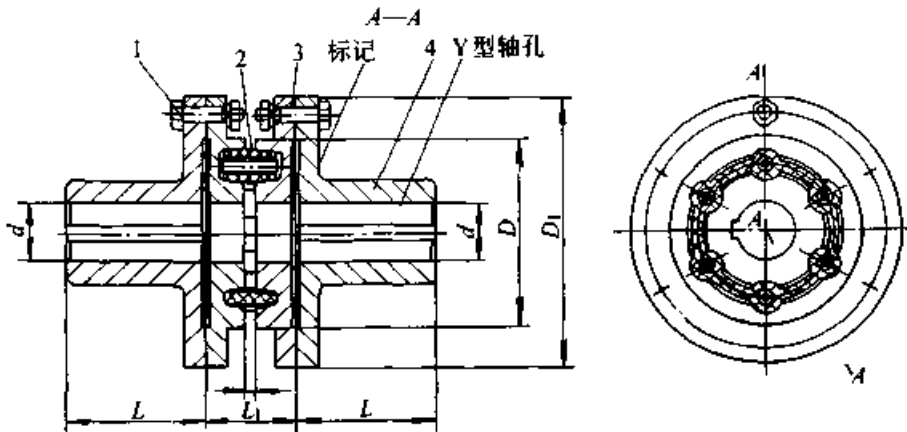


图 40.1-139 LNS 型双法兰芯型联轴器

1—螺栓联接件 2—芯型弹性件 3—中间盘 4—半联轴器

5.11 弹性环联轴器

(1) 弹性环联轴器的结构和性能

弹性环联轴器是将一对橡胶环硫化粘接在内、外金属环上，内、外金属环用螺栓分别与联轴器的主、从动法兰联接，从而实现转矩和运动的传递，如图 40.1-140 所示。为了防止过载时因内、外金属环相对扭转角过大而损坏橡胶环和金属环组合件，在两个橡胶金属环组件之间装有由内外限位环组成的限位装置。当扭转角达到许用最大值（一般是 25° ）时，内、外限位环的凸爪接触，转矩直接通过限位环来传递，从而避免橡胶金属环的损坏。不过此时联轴器就变为刚性联轴器了。

橡胶元件的形状和尺寸是按照等强度条件设计的，即橡胶环任何直径处的周向切应力都是相等的。另外，为了增大橡胶环与内、外金属环的硫化粘接面积，将粘接面制成圆锥面（半锥角 $\alpha = 12^\circ$ ），如图 40.1-141 所示。但是，金属环厚薄

不均又会在硫化粘接的冷却过程中，因收缩不均而使橡胶环在金属环较厚的一侧产生残余拉应力。为此，除了在该侧将橡胶环制成微量外凸外，并采用橡胶金属环成对安装，利用组装时的螺栓的轴向夹紧力，使橡胶环有残余拉应力的一侧产生预压缩变形，以抵消残余拉应力的不利影响。

弹性环联轴器具有良好的扭转弹性和阻尼特性，缓冲减振效果甚佳，并有较大的补偿所联两轴相对偏移的能力。适用于柴油机驱动的传动系统。

(2) 弹性环联轴器的计算

1) 橡胶金属环组件的强度计算 弹性环联轴器的承载能力主要决定于橡胶金属环组合件的强度。它的主要失效形式是橡胶环本体和橡胶与金属粘接处的剪切破坏。

前已述及，橡胶环轴向剖面的形状和尺寸是按等强度条件确定的。因此，橡胶环任意直径处的切应力及强度条件为

$$\tau = \frac{2T_c}{\pi d_i^2 b_{i,z}} \leq \tau_p \quad (40.1-141)$$

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

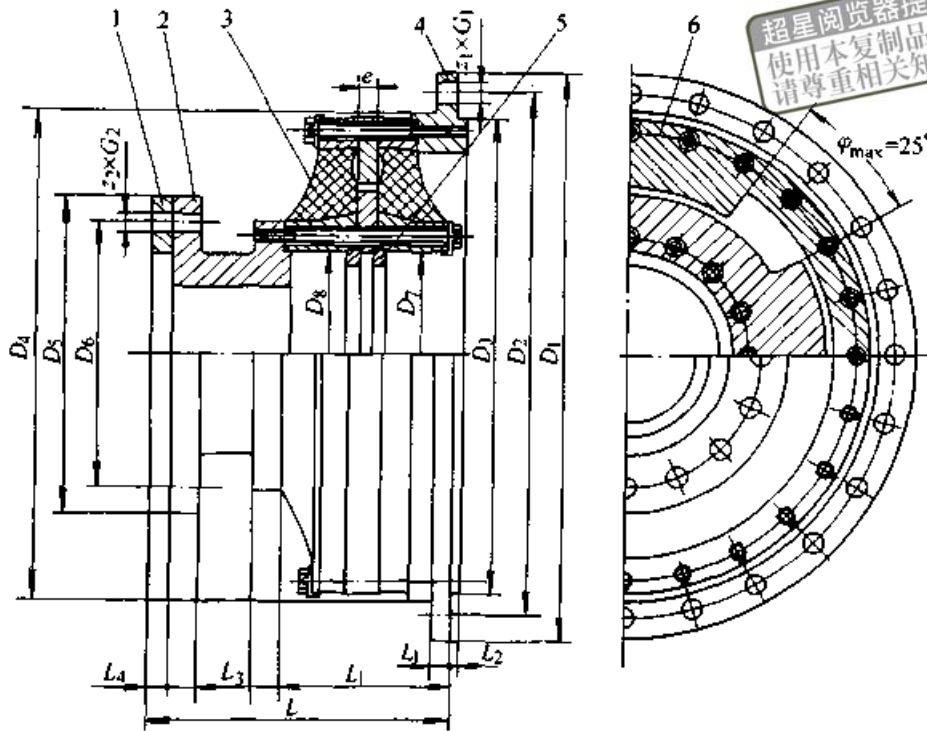


图 40.1-140 XL 型弹性环联轴器

- 1—调整圆环 2—输出联接盘（法兰） 3—橡胶金属环组合件
4—输入联接盘（法兰） 5—定位环 6—扭转角限制环

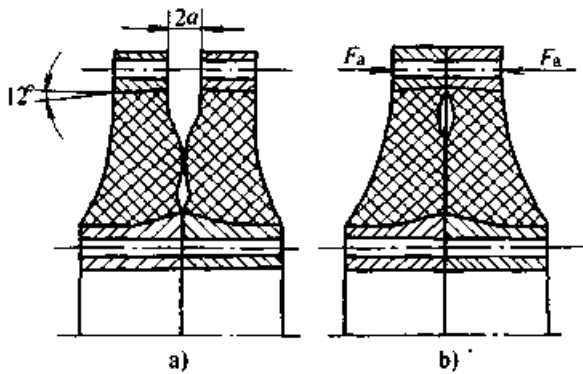


图 40.1-141 橡胶金属环组合件的两种状态
a) 自由状态 b) 安装状态

式中 τ ——橡胶环任意直径处的周向切应力 (MPa);
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 d_i ——橡胶环的任意直径 (mm);
 b_i ——橡胶环任意直径处的厚度 (mm);
 z ——橡胶金属环组合件数;
 τ_p ——橡胶环的许用切应力 (MPa), 一般取 $\tau_p = 0.3 \sim 0.4$ MPa。

橡胶环与金属环粘接处的切应力及强度条件为 (参看图 40.1-142)

$$\tau' = \frac{2T_c}{zA_2d_2} \leq \tau_p \quad (40.1-142)$$

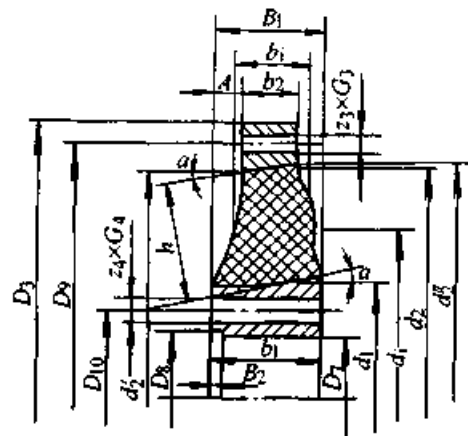


图 40.1-142 橡胶金属环组合件的结构尺寸

式中 τ' ——橡胶环与金属环粘接面的切应力 (MPa);
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 z ——橡胶金属环组合件数;
 d_2 ——橡胶环外缘平均直径 (mm);
 A_2 ——橡胶环外缘与外金属环粘接面积 (mm²), $A_2 = \frac{\pi b_2 (d_2' + d_2'')}{2 \cos \alpha}$
 d_2', d_2'' ——外金属环内锥面的小端直径和大端直径 (mm);
 b_2 ——橡胶环外缘的厚度 (mm);

α ——外金属环内锥面的半锥角 ($^\circ$), 一般取 $\alpha = 12^\circ$;

τ'_p ——橡胶与金属硫化粘接面的许用切应力 (MPa), $\tau'_p = 3 \text{ MPa}$ 。

由于正常的硫化粘接面许用切应力都大于橡胶环的许用切应力, 所以, 在硫化粘接品质有保证的条件下, 可不必验算硫化粘接面的剪切强度。

2) 弹性环联轴器的刚度计算 弹性环联轴器的静态扭转刚度按下式计算 (参看图 40.1-142)

$$c_s = \frac{T_s}{\varphi} = \frac{\pi d_1^2 z b_1 G}{2 \ln(d_2/d_1)} \quad (40.1-143)$$

式中 c_s ——弹性环联轴器的静态刚度 ($\text{N} \cdot \text{mm}/\text{rad}$);

T_c ——联轴器的计算转矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$);

φ ——在 T_c 作用下, 弹性环联轴器主、从动部分相对扭转角 (rad);

d_1 ——橡胶环内缘平均直径 (mm);

d_2 ——橡胶环外缘平均直径 (mm);

z ——橡胶环数;

G ——橡胶材料的切变模量 (MPa), 查表 40.1-57。

弹性环联轴器的动态扭转刚度按下式计算

$$c_d = 1.15 c_s \quad (40.1-144)$$

式中 c_d ——弹性环联轴器的动态扭转刚度 ($\text{N} \cdot \text{mm}/\text{rad}$);

c_s ——弹性环联轴器的静态扭转刚度 ($\text{N} \cdot \text{mm}/\text{rad}$)。

计及组装时橡胶环一侧的预压缩变形, 弹性环联轴器的轴向刚度可按下式计算 (参看图 40.1-142)

$$c_x = \frac{zAG}{h} (\cos^2 \alpha + i \sin^2 \alpha) \quad (40.1-145)$$

式中 c_x ——弹性环联轴器的轴向刚度 (N/mm);

z ——橡胶环数;

G ——橡胶的切变模量 (MPa), 查表 40.1-57;

A ——橡胶环平均直径处的轴向圆锥截面面积 (mm^2),

$$A = \frac{2\pi d_1^2 b_1}{d_1 + d_2}$$

b_1 ——橡胶环内缘的厚度 (mm);

d_1 ——橡胶环内缘的平均直径 (mm);

d_2 ——橡胶环外缘的平均直径 (mm);

h ——橡胶环内、外缘粘接面之间的垂直距离 (mm),

$$h = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right) \cos \alpha$$

α ——橡胶环与金属环粘接锥面的半锥角, $\alpha = 12^\circ$;

i ——与橡胶环几何形状有关的系数, 取 $i = 8$ 。

弹性环联轴器的径向刚度按下式计算!

$$c_y = \frac{2.5\pi Gz(b_1 + b_2)}{\ln(d_2/d_1)} \quad (40.1-146)$$

式中 c_y ——弹性环联轴器的径向刚度 (N/mm), 其他符号意义同式 (40.1-145)。

(3) 弹性环联轴器的选用计算

在一般情况下, 按下面条件式选择弹性环联轴器的型号 (规格)

$$T_c \leq T_p (\text{或 } T_n) \quad (40.1-147)$$

式中 T_c ——计算转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$), 按式 (40.1-2) 计算;

T_p 、 T_n ——联轴器的许用转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$) 和公称转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$), 查弹性环联轴器的技术参数表。

当弹性环联轴器承受瞬时冲击载荷时, 应按下列式验算联轴器瞬时过载能力

$$T_{\max} K_t \leq T_{\max p} \quad (40.1-148)$$

式中 T_{\max} ——最大瞬时转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$);

K_t ——温度系数, 查表 40.1-12;

$T_{\max p}$ ——弹性环联轴器的许用最大瞬时转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$), 查弹性环联轴器技术参数表。

当弹性环联轴器承受长期变动转矩 (振动转矩) 时, 还应按下式验算联轴器的抗振动承载能力

$$T_{kc} \leq T_{vsp} \quad (40.1-149)$$

式中 T_{kc} ——计算循环变转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$), 按式 (40.1-12) 计算;

T_{vsp} ——标准弹性环联轴器的表列许用振动转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)。它是当工作频率 $f \leq 5 \text{ Hz}$ 时的许用振动转矩值。当 $f > 5$

Hz 时,许用振动转矩 T_{vp} 按下式计算。

$$T_{vp} = \pm \sqrt{\frac{5}{f}} T_{vsp} \quad (40.1-150)$$

标准 XL 型弹性环联轴器的结构如图 40.1-140 所示,主要技术参数和尺寸列于表 40.1-66 和表 40.1-67。

5.12 径向弹性柱销联轴器

径向弹性柱销联轴器是将若干非金属弹性材料(通常为尼龙)制成的圆柱销径向插入主、从动半联轴器凸缘端面上的半圆柱形槽组成的圆柱

孔中,以实现传递转矩和运动,如图 40.1-143 所示。优点是弹性柱销可以从联轴器径向置入或取出,不需移动主、从动半联轴器;缺点是各柱销受力不均。这种联轴器具有一定的缓冲减振和补偿所联两轴相对偏移的能力。工作环境温度范围为 $-35 \sim +80^{\circ}\text{C}$ 。

根据 JB/T 7849—1995,径向弹性柱销联轴器有四种型式:LJ 型(基本型)、LJD 型(单法兰型)、LJZ 型(带制动轮型)、LJJ 型(接中间轴型)。图 40.1-143~图 40.1-146 所示为四种型式的结构,其主要技术参数和尺寸可查 JB/T 7849—1995。

表 40.1-66 XL 弹性环联轴器主要技术参数(摘自 GB/T 2496—1996)

型 号	公称转矩 T_n /N·m	许用最大 瞬时转矩 T_{maxp} /N·m	许用振动 转矩 T_{vp} /N·m	许用转速 n_p /r·min ⁻¹	静态扭转角		静态扭 转刚度 C_s /(N·m/rad)	许用补偿量		
					T_n 时 $\varphi/(^{\circ})$	T_{maxp} 时 $\varphi_{max}/(^{\circ})$		$(\Delta x)_p$ /mm	$(\Delta y)_p$ /mm	$(\Delta \alpha)_p$ /($^{\circ}$)
XL7	710	1 775	±178	4 000	10	25	4 068	0.7	1.2	3.2
XL11	1 120	2 800	±280	3 800			6 417	0.8	1.5	
XL18	1 800	4 500	±450	3 500			10 313	0.9	1.7	
XL28	2 800	7 000	±700	3 000			16 043	1.0	2.0	
XL40	4 000	10 000	±1 000	2 800			22 918	1.2	2.2	
XL56	5 600	14 000	±1 400	2 500			32 086	1.3	2.4	
XL80	8 000	20 000	±2 000	2 200			45 837	1.4	2.6	
XL110	11 200	28 000	±2 800	1 950			64 171	1.6	3.0	
XL140	14 000	35 000	±3 500	1 750			80 214	1.8	3.2	
XL180	18 000	45 000	±4 500	1 650			103 132	2.0	3.6	
XL250	25 000	62 500	±6 250	1 500			143 239	2.2	4.0	
XL315	31 500	78 750	±7 875	1 400			180 482	2.4	4.4	
XL400	40 000	100 000	±10 000	1 300			229 183	2.6	4.8	
XL560	56 000	140 000	±14 000	1 200			320 856	2.8	5.2	
XL710	71 000	177 500	±17 750	1 100			406 800	3.0	5.8	
XL1000	100 000	250 000	±25 000	1 000			572 958	3.5	6.2	

表 40.1-67 XL 型弹性环联轴器主要尺寸、转动惯量和重量 (摘自 GB/T 2496—1996)

型号	主要尺寸/mm													转动惯量			重量 /kg			
	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	G_1	z_1	G_2	z_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4	外部 J_2		内部 J_1	总体 J	
XL7	295	275	240	250	150	130		12	11		150					12	0.14	0.04	0.18	20
XL11	335	315	275	285	170	145	12		13		170	10			15	10	0.28	0.07	0.35	30
XL18	390	365	320	330	190	165		16		12	200	12			20		0.51	0.16	0.67	45
XL28	440	415	370	380	220	180					230		5			15	1.02	0.33	1.35	70
XL40	490	465	410	420	250	210	14		17		265				25		1.74	0.58	2.32	100
XL56	530	500	450	460	290	240		24		16	300				30		2.59	1.04	3.63	135
XL80	600	565	510	520	320	270				12	315					20	4.35	1.77	6.12	180
XL110	680	640	580	600	380	320	18	16	21		16	355	20				8.85	3.36	12.21	282
XL140	760	720	640	655	420	370		24		12	380				35		14.52	5.56	20.08	350
XL180	810	770	690	705	450	400	22	16	25		410	25				25	19.62	8.12	27.78	415
XL250	860	820	750	765	480	430		24		16	440				40		26.45	12.57	39.02	500
XL315	950	900	820	835	530	460		16		12	475				40		45.52	19.4	64.92	700
XL400	1 000	950	870	885	570	500	26		31		515	30			45		60.8	26.98	87.78	845
XL560	1 120	1 040	935	955	600	520					570		10		50	30	96.2	46.82	143.02	1 120
XL710	1 210	1 130	1 020	1 040	650	570		24	37	16	630				60		149.2	68.2	217.5	1 410
XL1000	1 340	1 270	1 170	1 190	700	620			49		680	40			70		254.46	103.5	357.96	2 120

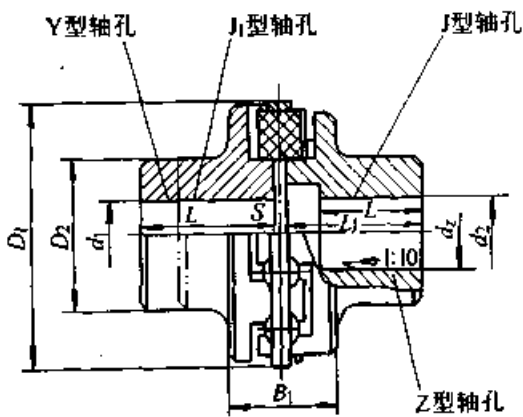


图 40.1-143 LJ 型径向弹性柱销联轴器

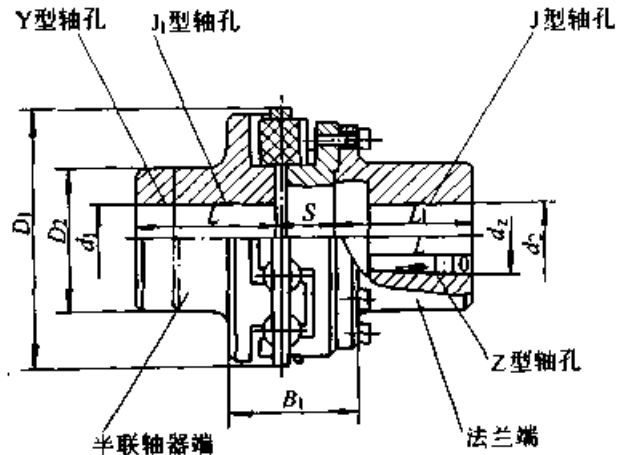


图 40.1-144 LJD 型带单法兰径向弹性柱销联轴器

5.13 弹性鼓形齿式联轴器

弹性鼓形齿式联轴器是一种以尼龙代替金属材料制造的内齿圈的鼓形齿式联轴器，如图 40.1-147 所示。弹性鼓形齿式联轴器在结构上又分 A 型（基本型）、B 型（内挡圈型）、C 型（外挡圈型）。

因尼龙可铸塑成型，有较好的弹性和耐磨性，

故内齿圈工艺较简单，质轻，不需润滑，并有一定的缓冲减振能力。这种联轴器适用于载荷较平稳的中低速传动轴系，工作环境温度范围为 $-20 \sim +80^{\circ}\text{C}$ 。

TGL 型弹性鼓形齿式联轴器的结构如图 40.1-147 所示，主要技术参数和尺寸见 GB/T 5514—1991。

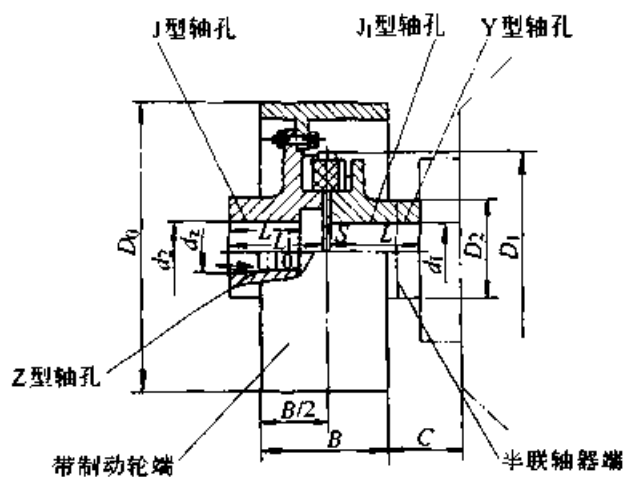


图 40.1-145 LJZ 型带制动轮径向弹性柱销联轴器

5.14 弹性活块联轴器

(1) 弹性活块联轴器的结构和性能

弹性活块联轴器是由两个带凸爪的半联轴器中间夹以若干个非金属（橡胶、聚氨脂或尼龙）弹性块而成，如图 40.1-148 所示。各弹性块互不相联，为防止弹性块在联轴器运转时甩出去，用薄套筒圈住。半联轴器凸爪工作面 and 弹性块工作面都是圆弧面，如图 40.1-148 所示。凸爪和弹性块的工作面亦可制成平面，如图 40.1-149 所示。为防止弹性块甩出去，除了用薄套筒圈住（图 40.1-148）外，亦可用图 40.1-149 中所示的螺纹销挡住。

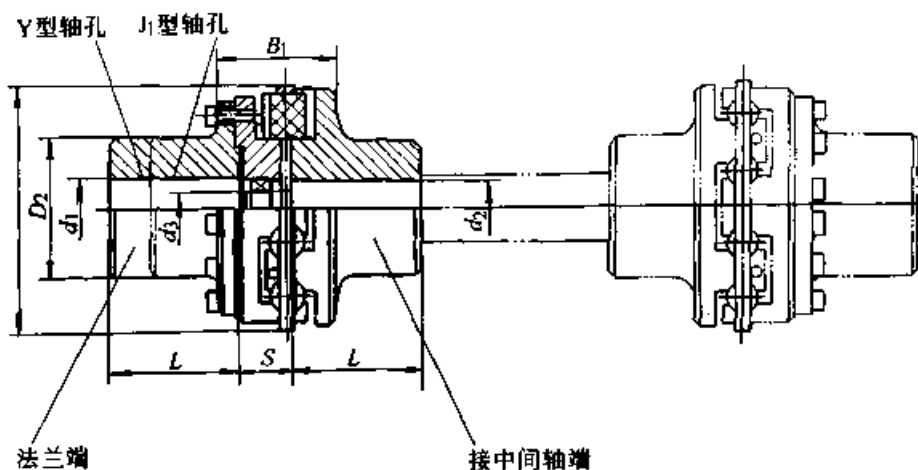


图 40.1-146 LJJ 型带中间轴径向弹性柱销联轴器

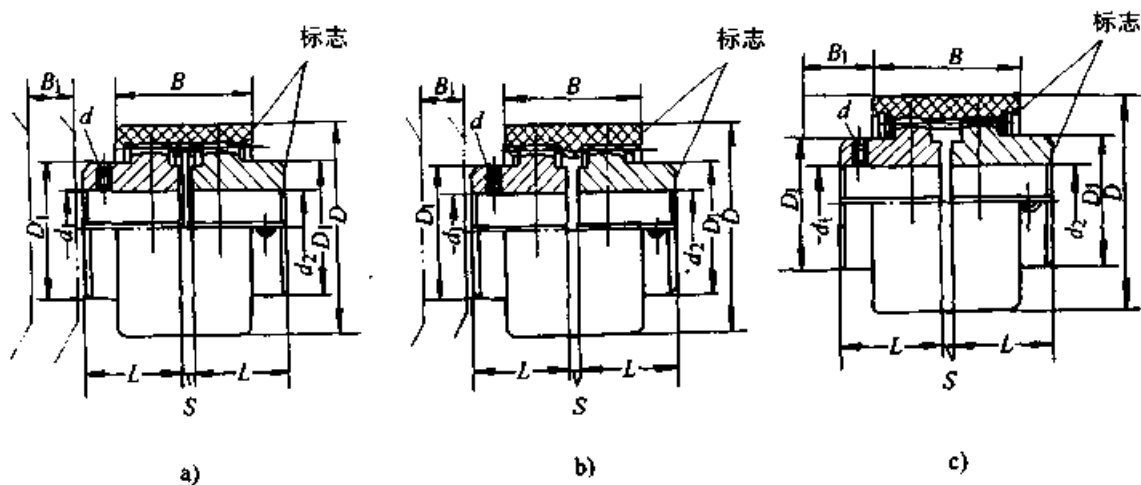


图 40.1-147 TGL 型弹性鼓形齿式联轴器

a) A 型 b) B 型 c) C 型

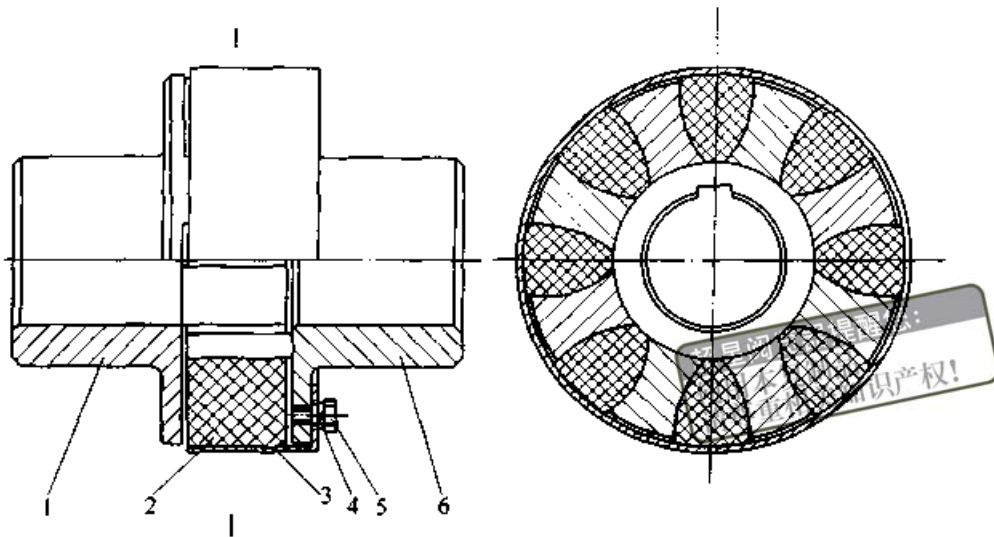


图 40.1-148 弧面弹性活块联轴器

1、6—半联轴器 2—弹性活块 3—罩 4—弹簧垫圈 5—螺栓

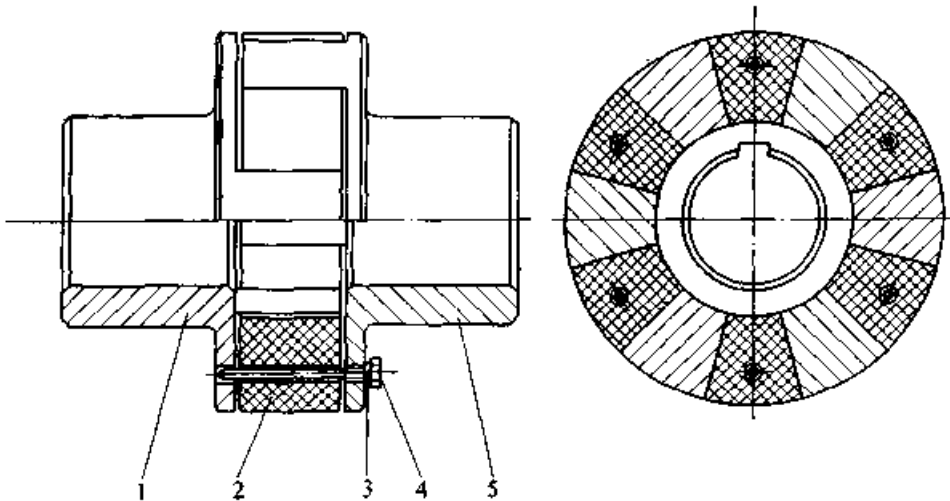


图 40.1-149 平面弹性活块联轴器

1、5—半联轴器 2—弹性活块 3—弹簧垫圈 4—螺纹销

弹性活块联轴器的优点是：①易损件弹性块是若干个形状尺寸相同的独立小块，没有联成一体，并且构形是“外大内小”的楔形，只需拧下螺纹销或轴向移动薄套筒，即可在不挪动半联轴器的情况下，由径向取出和装入弹性块（故称弹性活块），这对于不易挪动的大型机械设备尤为重要；②这种弹性活块的构形是厚度自中心到外缘逐渐增大，与传递转矩时两个半联轴器周向相对位移量由中心到外缘逐渐增大的情况相适应，因而具有更好的缓冲、减振效果；③弹性元件承压面积大，且弹性元件和半联轴器凸爪工作面的曲率半径大，载荷分布较均匀，因而承载能力高；④工作面为圆弧面的凸爪和工作面为平面的凸爪机械加工方便，可获得较高的精度；⑤弹性

活块工作面在轴向亦为弧面，因而具有更好的补偿所联两轴相对偏移的能力。这种联轴器是可以取代梅花形弹性块联轴器的一种新型联轴器。图 40.1-150 所示为带制动轮的弹性活块联轴器。

(2) 弹性活块联轴器的强度计算

弹性活块联轴器的承载能力取决于弹性活块的抗挤压强度，弹性活块的挤压应力及挤压强度条件式为

$$\sigma_p = \frac{4T_c}{zb(d_2^2 - d_1^2)} \leq \sigma_{pp} \quad (40.1-151)$$

式中 σ_p ——弹性活块的挤压应力 (MPa)；
 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；
 z ——弹性活块数；
 d_1 ——弹性活块小端所在圆直径 (mm)；

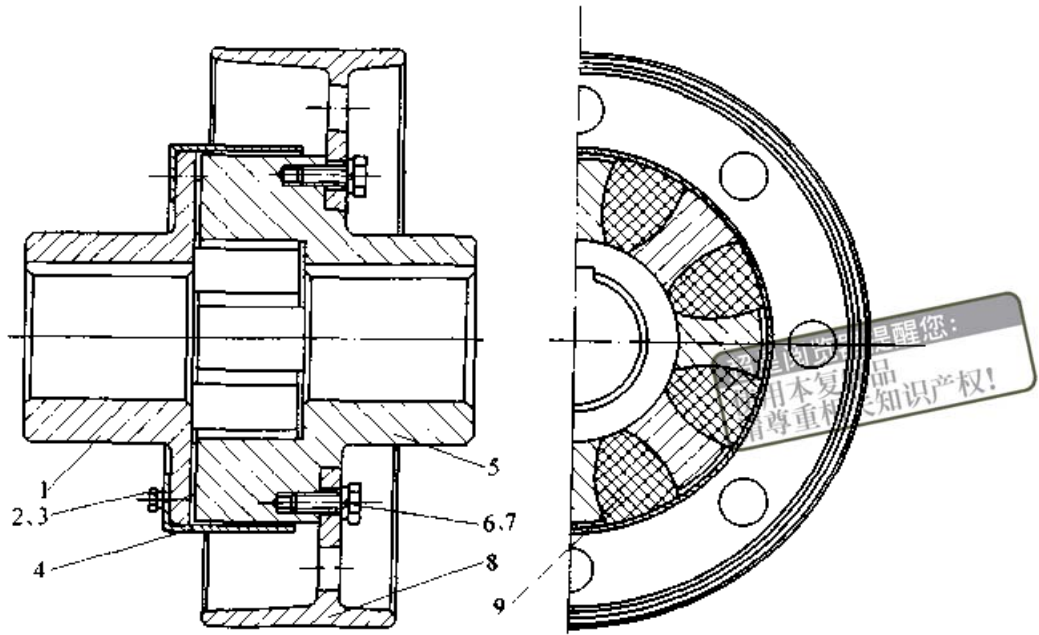


图 40.1-150 带制动轮弹性活块联轴器

1、5—半联轴器 2—螺栓 3—弹簧垫圈 4—罩
5—螺栓 7—弹簧垫圈 8—制动轮 9—弹性活块

d_2 ——弹性活块大端所在圆直径 (mm);
 b ——弹性活块的轴向宽度 (mm);
 σ_{pp} ——弹性活块的许用挤压应力(MPa)。
 对于橡胶, 取 $\sigma_{pp} = 1.8 \sim 2$ MPa;
 对于聚酯型聚氨酯, σ_{pp} 从表 40.1-70 选取;
 对于铸型尼龙, 取 $\sigma_{pp} = 8 \sim 11$ MPa。
 生产厂: 宁波传隆传动机械公司。

5.15 FL 型凸爪式弹性块联轴器

FL 型凸爪式弹性块联轴器与梅花形弹性块联轴器相似, 结构简单, 有一定的补偿所联两轴相对偏移的能力。适用温度为 $-40 \sim +100^\circ\text{C}$, 最高瞬时温度可达 120°C ; 能平衡轴的轴向、径向和角度的相对位移。其结构如图 40.1-151 所示, 主要技术参数和尺寸见表 40.1-68。

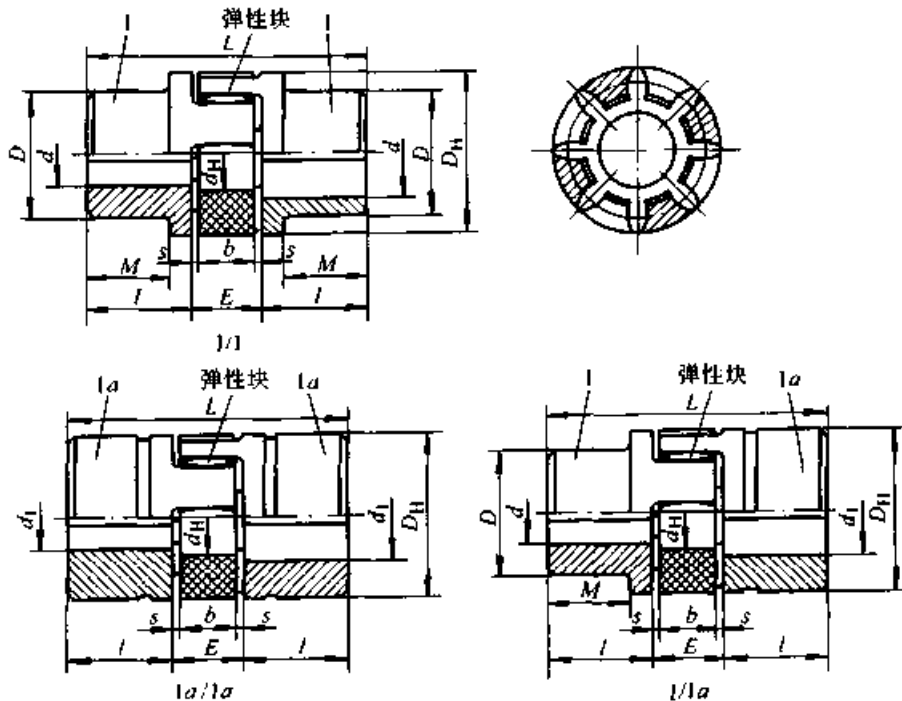


图 40.1-151 FL 型凸爪式弹性块联轴器

表 40.1-68 FL 型凸爪式弹性块联轴器主要技术参数和尺寸

型号	类别	预留孔		型式		尺寸/mm										最小重量/kg	许用转速 n_p (r/min)	额定功率 /kW ($n=1500$ r/min)	额定转矩 T_p /N·m	许用最大 转矩瞬时 T_{max} /N·m	许用 扭角 φ_p (°)		
		1		1a		d	min	max	l	E	S	b	L	M	D_R							D	d_H
		min	max	min	max																		
FL9	1a/1a			4	9	10	10	1.0	8	30	20	6	0.017	28 000	0.28	1.8	3.5	6.4					
FL14	1a/1a			4	16	11	13	1.5	10	35	30	10	0.048	19 000	0.62	4.0	8.0	6.4					
钢 或 球 墨 铸 铁																							
FL19/24	1a/1a			6	24	25	16	2.0	12	66	40	18	0.328	14 000	0.77	4.9	9.7	3.2					
FL24/28	1a/1a			8	28	30	18	2.0	14	78	55	27	0.660	10 600	2.67	17	34	3.2					
FL28/38	1a/1a			10	38	35	20	2.5	15	90	65	30	1.160	8 500	7.22	46	92	3.2					
FL38/45	1a/1a	11	12	38	45	45	24	3	18	114	37	80	2.27	7 100	14.6	93	18.5	3.2					
FL42/55	1/1a	13	14	42	55	50	26	3	20	126	40	95	3.57	6 000	20.4	130	260	3.2					
FL48/60	1/1a	14	15	48	60	56	28	3.5	21	140	45	105	4.80	5 600	23.6	150	300	3.2					
FL55/70	1/1a	18	20	55	70	65	30	4	22	160	52	120	7.37	4 750	28.3	180	360	3.2					
FL65/75	1/1a	20	22	65	75	75	35	4.5	26	185	61	135	10.89	4 250	32.2	205	410	3.2					
FL75/90	1/1a	28	30	75	90	85	40	5	30	210	69	160	17.73	3 550	74.6	475	950	3.2					
FL90/100	1/1a	38	40	90	100	100	45	5.5	34	245	81	200	29.6	2 800	184	1 175	2 350	3.2					
FL38	1/1	11	12	38		45	24	3.0	18	114	37	80	2.080	7 100	14.6	93	185	3.2					
FL42	1/1	13	14	42		50	26	3.0	20	126	40	95	3.210	6 000	20.4	130	260	3.2					
FL48	1/1	14	15	48		56	28	3.5	21	140	45	105	4.410	5 600	23.6	150	300	3.2					
FL55	1/1	18	20	55		65	30	4.0	22	160	52	120	6.640	4 750	28.3	180	360	3.2					

注：1. 内孔尺寸 d 、 d_1 可根据客户要求制作。

2. 型号 FL65~FL90 的数据见生产厂产品样本。

3. 生产厂：杭州减速机厂。



6 软起动安全联轴器

许多机器，如球磨机、搅拌机、输送机、轧钢厂辊道机、大型鼓风机和空气压缩机、离心水泵、油田采油机、矿粉烧结机以及各种车船都是带载起动的。通常，为克服工作机的负载和传动系统的惯性阻力而顺利起动，必须匹配比稳定运转所需功率大得多的电动机（或其他动力机）以提供起动所需的功率；但起动完毕进入稳定运转阶段后，所配电动机的额定功率又远大于运行所需功率，造成“大马拉小车”（即电动机欠载运转）的不合理状况。这种状况不仅降低了电动机效率，而且降低了电网的功率因数，增大了电能的无功损耗，致使能源浪费。而采用软起动安全联轴器可以较好地解决这种不合理状况，即带载起动的机器可按照运行功率选择电动机（或其他动力机），不必按照起动功率选择电动机容量。此外，软起动安全联轴器可以使得工作机达到平稳起动、转速逐步上升的效果，避免或减少起动时的冲击和振动。软起动安全联轴器还具有过载安全保护的功能。

软起动安全联轴器能够传递的转矩与转速平方成正比，传递的功率与转速的立方成正比，因而适用于中、高速传动，不宜用于低速传动和大范围变速传动。这种联轴器在机器的起动、制动过程中，主、从动两部分有短时（一般不超过数秒）的转速差，在两部分达到同步运转前伴有轻微的摩擦发热现象，因此，不宜用于频繁起动和起动过程过长的场所。

6.1 钢球离心式软起动安全联轴器

(1) 钢球离心式软起动安全联轴器的结构
钢球离心式软起动安全联轴器（原名钢球式节能安全联轴器）如图 40.1-153 所示，在圆筒形壳体 7 内，有一个带若干叶片的叶轮 8 将壳体 7 内的空间分成若干空腔，在各个空腔内填充适量的钢球。壳体用一对滚动轴承 11 支承在叶轮 8 上。叶轮与壳体内壁不接触，有约 0.5 mm 的间隙。壳体通过若干套有鼓形弹性套的柱销 15 与半联轴器 17 相联接。叶轮为主动端，其轴孔与动力机轴相联；半联轴器为从动端，与工作机或减速器相联接。

根据 JB/T 5987—1992，钢球离心式软起动安全联轴器有三种型式：AQ 型（基本型）、AQZ 型（带制动轮型）、AQD 型（V 带轮型），其结构型式如图 40.1-153~图 40.1-155 所示，它们的主要技术参数和尺寸列于表 40.1-69~表 40.1-71。

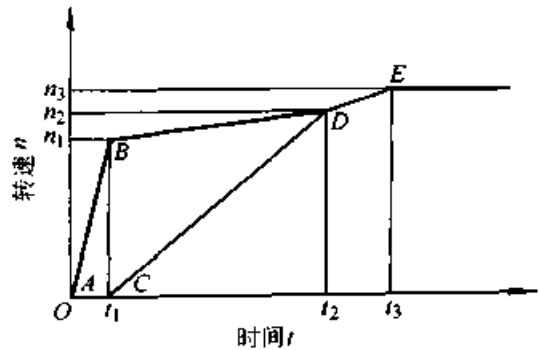


图 40.1-152 钢球离心式软起动安全联轴器的起动过程

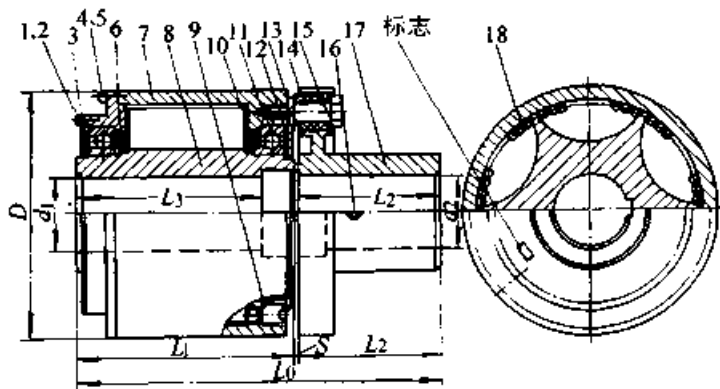


图 40.1-153 AQ 型（基本型）钢球离心式软起动安全联轴器

- 1、2—螺栓 3、12—轴承盖 4、5、13—弹簧垫圈 6—端盖 7—壳体 8—转子
9—沉头螺塞 10—挡油环 11—滚动轴承 14—鼓形弹性套
15—柱销 16—紧固螺钉 17—从动半联轴器 18—钢球

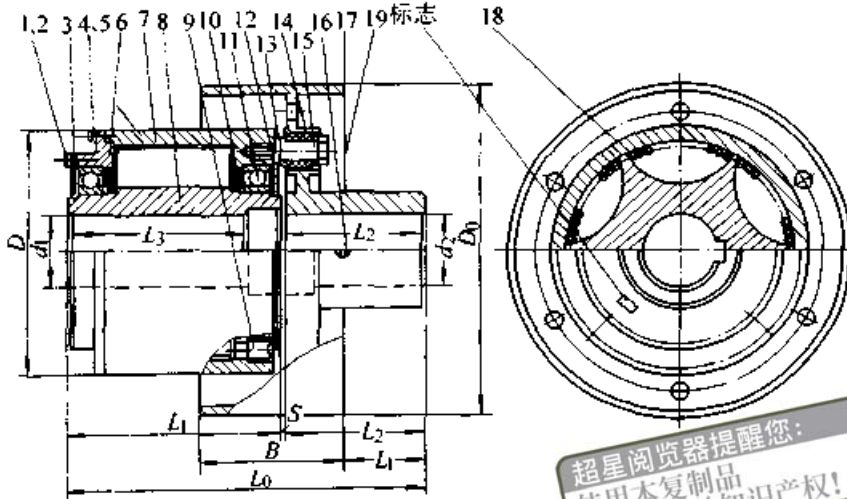


图 40.1-154 AQZ 型带制动轮钢球离心式软起动安全联轴器

- 1、2—螺栓 3、12—轴承盖 4、5、13—弹簧垫圈 6—端盖 7—壳体 8—转子
 9—沉头螺塞 10—挡油环 11—滚动轴承 14—鼓形弹性套 15—柱销
 16—紧定螺钉 17—从动半联轴器 18—钢球 19—制动轮

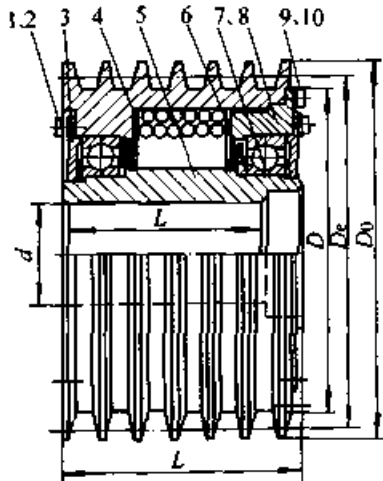


图 40.1-155 AQD 型 (V 带轮型) 钢球离心式软起动安全联轴器

- 1、9—螺栓 2、10—弹簧垫圈 3—轴承盖
 4—V 带轮式壳体 5—转子 6—挡油环
 7—滚动轴承 8—端盖

除此之外，在实际应用中，钢球离心式软起动安全联轴器又发展了多种型式，例如将壳体与从动半联轴器的联接以弹性活块、金属膜片或蛇形弹簧取代 AQ 型和 AQZ 型中的弹性套柱销。其结构和主要技术参数、尺寸系列见生产厂的产品样本。

(2) 钢球离心式软起动安全联轴器的工作原理和性能

钢球离心式软起动安全联轴器的起动过程如图 40.1-152 所示。当电动机起动带动叶轮旋转时，最初叶轮推动钢球沿壳体内圆柱表面滑动，

叶轮的转速从零上升到 n_1 ，经过时间为 t_1 ，如图中线段 AB 所示。此阶段作用于电动机轴上的阻力矩仅为钢球与壳体内圆柱面的滑动摩擦所形成的力矩，这个摩擦力矩开始时是很小的，因此电动机近似于空载起动。随着电动机转速升高，钢球在叶轮推动下沿壳体内圆柱面作圆周运动的速度也相应升高，钢球在惯性离心力作用下贴紧壳体内壁，钢球与壳体摩擦力矩逐渐增大，开始带动壳体（连同从动半联轴器、工作机及其负载）转动并逐步增速，如图中线段 CD 所示。在此同时，叶轮（连同钢球）的转速沿图中线段 BD 上升。在此阶段内，叶轮和壳体有转速差。当叶轮和壳体的转速都上升到 n_2 ，即图中的点 D 时，叶轮和壳体的转速差消失，进入同步运转状态，然后继续升速至工作转速（电动机-负载转速） n_3 ，即图中的点 E。从电动机开始起动到联轴器主、从动端同步运转，一般不超过数秒；带特大载荷起动的机器（例如球磨机、沥青砂石炒拌机、油田采油机）采用钢球离心式软起动安全联轴器，其起动时间也不超过 5~10 s。又由于钢球离心式软起动安全联轴器的壳体（连同从动半联轴器、工作机及负载）是平稳的近似于等加速起动，避免了传统联轴器联接起动时转速突增的“硬起动”，实现工作机的软起动，因而可以改善机器的起动特性。

采用软起动安全联轴器可以解决负载（尤其是重载）机器的顺利起动问题、和适当降低所匹

超星阅读器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！

表 40.1-69 AQ 型钢球离心式软起动安全联轴器主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 5987—1992)

型 号	各种转速下所能传递的功率 P/kW					主 要 尺 寸/mm								许用补偿量	
	600 r/min	750 r/min	1 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min	D	L ₀	L ₁	L ₂	d ₁ 最大	d ₂ 最大	S	(Δy) _p /mm	(Δα) _p /(°)	
AQ-01				0.6	4.8	100	148	100	62	30	30	3~4	0.2	1.5	
AQ-02				1	8.2	110	174	110	62	40	40	3~4			
AQ-03		0.31	0.75	2.52	20	130	228	140	84	45	45	3~4			
AQ-04	0.3	0.57	1.3	4.5	37	150	238	150	84	55	55	3~4			
AQ-05	0.77	1.5	3.6	12	96	180	262	150	107	65	65	4~5			
AQ-06	1.3	2.53	6	20	162	200	262	150	107	70	70	4~5			
AQ-07	2	3.9	9.2	31	294	220	277	165	107	75	75	4~5	0.3	1	
AQ-08	3.9	7.6	18	61	489	250	317	180	132	80	85	4~5			
AQ-09	8.2	16	38	128	1 028	280	342	210	132	90	95	4~5			
AQ-10	10.4	20	48	162.5	1 300	300	403	230	167	100	110	5~6			
AQ-11	23	46	110	360	2 950*	350	423	250	167	110	120	5~6	0.4		
AQ-12	54	106	250	850	6 800*	400	508	300	202	130	140	5~6			
AQ-13	74.3	145	344	1 162	9 294*	450	548	340	202	130	150	5~6			
AQ-14	126	247	585	1 975	15 800*	500	600	350	242	170	180	6~8	0.6	0.5	
AQ-15	296	580	1 372	4 632*		550	700	450	242	180	180	6~8			
AQ-16	355	694	1 645	5 550*		600	740	450	282	190	200	6~8			
AQ-17	630	1 230	2 916			650	792	500	282	220	240	8~10			

注：1. 传递功率带 * 号的联轴器材料为锻钢。

2. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

表 40.1-70 AQZ 型带制动轮钢球离心式软起动安全联轴器主要技术参数和尺寸

(摘自 JB/T 5987—1992)

型 号	各种转速下所能传递的功率 P/kW					主 要 尺 寸/mm										许用补偿量	
	600 r/min	750 r/min	1 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min	D	L ₀	L ₁	L ₂	d ₁ 最大	d ₂ 最大	D ₀	B	L ₃	S	(Δy) _p /mm	(Δα) _p /(°)
AQZ-01				0.6	4.8	100	148	100	62	30	30	160	70	30	3~4	0.2	1.5
AQZ-02				1	8.2	110	174	110	62	40	40	160	70	30	3~4		
AQZ-03		0.31	0.75	2.5	20	130	228	140	84	45	45	160	70	47	3~4		
AQZ-04	0.3	0.57	1.3	4.5	37	150	238	150	84	55	55	200	85	47	3~4		
AQZ-05	0.77	1.5	3.6	12	96	180	262	150	107	65	65	250	105	47	4~5		
AQZ-06	1.3	2.53	6	20	162	200	262	150	107	70	70	250	105	47	4~5		

续表 40.1-70

型 号	各种转速下所能传递的功率 P/kW					主 要 尺 寸/mm										许用补偿量	
	600 r/min	750 r/min	1 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min	D	L ₀	L ₁	L ₂	d ₁ 最大	d ₂ 最大	D ₀	B	L ₃	S	(Δy) _p /mm	(Δa) _p /(°)
AQZ-07	2	3.9	9.2	31	249	220	277	165	107	75	75	250	105	57	4~5	0.3	1
AQZ-08	3.9	7.6	18	61	489	250	317	180	132	80	85	315	135	72	4~5		
AQZ-09	8.2	16	38	128	1 028*	280	342	210	132	90	95	400	170	72	4~5		
AQZ-10	10.4	20	48	162.5	1 300*	300	403	230	167	100	110	400	170	97	5~6		
AQZ-11	23	46	110	360	2 950*	350	423	250	167	110	120	400	170	97	5~6	0.4	1
AQZ-12	54	106	250	850	6 800*	400	508	300	202	130	140	500	210	102	5~6		
AQZ-13	74.3	145	344	1 162	9 294*	450	548	340	202	130	150	500	210	102	5~6		
AQZ-14	126	247	585	1 975*	15 800*	500	600	350	242	170	180	630	265	122	6~8	0.6	0.5
AQZ-15	296	580	1 372	4 632*		550	700	450	242	180	180	630	265	122	6~8		
AQZ-16	355	694	1 645	5 550*		600	740	450	282	190	200	800	340	182	6~8		
AQZ-17	630	1 230*	2 916*			650	792	500	282	220	240	800	340	182	8~10		

注：1. 传递功率带 * 号的联轴器材料为锻钢。
2. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

表 40.1-71 AQD 型 (V 带轮型) 钢球离心式软起动安全联轴器主要技术参数和尺寸
(摘自 JB/T 5987—1992)

型 号	各种转速下所能传递的功率 P/kW					主 要 尺 寸/mm				
	600 r/min	750 r/min	1 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min	D	L	d 最大	D ₀ 最大	D _c
AQD-01				0.6	4.8	100	100	30	125	118
AQD-02				1	8.2	110	110	40	130	125
AQD-03		0.31	0.75	2.52	20	130	140	45	150	140
AQD-04	0.3	0.57	1.3	4.5	37	150	150	55	190	180
AQD-05	0.77	1.5	3.6	12	96	180	150	65	212	200
AQD-06	1.3	2.53	6	20	162	200	150	70	243	236
AQD-07	2	3.9	9.2	31	249	220	165	75	262	250
AQD-08	3.9	7.6	18	61	489	250	180	80	292	280
AQD-09	8.2	16	38	128	1 028	280	210	90	332	315
AQD-10	10.4	20	48	162.5	1 300	300	230	100	372	355
AQD-11	23	46	110	360	2 950*	350	250	110	417	400
AQD-12	54	106	250	850	6 800*	400	300	130	467	450

续表 40.1-71

型 号	各种转速下所能传递的功率 P/kW					主 要 尺 寸/mm				
	600 r/min	750 r/min	1 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min	D	L	d 最大	D ₀ 最大	D ₁
AQD-13	74.3	145	344	1 162	9 294*	450	340	140	520	500
AQD-14	126	247	585	1 975	15 800*	500	350	170	580	560
AQD-15	296	580	1 372	4 632*		550	450	180	620	600
AQD-16	355	694	1 645	5 550*		600	450	190	690	670
AQD-17	630	1 230*	2 916*			650	500	220	730	710

注：1. 传递功率带 * 号的联轴器材料为锻钢。

2. 生产厂：宁波伟隆传动机械有限公司。

配电动机的容量，这样既能避免电动机长期欠载运转，提高电动机效率和电网功率因数，减少无功损耗；又可简化电动机起动设备，降低设备费用。

钢球离心式软起动安全联轴器可以通过改变钢球填充量来调节所传递转矩的极限值。当工作机过载或卡死时，这种联轴器可自动打滑，切断转矩和运动的传递；同时附设的监控器就会发出声光报警信号，并自动切断电动机的电源。因此，既能保护电动机和传动系统其他零部件的安全，又可防止联轴器本身的损坏。

钢球离心式软起动安全联轴器的主要性能特点概括有：

1) 起动性能好，可将电动机的重载起动转变为近似的空载起动，实现工作机的软起动；并大大降低电动机的起动电流，避免冲击电网。

2) 节省能源和设备费用。

3) 传递的转矩可调节，容易实现过载安全保护。

4) 除起动、制动阶段外，联轴器主、从动两部分无转速差，无摩擦损耗，传动效率 99% 以上（实测）。

5) 有专门设计的弹性元件，具有一定的补偿所联两轴相对偏移的能力和缓冲、减振效果。

(3) 钢球离心式软起动安全联轴器主要技术参数的计算

1) 钢球填充量计算 对于某型号钢球离心式软起动安全联轴器，若已知其工作转速和所需传递的转矩，可按式计算钢球的填充量

$$m = \pi(R^2 - r^2)B\rho \quad (40.1-152)$$

式中 m ——钢球填充量 (kg)；

B ——叶片的宽度 (m)；

ρ ——每立方米钢球的质量 (kg/m^3)，与钢球直径有关，对于 $\phi 4 \sim \phi 6$ 钢球，取 $\rho = 4.7 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

R ——壳体内半径 (m)；

r ——钢球按环状分布时的内环半径 (m)，

$$r \approx \sqrt[3]{R^3 - \frac{K_1 T_c}{B\rho n^2 \mu R}}$$

T_c ——联轴器的计算转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$)，按式 (40.1-2) 计算；

n ——联轴器的工作转速 (r/min)；

μ ——钢球与壳体的摩擦系数，与钢球和壳体内表面的状态有关，用专门试验机测定；

K_1 ——计算系数，其数值与叶轮形状和尺寸有关，由专利所有权单位提供。

2) 转矩计算 对于某型号钢球离心式软起动安全联轴器，若已知钢球填充量和工作转速，则该联轴器能传递的极限转矩按下式计算

$$T_{\text{lim}} = mn^2 \mu \left[\frac{(R^3 - r^3)R}{K_2(R^2 - r^2)} + \frac{(R^3 - r^3)^3}{K_3 BR(R^2 - r^2)^2} \right] \quad (40.1-153)$$

式中 T_{lim} ——联轴器能传递的极限转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$)；

m ——钢球填充量 (kg)；

n ——联轴器的工作转速 (r/min)；

μ ——钢球与壳体的摩擦系数；

B ——叶片的宽度 (m)；

R ——壳体内半径 (m);
 r ——钢球按环状分布时的内环半径(m),

$$r = \sqrt{R^2 - \frac{m}{\pi B \rho}}$$

ρ ——每立方米钢球的质量 (kg/m^3),
 与钢球的直径有关, 对于 $\phi 4 \sim \phi 6$
 钢球, 取 $\rho = 4.7 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$;

K_2, K_3 ——计算系数, 与叶轮形状和尺寸有
 关, 由专利所有权单位提供。

(4) 钢球离心式软起动安全联轴器的型号选择

钢球离心式软起动安全联轴器所传递的转矩是由联轴器的尺寸、驱动功率、工作转速和钢球填充量所决定的, 因此, 它的型号选择与其他联轴器有所不同。应根据计算功率、转速 (若与交流电动机直联, 可按相配电动机的同步转速)、所联两轴的型式和尺寸来选择型号。若要求过载保护, 则须按过载极限功率和转速来选择型号, 然后按设定的过载极限转矩和工作转速 (此时不能近似地用电动机同步转速) 来计算钢球填充量, 以保证使用效果良好。

钢球离心式软起动安全联轴器的计算功率可按下式计算

$$P_c = \frac{T_c n}{9550} \quad (40.1-154)$$

式中 P_c ——联轴器的计算功率 (kW);
 T_c ——联轴器的计算转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$), 按式
 (40.1-2) 计算;
 n ——联轴器的工作转速 (r/min)。

钢球离心式软起动安全联轴器的过载极限功率按下式计算

$$P_{\text{lim}} = \frac{T_{\text{lim}} n}{9550} \quad (40.1-155)$$

式中 P_{lim} ——过载极限功率 (kW);
 T_{lim} ——设定的过载极限转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$);
 n ——联轴器工作转速 (r/min)。

6.2 钢砂离心式软起动安全联轴器

钢砂离心式软起动安全联轴器的工作原理和性能与钢球离心式软起动安全联轴器相似, 不同的是, 前者的壳体与主动轴相联, 转子与从动轴相联, 并以钢砂取代钢球。型号选择亦与钢球离心式软起动安全联轴器相同。

根据 JB/T 5986—1992, 钢砂离心式软起动

安全联轴器分 AS 型 (基本型) 和 ASD 型 (带 V 带轮型) 两种型式, 它们的结构分别如图 40.1-156 和图 40.1-157 所示, 主要技术参数和尺寸见 JB/T 5986—1992。

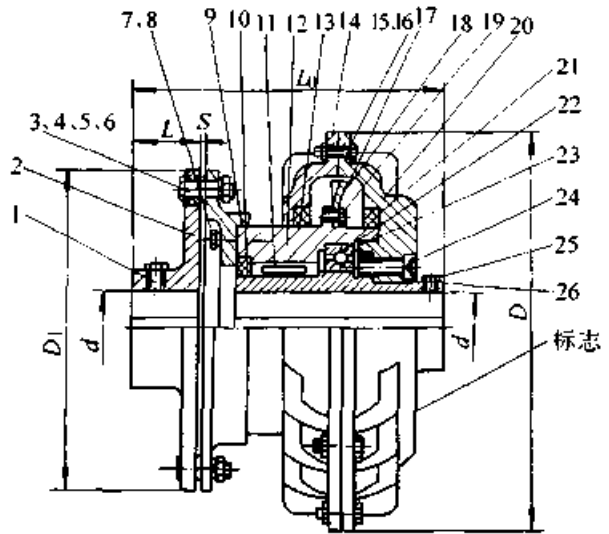


图 40.1-156 AS 型钢砂离心式软起动安全联轴器

- 1、25—紧定螺钉 2—从动半联轴器
- 3—鼓形弹性套 4—柱销 5、8—弹簧垫圈
- 6、16—螺母 7、15、19—螺栓 9—法兰
- 10、13、21—密封圈 11—滚针轴承 12—转子
- 14、20—壳体 17—钢砂 18—叶轮
- 22—深沟球轴承 23—挡圈
- 24—内六角螺栓 26—主动轴套

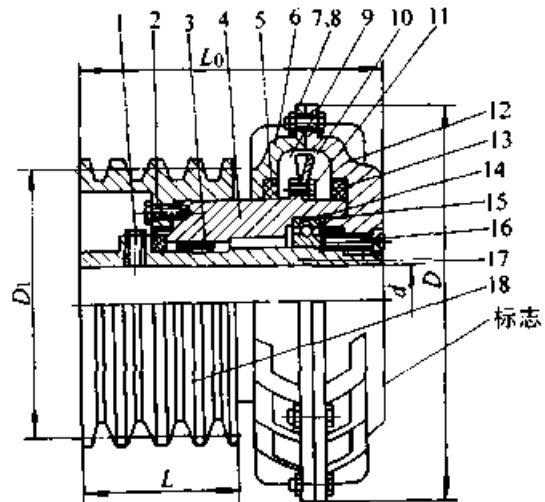


图 40.1-157 ASD 型带 V 带轮钢砂离心式软起动安全联轴器

- 1—紧定螺钉 2、5、13—密封圈 3—滚针轴承
- 4—转子 6、12—壳体 7、11—螺栓 8—螺母
- 9—钢砂 10—叶轮 14—深沟球轴承
- 15—挡圈 16—内六角螺栓
- 17—主动轴套 18—V 带轮

7 安全联轴器

为了防止意外过载造成动力机和传动轴系零部件破坏,许多机械设备要求限制传动轴系的转矩,为此,可选用安全联轴器。当轴系转矩超过预设的限定值时,安全联轴器中的联接件被剪断、分离或打滑使传动中断或使传递的转矩保持在限定值内。

安全联轴器的型式很多,主要有剪销式、摩擦限矩式、弹簧限矩式和液压限矩式等,其中一些已标准化、系列化。

7.1 剪销式安全联轴器

(1) 剪销式安全联轴器的结构和特点

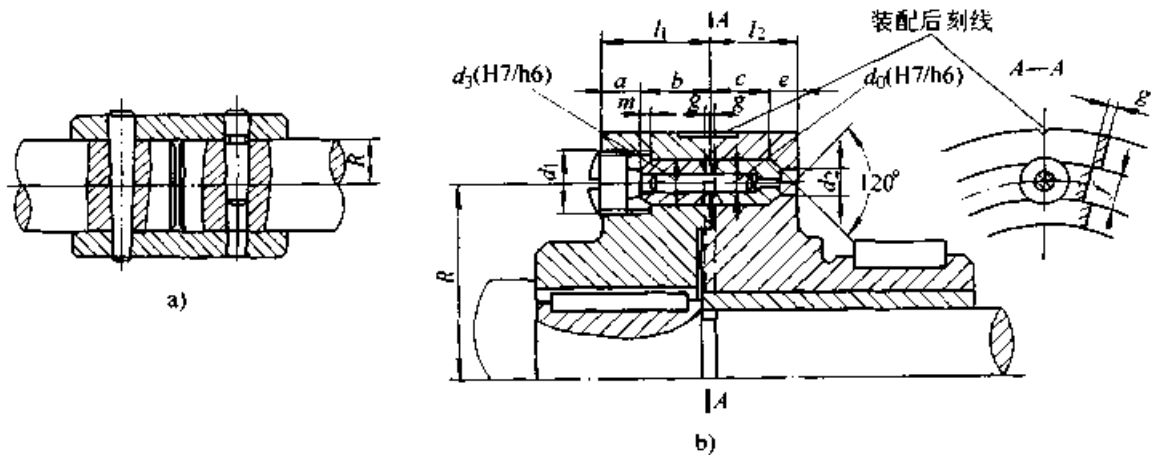


图 40.1-158 剪销式安全联轴器

a) 径向式 b) 轴向式

剪销式安全联轴器的剪销越少,剪断动作精度越高,故一般采用 1~2 个剪销,最好是带槽剪销。

剪销式安全联轴器无缓冲减振和补偿两轴相对偏移的能力,但结构简单,成本低,适用于中小功率传动。

(2) 剪销式安全联轴器的计算

剪销直径按下式计算

$$d_0 = \sqrt{\frac{4T_{lim}}{\pi R z \tau_b}} \quad (40.1-156)$$

式中 d_0 ——剪销直径(或销槽处直径)(mm);
 R ——剪销剪切面(或剪销中心线)至联轴器轴线的距离(mm);
 z ——剪销数;
 T_{lim} ——联轴器的极限转矩(N·mm);

剪销式安全联轴器如图 40.1-158 所示。图 40.1-158a 所示为径向剪销式安全联轴器,它利用一个套筒和两个径向安置的销钉将两轴相联,其中一个销钉是带槽的。当联轴器传递的转矩达到限定值时,带槽销钉被剪断而中断转矩的传递。带槽销钉的剪断动作精度较高,且断口毛刺不会影响销钉的取出。图 40.1-158b 所示为轴向剪销式安全联轴器。若干个不带槽的销钉轴向安置于两个半联轴器对应的孔中。为了避免销钉剪断时产生的毛刺刮伤两个半联轴器的端面,将销钉用两个淬火钢套套住,并在两半联轴器端面加工出宽度为 f 、深度为 g 的沟槽;为了便于更换被剪断的销钉,在两半联轴器外缘刻有对准线;为了防止销钉和钢套从孔中脱落,用螺塞堵住孔口。

$$T_{lim} = KT$$

T ——联轴器的理论转矩(N·mm);

K ——工作情况系数,一般取 $K = 1.4 \sim 1.7$;或从表 40.1-10 查取。

τ_b ——安全销材料的抗剪强度(MPa),
 取 $\tau_b = (0.7 \sim 0.8)\sigma_b$;

σ_b ——安全销材料的抗拉强度(MPa)。

(3) 轴向剪销式安全联轴器主要参数和尺寸见表 40.1-72。

7.2 LKA 型弹性块安全联轴器

(1) LKA 型弹性块安全联轴器的结构和特点

LKA 型弹性块安全联轴器是弹性块联轴器的派生型,如图 40.1-159 所示,传力臂 2 通过中间盘用安全销 3 与半联轴器 4 相联。当转矩超

表 40.1-72 剪销式安全联轴器主要参数和尺寸 (参考) (mm)

剪断力/N	d_0 (H7/h6)	d_1	d_2	d_3 (H7/h6)	l_1	l_2	a	b	c	e	f	g	m
700	1.5	M16	5	10	22	16	10	12	11	5	8	1	1.5
1 300	2.0												
2 900	3.0												
5 200	4.0	M20	8	15	30	25	12	18	17	8	10	1.5	2
8 100	5.0												
12 000	6.0												
21 000	8.0	M30	12	25	50	45	22	28	26	19	16	2	2.5
33 000	10												
55 000	13.0												
83 400	16.0	M48	18	40	75	64	33	42	39	25	28	3	3
130 000	20.0												

超星浏览器提醒您：
使用本复制品，请尊重相关知识产权

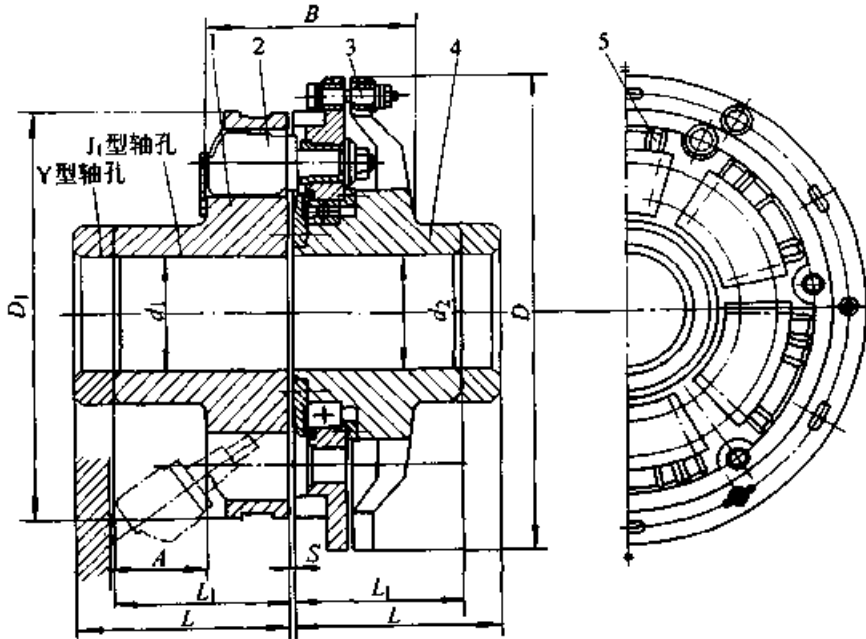


图 40.1-159 LKA 型弹性块安全联轴器

1、4—半联轴器 2—传力臂 3—安全销 5—弹性块

过设定的极限值时，安全销被剪断，转矩的传递中断。这种安全联轴器具有一定的缓冲减振和补偿所联两轴相对偏移的能力。适用于传递较大转矩。

LKA 型弹性块安全联轴器的主要技术参数和尺寸见 JB/T 9148—1999。

(2) LKA 型弹性块安全联轴器的计算

LKA 型弹性块安全联轴器传递的极限转矩按下式计算

$$T_{lim} = \frac{\pi d_0^2 R z \tau_b}{4} \quad (40.1-157)$$

- 式中 T_{lim} ——联轴器的极限转矩 (N·mm);
 d_0 ——安全销沟槽处直径 (mm);
 R ——安全销中心线至联轴器轴线的距离 (mm);
 z ——安全销数;
 τ_b ——安全销材料的抗剪强度 (MPa), 取 $\tau_b = (0.7 \sim 0.8) \sigma_b$;
 σ_b ——安全销材料的抗拉强度 (MPa)。

7.3 液压安全联轴器

(1) 液压安全联轴器的结构

如图 40.1-160 所示，它由双层套筒组成。在两层套筒间注入高压润滑油后，外层套筒因膨胀而与套在外面的轮毂锁紧；内层套筒则向内压缩与轴抱紧，于是转矩就可从轴传递到轮毂（或相反）。当传递的转矩达到预设的极限值（称滑动转矩）时，联轴器内套筒与轴发生相对转动（打滑），与轴相联的剪切环将剪切管切断，两层套筒间的油迅速外泄，油压消失，转矩传递中断。更换剪切管并重新注入高压油后，即可继续运转。

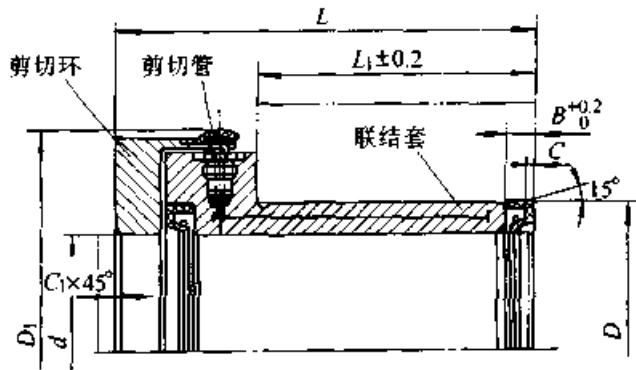


图 40.1-160 DZ 型低速式轴联接液压安全联轴器

液压安全联轴器的结构紧凑，径向尺寸、重量和转动惯量均较小；有较灵敏的过载安全保护功能；通过控制注入的油的压强，可在较大范围内调整传递的极限转矩。

液压安全联轴器可与一些传动件，如齿轮、链轮、带轮等联接；亦可与其他联轴器，如金属膜片联轴器、蛇形弹簧联轴器、鼓形齿式联轴器和万向联轴器组合使用。

液压安全联轴器有多种结构型式，详见 JB/T 7355—1994。DZ 型低速式轴联接液压安全联轴器的结构如图 40.1-160 所示，主要技术参数和尺寸见 JB/T 7355—1994。

(2) 液压安全联轴器的计算

1) 为防止轴与联轴器内套筒松脱后的相对滑动引起温升过高和过度磨损，应验算滑动面的压强、相对滑动速度和相对滑动时间。

滑动面压强应满足下面条件 (DZ 型)

$$p_s = \frac{F_r}{1.2d^2} \leq 1 \quad (40.1-158)$$

式中 p_s ——松脱后滑动面平均压强 (MPa)；

F_r ——松脱后的径向力 (N)；

d ——滑动面的轴径 (mm)。

滑动面相对滑动速度应满足下面条件

$$v_s = 5.2dn \times 10^{-5} \leq 1.5 \text{ m/s} \quad (40.1-159)$$

式中 v_s ——相对滑动速度 (m/s)；

d ——滑动面轴径 (mm)；

n ——联轴器工作转速 (r/min)。

允许的相对滑动时间按下式计算

$$t_p = \frac{300d^2}{F_r n} \quad (40.1-160)$$

式中 t_p ——相对滑动时间的允许值 (min)；

F_r ——松脱后的径向力 (N)；

n ——联轴器的工作转速 (r/min)。

2) 套在液压安全联轴器外套筒上的传动件轮毂，其外径 d_s 和内径 d_i 的比值应不低于表 40.1-73 的规定。否则，应验算轮毂的强度。

表 40.1-73 轮毂的外径与内径之比

轮毂材料	合金钢	球墨铸铁	灰铸铁	铝
直径比 d_s/d_i	1.5	1.8	2	2.4

轮毂的合成应力及轮毂强度条件如下

$$\sigma = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2} - \sigma_r \sigma_t \leq \frac{\sigma_s}{S} \quad (40.1-161)$$

式中 σ ——轮毂的合成应力 (MPa)；

σ_s ——轮毂材料的屈服点 (MPa)；

S ——安全系数，取 $S = 1.5 \sim 2$ ；

σ_r ——轮毂的径向应力 (MPa)，

$$\sigma_r = -p \frac{(d_s/d_i)^2 - 1}{\left(\frac{2d_s}{d_i + d}\right)^2 - 1}$$

σ_t ——轮毂的周向应力 (MPa)，

$$\sigma_t = p \frac{(d_s/d_i)^2 + 1}{\left(\frac{2d_s}{d_i + d}\right)^2 - 1}$$

p ——油腔内润滑油的压强 (MPa)，一般取 $p = 80 \sim 100 \text{ MPa}$ ；

d_s ——轮毂外径 (mm)；

d_i ——轮毂内径 (mm)；

d ——轴径 (mm)。

8 专用联轴器

为了适应机械设备特殊结构需要而专门设计的联轴器，虽然其应用范围极其有限，但往往可

以起到通用联轴器不能比拟的效果。专用联轴器有许多品种型式，有些制订了行业标准。

8.1 卷筒用球面滚子联轴器

(1) 球面滚子联轴器的结构与特点

球面滚子联轴器的结构如图 40.1-161 和图 40.1-162 所示，它由外套 3、球面滚子 2、半联轴器 5 等零件构成。沿圆周分布的球面滚子嵌在半联轴器和外套之间的孔内，传递转矩和承受径

向力并起调心作用。

球面滚子联轴器是专门用于起重机提升机构中减速器输出轴和卷筒之间的联接，它使起重机提升机构十分紧凑，并可以补偿减速器输出轴和卷筒轴线的相对角向偏移。

根据 JB/T 7009—1993，起重机卷筒专用的球面滚子联轴器有两种型式：WJ 型（渐开线花键轴孔型）和 WJA 型（圆柱形轴孔型），其主要技术参数和尺寸见 JB/T 7009—1993。

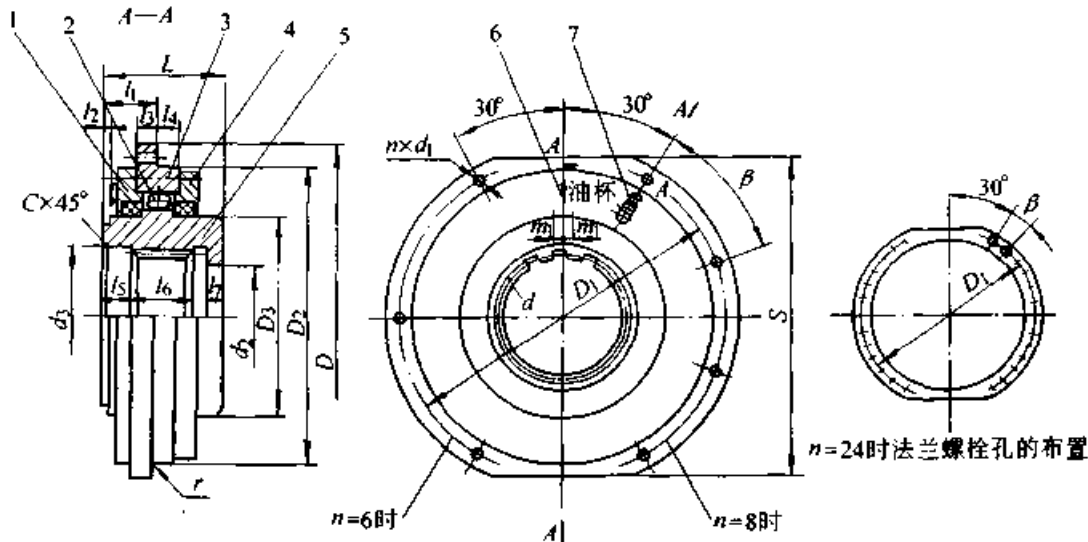


图 40.1-161 WJ 型球面滚子联轴器

1—外盖 2—滚子 3—外套 4—内盖 5—半联轴器 6—磨损标记 7—润滑装置

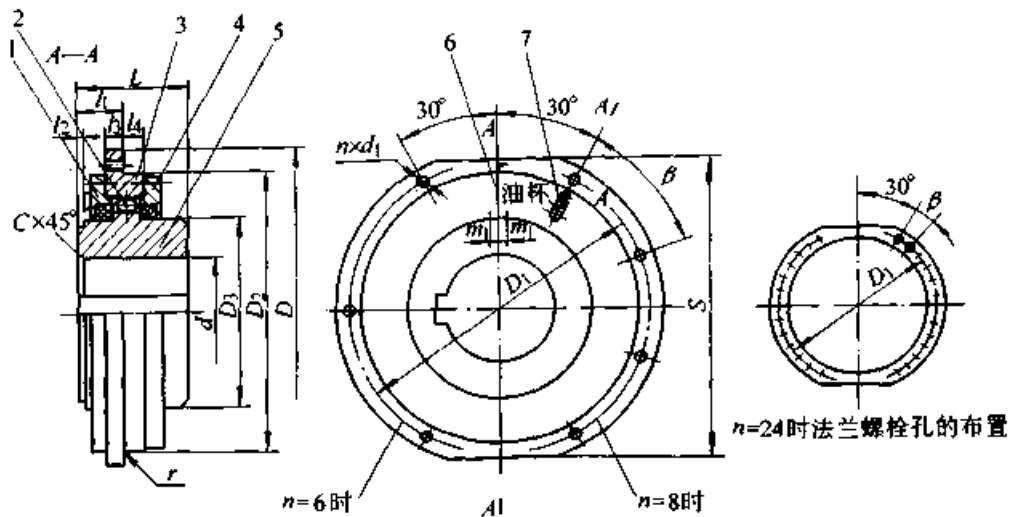


图 40.1-162 WJA 型球面滚子联轴器

1—外盖 2—滚子 3—外套 4—内盖 5—半联轴器 6—磨损标记 7—润滑装置

表 40.1-74 起重机提升机构工况系数 K

起重机工作级别	M3	M4	M5	M6	M7	M8
K	1.12	1.25	1.40	1.60	1.80	2.00

注：工作级别 M3~M8 按 GB/T 3811。

(2) 球面滚子联轴器的选用计算
选择球面滚子联轴器型号应满足下式

$$T_c = KT \leq T_n \quad (40.1-162)$$

式中 T_c —— 联轴器计算转矩 (N·m);
 T —— 联轴器理论转矩 (N·m);
 K —— 工况系数, 查表 40.1-74;
 T_n —— 球面滚子联轴器的公称转矩 (N·m)。

8.2 矫正机用十字轴式万向联轴器

矫正机用十字轴万向联轴器的结构如图 40.1-163 所示, 主要用于辊式板材矫正机。它

的许用轴向夹角 $\beta_p \leq 10^\circ$, 主要技术参数和尺寸见 JB/T 7846.2—1995。

8.3 柴油机喷油泵用联轴器

柴油机喷油泵用联轴器的结构如图 40.1-164 和图 40.1-165 所示, 它由驱动端接头 1、传动钢片及其联接架 2 和喷油泵端接头 3 等三部分组成。利用传动钢片的挠性, 可以有限地补偿所联两轴的相对偏移。

柴油机喷油泵用联轴器分轻、重两型, 主要尺寸见 JB/T 3923—1993。

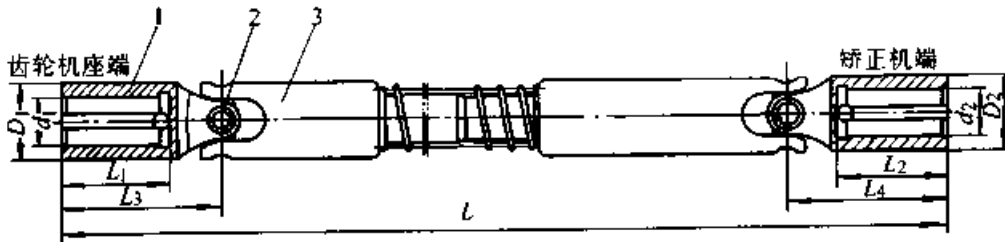


图 40.1-163 矫正机用 WSL 型十字轴万向联轴器
1—叉头 2—十字轴 3—中间轴叉头

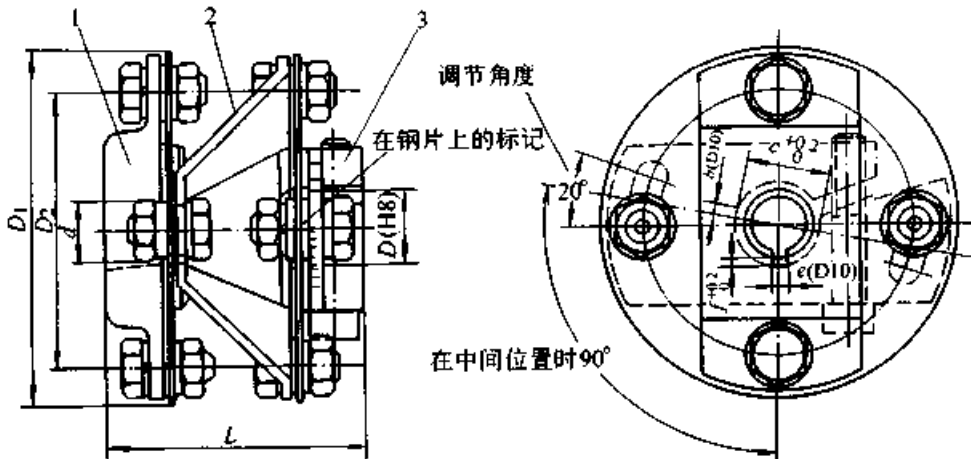


图 40.1-164 轻型片式柴油机喷油泵用联轴器
1—驱动端接头 2—传动钢片及其联接架 3—喷油泵端接头

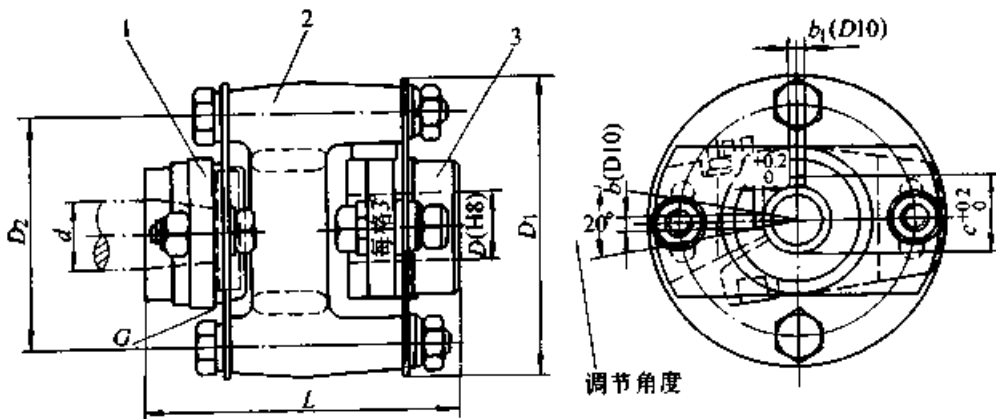


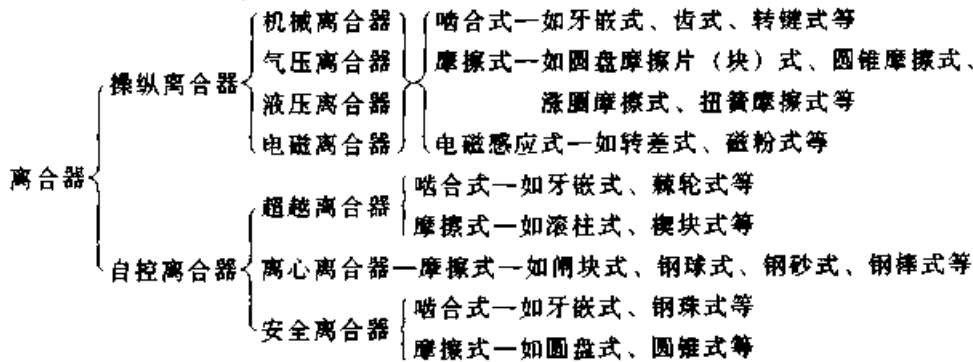
图 40.1-165 重型片式柴油机喷油泵用联轴器
1—驱动端接头 2—传动钢片及其联接架 3—喷油泵端接头

第2章 离合器

1 概述

1.1 离合器的基本要求和分类

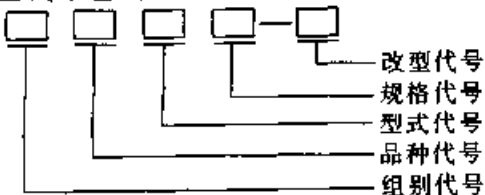
离合器是主、从动部分在同轴线上传递转矩和旋转运动时，在不停机状态下实现分离和接合的装置。安置在机械设备传动系统中的离合器通过操纵或自控进行离合，可以完成工作机起动、停止、换向、变速等工作。有的离合器还具有软起动、节能、吸收冲击能量、减缓振动、实现速度超越、防止逆转以及对传动系统的过载保护等



离合器分类有五个层次：①类别——操纵离合器、自控离合器；②组别——机械离合器、气压离合器、超越离合器等；③品种——牙嵌式、齿式、圆盘摩擦片式、圆锥摩擦式等；④型式——如三角形牙型、锯齿形牙型、干式单片型、湿式多片型，活塞缸固定型、活塞缸旋转型，接触型、非接触型等；⑤规格——根据尺寸和传递的转矩，由小到大用阿拉伯数字表示。类别、组别、品种和型式用汉语拼音字母为代号。

1.2 离合器型号表示方法和两端联接标记方法

离合器的型号由组别、品种、型式、规格以及改型代号组成。表示方法如下：

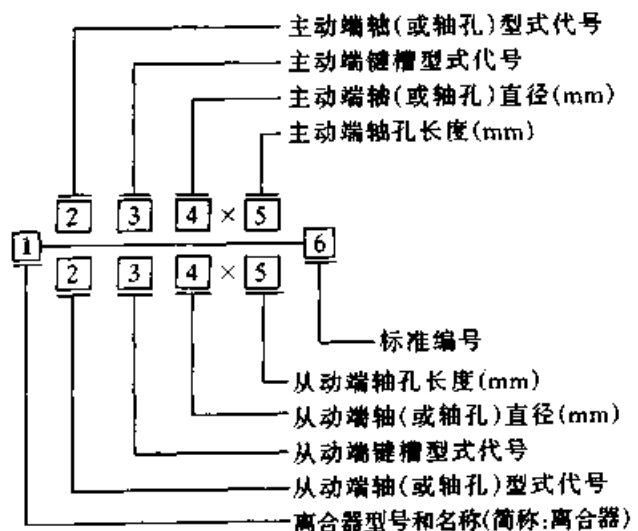


功能。对离合器的基本要求是：接合平稳、分离彻底，动作准确；结构简单，外廓尺寸、重量和转动惯量小；工作安全可靠、操纵方便、省力，对接合元件的压紧力能在内部平衡；接合元件耐磨，散热性能好，工作寿命长。

离合器的接合和分离可以用啮合或摩擦方式实现，操纵离合的方法有机械式、气压式、液压力式、电磁式、超越式和离心式。

根据 GB/T 10043—1988，离合器按操纵和接合方式以及结构型式分类如下。

离合器用轴（或轴孔）和键、花键联接时按以下方法标记：



Y型轴（或轴孔）和A型键槽的代号，标记中可以省略；离合器两端轴（或轴孔）和键槽型式与尺寸相同时，只标记一端，另端省略。标记说明列于表 40.2-1。

表 40.2-1 离合器标记说明 (摘自 GB/T 10043—1988)

代号	名称	说明	标记
1	离合器型号、名称	离合器的型号应符合表1的规定, 名称用简称: 离合器 例1 第4规格牙嵌电磁离合器型号和名称为: DY4 离合器 例2 第2规格片式液压离合器型号和名称为: YP2 离合器	
2	主、从动端轴(或轴孔)型式代号	Y—长圆柱轴孔 (Y)—长圆柱轴 J—有沉孔短圆柱轴孔 (J)—有沉孔短圆柱轴 J ₁ —无沉孔短圆柱轴孔 (J ₁)—无沉孔短圆柱轴 Z—有沉孔短圆锥轴孔 (Z)—有沉孔短圆锥轴 Z ₁ —无沉孔短圆锥轴孔 (Z ₁)—无沉孔短圆锥轴	Y (Y) J (J) J ₁ (J ₁) Z (Z) Z ₁ (Z ₁)
3	主、从端轴(或轴孔)联接型式代号	A—平键单键槽 B—120°布置平键双键槽 B ₁ —180°布置平键双键槽 C—圆锥形轴孔平键单键槽 D—圆柱形轴孔普通切向键键槽	A B B ₁ C D
		渐开线圆柱花键联接时按 GB/T 3478.1—1995《圆柱直齿渐开线花键模数基本齿廓公差》中规定圆柱直齿渐开线花键标记	
		矩形花键联接时按 GB/T 1144—2001《矩形花键尺寸公差和检验》中规定的标记	
		无键联接时按 JB/T 7934—1999《胀紧联结套型式与基本尺寸》中规定的胀套标记为: 示例1: 内径 $d = 100$ mm、外径 $D = 114$ mm 的 Z1 型胀紧联结套: 胀套 Z1 ~ 100 × 114 JB/T 7934—1999 示例2: 内径 $d = 200$ mm、外径 $D = 270$ mm 的 Z4 型胀紧联结套: 胀套 Z4 ~ 200 × 270 JB/T 7934—1999	Z1 Z2 Z3 Z4 Z5
4	主、从动端轴(或轴孔)直径	从 GB/T 3852—1997《联轴器轴孔和联结型式尺寸》中选取标准直径, 主、从动端可组合选用, 但应符合标准直径	
5	主、从动端轴伸(或轴孔)长度	从 GB/T 3852—1997 中选取标准直径, 并选取轴或轴孔配合长度	
6	标准编号	离合器产品标准编号	

应当指出, 目前许多离合器产品的型号表示方法未遵守 GB/T 10043—1988 的规定, 请读者注意。

1.3 离合器的接合元件

接合元件是对离合器的接合和分离起直接作

用的构件，如啮合齿牙、摩擦片等。接合元件的性能直接影响离合器的工作性能与使用寿命。

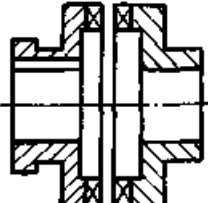
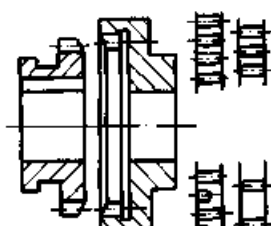
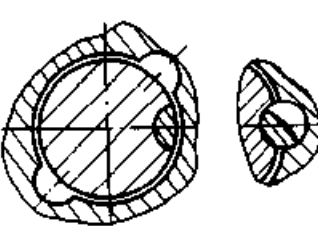
虽然离合器的类型、品种很多，但接合元件主要只有啮合式和摩擦式两大类，其中以摩擦式应用最为广泛。

1.3.1 啮合式接合元件

(1) 结构型式与特点

啮合式接合元件的结构型式如表 40.2-2 所示；其中牙嵌式接合元件的齿形比较列于表 40.2-3。

表 40.2-2 啮合式接合元件的结构

名称	特点
<p>结构图</p> <p>牙嵌式</p> 	<p>利用两个半离合器端面上的牙齿互相啮合和脱开以达到主、从动部分的离合。牙形有多种型式，详见表 40.2-3</p> <p>由于同时参与啮合的齿数较多，故牙嵌式离合器的承载能力大，应用亦较多</p>
<p>齿轮式</p> 	<p>接合元件为一内啮合齿轮副，靠轴向相对移动以实现离合。为便于啮合，在外齿轮上隔齿去半齿，在内齿轮上隔齿去一齿，且齿端磨圆以便导入</p> <p>适用于传递大转矩场所，对所联两轴的相对径向和角向偏移有一定的补偿能力</p>
<p>单转键式</p> 	<p>轴套（一般为齿轮、带轮的轮毂）为主动件，其上有 2~3 个半圆形键槽；轴为从动件，其有一个键槽和转键。用操纵机构转动转键后，键的一部分卡入轴套键槽中就可传递转矩；转键转回原来位置就使轴、套脱离</p> <p>只适用于单向传动</p>

续表 40.2-2

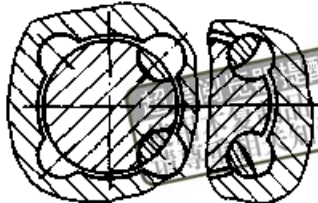
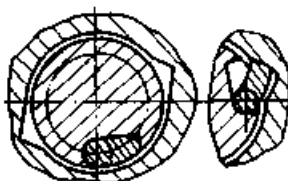
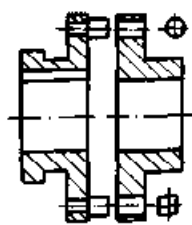
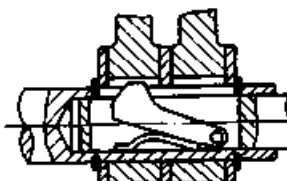
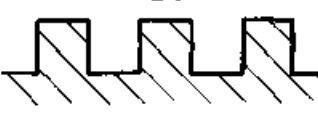

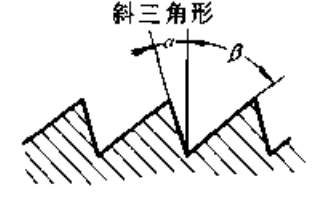
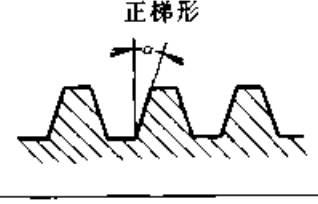
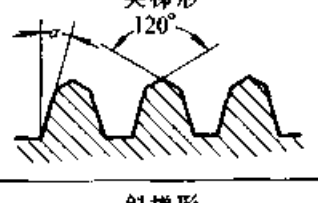
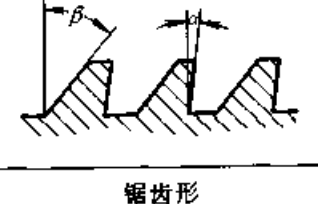
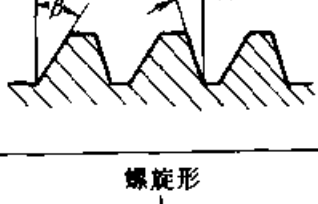
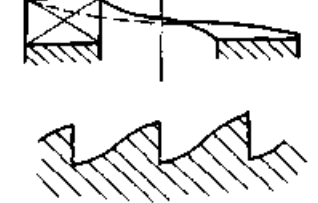
名称	特点
<p>结构图</p> <p>双转键式</p> 	<p>从动轴上有两个键槽，主动的轴套上有四个键槽。两个转键中，一个为工作键，传递转矩，另一个为制动键，防止从动轴出现超越现象</p> <p>两键反向安装，联锁动作。可双向传动</p> <p>转键式啮合元件多用于曲轴压力机的离合器上，转速不大于 200 r/min</p>
<p>转爪式</p> 	<p>与转键式类似，适用于小型压力机中的离合器</p>
<p>滑销式</p> 	<p>利用装在一个半离合器端面上的 1~3 个滑销（圆形或方形）在两个半离合器相对转动时，沿另一个半离合器（一般为轮毂）端面上预留的滑槽进入孔中而实现接合，传递转矩。再利用操纵机构将滑销拔出就使两个半离合器分离。如无滑槽，只能停机插入销子</p> <p>适用于经常离合的曲轴式机械</p>
<p>拉键式</p> 	<p>将特殊形状的键用回转副联接在可以轴向移动的轴上，套在外面的空心轴上有 1~4 个键槽，空心轴外套有若干齿轮。轴向移动小轴可以有选择地使键与某个齿轮键槽嵌合以传递转矩。图中弹簧的作用是将键透过空心轴上槽孔压入齿轮键槽</p> <p>拉键式啮合元件只能在静止状态下动作。一般用于机床进给系统的变速装置</p>

表 40.2-3 牙嵌式接合元件的齿形比较

齿 形	齿面斜角 α 或 β	齿数 z	说 明
<p>矩形</p> 	0°	3~15	<p>制造容易，可双向传动，接合和分离较困难，需在低转速 ($< 10 \text{ r/min}$) 或静止状态下接合 适用于重载和不经常离合的手动离合器</p>
<p>正三角形</p> 	$30^\circ \sim 50^\circ$	15~60	<p>齿数多，接合较容易，可双向传动，但强度较低，轴向分力大，不能自锁，各齿载荷不均，齿尖易损坏，只能在低速下接合 适用于轻载、低速传动</p>
<p>斜三角形</p> 	$\alpha = 2^\circ \sim 8^\circ$ $\beta = 50^\circ \sim 70^\circ$	15~60	<p>只能单向传动，其他同正三角形齿</p>
<p>正梯形</p> 			<p>齿根强度较大，离合比矩形齿容易，啮合后齿间间隙小，能补偿磨损引起的间隙增大，能双向传动，只能在静止状态下接合 适用于重载和转速较高场合</p>
<p>尖梯形</p> 	$\alpha = 2^\circ \sim 8^\circ$ $\beta = 120^\circ$	3~15	<p>接合比正梯形齿更容易。其余同正梯形齿</p>
<p>斜梯形</p> 	$\alpha = 2^\circ \sim 8^\circ$ $\beta = 50^\circ \sim 70^\circ$	3~15	<p>齿根强度更高，接合容易，但只能单向传动。其余同正梯形齿</p>
<p>锯齿形</p> 	$\alpha = 1' \sim 1.5'$ $\beta = 50^\circ \sim 70^\circ$	3~15	<p>传递转矩能力较大，但只能单向传动，且需在静止状态下接合。其余同正梯形齿 适用于不经常离合的传动轴系</p>
<p>螺旋形</p> 	$\alpha = 0^\circ$	2~3	<p>齿根强度高，接合和脱离容易，可以在较高转速差的情况下接合，但制造困难，只能单向传动，反转会自动脱离</p>

注： α 为工作齿面斜角， β 为非工作齿面斜角。

总之，啮合式接合元件的离合器具有结构简单、外廓尺寸和转动惯量较小、主从动部分接合后就能同步运转的优点；但接合时有冲击和噪声，只宜在低速或静止状态下接合。

在各种齿形中，三角形齿的齿数较多，通常齿数 $z > 24$ 。为了加工方便，应取齿数为 3 的倍数。因齿

数多，故接合机率高，但齿体单薄，承载能力低。用于安全离合器时，取齿面斜角 $\alpha = 45^\circ$ 为宜。

正三角形齿形及其尺寸关系如图 40.2-1 所示，A 型正三角形齿的尺寸系列列于表 40.2-4。正梯形齿和矩形齿的齿形如图 40.2-2 所示，它们的尺寸系列见表 40.2-5。

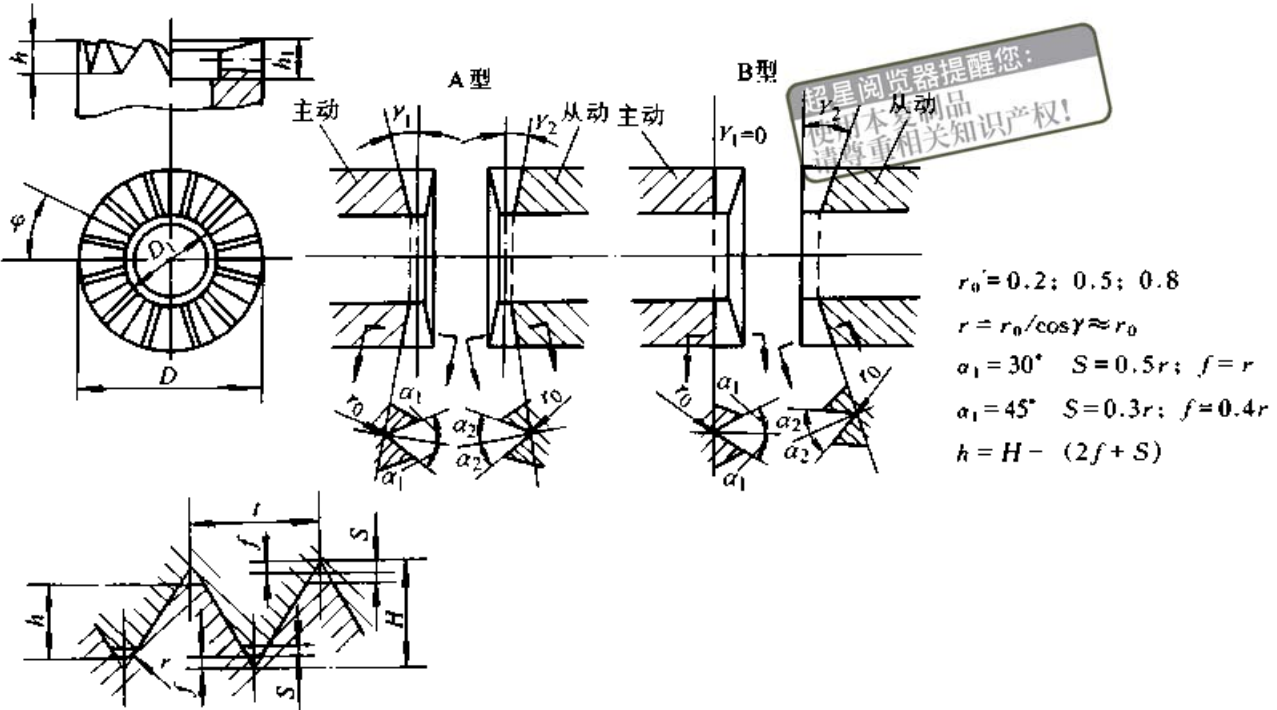


图 40.2-1 正三角形齿形及其尺寸关系

<p>A 型</p> <p>$\varphi = 360/z$</p> <p>$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha = 30^\circ; 45^\circ$</p> <p>$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$</p> <p>$\sin \gamma = \tan \frac{\varphi}{4} \cot \alpha$</p>	<p>B 型</p> <p>$\varphi = 360/z$</p> <p>$\alpha_1 = 30^\circ; 45^\circ$</p> <p>$\gamma_1 = 0$</p> <p>$\tan \gamma_2 = \sin \frac{\varphi}{2} \cot \alpha_1$</p> <p>$\tan \alpha_2 = \tan \frac{\varphi}{2} \cot \gamma_2$</p>
--	---

表 40.2-4 A 型正三角形齿尺寸系列 (mm)

D	D ₁	h ₁	$\alpha = 30^\circ (r = 0.2)$									$\alpha = 45^\circ (r = 0.2)$										
			z	γ	t	H	h	z	γ	t	H	h	z	γ	t	H	h					
32	22	5	24	6°31'	4.19	3.62	3.12	48	3°15'	2.10	1.81	1.31	24	3°45'	4.19	2.10	1.88	48	1°52'	2.10	1.05	0.83
40	28				5.24	4.53	4.03			2.62	2.27	1.77			5.24	2.62	2.40			2.62	1.31	1.09
45	32				5.89	5.10	4.60			2.95	2.55	2.05			5.89	2.92	2.73			2.95	1.48	1.26
55	40	5	36	4°20'	4.80	4.15	3.65	72	2°10'	2.40	2.07	1.57	36	2°30'	4.80	2.40	2.18	72	1°15'	2.40	1.20	0.98
60	45				5.24	4.53	4.03			2.62	2.27	1.77			5.24	2.62	2.40			2.62	1.31	1.09
65	50				5.67	4.91	4.51			2.84	2.45	1.95			5.67	2.84	2.62			2.84	1.42	1.20

超星浏览器提醒您：
续表 40.2-4
使用本套制图软件时，
请打开本套制图软件。

D	D ₁	h ₁	$\alpha = 30^\circ (r = 0.2)$					$\alpha = 45^\circ (r = 0.2)$																					
			z	γ	t	H	h	z	γ	t	H	h	z	γ	t	H	h												
75	55	48	3°15'	4.91	4.25	3.75	96	1°37'	2.45	2.12	1.62	48	1°52'	4.91	2.46	2.24	96	0°57'	2.16	1.23	1.01								
85	60			5.56	4.81	4.31			2.78	2.40	1.90			5.56	2.78	2.56			2.78	1.39	1.17								
90	65			5.89	5.10	4.60			2.95	2.55	2.05			5.89	2.95	2.73			2.95	1.48	1.26								
100	70			6.54	5.66	5.16			3.27	2.83	2.33			6.54	3.27	3.05			3.27	1.64	1.42								
110	80			7.20	6.23	5.73			3.60	3.12	2.62			7.20	3.60	3.38			3.60	1.80	1.58								
120	90			5.24	4.53	4.03			2.62	2.27	1.77			5.24	2.62	2.40			2.62	1.31	1.09								
125	90			8	2°10'	5.45			4.72	4.52	144			1°05'	2.73	2.36			1.86	72	1°15'	5.45	2.73	2.51	144	0°37'	2.73	1.37	1.15
140	100					6.11			5.28	4.78					3.05	2.64			2.14			6.11	3.06	2.84			3.06	1.53	1.31
145	100	6.33	5.47			4.97	3.16	2.74	2.24	6.33		3.17	2.95		3.17	1.58	1.35												
160	120	6.98	6.05			5.55	3.49	3.03	2.53	6.98		3.49	3.27		3.49	1.75	1.53												
180	140	7.85	6.80			6.30	3.93	3.39	2.89	7.85		3.93	3.71		3.93	1.97	1.75												
200	150	6.54	5.66			5.16	3.27	2.83	2.33	6.54		3.27	3.05		3.27	1.64	1.42												
220	170	96	1°37'			7.20	6.23	5.73	192	0°50'		3.60	3.12		2.92	96	0°57'	7.20	3.60			3.38	192	0°28'			3.60	1.80	1.58
250	190					8.18	7.08	6.58				4.09	3.54		3.14			8.18	4.09			3.87					4.09	2.15	1.93
280	220			9.16	7.93	7.43	4.58	3.97			3.47	9.16	4.58	4.36	4.58			2.29	2.07										

(2) 啮合式接合元件的常用材料

啮合式接合元件的常用材料列于表 40.2-6。

1.3.2 摩擦式接合元件

摩擦式接合元件是由摩擦元件及其对偶元件组成的摩擦副。采用摩擦副为接合元件的离合器可以在主从动部分转速差较大的状态下接合，且接合时较平稳；但在接合过程中，摩擦副之间的相对滑动摩擦导致发热和磨损，且主、从动部分不能同步运转。过载时，摩擦副打滑可起安全保护作用。

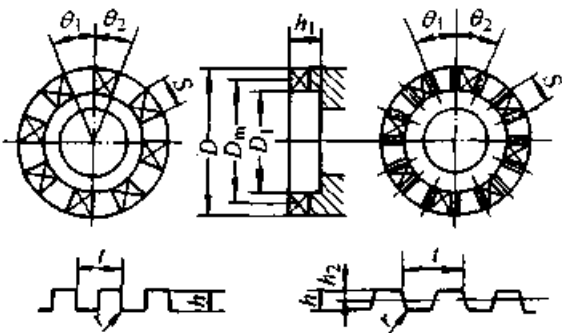


图 40.2-2 正梯形和矩形齿

表 40.2-5 正梯形齿和矩形齿的尺寸系列

(mm)

D	D ₁	z	矩形牙			梯形牙			h	h ₁	h ₂	r
			θ_1	θ_2	S	$\theta_1 = \frac{40'}{20}$	θ_2	S				
40	28	5	37°	35°	12.03	36°	36°	12.36	5	6	2.1	0.5
50	35				15.04			15.45				
60	45	7	26°43'	24°43'	12.84	25°43'	25°43'	13.25	6	8	2.6	0.8
70	50				14.98			13.57				
80	60				17.12			17.80				
90	65				19.26			20.03				
100	75			21.40			22.25					

续表 40.2-5

D	D ₁	z	矩形牙			梯形牙			h	h ₁	h ₂	r
			θ ₁	θ ₂	S	θ ₁ = 20°	θ ₂	S				
120	90	9	21°30'	18°30'	19.29	20°	20°	20.84	8	10	3.6	1.0
140	100				22.50			24.31				
160	120	11	18°22'	14°22'	20.01	16°22'	16°22'	22.77				
180	130				22.51			25.62				
200	150				25.01			28.47				

表 40.2-6 啮合式接合元件常用材料 (推荐)

材料	热处理	应用范围
HT200 HT300	170~240HBS	低速轻载的齿轮和牙嵌牙
45	淬火 38~46HRC 高频淬火 48~55HRC	
20Cr 20MnB 20Mn2B	渗碳 0.5~1 mm, 淬火回火 56~62HRC	中速中载的齿轮和牙嵌牙
45Cr 45MnB	高频淬火回火 48~58HRC	重载、有冲击的齿轮和牙嵌牙、滑销
20CrMnTi 12Cr2Ni4 12CrNi3	渗碳 0.8~1.2 mm 淬火回火 58~62HRC	中载、高速、有冲击的齿轮和牙嵌牙
T7	淬火回火 40~50HRC 淬火 52~57HRC	转键、滑销

(1) 摩擦式接合元件的结构和特点

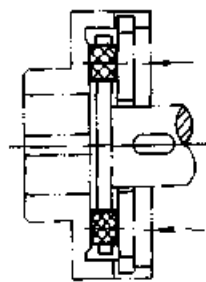
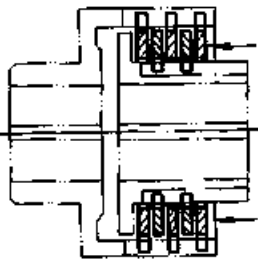
摩擦式接合元件的结构型式有多种, 常用的结构型式及其特点列于表 40.2-7。

摩擦片的型式多种多样。按形状分, 有平面型、翘曲型和沟槽型; 按工作条件分, 有干式和湿式两类。干式摩擦副无润滑油, 摩擦系数较高, 摩擦副分离较彻底, 但温升也较高, 磨损较严重, 寿命短; 采用自然或强制通风冷却。湿式摩擦副之间有润滑油, 摩擦系数较低, 有时分离不彻底; 但摩擦热可被润滑油带走, 因而摩擦副较耐磨、使用寿命长, 允许摩擦副之间有较高的压强。常用的摩擦片结构型式列于表 40.2-8。为了便于润滑油和磨屑流出, 往往在摩擦片表面制有各种形状和走向的沟槽。摩擦片上各种沟槽形式列于表 40.2-9。

标准的干式和湿式的摩擦衬片的结构如图 40.2-3 和图 40.2-4 所示, 它们的尺寸系列见 JB/T 9190—1999。

表 40.2-7 摩擦式接合元件的结构和特点

名称	特点	名称	特点
结构图		结构图	
摩擦盘(片)式	<p>摩擦副的对偶元件都是圆形(厚度大于 5 mm 的称为摩擦盘, 厚度 5 mm 以下的称为摩擦片)。通过轴向压紧产生摩擦来传递转矩</p> <p>摩擦片有光面金属片和带有复合材料制的衬面的金属片, 后者有较大的摩擦系数</p> <p>根据传递的转矩大小, 摩擦副取 1~15 对</p>	摩擦块式	<p>将摩擦副中的一个摩擦元件制成较厚的摩擦块, 分布在钢制盘的端面上, 并在结构上保证其轴向浮动, 使得摩擦均匀, 可提高承载能力; 摩擦块更换亦较方便</p> <p>摩擦块有圆形、长圆形和半圆形等</p>



超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识版权！

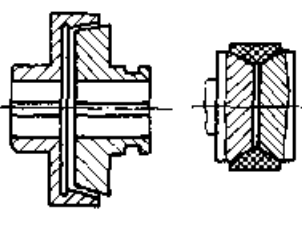
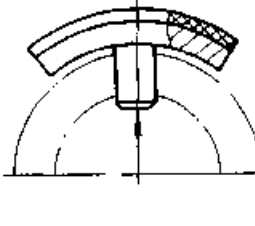
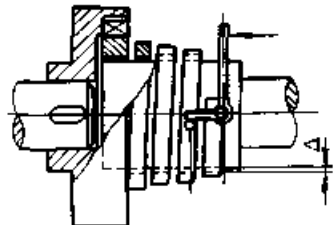
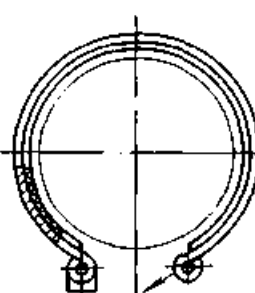
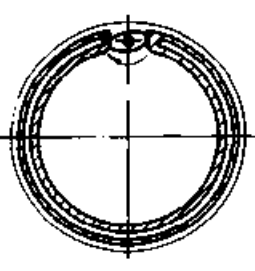
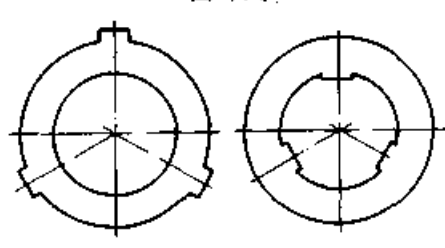
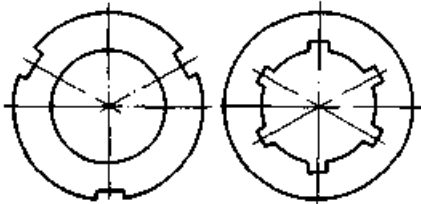
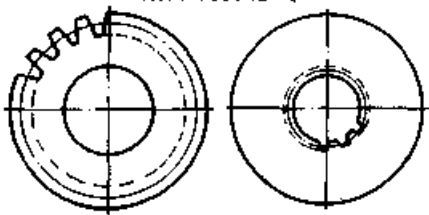
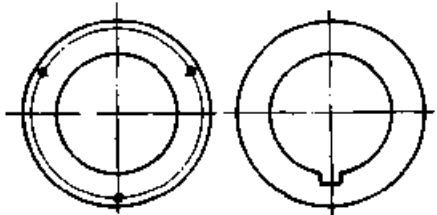
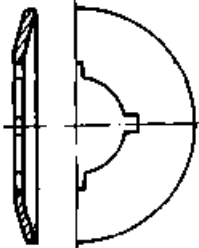
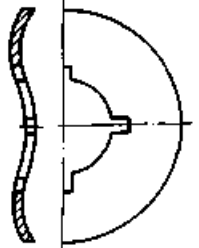
名称	特点	名称	特点
<p>圆锥式</p> 	<p>有单锥面和双锥面两种。锥角范围：金属对金属 $8^{\circ} \sim 15^{\circ}$，金属对皮革类大于 12.5°，金属对木材 20°</p> <p>通过轴向压紧产生摩擦以传递转矩。可用较小的轴向力产生较大的摩擦力。脱离彻底，结构简单，接合较平稳；但转动惯量较大</p>	<p>闸块式</p> 	<p>利用分别与主、从动轴相联的弧形闸块和内圆柱面间的径向压紧所产生的摩擦力来传递转矩。闸块上通常有衬垫</p> <p>这种接合元件的尺寸较大，但可允许主、从动部分有少量的偏移。适用于轴、毂离合</p>
<p>扭簧式</p> 	<p>摩擦副由方形变截面弹簧丝制成的扭转弹簧和鼓轮组成。扭簧松套在与主动轴相联的摩擦鼓轮上，扭簧大端嵌入与从动轴相联的壳体凹槽内，小端用销轴与杠杆相联。当向左推压杠杆时，杠杆另一端压紧扭簧第二圈上凸块，使扭簧第一圈收缩而抱紧鼓轮；随着鼓轮的转动扭簧各圈依次收缩全部抱紧鼓轮，从而传递转矩</p> <p>扭簧式摩擦元件的结构简单，接合平稳，启动时惯量小；但只能单向传动（反向则扭簧与鼓轮松开）</p>	<p>闸带式</p> 	<p>利用安装在轮毂上的环状闸带抱紧和放松从动轴而实现主动轮与从动轴的接合和分离</p> <p>闸带式接合元件接合平稳，散热快，更换闸带方便；但接合力不大，且只能单向传动，常用于工程机械中的轮毂与轴的离合</p>
		<p>胀圈式</p> 	<p>利用装在内圆柱面内的弹性圈的胀缩以实现主、从动部分的接合和分离。胀圈式结构接合平稳，散热快；但接合力不大，弹性圈磨损后调整和更换不方便</p> <p>适用于转速不高的轴、毂离合</p>

表 40.2-8 摩擦片的结构和特点

摩擦片结构	特点
<p>凸耳式</p>  <p>a) 外片 b) 内片</p>	<p>外片的外缘和内片的内孔各有 3~6 个凸耳，分别与内花键和外花键相配合来传递转矩</p> <p>一般用于传递中、小转矩的离合器</p>

平面型

续表 40.2-8

摩擦片结构		特 点
平 面 型	<p>凹槽式</p>  <p>a) 外片 b) 内片</p>	<p>外片的外缘有 3~6 个凹槽，内片的内孔为矩形花键孔</p> <p>用于传递中、小转矩的离合器</p>
	<p>渐开线齿轮式</p>  <p>a) 外片 b) 内片</p>	<p>外片的外缘和内片的内孔上均有渐开线轮齿，分别与渐开线花键孔和渐开线花键轴配合以传递转矩。内、外片有较高的同心度</p> <p>一般用于传递大、中转矩的离合器</p>
	<p>导向槽（孔）式</p>  <p>a) 外片 b) 内片</p>	<p>外片有导向孔，内片有导向槽</p> <p>用于摩擦片数不多的小型离合器</p>
翘 曲 型	<p>碟形片（内片）</p> 	<p>碟形内片与平面型外片对偶使用，在撤去轴向压紧力后，内外片能自动分离</p>
	<p>正弦形（内片）</p> 	<p>正弦形内片与平面型外片对偶使用，在撤去轴向压紧力后，内外片能自动分离</p>

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 40.2-8

摩擦片结构		特 点
翘 曲 型	<p>翘边开槽片</p> <p>a) 外片 b) 内片</p>	<p>在外片边缘有数个翘边, 用于内、外片自动分离; 内、外片上的径向沟槽有利于散热、减少热变形, 可防止形成油膜, 避免摩擦系数降低; 周向槽孔可减少磁力线的折返量</p> <p>常用于电磁离合器</p>
	<p>超星浏览器提醒您: 使用本复制品 请尊重相关知识产权!</p>	

表 40.2-9 摩擦片上的沟槽形式

沟槽型式	特 点	沟槽型式	特 点
<p>周向槽</p>	<p>滑动摩擦系数较高; 但摩擦面利用率低, 冷却效果不及其他型式, 对减低磨损不利</p> <p>适用于轻载离合器</p>	<p>菱形槽</p>	<p>与方格槽近似</p>
<p>径向槽</p>	<p>冷却效果较好, 有利于减少磨损, 但摩擦系数不很稳定</p>	<p>双向涡旋槽</p>	<p>冷却效果好, 散热快, 有利于磨屑的排出; 但加工较难</p>
<p>周向径向组合槽</p>	<p>综合了周向槽和径向槽的优点, 即摩擦系数较高, 冷却散热较快</p>	<p>单向涡旋槽 (摩擦盘用)</p>	<p>类似径向周向组合槽, 用于金属光面摩擦盘</p>
<p>方格槽</p>	<p>与周向径向组合槽近似</p>	<p>径向槽 (摩擦盘用)</p>	<p>用于摩擦盘上衬片</p>

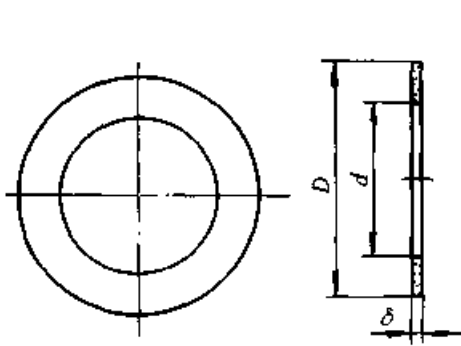


图 40.2-3 干式摩擦衬片

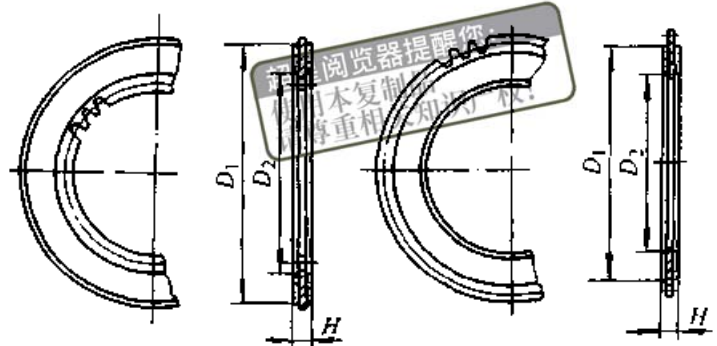


图 40.2-4 湿式摩擦片

摩擦片的参数和尺寸的选择可参考表 40.2-10 所列数据。

表 40.2-10 摩擦片参数和尺寸选择 (参考)

项目	湿式片	干式片
摩擦片数量 z (片)	5~16 (一般) 25~30 (最大)	2~10
摩擦片厚度 b/ mm	1~2 (冲压钢片) 3~5 (青铜片) 4~8 (夹布胶木片)	3~6 (冲压钢片) 10~15 (厚钢片) 5~20 (铸铁片)
片间间隙(空转 时) delta/mm	0.2~1 (无衬面) 0.4~1.2 (有衬面)	0.4~1.2 (无衬面) 0.6~1.5 (有衬面)
衬面层厚度 h/ mm	石棉基材料: 3~10 粉末冶金材料: 0.25~2 (薄层); ~6 (厚层) 夹布胶木、皮革: 3~5	
最大圆周速度 v/ (m/s)	20~30 (机床类); 50~70 (汽车 类)	
金属表面粗糙度 /um	一般 R _a 不低于 1.6, 对于平均圆周 速度大于 5 m/s, 接合速度超过每小 时 60 次的钢质片, R _a 为 0.2~0.4	

常用摩擦块的形状有圆形和长圆形, 列于表 40.2-11, 其参数和尺寸系列列于表 40.2-12。

表 40.2-11 摩擦块的尺寸关系和摩擦块在摩擦副中的当量摩擦半径 R_e

图形摩擦块	长圆形摩擦块
 $h = (0.6 \sim 1)r, r = d/2$	 $h = (0.6 \sim 1)r,$ $l = (2.3 \sim 2.5)r, b = l - 2r$
 $R_e = \frac{1 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{R_m}\right)^2}{1 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{R_m}\right)^2} R_m$	 $R_e = \frac{2br + \pi r^2 \left[1 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{R_m}\right)^2\right]}{2br + \pi r^2 \left[1 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{R_m}\right)^2\right]} R_m$

注: 1. 表中 R_e —— 当量摩擦半径 (mm)。
2. 表中 R_m —— 平均摩擦半径 (mm), $R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$, 近似取 $R_e \approx R_m$, 偏于安全。

表 40.2-12 摩擦块的参数和尺寸系列 (参考)

许用转矩 T _p /N·m	圆形块 d/mm	长圆形块/mm			块厚 h/mm	平均摩 擦半径 R _m /mm	块数		摩擦总面积 A/cm ²			许用压强 p _p /MPa	
		r	l	B			圆	长圆	圆	长圆	半圆	圆	长圆
400	40	20	50	40	20	100	6	6	75.36	99.36	66.4	0.973	0.74
110						12	9	150.72	147.54	144.0	0.885	0.904	
1600	60	30	75	25	140	9	6	254.34	223.56	252.9	0.824	0.94	

续表 40.2-12

许用转矩 $T_p/N \cdot m$	圆形块 d/mm	长圆形块/mm			块厚 h/mm	平均摩擦半径 R_m/mm	块数		摩擦总面积 A/cm^2			许用压强 p_p/MPa	
		r	l	B			圆	长圆	圆	长圆	半圆	圆	长圆
3 150	60	30	75	60	25	180	12	9	339.12	335.34	323.0	0.947	0.958
6 300	80	60	100	80	36	210	12	9	602.88	596.16	511.2	0.912	0.924
12 500						18	15	904.32	993.6	765.0	0.965	0.888	
18 000						24	18	1 205.16	1 192.32	1 004.4	0.913	0.923	
25 000						18	15	1 413.0	1 552.5	1 305.6	0.983	0.895	
35 500	100	50	125	100	40	360	24	18	1 884.0	1 863.0	1 557.0	0.960	0.970
50 000						30	15	2 355.0	2 308.0	2 071.0	0.975	0.988	
71 000						36	12	2 826.0	2 769.0	2 928.0	0.960	0.978	
100 000						36	12	4 068.0	3 700.0	3 582.0	0.938	1.030	
140 000	120	90	210	180	50	560	40	15	4 520.0	4 624.0	4 812.0	1.010	0.995

注：许用转矩 $T_p = 400 \sim 1\,700\, N \cdot m$ 可用于悬臂支承， $T_p = 12\,500 \sim 140\,000\, N \cdot m$ 可用于双支承。

(2) 摩擦副的常用材料 40.2-13。

摩擦副的常用材料及其性能参数列于表

表 40.2-13 摩擦副材料及其摩擦系数、许用压强和许用温度

摩擦副		摩擦系数 μ		许用压强 p_p/MPa		许用温度 $^{\circ}C$	
摩擦材料	对偶材料	干式	湿式	干式	湿式	干式	湿式
淬火钢	淬火钢	0.15~0.2	0.05~0.1	0.2~0.4	0.6~1.0	<260	<120
铸铁	铸铁	0.15~0.25	0.06~0.12	0.2~0.4	0.6~1.0	<300	
铸铁	钢	0.15~0.2	0.05~0.1	0.2~0.4	0.6~1.0	<260	
青铜	青铜、铸铁、钢	0.15~0.2	0.06~0.12	0.2~0.4	0.6~1.0	<150	
钢基粉末冶金	铸铁、钢	0.25~0.35	0.08~0.1	1.0~2.0	1.5~2.5	<560	
铁基粉末冶金	铸铁、钢	0.3~0.4	0.1~0.12	1.5~2.5	2.0~3.0	<680	
石棉基摩擦材料	铸铁、钢	0.25~0.35	0.08~0.12	2.0~3.0	0.4~0.6	<260	
夹布胶木	铸铁、钢	—	0.1~0.12	—	0.4~0.6	<150	
皮革	铸铁、钢	0.3~0.4	0.12~0.15	0.07~0.15	0.15~0.28	<110	
软木	铸铁、钢	0.3~0.5	0.15~0.25	0.05~0.10	0.01~0.15	<110	

- 注：1. 摩擦片数少时 p_p 值取上限，片数多时取下限。
 2. 当摩擦片平均圆周速度 $> 2.5\, m/s$ 或每小时接合次数超过 100 次时， p_p 值相应适当降低。
 3. 对于某些石棉基摩擦材料，干式可用到 $p_p = 1.5\, MPa$ 。

1.4 离合器的选择

离合器的品种和型式、结构多种多样，因此，必须在充分了解各种离合器的型式、结构及工作特性的基础上，考虑工作条件和其他因素，选择合适的品种、型式和结构；再经过必要的计算以选择适当的规格。有时，还需进行温升、磨损、扭转振动等项验算。

目前已有不少标准离合器产品，使用者应优先选用由专业工厂生厂的标准离合器，这样既可减轻设计工作量，且易获得维修所需的备件。

1.4.1 离合器类型选择

一般根据离合器的工作条件和工作机的要求来选择离合器的接合元件和操纵方式，根据环境条件来选择离合器的结构型式。

1) 对于低速离合或静止离合，且非频繁的离合，可采用啮合式接合元件；需要在高速下离

合、频繁离合、在较大转速差下离合、经过较长时间完成的接合，以及要利用离合器为传动轴系缓冲减振的场所，则应采用摩擦式接合元件。

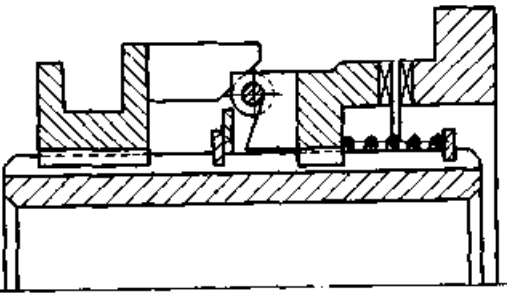
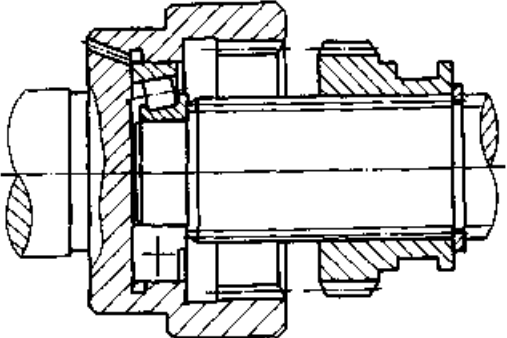
2) 对于离合频率很低、传递转矩不大的离合，可选用手动机械操纵；对于传递转矩很大的离合，可采用气压操纵或液压操纵；对于传递中小转矩，但要求离合迅速、离合频率高、需远距离操纵或纳入程序控制的离合，则应采用电磁操纵；要求防止逆转或能软起动以及具有安全保护功能的离合器，可采用自控离合器。

3) 对于要求不污染环境、能防尘、防腐蚀的离合器，则应采用外壳封闭结构。

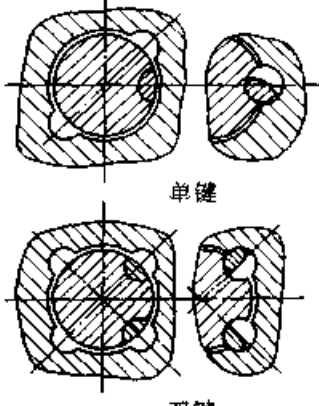
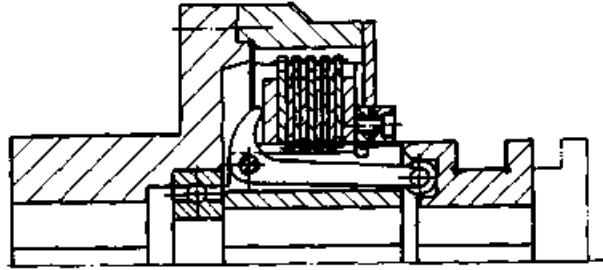
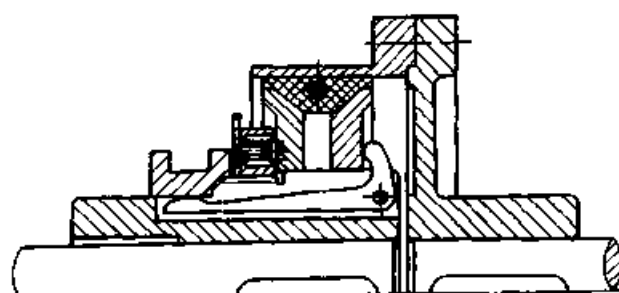
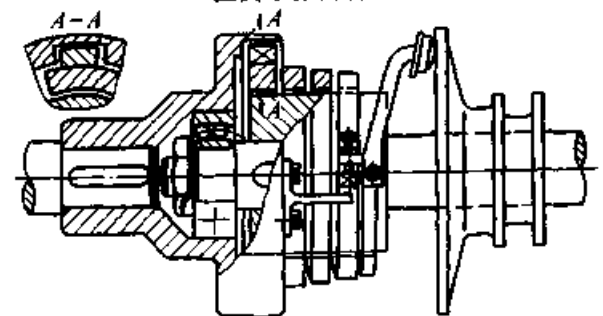
4) 根据工作机的特性选择常开（脱开）或常闭（接合）式结构。

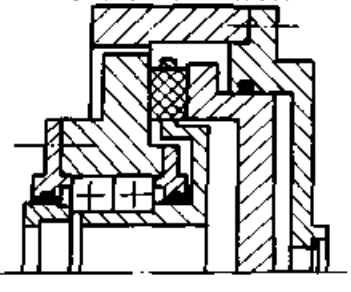
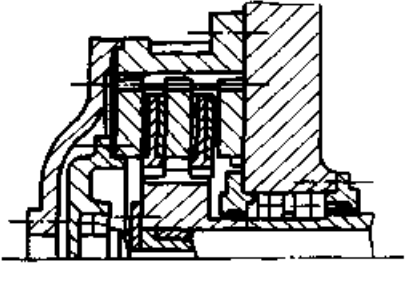
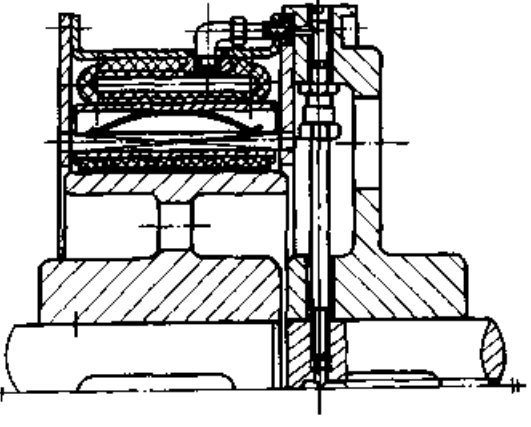
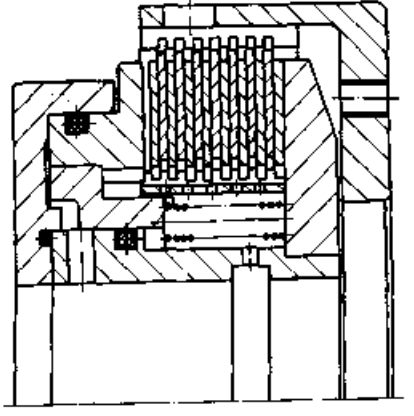
各种典型的离合器及其性能特点列于表 40.2-14。

表 40.2-14 典型离合器及其性能特点

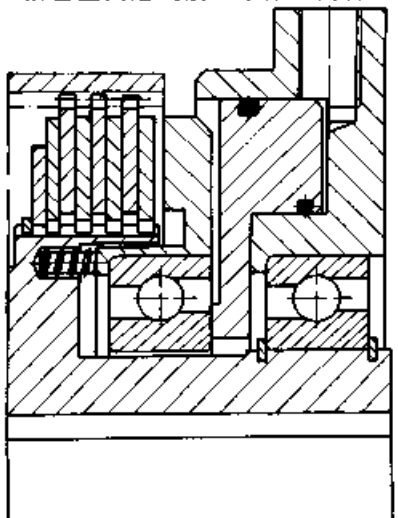
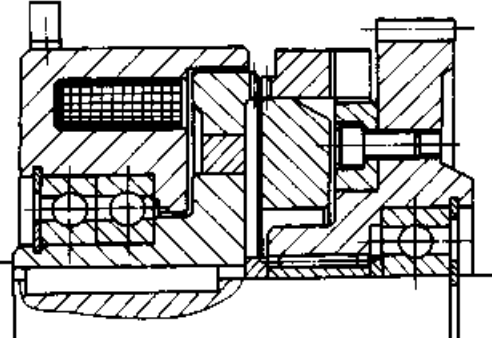
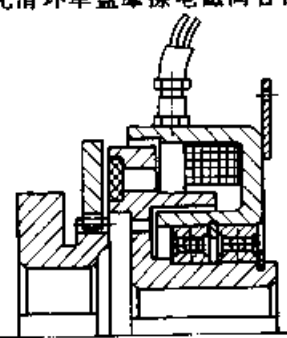
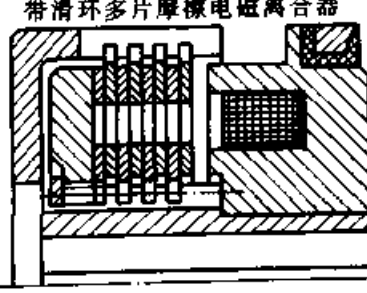
类别	组别	名称	特 点
		结 构 图	
操 纵 离 合 器	机 械 离 合 器	牙嵌离合器	<p>外廓尺寸和转动惯量小，接合后主、从动部分无相对滑动；但接合时有冲击，只能在小转速差或静止状态下接合</p>
			
		齿轮离合器	<p>利用一对内、外齿轮的相对轴向移动实现离合。传递转矩大，外廓尺寸小，适用于转速差不大时的离合</p>
			

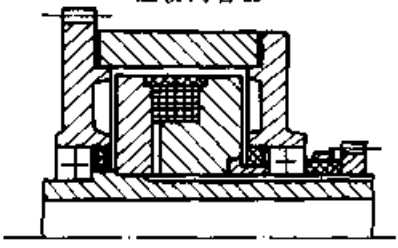
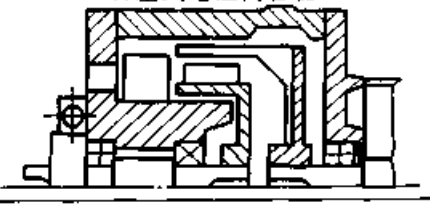
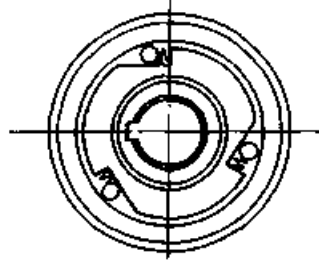
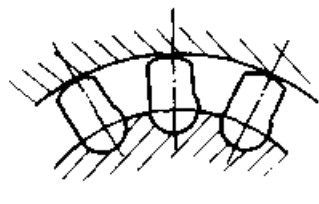
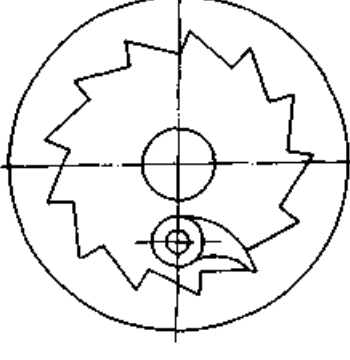
续表 40.2-14

类别	组别	名称	特点
		结构图	
操纵 纵 高 合 器	机 械 离 合 器	<p>转键离合器</p>  <p>单键</p> <p>双键</p>	<p>利用装于轴上的键的转动，卡在轮毂的槽中而实现传递转矩。单键结构只能单向传动，双键结构可双向传动。适用于转速差小于 200 r/min 时的离合</p>
		<p>圆盘摩擦离合器</p> 	<p>利用圆形摩擦盘（片）组成的摩擦副作为接合元件，结构形式有单盘（片）、多盘（片）、干式、湿式、常开（脱开）、常闭（接合）等。结构紧凑，传递转矩大，接合平稳，能在高转速差下接合。应用广泛</p>
		<p>圆锥摩擦离合器</p> 	<p>传递同样的转矩比圆盘（片）摩擦离合器所需接合力要小得多，脱开后分离彻底；但外形尺寸及转动惯量大。实际应用以双锥盘为多</p>
		<p>扭簧摩擦离合器</p> 	<p>操纵扭簧抱紧鼓轮来传递转矩。结构简单，接合平稳，起动惯量小；但只能单向传动</p>

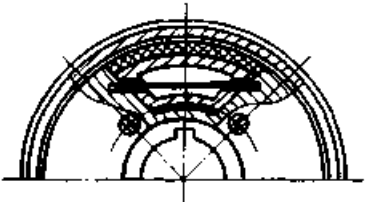
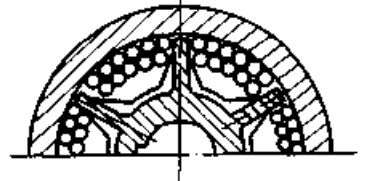
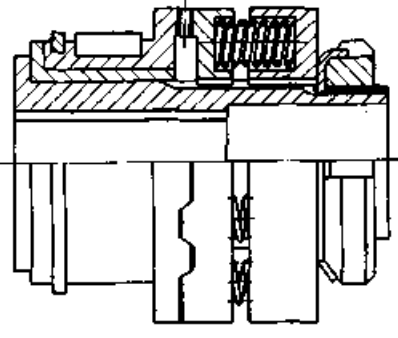
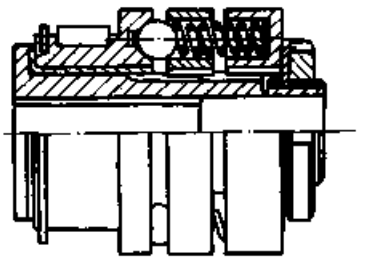
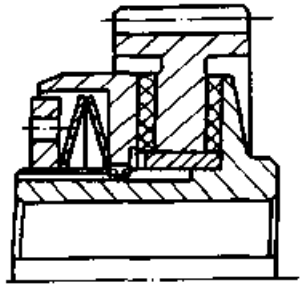
类别	组别	名称 结构图	特 点
操 纵 离 合 器	气 压 离 合 器	<p>活塞式气压摩擦块离合器</p> 	<p>用活塞气缸操纵离合，接合元件可为摩擦块、摩擦盘（片）。接合平稳，传递转矩大，磨损间隙可自动补偿</p> <p><i>超星浏览器提醒您： 使用本复制品 请尊重相关知识产权！</i></p>
		<p>隔膜式气压摩擦离合器</p> 	<p>以隔膜代替活塞，动作灵敏，密封性能好，可减小离合器的轴向尺寸，耗气量小；但轴向行程小</p>
		<p>气胎式气压摩擦离合器</p> 	<p>利用气胎扩张和收缩以实现摩擦接合和分离，传递转矩大，接合柔和，可补偿主、从动部分的相对偏移；但对温度变化较敏感</p>
	液 压 离 合 器	<p>活塞缸旋转式液压摩擦片离合器</p> 	<p>传递转矩大，接合平稳，能自动补偿磨损间隙，适宜频繁接合和远距离操纵</p> <p>缸体旋转式结构紧凑，但旋转部分转动惯量大，进油阀复杂，油压易受惯性离心力影响</p>

续表 40.2-14

类别	组别	名 称	特 点
		结 构 图	
操 纵 离 合 器	液 压 离 合 器	<p>活塞缸固定式液压摩擦片离合器</p> 	<p>缸体固定式结构进油简单，油压不受惯性离心力影响，操纵和排油快，可减小复位弹簧，但需加装较大的推力轴承，其余同活塞缸旋转式。</p> <p><i>超星阅读器提醒：使用本复制品，请尊重相关知识产权！</i></p>
		<p>牙嵌式电磁离合器</p> 	<p>外廓尺寸小，传递转矩大，使用寿命长；但在有转速差时接合有冲击</p>
		<p>无滑环单盘摩擦电磁离合器</p> 	<p>传递转矩大，反应快，分离较彻底，散热条件好，允许接合频率高，主要用于干式，适用于快速接合、高频率接合和远距离操纵和程序控制</p>
		<p>带滑环多片摩擦电磁离合器</p> 	<p>传递转矩大，径向尺寸小，反应快，有干式和湿式两种，其余同单盘</p>

类别	组别	名称	特点
		结构图	
操纵 纵磁 离合 器	电 磁 离 合 器	磁粉离合器 	具有定转矩特性，转矩和电流成线性关系，转矩调节范围大，接合迅速，允许高频率接合，亦可在有转速差的条件下工作。但磁粉寿命短，需定期更换，适用于控制装置
		转差式电磁离合器 	利用电磁感应产生的转矩带动从动部分运转，改变激磁电流可进行无级调速
自 控 离 合 器	超 越 离 合 器	滚柱超越离合器 	以单向传动为主，可防止逆转。结构比较简单
		模块超越离合器 	结构紧凑，适用于传递转矩大，要求结构紧凑的场所
		棘轮超越离合器 	适用于间歇运动机构，可防止逆转

续表 40.2-14

类别	组别	名 称	特 点
		结 构 图	
离 心 离 合 器		闸块式离心离合器 	利用离合器转速使闸块产生的惯性离心力实现闸块与外壳内圆柱的接合和分离。在接合过程中因摩擦而产生热量，不宜用于频繁接合的场所。但因从动部分负载转矩是缓慢地逐渐施加在主动部分的，故可降低电动机的起动电流，起动过程平稳
		钢球式离心离合器 	利用离合器旋转时，钢球在离心力的作用下与壳体内壁产生的摩擦力传递转矩。因壳体（从动部分）所联的负载是逐渐施加到叶轮（主动部分）上去的，故可将电动机的重载起动转变为近似的空载起动，降低起动电流，使起动过程十分平稳
自 控 离 合 器	安 全 离 合 器	牙嵌式安全离合器 	接合元件与牙嵌离合器相同，利用控制弹簧调节传递的转矩。过载时牙齿工作面上的轴向分力压缩弹簧，主、从动部分脱开，截断转矩的传递。载荷下降后，弹簧力使主、从动部分重新啮合
		钢珠式安全离合器 	利用弹簧将钢珠压紧在槽内以传递转矩。过载时槽的轴向分力迫使钢珠退出，转矩传递被截断。载荷正常时，弹簧又将钢珠压回槽内，转矩传递恢复
		摩擦安全离合器 	利用弹簧压紧主、从动部分。过载时打滑，截断转矩传递。载荷恢复正常，转矩传递恢复

1.4.2 离合器的选择计算

(1) 一般性的选择计算

在载荷平稳、离合频率不高的情况下，可按下列条件选择离合器的型号（规格）

$$T_c \leq T_p \text{ (或 } T_n) \quad (40.2-1)$$

式中 T_c ——离合器的计算转矩 (N·m);
 T_p ——离合器的许用转矩 (N·m);
 T_n ——离合器的公称转矩 (N·m)。

对于啮合式接合元件的离合器

$$T_c = KT \quad (40.2-2)$$

式中 T ——离合器的理论转矩 (N·m)，一般按工作机的负载转矩确定，也可

按动力机的额定转矩确定；

K ——离合器的工况系数，查表 40.2-15 或参考表 40.1-10 选取。

对于摩擦式接合元件的离合器：

$$K_c = KK_2K_vT \quad (40.2-3)$$

式中 T ——离合器的理论转矩 (N·m)；

K ——离合器的工况系数，查表 40.2-15 或参考表 40.1-10 选取；

K_2 ——离合器每小时接合次数系数，查表 40.2-16；

K_v ——离合器开始接合时摩擦副相对滑动速度系数，查表 40.2-17。

表 40.2-15 离合器工况系数 K

工作机类型	K	工作机类型	K
金属切削机床	1.3~1.5	农业机械	2~3.5
曲轴式压力机	1.1~1.3	挖掘机械	1.2~2.5
汽车、车辆	1.2~3	钻探机械	2~4
拖拉机	1.5~3	活塞泵(多缸)、通风机(中等)、压力机	1.3
起重运输机械 在最大载荷下接合	1.35~1.5	活塞泵(单缸)、大型通风机、压缩机、木材加工机床	1.7
在空载下接合	1.25~1.35	冶金、矿山机械	1.8~3.2
轻纺机械	1.2~2	船舶	1.3~2.5

表 40.2-16 离合器每小时接合次数系数 K_2

离合器每小时接合次数 z	≤ 100	120	180	240	300	≥ 350
K_2	1	1.04	1.20	1.40	1.66	2

(2) 摩擦式离合器温升计算

由于摩擦式离合器在接合过程中因摩擦副摩擦发热而导致温升，故必要时应验算其温升。为了确定摩擦式离合器的温升，首先介绍摩擦离合器的接合过程。如图 40.2-5 所示，设离合器主动

表 40.2-17 离合器摩擦副相对滑动速度系数 K_v

摩擦副平均相对滑动速度 v_m / (m/s)	1	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	13	15
K_v	0.74	0.84	0.93	1	1.07	1.16	1.25	1.33	1.47	1.59	1.70	1.82

注： v_m ——对于圆形摩擦盘（片）和摩擦块为平均摩擦半径（或当量摩擦半径）处的相对滑动速度 (m/s)。

端转速为 n_1 ，从动端转速为 n_2 ；在时间 t_1 时，摩擦副开始接触，离合器主动端转速有所下降，从动端转速上升；在时间 t_2 时，主、从动端达到同步运转，转速为 n_{12} ，接合完毕；随后，主、从动端同步运转，转速上升到工作转速 n 。在时间 t_1 到时间 t_2 的区间，离合器主、从动部分有转速差，摩擦副的滑动摩擦功转变为热，使

离合器（主要是摩擦元件）温度上升。

从时间 t_1 到时间 t_2 为摩擦离合器接合时间，按下式计算

$$t = \frac{\pi J_1 J_2 (n_1 - n_2)}{30 [J_2 (T_c - T_1) + J_1 (T_c - T_2)]} \quad (40.2-4)$$

式中 t ——摩擦离合器接合时间(s)， $t = t_2 - t_1$ ；

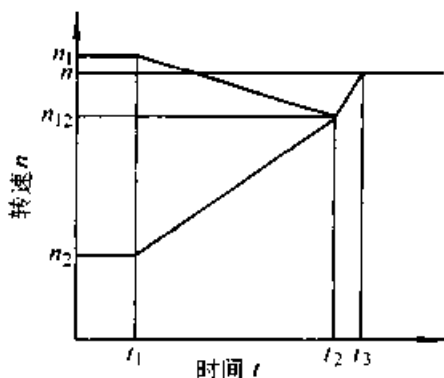


图 40.2-5 摩擦离合器的接合过程

n_1 ——接合开始时离合器主动端的转速 (r/min);

n_2 ——接合开始时离合器从动端的转速 (r/min);

$J_1、J_2$ ——离合器主、从动部分 (包括所联接的转动部件和负载) 的转动惯量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$);

T_1 ——动力机的输出转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$);

T_2 ——工作机的负载转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$);

T_c ——离合器的计算转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$)。

离合器的滑动摩擦功是主动端输入功与从动端输出功的差值,按下式计算

$$A = \frac{\pi^2 J_1 J_2 (n_1 - n_2)^2}{1800 [J_1 (1 - T_2/T_c) + J_2 (1 - T_1/T_c)]} \quad (40.2-5)$$

式中 A ——摩擦离合器一次接合的滑动摩擦功 (J)。

其他符号意义及单位同式 (40.2-4)。

摩擦离合器一次接合温升及其限制条件如下

$$\Delta t = \frac{A}{mc} \leq (\Delta t)_p \quad (40.2-6)$$

式中 Δt ——摩擦元件的温升 ($^{\circ}\text{C}$);

A ——摩擦副一次接合的滑动摩擦功 (J),按式 (40.2-5) 计算;

m ——吸热体的质量 (kg)。金属对金属的摩擦副,取全部热量被摩擦副吸收;金属对非金属摩擦副,取全部热量被摩擦副金属部分吸收;

c ——吸热体比热容 ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)。对于钢,取 $c = 490 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;对于铸铁,取 $c = 544 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;

$(\Delta t)_p$ ——许用温升 ($^{\circ}\text{C}$)。对于拖拉机用摩擦离合器,取 $(\Delta t)_p = (3\sim 5)^{\circ}\text{C}$;

对于履带式车辆用离合器,取 $(\Delta t)_p = (15\sim 20)^{\circ}\text{C}$;对于机床用摩擦离合器,取 $(\Delta t)_p = 150^{\circ}\text{C}$;对于离心离合器,取 $(\Delta t)_p = (70\sim 75)^{\circ}\text{C}$ 。

为防止摩擦副产生胶合现象,在高转速差状态下接合时,还须验算表征瞬间发热量的 $p\nu$ 值。

超星网提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

$$p\nu \leq (p\nu)_p \quad (40.2-7)$$

式中 p ——摩擦副表面表观压强 (MPa);

ν ——摩擦副最大相对线速度 (m/s);

$(p\nu)_p$ ——许用 $p\nu$ 值 ($\text{MPa}\cdot\text{m/s}$)。对于干式石棉基摩擦材料,取 $(p\nu)_p = 2\sim 2.5 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$;对于湿式粉末冶金材料,取 $(p\nu)_p = 30\sim 60 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ 。

(3) 摩擦离合器磨损验算

对于载荷大、接合频繁的摩擦离合器,为了防止摩擦元件的磨损速率过大,其磨损系数应符合下列限制条件

$$W = \frac{Az}{a} \leq W_p \quad (40.2-8)$$

式中 W ——磨损系数 ($\text{MPa}\cdot\text{m}/\text{min}$);

A ——离合器一次接合的滑动摩擦功 (J);

z ——每分钟接合次数 (1/min);

a ——总摩擦面积 (mm^2);

W_p ——许用磨损系数 ($\text{MPa}\cdot\text{m}/\text{min}$)。对于普通石棉基摩擦材料,圆盘摩擦片,取 $W_p = 0.5\sim 0.8 \text{ MPa}\cdot\text{m}/\text{min}$;对于普通石棉基摩擦材料,圆锥式、闸块式、闸带式摩擦副,取 $W_p = 0.7\sim 0.9 \text{ MPa}\cdot\text{m}/\text{min}$;对于 Z64 石棉摩擦材料,圆盘式摩擦副,取 $W_p = 2.5 \text{ MPa}\cdot\text{m}/\text{min}$ 。

(4) 离合器的扭转振动计算

与弹性联轴器类似,在离合器工作过程中,由于动力机的驱动转矩为变化转矩,或者由于工作机阻力矩或负载转矩的变化,都会引起传动系统的加速或减速运动而产生惯性转矩。如果系统转矩呈规律性循环变化,它引起的激振频率与系统的自然频率一致的时候,就会发生共振。所以,对于重要离合器的设计或选用时应考虑传动

系统扭振问题，必要时可通过改变工作机转速或在离合器接合元件间设置减振装置以改变传动轴系的自振频率来避免共振。

假定传动系统中除离合器外，其他构件都是刚性的，则离合器共振特性曲线与弹性联轴器的共振特性曲线类似（参见图 40.1-9）。

1) 在来自动力机或工作机的长期循环变化转矩（参看图 40.1-8）作用下，离合器承受最大计算的循环转矩按下式计算，并应满足不大于其许用值的条件。

$$T_{fc} = (T_m + K_J K_d T_s) K_z K_v \leq T_{fp} \quad (40.2-9)$$

式中 T_{fc} ——离合器承受的最大计算循环变化转矩 (N·m)；

T_m ——外加循环变化转矩的平均转矩 (N·m)，参见图 40.1-8；

T_s ——外加循环变化转矩的变幅 (N·m)，参见图 40.1-8；

K_J ——传动轴系质量分布系数。当循环变化转矩来自动力机时， $K_{J1} = \frac{J_2}{J_1 + J_2}$ ；

当循环变化转矩来自工作机及其负载时， $K_{J2} = \frac{J_1}{J_1 + J_2}$ ；

J_1, J_2 ——离合器主、从动部分及其所联转动部件的转动惯量 (kg·m²)；

K_d ——振动系数，它与离合器的阻尼、轴系的自振频率以及转矩变化频率有关。

$$K_d = \frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{f_c^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}} \quad (40.2-10)$$

ψ ——离合器的相对阻尼；

f ——转矩变化频率 (Hz)；

f_c ——轴系自振频率 (Hz)。

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{c \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} \quad (40.2-11)$$

c ——离合器的扭转刚度 (N·m/rad)。

参见图 40.1-9 可知，当 $f/f_c > \sqrt{2}$ 时， $K_d < 1$ ；

当 $f/f_c = 1$ 时， $K_d = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{\psi}\right)^2 + 1} \approx \frac{2\pi}{\psi}$ ，若离合器无阻尼，即 $\psi = 0$ ，则 $K_d \rightarrow \infty$ ，发生共

振，此时必须在结构设计上调整传动轴系（主要是离合器）的刚度，以避免共振；当 $f > f_c$ 时，阻尼已无明显作用，可不计相对阻尼值，此时

$$K_d = \frac{1}{1 - (f/f_c)^2}$$

K_z ——离合器每小时接合次数系数，查表 40.2-16；

K_v ——离合器摩擦副相对滑动速度系数，查表 40.2-17；

T_{fp} ——离合器的许用最大循环变化转矩 (N·m)。

2) 在外加的冲击载荷作用下，离合器将承受瞬时最大转矩，最大瞬时转矩与冲击载荷作用时间有关。最大瞬时转矩可按下式计算，并应不大于许用最大瞬时转矩

$$T_{max} = T + K_J K_s T_s \leq T_{maxp} \quad (40.2-12)$$

式中 T_{max} ——在冲击载荷或突加载荷作用下离合器承受的最大瞬时转矩 (N·m)；

T ——平稳的理论转矩 (N·m)；

T_s ——冲击转矩 (N·m)；

K_J ——传动轴系质量分布系数，按式 (40.2-9) 的说明计算；

K_s ——冲击系数，按表 40.2-18 选取；

T_{maxp} ——离合器的许用最大瞬时转矩 (N·m)。

表 40.2-18 冲击系数 K_s

冲击载荷作用时间	$t \geq 1/2f_c$	$t < 1/2f_c$
K_s	无阻尼离合器	2
	有阻尼离合器	1.4~1.6
		$(1.4 \sim 1.6) \sin(\pi f_c t)$

注：1. t ——冲击载荷作用时间 (s)。

2. f_c ——轴系自振频率 (Hz)。

3. 如不能确定 t 值时，可按 $t \geq 1/2f_c$ 情况取值。

冲击转矩属瞬时作用载荷，一般不会引发传动系统共振，但会使离合器承受的转矩突增，因此在设计和选用离合器时应予注意。

2 机械离合器

机械离合器是指离合器的接合或分离是由操纵机械杠杆或其他机构来实现的。用人力操纵时，手柄操纵力一般为 80~160 N，最大不超过 400 N，操纵行程不超过 250 mm；脚踏板操纵力一般为 100~200 N，操纵行程为 100~150 mm。

最大不超过 250 mm。大型离合器则用电、气、液等动力操纵，车辆中离合器常用气压或液压助力器操纵。

2.1 牙嵌离合器

(1) 牙嵌离合器的结构

牙嵌离合器的结构型式之一如图 40.2-6 所示。图 40.2-6a (图上半部) 为接合状态，图 40.2-6b (图下半部) 为分离状态。它由主、从动牙嵌盘、加压环、辘子和弹簧等组成。当操纵杠杆将加压环 5 向左推移时，加压环上的斜面迫使辘子 4 径向内移，由于辘子右侧有挡圈 6 阻止辘子右移，辘子在径向内移同时，利用从动嵌盘 2 上的斜面将从动盘向左推移，此时弹簧 3 被压缩，主、从动盘啮合，离合器处于接合状态。若操纵加压环 5 向右推移，弹簧 3 伸展的同时推动从动嵌盘右移，从动盘上的斜面将辘子径向外推，主、从动嵌盘处于分离状态。

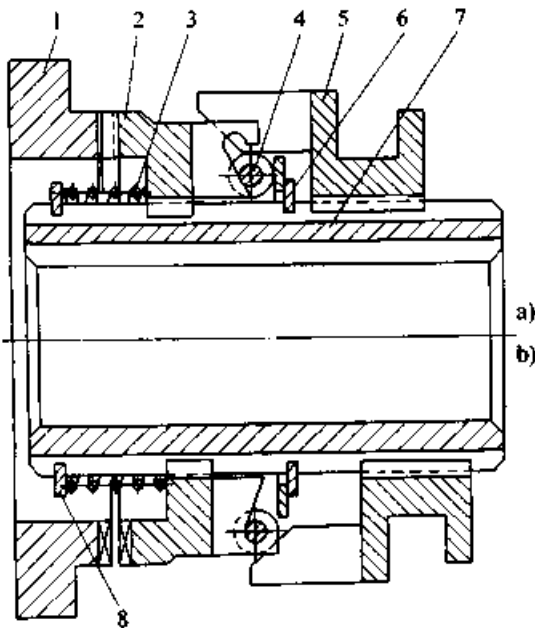


图 40.2-6 牙嵌离合器

- 1—主动牙嵌盘 2—从动牙嵌盘 3—复位弹簧
4—辘子 5—加压环 6—挡圈 7—输出轴
8—弹簧挡圈

一般辘子有三个，沿圆周均布。为了便于啮合，采用非矩形齿；但由于非矩形齿在工作时有轴向分力，可能迫使主、从动嵌盘脱开，所以要求接合机构具有自锁能力。

(2) 牙嵌离合器的计算

牙嵌离合器的许用转矩可按下式估算

$$T_p = 0.16d^3\tau_p \quad (40.2-13)$$

式中 T_p ——牙嵌离合器的许用转矩 (N·m)；
 d ——主动或从动轴 (假定为实心圆轴，取其中直径较小者) 直径 (mm)；
 τ_p ——主或从动轴材料的许用扭转切应力 (MPa)，对于钢，取 $\tau_p = 50$ MPa。

牙嵌离合器的轴向接合力和脱开力可按下式

计算

$$Q = \frac{2T_c}{D_m} \left[\frac{D_m}{d} \mu_1 \pm \tan(\alpha \pm \rho) \right] \quad (40.2-14)$$

式中 Q ——牙嵌离合器轴向接合力 (取“+”) 或脱开力 (取“-”) (N)；

T_c ——牙嵌离合器的计算转矩 (N·mm)，按式 (40.2-2) 计算；

D_m ——牙齿分布的平均直径 (mm)；

$$D_m = (D + D_1) / 2$$

D, D_1 ——牙齿的外端和内端处直径 (mm)；

d ——轴径 (mm)；

μ_1 ——轴上滑键与从动嵌盘上键槽之间的滑动摩擦系数，取 $\mu_1 = 0.15 \sim 0.17$ ；

α ——牙齿斜面角 (°)，查表 40.2-3；

ρ ——齿面摩擦角 (°)，取 $\rho = 5^\circ \sim 6^\circ$ 。

牙齿啮合自锁条件如下

$$\alpha \leq \arctan\left(\mu + \mu_1 \frac{D_m}{d}\right) \quad (40.2-15)$$

式中 α ——齿面斜角 (°)；

μ ——齿面摩擦系数，取 $\mu = 0.1$ ；

μ_1 ——滑键联接的摩擦系数，取 $\mu_1 = 0.15 \sim 0.17$ ；

D_m ——牙齿分布平均直径 (mm)；

d ——轴径 (mm)。

牙齿工作面挤压应力及其强度条件如下

$$\sigma_p = \frac{2T_c}{AD_m Z_c} \leq \sigma_{pp} \quad (40.2-16)$$

式中 σ_p ——齿面挤压应力 (MPa)；

T_c ——离合器计算转矩 (N·mm)；

A ——每个齿的承压面积 (mm²)；

对于三角形齿 (参看图 40.2-7a)， $A = D_m b \tan \gamma$ ；对于梯形齿、矩形齿 (参看图 40.2-

7b), $A = bh$ 。

b —— 齿宽 (mm), $b = (D - D_1) / 2$;

h —— 齿高 (mm);

γ —— 牙齿收缩角 ($^\circ$);

σ_{pp} —— 许用挤压应力 (MPa);

静止时接合, 取 $\sigma_{pp} = 90 \sim 120$ MPa

当 $v = 0.7 \sim 0.8$ m/s 时, 取 $\sigma_{pp} = 50 \sim 70$ MPa

当 $v = 0.8 \sim 1.5$ m/s 时, 取 $\sigma_{pp} = 35 \sim 45$ MPa。

齿根弯曲应力及其强度条件如下

$$\sigma_b = \frac{6hT_c}{D_m l_m^2 b z_c} \leq \sigma_{pp} \quad (40.2-17)$$

式中 σ_b —— 齿根弯曲应力 (MPa);

T_c —— 离合器的计算转矩 (N·mm);

h —— 齿的外缘高度 (mm);

D_m —— 牙齿分布圆平均直径 (mm);

l_m —— 齿根平均厚度 (mm);

对于矩形齿 $l_m = D_m \sin \frac{\theta_2}{2}$

对于三角形齿和梯形齿 $l_m = D_m \sin \frac{\theta_2}{2} + 2(h - h_2) \tan \alpha$;

θ_2 —— 牙体半高处所占中心角 ($^\circ$);

h_2 —— 牙齿分布平均直径处齿高 (mm);

b —— 齿宽 (mm), $b = (D - D_1) / 2$;

z_c —— 计算齿数, 取 $z_c = (0.33 \sim 0.5) z$;

z —— 一个牙嵌盘的实际齿数;

σ_{pp} —— 许用弯曲应力 (MPa)

静止时接合, 取 $\sigma_{pp} = \sigma_s / 1.5$

当相对圆周线速度 $v = 0.7 \sim 1.5$ m/s 时接合, 取 $\sigma_{pp} = \sigma_s / (3 \sim 4)$;

σ_s —— 材料的屈服点 (MPa)。

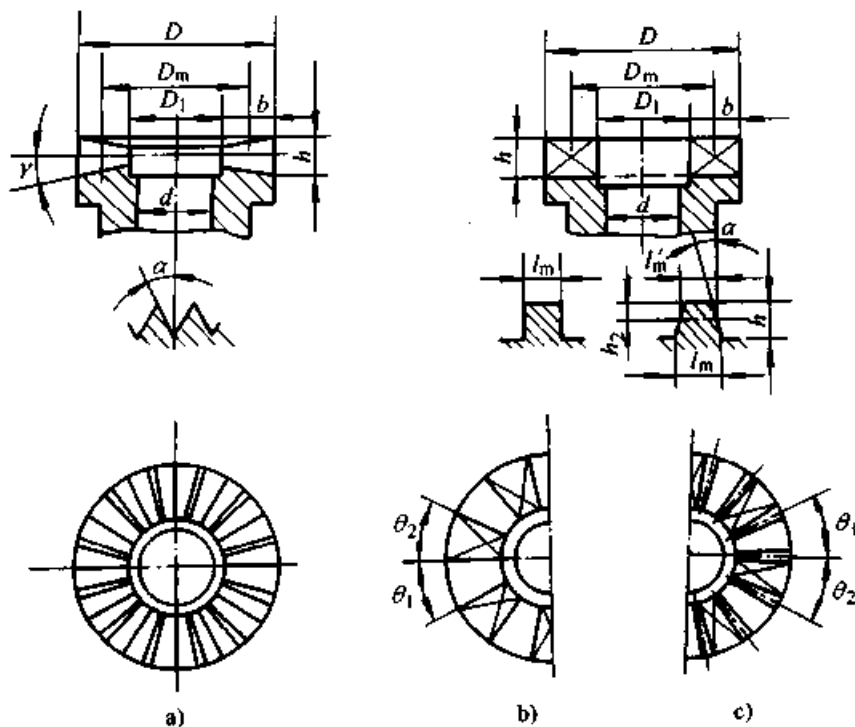


图 40.2-7 牙嵌离合器的三角形齿、梯形齿和矩形齿的尺寸关系

a) 三角形齿 b) 矩形齿 c) 梯形齿

牙嵌离合器接合时的许用转速差按下式计算

$$(\Delta n)_p = \frac{60\,000}{\pi D_m} (\Delta v)_p \quad (40.2-18)$$

式中 $(\Delta n)_p$ —— 牙嵌离合器接合时的许用转速差 (r/min);

D_m —— 牙齿分布平均直径 (mm);

$(\Delta v)_p$ —— 牙嵌离合器接合时的许用圆周速度差 (m/s), 取 $(\Delta v)_p$

≤ 0.8 m/s。

牙嵌离合器接合时间可按下式估算

$$t = \frac{60}{\Delta n z} \quad (40.2-19)$$

式中 t —— 牙嵌离合器接合时间 (s);

Δn —— 牙嵌离合器接合时主、从动嵌盘的转速差 (r/min);

z —— 一个牙嵌盘的齿数。

(3) 牙嵌离合器的选择

牙嵌离合器的尺寸(规格)选择应满足式(40.2-2)的条件。三角形齿、矩形齿和梯形齿

牙嵌盘的结构如图40.2-8和图40.2-9所示,它们的尺寸系列分别列于表40.2-19和表40.2-20。

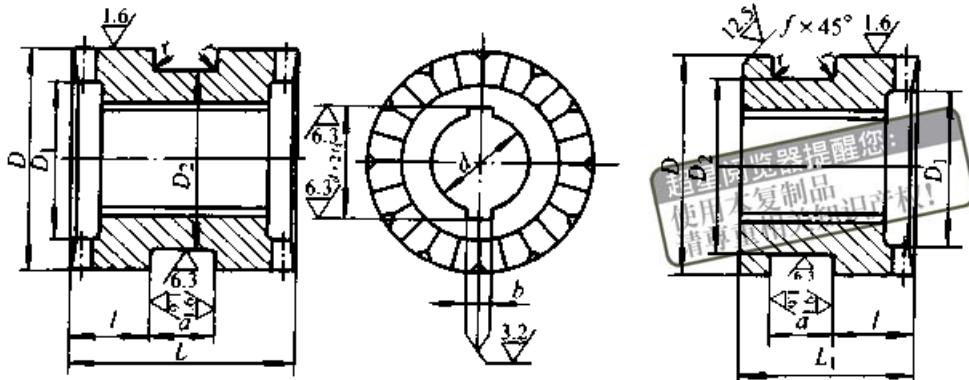


图 40.2-8 $\alpha = 30^\circ$ 、 $\alpha = 45^\circ$ 三角形齿牙嵌盘

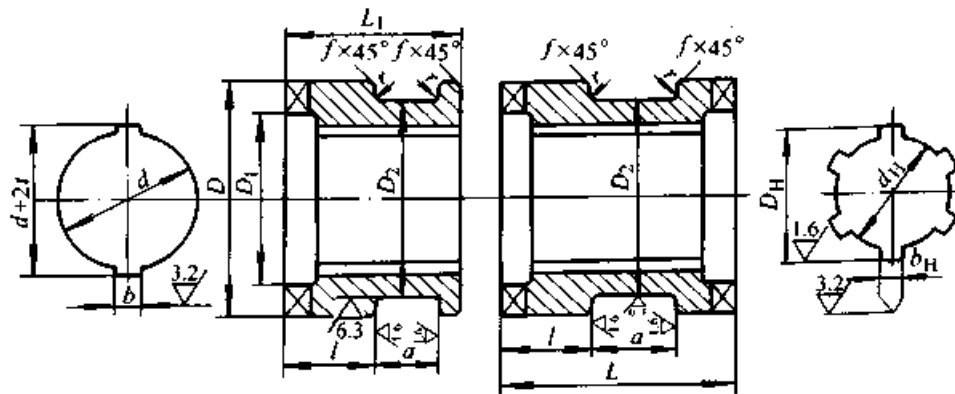


图 40.2-9 矩形齿和梯形齿牙嵌盘

表 40.2-19 $\alpha = 30^\circ$ 、 $\alpha = 45^\circ$ 三角形齿牙嵌盘尺寸系列(参考) (mm)

D	D ₁	D ₂	l	a	L	L ₁	r	f	d (H7)	b (H9)	t ₁ (H12)	许用转矩 T ₀ /N·m		
32	22	25	12	8	32	25	0.2	0.5	16	5	2.3	25		
40	28	30	15	10	40	30	0.3		20	6	2.3	45		
45	32	35	15	15	45	30			22			50		
55	40	44	20		55	40			28	8	130			
60	45	48	22	16	60	45		1	30		10	3.3	160	
65	50	55	23	18	64	50	32		180					
75	55	60	28		74	55	38		200					
85	60	65	32		84	65	42		450					
90	65	70	35		90	70	45	14	3.8	550				
100	70	80	40	100	80	50	730							
110	80	90	45	20	110	90	0.5	1.5	16	4.3	970			
120	90	95	50		120	95					60	18	4.4	1 300
125	90	100	50		25	125					100			65

续表 40.2-19

D	D ₁	D ₂	l	a	L	L ₁	r	f	d (H7)	b (H9)	r ₁ (H12)	许用转矩 T _p /N·m
140	100	115	55	25	135	110	0.5	1.5	70	20	4.9	2 200
145	120	125	60		145	115			75			2 600
160	120	135	65		155	120		80	22	3 000		
180	140	145	70	30	170	130	0.5	2	90	25	5.4	4 500
200	150	165	75		180	135			100			28

- 注：1. 牙形结构尺寸见表 40.2-4。
 2. 表中许用转矩为双键轴所能承受的转矩，牙的强度足够。
 3. 牙嵌盘材料为 45、40Cr 或 20Cr，牙部硬度 48~52HRC 或 58~62HRC。

表 40.2-20 矩形齿、梯形齿牙嵌盘尺寸系列 (参考) (mm)

D	D ₁	牙数 z	D ₂	l	a	双向 L	单向 L ₁	r	f	双 键 孔			花 键 孔			许用转矩 T _p /N·m	
										d (H7)	b (H9)	i (H12)	N	d (H7)	D (H10)		B (H9)
40	28	5	30	15	10	40	30	0.5	0.5	20	6	2.3	6	18	22	5	77.1
50	35		38	20	12	50	38	0.8		25	8	3.2		21	25	5	120
60	45	7	48	22	16	60	45	1.0	1.0	32	10	3.3	8	28	34	7	246
70	50		54	28		70	50			35				32	38	6	375
80	60		60	30	20	80	60	1.2		40	12	36		42	7	437	
90	65		70	35		90	70			45	14	3.8		42	48	8	605
100	75	9	80	40	25	100	80	1.5	1.5	50	16	3.8	10	46	54	9	644
120	90		100	50		120	100			60	18	4.4		56	65	10	1 700
140	100	11	115	55	25	140	110	1.5	1.5	70	20	4.9	10	62	72	12	2 580
160	120		135	65		160	120			80	22	5.4		72	82	12	3 630
180	130		150	75	180	130	90	25		82	92			12	5 020		
200	150		160	85	200	140	100	28		6.4	5 670						

- 注：1. 牙形结构尺寸见表 40.2-5。
 2. 表中许用转矩是按低速运转时接合，按牙工作面压强条件计算得出的值，对于静止接合，许用转矩值可乘以 1.75 倍。
 3. 牙嵌盘材料为 45，硬度 48~52HRC 或 20Cr，硬度 58~62HRC。

2.2 齿轮离合器

(1) 齿轮离合器的结构

齿轮离合器由一对内、外齿轮组成啮合副，如图 40.2-10 所示。件 1 为内齿轮，外齿轮 2 套在花键轴上，花键轴一端用轴承支承在内齿轮上。为了便于啮合，通常将啮合齿端制成 10°~15°的导角；为了避免内齿轮齿顶与外齿轮齿根过渡部分干涉，当齿数 z > 27 时，常将内齿轮

齿顶圆直径加大 0.4m (m —— 齿轮模数)；为了提高接合机率，可将内齿轮隔齿去一齿，外齿轮隔齿去半齿 (参看表 40.2-2)。

齿轮轮齿加工比牙嵌盘上端面齿加工容易。由于轮齿强度高，故齿轮离合器外廓尺寸较小。

(2) 齿轮离合器的计算

齿轮离合器的承载能力主要由内、外齿轮啮合齿面的许用挤压应力所限定。齿面挤压应力计算式及强度条件如下

$$\sigma_p = \frac{2T_c}{1.5Dz_c b m \psi} \leq \sigma_{pp} \quad (40.2-20)$$

- 式中 σ_p ——齿面挤压应力 (MPa);
 T_c ——离合器的计算转矩 (N·mm);
 D ——齿轮分度圆直径 (mm);
 z_c ——计算齿数, 若内齿轮隔齿去一, 外齿轮隔齿去半, 则取 $z_c = 0.25z$;
 z ——齿数;
 b ——内齿轮齿宽 (mm), 取 $b = (0.1 \sim 0.2) D$;
 ψ ——轮齿载荷分配不均匀系数, 取 $\psi = 0.7 \sim 0.8$;
 σ_{pp} ——许用挤压应力 (MPa), 见式 (40.2-16) 的说明。

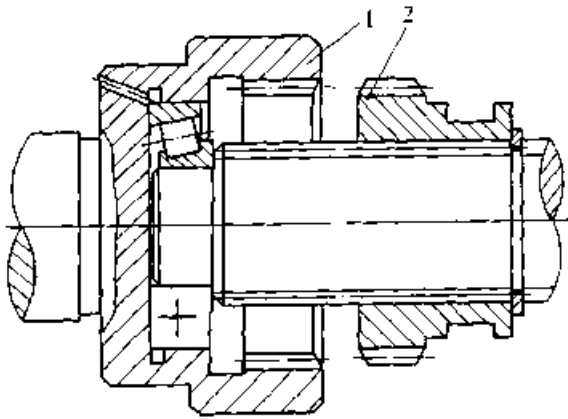


图 40.2-10 齿轮离合器
1—内齿轮 2—外齿轮

齿轮离合器的结构尺寸可参考齿轮传动和牙嵌离合器确定, 内、外齿轮材料及其热处理与齿轮传动相同。

2.3 转键离合器

(1) 转键离合器的结构

转键离合器有单转键和双转键两种结构, 常用的是双转键离合器。双转键离合器的结构如图 40.2-11 所示, 它利用装在轴上的可转动键以实现轴与轮毂的接合与分离。动力由齿轮 3 输入, 经中套 4、工作转键 5 传给轴 1。中套 4 用平键 13 与齿轮 3 联接, 中套内圆均布四个半圆形轴向通槽, 在轴 1 制有两个相隔 90° 的半圆形长槽; 在左端套 7 和右端套 6 上亦制有两个半圆槽, 与轴 1 上的半圆槽组成两个与转键直径相等的圆孔, 转键就插入这两个圆孔内。在转键中部开有长度略大于中套长度的半圆形缺口, 半圆形缺口

的曲率半径等于轴 1 相应轴段的半径。齿轮 3 通过滑动轴承 2 支承在端套 6 和 7 上。在工作转键 5 的右端装有一套四连杆机构 11, 将工作转键 5 与止逆转键 14 联接在一起, 使两者同步转动。弹簧 10 的一端与拨爪 8 相联, 另一端通过端套 7 与轴 1 联接。因弹簧 10 的收缩将转键转入轴的半圆槽内, 转键半月形部分与轴 1 的外圆构成光滑的圆柱体, 此时齿轮 3 与轴 1 可自由相对转动, 离合器处于分离状态, 如图 40.2-11b 所示。当操纵块 12 将拨爪 8 联同一对转键顺时针拨转 45° 时, 离合器处于接合状态, 如图 40.2-11c 所示。止逆转键 14 的作用是当轴 1 转速超过齿轮 3 时, 可防止工作转键 5 与中套 4 发生冲击, 故转键 14 又称为防冲转键。每转一周, 撞块 9 撞开操纵块 12 一次, 使离合器离合一次。

双转键离合器主要用于曲轴压力机。当反向冲击力不大时, 亦可取消止逆键 14, 即采用单转键离合器。

(2) 转键离合器的计算

图 40.2-12 所示为工作转键受力分析, 弧段 AD 为转键工作弧, AD 所对中心角为 θ 。当轮毂为主动件时, 作用在工作转键上的圆周力为

$$F_t = \frac{T_c}{R_c} \quad (40.2-21)$$

式中 F_t ——作用在工作转键上的圆周力 (N);
 T_c ——离合器的计算转矩 (N·mm);
 R_c ——计算半径 (mm), 即转键上承受圆周力的点到轴中心的距离 (mm)。

$$R_c = \sqrt{H^2 + r^2 - 2Hr \cos\left(\alpha_1 + \frac{\theta}{2}\right)}$$

H ——转键转动中心至轴中心的距离 (mm);

r ——转键的半径 (mm);

α_1 ——直线 OO_1 与直线 AO_1 的夹角 (°), 设计时确定, $\alpha_1 = 90^\circ$;

θ ——转键工作弧面所对中心角 (°), 一般 $\theta \leq 60^\circ$, 计算时取 $\theta = 45^\circ$ 。

工作转键承受的法向力按下式计算

$$F_n = F_t \cos \alpha \quad (40.2-22)$$

式中 F_n ——转键法向力 (N);
 α ——压力角 (°);

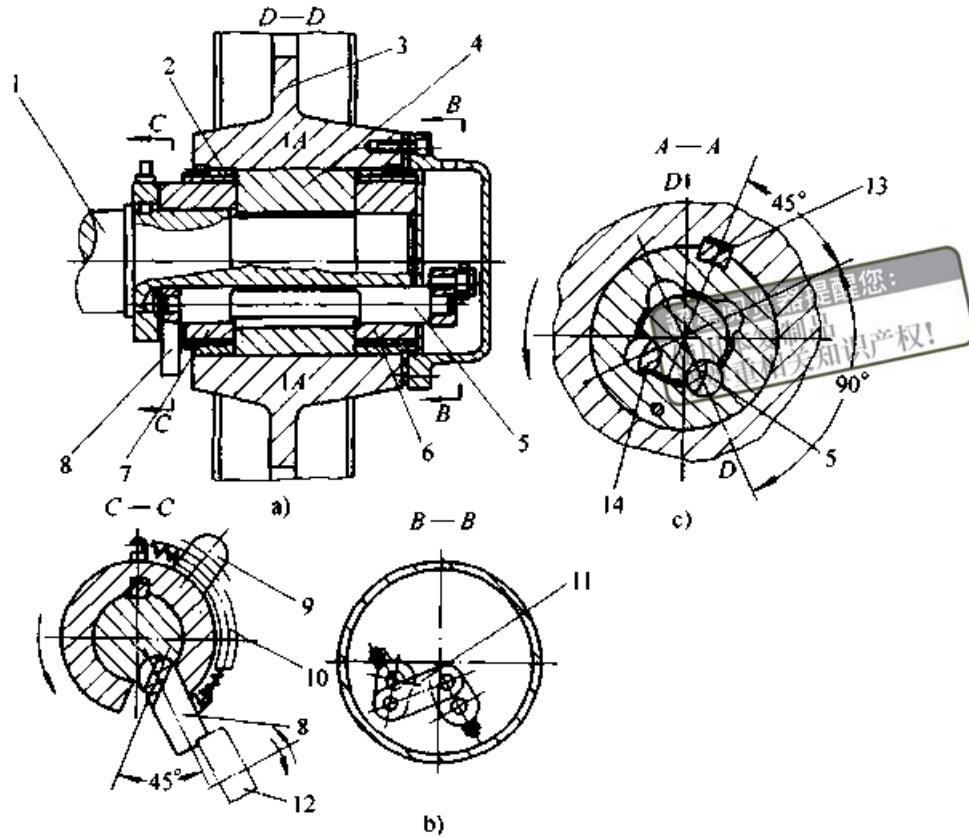


图 40.2-11 双转键离合器

1—主轴(曲轴) 2—滑动轴承 3—输入齿轮 4—中套 5—工作转键 6—右端套 7—左端套
8—拨爪 9—撞块 10—弹簧 11—四连杆机构 12—操纵块 13—平键 14—止逆(防冲)转键

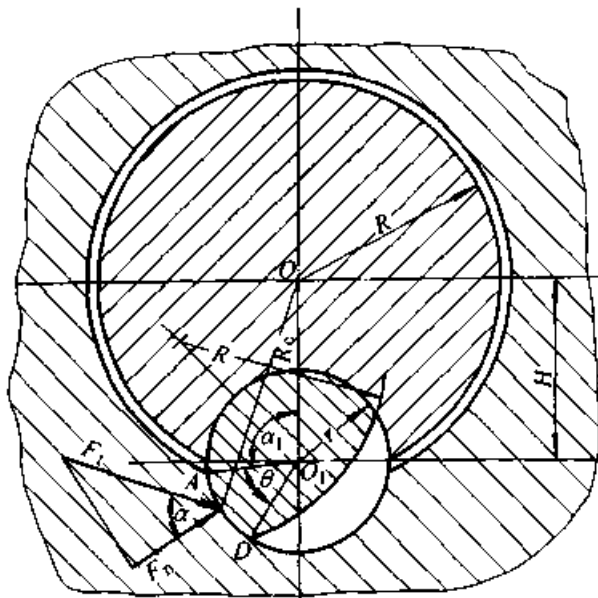


图 40.2-12 工作转键受力分析

$$\alpha \approx 90^\circ - \arccos\left(\frac{R_c^2 + r^2 - H^2}{2R_c r}\right)$$

转键挤压应力计算及其强度条件

$$\sigma_p = \frac{F_n}{2rl \sin \frac{\theta}{2}} \leq \sigma_{pp} \quad (40.2-23)$$

式中 σ_p —— 转键工作弧面的平均挤压应力 (MPa);

F_n —— 转键工作弧面的法向力 (N);

r —— 转键半径 (mm);

l —— 转键与中套的接触长度 (mm);

θ —— 转键工作弧面 (与中套接触弧面) 所对中心角 ($^\circ$), 通常 $\theta = 45^\circ$;

σ_{pp} —— 许用挤压应力 (MPa), 取

$$\sigma_{pp} = \sigma_s / (1.3 \sim 2.6);$$

σ_s —— 材料的屈服点 (MPa), 取转键和中套两者中较弱者。

(3) 转键离合器的主要尺寸关系

取转键离合器主轴的直径为 d

$$\text{转键直径 } d_1 = 2r = (0.44 \sim 0.5) d$$

$$\text{或 } d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_c}{20}}$$

式中 T_c —— 离合器的计算转矩 (N·mm);

$$\text{转键计算半径 (mm) } R_c = \frac{3000 v_p}{\pi n}$$

式中 v_p —— 转键离合器接合时的许用撞击速度 (m/s), 取 $v_p = (0.4 \sim 0.7)$

m/s;

n —— 离合器转速 (r/min)。

转键与中套接触长度 $l = (1.4 \sim 1.7)d$

转键中心与轴中心的距离 $H \geq \frac{T_c}{r \sin \theta \sigma_{pp}}$

转键的结构如图 40.2-13 所示, 转键主要尺寸系列列于表 40.2-21。

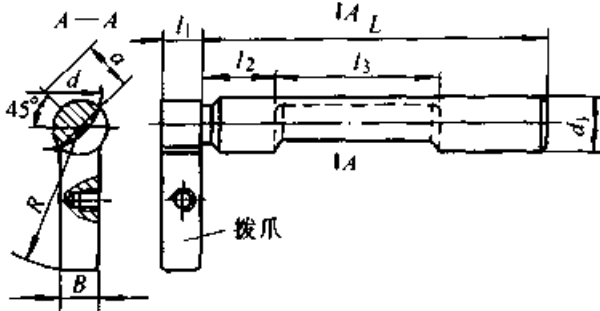


图 40.2-13 转键及其拔爪

表 40.2-21 转键主要尺寸系列 (参考) (mm)

许用法向压力 F_n/N	d_1	L	l_1	l_2	l_3	B	R	a	d
32 000	18	93	15	23	47	14	46	15.5	35
63 000~100 000	25	135		31	74	24	61	25	56
160 000~250 000	35	214	20	51	98	35	76	36	80
400 000~630 000	50	277	30	74	154	44		48	108
800 000~1 000 000	57	391		103	208			67	150

注: 表中 d 为轴的直径。

2.4 滑销离合器

典型的滑销离合器如图 40.2-14 所示。当主动轮 5 顺时针方向转动时, 装在从动轴轴套 7 中的滑销 4 在弹簧 2 的推动下沿主动轮轮毂端面上的滑槽滑到抗磨块 6 为止, 离合器处于接合状态。动力由主动轮输入, 经抗磨块 6、滑销 4、轴套 7、轴 1 输出。这种离合器属常闭式。用斜楔 8 (图中假想线所示) 插入辊轮 3 与轴套 7 之间, 辊轮 3 向左移动, 将滑销 4 拔出滑槽, 离合器处于分离状态。这种离合器常用于剪切机。

2.5 圆盘摩擦片离合器

(1) 圆盘摩擦片离合器的结构

圆盘摩擦片离合器有单摩擦片 (盘)、双摩擦片 (盘) 和多摩擦片等结构型式。根据摩擦副

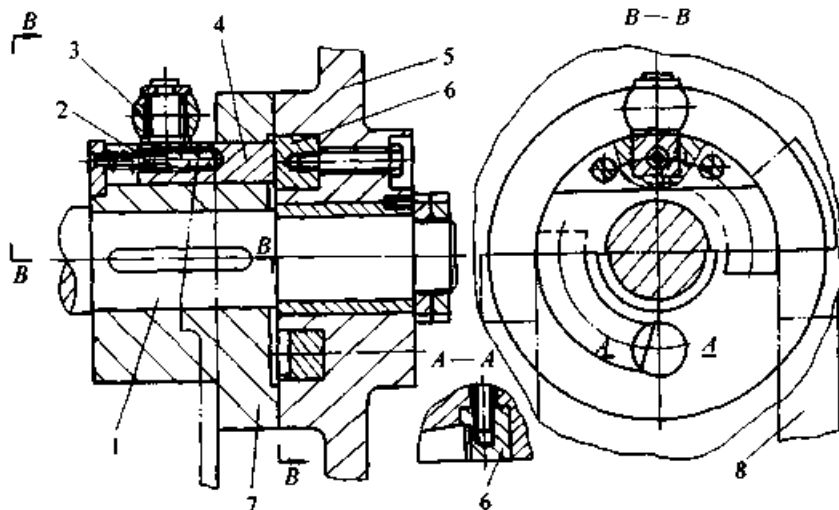


图 40.2-14 滑销离合器

1—输出轴 2—压缩弹簧 3—辊轮 4—方截面滑销 5—主动轮 6—抗磨块 7—轴套 8—斜楔

的润滑状态, 又有干式摩擦和湿式摩擦之分。

图 40.2-15 所示为干式单摩擦盘离合器。上半部为分离状态, 下半部为接合状态。向右推动

加压环 1, 使碟簧 3 和 4 同时变形, 碟簧 4 外缘的翻边将调整螺盖 12 连同外套 5 一同向左推移, 直至将轴向浮动的摩擦盘 6 在外套 5 和主动轴轴

套13之间夹紧为止,这时锁紧球2进入主动轴套13的槽内,离合器处于接合状态,如图的下半部所示。若将加压环1向左移动,锁紧球2沿锥面滑出轴套13上的凹槽,碟簧的弹力使轴套13和外套5与摩擦盘6分离,离合器处于分离状态,如图的上半部所示。调整螺盖12可调节摩擦盘6与轴套和外套之间的间隙。销11可防止轴套13与外套5之间可能的相对转动。滚动轴承8为离合器主、从动部分对中用,可提高它们的同轴度。这种离合器为常开式,接合时平稳、柔顺,传递转矩15~3000 N·m。

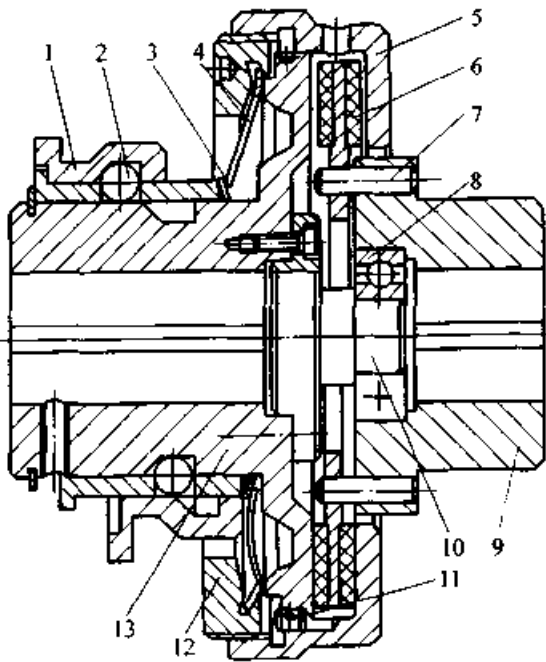


图 40.2-15 干式单摩擦盘离合器
 1—加压环 2—锁紧球 3—碟形弹簧
 4—带翻边的碟形弹簧 5—外套
 6—摩擦盘(可轴向浮动) 7—导向销
 8—滚动轴承 9—输出轴套
 10—联接支承轴 11—圆柱导向键
 12—调整螺盖 13—主动轴套

图 40.2-16 所示为带辘子接合机构的双摩擦盘离合器。图示为接合状态,此时接合辘子9被锁在压加环11内,因而在离合器高速旋转时不受惯性离心力的影响,保持恒定的压紧力,不致降低转矩传递能力。当加压环11向右移,弹簧7将辘子9径向外推,分离弹簧3将加压盘4推开,于是离合器分离。可调接合环是一个开口螺母,可以调整磨损间隙,调好后用螺栓6锁紧。这种结构的离合器也可做成单摩擦盘离合器。

带辘子接合机构的双摩擦盘离合器的主要技

术参数和尺寸见参考文献[4]。

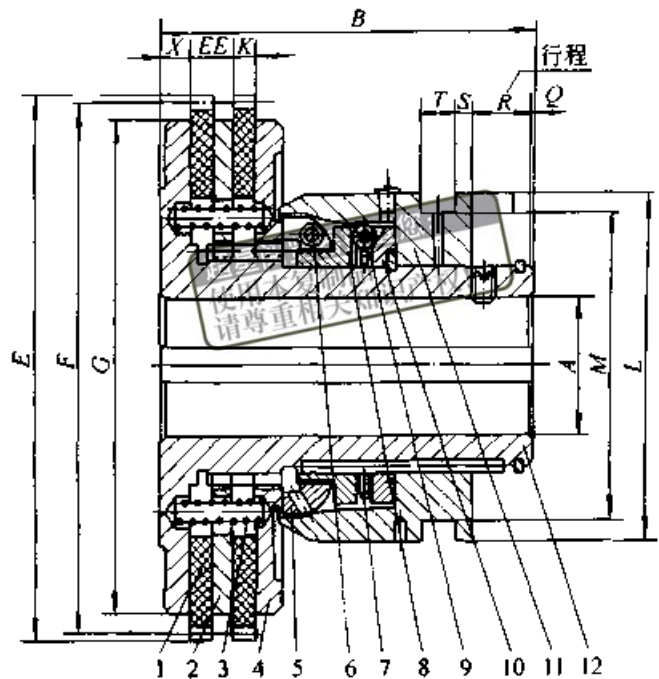


图 40.2-16 带辘子接合机构的双摩擦盘离合器
 1—摩擦盘 2—中间盘 3—分离弹簧 4—加压盘
 5—可调接合环 6—锁紧螺栓 7—保持弹簧
 8—滑环 9—接合辘子 10—固定支承盘
 11—加压环 12—输入轴套

图 40.2-17 所示为铰链杠杆压紧式多摩擦片离合器。内片4、外片5均用导销联接,图示为接合状态。操纵加压环6向右移动,通过铰链杠杆机构2使压紧盘8压紧摩擦片。当反向操纵加压环,铰链杠杆松开压紧盘8,分离弹簧9推动压紧盘向左,使摩擦片分离,离合器处于分离状态。螺母1用于调整摩擦片的磨损间隙,拔销7用以固定压紧盘8与调整螺母1的相对位置。这种结构的离合器在干式条件下使用,适宜传递中、小转矩。

图 40.2-18 所示为杠杆式多摩擦片离合器,图示为接合状态。当加压环9向左移动,加压环的内锥面将杠杆8的右端径向压入轴套槽内,杠杆左端将摩擦片压紧,离合器处于接合状态。当操纵加压环9向右移动,曲片3使内、外摩擦片分离,杠杆复位,离合器处于分离状态。杠杆8一般有三个,沿圆周均布。开口螺母7用于调整摩擦片磨损间隙,调整后用螺栓6锁紧。因杠杆8有一定弹性,故这种离合器接合时比较平稳,常用于机床变速箱中,湿式条件下工作,转矩范围为50~20000 N·m。杠杆式多摩擦片离合器

的主要技术参数和尺寸系列列于表 40.2-22 (参看图 40.2-19)。

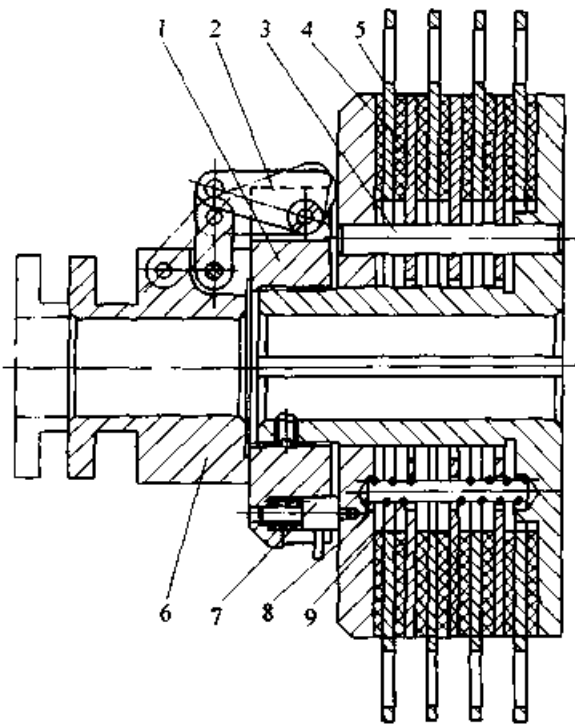


图 40.2-17 铰链杠杆压紧式多摩擦片离合器
1—调整螺母 2—铰链杠杆机构 3—导向销
4—内片 5—外片 6—加压环 7—拨销
8—压紧盘 9—分离弹簧

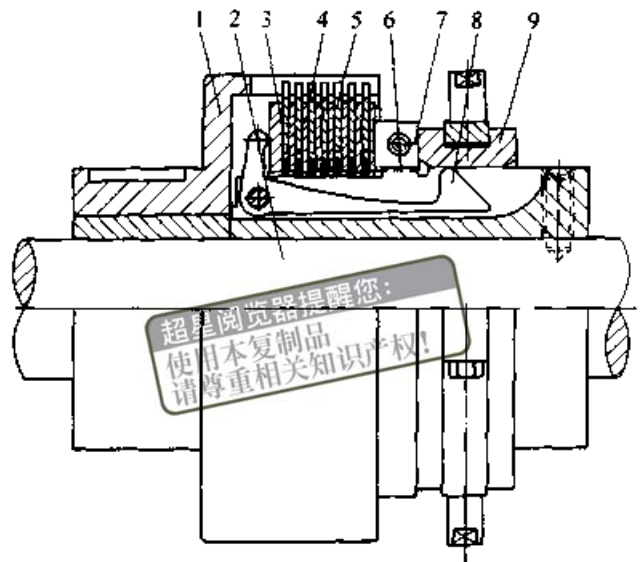


图 40.2-18 杠杆式多摩擦片离合器
1—从动壳体 2—输入轴 3—曲片 4—内片
5—外片 6—锁紧螺栓 7—开口螺母
8—杠杆 9—加压环

图 40.2-20 所示为用滚动轴承对中的杠杆式多摩擦离合器, 其主要技术参数系列列于表 40.2-23, 主要尺寸系列列于表 40.2-24。

(2) 圆盘(片)摩擦离合器的计算
圆盘摩擦离合器轴向压紧力按下式计算

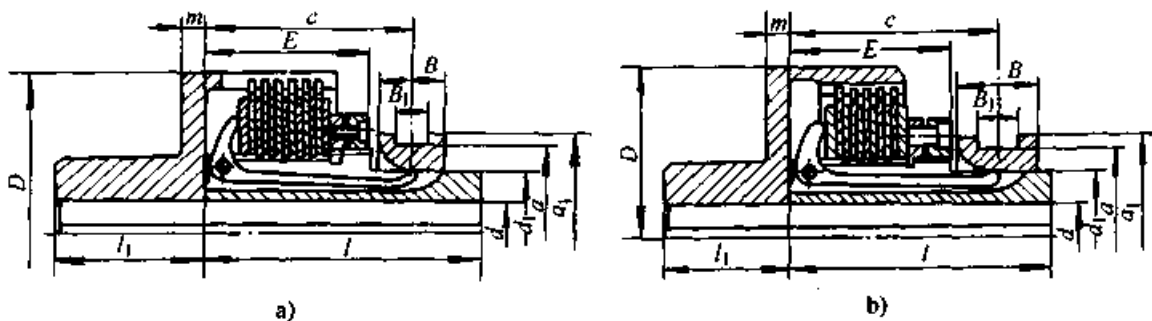


图 40.2-19 杆杠式多摩擦片离合器
a) 型式 I b) 型式 II

表 40.2-22 杆杠式多摩擦片离合器的主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

许用转矩 T_p $\sqrt{N \cdot m}$	型 式 I								型 式 II			
	20	40	80	160	200	320	450	640	900	1 400	2 300	
轴径 d (max)	15	22	32	45	45	48	60	68	70	80	100	
尺 寸	D	70	90	100	125	135	150	170	195	210	260	315
	d_1	35	50	60	72	72	72	102	102	102	120	153
	a	45	60	70	85	85	85	120	120	120	145	175

续表 40.2-22

许用转矩 T_p /N·m		型 式 I							型 式 II			
		20	40	80	160	200	320	450	640	900	1 400	2 300
轴径 d (max)		15	22	32	45	45	48	60	68	70	80	100
尺 寸	a_1	55	75	85	100	100	100	140	140	140	170	205
	l	56	83	83	98	98	108	148	148	175	205	230
	l_1	25	35	35	50	50	50	70	70	80	80	90
	c	37	60	60	70	70	76	103	103	125	148	160
	E	28	46	46	52.5	52.5	58	77.5	76	94	111	119
	m	4	6	6	10	10	10	13	13	15	15	20
	B	18	24	24	32	32	32	50	50	50	55	70
	B_1	10	10	10	15	15	15	26	26	26	26	30
摩擦面对数 z		6	10	10	10	8	10	10	8	10	6	6
摩擦面直径	外径	54	67	78	98	108	123	141	162	178	225	270
	内径	34	50	60	72	78	84	102	118	132	155	189
接合力 /N ^①		100	120	180	250	250	300	300	350	400	700	900
压紧力 /N		1 260	1 430	1 940	3 250	9 000	6 250	6 900	10 400	10 800	20 500	27 600

①接合力指加压环的轴向推力。

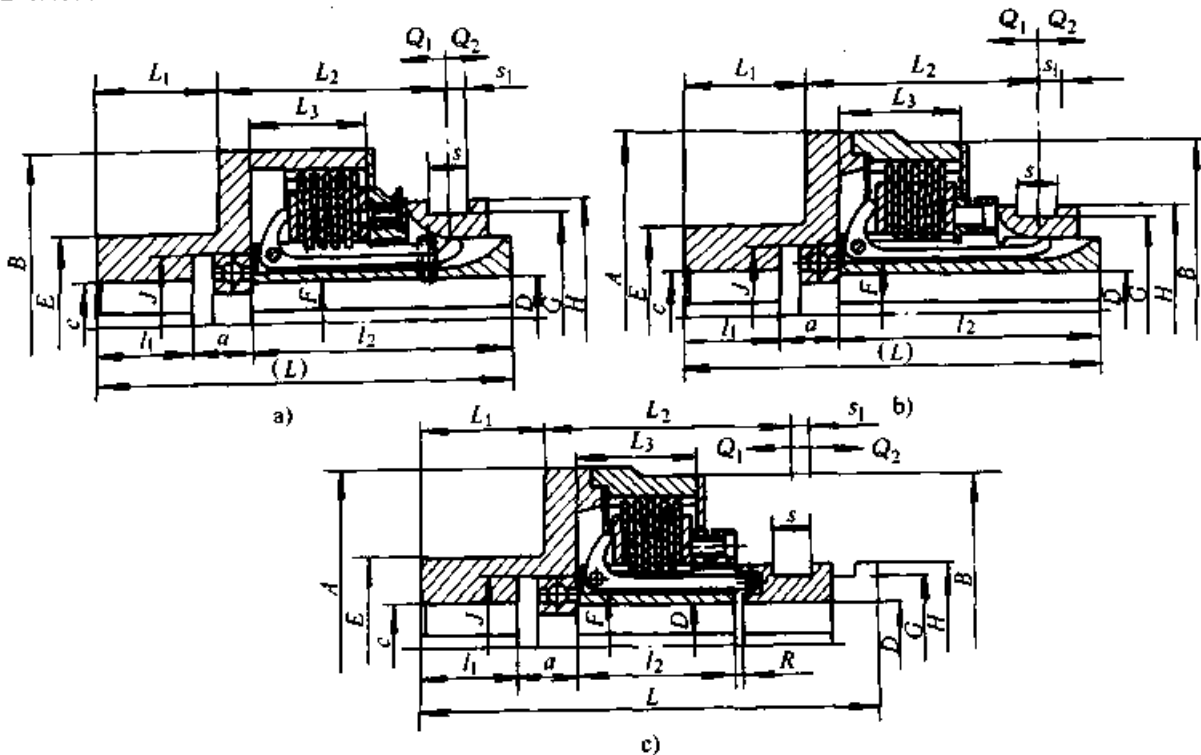


图 40.2-20 带滚动轴承的杠杆式多摩擦片离合器
a) 整体式外壳 b) 组合式外壳 c) 带绳子接合杠杆

表 40.2-23 带滚动轴承的多摩擦片离合器技术参数 (参考)

图号 ^①	许用转矩 T_p /N·m	质量 /kg	转动惯量/kg·m ²		接合力 /N	脱开力 /N	D /mm	D_{max} /mm	A /mm	B/mm		c /mm	c_{max} /mm
			内部	外部						闭式	开式		
图 a	20	1.6	0.000 25	0.000 25	80	50	12	20	—	70	65	12	18
	60	3.0	0.001	0.001 8	130	80	15	24	—	90	80	15	24
	80	4.2	0.002 5	0.002 8	130	80	18	32	—	100	92	18	32
	120	4.7	0.003 5	0.005 0	170	100	18	32	—	108	100	18	32
	160	6.5	0.004 3	0.006 8	200	120	20	45	—	125	115	20	45
	200	7.2	0.004 8	0.010	250	150	20	45	—	135	125	20	45
	320	10.4	0.007 5	0.018	300	180	20	48	—	150	140	20	50
	450	22.5	0.027 5	0.043	400	250	28	60	—	170	170	28	50
	600	29.5	0.035 0	0.072 5	500	300	30	70	—	195	195	30	70
图 b	900	38.5	0.060	0.078	600	360	30	70	225	210	210	30	70
	1 400	64	0.160	0.230	800	500	50	80	285	260	260	50	80
	2 350	94	0.375	0.550	1 200	750	70	100	335	315	315	70	100
	3 600	157	0.680	1.250	1 500	900	70	100	395	370	370	70	100
图 c	5 400	247	1.350	2.750	2 000	1 200	70	130	460	435	435	70	130
	7 500	325	2.45	4.50	2 800	1 700	85	140	515	490	490	85	140
	16 000	495	9.13	19.75	3 750	2 250	100	175	700	650	650	100	175

①指图 40.2-20。

表 40.2-24 带滚动轴承的杠杆式多摩擦片离合器主要尺寸系列 (参考) (mm)

图号 ^①	许用转矩 T_p /N·m	E	F	G	H	J	l_1	l_2	L	L_1	L_2	L_3	R	s	a	s_1
图 a	20	40	26	45	55	28	22	55	89	30	40	21	—	10	12	9
	60	55	35	60	75	35	40	81	137	50	64	35	—	10	16	10
	80	60	45	70	85	47	51	81	152	65	64	35	—	10	20	11
	120	60	45	70	85	47	51	81	152	65	64	35	—	10	20	11
	160	70	55	85	100	55	75	95	195	90	77	38	—	15	25	12
	200	70	55	85	100	55	75	95	195	90	77	38	—	15	25	12
	320	80	58	85	100	62	85	105	215	100	83	43	—	15	25	16
	450	120	75	120	140	50	110	145	283	125	113	57	—	26	28	20
	600	120	80	120	140	90	110	145	283	125	113	59	—	26	28	20
图 b	900	130	80	120	140	100	140	175	305	115	140	68	—	26	30	25
	1 400	130	100	145	170	100	160	205	395	175	163	94	—	26	30	30
	2 350	160	110	175	205	125	180	230	445	195	180	102	—	30	35	35
	3 600	190	145	175	170	140	170	295	510	195	252	123	—	26	45	40
图 c	5 400	230	160	175	205	140	155	165	525	195	255	145	20	30	60	50
	7 500	260	210	190	240	160	162	175	601	200	300	155	52	45	60	70
	16 000	300	260	190	240	215	215	230	725	250	353	207	50	45	60	90

①指图 40.2-20。

$$Q = \frac{T_c}{\mu m R_e} \quad (40.2-24)$$

式中 Q ——轴向压紧力 (N);
 T_c ——离合器的计算转矩 (N·mm), 按式 (40.2-3) 计算;
 μ ——摩擦副的摩擦系数, 见表 40.2-13;
 m ——摩擦副数目;
 R_e ——摩擦副的当量摩擦半径 (mm),
 $R_e = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)}$ 或 $R_e \approx \frac{R_2 + R_1}{2}$

R_1, R_2 ——摩擦面的内、外半径 (mm)。

圆盘摩擦片工作面的平均 (表观) 压强计算式及其限制条件

$$p = \frac{Q}{2\pi (R_2 - R_1) R_e} \leq p_p \quad (40.2-25)$$

式中 p ——圆盘摩擦片工作面平均 (表观) 压强 (MPa);
 p_p ——圆盘摩擦片工作面许用平均 (表

观) 压强 (MPa), 见表 40.2-13。
 其余符号意义同式 (40.2-24)。

圆盘摩擦片数目按下式计算并圆整

$$z \geq \frac{3T_c}{2\pi\mu p_p (R_2^3 - R_1^3) K_m} \quad (40.2-26)$$

式中 z ——摩擦片数目 (计算后圆整);
 K_m ——摩擦副数系数, 它是考虑每小时接合次数和摩擦副数目多少对离合器传递转矩能力影响的系数。每小时接合次数少于 50 次的干式和湿式摩擦片离合器, 取 $K_m = 1$, 每小时接合次数多于 50 次的湿式摩擦片离合器, 按表 40.2-25 选取。

式中其余符号意义同式 (40.2-24) 和式 (40.2-25)。

(3) 圆盘摩擦片的主要尺寸关系

摩擦片的内径 D_1 (mm)

轴装式 $D_1 = d + (2 \sim 6)$;

表 40.2-25 摩擦面副数系数 K_m

摩擦面副数 m	3	4	5	6	7	8	9	10	11
K_m	1	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.82	0.79	0.76

套装式 干式 $D_1 = (2 \sim 3) d$
 湿式 $D_1 = (1.5 \sim 2) d$
 d ——轴的直径 (mm)

摩擦片的外径 $D_2 = (1.25 \sim 2) D_1$ 。

设计者应尽可能选用标准摩擦片, 见 JB/T 9190—1999, 亦可参考表 40.2-10 确定。

2.6 圆盘摩擦块离合器

(1) 圆盘摩擦块离合器的结构

圆盘摩擦块离合的结构如图 40.2-21 所示, 摩擦块 5 在中圆盘 6 的孔中可以轴向浮动, 因而各摩擦块磨损均匀。当向右移动加压环 1 将杠杆 2 的左端径向内压, 杠杆的右端通过螺钉 8 和垫块 9 将压盘 9 向左推移压紧摩擦块, 离合器处于接合状态, 如图示。若将加压环 1 向左推移, 杠杆 2 的左端径向外移, 杠杆右端压紧力消失, 分离弹簧 4 将压盘 9 和 10 推开, 离合器处于分离状态。螺母 3 用以调整摩擦块磨损后的间隙, 调节螺钉 8 可调节杠杆压紧力。

(2) 圆盘摩擦块离合器的计算

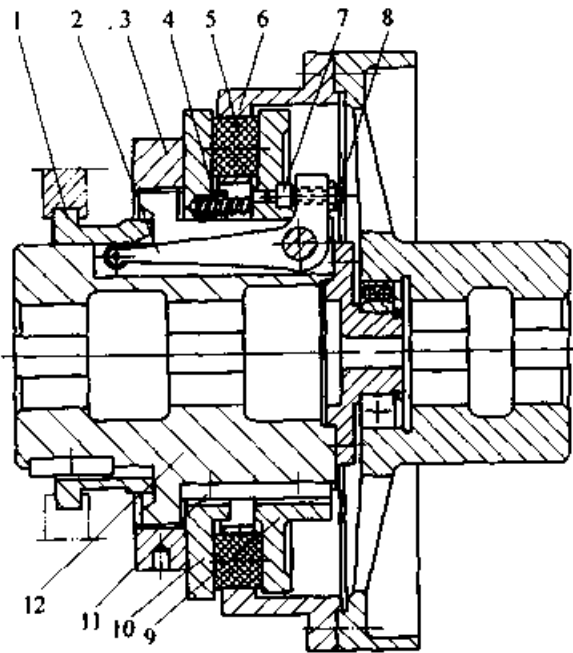


图 40.2-21 圆盘摩擦块离合器
 1—加压环 2—杠杆 3—调节螺母 4—分离弹簧
 5—摩擦块 6—中圆盘 7—垫块 8—调节螺钉
 9、10—压盘 11—导向键 12—轴套

参看图 40.2-22, 圆盘摩擦块离合器接合时所需轴向压紧力按下式计算

$$Q = \frac{2T_c}{\mu R_c} \approx \frac{2T_c}{\mu R_m} \quad (40.2-27)$$

- 式中 Q —— 离合器摩擦块轴向压紧力 (N);
 T_c —— 离合器的计算转矩 (N·mm);
 μ —— 摩擦副的摩擦系数, 查表 40.2-13;
 R_c —— 摩擦块的当量摩擦半径, 查表 40.2-11;
 R_m —— 摩擦块的平均摩擦半径, 查表 40.2-12 并参看图 40.2-22。

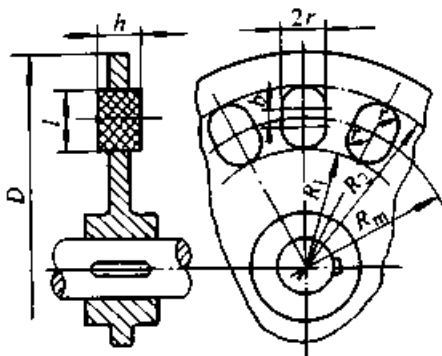


图 40.2-22 圆盘 (浮动) 摩擦块离合器计算简图
摩擦块摩擦面的平均压强计算式及其限制条件为

$$p = \frac{2T_c}{\mu A z R_c} \leq p_p \quad (40.2-28)$$

- 式中 p —— 摩擦块工作面压强 (MPa);
 A —— 每个摩擦块单面摩擦面积 (mm²),
 对于长圆形摩擦块 $A = \pi r^2 + 2rb$;
 r —— 摩擦块圆弧半径 (mm);
 b —— 摩擦块直边长度 (mm);
 z —— 摩擦块数, $z = \frac{\pi (2R_m - b)}{3r}$ 。
 p_p —— 摩擦块材料的许用压强 (MPa),
 查表 40.2-13。

其余符号意义同式 (40.2-27)。

(3) 圆盘摩擦块离合器的主要尺寸关系

- 摩擦块分布圆外半径 $R_2 = R_m + l/2$
 摩擦块分布圆内半径 $R_1 = R_m - l/2$
 中间盘外径 $D = 2R_2 + 0.2l$

摩擦块的长度 l 、直边长度 b 、圆头半径 r 、厚度 h 、摩擦块的平均摩擦半径 R_m 以及主要技术参数均可从表 40.2-12 查得。

2.7 圆锥摩擦离合器

(1) 圆锥摩擦离合器的结构

图 40.2-23 所示为单摩擦锥盘离合器。外锥盘 4 上有若干石棉基摩擦材料制的衬块, 用圆柱销 2、圆盘 1 与外锥盘 4 相联。若向左移动加压环 6 使内锥盘 5 向左移动与外锥盘 4 压紧, 离合器接合。若向右移动加压环 6, 则内、外锥盘分离, 如图示, 离合器处于脱开状态。这种离合器常用于挖掘机, 更换石棉摩擦衬块较方便。

图 40.2-24 所示为双摩擦锥盘离合器。用导键 7 将两个相对安装的外锥盘 4 与轴套 6 相联, 收缩弹簧 3 将若干个内双锥面摩擦块 2 压紧在外锥盘 4 上。当向左推移加压环 10 时, 杠杆 11 的右端将外锥盘 4 向左推移, 并迫使收缩弹簧 3 伸长, 摩擦块 2 与外壳 5 压紧, 离合器处于接合状态, 如图上半部所示。当将加压环 10 向右推移, 分离弹簧 8 将两个外锥盘 4 推开, 收缩弹簧 3 将摩擦块 2 径向拉回, 与外壳脱离, 离合器处于分离状态, 如图下半部所示。转动螺母 9 可调节摩

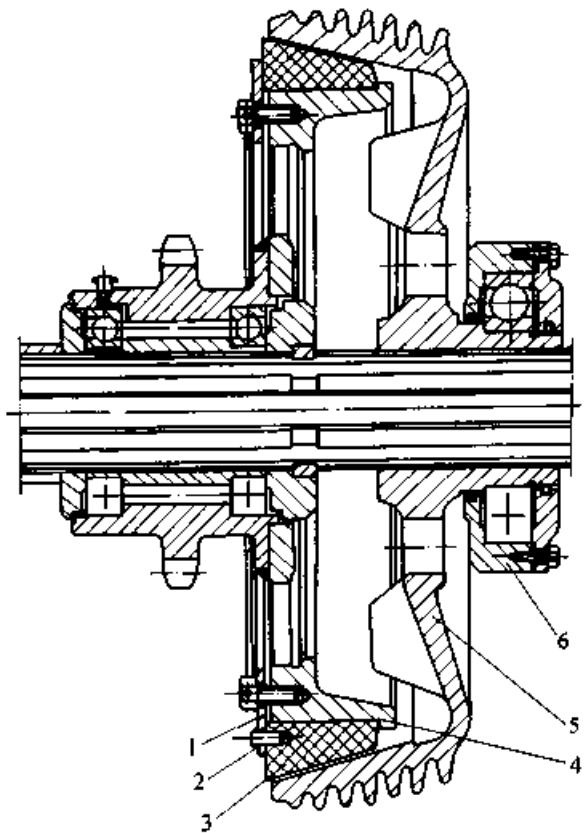


图 40.2-23 单摩擦锥盘离合器
1—联接圆盘 2—圆柱销 3—摩擦衬块
4—外锥盘 5—内锥盘 6—加压环

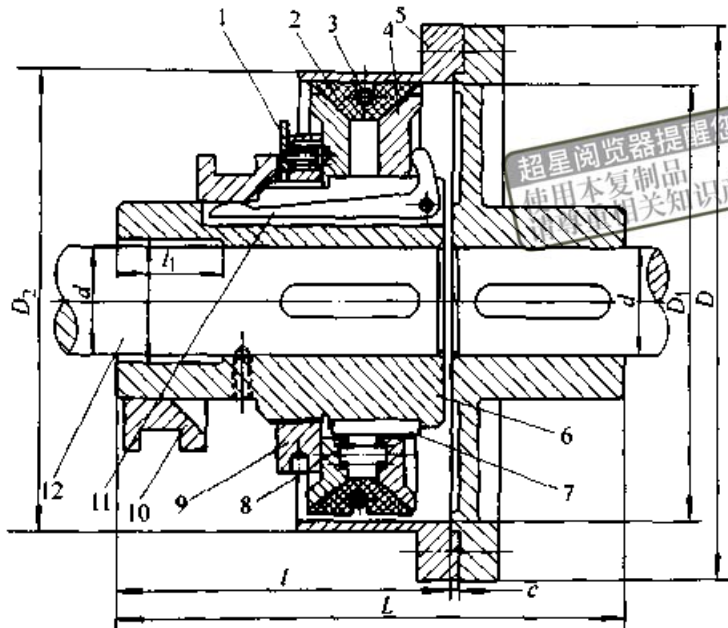


图 40.2-24 双摩擦锥盘离合器之一

- 1—锁紧机构 2—摩擦锥块 3—收缩弹簧 4—外锥盘 5—外壳 6—轴套
7—导键 8—分离弹簧 9—调节螺母 10—加压环 11—杠杆 12—输出轴

擦面之间间隙。双摩擦锥盘离合器的主要技术参数和尺寸系列列于表 40.2-26。

图 40.2-25 所示为另一结构型式的双摩擦锥盘离合器。动力由主动轴套传给内锥盘 1。当向左推动加压环 8 时，连杆 6 转向垂直位置，带动杠杆系统 11 将两个摩擦外锥盘 2 和 4 向左右推开，并分别与两个内锥盘 1 和 7 压紧，离合器处于接合状态，如图示。当将加压环 8 向右推到图

中假想线位置时，连杆 6 转向水平并推动杠杆系统将两个外锥盘相向收拢，离合器处于分离状态。波状薄片弹簧 15 可在工作载荷变化和冲击时起缓冲作用。滑动轴承 14 上有油孔，润滑剂由此进入以润滑导向销轴 13。销钉 12 用于导向销轴的轴向定位。垫片 11 用于调节内、外摩擦锥盘的间隙。

表 40.2-26 双摩擦锥盘离合器主要参数和尺寸系列 (参考) (mm)

许用 转矩 T_p /N·m	许用 转速 n_p /(r/min)	l	c	d	l_1	D	D_1	D_2	L	重量 /kg
71.6	4 000	90	1	20	25	125	90	100	120	3.2
145	3 200	101	1	25	29	152	115	125	135	6.5
215	2 550	136	2	20~35	48	195	148	160	183	13
358	2 120	153	3	30~55	50	235	185	200	216	22
573	1 710	176	4	45~65	58	290	234	250	255	37
1 150	1 360	216	4	60~80	70	365	295	315	310	65
1 790	1 225	256	5	70~100	85	410	335	355	390	105
3 580	1 080	315	5	90~120	100	450	376	400	470	190
7 160	855	389	6	110~140	125	580	472	500	565	320
14 320	700	470	6	130~170	125	710	594	630	688	670

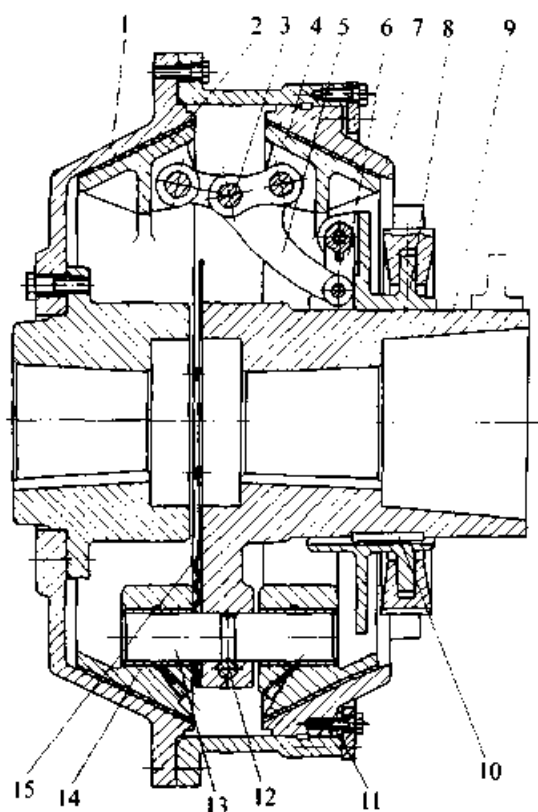


图 40.2-25 双摩擦锥盘离合器之二

- 1、7—内锥盘 2、4—外锥盘 3—铰链销轴
- 5—杠杆系统 6—连杆 8—加压环 9—输出轴套
- 10—导键 11—调节垫片 12—销钉 13—导向销轴
- 14—滑动轴承 15—波状膜片弹簧

(2) 圆锥摩擦离合器的计算

圆锥摩擦离合器接合时所需轴向压力按下式计算

$$\text{单摩擦锥盘 } Q = \frac{2T_c}{\mu D_m} \quad (40.2-29)$$

- 式中 Q ——轴向压力 (N);
- T_c ——离合器的计算转矩 (N·mm);
- μ ——摩擦副的摩擦系数, 见表 40.2-13;
- D_m ——圆锥摩擦面的平均直径 (mm),

$$\text{参看图 40.2-26a, } D_m = \frac{D_1 + D_2}{2};$$

D_1, D_2 ——圆锥摩擦面的大、小端直径 (mm)。

$$\text{双摩擦锥盘 } Q = \frac{T_c (\sin\alpha + \mu \cos\alpha)}{\mu D (\cos\alpha - \mu \sin\alpha)} \quad (40.2-30)$$

式中 D ——双锥面摩擦块的外径或外壳的内径 (mm), 参见图 40.2-26b;

α ——圆锥摩擦面的半锥角 (°)。

式中其余符号意义同式 (40.2-29)。

圆锥摩擦离合器的许用转矩按下式计算

$$\text{单摩擦锥盘 } T_p = 0.5\pi\mu b D_m^2 p_p \quad (40.2-31)$$

式中 T_p ——单摩擦锥盘离合器的许用转矩 (N·mm);

b ——摩擦工作面母线长度 (mm);

p_p ——摩擦面的许用压强 (MPa), 查表 40.2-13。

其余符号意义同式 (40.2-29)。

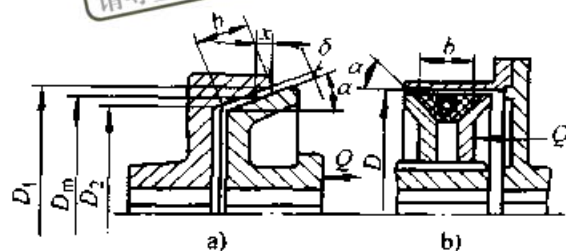


图 40.2-26 圆锥盘离合器计算简图

a) 单锥盘 b) 双锥盘

$$\text{双摩擦锥盘 } T_p = 0.5\pi\mu b D^2 p_p \quad (40.2-32)$$

式中 D ——摩擦块的外径或外壳的内径 (mm), 参看图 40.2-26b。

式中其余符号意义与式 (40.2-30) 相同。

2.8 扭簧摩擦离合器

(1) 扭簧摩擦离合器的结构

扭簧摩擦离合器的结构如图 40.2-27 所示, 图示为分离状态。在主动轴 6 上装有鼓轮 4, 鼓轮上绕有矩形变截面扭转弹簧 10, 扭簧细端用销轴 8 和接合杠杆机构 5 相联, 大端插入从动轴套 2 的槽内 (见剖面 A—A)。若向左移动加压盘 7, 推动杠杆 5 绕销轴 8 逆时针转动, 将与杠杆 5 相联的螺栓 3 压向扭簧第二圈上的凸块 9, 使扭簧第一圈收缩抱紧鼓轮 4, 随着主动轴 6 的转动, 扭簧各圈依次抱紧鼓轮 4, 于是离合器处于完全接合状态。动力由主动轴 6, 通过鼓轮 4、扭簧 10、从动轴套 2 传递到从动轴 1。若向右移动加压盘 7, 扭簧与鼓轮松开, 离合器分离。与从动轴套 2 相联的限位块 11 是用来防止离合器分离时从动部分的惯性冲击。螺栓 3 用来调节扭簧与鼓轮的间隙。扭簧采用变截面是使扭簧具有变刚度特性, 以保持扭簧对鼓轮抱紧力均匀。为了减轻磨损, 鼓轮用冷硬铸铁或其他耐磨材料制造。扭簧摩擦离合器结构简单, 径向尺寸小, 接

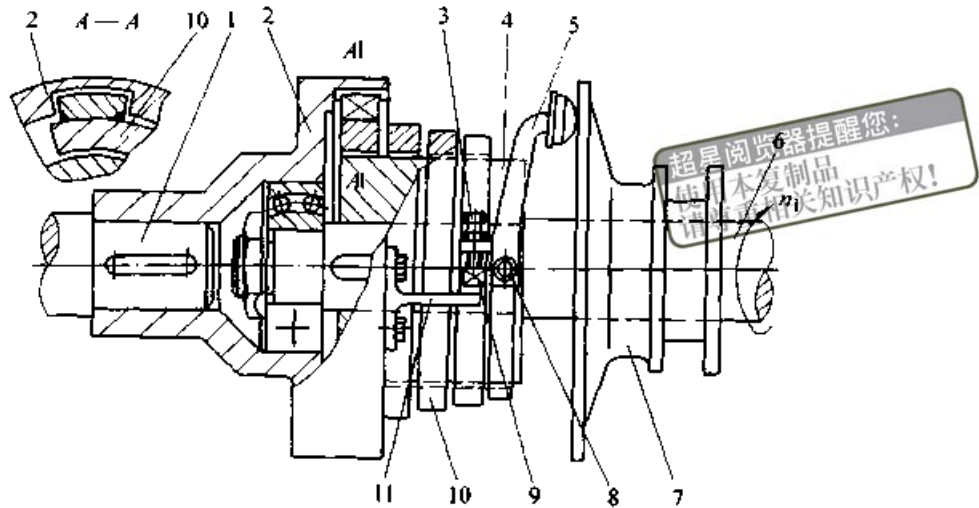


图 40.2-27 扭簧摩擦离合器

1—从动轴 2—从动轴套 3—调节螺栓 4—鼓轮 5—接合杠杆 6—主动轴
7—加压盘 8—销轴 9—凸块 10—扭簧 11—限位块

合平稳；但只能单向传递转矩，适用于轻载荷机械。

c 、 t —— 杠杆长短臂长度 (mm)，见图 40.2-28。

(2) 扭簧摩擦离合器的计算

扭簧受力情况如图 40.2-28 所示。

鼓轮圆周力按下式计算

$$F_t = \frac{T_c}{R} \quad (40.2-33)$$

式中 F_t —— 鼓轮圆周力 (N)；
 T_c —— 离合器的计算转矩 (N·mm)；
 R —— 鼓轮半径 (mm)。

扭簧小端 (操纵端) 张力和大端张力按下式计算

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \frac{F_t}{e^{2\pi i \mu} (e^{2\pi \mu} - 1)} \\ F_2 &= \frac{F_t}{e^{2\pi i \mu}} \end{aligned} \right\} \quad (40.2-34)$$

式中 F_1 、 F_2 —— 扭簧小端和大端张力 (N)；
 F_t —— 鼓轮圆周力 (N)；
 μ —— 扭簧与鼓轮的摩擦系数，按摩擦材料副查表 40.2-13；
 i —— 扭簧的工作圈数，一般取 $i = 4.5 \sim 6$ 。

扭簧的强度按第 23 篇所述的方法进行计算。

扭簧离合器接合时所需的轴向压力按下式计算

$$Q = \frac{F_1 t}{c} \quad (40.2-35)$$

式中 Q —— 离合器接合所需轴向压力 (N)；
 F_1 —— 扭簧小端张力 (N)；

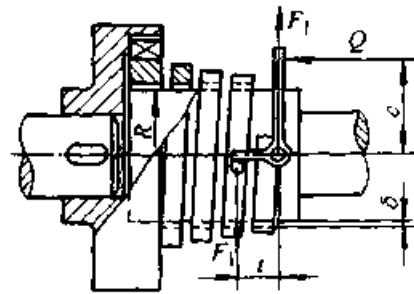


图 40.2-28 扭簧受力情况

扭簧离合器接合时的摩擦功按下式计算

$$W = \frac{K J_2 (\pi n_1)^2}{1800 (K - 1)} \quad (40.2-36)$$

式中 W —— 接合时扭簧与鼓轮的摩擦功 (J)；
 J_2 —— 转化到从动轴上的转动惯量 (kg·m²)；
 n_1 —— 主动轴的转速 (r/min)；
 K —— 工况系数，查表 40.2-15，一般取 $K = 2 \sim 3$ 。

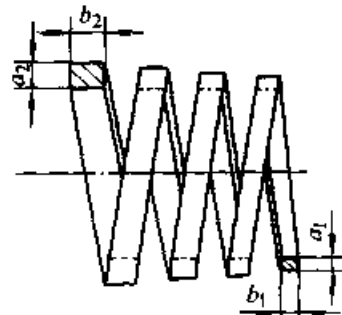


图 40.2-29 扭簧结构

鼓轮工作面的压强及其限制条件如下

$$p = \frac{F_t}{Rb_m} \leq p_p \quad (40.2-37)$$

- 式中 p ——鼓轮工作面压强 (MPa);
 F_t ——鼓轮圆周力 (N);
 R ——鼓轮半径 (mm);
 b_m ——扭簧第一圈的平均宽度 (mm), 见图 40.2-29。
 p_p ——鼓轮材料的许用压强 (MPa), 对于铸铁, 可取 $p_p = 5 \text{ MPa}$ 。

扭簧与鼓轮的径向间隙按下式计算

$$\delta = 0.056 \sqrt{R} \quad (40.2-38)$$

- 式中 δ ——扭簧与鼓轮间隙 (mm);
 R ——鼓轮半径 (mm)。

(3) 扭簧离合器的主要尺寸关系

主动轴直径 d

鼓轮直径 $D = 3d$

扭簧大、小端截面尺寸 $a_1 = 0.4b_2$

$$b_1 = 0.5b_2$$

$$a_2 = 0.9b_2$$

扭簧总圈数 $i_1 = i + 1$

2.9 涨圈摩擦离合器

(1) 涨圈摩擦离合器的结构

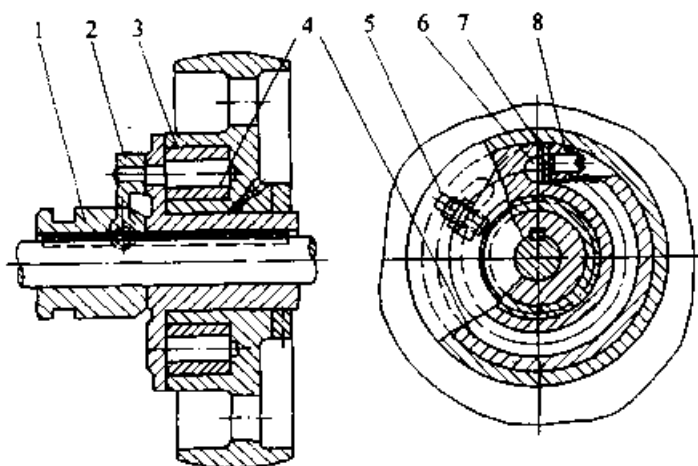


图 40.2-30 涨圈离合器

1—加压环 2—杠杆 3—轮毂 4—涨圈 5、8—调节螺栓 6—销轴 7—调节垫片

当轮毂为主动件, 转向如图 40.2-31 所示时, 涨圈两端的切向张紧力为

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \frac{2T_c}{D(e^{2\pi\mu} - 1)} \\ Q_2 &= \frac{2T_c e^{2\pi\mu}}{D(e^{2\pi\mu} - 1)} \end{aligned} \right\} \quad (40.2-40)$$

涨圈摩擦离合器的结构如图 40.2-30 所示。将中间有未通槽的开口弹性环 (涨圈) 4 置放在轮毂 3 的内圆柱面内。当加压环 1 向右推动时, 加压环 1 上的锥面使杠杆 2 摆动, 带动有扁平切面的销轴 6 转动, 迫使涨圈径向扩大, 压紧在轮毂的内圆柱面上, 从而实现离合器接合, 如图示。当反向推移加压环 1 时, 杠杆 2 及销轴 6 复位, 涨圈依靠自身弹性收缩, 与轮毂脱离接触并保持一定间隙, 离合器分离。螺钉 8 和垫片 7 用来调节间隙。涨圈离合器的涨圈与轮毂能均匀接触, 接合较平稳; 但传递转矩能力不大, 一般用于轻型机械。

(2) 涨圈离合器的计算

涨圈离合器的受力情况如图 40.2-31 所示。

涨圈与轮毂摩擦面的压强及其限制条件如下

$$p = \frac{2T_c}{\mu\pi bD^2} \leq p_p \quad (40.2-39)$$

- 式中 p ——摩擦面压强 (MPa);
 T_c ——离合器的计算转矩 (N·mm);
 μ ——摩擦副的摩擦系数, 查表 40.2-13;
 b ——涨圈的轴向宽度 (mm);
 D ——轮毂摩擦面的直径 (mm);
 p_p ——许用压强 (MPa), 查表 40.2-13。

式中 Q_1 、 Q_2 ——涨圈两端的切向张力 (N);
 D ——轮毂摩擦面直径 (mm);
 e ——自然对数的底, $e = 2.71828$;
 μ ——轮毂与涨圈的摩擦系数, 查表 40.2-13。

为了传递转矩 T_c , 所需的接合力矩 (即作

用销轴6上的转矩)为

$$T_0 = (Q_1 + Q_2) l \quad (40.2-41)$$

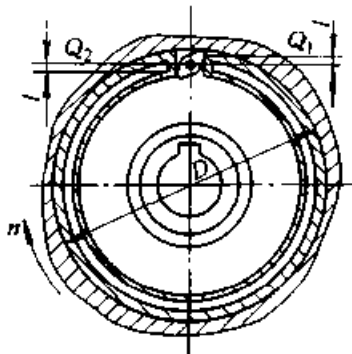


图 40.2-31 涨圈受力情况

式中 T_0 ——接合力矩 (N·mm);

l ——转销轴上的力臂长度 (mm), 见图 40.2-31。

2.10 闸块摩擦离合器

闸块摩擦离合器有内闸块和外闸块之分, 内

闸块摩擦离合器应用较多。闸块摩擦离合器的优点是对所联两轴的微量偏斜不很敏感; 缺点是外廓尺寸较大, 需要很大的接合力。

带螺旋接合机构的内闸块摩擦离合器如图 40.2-32 所示, 其中两个螺杆 6 的两端分别为左、右螺纹。当向左推移加压环 1 并经杠杆机构 2 使螺旋 6 转动, 螺母 7 向外移动, 使闸块 5 同壳体 4 压紧, 离合器处于接合状态, 如图示。向右推移加压环 1, 闸块 5 复位, 离合器分离。

2.11 机械离合器的接合机构

接合机构是对离合器中接合元件加力使其产生离合动作的机构。对接合机构的要求是: 具有大的传动比, 尽可能减小操纵力; 动作灵活, 加力过程平稳, 接合后能自锁; 接合压紧力达到内部平衡; 调整间隙方便, 结构简单。接合机构工作过程分三个阶段: 空行程、工作行程和闭锁行程, 如图 40.2-33 所示。图 40.2-33a 为斜面杠杆

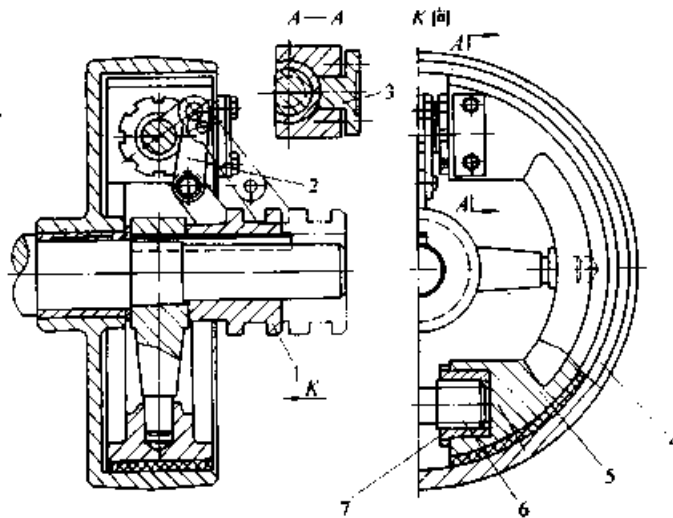


图 40.2-32 闸块摩擦离合器

1—加压环 2—杠杆机构 3—压紧块 4—壳体 5—闸块 6—螺杆 7—螺母

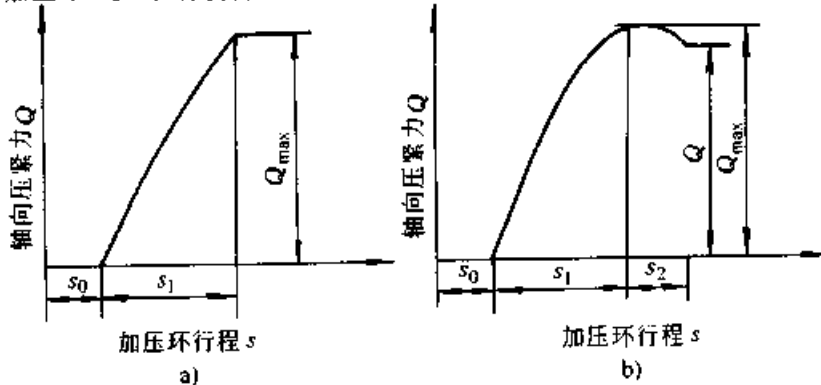


图 40.2-33 机械离合器接合机构工作过程

a) 斜面杠杆接合机构 b) 铰链杠杆接合机构

s_0 —空行程 s_1 —工作行程 s_2 —闭锁行程

机构和斜面辊子机构的工作过图 40.2-33b 为铰链杠杆机构工作过程，其特点是最大压紧力在工作行程的终点，到闭锁行程时压力略有下降。

机械离合器常用的接合机构及操纵力计算式列于表 40.2-27。

超星浏览器提醒
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

表 40.2-27 机械离合器常用的接合机构及操纵力计算式

斜 面 杠 杆 式		
$F = Q \frac{h + \mu (b + r)}{l - \mu (c + r)} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$		
铰 链 杠 杆 式		
$F = Q \frac{h + \mu (b + r)}{l - \mu (r + r_1)} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$		
辊子杠杆式	钢球压紧式	曲柄钢球压紧式
$F = Q \frac{h + \mu (r_0 + r - r_1)}{l - \mu (r_0 + r - r_1)} \times (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$	$F = Q \frac{\sin (\beta + 2\rho) \sin (\alpha + \rho)}{\cos (\alpha - \beta) \cos^3 \rho}$	$T = Fl = QR \frac{\tan \alpha + \frac{2k}{d}}{1 - \frac{2k}{d} \tan \alpha}$

注：1. 式中 F ——操纵力， Q ——轴向压紧力， μ ——摩擦系数， α 、 β ——斜角， ρ ——摩擦角， d ——钢球直径， r 、 r_1 ——销轴半径， r_0 ——辊子半径。
2. 操纵力 F 未计及加压环与轴的摩擦阻力。

3 气压离合器

利用压缩空气操纵接合机构的离合器称为气压离合器。常用的压缩空气压强为 $0.4 \sim 1 \text{ MPa}$ 。

与机械离合器相比，气压离合器结构简单、接合平稳、离合迅速、能传递很大转矩、不需调节磨损间隙（可自动补偿）、维护方便、寿命较长，且便于自控和遥控，调整进气压力可适当改变所传递的转矩极限。

与液压离合器相比，气压离合器的操纵系统较简单，不像液压系统那样需设置溢流回路、卸荷回路和蓄能器等装置，只需设置安全阀、调压阀等少量附件。气压离合器的空气既安全又卫生，无油液污染。

与电磁离合器相比，气压离合器更适用于传递转矩较大和离合频率较高的设备。而传递大转矩的电磁离合器需要大的激磁电流，工作时间长就会因线圈过热而缩短使用寿命。电磁离合器的动作时间几乎是固定的，而气压离合器可在空气进出口设置节流阀以调节离合动作时间。此外，在离合频繁时，电磁离合器的电磁材料质量很大，而气压离合器无此缺点。

气压离合器的缺点是在使用场所必需有压缩空气源、阀件和管路以保证离合器的工作；气压离合器在进、排气时有噪声。

气压离合器常用于传递大转矩和快速变换回

转方向的设备上，如大型压力机、挖掘机、球磨机、石油钻井机械、船舶动力装置。

气压离合器大多数为干式离合器。按气缸结构型式分，有活塞缸、隔膜缸和气胎三种。活塞缸的加压行程大，对摩擦片的磨损补偿容易，但制造较复杂，重量大；尤其对于多摩擦片结构，须采取技术措施以减少发热和降低温升。隔膜缸的结构紧凑，重量和转动惯量小，密封性能好，动作灵敏，离合迅速；但加压行程小，对摩擦片的磨损间隙补偿量小，使用寿命较短。气胎的结构简单，可以传递很大的转矩，减振性能好，接合柔和；但变形阻力大，工作温度超过 60°C 时，气胎寿命急剧降低，工作温度低于 -20°C 时，会因橡胶脆裂而失效。

气缸和气胎可随离合器转动，亦可固定不动，但多数为随离合器转动。

气压离合器可与气压制动器组合连锁应用，结构较为紧凑。

3.1 活塞式气压单摩擦盘离合器

活塞式气压单摩擦盘离合器如图 40.2-34 所示。离合器装在主动的 V 带轮内，从动轴上装有轮毂 1，其上的花键与铆有摩擦衬面的内摩擦盘 2 相联。当压缩空气进入气缸推动活塞 3 向右移并压缩复位弹簧 4 时，离合器接合。释放压缩空气后，复位弹簧 4 推动活塞 3 向左移动复位，离合器脱开。

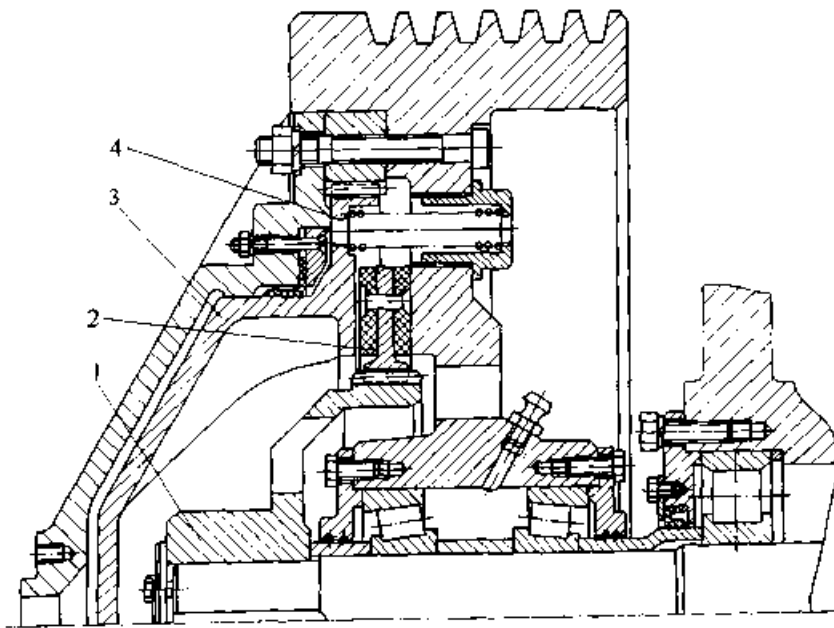


图 40.2-34 活塞式气压单摩擦盘离合器

1—轮毂 2—内摩擦盘 3—活塞 4—复位弹簧

3.2 活塞式气压多摩擦盘离合器

图 40.2-35 所示为活塞式气压多摩擦盘离合器。图示离合器装在机器主轴的端部，外壳 3 与传动齿轮用螺栓联接，同时通过支承在两个双列圆锥滚子轴承上的构件与一组外摩擦盘联接，内摩擦盘通过联接套 4 与主轴 1 相联；用油嘴和油管 5 给滚动轴承注入润滑油。当压缩空气自右端进入气缸并推动活塞向左移动压紧内、外摩擦盘时，离合器接合。释放压缩空气，离合器脱开。

3.3 活塞式气压摩擦块离合器

图 40.2-36 所示为活塞式气压摩擦块离合器。摩擦块 1 浮镶在摩擦盘 2 上，动力由带轮 6 输入。当压缩空气进入气缸推动活塞 3 向左压紧摩擦块 1，离合器接合，同时弹簧 7 被压缩。释放压缩空气后，弹簧 7 将活塞 3 右推复位，离合器脱开。定位销 5 为缸体 4 和带轮 6 定位用；导向销 9 既可为活塞导向，又可防止活塞与缸体发生相对转动。

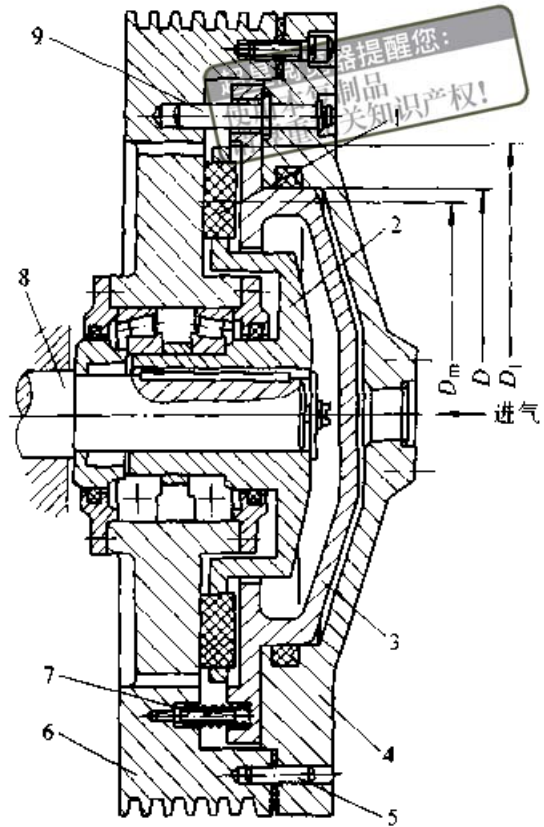


图 40.2-36 活塞式气压摩擦块离合器

- 1—摩擦块 2—摩擦盘 3—活塞 4—缸体
- 5—定位销 6—带轮 7—复位弹簧
- 8—从动轴 9—导向销

摩擦块用石棉基摩擦材料或铜基粉末冶金摩擦材料，在干式条件下工作。导向销用渗碳钢或渗氮钢制造，表面硬度 60~65 HRC。

摩擦块的数目与离合器传递的转矩和尺寸有关，一般为 15~40 块。摩擦块的压强计算及其限制条件同第 2 节机械式圆盘摩擦块离合器。

活塞式气压摩擦块离合器的主要技术参数和尺寸列于表 40.2-28。

3.4 活塞式气压双摩擦锥离合器

图 40.2-37 所示为已标准化的 LT 型活塞式气压双摩擦锥离合器。当压缩空气经管路 8 进入环形气缸 4，克服橡胶元件的拉力，迫使缸体 4 和活塞 5 左、右移动并推动与之相联的键盘 2、7 分别与外壳 3、6 的内锥面压紧，于是离合器接合，如图示。释放压缩空气，橡胶元件弹性收缩使内、外摩擦锥面脱离。外摩擦锥面镶有铜基粉末冶金或石棉基酚醛树脂衬面，内摩擦锥（外壳）材料一般为球墨铸铁。这种离合器的橡胶元件富有弹性，因而接合平稳、缓冲减振性能好，

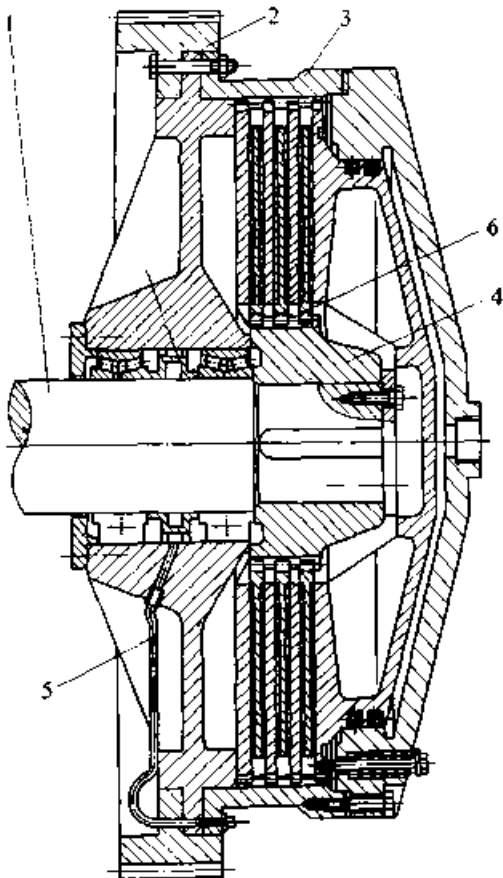


图 40.2-35 活塞式气压多摩擦盘离合器

- 1—主轴 2—传动齿轮 3—外壳
- 4—内摩擦盘的联接套 5—注油软管
- 6—内摩擦盘

表 40.2-28 活塞式气压摩擦块离合器的主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

许用转矩 $T_v / \text{N} \cdot \text{m}$	D	D_m	D_1	摩擦块			导向销		空气压强 p / MPa	摩擦系数 μ
				长度 l	宽度 b	数量 z	直径 d_0	数量 z		
16 000	520	460	585	105	40	20	25	8	0.55	0.35
25 000	590	555	680	105	40	25	30	8		
40 000	700	615	825	175	70	15	40	6		
63 000	810	715	910	175	70	19	40	8		
280 000	1 370	1 155	1 360	175	70	32	55	12		
720 000	1 800	1 570	1 850	240	90	40	65	12		
1 250 000	2 160	1 930	2 220	240	90	32	80	16		
1 600 000	2 300	2 086	2 360	240	90	41	85	26		

注: D_m ——摩擦块环形分布时的平均摩擦直径。

能消减传动系统的扭振,并能适当补偿所联两轴的相对偏移。此外,结构紧凑,更换易损件也较方便。通常用于以柴油机为动力机的传动

系统。

LT型气压双摩擦锥离合器的主要技术参数和尺寸系列见 GB/T 6073—1985。

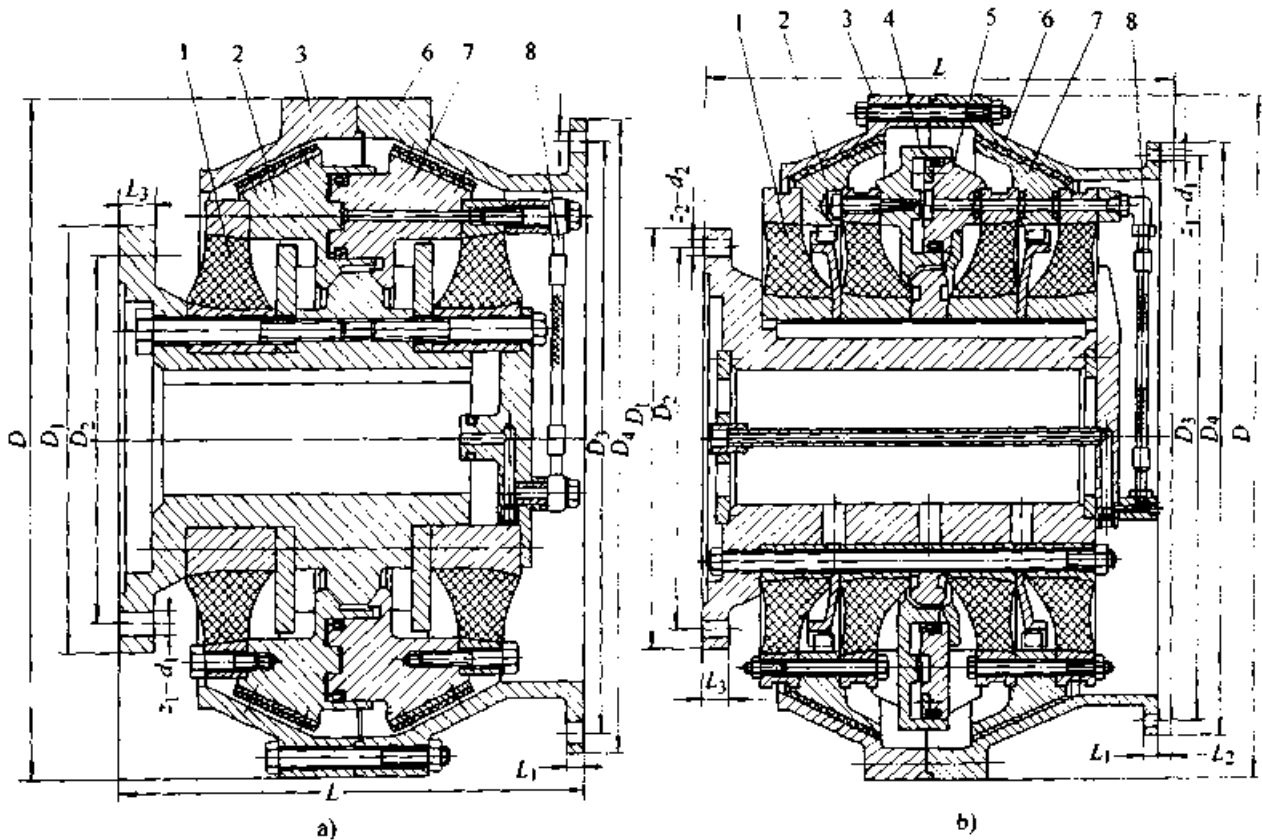


图 40.2-37 LT型活塞式气压双摩擦锥离合器

a) 一对橡胶金属环 b) 两对橡胶金属环

1—橡胶金属环 2、7—外摩擦锥盘 3、6—外壳(内摩擦锥盘) 4—环形气缸 5—活塞 8—管路

3.5 隔膜式气压单摩擦盘离合器

图 40.2-38 所示为隔膜式气压单摩擦盘离合器

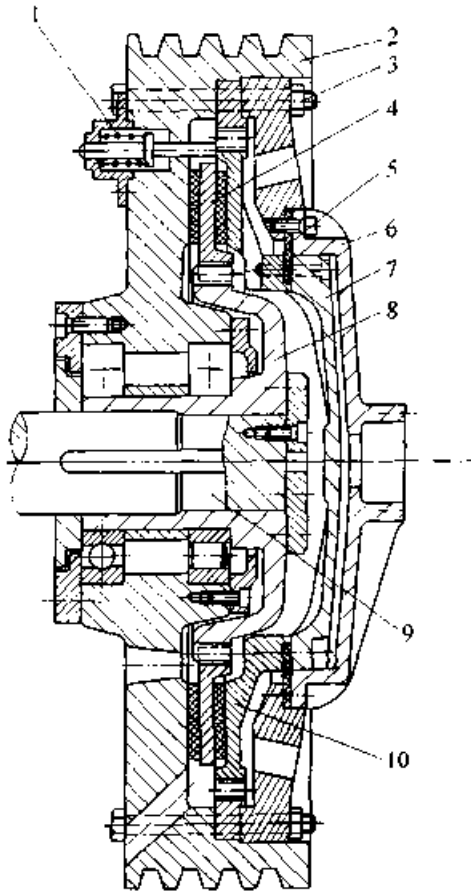


图 40.2-38 隔膜式气压单摩擦盘离合器
1—复位弹簧 2—带轮 3—螺栓 4—内摩擦盘
5—隔膜 6—缸体 7—活塞 8—轴套
9—从动轴 10—外摩擦盘

器。带轮 2 与气缸 6 用螺栓联接，活塞 7 与外摩擦盘 10 亦用螺栓联接，镶有衬面的内摩擦盘 4 用花键与轴套 8 相联，轴套 8 与从动轴 9 用平键联接。动力由带轮 2 输入。当压缩空气由右端进入气缸，隔膜变形，活塞 7 向左移动，推动外摩擦盘 10 压紧内摩擦盘 4，同时弹簧 1 被压缩，离合器接合，如图示。释放压缩空气后，弹簧 1 伸张使外摩擦盘复位，离合器脱开。这种离合器的气缸与带轮联接辐板及带轮本身均有散热孔，故散热良好。

3.6 隔膜式气压摩擦块离合器

图 40.2-39 所示为隔膜式气压摩擦块离合器，与前者不同的是以摩擦块代替摩擦盘。

隔膜式气压摩擦块离合器的主要技术参数和尺寸系列列于表 40.2-29。

3.7 径向气胎摩擦离合器

图 40.2-40 所示为径向单气胎摩擦离合器。在一个半离合器的内圆柱面和另一半离合器的外圆柱面之间放置截面为长圆形的气胎，气胎与内圆柱面用螺栓联接，气胎的内圆柱面镶有耐磨衬，并与另一半离合器的外圆柱有一定间隙。当压缩空气进入气胎后，气胎径向抱紧外圆柱面，离合器接合。释放压缩空气后，气胎收缩，离合器脱开。

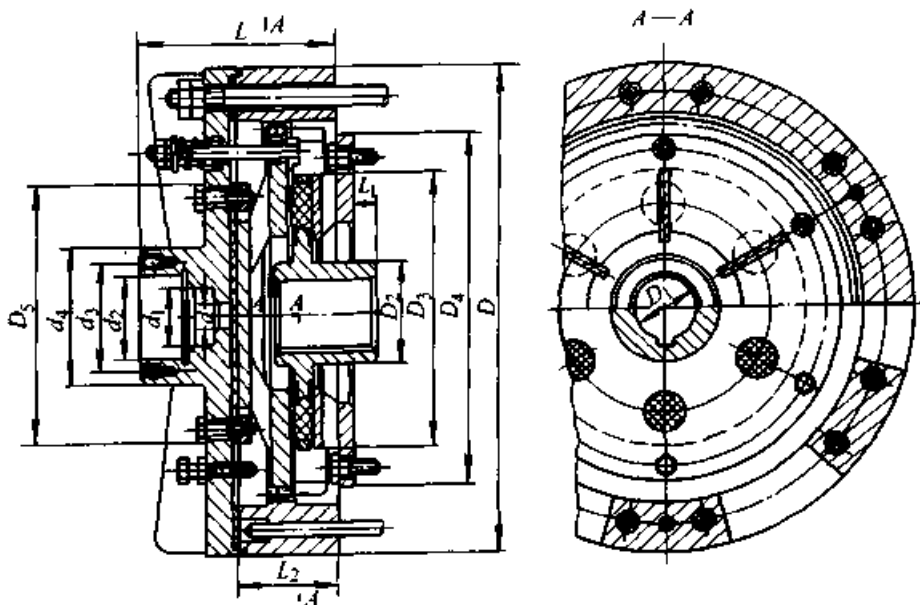


图 40.2-39 隔膜式气压摩擦块离合器

表 40.2-29 隔膜式气压摩擦块离合器的主要技术参数和尺寸系列 (参考) (mm)

许用转矩 T_p /N·m	空气压 强 p /MPa	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	L	L_1	L_2	d	d_1	d_2	d_3	d_4	重量 /kg
400	0.300	440	60	90	260	330	230	220	39	85	20	50	72	85	120	75
800	0.290	490	70	100	280	350	300	230	49	85	20	50	72	85	120	84
1 600	0.293	600	80	120	360	430	330	245	60	90	20	50	72	85	120	135
3 150	0.325	650	90	130	450	520	440	285	60	110	25	52	80	95	140	195
6 300	0.321	780	100	160	530	610	560	295	71	120	25	52	80	95	140	268
12 500	0.337	930	125	180	650	700	680	335	76	140	25	52	80	95	140	435
18 000	0.338	1 020	140	210	730	810	750	355	96	140	25	52	80	95	140	525
25 000	0.381	1 120	160	240	830	920	810	425	118	165	42	75	110	130	160	737
35 500	0.350	1 250	180	260	900	1 000	950	455	148	165	42	75	110	130	160	906
50 000	0.347	1 400	200	300	1 020	1 120	1 060	525	178	190	42	75	110	130	160	1 273
71 000	0.378	1 500	220	320	1 160	1 260	1 110	545	198	190	42	75	110	130	160	1 469

LQD 型 (径向单气胎) 和 LQS 型 (径向双气胎) 径向气胎摩擦离合器的主要技术参数和尺寸见 GB/T 10100—1988。

3.8 轴向气胎摩擦盘离合器

图 40.2-41 所示为标准的轴向气胎摩擦盘离合器。当压缩空气进入气胎 7, 气胎轴向扩张, 推动压板 6 向左压紧内、外摩擦盘, 离合器接合。释放压缩空气后, 气胎收缩, 复位弹簧 9 将压板 6 拉回, 离合器脱开, 如图示位置。这种离合器的压板是用石棉等非金属材料制成的, 可以隔热, 防止气胎温升过高; 壳体 1、内外摩擦盘均有通风槽孔, 有利于摩擦热的发散。轴向气胎摩擦盘离合器的结构较紧凑, 气胎的配置给增大摩擦盘直径, 从而增大传递转矩的能力留下空间。

轴向气胎摩擦盘离合器的摩擦衬面压强计算类似径向气胎。

QPL 型轴向气胎摩擦盘离合器的主要技术参数和尺寸系列见 JB/T 7005—1993。

3.9 隔膜式气压摩擦盘离合器-制动器组合

图 40.2-42 所示为隔膜式气压摩擦盘离合器-制动器组合。左部为离合器, 右部为制动器。动力由带轮输入。当压缩空气进左端气缸, 膜片变形, 活塞向右推动加压盘 3 压紧摩擦盘, 离合器接合; 同时弹簧 2 被压缩, 螺杆 1 向右移动, 推开制动器加压盘, 制动器松开。释放压缩空气后, 活塞、隔膜复位, 离合器脱开; 同时复位弹

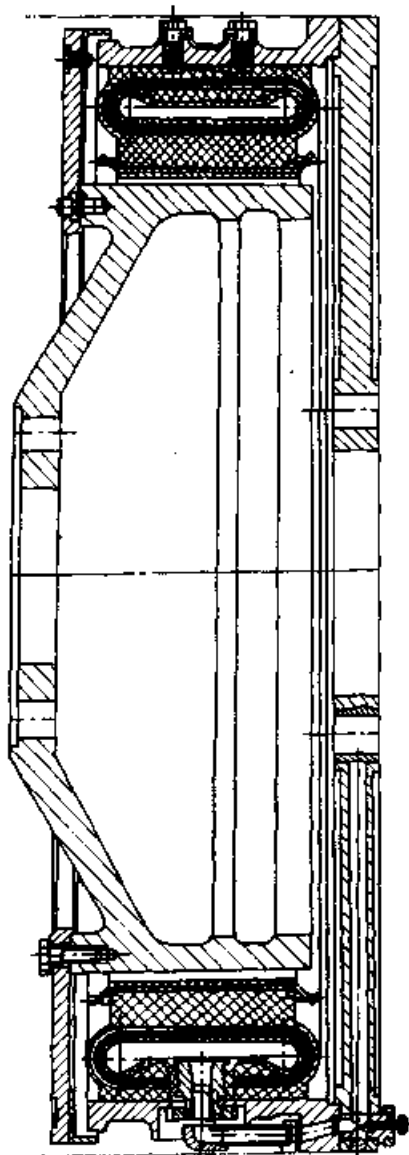


图 40.2-40 径向单气胎摩擦离合器

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

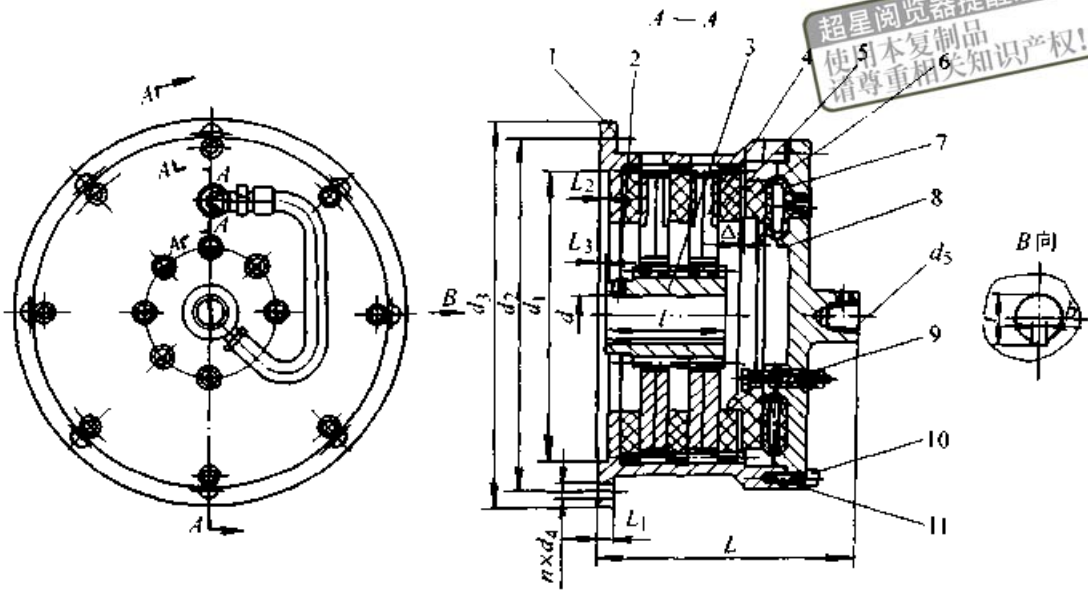


图 40.2-41 轴向气胎摩擦盘离合器 (摘自 JB/T 7005-1993)

- 1—壳体 2—紧定螺钉 3—轴套 4—内摩擦片 5—外摩擦盘 6—压板 7—气胎
8—端盖 9—复位弹簧 10—螺栓 11—垫片

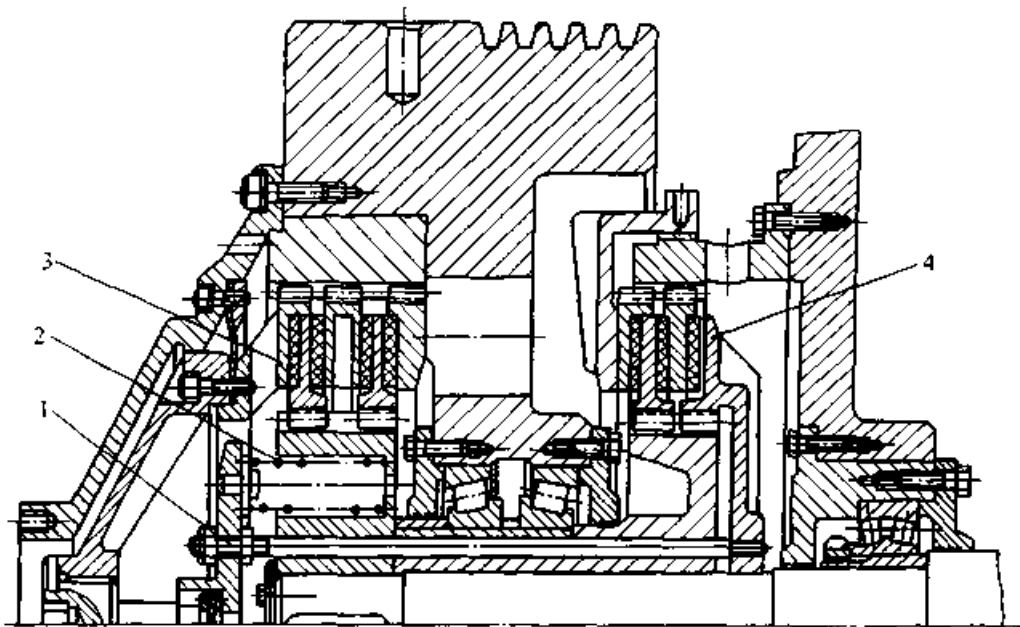


图 40.2-42 隔膜式气压摩擦盘离合器-制动器

- 1—螺杆 2—复位弹簧 3—离合器加压盘 4—制动器加压盘

簧 2 使螺杆复位，拉动制动器加压盘 4 压紧制动盘，制动器制动。

3.10 气压摩擦离合器压紧力的计算

气压摩擦离合器接合所需的压紧力计算式列于表 40.2-30。

3.11 气、液馈送装置

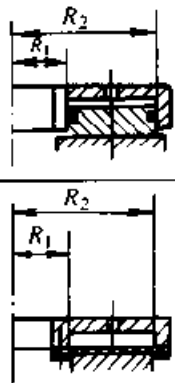
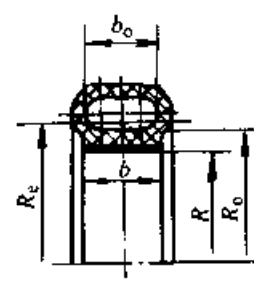
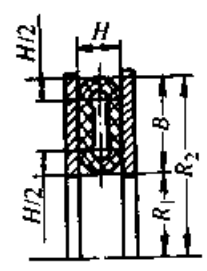
在气压和液压离合器中，由于供气、供液装

置是固定静止的，而离合器是旋转的，要将压缩空气或压力油送入离合器的气缸或液压缸中，就需要有接通旋转的离合器和固定的供气、供液装置的接头，称之为旋转阀。

旋转阀结构多样，可分为直通式和直角式两类。图 40.2-43 所示为几种直通式旋转阀。图 40.2-43a 所示旋转阀的凸缘与气（液）源装置联接，用滚动轴承与旋转部分隔离；图 40.2-43b 所示，为直接装到轴上的直通式旋转阀，轴中有

表 40.2-30 气压摩擦离合器压紧力计算式

超星浏览器提醒您：
使用本库制品
请尊重相关知识版权！

型式	计算简图	计算式
气 缸 式		$Q_g = \pi (p_g - \Delta p) (R_2^2 - R_1^2) \geq Q$ <p>Q_g—活塞压力 (N); p_g—压缩空气工作压强 (MPa), 一般取 $p_g = 0.4 \sim 0.6$ MPa; Δp—压缩空气压强损失 (MPa), 一般取 $\Delta p = 0.03 \sim 0.07$ MPa; R_1—环形气缸的内半径 (mm), 当气缸为整圆气缸时, 取 $R_1 = 0$; R_2—气缸的外半径 (mm); Q—传递计算转矩 T_c 时, 接合元件所需的压紧力 (N)</p>
气 胎 式		$p_g \geq \frac{T_c + \mu R (2\pi R_0 b_0 \Delta p + 1.1 \times 10^{-5} m_c R_c n^2)}{2\pi \mu R R_0 b_0}$ <p>p_g—压缩空气工作压强 (MPa); T_c—离合器的计算转矩 (N·mm); μ—摩擦副的摩擦系数; R—摩擦表面半径 (mm); R_0—气胎截面内表面内侧半径 (mm); b_0—气胎内宽度 (mm); Δp—压缩空气的压强损失 (MPa), 一般取 $\Delta p = 0.03 \sim 0.07$ MPa; m_c—气胎及与其联接的其他构件外用部分的质量 (kg); R_c—气胎及与其联接的构外用部分的质心的回转半径 (mm); n—气胎的转速 (r/min);</p> $p = \frac{2\pi R_0 b_0 (p_g - \Delta p) - 1.1 \times 10^{-5} m_c R_c n^2}{2\pi R b} \leq p_p$ <p>p—摩擦面的压强 (MPa); b—摩擦面的宽度 (mm); p_p—摩擦副的许用压强 (MPa), 表 40.2-13</p>
气 胎 式		$Q_g = \frac{\pi}{4} (p_g - \Delta p) [(2R_2 - H)^2 - (2R_1 + H)^2] - kz(h + \delta) \geq Q$ <p>Q_g—气胎的压向压力 (N); Q—传递计算转矩 T_c 时, 接合元件所需之轴向压紧力 (N); k—复位弹簧的刚度 (N/mm); z—复位弹簧的数量; h—复位弹簧的预紧高度; δ—摩擦盘 (片) 的总间隙 (mm)</p>

孔与离合器的缸体接通; 图 40.2-43c 和图 40.2-43d 所示分别用锥管螺纹和凸缘与轴联接的直通式旋转阀。

图 40.2-44 所示为几种直角式旋转阀结构, 主要是密封型式不同。

图 40.2-45 所示为浮动活塞式旋转阀, 是直接装在离合器端盖上的直角式旋转阀, 用于气压离合器。进气接头 1 用滚动轴承与离合器端盖 7

的凸起部分隔开。当压缩空气由接头 1 进入时, 将浮动活塞 6 挤压在端盖孔上, 这时密封圈 4 阻止压缩空气排入大气; 当由接头排出压缩空气时, 离合器缸内的压缩空气顶开浮动活塞 6, 缸内压缩空气迅速由端盖上的槽孔排入大气。

4 液压离合器

液压离合器的操作原理与气压离合器相似,

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

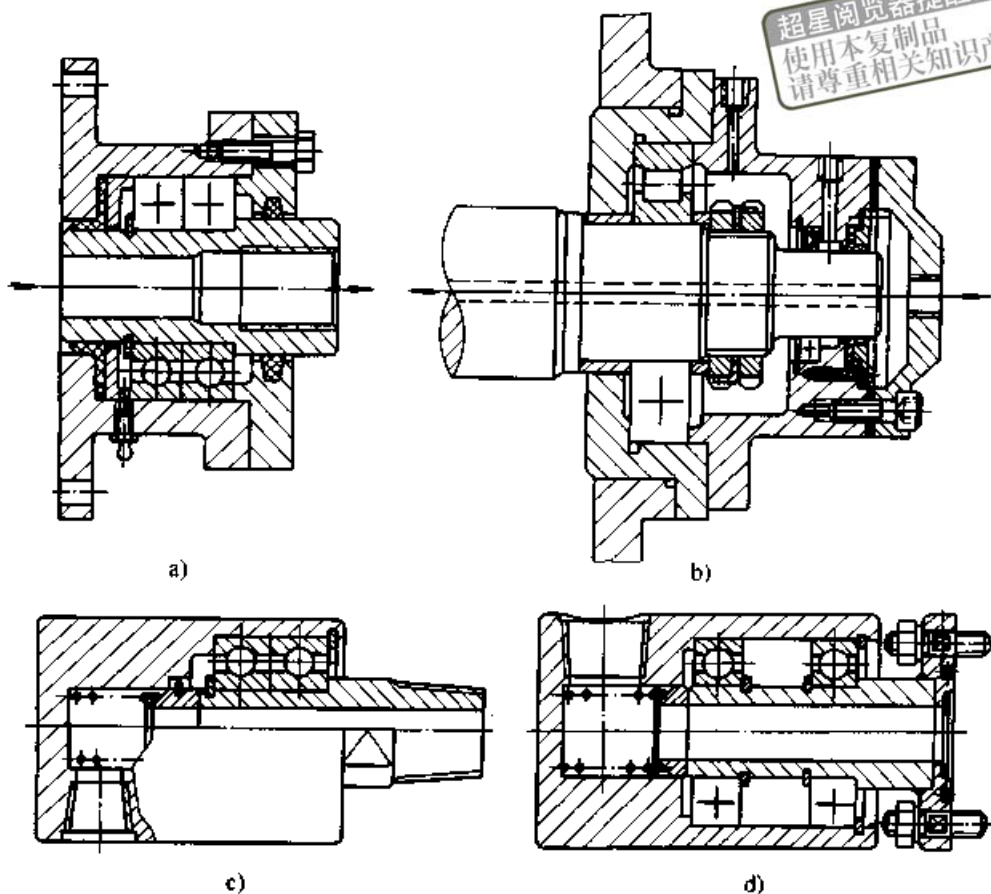


图 40.2-43 直通式旋转阀

只是操纵接合元件的动力由油压产生。在相同条件下，液压离合器可传递更大的转矩。液压离合器接合平稳、无冲击、无噪声，便于自动控制 and 远距离操纵，摩擦元件的磨损间隙可由活塞行程自动补偿。但液压离合器的离、合速度不如气压离合器快。

液压离合器通常采用 $0.5 \sim 2 \text{ MPa}$ 的压力油来操纵，因在这个压强范围内有利于油管系统的密封，使用可靠。适当调节油压可在一定范围内调节离合器能传递的转矩。

按照离合器油缸是否随离合器旋转，可分为缸体旋转式和缸体固定式。缸体旋转式液压离合器的结构紧凑，外廓尺寸小；但因油缸随离合器一起旋转，故转动惯量大，且油缸中的油因旋转而产生惯性离心力，会在离合器脱开时阻碍缸内油液迅速排空，延长操作时间。缸体固定式液压离合器则无此缺点，但离合器的轴向压力不能内部平衡，需加装较大的能承受轴向力的轴承，结构较复杂，外廓尺寸亦较大。

液压离合器可以采用两个离合器串联式组合结构，以传递两种运动；亦可与制动器组合，在

切断动力传递的同时，实行快速制动。组合式离合器的运动状态的切换是靠液压系统中的元件、局部回路的连锁和自锁等方法实现的。

4.1 缸体旋转式液压摩擦片离合器

图 40.2-46 所示为缸体旋转的液压多摩擦片离合器，其外壳有 A（图上半部）、B（图下半部）两种联接方式。压力油经导油接头 2 进入油缸，推动活塞 4 向右压紧内、外摩擦片，离合器接合。压力油释放后，弹簧将活塞 4 向左推回，离合器脱开。这种离合器常用于机床行业。其主要技术参数及尺寸系列列于表 40.2-31。

4.2 缸体固定式液压牙嵌离合器

缸体固定式液压牙嵌离合器如图 40.2-47 所示。活塞缸 6 用滚动轴承支承在轴套 1 上。当压力油进入油缸 6，推动外活塞 5 向左推动滚动轴承及可动牙嵌盘 4 与固定牙嵌盘啮合，离合器接合。释放压力油后，碟形弹簧将可动牙嵌盘向右推回复位，离合器脱开。这种离合器的主要技术参数和尺寸系列列于表 40.2-32。

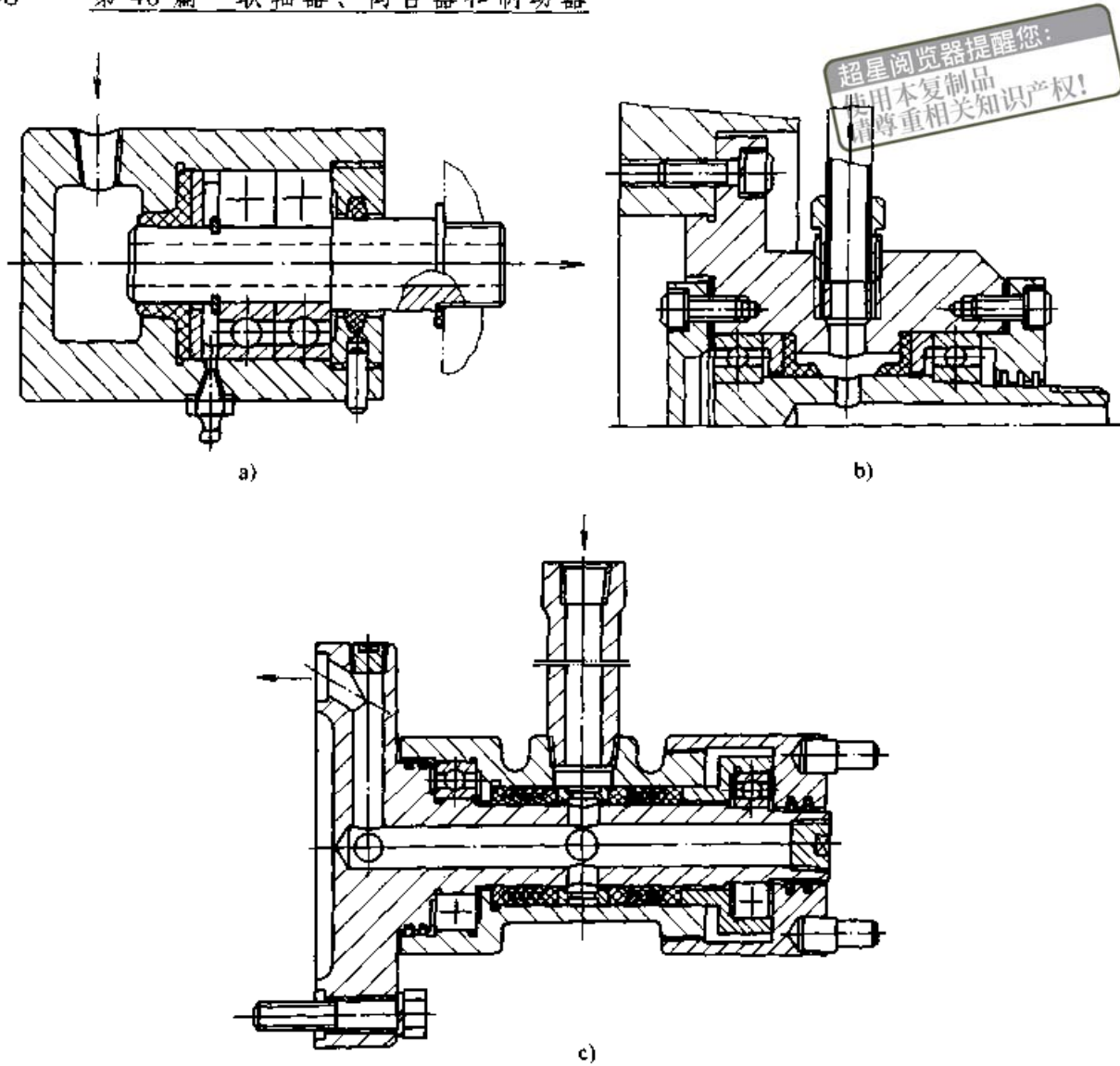


图 40.2-44 直角式旋转阀

表 40.2-31 缸体旋转式液压多摩擦片离合器的主要技术参数和尺寸系列 (参考)

许用动 转矩① $T_d /$ $N \cdot m$	许用静 转矩② $T_s /$ $N \cdot m$	工作压 强③ p / MPa	转动惯量 J $/ kg \cdot m^2$		缸容积 V $/ cm^3$		许用相 对转速 $n_v /$ (r/min)	t	D	D_1	D_2	d_1	L	L_1	L_2	h	h_1
			内侧	外侧	最小	最大											
160	250	2	0.008	0.003	20	33.5	3 000	6	110	120	145	13.5	90	19	40	8	5
250	400		0.013	0.005	25	45	2 500		125	140	165		95	20			
400	630		0.021	0.010	30	53	2 120	7.5	140	160	185	100	21	42	6		
630	1 000		0.044	0.02	63	106	1 800	7.5 10	160	180	210	15.5	115	24		52	10
1 000	1 600		0.075	0.038	87	145	1 600	7.5 10	180	210	240	120	24				

注：1. 外片联接件可根据需要做成 A、B 两种形式。
 2. 离合器的轴毂联接要用花键，花键对由强度计算确定。
 ①指在载荷下接合的许用转矩。
 ②指在空载下接合的许用转矩。
 ③油泵至离合器油缸间的管路压力损失 ≤ 0.25 MPa，工作压力是指油泵输出油路中的表压值。

表 40.2-32 缸体固定式液压牙嵌离合器的主要技术参数和尺寸系列 (参考)

(mm)

许用转矩 T_p /N·m	D	D_1	d		L	L_1	B
			max	min			
160	110	100	25	15	78	76.5	12
250	120	115	30	20	82	80.5	14
400	135	120	30	20	85	83.5	14
550	150	135	40	30	92	90.5	15
750	160	145	45	35	95	93.5	16
1 300	190	165	50	35	108	106.5	18
2 000	210	185	60	35	122	120.5	20

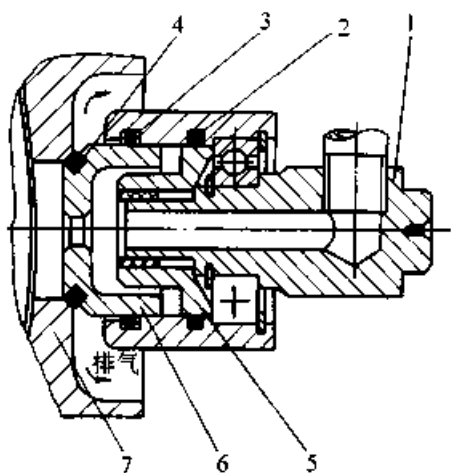


图 40.2-45 浮动活塞式旋转阀
1—进气接头 2、3、4—密封圈 5—套筒
6—浮动活塞 7—端盖

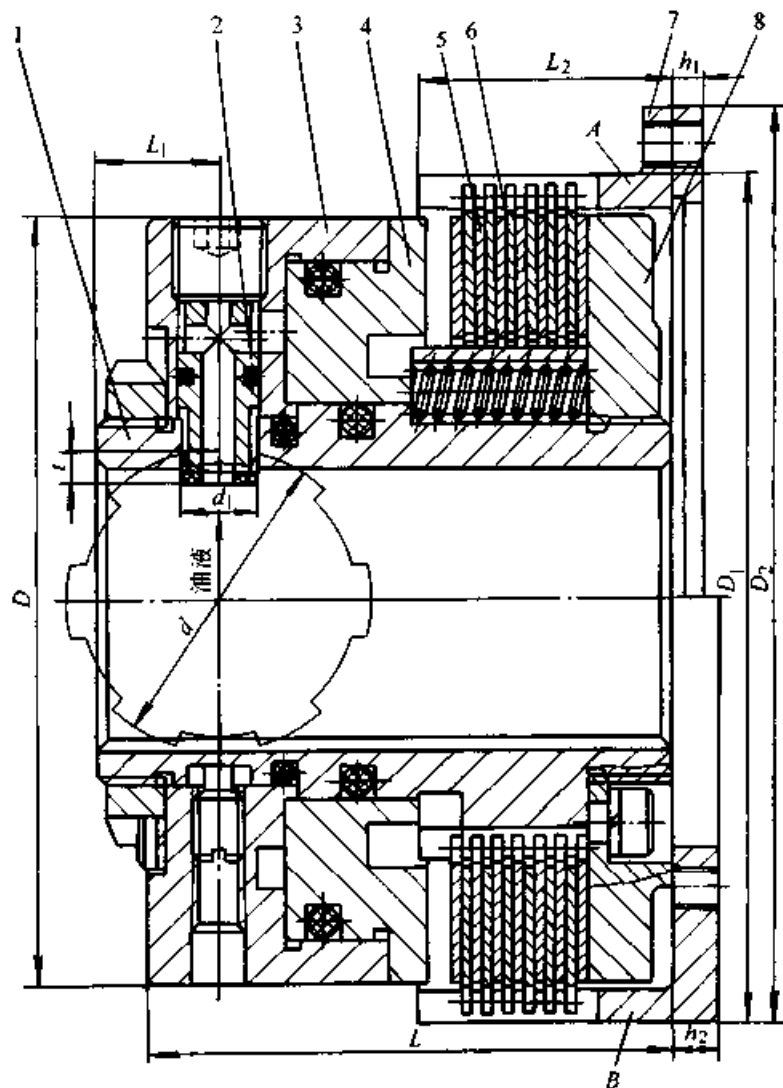


图 40.2-46 缸体旋转式液压多摩擦片离合器
1—轴套 2—导油接头 3—油缸体 4—活塞 5—内摩擦片 6—外摩擦片 7—外壳 8—挡板

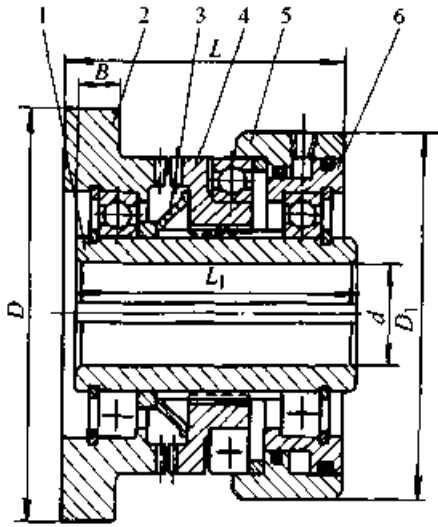


图 40.2-47 缸体固定式液压牙嵌离合器

- 1—轴套 2—固定牙嵌盘 3—碟形弹簧
- 4—可动牙嵌盘 5—外活塞 6—活塞缸体

4.3 缸体固定式液压多摩擦片离合器

图 40.2-48 所示为缸体固定的液压多摩擦片离合器。缸体用滚动轴承 7 支承在轴套 1 上，压力油径向流入缸体 6，推动活塞 5 向左，进而推动加压盘 3 压紧内外摩擦片，同时压缩弹簧，离合器接合。释放压力油，弹簧伸张，迫使加压盘、活塞向右复位，离合器脱离，如图示。这种离合器的结构很紧凑。

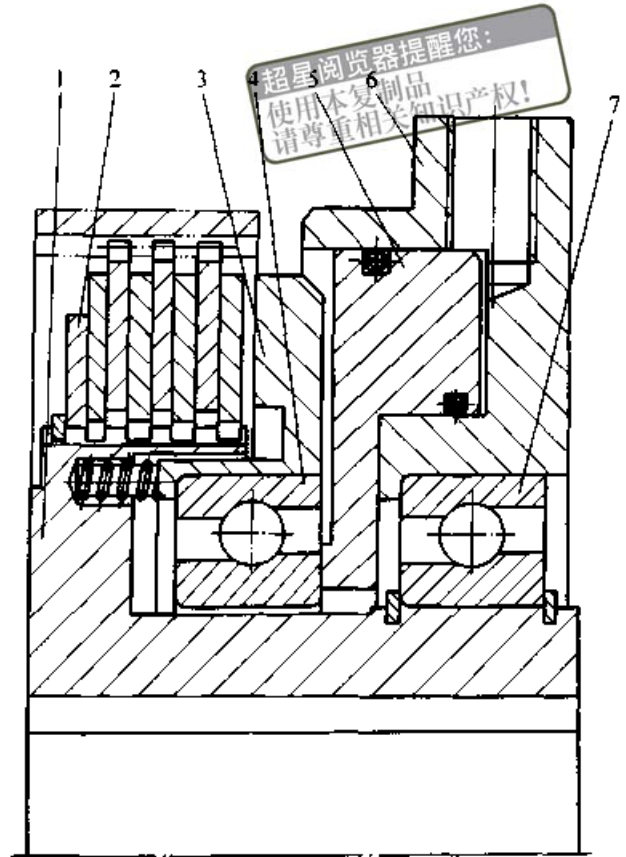


图 40.2-48 活塞缸固定式液压多摩擦片离合器

- 1—轴套 2—固定盘 3—加压盘 4、7—滚动轴承
- 5—活塞 6—缸体

4.4 柱塞缸固定式液压摩擦片离合器-制动器组合

图 40.2-49 所示为柱塞缸固定式液压摩擦片离合器-制动器组合

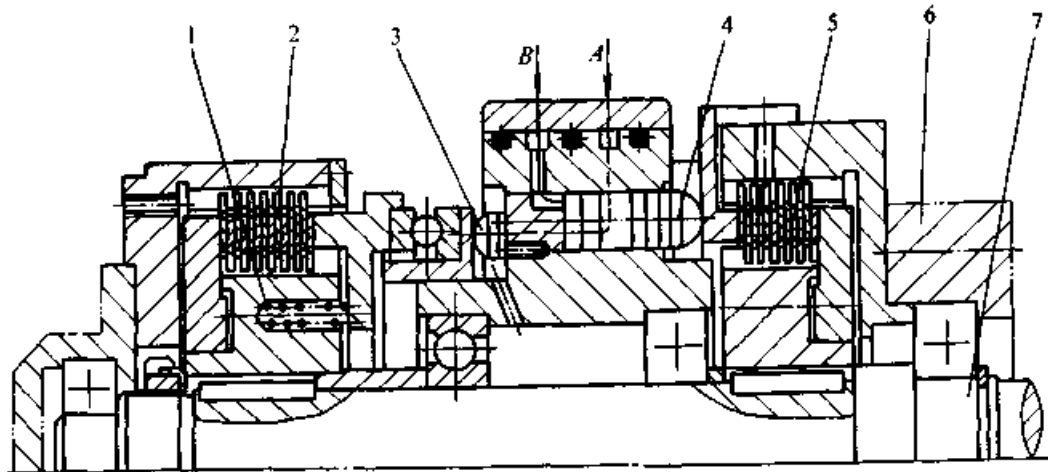


图 40.2-49 柱塞缸固定式液压摩擦片离合器-制动器组合

- 1—复位弹簧 2—离合摩擦片组 3、4—柱塞 5—制动摩擦片组 6—箱体 7—轴

离合器-制动器组合，左为离合器，右为制动器。柱塞式油缸固定不动，制动器外壳与箱体 6 固联。当从 A 处进油推动 12 个柱塞 3 向左压紧摩擦片组 2 时，离合器接合；同时 6 个柱塞 4 亦向

左移动，放开制动器摩擦片组 5，制动器松开。释放 A 处压力油，柱塞 3 卸压，弹簧 1 伸张使柱塞 3 向右复位，离合器摩擦片组 2 脱离；与此同时，由 B 处进油推动 6 个柱塞 4 压紧制动摩擦片

组 5, 制动器制动, 轴 7 不能转动。

4.5 液压离合器压紧力的计算

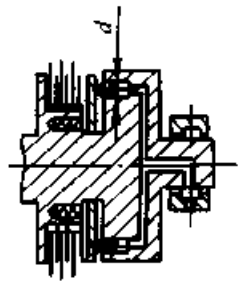
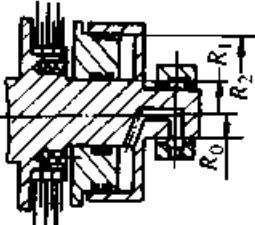
液压离合器接合时所需活塞压紧力的计算式列于表 40.2-33。

5 电磁离合器

电磁离合器是利用电流通过激磁线圈时所产生的磁力操纵各种接合元件, 以实现接合和分离的离合器。电磁离合器不需要设置像机械离合器

超星阅读器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

表 40.2-33 液压离合器压紧力计算式

型式	计算简图	计 算 式
柱 塞 式		$Q_g = \frac{\pi}{4} d^2 z (p_g - \Delta p) \geq Q$ $Q_0 = \frac{\pi}{4} d^2 z \Delta p$ $Q_f \geq Q_0$ <p> Q_g—柱塞总压紧力 (N); Q_0—离合器脱开时排油压强对柱塞的阻力 (N); Q_f—复位弹簧推力 (N); d—柱塞直径 (mm); z—柱塞数量; p_g—油液工作压强 (MPa), 一般取 $p_g = 0.5 \sim 2$ MPa; Δp—排油压强 (MPa), 一般取 $\Delta p = 0.05 \sim 0.1$ MPa; Q—离合器接合所需之压紧力 (N) </p>
活 塞 式 (隔 膜 式)		$Q_g = \pi (R_2^2 - R_1^2) (p_g - \Delta p) - Q_f \geq Q$ $Q_0 = \pi (R_2^2 + R_1^2) \Delta p$ $Q_t = Q_0 + Q_f + Q_c \quad (\text{对于旋转缸体})$ $Q_t = Q_0 + Q_f \quad (\text{对于固定缸体})$ <p> Q_g—活塞压紧力 (N); Q_0—排油时缸内油液对活塞 (亦即对复位弹簧) 的阻力 (N); Q_f—复位弹簧力 (N); p_g—油液工作压强 (MPa), 取 $p_g = 0.5 \sim 2$ MPa; Δp—排油压强 (MPa), 一般取 $\Delta p = 0.05 \sim 0.1$ MPa, 但对于旋转缸, 须满足 $\Delta p \geq 8 \times 10^{-10} n^2 R_0^2$ MPa; R_0—旋转阀的旋转部分与静止部接合面处的半径 (mm); Q_t—密封圈的摩擦阻力 (N) (对于隔膜式, 此项不计), $Q_t = 0.03 Q$ (对于 O 形密封圈), $Q_t = \pi \mu p_g (R_2 + R_1) h$ (对于唇形密封圈); R_1, R_2—活塞的内、外半径 (mm); h—密封圈高度 (mm); μ—摩擦系数, 取 $\mu = 0.1$ Q_c—转动缸内油液的惯性离心力对活塞的阻力 (N), $Q_c = 8 \times 10^{-8} n^2 (R_2^2 - R_1^2) (R_2^2 + R_1^2 - 2R_0^2)$; Q—离合器接合所需的压紧力 (N) </p>

那样的操纵机构或接合机构, 亦不像气压、液压离合器那样需要空气压缩机、油泵和繁多的管路、阀件等设施。电磁离合器可单独操纵, 亦可集中控制和远距离控制, 与其他机电元件协同可实现自动控制。此外, 电磁离合器可以方便地调节激磁电流来改变能传递的转矩; 亦可在主、从动部分有转速差的情况下保持恒定的转矩 (例如磁粉离合器)。因此, 电磁离合器具有结构简单、操纵方便的优点。电磁离合器的缺点是有少量剩

磁, 尤其是磁力线通过摩擦片的离合器。剩磁会妨碍离合器主、从动摩擦片的彻底分离, 而在切断电流后离合器还有残留转矩。为此, 要采取消磁措施或在摩擦片之间设置分片装置。电磁离合器需要直流电源, 电压在 100 V 以下, 以 24 V 为最常用。

电磁离合器按工作原理可分为牙嵌、摩擦、磁粉和转差等几种。电磁离合器也可与电磁制动器组合应用, 结构较紧凑。离合器-制动器组合

可机械联锁亦可电路联锁。

5.1 牙嵌式电磁离合器

图 40.2-50 所示为牙嵌式电磁离合器结构型式之一。当激磁线圈 2 接通电流后，衔铁 4 在齿轮 5 上向左移动压向磁轭 3，离合器接合。断电后，复位弹簧 6 将衔铁向右推回复位，离合器分离。这种牙嵌式电磁离合器的主要技术参数和尺寸系列列于表 40.2-34。

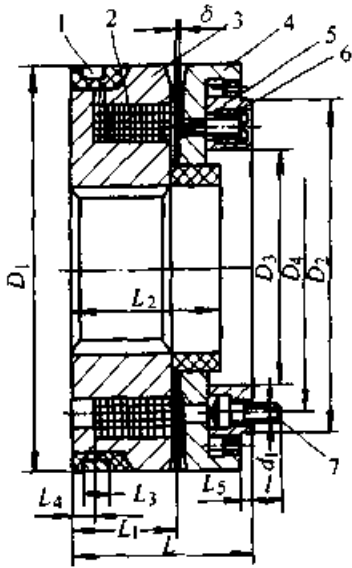


图 40.2-50 牙嵌式电磁离合器

1—滑环 2—激磁线圈 3—磁轭
4—衔铁 5—齿轮 6—复位弹簧 7—螺栓

表 40.2-34 牙嵌式电磁离合器主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

许用转矩 T_p /N·m	额定直 流电压 /V	D_1	D_2 (dc)	D_3 (D)	D_4	d_1	l	d_2 ①	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	δ
100	24	105	85	65	75	4-M5	13	2×φ5	47	—	40	8	7	2	0.6
160		115	100	70	85	4-M6	15	2×φ6	52	—	42	8	7	2	0.6
250		125	105	75	95	4-M6	16	2×φ6	58	—	48	8	9	2.5	0.6
400		140	115	85	100	6-M6	17	3×φ6	67	—	60	8	9	2.5	0.6

① d_2 为直径 D_4 上的销孔直径，此孔装配后钻。

湿式多摩擦片电磁离合器的主要技术参数和尺寸列于表 40.2-35。

图 40.2-53 所示为标准的干式多摩擦片电磁离合器，其主要的技术参数和尺寸见 JB/T 8808—1998。

5.2 摩擦片电磁离合器

摩擦片电磁离合器的起动过程如图 40.2-51 所示。激磁线圈通电后，激磁电流上升，衔铁被吸动，气隙减少引起磁阻减小和电感增加，电流曲线出现微凹；同时，在克服空转转矩后，向从动侧传递的转矩开始增长。当衔铁完全吸合并压向摩擦片后，传递的转矩（摩擦片的滑动摩擦转矩）随电流继续升高而增大。当主、从动部分达到同步时，离合器完全接合，滑动摩擦转矩转变为静摩擦转矩，此后离合器主、从动部分同步上升到一个稳定转速，传递负载转矩，离合器起动完毕。

图 40.2-52 所示为湿式多摩擦片电磁离合器。激磁线圈 7 装在磁轭 6 内，线圈引出线分别与滑环 5 和磁轭 6 联接。轴套 9 与磁轭 6 固联，衔铁 8 和内摩擦片 3 装在轴套 9 上，可轴向滑动；外摩擦片 2 装在联接筒 1 上，亦可轴向滑动。通过电刷 4 给滑环送电。当线圈通电后，衔铁压紧内外摩擦片，离合器接合。断电后，外摩擦片上的弹性卷边使内、外摩擦片分离，衔铁复位，离合器分离。

湿式多摩擦片电磁离合器的结构紧凑，外廓尺寸小，摩擦片磨损少；但因油膜和剩磁的影响，在离合器断电后有残留转矩，离合时间比干式较长。这种离合器适用于更换摩擦片不方便、多油和接合不很频繁的场所。

图 40.2-54 所示为摩擦盘电磁离合器-制动器组合。左为离合器，右为制动器。磁轭 1 上的螺孔用作与主动件的联接，套筒 8 与机架固联。当电流由滑环 2 引入通向线圈 3 时，衔铁 5 连同摩擦盘 6 与主动盘 4 吸合，离合器接合，同时制

动器松开。断电后，复位弹簧9将衔铁5和摩擦盘6推回复位，离合器脱开，制动器制动。

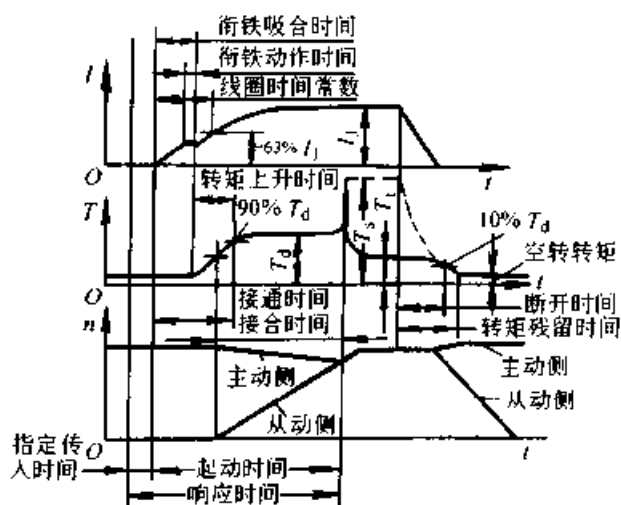


图 40.2-51 摩擦片电磁离合器启动过程
 I —激磁电流 I_1 —额定激磁电流 T —转矩
 T_d —滑动摩擦转矩 T_s —静摩擦转矩
 T_L —负载转矩 t —时间

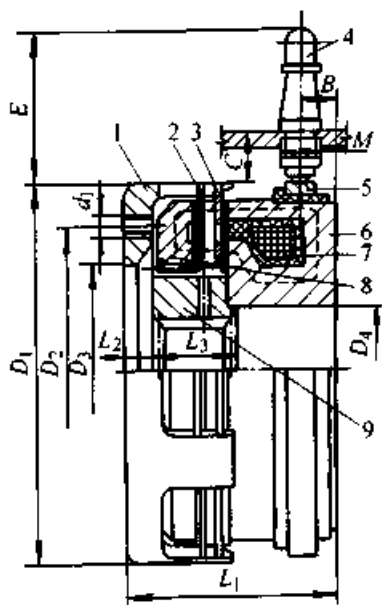


图 40.2-52 湿式多摩擦片电磁离合器
 1—联接爪 2—外摩擦片 3—内摩擦片
 4—电刷 5—滑环 6—磁轭
 7—激磁线圈 8—衔铁 9—轴套

5.3 磁粉离合器

(1) 磁粉离合器的工作原理和工作特性

磁粉离合器是借助于放置在离合器主、从动件间隙中可磁化的粉粒间结合力和磁粉与主从动件摩擦力来传递转矩的离合器，如图 40.2-55 所示、主动轴 1 与筒形壳体 3 相联，从动轴 8 与转

子 6 相联，转子上有激磁线圈 4，在转子 6 与筒形壳体 3 之间的环形间隙中充填着可磁化的粉粒。当电流经滑环 9 引入激磁线圈 4 时，就在铁磁材料制成的转子与壳体之间形成磁回路，使松散的粉粒磁化结成磁粉链并将壳体和转子联成一体，离合器接合，转矩由主动轴 1 传递到从动轴 8。断电后，磁粉去磁并在惯性离心力作用下恢复松散状态，壳体和转子的间隙恢复，离合器脱开。

磁粉离合器的工作特性列于表 40.2-36。

总之，磁粉离合器可在较大范围内线性调节传递的转矩；在较大范围内从动端转速不随传递转矩的变化而变化；可在负载转矩不变的情况下调节从动端转速，即恒转矩变转速工作；可以主、从动部分同步运转，亦可异步运转。此外，磁粉离合器有接合平稳、无噪声、控制功率小、从动部分转动惯量小、结构简单、过载安全保护等优点。磁粉离合器主要用于接合频率高、需要调节起动时间、自动调节转矩、转速或保持恒转矩运转、能过载保护的传动系统。

磁粉离合器的导磁体常用材料有电工纯铁（碳的质量分数为 0.02% ~ 0.025%）、低碳钢、硅钢、铁铝合金等。磁粉材料有铁钴镍基合金、不锈钢、羰基铁、铁铝合金、铁硅铬合金等粉粒。磁粉的粒度和形状影响磁粉性能，以球状细颗粒粉末为佳，粉粒直径约 0.004 ~ 0.08 mm。在磁粉中加入不同的添加剂可改善磁粉某方面的性能，例如加入适量的润滑剂可改善磁粉的流动性。

(2) 磁粉离合器结构和基本参数

图 40.2-56 所示为有滑环的圆筒形转子的磁粉离合器。主动部分由壳体 3、齿轮 4、线圈 5 和滑环 6 等组成，用滚动轴承支承在空心轴 7 上。从动部分由筒形转子 1 和从动轴 8 组成。转子壁与主动部分构成双间隙，间隙充填磁粉 2。通电后，磁粉结合成磁粉链，联接主、从动部分以传递转矩。转矩由齿轮 4 输入，从动轴 8 输出。

图 40.2-57 所示为无滑环的双转子磁粉离合器。线圈 8 装在定子 9 内，定子两侧与支承盖 2 联接并用滚动轴承支承在主动轴 12 和从动轴 1 上。因线圈静止不动，省去电刷和滑环，可避免电火花和磨损。主动转子 11 与主动轴 12 联接并

表 40.2-35 湿式多摩擦片电磁离合器主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

许用转矩 T_p		额定直 流电压 /V	许用转速 n_p /(r/min)	D_1	D_2	D_3 (D_4)	D_4 (D)	d_1	L_1	L_2	L_3	B	C	E	M	重量 /kg	
动转矩	静转矩			使用本表时，请尊重相关知识产权！													
25	25	24	3 500	86	65	50	30	4-M6	43.5	5.5	18.5	5	14	45	16×1	1.2	
50	50			96	72	56	35	48.5	20		7	1.6					
50	100		3 000	113	85	65	40	6-M6	55.5	6.5	26	8	23	80	18.5 ×1.5	2.7	
100	200			133	105	75	50	60.5	26		8	4.5					
160	320		2 500	145	115	85	55	6-M8	63.5	7.5	27	9	10	23	80	18.5 ×1.5	5.4
250	500			166	135	96	60	72	32		9	8					
400	800		1 500	192	150	120	70	6-M10	80	8	38	10	10	23	80	18.5 ×1.5	1.5
630	1 260			212	165	125	85	6-M12	90.5		9.5	40					12

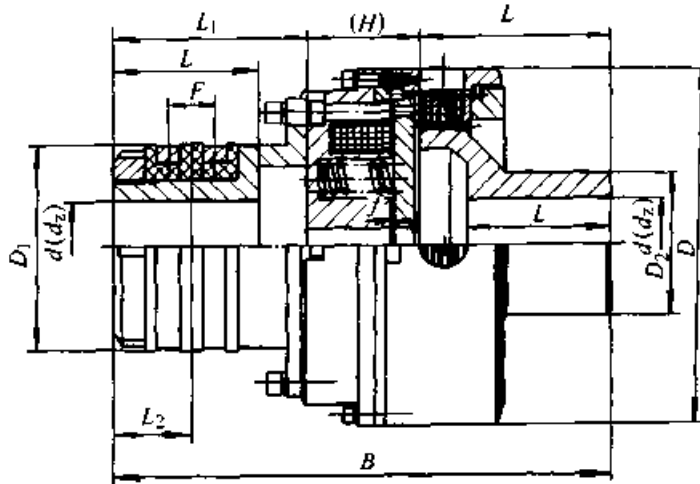


图 40.2-53 DLM2 型干式多摩擦片电磁离合器

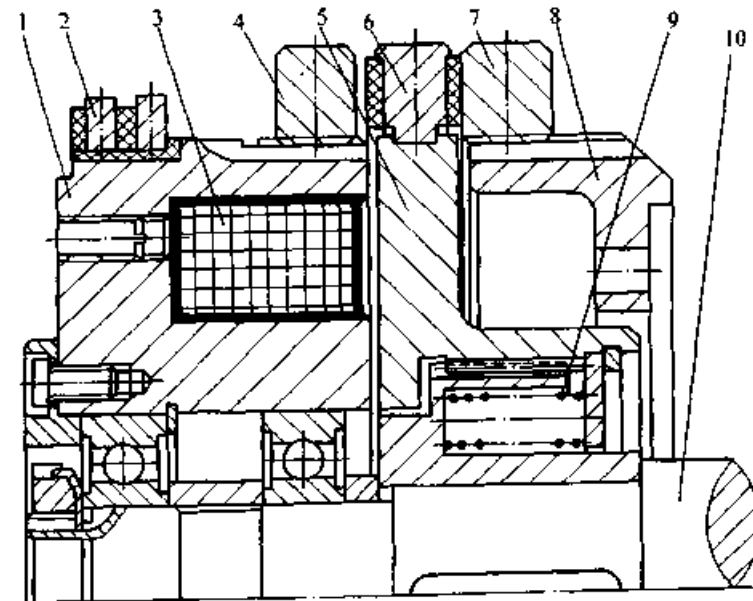
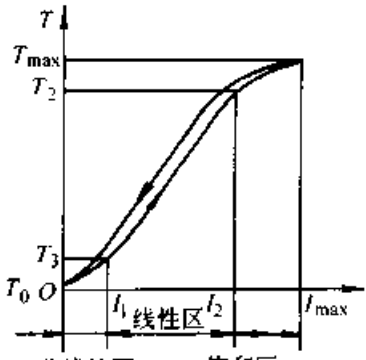
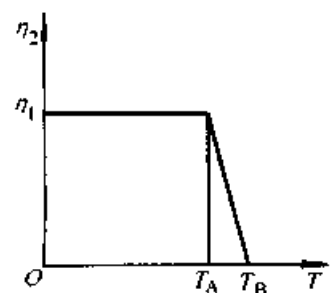
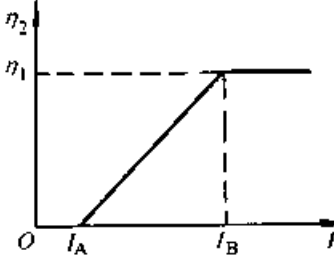
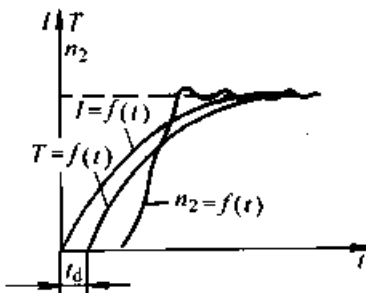


图 40.2-54 摩擦盘电磁离合器-制动器组合

1—磁轭 2—滑环 3—激磁线圈 4—离合器主动摩擦盘 5—衔铁 6—从动摩擦盘
7—制动摩擦盘 8—套筒 9—复位弹簧 10—从动轴

表 40.2-36 磁粉离合器的工作特性

招星浏览器提醒您：
使用本产品
请尊重相关知识产权！

特性线图	说 明
<p>静特性线</p> 	<p>表示主动端转速 $n_1 = \text{常数}$，从动端转速 $n_2 = 0$ 时，激磁电流与转矩的关系。除去电流微小时的弱激磁区和电流很大时的磁饱和区外，有较大的线性区，且磁滞回路宽度很小。说明磁粉离合器有较大的转矩线性调节范围</p>
<p>机械特性线</p> 	<p>表示主动端转速 $n_1 = \text{常数}$ 和激磁电流 $I = \text{常数}$ 时，从动端转速 n_2 与能传递的转矩 T 的关系。当负载转矩 $T_i \leq T_A$ 时，离合器主、从动端同步转动；当 $T_A < T_i < T_B$ 时，离合器在主、从动端有转速差的情况下工作；当 $T_i > T_B$ 时，从动端转速 $n_2 = 0$，离合器处于制动状态。表明在一定范围内，从动端转矩不随转矩变化而变化</p>
<p>调节特性线</p> 	<p>表示主动端转速 $n_1 = \text{常数}$ 和负载转矩 $T_i = \text{常数}$ 时，从动端转速 n_2 与激磁电流 I 的关系。当激磁电流 $I \leq I_A$ 时，从动端转速 $n_2 = 0$；当 $I_A < I < I_B$ 时，则 $0 < n_2 < n_1$，即主、从动端有转速差；当 $I \geq I_B$ 时，主、从动端同步转动。表明激磁电流 I 在 $I_A \sim I_B$ 范围内变化可调节从动端转速 n_2</p>
<p>起动特性线</p> 	<p>表示在激电流上升到一定值后，即经过响应时间 t_d 之后，传递的转矩 T 才开始从零上升，而从动轴的转速 n_2 则需更长的时间才开始从零上升，直到与主动端同步</p>

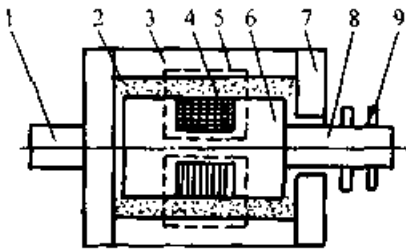


图 40.2-55 磁粉离合器工作原理示意图

1—主动轴 2—磁粉 3—筒形外壳 4—线圈
5—磁回路 6—转子 7—端盖 8—从动轴 9—滑环
与定子 9 保持一定间隙；从动转子 7 与从动轴 1 联接并与主动转子 11 有适当的工作间隙，工作间隙充填磁粉 6。此外，为了便于散热，主动转子 11 上装有风扇 3；为了防止磁短路，在主动转子 11 上装有抗磁材料制的隔磁环。线圈通电后，磁粉将主、从动转子联接在一起，离合器接合，传递转矩。

图 40.2-58 所示为带滑环的磁粉离合器的另一结构型式。激磁线圈 3 通电后，磁粉链将主动的壳体 5 和从动的圆柱转子 2 联接，离合器接合。

表 40.2-37 列出了磁粉离合器的基本参数。磁粉离合器的外廓尺寸及安装尺寸可查有关产品样本。

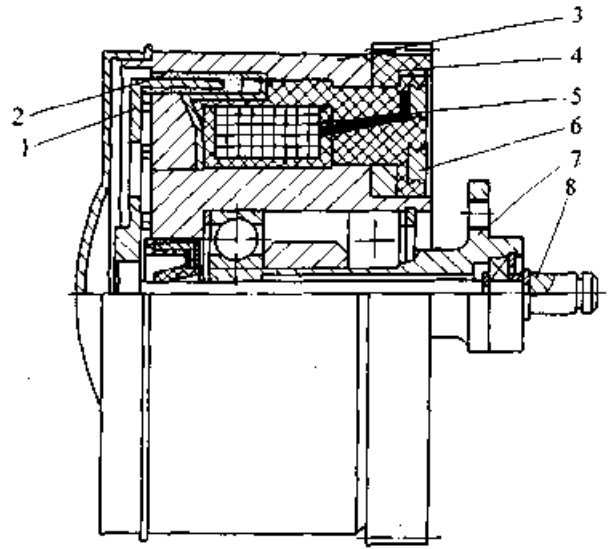


图 40.2-56 有滑环的圆筒形转子磁粉离合器

1—转子 2—磁粉 3—壳体 4—齿轮 5—激磁线圈
6—滑环 7—空心轴 8—从动轴

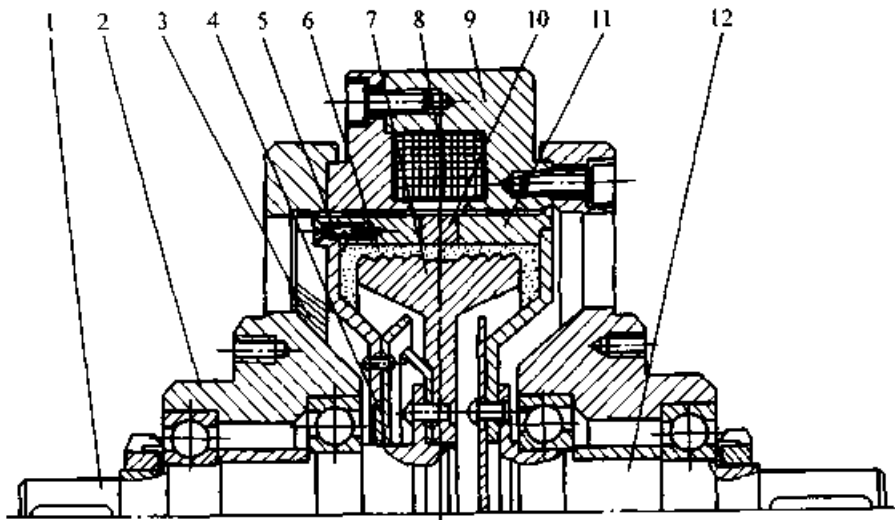


图 40.2-57 无滑环的双转子磁粉离合器

1—从动轴 2—支承盖 3—风扇 4—密封圈 5—转子端盖 6—磁粉 7—从动转子
8—线圈 9—定子 10—隔磁环 11—主动转子 12—主动轴

(3) 磁粉离合器的计算

设计或验算磁粉离合器应满足下列条件

$$T_p \geq T_c \text{ (或 } T_n \geq T_c \text{)} \quad (40.2-42)$$

式中 T_p ——磁粉离合器的许用转矩(N·m)；
 T_n ——标准磁粉离合器的公称转矩(N·m)；
 T_c ——磁粉离合器的计算转矩(N·m)

$$T_c = KK_1T \quad (40.2-43)$$

式中 T ——离合器的理论转矩(N·m)；

K ——离合器的工况系数，可参考表 40.2-15，一般取 $K = 1.1 \sim 1.3$ ，重载时取 $K = 1.5 \sim 2$ ；

K_1 ——磁粉老化系数，一般取 $K_1 = 1.3 \sim 1.5$ ，要求快速接合时，取 $K_1 = 2$ 。

参看图 40.2-59，磁粉离合器的许用转矩可按下式计算

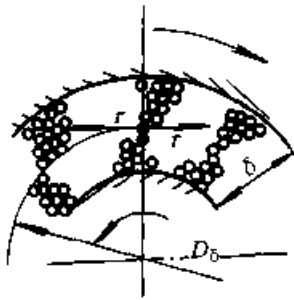


图 40.2-59 磁粉链抗剪计算简图

K_v ——与从动件相对运动线速度 v 和工作间隙 δ 有关的系数，查图 40.2-60；

K_r, η ——与磁粉含铁系数 K_p 和工作间隙 δ 有关的系数，查图 40.2-61；

K_p ——磁粉含铁系数，单位体积磁粉中含铁（或其他导磁合金）体积比，一般取 $K_p = 0.3 \sim 0.45$ ；

B_δ ——工作间隙平均磁通密度 (T)，一般取 $B_\delta = 0.5 \sim 1T$ 。

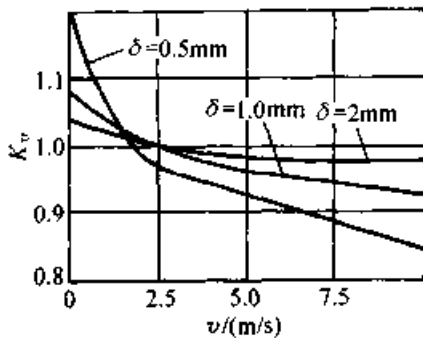


图 40.2-60 系数 K_v

5.4 转差式电磁离合器

(1) 转差式电磁离合器工作原理和结构

转差式电磁离合器是利用电磁感应原理，使主动部分带动从动部分运转并传递转矩的，其基本结构和工作原理如图 40.2-62 所示。安装在电动机 8 的轴上的电枢 7 是一个筒形构件，恒速转动。磁极 5 装在输出轴 1 上，磁极外缘如矩形齿齿轮。激磁线圈 4 固定在导磁体 3 上，静止不动。当电流进入激磁线圈 4 时，在电枢 7 和磁极 5 之间便有磁通相连。当电动机驱动电枢 7 在磁极 5 所建立的磁场中转动时，由于磁极外缘是矩形轮齿，它与电枢的间隙不断变化，引起电枢上各点磁通不断变化，产生感应电势，导致电枢中形成电涡流，涡流磁场和磁极磁场相互作用带动

磁极 5 和从动轴 1 转动，传递转矩。显然，电枢 7 与磁极 5 必须保持转速差，否则就不能因感应而产生电涡流。

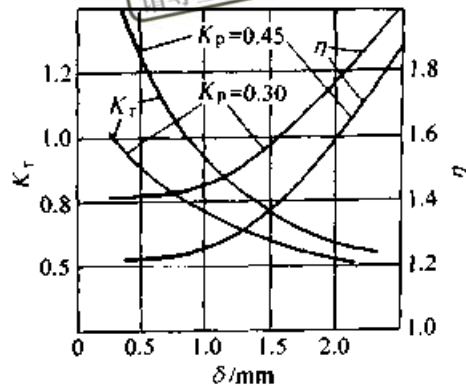


图 40.2-61 系数 K_r 和 η

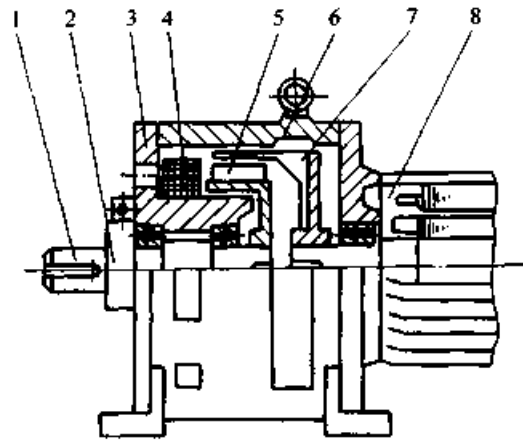


图 40.2-62 转差式电磁离合器的结构和工作原理

- 1—输出轴 2—测速发电机 3—导磁体
- 4—激磁线圈 5—磁极 6—壳体
- 7—电枢 8—电动机

转差式电磁离合器的外形如图 40.2-63 所示，其主要技术参数和尺寸列于表 40.2-38。

(2) 转差式电磁离合器的计算

转差式电磁离合器的许用转矩按下式计算

$$T_p = F_t \frac{D}{2} p_m = \frac{\pi B^2 l^2 D^2 p_m}{120 z_p} (n_1 - n_2) \quad (40.2-46)$$

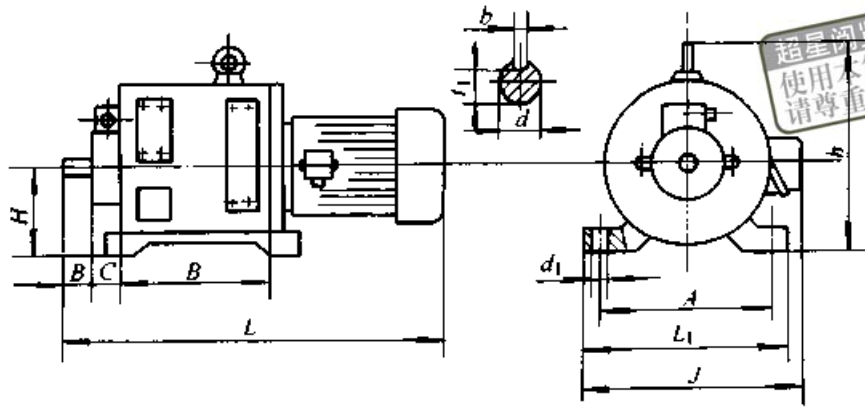
式中 T_p ——转差式电磁离合器的许用转矩 (N·m)；

F_t ——涡流磁场与磁极磁场周向作用力 (N)；

D ——电枢的有效直径 (m)；

p_m ——磁极对数；

B ——磁通密度 (T)；



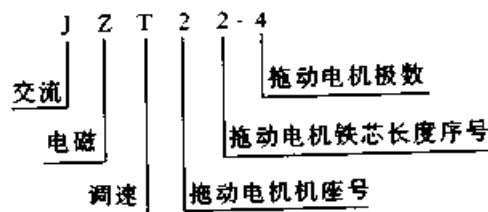
超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

图 40.2-63 转差式电磁离合器外形尺寸

表 40.2-38 交流转差式电磁离合器的主要技术参数和尺寸 (mm)

型号	公称功率 P/kW	许用转矩 T _p /N·m	调速范围 /r·min ⁻¹	速度变化率/% ≤	重量 /kg	A	B	C	d (k6)	E	b (N9)	t ₁ (g6)	H	d ₁	L ₁	h	L	J
JZT11-4	0.6	3.9	1200 ~ 120	2.5	65	190 ± 0.7	230 ± 1.05	37	18	40	6	14.5	112	12	237	257	532	276
JZT12-4	0.8	5.2			70												538	
JZT21-4	1.1	7.2			90	216 ± 0.7	238 ± 1.05	45	22	50	6	18.5	132	12	265	303	588	314
JZT22-4	1.5	9.8															100	
JZT31-4	2.2	14.3			140	254 ± 1.05	265 ± 1.05	41	28	60	8	24	160	15	310	365	671	366
JZT32-4	3.0	19.5															150	
JZT41-4	4.0	26.0			205	278 ± 1.05	325 ± 1.4	39	32	80	10	27	180	15	350	415	810	402
JZT42-4	5.5	35.8															215	
JZT51-4	7.5	46.8			235*	318 ± 1.05	340 ± 1.4	39	38	80	10	33	200	19	376	596	866	442
JZT52-4	10	62.5															250*	
JZT61-4	13	82			380	368 ± 1.4	419 ± 1.75	40	42	110	12	37	225	20	450	940	508	
JZT62-4	17	107														400		980

注：1. 型号说明：



- 2. 公称功率即拖动电机的额定输出功率。
- 3. 有“*”重量为爪式结构，感应式结构重量分别为 275 kg 和 290 kg。

l —— 电枢有效长度 (m)；
z_p —— 一个磁极下的等效阻抗 (Ω)；

n₁、n₂ —— 主、从动轴转速 (r/min)。
由式 (40.2-46) 可看出，在一定激磁电流

下、即磁通 B 一定时，主、从动部分转速差 $(n_1 - n_2)$ 越大，传递转矩的能力越大，反之越小。当 $n_2 = n_1$ 时，完全丧失转矩传递能力。但转速差越大，电涡流值越大，涡流发热量也越大，能量损失越多，效率越低。效率 $\eta = n_2/n_1$ 。转差式电磁离合器适用于恒转矩传动系统，它的机械特性线如图 40.2-64 所示。

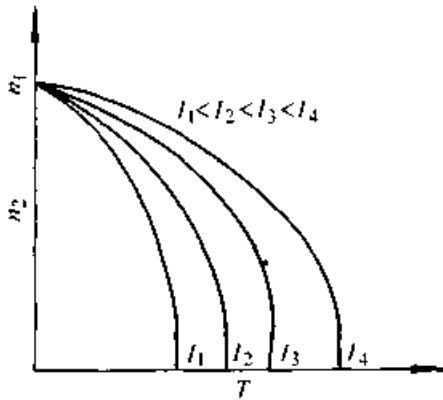


图 40.2-64 转差式电磁离合器的机械特性
 T —能传递的转矩 n_1 —主动轴（电枢）转速
 n_2 —从动轴转速 I_1, I_2, I_3, I_4 —激磁电流

6 超越离合器

超越离合器是利用主、从动部分相对转速变化或回转方向变换而自动接合和脱开的离合器。它在机械传动系统中的作用有：①在主动部分的转速不变和运动链不脱开的情况下，使从动部分获得快速和慢速，即用于转速变换。②单向超越离合器的主动部分可在一个转动方向传递转矩，而反向转动则不能传递转矩，从动部分不动，主动部分作超越运动；或者从动部分在负载转矩作用下有反转趋势时，就被楔住不动，即起防止从动部分逆转的作用。③利用双向超越离合器和单向超越离合器的适当组合，可以实现从动轴作规律性的间歇转动。

超越离合器按其工作原理分为啮合式和摩擦式两类。啮合式超越离合器是利用棘轮-棘爪、滑销、牙嵌等接合元件的啮合以传递转矩；摩擦式超越离合器是利用滚柱或偏心楔块与主、从动部分的楔紧作用，以传递转矩。

啮合式超越离合器具有结构简单、制造容易的优点；但工作时有冲击和噪声，一般用于低速传动，且接合位置常受限制，外廓尺寸也较大。

摩擦式超越离合器具有传递转矩大、接合平稳、无噪声、可在主从动部分有高转速差时接合，体积亦较小等优点；但对制造要求高。

6.1 滚柱式超越离合器

(1) 滚柱式超越离合器的结构和特点

滚柱式超越离合器通常只能单向传递转矩，但也有可以双向传递转矩的结构。

滚柱式单向超越离合器的结构如图 40.2-65 所示。由外环 1、内星轮 2、滚柱 3、顶销 4 和弹簧 5 等组成。外环 1 和内星轮 2 的工作面构成楔形间隙，用来楔紧或放松滚柱以实现离合器的接合和脱开。顶销 4 和弹簧 5 的作用是给滚柱以预楔紧力。当外环为主动件并逆时针方向转动时，滚柱与外环和内星轮楔紧，传递转矩并带动从动的内星轮同向转动；若外环停止不动，内星轮在负载作用下有顺时针方向转动趋势时，滚柱与内环、内星轮楔紧，阻止从动的内星轮转动。若主动的外环顺时针方向转动，则滚柱与外环、内星轮松开，外环相对内星轮作超越转动。如果内星轮为主动件，外环为从动件，亦可作类似的运动分析，但情况相反。

图 40.2-66 所示为外星轮结构的滚柱式单向超越离合器。因为外星轮的加工较困难，故常用的是内星轮结构。内星轮和外星轮的工作面通常为平面。

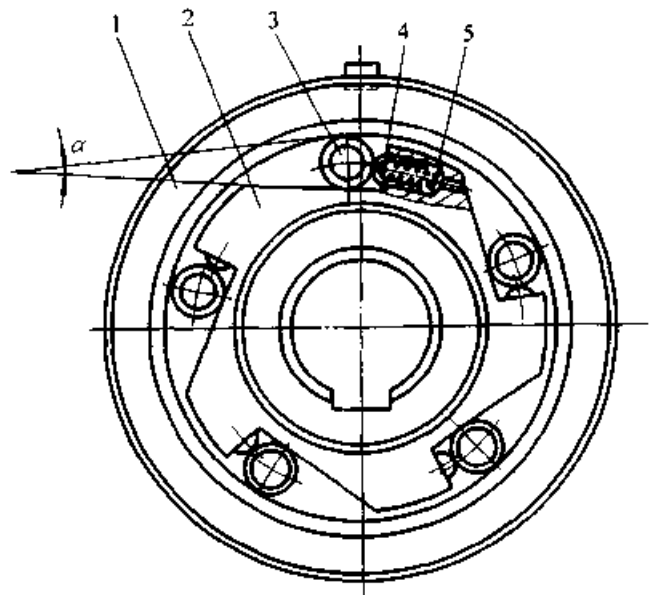


图 40.2-65 内星轮滚柱式单向超越离合器
 1—外环 2—内星轮 3—滚柱 4—顶销 5—弹簧

星轮的工作面除平面外，还有等角（对数）螺旋面和偏心圆弧面等型式，如图 40.2-67 所示。平面容易加工，但楔角 α 会因滚柱和工作面的磨损而改变，影响工作性能的稳定，且使用寿命较短；等角（对数）螺旋面的楔角是常数，滚柱直径因磨损而减小时，对楔角的影响微小，故能保持工作性能的稳定，使用寿命长，但加工困难；偏心圆柱面的加工难度和使用寿命介于前两者之间。不过，为了延长星轮平型工作面的使用寿命，可在平面上镶嵌硬质合金材料，如图 40.2-68 所示。

滚柱式单向超越离合器如图 40.2-69 所示，其主要技术参数和尺寸系列列于表 40.2-39 和表 40.2-40。

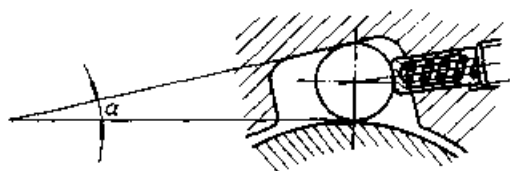


图 40.2-66 外星轮滚柱式单向超越离合器

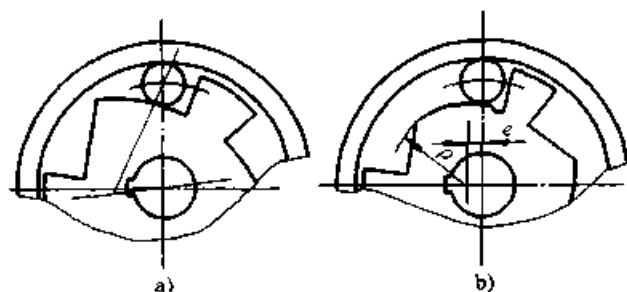


图 40.2-67 内星轮的工作面
a) 对数螺旋面 b) 偏心圆柱面

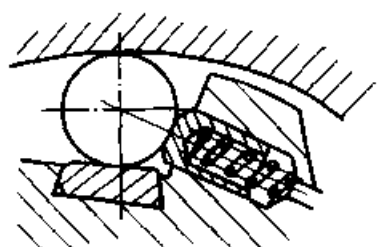


图 40.2-68 镶嵌硬质合金片的内星轮

带拨爪的滚柱式单向超越离合器的结构如图 40.2-70 所示。工作时，不论是外环 2 还是内星轮 1 主动，都只能单向传递转矩和转动。当外环为主动件时，通过拨爪 3 反向拨动滚柱 4 可使传

动中断，外环作超越转动。若以拨爪 3 为主动件，外环固定，内星轮与从动轴相联，则拨爪可以双向带动内星轮转动并传递转矩。

带拨爪的滚柱式单向超越离合器的主要技术参数和尺寸系列列于表 40.2-41。

带拨爪的滚柱式双向超越离合器的简图如图 40.2-71 所示。与带拨爪的单向型不同的是，内星轮工作面 and 滚柱由单向布置改为相邻对称布置。不论是外环还是内星轮主动，都能在两个方向传递转矩和转动，拨动拨爪可使传递中断。若以拨爪为主动，外环与从动轴相联，拨爪不论正转或逆转均可带动内星轮对外环作超越转动。

图 40.2-72 所示为多滚柱单向超越离合器的结构。它是用于汽车、拖拉机等传递很大转矩的超越离合器。

(2) 滚柱式超越离合器的计算

平面型工作面的星轮与滚柱、外环的几何关系如图 40.2-73 所示。

为了保证工作时滚柱不打滑，必须使压力角 α_y 小于滚柱与接触面的摩擦角，即

$$\alpha_y \leq \rho_t \quad (40.2-47)$$

式中 α_y ——压力角 ($^\circ$)，取 $\alpha_y = 3^\circ \sim 4^\circ$ ；

ρ_t ——摩擦角，钢对钢，一般 $\rho_t = 5.5^\circ \sim 8.5^\circ$ ；

由图 40.2-73 中几何关系可知

$$\alpha = 2\alpha_y \quad (40.2-48)$$

式中 α ——滚柱楔角 ($^\circ$)，设计时取 $\alpha = 6^\circ \sim 8^\circ$ 。

滚柱楔角 α 对离合器的工作性能有显著影响。 α 小则楔合容易，但过小脱开困难； α 大则承载能力高，但过大楔合不易，且工作时易打滑。

离合器中心至星轮工作面的垂直距离按下式计算

$$c = (R \pm r) \cos \alpha \pm r \quad (40.2-49)$$

内星轮用“-”，外星轮用“+”

式中 c ——离合器中心至星轮工作面的垂直距离 (mm)；

r ——滚柱的半径 (mm)；

R ——外环 (外星轮) 内半径 (mm)，取

$$R = (4.5 \sim 15)r, \text{ 通常取 } R = 8r;$$

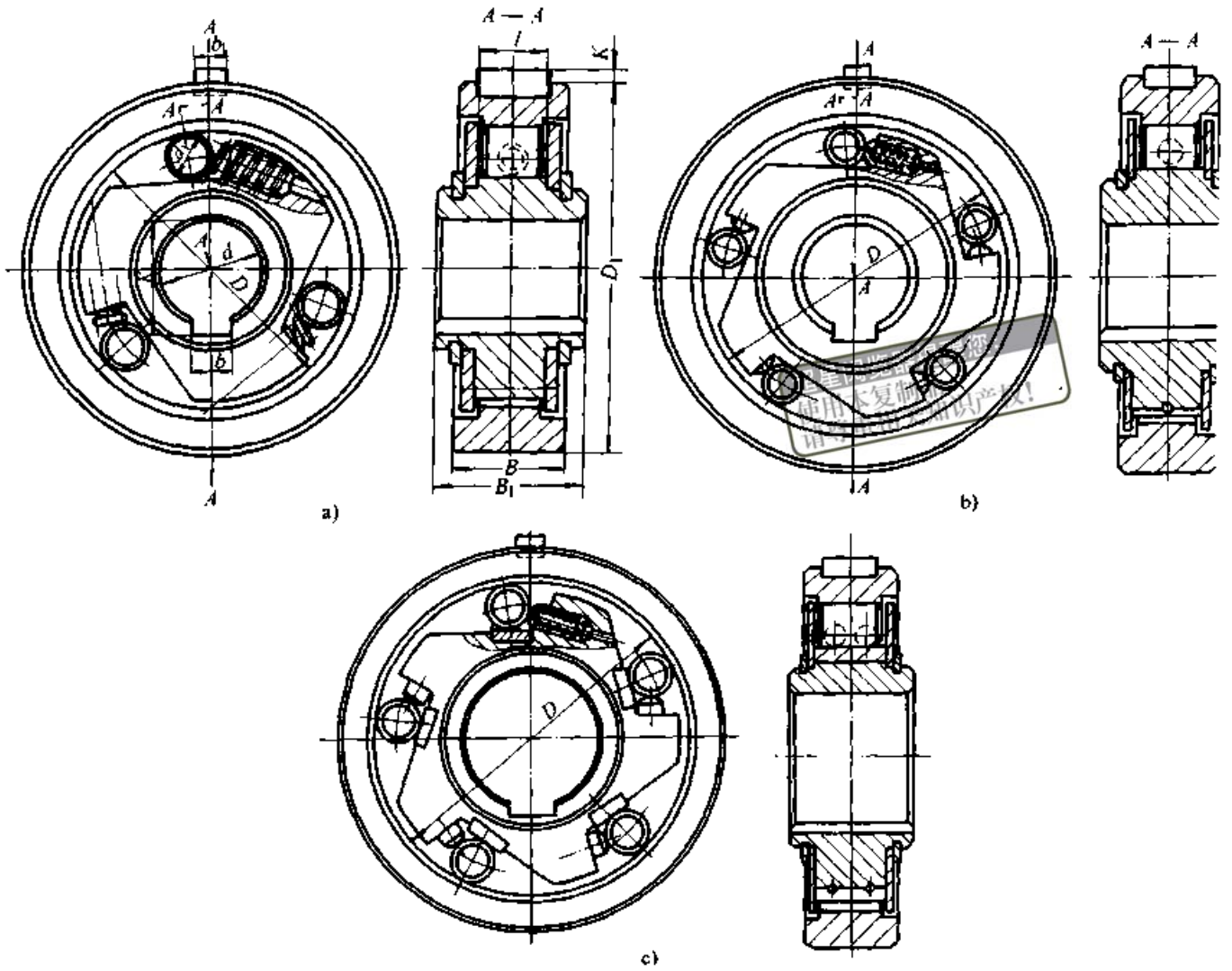


图 40.2-69 滚柱式单向超越离合器

a) $D=32、40、50、60\text{ mm}$ b) $D=80、100、125\text{ mm}$ c) $D=160、200\text{ mm}$

表 40.2-39 滚柱式单向超越离合器的主要技术参数 (参考)

技术特性	离合器直径 D/mm										
	32	40	50	65	80	100	125	160	200		
	滚柱数 z										
	3			5		3		5			
许用转矩 $T_p/\text{N}\cdot\text{m}$	2.5	4.5	8.5	16.5	33	55	70	120	210	390	770
允许总的接合次数 (寿命)	5×10^6										
允许每分钟最高接合次数 $/\text{min}^{-1}$	250	200	160	125	100	80	65	50	40		
超越时的极限转速 $/(r/\text{min})$	3 000	2 500	2 000	1 500	1 250	1 000	800	630	500		
以极限转速超越时, 对外环的允许最大摩擦转矩 $/\text{N}\cdot\text{m}$	0.12	0.22	0.42	0.5	1	1.7	2.1	2.4	4.2	7.8	16
接合时离合器的最大空转角度	3°		2°30'	2°	1°30'		1°	45°		30°	

注: 1. 表中所列许用转矩为在每分钟最高接合次数和极限转速情况下的数值, 当实际每分钟接合次数和转速低于此极限时, 许用转矩可以提高 20%。

2. 当滚柱磨损量达到直径的 1.5% 时, 楔角急剧增大, 将导致离合器打滑。

3. 超过允许总的接合次数时, 由于零件磨损, 也将使离合器打滑。

表 40.2-40 滚柱式单向超越离合器的尺寸系列 (参考) (mm)

D	滚柱数 z	许用转矩 $T_p/N \cdot m$	D_1 (k6)	d_1 (h6)	d (H7)	B	B_1	b (H8)	r (H11)	b_1 (h8)	l (i9)	K	
32	3	2.5	45	4	10	$12_{-0.12}^0$	$18_{0}^{+0.24}$	3	11.1	3	8	1.2	
					12			13.6					
					14			15.6					
40		4	4.5	55	5	14	$15_{-0.12}^0$	$22_{0}^{+0.28}$	4	17.9	4	10	1.8
						16			19.9				
						18			21.9				
50	3	8.5	70	6	16	$18_{-0.15}^0$	$25_{0}^{+0.28}$	5	17.9	5	12	2.3	
					18			19.9					
					20			22.3					
65		4	16.5	85	8	16	$20_{-0.15}^0$	$28_{0}^{+0.28}$	5	17.9	5	14	2.3
						20			22.3				
						25			27.6				
80	3	33	105	10	20	$25_{-0.15}^0$	$35_{0}^{+0.34}$	6	22.3	6	18	2.6	
					25			27.6					
					30			32.6					
	5	55	105	10	25	$25_{-0.15}^0$	$35_{0}^{+0.34}$	8	27.6	6	18	2.6	
					30			32.6					
					35			37.9					
100	3	70	130	13	25	$30_{-0.20}^0$	$45_{0}^{+0.34}$	8	27.6	8	24	3.2	
					30			32.6					
					35			37.9					
	5	120	130	13	40	$30_{-0.20}^0$	$45_{0}^{+0.34}$	10	37.9	8	24	3.2	
					30			32.6					
					35			37.9					
125	5	210	160	16	35	$35_{-0.25}^0$	$55_{0}^{+0.40}$	10	37.9	8	28	3.2	
					40			42.9					
					45			48.3					
					50			53.6					
160		390	200	20	$40_{-0.25}^0$	$60_{0}^{+0.40}$	20	74.3	12	32	3.3		
200		770	250	25	$50_{-0.30}^0$	$70_{0}^{+0.40}$	24	95.2	12	40			

注：1. 根据传动要求，外环、星轮可以和传动件做成一体。

2. 离合器的技术要求：

- ① 同一离合器的滚柱直径尺寸允差， $D \leq 80$ mm 时，允差为 0.005 mm； $D > 80$ mm 时，允差为 0.008 mm。
- ② 顶销在孔中不应有咬住现象，应保证顶销和滚柱在任何位置上都能始终接触。
- ③ 用手轻微沿轴向推动离合器星轮时，应感觉到滚柱和盖板、盖板和外环间有少量的间隙。

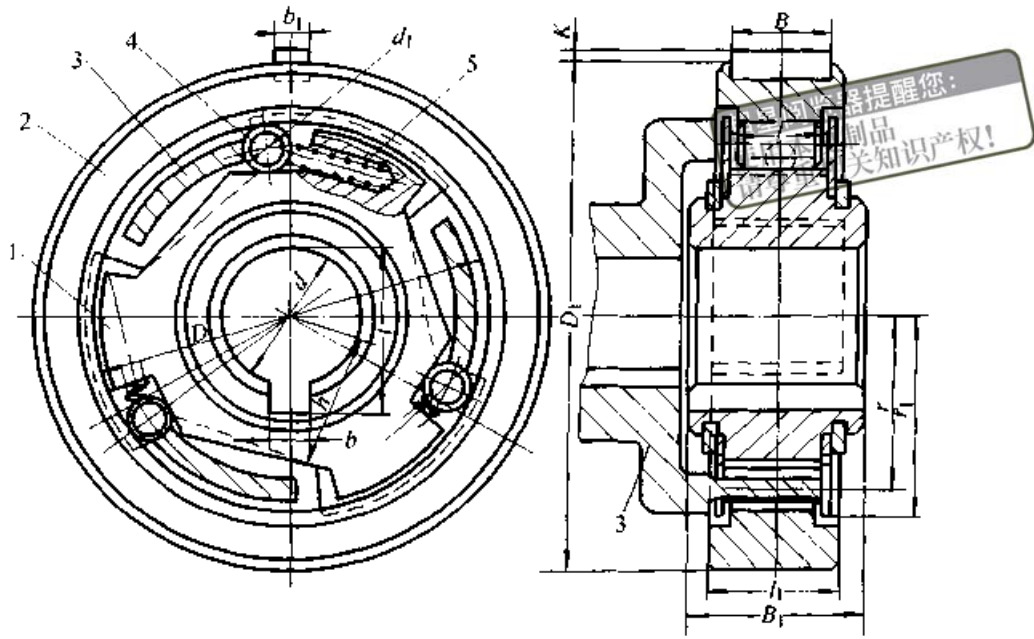


图 40.2.70 带拨爪的滚柱式单向超越离合器

1—内星轮 2—外环 3—拨爪 4—滚柱 5—弹簧

表 40.2.41 带拨爪的滚柱式单向超越离合器主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

D (H7)	许用 转矩 $T_p /$ N·m	滚柱 数 z	d (H7)	D_1 (k6)	d_1 (h7)	B	B_1	b (H8)	t (H11)	b_1 (h8)	l (d11)	K	拨 爪			
													l_1	r	r_1	h
65	16.5	3	16	85	8	$20_{-0.15}^0$	$30_{+0.28}^0$	5	17.9	5	14	2.3	21	27.5	31.5	22
			20					6	22.3							
			25					8	27.6							
85	33.0	3	20	105	10	$25_{-0.15}^0$	$35_{+0.34}^0$	6	22.3	6	18	2.6	25	33.5	39	27
			25					8	27.6							
			30					10	32.6							
			35					10	37.9							
100	70.0	3	25	130	13	$30_{-0.2}^0$	$45_{+0.34}^0$	8	27.6	8	24	3.2	31	41	49	33
			30					8	32.6							
			35					10	37.9							
			40					12	42.9							

注: 1. 根据传动要求, 离合器的外环和星轮可以和传动件做成一体。

2. 拨爪的尺寸根据结构而定, 表中仅列出爪部的尺寸, 供参考。

3. 离合器的技术要求与不带拨爪的单向超越离合器相同。

4. 外环、滚柱、外盖板、弹簧和顶销等零件可与不带拨爪的单向超越离合器通用。

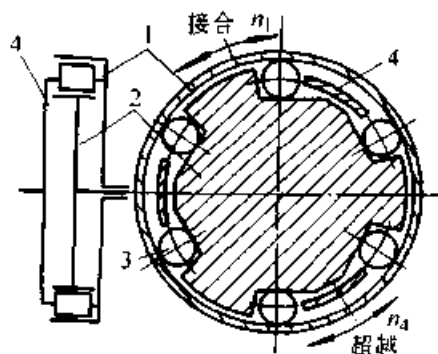


图 40.2-71 带拨爪的滚柱式双向超越离合器

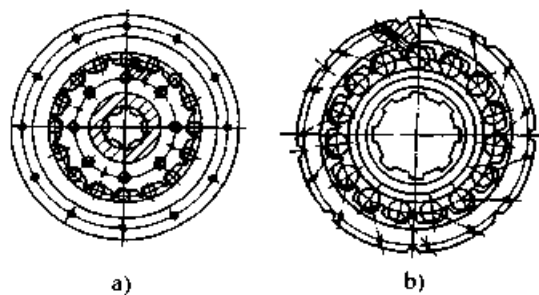


图 40.2-72 多滚柱单向超越离合器

a) 内星轮结构 b) 外星轮结构

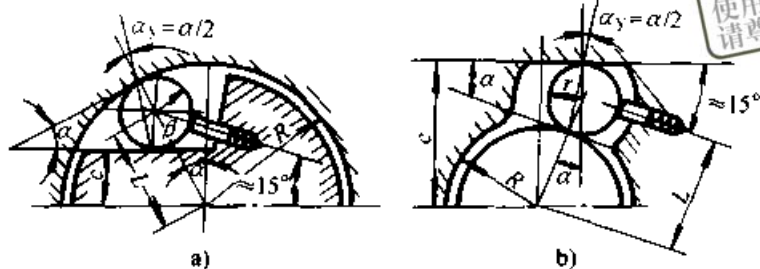


图 40.2-73 平型工作面星轮与滚柱、外环的几何关系

滚柱中心与离合器中心的距离按下式计算

$$\left. \begin{aligned} \text{对于内星轮 } L &= (R - r) \sin\beta \\ \text{对于外星轮 } L &= R + r \end{aligned} \right\} (40.2-50)$$

式中 L —— 滚柱中心与离合器中心的距离 (mm);

β —— 顶销轴线与滚柱和离合器中心联线所夹锐角, 一般取 $\beta = 75^\circ - \alpha$ 。

滚柱与内外环 (或星轮) 的接触应力及其限制条件为

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_n E_c}{l \rho_e}} \quad (40.2-51)$$

式中 σ_H —— 接触应力 (MPa);
 F_n —— 滚柱的法向压力 (N);

$$F_n = \frac{T_c}{(L \pm r) \mu z}$$

内星轮用 “+”, 外星轮用 “-”

T_c —— 滚柱式超越离合器的计算转矩 (N·mm), 一般取 $T_c = 1.45 \sim 1.5T$;

T —— 离合器的理论转矩 (N·mm);

μ —— 摩擦系数, 取 $\mu = 0.1$;

z —— 滚柱数, $z = 3 \sim 20$, 按需要确定;

ρ_e —— 当量曲率半径 (mm), 采用内星轮时 $\rho_e = r$, 采用外星轮时 $\rho_e = Rr / (R + r)$

E_c —— 材料的当量弹性模量 (MPa), 钢

对钢, 取 $E_c = 2.1 \times 10^5$ MPa;

l —— 滚柱的接触长度 (mm), 取 $l = (2.5 \sim 8)r$, 一般取 $l = (3 \sim 4)r$;

σ_{Hp} —— 许用接触应力 (MPa)

离合器接合次数 10^7 , 取 $\sigma_{Hp} = 1450 \sim 1800$ MPa

离合器接合次数 10^6 , 取 $\sigma_{Hp} = 3100 \sim 3300$ MPa

离合器接合次数 10^5 , 取 $\sigma_{Hp} = 4200$ MPa。

6.2 楔块式超越离合器

(1) 楔块式超越离合器的结构特点

楔块式超越离合器是用偏心的异形楔块代替滚柱作为楔紧件, 如图 40.2-74 所示。它的优点是可以置入较多的楔块, 大大提高承载能力。

与楔块接触的内、外环通常均为圆柱面, 或者在内环圆柱面再开有凹圆柱面, 如图 40.2-75 所示。

楔块的工作面以偏心圆柱面 (图 40.2-75a) 应用最多, 因为圆柱面加工工艺简单。但是这种楔块与内外环的接触线固定不变, 接触处会形成凹痕而改变楔角 φ 的大小, 影响工作的稳定性和使用寿命, 甚至会在过载时引起楔块翻转导致离合器失效。

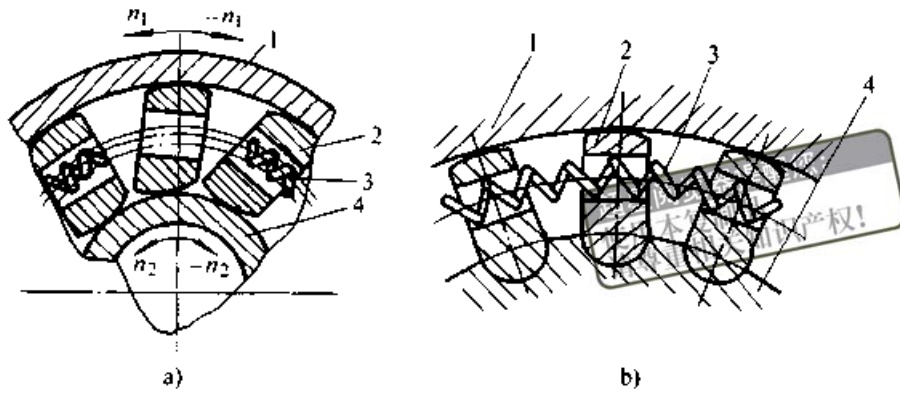


图 40.2-74 楔块式超越离合器

a) 内环为凸圆柱 b) 内环开凹圆柱槽

1—外环 2—楔块 3—预紧弹簧 4—内环

图 40.2-75b 所示的楔块，一端是偏心圆柱，一端是圆柱形。内环凸圆柱面开出凹圆柱槽可降低与楔块的接触应力，提高承载能力，延长使用寿命；但因结构限制，楔块数量可能有所减少。

图 40.2-75c 所示为内外环工作面均为完整的圆柱面，而楔块两端的工作面均为等角（对数）螺旋面。由于等角（对数）螺旋面上任一点

的楔角 φ 均为定值，当元件尺寸改变和接触点移动时，楔角仍为常数，即不受制造误差和磨损的影响，因此有稳定的工作性能和较长的使用寿命。但楔块的加工较困难，如能采用冷拉异型钢制造楔块，则可大量生产并降低成本。

图 40.2-76 所示为内外环工作面为整圆柱形的各种形状的楔块。

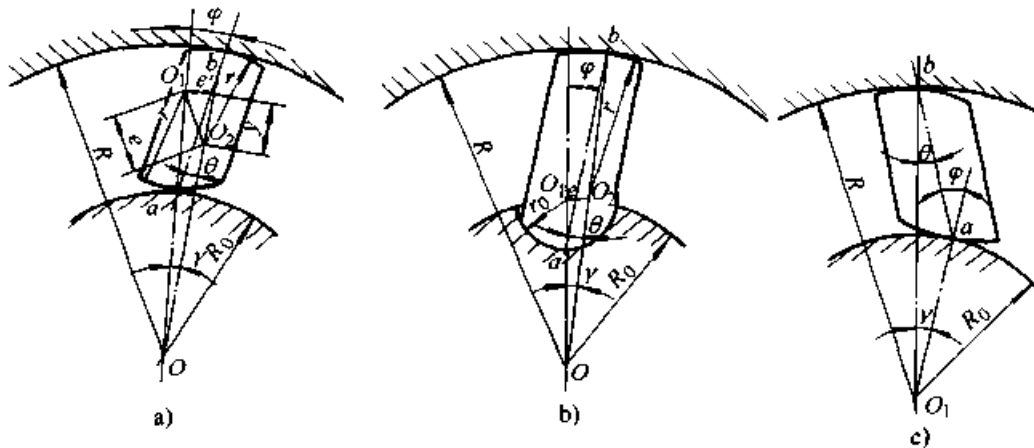


图 40.2-75 楔块的形状与几何关系

a) 内环为凸圆柱面 b) 内环带凹圆柱槽 c) 楔块为等角螺旋面

为了避免超越离合器在高速下超越时的摩擦磨损，可采用非接触型楔块超越离合器。图 40.2-77 所示为非接触型楔块超越离合器的工作原理。在低速时，楔块在弹簧作用下与内环保持接触；当超越转速高到某一界限值时，偏心楔块的离心力矩克服弹簧和其他阻力矩，使楔块径向外移与内环工作面脱开，形成一个微小间隙 s ，从而避免了高速下的摩擦磨损。有时，为了在高速超越时仍能保持内外环的同轴度，可采用在内外环之间添置滚柱的结构，如图 40.2-78 所示。

图 40.2-79 所示为带拨爪的楔块式双向超越离合器的结构。外环 1 固定，带有四个拨爪的拨叉 3 与主动轴固联，内环与从动轴相联，拨爪两侧的楔块对称布置，所有楔块用弹簧预紧。当拨爪顺时针方向转动时，拨爪内侧推动其右侧的楔块并带动内环 5 和从动轴作同方向转动，当拨爪（主动轴）逆时针方向转动时，从动轴亦逆时针方向转动。总之，当拨爪主动时，左右侧楔块与外环都不会楔紧，呈松转状态。当从动轴（内环）在负载作用下有顺或逆两个方向转动趋势时，拨爪左或右侧的楔块楔紧而制动（因外环固

定)。

图 40.2-80~84 所示为常用的几种楔块式超

越离合器, 它们的主要技术参数和尺寸列于表 40.2-42~46。

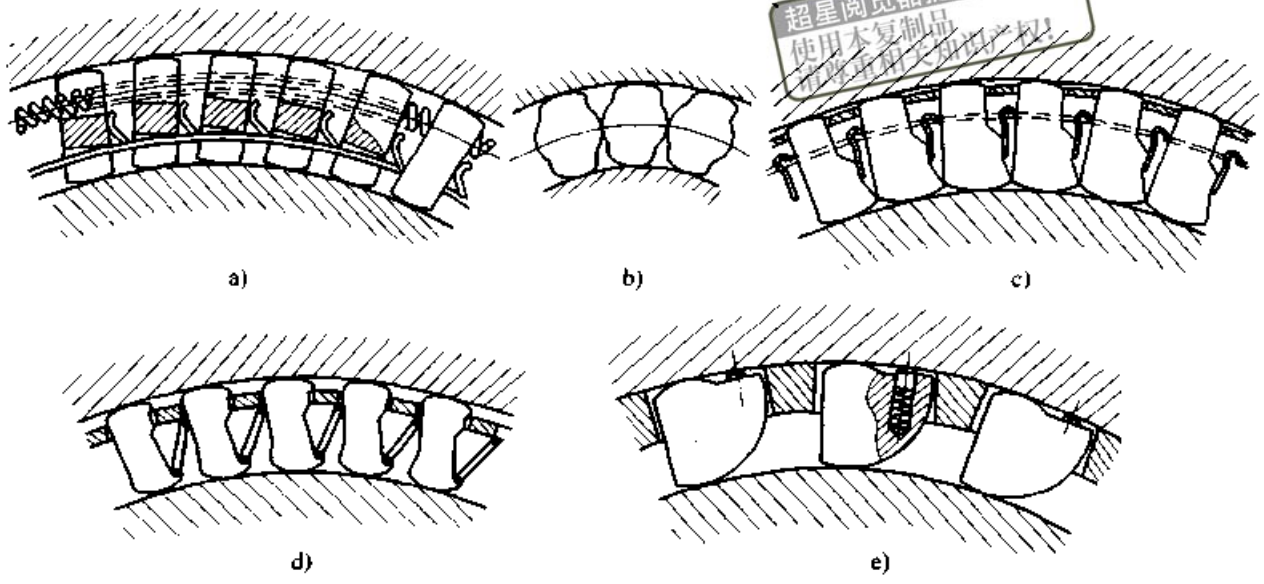


图 40.2-76 内外环为圆柱形的各种形状的模块

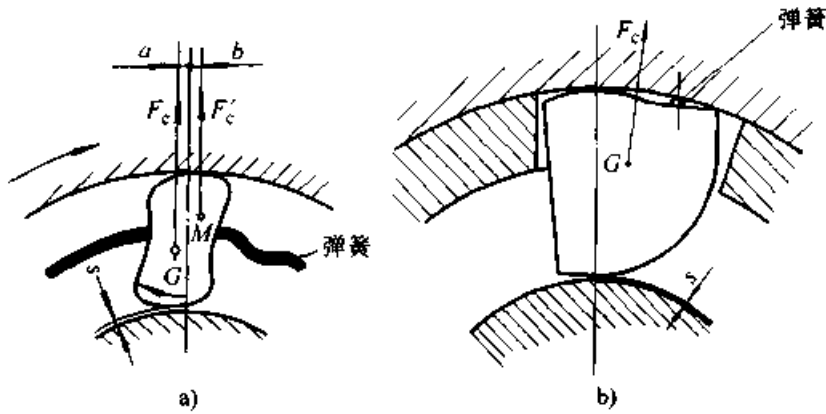


图 40.2-77 非接触型楔块式超越离合器工作原理

a) 腰形模块 b) 拳形模块

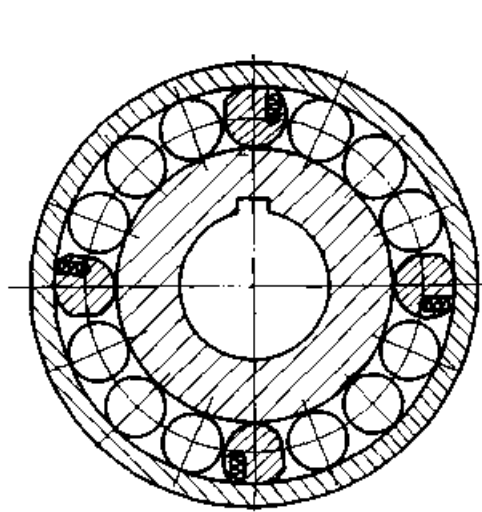


图 40.2-78 用滚柱定心的非接触型楔块式超越离合器 (拳形模块)

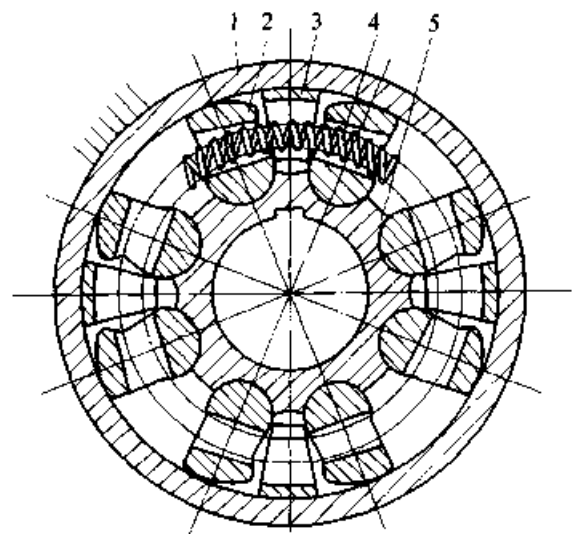


图 40.2-79 带拨爪的楔块式双向超越离合器
1—外环 2—模块 3—拨爪 4—预紧弹簧 5—内环

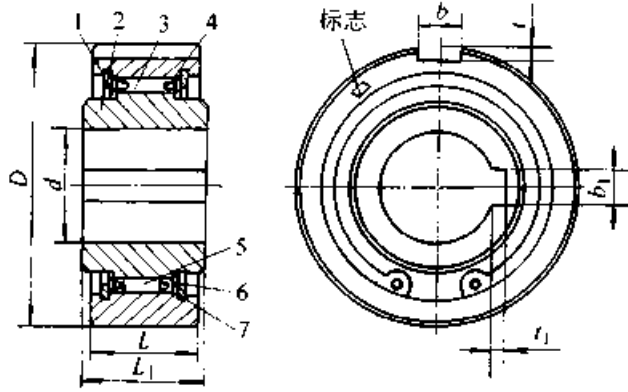


图 40.2-80 CKA 型 (基本型) 单向楔块式超越离合器
1—外环 2—内环 3—楔块 4—弹簧
5—滚柱 6—端盖 7—挡圈

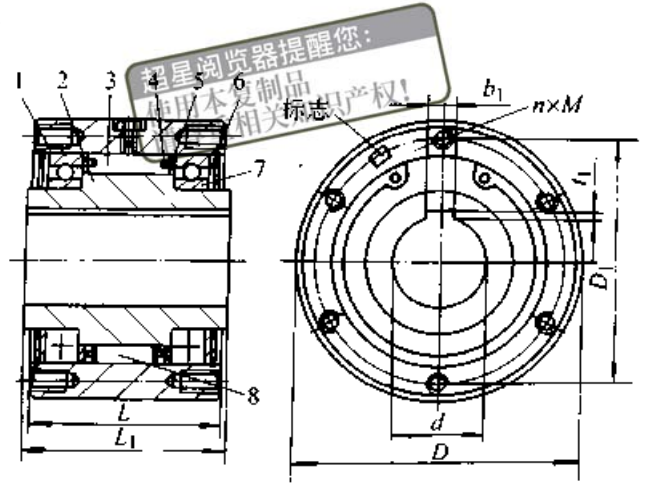


图 40.2-82 CKZ 型 (带轴承型) 单向楔块式超越离合器
1—外环 2—内环 3—楔块 4—弹簧
5—垫圈 6—端盖 7—轴承 8—滚柱

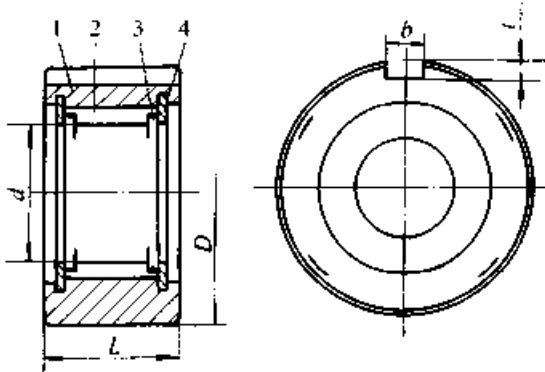


图 40.2-81 CKB 型 (无内环型) 单向楔块式超越离合器
1—外环 2—楔块 3—弹簧 4—端盖

(2) 楔块式超越离合器的计算

对于内环工作面为整圆柱形的楔块几何形状参见图 40.2-75a, 楔块与内、外环的接触点分别为 a 和 b , O_1 、 O_2 分别为楔块两端工作面的曲率中心。两曲率中心的距离为

$$e = \left[(R-r)^2 + (R_0+r)^2 - 2(R-r)(R_0+r)\cos\gamma \right]^{1/2} \quad (40.2-52)$$

- 式中 e —— 楔块偏心距 (mm);
 r —— 楔块工作面曲率半径 (mm);
 R_0 —— 内环外半径 (mm), 取 $R_0 = (4 \sim 4.5) r$;
 R —— 外环内半径 (mm), 取 $R = (1.2 \sim 1.44) R_0$;
 γ —— 两接触点 (a, b) 所夹中心角 ($^\circ$), $\gamma = \varphi - \theta \leq 1.5^\circ$;
 φ —— 内环与楔块接触点 a 处的楔角 ($^\circ$), $\varphi = 3^\circ \sim 4^\circ$, 通常取 $\varphi = 3^\circ$;
 θ —— 外环与楔块接触点 b 处的楔角 ($^\circ$), $\theta = \arcsin\left(\frac{R_0}{R} \sin\varphi\right)$ 。

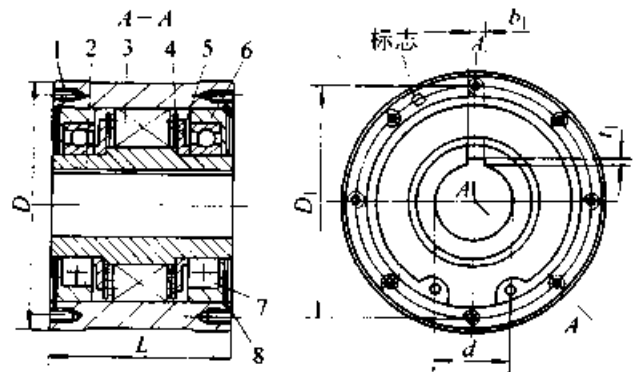


图 40.2-83 CKF 型非接触式带轴承的
单向楔块式超越离合器

1—外环 2—内环 3—楔块 4—固定挡环 5—挡环
6—端盖 7—轴承 8—挡圈

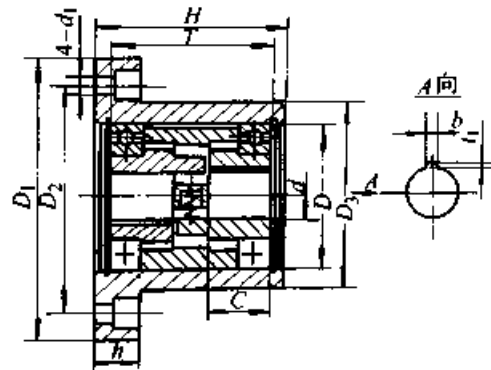


图 40.2-84 CKS 型双向楔块式超越离合器

显然, 内环与楔块的接触应力较大, 其计算式及限制条件为

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_n E_c}{l \rho_c}} \leq \sigma_{HP} \quad (40.2-53)$$

- 式中 σ_H —— 接触应力 (MPa);
 F_n —— 内环与楔块接触线上的法向压力 (N), $F_n = T_c / (R_0 z \tan\varphi)$;

T_c —— 计算转矩 (N·mm), 取 $T_c = (1.45 \sim 1.5) T$;
 T —— 理论转矩 (N·mm);
 z —— 楔块数;
 E_e —— 当量弹性模量, 钢对钢, $E_e = 2.1 \times 10^5$ MPa;
 l —— 楔块轴向工作长度 (mm), 取 $l = (2.6 \sim 4) r$;
 ρ_e —— 接触处当量曲率半径 (mm), $\rho_e =$

$R_0 r / (R_0 + r)$;
 σ_{Hp} —— 许用接触应力 (MPa), 取值与滚柱式超越离合器相同, 见式 (40.2-51).
 对于带凹圆柱槽的楔块形状参见图 40.2-75b。楔块偏心距按下式计算
 $e = R_0 \sin \gamma$ (40.2-54)
 式中 e —— 楔块偏心距 (mm);
 R_0 —— 内环外半径 (mm);

表 40.2-42 CKA 型单向楔块式超越离合器基本参数和主要尺寸

型号	代号	公称转矩 $T_n / \text{N} \cdot \text{m}$	超越时的 极限转速 / (r/min)	外环/mm			内环/mm			重量 /kg
				D (h7)	键槽 $b \times t$	L	d (H7)	键槽 $b_1 \times t_1$	L_1	
CKA8	CKA8-80×32-25	200	1 500	80	8×4.0	30	25	8×3.3	32	0.90
CKA9	CKA9-80×32-30	200	1 500	80	8×4.0	30	30	8×3.3	32	0.87
CKA10	CKA10-100×34-35	315	1 250	100	10×5.0	32	35	10×3.3	34	1.34
CKA11	CKA11-100×34-38	315	1 250	100	10×5.0	32	38	10×3.3	34	1.28
CKA12	CKA12-100×34-40	315	1 250	100	10×5.0	32	40	10×3.3	34	1.20
CKA13	CKA13-110×34-35	400	1 000	110	10×5.0	32	35	10×3.3	34	1.81
CKA14	CKA14-110×34-40	400	1 000	110	10×5.0	32	40	10×3.3	34	1.94
CKA15	CKA15-130×38-45	630	1 000	130	14×5.5	36	45	14×3.8	38	3.11
CKA16	CKA16-130×38-50	630	1 000	130	14×5.5	36	50	14×3.8	38	3.02

注: 1. CK 系列楔块式离合器是北京新兴超越科技开发公司研制的国家专利产品。
 2. CKA 系列产品常用于包装机械、印刷机械、食品机械、医疗机械及各种提升机、皮带运输机、纺织机的机械传动。
 3. CKA1~CKA7、CKA17~CKA26 的基本参数和主要尺寸参见产品样本。

表 40.2-43 CKB 型单向楔块式超越离合器基本参数和主要尺寸

型号	代号	公称转矩 $T_n / \text{N} \cdot \text{m}$	内环最高 超越转速 / (r/min)	外环/mm			轴径 $d (-0.025)$	同一外径 轴承型号 (GB/T 276-1994)	重量 /kg
				D (h7)	键槽 $b \times t$	L			
CKB1	CKB1-40×25-16	35.5	2 000	40	4×2.5	25	16	6 203	0.21
CKB2	CKB2-47×25-18	56	2 000	47	5×3.0	25	18	6 204	0.29
CKB3	CKB3-52×25-24	90	1 800	52	5×3.0	25	24	6 205	0.33
CKB4	CKB4-62×28-30	200	1 800	62	6×3.5	28	30	6 206	0.51
CKB5	CKB5-62×28-32	200	1 800	62	6×3.5	28	32	6 206	0.48
CKB6	CKB6-62×28-35	200	1 800	62	6×3.5	28	35	6 206	0.45
CKB7	CKB7-72×28-40	315	1 800	72	6×3.5	28	40	6 207	0.61
CKB8	CKB8-72×28-42	315	1 800	72	6×3.5	28	42	6 207	0.59
CKB9	CKB9-80×32-45	500	1 600	80	8×4.0	28	45	6 208	0.75
CKB10	CKB10-80×32-48	500	1 600	80	8×4.0	32	48	6 208	0.80
CKB11	CKB11-85×32-50	560	1 600	85	8×4.0	32	50	6 209	0.94
CKB12	CKB12-90×32-55	630	1 200	85	10×5.0	32	55	6 210	1.00
CKB13	CKB13-100×42-60	710	1 200	90	10×5.0	32	60	6 211	1.26
CKB14	CKB14-110×42-65	1 000	1 200	100	10×5.0	42	65	6 212	2.04
CKB15	CKB15-120×42-70	1 120	1 000	120	10×5.0	42	70	6 213	2.46

注: 1. 生产厂: 北京新兴超越科技开发公司。
 2. CKB 系列产品常用于包装机械、制袋机、瓦楞纸生产线、减速机、提升机、电动滚筒等机械传动 (亦称逆止器、单向轴承)。

表 40.2-44 CKZ 型单向楔块式超越离合器基本参数和主要尺寸

型号	代号	公称 转矩 T_n /N·m	超越时的 极限转速 /(r/min)	外环/mm			内环/mm			重量 /kg	
				D (h7)	两端螺纹 数 - 直径 × 深 $n - M \times H$	螺栓 分布 直径 D_1	宽 L (H7)	内径 d (H7)	键槽 $b_1 \times t_1$		
CKZ1	CKZ1-75×50-14	180	1 500	75	4-M6×12	61	48	14	5×2.3	50	1.35
CKZ2	CKZ2-80×68-20	200	1 500	80	4-M6×12	68	66	20	5×2.3	68	1.95
CKZ3	CKZ3-90×70-25	250	1 300	90	6-M6×12	76	68	25	6×2.8	70	2.36
CKZ4	CKZ4-100×82-30	315	1 200	100	6-M8×16	88	80	30	10×3.3	82	3.17
CKZ5	CKZ5-110×90-35	400	1 200	110	8-M8×20	92	86	35	10×3.3	90	4.65
CKZ6	CKZ6-120×92-38	650	1 200	120	8-M8×20	105	90	38	10×3.3	92	5.64
CKZ7	CKZ7-120×92-40	650	1 200	120	8-M8×20	105	90	40	10×3.3	92	5.55
CKZ8	CKZ8-120×92-42	650	1 200	120	8-M8×20	105	90	42	12×3.3	92	5.47
CKZ9	CKZ9-125×92-42	1 000	1 100	125	8-M8×20	110	90	42	12×3.3	92	6.14
CKZ10	CKZ10-125×92-45	1 000	1 100	125	8-M8×20	110	90	45	14×3.8	92	6.02
CKZ11	CKZ11-130×92-45	1 200	1 100	130	8-M8×20	115	90	45	14×3.8	92	6.70
CKZ12	CKZ12-130×92-48	1 200	1 100	130	8-M8×20	115	90	48	14×3.8	95	6.55
CKZ13	CKZ13-136×95-45	1 500	1 000	136	6-M8×20	120	92	45	14×3.8	95	8.06
CKZ14	CKZ14-136×95-50	1 500	1 000	136	6-M8×20	120	92	50	14×3.8	95	7.74
CKZ15	CKZ15-150×102-48	2 240	1 000	150	8-M8×20	130	100	48	14×3.8	102	11.12
CKZ16	CKZ16-150×102-50	2 240	1 000	150	8-M8×20	130	100	50	14×3.8	102	11.02
CKZ17	CKZ17-150×102-55	2 240	1 000	150	8-M8×20	130	100	55	16×4.3	102	10.43
CKZ18	CKZ18-155×102-55	2 500	1 000	155	8-M8×20	140	100	55	16×4.3	102	11.36
CKZ19	CKZ19-155×102-60	2 500	1 000	155	8-M8×20	140	100	60	18×4.4	102	11.01
CKZ20	CKZ20-160×112-60	2 600	1 000	160	8-M8×20	145	110	60	18×4.4	112	13.07

注：1. 生产厂：北京新兴超越科技开发公司。

2. CKZ 系列产品常用于包装机械、起重运输机械、冶金机械、矿山机械、石油机械、化工机械、水利机械、水泥机械、电站等机械传动。

3. CKZ21~CKZ40 的基本参数和主要尺寸见产品样本。

表 40.2-45 CKF 型单向楔块式超越离合器基本参数和主要尺寸

型号	代号	公称 转矩 T_n /N·m	螺钉 拧紧 力矩/ N·m	最小非 接触转 速/ (r/min)	最高 转速/ (r/min)	外环/mm			内环/mm			重量 /kg	
						D (h8)	螺纹孔数 直径 × 深 $n - M \times H$	螺栓 分布 直径 D	宽 (js9)	内径 d (E7)	键槽 $b_1 \times t_1$		宽 js9
CKF11	CKF11-190×135-42	1 000	22	420	1 500	190	8-M10×25	168	135	42	12×3.3	135	27.54
CKF12	CKF12-190×135-45	1 000	22	420	1 500	190	8-M10×25	168	135	45	14×3.8	135	27.33
CKF13	CKF13-190×135-50	1 000	22	420	1 500	190	8-M10×25	168	135	50	14×3.8	135	26.95
CKF14	CKF14-195×145-40	1 250	25	400	1 500	195	8-M10×25	172	145	40	12×3.3	145	32.59

续表 40.2-45

型号	代号	公称 转矩 T_n / N·m	螺钉 拧紧 力矩/ N·m	最小非 接触转 速/ (r/min)	最高 转速/ (r/min)	外环/mm				内环/mm			重量 /kg
						D (h8)	螺纹孔数 直径/深 n-M×H	螺栓 分布 直径 D	宽 (js9)	内径 d (E7)	键槽 $b_1 \times t_1$	宽 js9	
CKF15	CKF15-195×145-45	1 250	25	400	1 500	195	8-M10×25	172	145	45	14×3.8	145	32.21
CKF16	CKF16-195×145-50	1 250	25	400	1 500	195	8-M10×25	172	145	50	14×3.8	145	31.78
CKF17	CKF17-195×145-55	1 250	25	400	1 500	195	8-M10×25	172	145	55	16×4.3	145	31.31
CKF18	CKF18-205×145-40	1 400	26	400	1 500	205	10-M10×25	182	145	40	12×3.3	145	36.16
CKF19	CKF19-205×145-45	1 400	26	400	1 500	205	10-M10×25	182	145	45	14×3.8	145	35.78
CKF20	CKF20-205×145-50	1 400	26	400	1 500	205	10-M10×25	182	145	50	14×3.8	145	35.31
CKF21	CKF21-205×145-55	1 400	26	400	1 500	205	10-M10×25	182	145	55	16×4.3	145	34.81
CKF22	CKF22-208×150-45	1 600	27	400	1 500	208	10-M10×25	185	150	45	14×3.8	150	38.16
CKF23	CKF23-208×150-48	1 600	27	400	1 500	208	10-M10×25	185	150	48	14×3.8	150	37.90
CKF24	CKF24-208×150-50	1 600	27	400	1 500	208	10-M10×25	185	150	50	14×3.8	150	37.72
CKF25	CKF25-208×150-55	1 600	27	400	1 500	208	10-M10×25	185	150	55	16×4.3	150	37.24
CKF26	CKF26-208×150-60	1 600	27	400	1 500	208	10-M10×25	185	150	60	18×4.4	150	36.71
CKF27	CKF27-220×150-50	2 000	30	400	1 500	220	10-M10×25	195	150	50	14×3.8	150	42.48
CKF28	CKF28-220×150-55	2 000	30	400	1 500	220	10-M10×25	195	150	55	16×4.3	150	41.99
CKF29	CKF29-220×150-60	2 000	30	400	1 500	220	10-M10×25	195	150	60	18×4.4	150	41.46
CKF30	CKF30-220×150-65	2 000	30	400	1 500	220	10-M10×25	195	150	65	18×4.4	150	40.88

注：1. 生产厂：北京新兴超越科技开发公司。

2. CKF型离合器常与减速机配套用于起重机械、提升机、冶金机械、矿山机械、水泥机械、作为防止逆转机构。属于非接触式，一般用于高速。当内环转速小于400 r/min时，由于离心力较小，此时为接触式，仍然可以适用。

3. CKF1-CKF10、CKF31-CKF70见产品样本。

表 40.2-46 CKS型双向楔块式超越离合器基本参数和主要尺寸

序号	型号	公称 转矩 /N·m	安 装 尺 寸/mm											
			离 合 器						壳 体					
			d	D	T	c	b	r ₁	D ₁	D ₂	D ₃	H	h	d ₁
1	CKS70(42)×58-10	20	10	32	51	20	3	1.4	70	55	42	58	11	6.5
2	CKS75(45)×58-10	20	10	35	52	20	3	1.4	75	60	45	58	11	6.5
3	CKS75(45)×58-12	20	12	35	51	20	4	1.8	75	60	45	58	11	6.5
4	CKS75(45)×58-15	20	15	35	51	20	3	1.4	75	60	45	58	11	6.5
5	CKS95(57)×78-17	50	17	47	70	27	5	2.3	95	75	57	78	13	8.5
6	CKS105(62)×78-20	100	20	52	70	27	6	2.8	105	84	62	78	16	10.5
7	CKS115(74)×78-20	100	20	62	70	27	6	2.8	115	95	74	78	16	10.5
8	CKS115(74)×88-25	120	25	62	80	32	8	3.3	115	95	74	88	16	10.5
9	CKS125(84)×100-30	150	30	72	90	37	8	3.3	125	105	84	100	16	10.5
10	CKS145(94)×110-35	200	35	80	100	40	10	3.3	145	120	94	110	20	13
11	CKS155(102)×110-40	250	40	85	100	40	12	3.3	155	128	102	110	20	13
12	CKS160(108)×120-45	300	45	90	110	45	14	3.8	160	134	108	120	20	13

注：1. 生产厂：北京新兴超越科技开发公司。

2. CKS型离合器常与滚珠丝杆副或其他部件配套，作为防止逆转机构，也可以单独使用作为精确定位，传递转矩。

γ ——中心角($^{\circ}$)(见图 40.2-75b), $\gamma = \varphi - \theta$;
 φ ——内环与楔块楔角($^{\circ}$), 取 $\varphi = 4^{\circ} \sim 6^{\circ}$;
 θ ——外环与楔块楔角($^{\circ}$)

$$\theta = \arcsin \frac{(R_0 - r_0) \sin \varphi}{R}$$

R ——外环内半径 (mm);
 r_0 ——凹圆柱槽曲率半径 (mm)。

楔块与外环的接触应力及其限制条件为

$$\sigma_{H1} = 0.418 \sqrt{\frac{F_n E_s}{l \rho_c}} \leq \sigma_{H1p} \quad (40.2-55)$$

式中 F_n ——接触处法向压力 (N), $F_n = T_c / (Rz \tan \theta)$;

T_c ——计算转矩 (N·mm), 取 $T_c = (1.45 \sim 1.5) T$;

T ——理论转矩 (N·mm);

z ——楔块数;

l ——楔块工作长度 (mm), 取 $l = (1.6 \sim 2) r$;

r ——楔块外工作面曲率半径 (mm);

ρ_c ——当量曲率半径 (mm), $\rho_c = Rr / (R - r)$;

σ_{H1p} ——许用接触应力 (MPa), 见式 (40.2-51)。

6.3 棘轮-棘爪超越离合器

(1) 棘轮-棘爪超越离合器的结构

棘轮-棘爪式超越离合器是啮合式超越离合器的型式之一。它主要由棘轮和棘爪组成, 其特点是结构简单, 工作可靠; 但外廓尺寸较大。为了减小尺寸, 通常将其装在高速轴上, 但噪声较大。

图 40.2-85 所示为外啮式棘轮-棘爪超越离合器, 用于重物提升机。当重物下降, 棘轮 3 顺时针方向转动与棘爪 2 啮合, 此时操纵带重锤的手柄 6 并通过闸带 5 以调节带轮 4 的转速, 控制重物下降的速度。当棘轮逆时针方向转动时, 棘轮与棘爪分离, 提升重物, 只要压紧手柄 6, 棘爪有随时防止棘轮逆转的功能。

图 40.2-86 所示为内啮式棘轮-棘爪超越离合器。当内环 5 逆时针方向转动时, 棘爪 4 与棘轮 3 啮合并带动其转动, 传递转矩。当内环 5 顺时针方向转动时, 棘爪与棘轮分离, 棘爪从棘轮齿上滑过, 内环 5 作超越运转 (空转), 棘轮 3

不动。

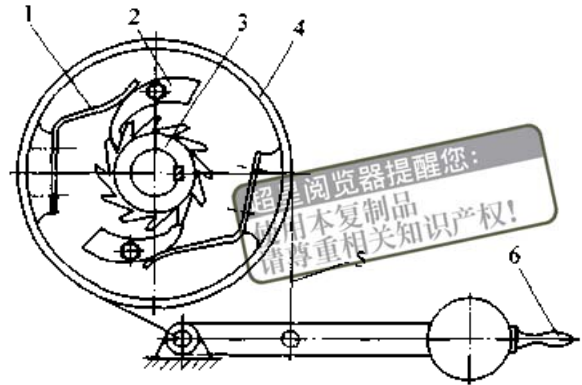


图 40.2-85 外啮式棘轮-棘爪超越离合器
 1—片式弹簧 2—棘爪 3—棘轮 4—带轮
 5—闸带 6—手柄

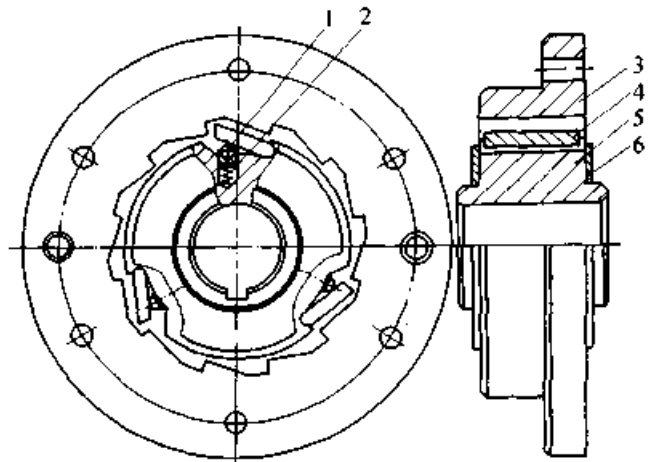


图 40.2-86 内啮式棘轮-棘爪超越离合器
 1—钢珠 2—弹簧 3—棘轮 4—棘爪
 5—内环 6—挡圈

(2) 棘轮-棘爪超越离合器的计算

在设计棘轮-棘爪超越离合器时, 可以将棘爪放置在以棘轮中心为中心的圆周上, 但必须用弹簧来保证棘爪与棘轮齿的啮合。如不用弹簧则必须将棘爪放在能靠自重进入棘轮齿槽的位置, 如图 40.2-87 所示。

将棘轮轮齿工作面制成与半径夹角为 α 的斜面 (图 40.2-87a), 以便棘爪能顺利地落入棘轮齿槽。棘爪下滑进入棘轮齿槽的条件为

$$F \sin \alpha > \mu F \cos \alpha$$

或

$$\tan \alpha > \mu = \tan \rho$$

即

$$\alpha > \rho \quad (40.2-56)$$

式中 α ——棘轮齿工作面与半径的夹角 ($^{\circ}$);

F ——棘轮齿齿顶与棘爪尖接触处的法向压力, 亦即棘轮齿顶圆周力 (N);

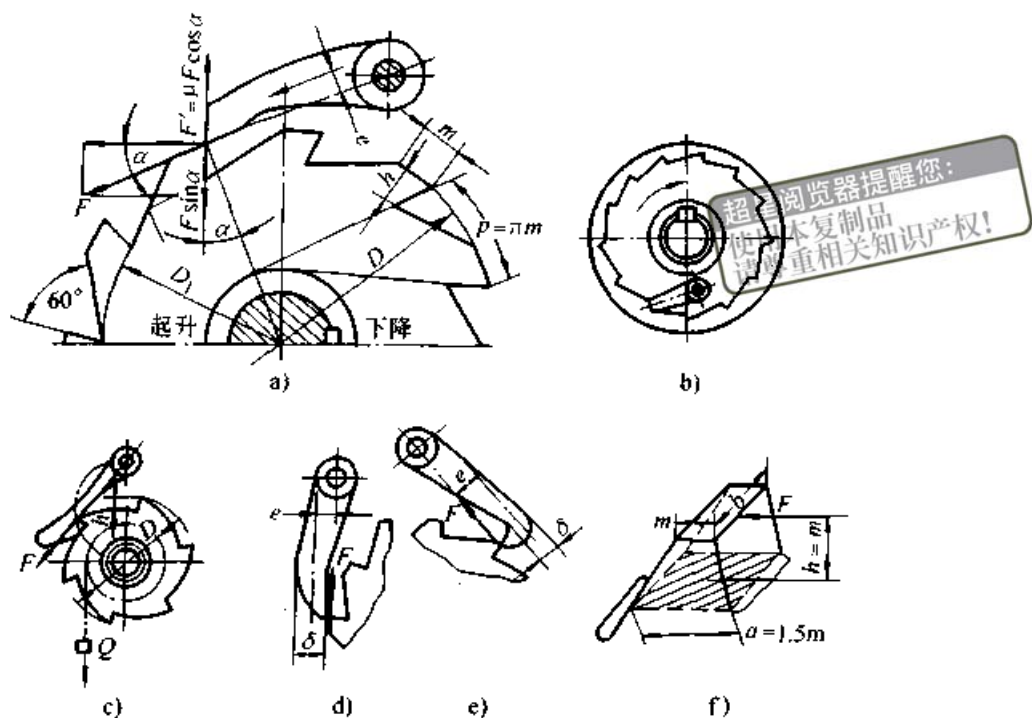


图 40.2-87 棘轮-棘爪工作时受力状态

a) 外啮合 b) 内啮合 c) 工作状态 d) 直头棘爪受力状况 e) 钩头棘爪受力状况 f) 棘轮齿受力状况

μ ——棘轮齿与棘爪的摩擦系数，一般取 $\mu = 0.2 \sim 0.3$ ；
 ρ ——棘轮齿工作面与棘爪尖的摩擦角 ($^\circ$)，取 $\rho = 12^\circ \sim 17^\circ$ 。

为保证棘爪与棘轮顺利啮合，必须使 $\alpha > \rho$ ，故通常取 $\alpha = 20^\circ$ 。

棘轮齿形已标准化。棘轮齿数可在 6~30 范围内选取。齿数越多，啮合时冲击越小；但齿数多，棘轮直径大。棘轮的齿距在棘轮齿顶圆上度量。

$$\text{棘轮齿距} \quad p = \pi m \quad (40.2-57)$$

式中 p ——棘轮齿距 (mm)；
 m ——棘轮模数 (mm)，见表 40.2-48。

$$\text{棘轮齿顶圆直径} \quad D = pz = \pi zm \quad (40.2-58)$$

式中 D ——棘轮齿顶圆直径 (mm)；
 z ——棘轮齿数。

为满足棘轮轮齿的弯曲强度，棘轮模数按下式计算并取标准值

$$\left. \begin{aligned} \text{外啮合} \quad m &\geq 1.75 \sqrt[3]{\frac{T_c}{z\psi\sigma_{Fp}}} \\ \text{内啮合} \quad m &\geq 1.1 \sqrt[3]{\frac{T_c}{z\psi\sigma_{Fp}}} \end{aligned} \right\} \quad (40.2-59)$$

式中 T_c ——离合器的计算转矩 ($N \cdot mm$)，按式 (40.2-2) 计算；

ψ ——棘轮的齿宽系数， $\psi = \frac{b}{m}$ ，见表 40.2-47；

b ——棘轮齿宽 (mm)；

σ_{Fp} ——棘轮轮齿许用弯曲应力 (MPa)，见表 40.2-47。

棘爪尖与棘轮齿顶接触线上单位长度的压力的计算式及强度条件如下

$$p = \frac{F}{b} = \frac{2T_c}{zmb} \leq p_p \quad (40.2-60)$$

式中 p ——棘爪与棘轮齿顶接触线上单位长度的压力 (N/mm)；

p_p ——棘爪与棘轮齿顶接触线上单位长度的许用压力 (N/mm)，见表 40.2-47。

为了减少冲击，可以装两个以上棘爪。棘爪的回转中心一般取在棘轮圆周力 F 的作用线上。棘爪的长度通常为 $2p$ 。棘爪可以采用直头 (图 40.2-87d)，亦可采用钩头 (图 40.2-87e)。直头棘爪工作时受偏心压力，钩头棘爪工作时受偏心拉力，其应力计算式及强度条件为

表 40.2-47 棘轮齿宽系数及棘轮齿、棘爪的许用弯曲应力和许用单位接触线压力

棘轮或棘爪材料	HT150	ZG230-450	Q235	45
齿宽系数 $\psi = b/m$	1.5~6.0	1.5~4.0	1.0~2.0	1.0~2.0
许用单位接触线压力 $p_v/(N/mm)$	150	300	350	400
许用弯曲应力 σ_{Fp}/MPa	30	80	100	120

$$\sigma_F = \frac{6Fe}{b_1\delta^2} + \frac{F}{b_1\delta} \leq \sigma_{Fp} \quad (40.2-61)$$

式中 σ_F —— 棘爪危险截面的弯曲应力 (MPa);

F —— 棘轮齿顶圆周力 (N);

e —— 弯曲力臂 (mm);

b_1 —— 棘爪宽度 (mm), 取 $b_1 = b + 2$;

δ —— 棘爪危险截面处厚度 (mm);

σ_{Fp} —— 棘爪许用弯曲应力 (MPa), 见表 40.2-47。

表 40.2-48 棘轮模数系列、棘轮齿和棘爪端部尺寸 (mm)

模数 m	棘 轮				棘 爪		
	p	h	a	r	h_1	a_1	r_1
6	18.85	4.5	6	1.5	6	4	2
8	25.13	6	8	1.5	8	4	2
10	31.42	7.5	10	1.5	10	6	2
12	37.70	9	12	1.5	12	6	2
14	43.98	10.5	14	1.5	14	8	2
16	50.27	12	16	1.5	14	8	2
18	56.55	13.5	18	1.5	16	12	2
20	62.83	15	20	1.5	18	12	2
22	69.12	16.5	22	1.5	20	14	2
24	75.40	18	24	1.5	20	14	2
26	81.68	19.5	26	1.5	22	14	2
30	94.25	22.5	30	1.5	25	16	2

棘轮齿和棘爪端部形状如图 40.2-88 所示, 尺寸列于表 40.2-48。

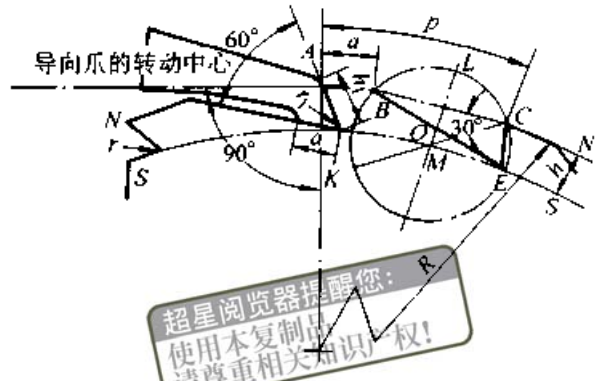


图 40.2-88 棘轮齿形、棘爪端部形状及其画法

6.4 滑销式超越离合器

图 40.2-89 所示为另一种啮合式超越离合器, 即滑销式超越离合器。在轴套 6 的端面沿圆周方向有数个均布的滑销 4, 当轴套 6 按剖面 A—A 顺时针方向转动时, 压力弹簧 5 将滑销压入带有斜槽的圆盘 3 中, 离合器接合, 转矩传给外套筒 2 和凸缘 1。当外套筒 2 以大于轴套的转速同向旋转或者轴套 6 按剖面 A—A 逆时针方向转动时, 离合器呈超越状态。

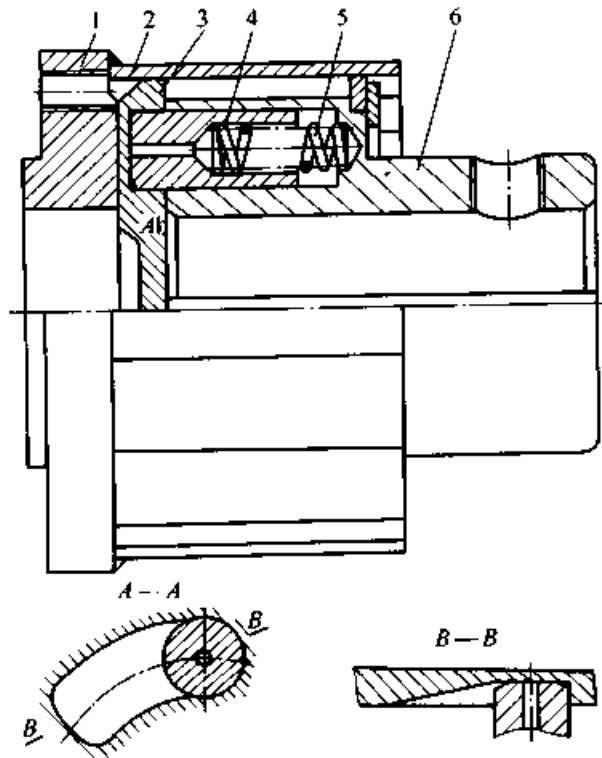


图 40.2-89 滑销式超越离合器

1—凸缘 2—外套筒 3—圆盘 4—滑销
5—弹簧 6—轴套

7 离心离合器

离心离合器主要由主动件、离心体和从动件三部分组成。它是靠主动件的转速使离心体产生惯性离心力,通过离心体与从动件的摩擦传递转矩和转动,并实现自动接合和分离。离心离合器的从动件可以直接与工作机联接,亦可通过其他传动机构与工作机联接。离心离合器的特点是:①由于离心离合器的接合取决于离心体的惯性离心力使其与从动件接触所产生的摩擦力矩来传递转矩的,因此,当负载阻力矩大于离心体与从动件在该工作转速下的极限摩擦力矩时,离心体就与从动件打滑,转矩传递中断。当负载阻力矩下降到等于或小于极限摩擦力矩时,主动件和离心体与从动件又自动恢复接合。因此,离心离合器也具有安全离合器的功能。②离心离合器能传递的转矩与转速的平方成正比,能传递的功率与转速的立方成正比;转速越低,传递同样的转矩,所需离合器尺寸越大,因此,离心离合器不宜用于转速很低的场所(一般不应低于600 r/min),亦不宜用于大范围调速的传动系统。③离心离合器的主、从动部分达到同步转动之前,离心体与从动件的接合过程实际是滑动摩擦过程,在此过程中伴有摩擦发热和摩擦副的磨损,且消耗一部分能量(起动全过程可参阅本编第1章第6节)。所以,离心离合器不宜用于频繁起动的工况(例如钢球式离心离合器起动间隔时间不应少于3分钟,每小时起动次数不超过20次),也不宜于在起动过程太长(超过2 min)的场所应用。④由于离心体与从动件的摩擦力矩是随离合器主动件转速的提升而增加,所以应用离合器就近似于空载开始起动。随着动力机转速的提升将工作机的载荷以渐增方式加到动力机上,因而可获得工作机平稳起动的效果。若用电动机驱动,可以显著减小起动电流和起动力矩,降低电动机的容量,提高电动机负载率和电网功率因数,降低无功损耗。

由于离心离合器的特点,为了带动大惯量工作机及其载荷起动同时又可降低动力机额定功率以及需要过载保护的传动系统,常采用离心离合器。因此,离心离合器在大型鼓风机、空气压缩机、压力机、油田采油机、煤炭和砂石输送机、辊道运输机、球磨机、沥青砂石搅拌机、水泵、

陶瓷器皿输送机、刮板运输机、纺织机、生产线传送机以及要求避免抖动或振动的机械设备中得到广泛应用。

离心离合器的结构型式有多种,按离心体性状可分为刚性闸块式离心体和钢球、钢砂等等散状物离心体的离合器。不同结构型式的离心离合器,其工作特性也有所差异。自由闸块式离心离合器接合过程短,但平稳性稍差;弹簧闸块式离心离合器须转速达到一定值才开始接合,接合过程较长;液压缓冲闸块式离心离合器可通过调节排液速度来控制接合时间;钢球和钢砂式离心离合器接合最为平稳。几种离心离合器在起动过程中从动件转速变化情况的比较,如图40.2-90所示。

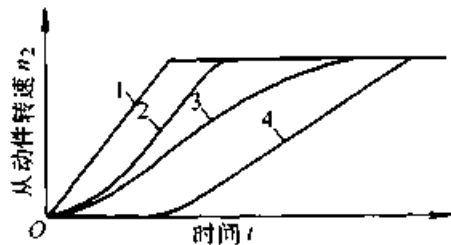


图 40.2-90 不同离合器起动时从动件转速上升过程的比较

1—非离心式的摩擦离合器 2—自由闸块式离心离合器
3—钢球式离心离合器 4—弹簧闸块式离心离合器

7.1 自由闸块式离心离合器

自由闸块式离心离合器的结构之一如图40.2-91所示。带叶片的转子2与主动轴相联,V带轮1为从动件,带摩擦衬面的扇形闸块3为离心体。当主动轴带动转子旋转时,转子的叶片推动扇形闸块作圆周运动,在惯性离心力的作用下,闸块压向带轮内圆柱筒壁。随着转速的提升,闸块与带轮内圆柱面间摩擦力矩逐渐增大。当摩擦力矩等于负载阻力矩时,从动件开始转动;但此时闸块与带轮尚存在转速差,并伴有一定的滑动摩擦和磨损。随着主动件在动力机驱动下转速进一步提升,闸块与带轮内圆柱面间的摩擦力矩进一步增大,从动件转速迅速上升,转子、闸块与带轮达到同步运转,三者相对静止,磨损停止并共同上升到工作转速,进入稳定运转阶段。

表40.2-49列出了图40.2-91所示的自由闸块式离心离合器的主要技术参数和尺寸系列。

表 40.2-49 自由闸块式离心离合器的主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

d	D	D_1	D_2	l	L	r	B	b	$a/$ (°)	闸块数 z	V带 型号	V带 根数	转速 $n/$ (r/min)	许用 功率 $P_0/$ kW	加速 时间 /s	闸块重量 (一个) /kg	离合器重量 (不带闸块) /kg
35~55	190	250	269	110	165	75	150	105			C	5	750	8.2	150	2.15	43.0
													1000	18	70	2.0	
													1500	24	50	0.75	
50~65	220	300	318		220	85	205	145		80	4	5	750	16	150	3.15	73.2
													1000	36	70	2.95	
													1500	42	60	1.0	
55~75	240	320	338	140		90					D	16	750	30	110	5.1	108.9
													1000	47	70	3.3	
					255	95	245	180					1500	55	60	1.2	
65~75	300	380	398			120							750	45	90	5.0	130.0
						180							1000	55	70	2.65	

注：表中 r 为闸块质心半径。

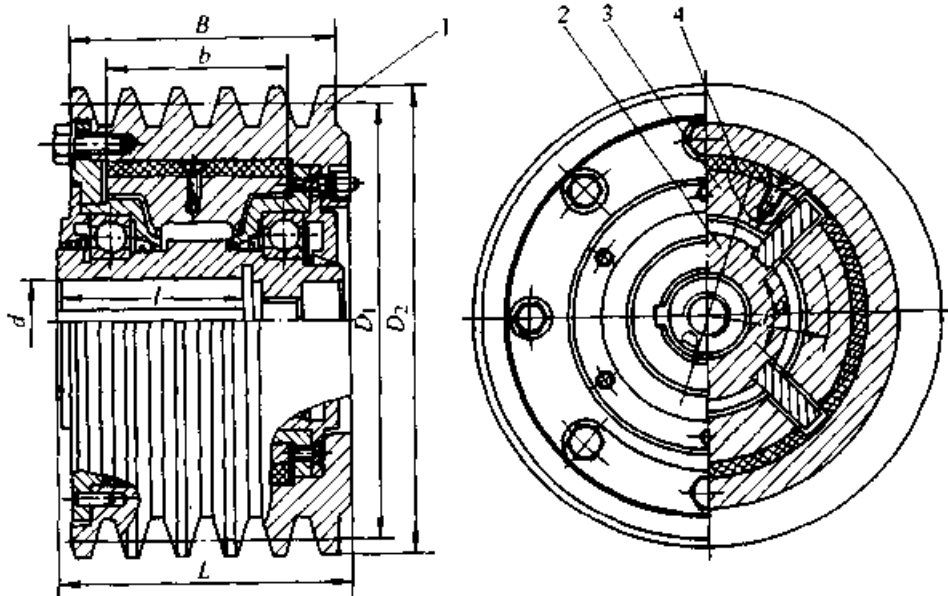


图 40.2-91 自由闸块式离心离合器

1—V带轮 2—带叶片的转子 3—扇形闸块 4—摩擦衬面

7.2 径向弹簧闸块式离心离合器

径向弹簧闸块式离心离合器的结构之一如图 40.2-92 所示。转子 1 和主动轴相联，带衬面的闸块 2 用螺栓 4 和弹簧 5 同转子相联，拧动螺栓 4 可调节弹簧的预压力，壳体 6 为从动的半离合器。在动力机驱动下，转子转速达到一定值时，闸块的惯性离心力克服弹簧的推力，开始径向外移与外壳 6 接触并带动从动的外壳转速逐步上升，达到

闸块与外壳同步运转并上升到工作转速，进入平稳运转状态。这种结构的接合过程较长，但较自由闸块式平稳。表 40.2-50 列出径向弹簧闸块式离心离合器各规格所能传递的功率，表 40.2-51 列出了它们的主要技术参数和尺寸系列。

7.3 片簧闸块式离心离合器

片簧闸块式离心离合器的结构如图 40.2-93 所示。以片式弹簧 3 取代圆柱形螺旋弹簧，闸块

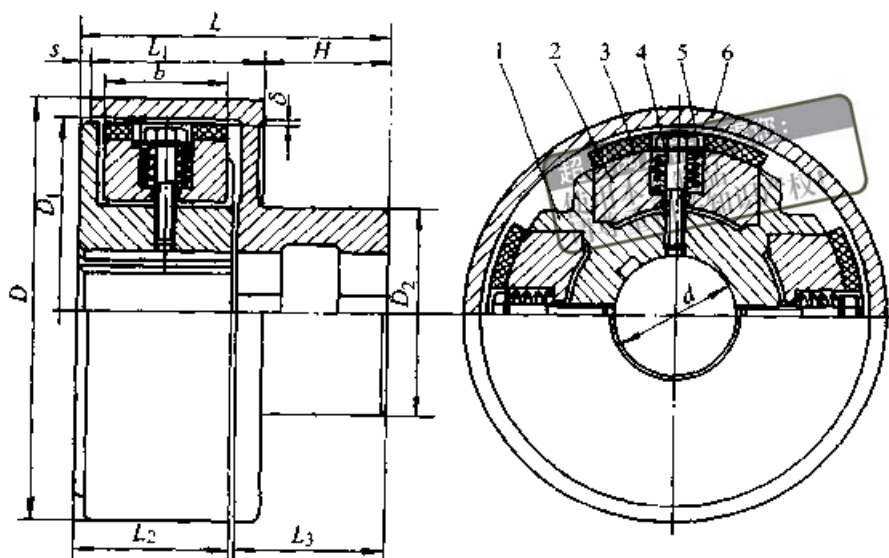


图 40.2-92 径向弹簧闸块式离心离合器

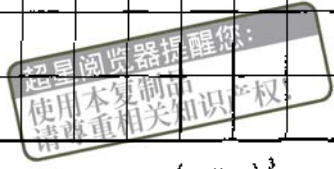
1—转子(主动件) 2—闸块(离心体) 3—衬面 4—联接螺栓 5—弹簧 6—壳体(从动件)

表 40.2-50 径向弹簧闸块式离心离合器传递的功率 P (kW)

序号	闸块数 z	外径孔径		转速 n / (r/min)																P ₀		
		D / mm	d / mm	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500	1 600	1 800	2 000		2 500	3 000
1	2	100	22						0.05	0.08	0.11	0.15	0.19	0.24	0.30	0.37	0.46	0.66	0.88	1.77	2.94	0.11
	4								0.11	0.16	0.22	0.29	0.38	0.49	0.60	0.74	0.90	1.29	1.77	3.46	5.88	0.22
2	2	127	32					0.10	0.13	0.19	0.27	0.37	0.48	0.59	0.74	0.88	1.10	1.47	2.13	4.12	7.35	0.27
	4								0.18	0.26	0.38	0.53	0.74	0.96	1.18	1.47	1.77	2.21	2.94	4.27	8.24	14.7
3	2	152	38					0.25	0.37	0.54	0.74	0.98	1.29	1.62	1.99	2.50	1.55	4.12	5.88	11.77	0.74	
	4								0.50	0.74	1.07	1.47	1.95	2.57	3.24	4.05	4.93	6.03	8.53	11.8	23.5	1.47
4	2	178	45				0.37	0.63	0.96	1.40	1.84	2.43	3.24	4.05	5.08	6.25	7.50	11.0	14.7	18.4	1.84	
	4								0.74	1.25	1.91	2.72	3.68	4.93	6.40	8.09	10.1	12.5	15.0	21.3	29.4	36.8
5	2	203	55			0.37	0.66	0.96	1.47	2.13	2.87	3.90	5.15	6.62	8.09	9.93	12.5	16.9	22.8	2.87		
	4								0.74	1.32	1.91	2.94	4.27	5.74	7.72	10.3	13.2	16.2	19.9	24.3	33.8	45.6
6	2	254	70		0.55	1.10	1.84	2.94	4.41	6.25	8.46	11.5	14.7	18.4	23.5	28.7	33.1	8.46				
	4								1.10	2.21	3.68	5.88	8.83	12.5	16.9	22.8	29.4	36.8	47.1	57.4	66.2	16.9
7	3	304	80	0.55	1.29	2.57	4.41	6.98	10.3	14.7	20.6	27.2	35.3	44.1	20.6							
	6			1.10	2.57	5.15	8.83	14.0	20.6	29.4	41.2	54.4	70.6	88.3	41.2							
8	4	356	100	1.55	3.68	7.35	11.8	19.1	29.4	41.9	57.4	76.5	57.4									
	6			2.35	5.54	11.0	18.4	29.4	44.1	63.3	86.8	116	86.8									
9	4	406	115	3.09	7.35	14.0	24.3	40.0	58.8	82.4	121	113										
9	6	406	115	4.63	11.0	21.3	36.8	58.8	88.3	125	162	171										
10	6	456	130	5.88	14.0	27.2	46.3	73.6	110	132	196											
	8			8.09	18.4	36.0	61.8	98.6	147	177	261											

续表 40.2-50

序号	闸块数 z	外径 D/mm	孔径 d/mm	转速 n / (r/min)																P ₁₁
				300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500	1 600	1 800	2 000	
11	6	508	150	9.56	22.1	42.7	73.6	118	178											311
	8			12.5	29.4	57.6	99.3	158	238											
12	6	610	180	21.3	50.0	99.3	171	243												721
	8			24.3	67.7	132	228	324												



注：1. 表中 P₀ 为转速 1 000 r/min 时所传递的功率 (kW)，任意转速 n 时能传递的功率 $P = \left(\frac{n}{1\,000}\right)^3 P_{0c}$
 2. 这种离心离合器亦可取消弹簧，无弹簧时传递的功率约为表值的 2 倍，即表值 × 2。

表 40.2-51 径向弹簧闸块式离心离合器的主要参数和尺寸 (参考) (mm)

序号	许用转速 n _p / (r/min)	d (max)	D	D ₁	L ₃	L	L ₁	L ₂	D ₂	H	b	s	c	δ	最多闸块数 z
1	3 000	22	100	81	41	84	54	48	44	33	42	3	2	2	4
2		32	127	113	51	108	62	55	63	40	48				
3	2 500	38	152	136	60	124	70	62	76	50	54	5			
4		45	178	160	66	138	81	70	81	52	60				
5	2 000	55	203	184	73	147	84	73	108	58	64				
6	1 600	70	254	233	79	160	92	79	133	63	70				
7	1 300	80	304	282	89	181	101	89	165	70	76		8	3	2.5
8	1 100	100	356	330	98	200	114	98	190	78	86				
9	1 000	115	406	378	111	225	127	111	210	90	98				
10	900	130	456	426	120	244	135	120	241	98	105	10			
11	800	150	508	470	133	270	149	133	266	108	110	12	3	3	
12	700	180	610	565	146	295	165	146	330	117	128				

4 在转子 1 槽中的径向位置用螺栓 5 调节。片簧闸块离心离合器的主要技术参数和尺寸系列列于表 40.2-52。

7.4 弹簧楔块式离心离合器

弹簧楔块式离心离合器的结构如图 40.2-94 所示。在三个楔块 2 之间装有圆柱形螺旋拉伸弹簧 5，转子 3 与主轴 4 相联，摩擦块 1 在楔块两侧，带轮 6 为从动件。当主动轴和转子带动楔块作圆周运动时，楔块的惯性离心力克服弹簧拉力而径向外移，并推动摩擦块 1 轴向外移压紧从动带轮的内端面以实现离合器接合，传递转矩。

表 40.2-52 片簧闸块离心离合器的主要技术参数和尺寸系列 (参考) (mm)

可传递功率 P/kW (当转速为 1 500 r/min 时)	闸块数 z	d	D	B	b ₁
0.74	4	20	100	75	45
1.8	4	30	125	75	60
5.2	4	40	150	100	65
12.5	4	50	180	125	70
31.0	4	65	230	165	80
77.0	4	80	280	180	90

注：1. 在任意转速 n 时，可传递的功率为 $P = \text{表值} \times (n/1\,500)^3$ 。
 2. 取消片簧，可传递的功率为表值 2 倍。
 3. 闸块数减半，传递功率也减半。

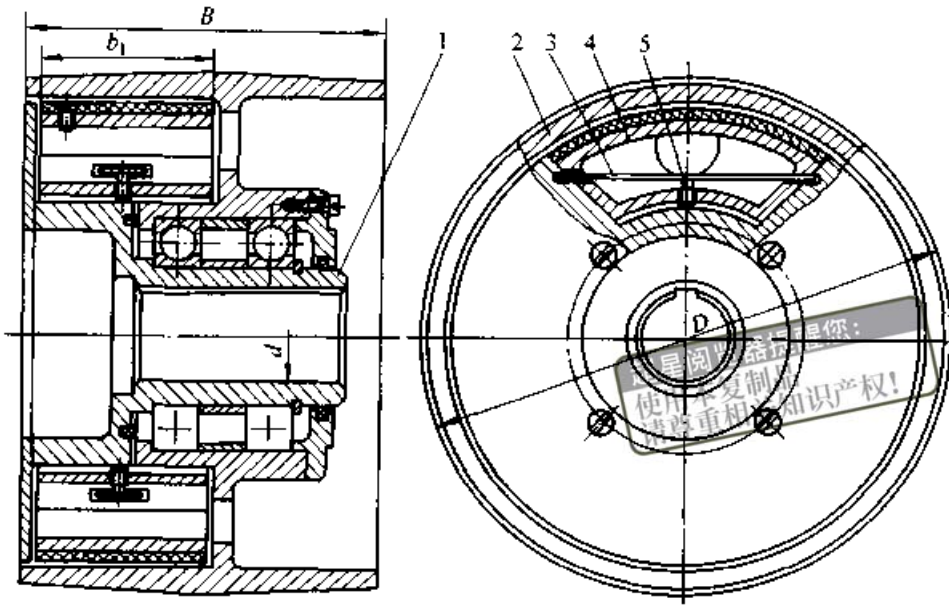


图 40.2-93 片簧闸块式离心离合器

1—转子（主动件） 2—从动轮 3—片式弹簧 4—闸块 5—调节螺栓

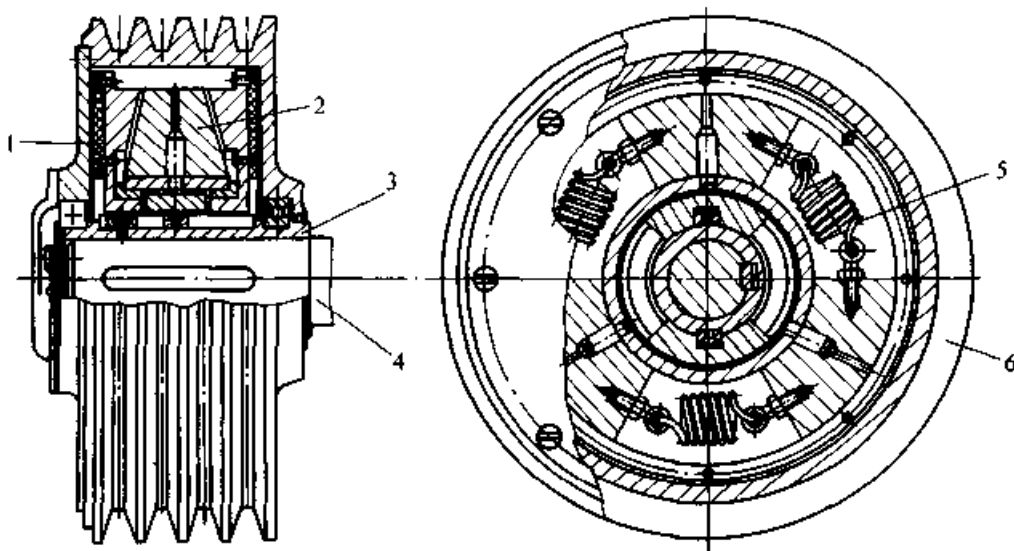


图 40.2-94 弹簧楔块式离心离合器

1—摩擦块 2—楔块 3—转子 4—主动轴 5—拉簧 6—从动带轮

7.5 液压隔膜缸调节的弹簧闸块式离心离合器

液压隔膜缸调节的弹簧闸块式离心离合器的结构如图 40.2-95 所示。图示上半部为分离状态，下半部为接合状态。在左端有一个隔膜式缓冲油缸，在左隔膜 1 和右隔膜 6 之间有一带孔的隔板 4，放置在右腔 A 的钢片 5 在弹簧 3 的压力下将隔板的孔盖住，形成一个单向阀。当主动轴 9 的转速升高，闸块 8 径向外移，推动压盘 7 左移，将右腔 A 的油液经节流阀 10 压入左腔 B，左腔油液的增多反过

来限制压盘 7 左移的速度，从而控制闸块 8 径向外移的速度，即控制离合器的接合速度。调节节流阀即可改变油液自右腔向左腔的流速，即离合器接合速度。当主动轴转速下降，弹簧 11 的拉力使闸块 8 径向内移，压盘 7 在弹簧 3 的作用下右移，压力较高的左腔油液经隔板 4 的孔推开钢片 5 流入右腔。主动轴转速下降到一定值时，闸块与从动带轮脱开，离合器分离。

钢球式和钢砂式离心离合器已被纳入我国现行机械行业标准，取名为“钢球式节能安全联轴器”和“钢砂式节能安全联轴器”。本书改称为“软起

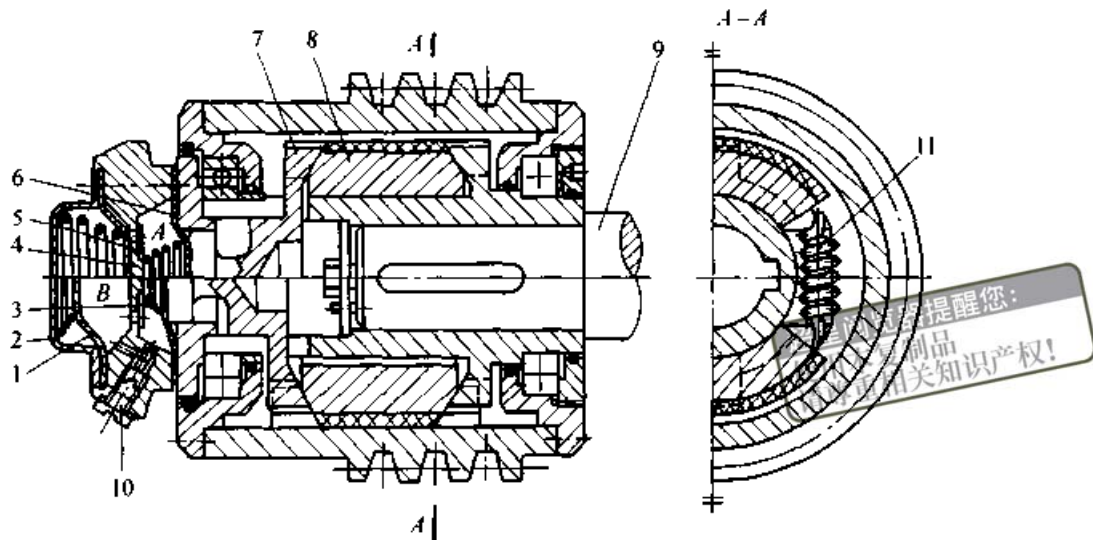


图 40.2-95 液压隔膜缸调节的弹簧闸块式离心离合器

1—左隔膜 2、3、11—弹簧 4—隔板 5—钢片 6—右隔膜
7—压盘 8—离心闸块 9—主动轴 10—节流阀

动安全联轴器”，请阅本篇第 1 章第 6 节。

几种常用的离心离合器的计算内容和计算式列

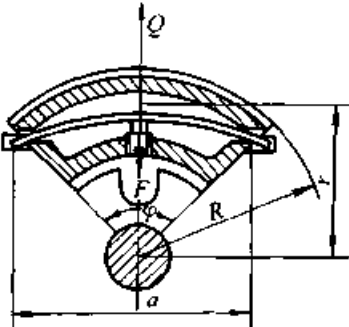
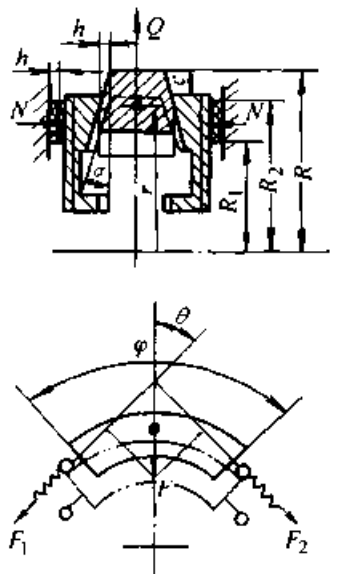
于表 40.2-53。

7.6 离心离合器的计算

表 40.2-53 常用的离心离合器的计算

计算简图	计算式	说明
<p>自由闸块式</p> <p> $R = (2 \sim 3.5) d$ $b = (1 \sim 2) d$ $r = (0.7 \sim 0.9) R$ </p>	<p>计算转矩 $T_c = (1.5 \sim 2) T$</p> <p>计算惯性离心力 (N) (一个闸块)</p> $Q_c = \frac{T_c}{R \mu \alpha}$ <p>闸块惯性离心力 (N) (一个闸块)</p> $Q = \frac{\pi^2 m r^2}{900} \geq Q_c$ <p>摩擦面压强 (MPa)</p> $p = \frac{Q}{R b \mu \alpha} \leq p_v$	<p>T—离合器的理论转矩 (N·mm)</p> <p>R—闸块外半径 (mm)</p> <p>μ—摩擦副的摩擦系数, 查表 40.2-13</p> <p>α—闸块数</p> <p>m—单个闸块的质量 (kg)</p> <p>n—离合器工作转速 (r/min)</p> <p>r—闸块质心处半径 (mm)</p> <p>b—闸块轴向宽度 (mm)</p> <p>φ—闸块所占中心角 (rad)</p> <p>p_v—摩擦面许用压强 (MPa), 查表 40.2-13</p> <p>d—主动轴直径 (mm)</p>
<p>径向螺旋弹簧闸块式</p>	<p>计算转矩 $T_c = (1.5 \sim 2) T$</p> <p>计算惯性离心力 (N) (一个闸块)</p> $Q_c = \frac{T_c}{R \mu \alpha}$ <p>闸块惯性离心力 (N) (一个闸块)</p> $Q = \frac{\pi^2 m r (n^2 - n_0^2)}{900} \geq Q_c$ <p>摩擦面压强 (MPa)</p> $p = \frac{Q}{R b (\varphi - \varphi_1) \mu} \leq p_v$ <p>螺旋弹簧所受轴向力 (N) (每个)</p> $F = \frac{\pi^2 m r n_0^2}{900}$	<p>n_0—闸块与从动件开始接触时主动件的转速 (r/min) 取 $n_0 = (0.7 \sim 0.8) n$</p> <p>φ_1—径向弹簧所占中心角 (rad)</p> <p>其余符号意义同上</p>

续表 40.2-53

计算简图	计算式	说明
<p>片簧闸块式</p>  <p> $R = (2 \sim 3.5) d$ $b = (1 \sim 2) d$ $r = (0.6 \sim 0.9) R$ </p>	<p>计算转矩 $T_c = (1.5 \sim 2) T$</p> <p>计算惯性离心力 (N) (一个闸块)</p> $Q_c = \frac{T_c}{R\mu z}$ <p>闸块离心力 (一个闸块)</p> $Q = \frac{\pi^2 m r (n^2 - n_0^2)}{900} \geq Q_c$ <p>摩擦面压强 (MPa)</p> $p = \frac{Q}{Rb\varphi\mu} \leq p_p$ <p>片簧所受径向力 (每个)</p> $F = \frac{\pi^2 m r n_0^2}{900}$	<p>T—离合器的理论转矩 (N·mm)</p> <p>R—闸块外半径 (mm)</p> <p>μ—摩擦副的摩擦系数, 查表 40.2-15</p> <p>z—闸块数</p> <p>m—单个闸块的质量 (kg)</p> <p>n—离合器工作转速 (r/min)</p> <p>r—闸块质心处半径 (mm)</p> <p>b—闸块轴向宽度 (mm)</p> <p>φ—闸块所占中心角 (rad)</p> <p>p_p—摩擦面许用压强 (MPa), 查表 40.2-13</p> <p>d—主动轴直径 (mm)</p> <p>n_0—闸块与从动件开始接触时主动件的转速 (r/min), 取 $n_0 = (0.7 \sim 0.8) n$, 其余符号意义同上</p>
<p>弹簧楔块式</p>  <p> $R = (2 \sim 3.5) d$ $r = (0.6 \sim 0.8) R$ </p>	<p>计算转矩 $T_c = (1.5 \sim 2) T$</p> <p>计算离心力 (N) (每个楔块)</p> $Q_c = \frac{T_c \tan(\alpha + \rho)}{R_m \mu z}$ <p>楔块离心力 (N) (每个楔块)</p> $Q = \frac{\pi^2 m r (n^2 - n_0^2)}{900} \geq Q_c$ <p>楔块脱开力 (N) (每个楔块)</p> $Q' = \frac{T_c \tan(\alpha - \rho)}{R_m \mu z}$ <p>每个楔块上两根弹簧拉力的合力 (N)</p> $F = \frac{\pi^2 m r n_0^2}{900} \geq Q'$ <p>每根弹簧的预拉力 (N)</p> $F_1 = F_2 = \frac{F}{2 \cos \theta}$ <p>摩擦面压强 (MPa)</p> $p = \frac{T_c}{4\pi R_m^2 b \mu} \leq p_p$	<p>α—楔块斜面倾角 (°)</p> <p>ρ—楔块工作面摩擦角 (°), 取 $\rho = 5^\circ \sim 8^\circ$</p> <p>$\gamma$—楔块质心所在半径 (mm)</p> <p>$\theta$—楔块两侧拉簧轴线夹角之半 (°)</p> <p>R_m—摩擦面平均半径 (mm)</p> $R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$ <p>R_1, R_2—分别为摩擦副内半径和外半径 (mm)</p> <p>N—摩擦副法向压力 (N)</p> <p>其余符号意义同上</p>

8 安全离合器

安全离合器主要用于传动系统的过载安全保护, 当然也具有与其接合元件相应的离合特性。设计或选用适当的安全离合器, 不仅能保证传动系统的安全, 还能改善机器的传动性能。安全离合器通常为常闭 (接合) 式结构, 以转矩为过载保护参

数。

对安全离合器的要求是: 动作灵活可靠, 工作精度高, 极限转矩可在一定范围内调节。

安全离合器按接合元件的特性可分啮合式和摩擦式两类。啮合式以牙嵌、钢珠和滑销等为接合元件; 摩擦式主要有圆盘、锥盘和圆周等摩擦形式。

啮合式安全离合器在接合和分离时有较大的冲

击、长期反复离合易使传动轴系零件损伤，故不宜用于接合时和分离后主、从动部分转速差较大以及离合器主动侧或从动侧转动惯量较大的场所。摩擦式安全离合器在接合和分离过程中有一段相对滑动摩擦过程，可消耗部分能量，故接合时平稳，并能缓和离合器分离时因传动中断引起的冲击。在接合时和分离后主、从动部分转速差较大以及有冲击的场所多采用摩擦式安全离合器。但摩擦式安全离合器在离、合过程中均有磨损和发热的缺点。

8.1 牙嵌安全离合器

图 40.2-96 所示为端面牙嵌安全离合器，是均布在圆周上的几个弹簧压紧的结构。轴套 1 与主动轴用键或花键联接，牙嵌盘 3 与从动的传动件（齿轮、链轮、带轮等）联接，移动牙嵌盘 4 在轴套 1 上可轴向滑动，用若干个压缩弹簧压紧两个牙嵌盘，弹簧压力用螺母 6 调节。图 40.2-97 所示的端面牙嵌安全离合器为用一个中心弹簧压紧的结构。端面牙嵌安全离合器的主要技术参数和尺寸系列见参考文献 [4]。

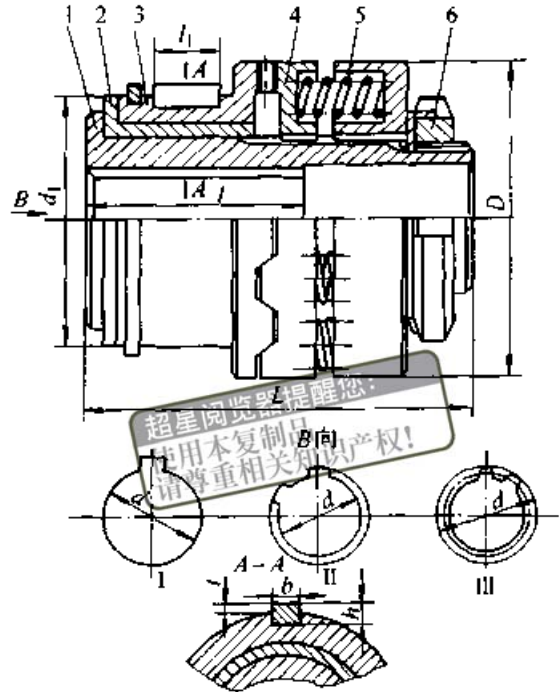


图 40.2-96 端面牙嵌安全离合器（一）
1—轴套 2—轴瓦 3—牙嵌盘 4—可移牙嵌盘
5—弹簧 6—调节螺母

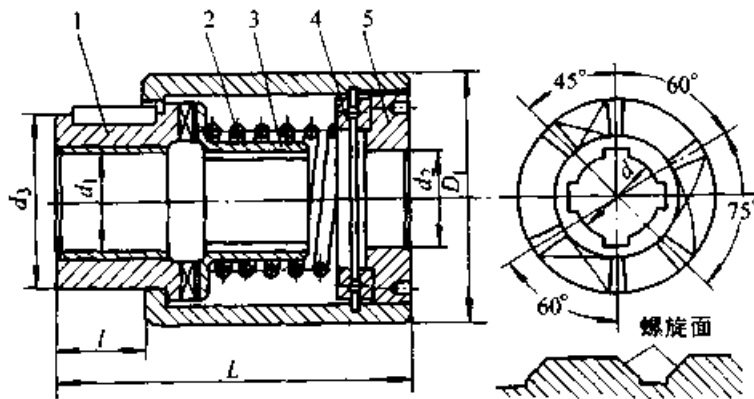


图 40.2-97 端面牙嵌安全离合器（二）

1、3—左、右半离合器 2—弹簧 4—止推轴承 5—调节螺母

牙嵌盘的牙型通常为斜梯形或三角形。斜梯形牙嵌盘牙型如图 40.2-98 所示，斜梯形牙嵌盘尺寸列于表 40.2-54。

8.2 钢珠安全离合器

钢珠安全离合器是以钢珠的啮合代替牙嵌盘的啮合。钢珠啮合主要有钢珠对钢珠、钢珠对凹槽（或锥孔）等两种型式，如图 40.2-99 所示。钢珠放置在两个半离合器的端面之间，用弹簧轴向压紧，传递的极限转矩由弹簧的压紧力所限定。当离合器过载时，钢珠与钢珠、钢珠与凹槽接触处的轴向分

力大于弹簧的轴向压力，迫使两个半离合器轴向分离，离合器脱开，传动中断。当载荷下降到离合器的极限转矩以下时，钢珠在弹簧压力作用下复位，离合器接合。显然，在离合器即将脱开，亦即两个半离合器端面距离最大时，弹簧的压缩行程最大，弹簧的压力亦最大。对于钢珠对钢珠的结构，在分离过程中倾斜角 α （图 40.2-99a）是不断增大的，分离的瞬间达到 90° ；对于钢珠对凹圆弧槽的结构（参看图 40.2-101 的局部放大图），倾斜角 α 是随分离过程不断减小的；对于钢珠对 V 型槽（包括锥形孔）结构，在分离过程中倾斜角 α 保持不变，直到

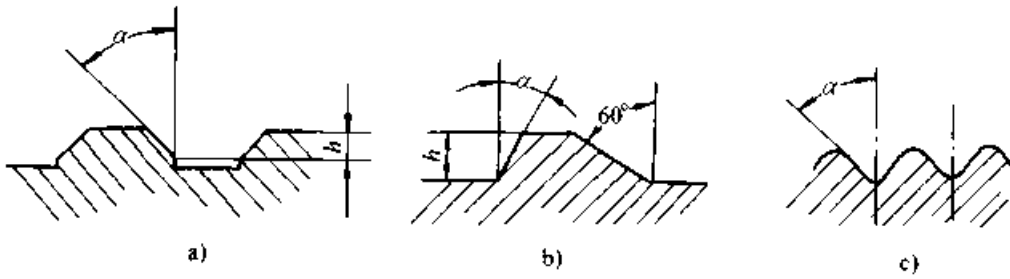


图 40.2-98 牙嵌离合器的牙形

a) 梯形 $\alpha = 25^\circ \sim 45^\circ$ b) 斜梯形 ($\alpha = 25^\circ \sim 45^\circ$) c) 三角形 ($\alpha = 30^\circ \sim 45^\circ$)

表 40.2-54 斜梯形牙嵌盘主要参数和尺寸 (mm)

简图	d	D	c	c_1	K	f	z	h	极限转矩 T_{lm} (N·m)
	20	40	10.35	6.55	14.73	0.5	3	4	65
	22	45	11.22	7.44	16.03	0.5		4	85
	25	50	12.09	8.33	17.33	0.5		4	125
	28	55	13.39	8.93	18.63	0.5		4	175
	32	60	14.66	9.66	22.09	0.8		6	260
	35	70	16.83	11.17	24.70	0.8		6	340
	40	80	19.00	13.38	27.30	0.8		6	510
	45	90	21.17	15.95	29.90	0.8		6	730
	50	100	22.44	14.89	34.67	1.2		8	1 000
	55	110	24.62	17.11	37.36	1.2		8	13 300
	60	125	28.95	21.52	41.16	1.2		8	17 300
	70	140	32.38	23.05	47.23	1.5		10	27 500
	80	160	36.73	27.46	52.43	1.5		10	41 000

注：1. 30°的牙面为工作面；

2. 牙嵌盘材料：20Cr, 58~62HRC; 45, 48~52HRC。

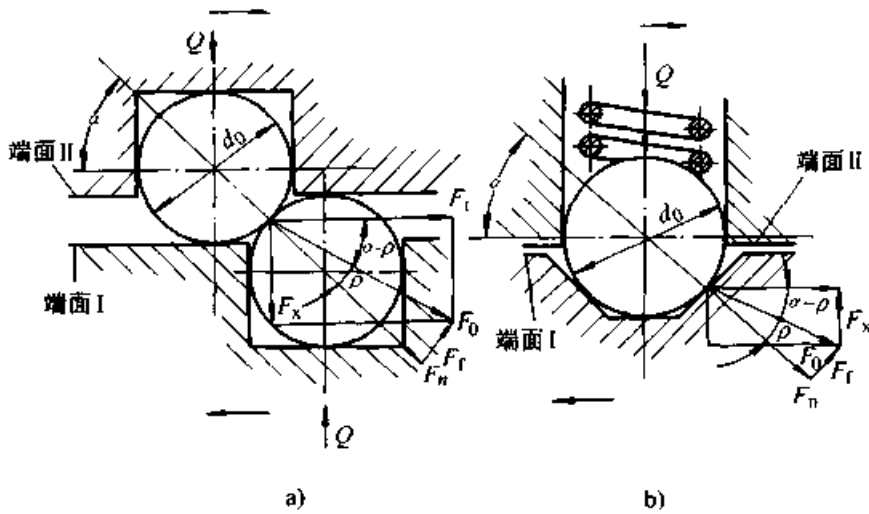


图 40.2-99 钢珠安全离合器接合元件的受力情况

a) 钢珠对钢珠 (α 变化) b) 钢珠对 V 型槽 (α 不变化)

Q —弹簧压紧力 F_n —接触处法向压力 F_t —摩擦力 F_0 — F_n 与 F_t 的合力

α —倾斜角 ρ —摩擦角 F_x —轴向分力

分离后才突变。在离合器传递同样转矩下， α 值不同，所需的弹簧压力值也不同。因此，在设计钢珠安全离合器的压紧弹簧刚度时要根据具体的结构特点将弹簧的行程和钢珠与接触面的倾斜角 α 联系起来考虑，以保证离合器的离合动作准确可靠。

图 40.2-100 所示为钢珠安全离合器的结构之一，是钢珠对圆锥孔结构。它的主要技术参数和尺寸见参考文献 [4]。

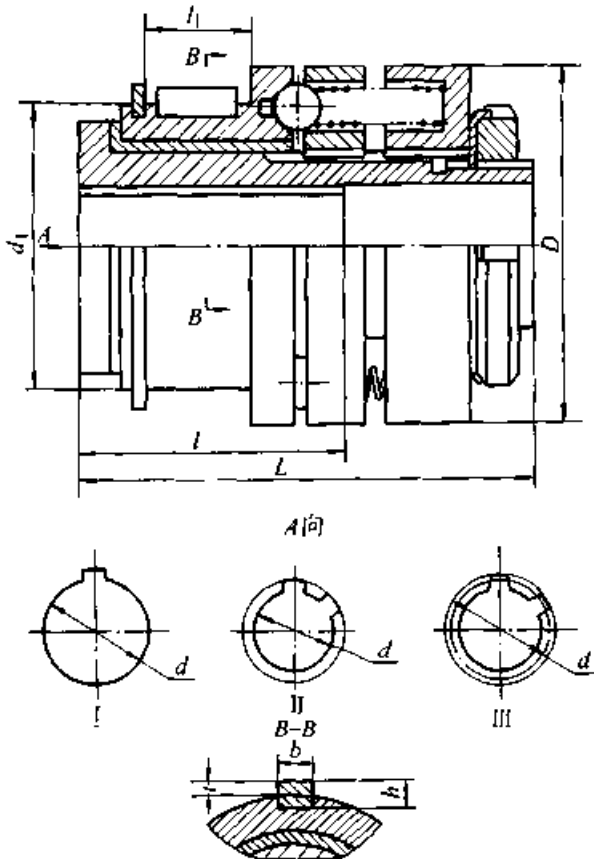


图 40.2-100 钢珠安全离合器 (一)

图 40.2-101 所示为钢珠安全离合器结构之二，是钢珠对凹圆弧槽结构。

8.3 滑销安全离合器

图 40.2-102 所示为径向多排双滑销安全离合器的结构。它的接合元件置于万向联轴器的中间轴内，这种结构常用于主、从动轴相距较远的场所，如农业机械。

图 40.2-103 所示为径向辐射式滑销安全离合器的结构，主动轴将动力传给轮毂 3 (逆时针方向转动)，在轮毂的导孔内放置弹簧 4 和滑销 2，弹簧将滑销推入外壳 1 的牙槽中，动力由外壳输出。过载时，滑销沿外壳牙槽斜面滑出，离合器脱开。转矩

下降恢复正常时，滑销在弹簧推力作用下复位，离合器接合。这种安全离合器结构简单紧凑；大量生产时，外壳可冲压成形。但因结构限制，弹簧推力不能调节。

8.4 圆盘摩擦安全离合器

图 40.2-104 所示为单圆盘摩擦安全离合器结构之一，轴套 1 与摩擦盘 2 可以相对滑动。这种安全离合器的结构简单，允许所联两轴有一定量的相对偏移，极限转矩可用螺母 4 在一定范围内调节。它的主要技术参数和尺寸列于表 40.2-55。

图 40.2-105 所示为单圆盘摩擦安全离合器另一结构型式。将固定摩擦盘 2 与可移摩擦盘 5 用花键联接，它们之间可放置齿轮、链轮或其他传动件。摩擦副用碟簧 6 压紧，压紧力大小由螺母 7 调节。对合配置碟簧 (I 型) 的刚度小，但过载时压紧力的变化也较小，对磨损间隙的补偿量较大，适用于高速和经常过载的传动系统。叠合配置碟簧 (II 型) 的刚度大，压紧力大，适用于低速、中速和不经常过载的传动系统。这种安全离合器的主要技术参数和尺寸列于表 40.2-56。

8.5 多摩擦片安全离合器

图 40.2-106 所示为多摩擦片安全离合器，用一组碟簧 4 将内摩擦片 3 和外摩擦片 2 压紧，用螺钉 7 和螺母 6 调节弹簧压紧力，它的主要技术参数及尺寸见参考文献 [4]。

8.6 圆锥摩擦盘安全离合器

图 40.2-107 所示为单圆锥摩擦盘安全离合器结构，用一个中心弹簧压紧锥盘。图 40.2-108 所示为双圆锥摩擦盘安全离合器，有两种配置型式。图中上半部 (I 型) 为大直径小刚度对合碟簧压紧摩擦副，适用于中、小转矩的传动。图中下部 (II 型) 为多组圆周配置碟簧压紧结构，适用于传递大转矩的系统。

8.7 圆周摩擦安全离合器

图 40.2-109 所示为圆周摩擦安全离合器的结构。压缩弹簧 4 通过夹紧环 2 将弓形零件 3 连同其上的摩擦衬面与外壳 1 压紧。主动轴套 5 输入的转矩通过件 2 和件 3 传递给外壳 1，外壳与从动轴相联。这种离合器在过载时打滑，当负载转矩下降到

超星浏览器提醒您
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

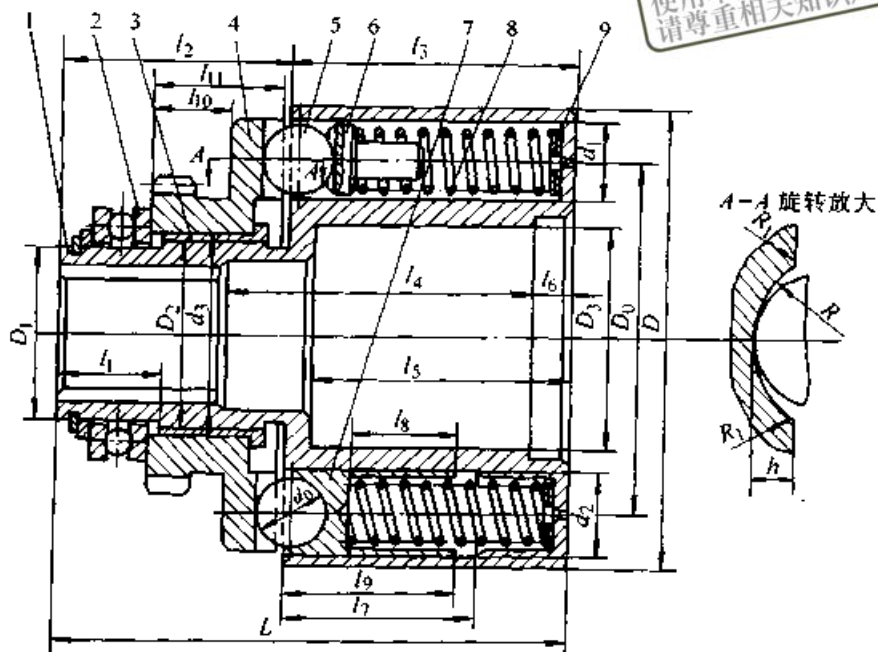


图 40.2-101 钢球安全离合器 (二)

- 1、4—半离合器 2—推力球轴承 3—青铜轴瓦 5—钢珠 6—柱塞式钢珠座
7—筒式钢珠座 8—弹簧 9—垫圈

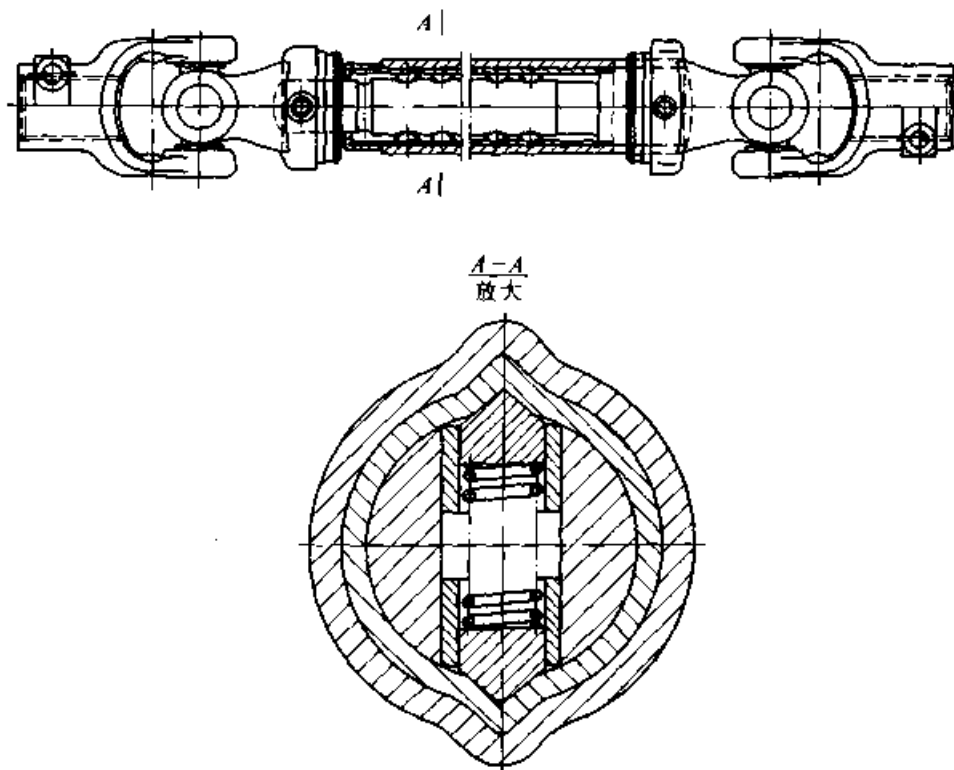


图 40.2-102 径向多排双滑销安全离合器

弹簧所限定的极限转矩以下时，离合器又接合传递转矩。因过载打滑时产生的热量使离合器温度升高，必要时应验算摩擦面的温升。这种离合器结构

紧凑，零件 2 和 3 可冲压成形，利于成批生产。这种安全离合器的主要技术参数和尺寸列于表 40.2-57。

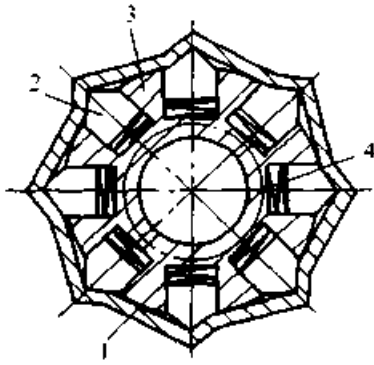


图 40.2-103 径向辐射式多滑销安全离合器

1—外壳(从动件) 2—滑销
3—轮毂(主动件) 4—弹簧

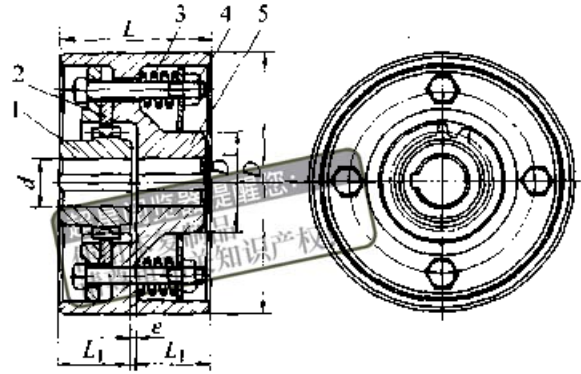


图 40.2-104 单圆盘摩擦安全离合器 (一)

1—主从轴套 2—摩擦盘 3—弹簧
4—调节螺母 5—从动轮数

表 40.2-55 单圆盘摩擦安全离合器 (一) 主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

极限转矩 $T_{lm}/N \cdot m$	许用转速 n_p /(r/min)	d	D_1	D	L	L_1	e	许用补偿量			重量 /kg
								角向/°	径向	轴向	
12.4	5 600	10~25	48	100	70	32	1.5	0.1	0.13	0.25	2.3
24.8	4 500	12~25	48	125	80	35	3.3				3.6
50	3 800	15~40	70	150	90	40	3.3				5.9
128	2 800	15~45	82	200	100	48	3.3				9.5
230	2 500	20~50	95	225	125	55	3.3				17.2
286	2 300	25~65	120	250	125	65	3.3				27.2
573	1 900	40~75	140	300	140	75	3.3				41.3
1 000	1 700	40~90	165	350	160	90	3.3				60.0
1 432	1 450	50~100	190	400	185	100	5				94.4
2 140	1 300	60~115	205	450	185	120	5				144.3
3 916	1 200	65~130	242	525	230	140	6.4				197.8
5 348	950	75~150	292	600	255	170	6.4				255.4
7 830	850	75~180	313	675	285	190	6.4				482.7

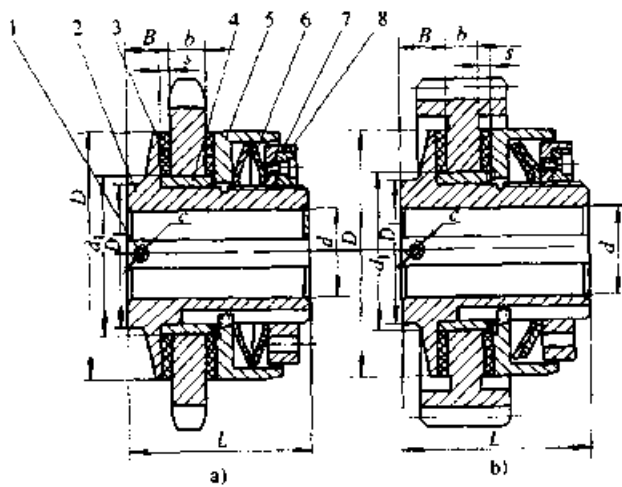


图 40.2-105 单圆盘摩擦安全离合器 (二)

a) I型 b) II型

1—紧定螺钉 2—固定摩擦盘 3—摩擦衬面 4—衬套
5—可移摩擦盘 6—碟形弹簧 7—调节螺母 8—锁紧块

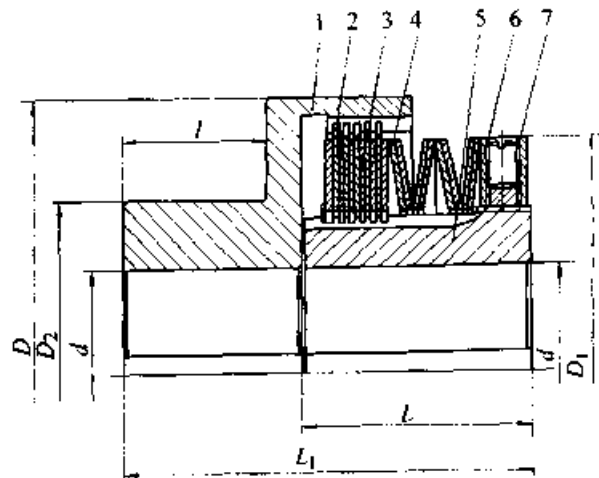


图 40.2-106 多摩擦片安全离合器

1—半离合器 2—外摩擦片 3—内摩擦片 4—碟簧
5—轴套 6—调节螺母 7—紧定螺钉

表 40.2-56 单圆盘摩擦安全离合器 (二) 主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

极限转矩 $T_{lim}/N \cdot m$		D	b	d_1	B	D_1	d	c	L	s	重量 /kg	弹簧力/N	
I 型	II 型											I 型	II 型
25	50	68	3~10	44	17	45	10~25	M5	52	3	0.86	1 270	2 540
50	100	88	4~12	58	19	58	14~35	M5	57	3	1.60	1 950	3 900
100	200	115	5~15	72	21	75	18~45	M6	68	4	3.14	3 050	6 100
200	400	140	6~18	85	23	90	24~55	M6	78	4	5.37	5 100	10 200
350	700	170	8~20	98	29	102	28~65	M8	92	5	9.00	7 500	15 000
600	1 200	200	8~23	116	31	120	38~80	M8	102	5	12.42	10 500	21 000
1 000	2 000	240	8~25	144	33	150	48~100	M10	113	5	21.17	15 000	30 000
1 700	3 400	285	8~25	170	35	180	58~120	M10	115	5	30.67	21 000	42 000

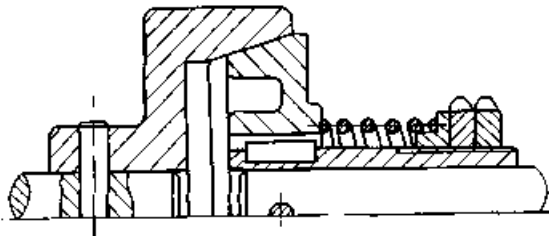


图 40.2-107 单圆锥摩擦盘安全离合器

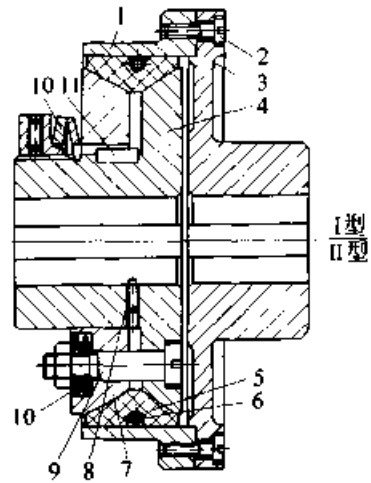


图 40.2-108 双圆锥摩擦盘安全离合器

1—套筒 2—螺钉 3—半离合器 4—固定锥盘
5—摩擦块 6—圆柱形螺旋弹簧 7—可移锥盘
8—紧定螺钉 9—螺栓 10—碟簧 11—平键

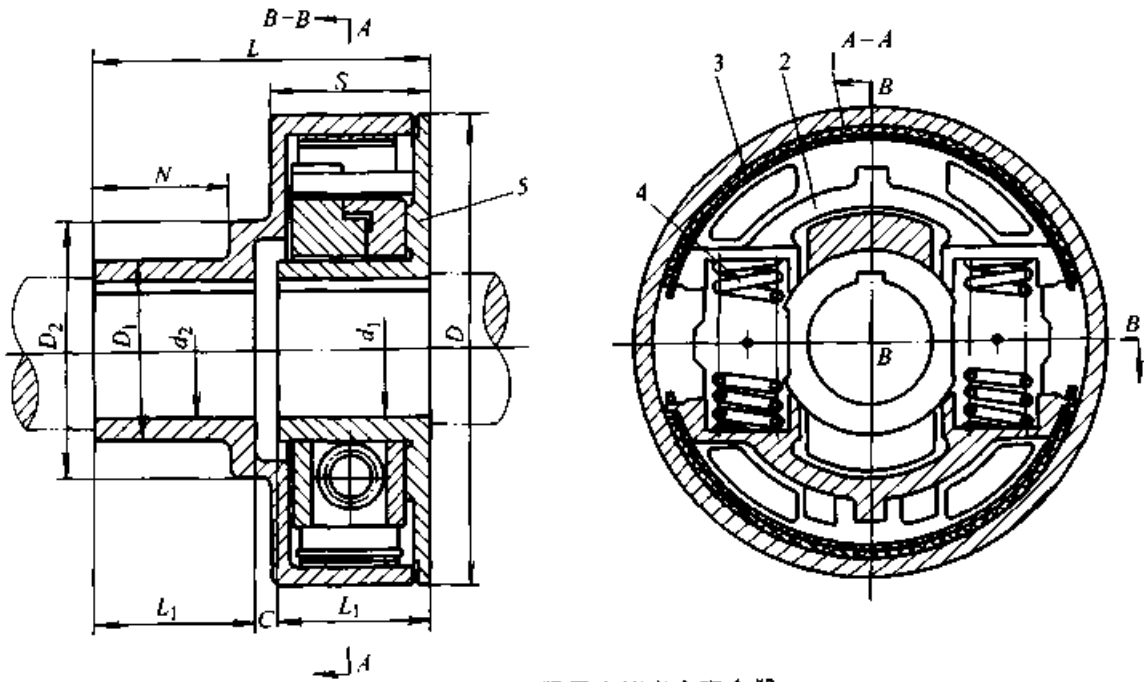


图 40.2-109 圆周摩擦安全离合器

1—外壳 (从动件) 2—夹紧环 3—弓形零件 4—弹簧 5—轴套

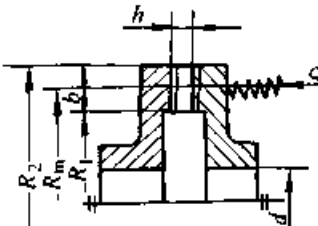
表 40.2-57 圆周摩擦安全离合器主要技术参数和尺寸 (参考) (mm)

极限转矩 $T_{lim}/N \cdot m$	许用转速 $n_p/(r/min)$	d_1	d_2	D	D_1	D_2	L_1	C	N	S	L	重量 /kg
50	3 600	15	15 30	153	55 75	—	40	5~7	33	52	85^{+2}	5.5
150	2 800	18	18 32	195	60 65	115	60	5~7	52	64	125^{+2}	11
500	1 800	35	35 50	295	85 110	175	90	5~7	78	88	185^{+2}	35
1 500	1 500	50	55 75	395	120 150	235	115	5~7	100	125	235^{+2}	85

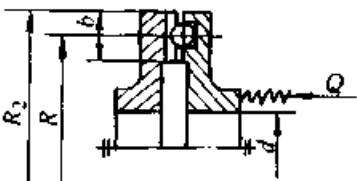
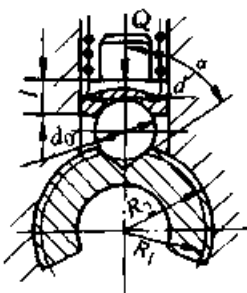
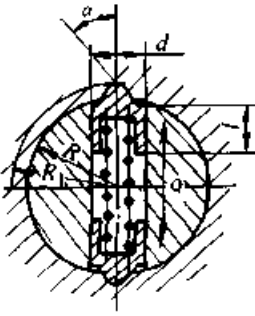
8.8 安全离合器的计算

常用的安全离合器的计算列于表 40.2-58。

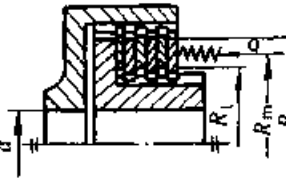
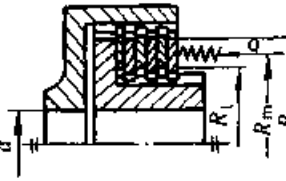
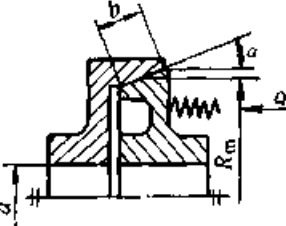
表 40.2-58 安全离合器的计算

计算简图	计 算 式	说 明
端面牙嵌安全离合器 	牙嵌安全离合器极限转矩 $T_{lim} = (1.35 \sim 1.4) T$ 弹簧最大压紧力(N) 一个中心弹簧 $Q_2 = \frac{T_{lim}}{R_m} \left[\tan(\alpha - \rho) - \frac{2R_m \mu_1}{d} \right]$ 多个分散布置弹簧 $Q_2 = \frac{T_{lim}}{R_m z} \left[\tan(\alpha - \rho) - \frac{2R_m \mu_1}{d} \right]$ 弹簧初压紧力(N) 取 $Q_1 = (0.85 \sim 0.9) Q_2$ 牙齿工作面挤压应力(MPa) $\sigma_p = \frac{T_c}{A_p R_m z_c} \leq \sigma_{pp}$	T_{lim} —离合器极限转矩(N·mm),亦可参考式(40.2-2)计算 T —离合器的理论转矩(N·mm) R_m —牙面平均半径(mm) α —牙齿工作面斜角($^\circ$),其值与牙型有关 ρ —牙齿工作面摩擦角($^\circ$)—一般取 $\rho = 5^\circ \sim 6^\circ$ μ_1 —活动牙嵌盘与轴上键的摩擦系数,取 $\mu_1 = 0.15 \sim 0.17$ d —活动牙嵌盘轴的直径(mm) A_p —牙嵌工作时挤压面积(mm ²),按结构确定 z_c —牙嵌盘计算牙数,取 $z_c = (0.35 \sim 0.5) z$ z —一个牙嵌盘牙数 σ_{pp} —牙齿工作面的许用挤压应力(MPa),见式(40.2-16)下面的说明

续表 40.2-58

计算简图	计算式	说明																		
<p>端面钢珠安全离合器</p> 	<p>钢珠安全离合器极限转矩</p> $T_{lim} = (1.2 \sim 1.35) T$ <p>弹簧最大压紧力(N)</p> $Q_2 = \frac{T_{lim}}{Rz} \left[\tan(\alpha - \rho) - \frac{2R\mu_1}{d} \right]$ <p>对于几个弹簧分别在孔中压紧钢珠的结构(如图 40.2-101)</p> $Q_2 = \frac{T_{lim}}{Rz} [\tan(\alpha - \rho) - \mu_1]$ <p>弹簧初压紧力(N)</p> <p>取 $Q_1 = (0.85 \sim 0.9) Q_2$</p> <p>钢珠数量</p> $z_1 = \frac{T_{lim} \cos \rho}{F_{np} R \cos(\alpha - \rho)}$	<p>T—离合器的理论转矩(N·mm)</p> <p>R—钢珠与钢珠、钢珠与凹槽接触点所在半径(mm)</p> <p>α—钢珠接触点的倾斜角(°)。对于α随脱开过程变化的结构(如钢珠对钢珠、钢珠对弧形凹槽),取初始值 $\alpha_0 = 30^\circ \sim 45^\circ$,计算 Q_2 时应将 α 值的变化与弹簧压缩行程联系起来计算;对于α值不随脱开过程变化的结构(如钢珠对V型槽),取 $\alpha = \alpha_0 = 30^\circ \sim 50^\circ$</p> <p>$\rho$—摩擦角(°),取 $\rho = 5^\circ \sim 6^\circ$</p> <p>$z_1$—钢珠数</p> <p>$z$—弹簧数</p> <p>$\mu_1$—钢珠或滑键摩擦系数,取 $\mu_1 = 0.15 \sim 0.17$</p> <p>d—轴径(mm)</p> <p>F_{np}—钢珠许用法向压力(N)</p> <table border="1" data-bbox="954 1003 1437 1099"> <tr> <td>d/mm</td> <td>11</td> <td>12</td> <td>14</td> <td>16</td> <td>20</td> <td>24</td> <td>28</td> <td>32</td> </tr> <tr> <td>F_{np}/N</td> <td>160</td> <td>180</td> <td>200</td> <td>220</td> <td>280</td> <td>340</td> <td>400</td> <td>500</td> </tr> </table>	d/mm	11	12	14	16	20	24	28	32	F_{np}/N	160	180	200	220	280	340	400	500
d/mm	11	12	14	16	20	24	28	32												
F_{np}/N	160	180	200	220	280	340	400	500												
<p>径向钢珠安全离合器</p> 	<p>钢珠安全离合器极限转矩</p> $T_{lim} = (1.2 \sim 1.25) T$ <p>弹簧最大压紧力(N)</p> $Q_2 = \frac{T_{lim}}{R_m z} \left[\left(1 + \frac{3\mu_1 d}{\pi l} \right) \tan(\alpha - \rho) - \frac{3\mu_1}{\pi} \left(2 + \frac{d}{l \tan \alpha} \right) \right]$ <p>弹簧初压紧力(N)</p> <p>$Q_1 = (0.85 \sim 0.9) Q_2$</p> <p>钢球数</p> $z_1 = \frac{T_{lim} \cos \rho}{F_{np} R_m \cos(\alpha - \rho)}$	<p>R_m—工作面半径(mm)</p> <p>α—倾斜角(°),取 $\alpha = 45^\circ$</p> <p>μ_1—弹簧导杆与滑孔的摩擦系数,取 $\mu_1 = 0.15 \sim 0.20$</p> <p>其余符号见左图和端面钢珠安全离合器</p>																		
<p>滑销安全离合器</p> 	<p>滑销安全离合器极限转矩</p> $T_{lim} = (1.35 \sim 1.4) T$ <p>弹簧最大压紧力(N)</p> $Q_2 = \frac{T_{lim}}{R_m z} \left[\left(1 + \frac{3\mu_1 d}{\pi l} \right) \tan(\alpha - \rho) - \frac{3\mu_1}{\pi} \left(2 + \frac{d}{l \tan \alpha} \right) \right]$ <p>弹簧初压紧力(N)</p> <p>$Q_1 = (0.85 \sim 0.9) Q_2$</p>	<p>T—离合器理论转矩(N·mm)</p> <p>R_m—滑销工作面平均半径(mm)</p> $R_m = (R + R_1) / 2$ <p>R—轴半径(mm)</p> <p>R_1—滑销尖端所在半径(mm)</p> <p>d—滑销直径(mm)</p> <p>l—滑销长度(mm)</p> <p>α—滑销工作面倾斜角(°), $\alpha = 30^\circ \sim 50^\circ$,通常 $\alpha = 45^\circ$</p>																		

续表 40.2-58

计算简图	计 算 式	说 明
滑销安全离合器 	滑销尖端挤压应力(MPa) $\sigma_p = \frac{T_{lim}}{A_p R_m z_c} \leq \sigma_{pp}$	A_p —滑销挤压面积(mm),按结构尺寸确定 μ_1 —滑销工作面摩擦系数,取 $\mu_1 = 0.1$ ρ —摩擦角($^\circ$),取 $\rho = 5^\circ \sim 6^\circ$ z_c —滑销计算数 取 $z_c = (0.35 \sim 0.5)z$ z —滑销数 σ_{pp} —许用挤压应力(MPa),见式(40.2-16)下面说明
圆盘摩擦安全离合器  $R_2 = (1.2 \sim 2)d$ $R_1 = (0.5 \sim 0.6)R_2$	圆盘摩擦安全离合器极限转矩 $T_{lim} = (1.2 \sim 1.25)T$ 弹簧轴向压紧力(N) $Q = \frac{T_{lim}}{\mu R_m m}$ 摩擦盘(片)压强(MPa) $p = \frac{T_{lim}}{2\pi R_m^2 m \mu} \leq p_p$	T —离合器理论转矩(N·mm) m —摩擦副数(摩擦面对数) μ —摩擦面摩擦系数,查表 40.2-13 R_m —平均摩擦半径(mm) $R_m = (R_1 + R_2)/2$ R_1 —摩擦片内半径(mm) R_2 —摩擦片外半径(mm) p_p —许用压强(MPa),见表 40.2-13
圆锥摩擦安全离合器  $b = (0.15 \sim 0.25)R_m$	圆锥摩擦安全离合器极限转矩 $T_{lim} = (1.2 \sim 1.25)T$ 弹簧轴向压紧力(N) $Q = \frac{T_{lim}}{R_m \mu} (\sin \alpha - \mu \cos \alpha)$ 摩擦面压强(MPa) $p = \frac{T_{lim}}{2\pi R_m^2 b \mu} \leq p_p$	T —离合器理论转矩(N·mm) μ —摩擦面摩擦系数,见表 40.2-13 α —锥角($^\circ$),取 $\alpha = 20^\circ \sim 30^\circ$ R_m —平均摩擦半径(mm) $R_m = (R_1 + R_2)/2$ b —工作锥面母线长度(mm) p_p —摩擦面许用压强(MPa),见表 40.2-13

第3章 制 动 器

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权！

1 概述

1.1 制动器的功能

制动器是使运转中的机构或机器迅速减速、停止并保持停止状态的装置；有时也用作调节或限制机构或机器的运动速度，例如使重物以恒定速度下降。制动器是保证机构或机器安全工作的重要部件。

对制动器的基本要求是：制动可靠、操纵灵活，散热良好，重量轻，结构紧凑，便于安装和维护。

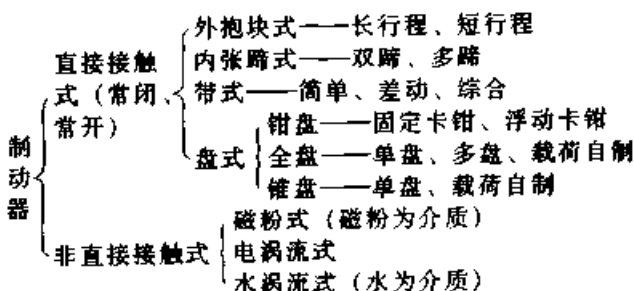
为了减小制动转矩，缩小制动器的尺寸，通常将制动器装置在制动对象传动轴系的高速轴上。但这样因距制动对象较远，安全可靠度较差，例如传动轴系发生断轴事故，制动对象的安全仍然没有保证。所以，对于安全度要求的设备，如矿井提升机等，还需在低速轴上安装安全制动器。

1.2 制动器的基本组成和分类

制动器主要由制动元件、驱动装置和支架三部分组成。许多制动器还有制动元件磨损间隙的自动补偿等辅助装置。

制动器的类型很多，按照工作状态，制动器可分常闭式和常开式两种。前者经常处于制动（合闸）状态，只有驱动装置工作，即只有施加外力时才能解除制动状态；后者与前者相反，经常处于非制动（松闸）状态，只有驱动装置工作，亦即只有施加外力时才能实现制动。例如起重机械中的提升机构常采用常闭式制动器，而各种车辆则常采用常开式制动器。

常用制动器通常按结构特征分类如下：



1.3 制动器的选择

制动器是保证机构或机器安全工作的关键部件，其结构类型和尺寸型号选择是否恰当十分重要。不少制动器已标准化，由专业工厂生产，不仅产品品质有所保证，备件容易获得，且成本亦大为降低。使用者应优先选用标准制动器。只有在标准产品不能满足需要时，才需自行设计或委托设计部门进行专门设计。

1.3.1 制动器的类型选择

制动器的类型应根据使用要求和工作条件来选择。选择时可考虑如下因素：

1) 主机的特性。例如起重机的提升机构和变幅机构，为确保动力中断时的安全，应选用常闭式制动器；又如起重机的运行机构和车辆，为了控制转矩和速度以便准确停止，则采用常开式制动器。

2) 主机的工作环境和动力条件。例如主机所在地有液压站，且要求制动平稳、无噪声时，可选用液压驱动制动器；要求无液体渗漏的场所，可选用气动、电磁制动器。

3) 空间尺寸限制。要求制动力矩大、散热良好，且空间尺寸允许时，可选用钳盘式制动器。空间尺寸受限制时，可选用内张蹄式制动器或多盘式制动器。如有足够空间，则可选用外抱块式制动器、带式制动器或臂盘式制动器。

4) 对安全裕度的要求。对安全有高度要求的机构，须采用双制动器。例如，铁水吊运起重机的提升机构必须安装两个制动器，且其中任一个制动器都能单独地支持铁水包的悬吊。

5) 其他。例如高速运行的机器，可采用两级制动，第一级用非接触式的电涡流制动器以降低速度，第二级用接触式制动器使机器停止。又如控制重物下降速度的制动器，必须选择散热性能良好的制动器。

常用制动器的特点及其应用列于表 40.3-1。

表 40.3-1 常用制动器特点及应用

名 称	特点及应用
外抱块式制动器 (简称:块式制动器)	结构较简单,工作可靠,散热条件一般。瓦块与制动轮间有较均匀的间隙(退距),调节间隙方便。制动轴不承受弯矩,受力状态较好。瓦块对制动轮的包角受结构限制,制动转矩较小,外廓尺寸较大。适用于制动频繁而空间尺寸不受限制的场所
内张蹄式制动器 (简称:蹄式制动器)	结构紧凑,容易密封。常用于空间受限制的场所,如汽车、拖拉机和轮式起重机的车轮中
带式制动器	结构最简单。制动带对制动轮的包角可以很大(可达 2π rad以上),因而制动转矩可以很大,但制动转矩大小与制动轮的转向有关。制动时,制动轴承受很大的弯矩。制动带与制动轮间的压强不均匀,制动带的磨损也不均匀。散热条件较差。适用于要求制动转矩很大的场所。
盘式制动器	结构较紧凑,制动轴不受弯矩,制动转矩与制动盘转向无关,磨损较均匀,可以制成封闭式。钳盘式散热条件好,但封闭式全盘式散热条件较差。适用于空间受限制的场所,如车辆车轮中
载荷自制动器	利用悬吊物体自身重力进行制动,能保证物体平稳下降和安全悬吊。主要用于起重机的提升机构
磁粉制动器	属于非直接接触式制动器,以磁粉为介质,利用通电后形成的磁粉链联接转动部分和固定部分以实现制动。体积小、无噪声、几乎无磨损。常用于自动控制系统和试验机械
电(磁)涡流制动器	利用电涡流磁场制动,属于非接触式制动器。转速范围大;但低速时效率低,温升高,需有强制冷却措施。常用于高速机械二级制动的前级以吸收机器停车前的大部动能,减轻二级制动器的负载。常用于重物高速升降机构
水涡流制动器	利用水流阻止与制动轴相联的水轮的转动来制动。制动转矩可调,但用水量很大,外廓尺寸亦大。常用于试验机的加载装置

此外,各种制动器产品型号表示方法不尽相同,可查阅各种制动器产品标准或样本。

1.3.2 制动器的选用计算

选定制动器的类型后,应按照主机的工作载荷和工作状况对制动转矩进行计算,以选择型号规格,必要时还需对制动时间和温升进行校核。

选用标准制动器或自行设计制动器,原则上应满足下面条件式

$$T_c \leq T_z \text{ (或 } T_c, T_n) \quad (40.3-1)$$

式中 T_c ——计算制动转矩 ($N \cdot m$);

T_z, T_c ——制动器的制动转矩和额定制动转矩 ($N \cdot m$);

T_n ——标准制动器的公称制动转矩 ($N \cdot m$)。

应当注意的是,对于悬吊重物的提升机构用制动器,为保证安全计,必须满足式(40.3-1)的条件;对于车辆或其他水平行走机构,虽应满足式(40.3-1)的条件,但制动转矩不可过大于计算制动转矩。否则,会因制动过猛,导致车辆滑行甚至翻车。如制动转矩过大,应适当调整,使之与计算制动转矩接近。

(1) 计算制动转矩的计算

按照制动对象的运动状态,分为水平制动和垂直制动两基本类型。

1) 水平制动 对于水平运动的机器,例如车辆的制动,被制动的只是惯性质量,其计算制动转矩按下式计算

$$T_c = T_l - T_f = T_l \eta \quad (40.3-2)$$

式中 T_c ——计算制动转矩 ($N \cdot m$);

T_l ——负载转矩 ($N \cdot m$),此处为被制动的惯性质量换算到制动轴上的转矩;

T_f ——传动系统总摩擦阻力换算到制动轴上的转矩 ($N \cdot m$),因 T_f 难以精确计算,可用系统传动效率考虑它;

η ——被制动系统的传动效率。

2) 垂直制动 垂直制动是指被制动的不仅有惯性质量,还有垂直载荷。例如提升机构的制动不仅要制动惯性质量,还应保证重物可靠的悬吊。在垂直制动中,垂直载荷是主要的,惯性质量相对很小,故在计算时可忽略不计,而在制动安全系数中考虑。垂直制动时的计算制动转矩按下式计算

$$T_c \approx ST_c \quad (40.3-3)$$

式中 T_c ——计算制动转矩 (N·m);
 T_c ——换算到制动轴上的负载转矩 (N·m);
 S ——制动安全系数, 查表 40.3-2。

$$T_c = \frac{T\eta}{i} \quad (40.3-4)$$

式中 T ——垂直载荷对负载轴的转矩 (N·m);
 i ——制动轴到负载轴的传动比;
 η ——制动轴到负载轴的传动效率。

表 40.3-2 制动安全系数 S (推荐值)

设备类型	S	备注
起重机械的提升机构	手动和机动的轻级工作制	1.5 JC≈15%
	机动的中级工作制	1.75 JC≈25%
	机动的重级工作制	2.0 JC≈40%
	机动的特重级工作制	2.5 JC≈60%
	双制动中的每台制动器	1.25
矿井提升机	3	

注: 1. 双制动指同时配备两台制动器。
 2. JC ——工作率 (%), 指在 10 min 内, 机构的工作时间与整个工作周期之比。

(2) 负载转矩的计算

1) 水平制动时的负载转矩

$$T_t = \frac{E_p + E_s}{\varphi} \quad (40.3-5)$$

式中 T_t ——水平制动时的负载转矩 (N·m);
 E_p ——换算到制动轴上的所有旋转质量 (包括被制动的轴系) 的动能 (N·m);
 E_s ——换算到制动轴上的所有直动质量的动能 (N·m);
 φ ——制动轮在制动过程中的转角 (rad);

$$\left. \begin{aligned} E_p &= \frac{J_{ep} (n^2 - n_0^2) g}{182.4} \\ E_s &= \frac{m (v^2 - v_0^2)}{2} \end{aligned} \right\} \quad (40.3-6)$$

式中 J_{ep} ——换算到制动轴上的所有旋转质量的等效(当量)转动惯量 (kg·m²);
 n, n_0 ——制动开始和制动终了时制动轴的转

速 (r/min), 若要求制动轴完全停止不动, 取 $n_0 = 0$;

m ——直动部分的质量 (kg);
 v, v_0 ——直动部分在制动开始和终了时的线速度 (m/s), 若要求完全停止不动, 取 $v_0 = 0$;

g ——重力加速度 (m/s²), $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

2) 垂直制动时的负载转矩

$$T_t = \frac{mgD_0\eta}{2ia} \quad (40.3-7)$$

式中 T_t ——垂直制动时的负载转矩 (N·m);
 m ——垂直升降物体及其吊具质量 (kg);
 g ——重力加速度 (m/s²), $g = 9.81 \text{ m/s}^2$;
 D_0 ——起重卷筒的计算直径 (m);
 η ——制动轴到卷筒轴的传动效率;
 a ——滑轮组的倍率;
 i ——制动轴到卷筒轴的传动比, $i = n/n_Q$;
 n ——制动轴的转速 (r/min);
 n_Q ——卷筒轴的转速 (r/min)。

(3) 给定条件下的负载转矩计算

在给定时间 t 内将制动轴的转速从 n 减至 n_0 时, 按下式计算负载转矩

$$T_t = \frac{4J_e(n - n_0)g}{375t} \quad (40.3-8)$$

式中 T_t ——负载转矩 (N·m);
 J_e ——换算到制动轴上的被制的旋转部分和直动部分的等效转动惯量之和 (kg·m²), 其计算式见式 (40.3-12);

n, n_0 ——制动开始和终了时制动轴的转速 (r/min), 要求完全停止, 取 $n_0 = 0$;
 g ——重力加速度 (m/s²), $g = 9.81 \text{ m/s}^2$;
 t ——制动时间 (s)。

在给定制动轴转角 φ 内将制动轴的转速从 n 减至 n_0 时, 按下式计算负载转矩

$$T_t = \frac{4J_e(n^2 - n_0^2)g}{7160\varphi} \quad (40.3-9)$$

式中 T_t ——负载转矩 (N·m);
 J_e ——换算到制动轴上的被制动的旋转部分和直动部分的等效转动惯量之和 (kg·m²), 按式 (40.3-12) 计算;
 n, n_0 ——分别为制动开始和制动终了时制动

轴的转速 (r/min), 要求完全停止时, 取 $n_0 = 0$;

g ——重力加速度 (m/s^2), $g = 9.81 m/s^2$;

φ ——制动轴在制动期间的转角 (rad)。

在给定车辆行走距离 L 内将制动轴的转速从 n 减至 n_0 时, 按下式计算负载力矩

$$T_l = \frac{4J_e(n^2 - n_0^2)gR}{7160Li} \quad (40.3-10)$$

式中 T_l ——负载转矩 ($N \cdot m$);

J_e ——制动轴上总等效转动惯量 ($kg \cdot m^2$), 按式 (40.3-12) 计算;

n, n_0 ——制动开始和终了时制动轴的转速 (r/min), 要求完全停止时, 取 $n_0 = 0$;

g ——重力加速度 (m/s^2), $g = 9.81 m/s^2$;

R ——车轮半径 (m);

L ——制动行程 (m);

i ——制动轴到车轮的传动比, $i = n/n_w$;

n_w ——车轮转速 (r/min)。

在给定车辆行走距离 L 内将车速从 v 降到 v_0 时, 按下列计算负载转矩

$$T_l = \frac{4J_e i (v^2 - v_0^2) g}{78.6LR} \quad (40.3-11)$$

式中 T_l ——负载转矩 ($N \cdot m$);

J_e ——制动轴上总等效转动惯量 ($kg \cdot m^2$), 按式 (40.3-12) 计算;

i ——制动轴到车轮的传动比, $i = n/n_w$;

n ——制动轴转速 (r/min);

n_w ——车轮转速 (r/min);

v, v_0 ——制动开始和制动终了时的车速 (m/s);

g ——重力加速度 (m/s^2), $g = 9.81 m/s^2$;

L ——制动行程 (m);

R ——车轮半径 (m)。

(4) 传动系统等效转动惯量的计算

在计算负载转矩时, 需将传动系统各轴上的旋转质量的转动惯量以及传动系统直动部分的惯量, 换算成制动轴上的等效转动惯量, 参看图 40.3-1。

制动轴总等效转动惯量按下式计算

$$J_e = J_{ep} + J_{eg} \quad (40.3-12)$$

$$J_{ep} = \sum_{k=1}^j \frac{J_k}{i_k} \quad (k = I, II, \dots, j-1, j)$$

$$(40.3-13)$$

$$J_{eg} = \frac{900mv^2}{\pi^2 n^2} \quad (40.3-14)$$

式中 J_e ——制动轴上总等效转动惯量 ($kg \cdot m^2$);

J_{ep} ——被制动的旋转部分换算到制动轴上的转动惯量 ($kg \cdot m^2$);

J_{eg} ——被制动的直动部分换算到制动轴上的转动惯量 ($kg \cdot m^2$);

J_k ——被制动轴系上任意轴 k 上的转动惯量 ($kg \cdot m^2$), 计算式见表 40.3-3;

i_k ——制动轴到轴 k 的传动比, $i_k = n/n_k$;

n ——制动轴转速 (r/min);

n_k ——轴 k 的转速 (r/min);

m ——直动部分的质量 (kg);

v ——直动部分的速度 (m/s)。

若任意轴 k 上的旋转体质心不在旋转轴线上, 则该轴上转动惯量 ($kg \cdot m$) 按下式计算

$$J_k = J_0 + m_k e^2 \quad (40.3-15)$$

式中 J_0 ——旋转体绕过质心轴线旋转时的转动惯量 ($kg \cdot m^2$);

m_k ——轴 k 上旋转体的质量 (kg);

e ——旋转体质心到旋转轴线的垂直距离 (m)。

如果制动器装在高速轴 (如图 40.3-1 的轴 I) 上, 则 J_{ep} 可用如下的近似计算式计算

$$J_{ep} = (1.1 \sim 1.2) J_I \quad (40.3-16)$$

式中 J_{ep} ——制动轴上总等效转动惯量 ($kg \cdot m^2$);

J_I ——高速轴 (制动轴) 上的转动惯量 ($kg \cdot m^2$)。

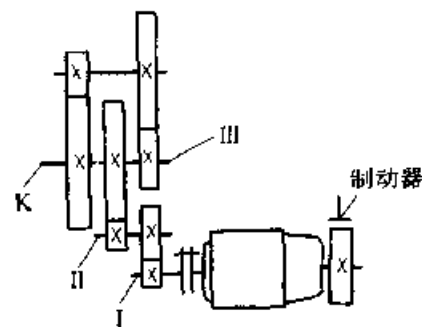


图 40.3-1 传动系统示意

常用旋转体转动惯量的计算式列于表 40.3-3。

表 40.3-3 常用旋转体的转动惯量

$$\text{计算通式 } J = \frac{cmD_c^2}{4}$$

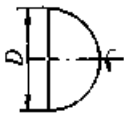
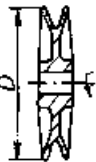
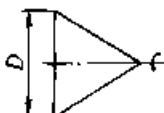
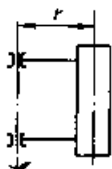
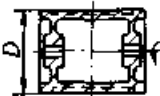
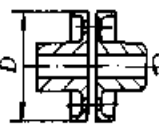
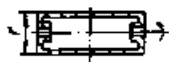

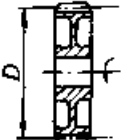
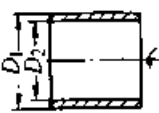
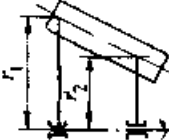
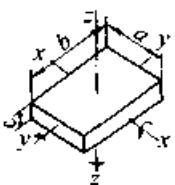
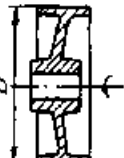
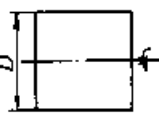

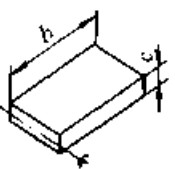
式中 J —— 旋转体转动惯量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)

c —— 折算系数

m —— 旋转体质量 (kg)

D_c —— 旋转体计算直径

超星浏览器提醒您：
(请)用本复制品
请尊重相关知识产权!

			
$c = 0.4 \quad D_c^2 = D^2$	$c = 0.55 \quad D_c^2 = D^2$	$c = 0.3 \quad D_c^2 = D^2$	$c = 4 \quad D_c^2 = r^2$
			
$c = 0.7 \quad D_c^2 = D^2$	$c = 0.45 \quad D_c^2 = D^2$	$c = 2 \quad D_c^2 = r^2$	$c = 1.33 \quad D_c^2 = r^2$
			
$c = 0.6 \quad D_c^2 = D^2$	$c = 0.5 \quad D_c^2 = D_1^2 + D_2^2$	$c = 1.33$ $D_c^2 = r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2$	$c = 0.33 \quad D_{cx}^2 = b^2 + c^2$ $D_{cy}^2 = b^2 + a^2 \quad D_{cz}^2 = c^2 + a^2$
			
$c = 0.6 \quad D_c^2 = D^2$	$c = 0.5 \quad D_c^2 = D^2$	$c = 1.33 \quad D_c^2 = \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1 - r_2}$	$c = 0.166 \quad D_c^2 = 4b^2 + c^2$

1.3.3 制动器的校核计算

(1) 制动时间、制动减速度和制动行程计算
根据计算制动转矩 T_c 及条件式 (40.3-1) 选择制动器型号 (规格) 后, 应校核其制动时间、制动平均减速度和制动行程是否符合主机的使用要求。

制动时间、制动平均减速度和制动行程分别按下列三式计算

$$t = 4gJ_c(n - n_0)\eta / (375T_c) \quad (40.3-17)$$

$$a = 375T_c / (4gJ_c\eta) \quad (40.3-18)$$

$$\left. \begin{aligned} L &= 4J_c(n^2 - n_0^2)\eta gR / (7.160iT_c) \\ \text{或 } L &= 4J_c(v^2 - v_0^2)\eta gi / (78.6RT_c) \end{aligned} \right\} \quad (40.3-19)$$

式中 t —— 制动时间 (s);
 a —— 制动平均减速度 (m/s^2);
 L —— 制动行程 (m);
 g —— 重力加速度 (m/s^2), $g = 9.81 \text{ m}/\text{s}^2$;
 J_c —— 按算到制动轴上的总等效转动惯量

(kg·m²), 按式 (40.3-12) 计算:

n, n_0 —— 制动开始和终了时制动轴的转速 (r/min), 若要求完全停止不动, 取 $n_0 = 0$;

η —— 被制动传动系统的效率;

T_z —— 所选制动器的制动转矩 (N·m), 亦即标准制动器的公称制动转矩 T_n (N·m), 或某些制动器产品样本上的额定制动转矩 T_e (N·m);

v, v_0 —— 制动开始和制动终了时车速或重物下降速度 (m/s), 要求完全停止不动时, 取 $v_0 = 0$;

R —— 行走车轮或提升卷筒半径 (m);

i —— 制动轴到车轮 (或卷筒) 的传动比。

如果制动时间、平均减速度和制动行程不符合使用要求, 应适当调整制动器的制动转矩或重选制动器规格。

(2) 制动器的热平衡计算

用于垂直制动 (下降制动) 和车辆匀速下坡制动的制动器, 或在较高温度下频繁工作的制动器, 需要进行热平衡计算。如果发热速率大于散热速率, 将使制动器的摩擦副温升过高, 摩擦系数下降, 不能保持稳定的制动转矩并加快摩擦元件的磨损。此时应重选制动器的型号 (规格), 或采取强制性散热措施。对于发热量不大的情况, 可只校核制动器摩擦副的压强 p 和表征单位面积摩擦功率的 pv 值。

制动器的热平衡条件式为

$$Q \leq Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (40.3-20)$$

式中 Q —— 制动器每工作 1 h 所产生的热量 (kJ/h);

Q_1 —— 制动器每小时辐射散热量 (kJ/h);

Q_2 —— 制动器每小时自然对流散热量 (kJ/h);

Q_3 —— 制动器每小时强制对流散热量 (kJ/h)。

提升机构制动器的每小时发热量可按下式计算

$$Q = \left[m_1 g L \eta + \frac{4.8 J_{ep} g n^2}{3600} \right] z_0 \quad (40.3-21)$$

平移机构制动器的每小时发热量可按下式计算

$$Q = \left[\frac{m_2 v^2}{2} + \frac{4.8 J_{ep} g n^2}{7200} - \frac{F_f v}{20} \right] t z_0 \eta \quad (40.3-22)$$

散热速率 Q_1, Q_2, Q_3 的计算式如下

$$Q_1 = (\beta_1 A_1 + \beta_2 A_2) \left[\left(\frac{273 + t_p}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_0}{100} \right)^4 \right] \quad (40.3-23)$$

$$Q_2 = a_1 A_3 (t_p - t_0) (1 - JC) \quad (40.3-24)$$

$$Q_3 = a_2 A_4 (t_p - t_0) JC \quad (40.3-25)$$

上五式中 Q —— 制动器每小时发热量 (kJ/h);

m_1 —— 平均提升质量 (kg);

m_2 —— 水平移动质量 (kg);

J_{ep} —— 换算到制动轴上的所有被制动旋转质量的转动惯量 (kg·m²);

L —— 平均制动行程 (m);

n —— 制动轴的转速 (r/min);

v —— 平移质量的运行速度 (m/s);

g —— 重力加速度 (m/s²), $g = 9.81 \text{ m/s}^2$;

η —— 被制动传动系统的传动效率;

t —— 制动时间 (s);

z_0 —— 制动器每小时工作次数 (1/h);

F_f —— 运行阻 (例如风阻) 力 (N);

β_1 —— 制动轮光亮表面的辐射系数, 通常取 $\beta_1 = 5.44 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$;

β_2 —— 制动轮黑暗表面的辐射系数, 通常取 $\beta_2 = 18 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$;

A_1 —— 制动轮光亮表面面积 (m²);

A_2 —— 制动轮黑暗表面面积 (m²);

t_p —— 摩擦材料的许用温度 (C), 按表 40.3-4 查取;

t_0 —— 周围环境温度, 通常 $t_0 = 30 \sim 50 \text{ C}$;

a_1 —— 自然对流散热系数, 取 $a_1 = 21 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$;

a_2 —— 强制对流散热系数 [$\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$], $a_2 = 25.7 v_1^{0.73}$;

v_1 —— 散热圆环面的圆周速度 (m/s);

A_3 ——扣除制动带(块)遮盖处的
制动轮外露面积 (m^2);

A_2 ——散热圆环的表面积 (m^2);

JC ——制动器工作率, 见表 40.3.2。

此外, 还应校核制动轮一次制动的温升是否超过许用值。制动轮温升计算式如下

$$\Delta t = \frac{T_1 \varphi}{10^3 mc} \leq (\Delta t)_p \quad (40.3-26)$$

式中 Δt ——制动轮的温升 ($^{\circ}C$);

$(\Delta t)_p$ ——制动轮的许用温升 ($^{\circ}C$), 取 $(\Delta t)_p$
= 15~30 $^{\circ}C$;

T_1 ——换算到制动轴上的负载转矩 ($N \cdot m$), 见式 (40.3-4) ~ 式 (40.3-11);

φ ——制动轮(轮动轴)在制动过程中的转角 (rad);

m ——制动轮的质量 (kg);

c ——制动轮材料的比热容, 对于钢和铸铁取 $c = 0.523 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 对于硅铝合金取 $c = 0.879 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

1.4 制动器的摩擦材料

1.4.1 对摩擦材料性能的要求

摩擦元件是制动器的重要组成部分之一, 摩擦材料的性能直接影响制动器的性能。制动器中摩擦材料的作用是吸收制动过程中的动能, 将其转化为热而散发出去。它通常是在承受很高的剪切力和温度的条件下工作的。因此, 对制动器摩擦材料性能要求是: ① 与对偶材料匹配, 有较高的摩擦系数, 且在长期使用中保持稳定。② 摩擦材料本身具有高的耐磨度又不损坏对偶材料。③ 有较高的强度, 并有较好的抗胶合、抗腐蚀和导热性能。④ 在环境因素(如水、灰尘、酸碱介质)影响下, 摩擦系数和耐磨度稳定。⑤ 制动时无噪声、无异味, 也不粘附于对偶材料上。⑥ 制造容易, 价格适宜。

1.4.2 常用摩擦材料及其性能

制动器摩擦材料主要有三类: 金属摩擦材料、非金属摩擦材料和半金属摩擦材料。

(1) 金属摩擦材料

金属摩擦材料的强度高, 不易破裂, 对水的侵入不敏感; 但温升时摩擦系数下降快, 温升过高时会产生胶合失效。常用的金属摩擦材料有: ① 铸铁 铸铁有较好的耐磨和抗胶合性能, 但抗冲击性能差。适用于湿式和低速条件下工作, 轻载时也可用于干式和低速条件。常用牌号为 HT200。② 钢 钢的耐磨及导热性能尚可。常用牌号为 10、15 号钢(热处理, 表面硬度 56~62HRC)、65Mn(硬度 35~45HRC)等。③ 青铜 青铜的导热及耐磨性能均好。常用牌号为 ZCuSn10Pb1、ZCuAl19Mn2 等。④ 粉末冶金材料 粉末冶金材料有较高的摩擦系数, 并具有较好的耐磨损、耐高温、导热和磨合性能, 许用压强也较高, 可达 2.74~3.92 MPa。常用于重载机械的制动器中。粉末冶金摩擦材料有铜基和铁基两类。铜基粉末冶金材料多用于湿式工作条件; 铁基粉末冶金材料多用于干式工作条件。

(2) 非金属摩擦材料

用于制动器摩擦元件的非金属摩擦材料有: ① 石棉摩擦材料 它是用石棉绒、树脂或橡胶、填料和摩擦性能调节剂等混合, 然后热压硬化成形。可以在较高温度(300~400 $^{\circ}C$)下使用, 如重型卡车和频繁制动的场所。另一种是将石棉掺以棉花织成布带, 并可在纺织时加入铜丝或锌丝。这种制品有较好的抗冲击性能和较高的摩擦系数, 但耐高温和耐磨性能较差。② 碳基摩擦材料 它是将碳纤维用有机高分子化合物粘结后, 经焙烧制成的摩擦材料。它的密度小, 耐热性能好, 单位面积吸收能量多, 是摩擦材料中最好的一种, 但成本高。目前主要用于飞机制动器中。

(3) 半金属摩擦材料

它是用钢纤维、粘合剂并添加铁粉、石棉等材料制成。与石棉摩擦材料相比, 成本和密度略高, 耐磨性能更好, 制动时噪声小, 可在 300~500 $^{\circ}C$ 下使用。

此外, 还有烧结陶瓷材料, 也是用于飞机制动器。轻载、低速制动情况下, 也有用木材、皮革、橡胶等作为摩擦材料。

几种常用的摩擦副及其承载能力计算用数据, 列于表 40.3-4。

表 40.3-4 制动器摩擦副常用材料及其计算用数据 (推荐)

对磨材料		p_p/MPa 和 $(pv)_p/[MPa \cdot (m/s)]$										摩擦系数		许用温度		
		块式制动器		带式制动器		盘式制动器										
		停止式	滑摩式①	停止式	滑摩式	干 式		湿 式		μ						
摩擦材料	对磨材料	p_p	$(pv)_p$	p_p	$(pv)_p$	p_p	$(pv)_p$	p_p	$(pv)_p$	p_p	$(pv)_p$	p_p	$(pv)_p$	干 式	湿 式	$t_p/^\circ C$
铸 铁	钢	2	5	1.5	2.5	1.5	2.5	1.0	1.5	0.2~0.3		0.6~0.8		0.17~0.2	0.06~0.08	260
钢	钢或铸铁	2		1.5		1.5		1.0		0.2~0.3		0.6~0.8		0.15~0.18	0.06~0.08	260
青 铜	钢									0.2~0.3		0.6~0.8		0.15~0.2	0.06~0.11	150
石棉树脂②	钢	0.6	5	0.3	2.5	0.6	2.5	0.3	2.5	0.2~0.3	1.4	0.6~0.8		0.35~0.4	0.10~0.12	250
石棉橡胶	钢		5		2.5	0.6	2.5	0.3	2.5		1.4			0.4~0.43	0.12~0.16	250
石棉铜丝	钢		5		2.5	0.6	2.5	0.3	2.5		1.4			0.33~0.35	—	—
石棉浸油	钢	0.6	5	0.3	2.5	0.6	2.5	0.3	2.5	0.2~0.3	1.4	0.6~0.8		0.3~0.35	0.08~0.12	250
石棉塑料	钢	0.6	5	0.4	2.5	0.6	2.5	0.4	2.5	0.4~0.6	1.4	1.0~1.2		0.35~0.45	0.15~0.20	
木 材	铸铁															

① 此处为通称，垂直制动时可称下降式。

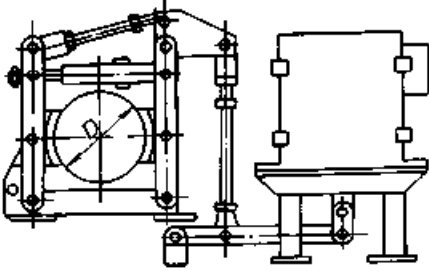
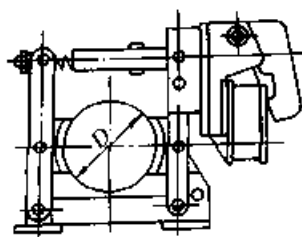
② 即石棉树脂刹车带。

2 块式制动器

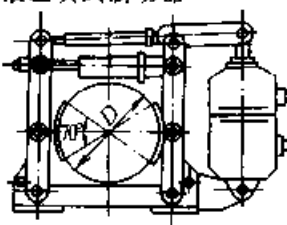
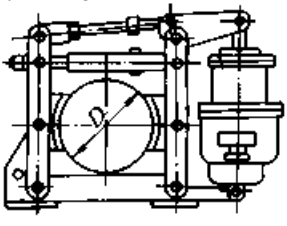
块式制动器又名外抱瓦块式制动器，在起重运输机械中广泛应用。块式制动器的结构型式较多，而工作原理及基本结构大同小异。它是由制动部分（制动副、合闸装置等）、驱动部分（松闸装置）和支承部分（制动架等）及辅助装置等

组成。它的制动副就是制动轮及对称安装在两侧的制动瓦块。块式制动器的工作状态是常闭式，即利用弹簧或重锤制动（紧闸），利用电磁铁、电力液压推动器或电磁液压推动器消除制动（松闸）。常用的块式制动器按驱动（松闸）装置及其行程长短区分，它们的特点及应用列于表 40.3-5。

表 40.3-5 常用块式制动器的特点和应用

名 称	特 点	应 用
长行程电磁铁块式制动器 	驱动装置为交流或直流长行程电磁铁。交流电磁铁冲击、噪声大、可靠性差；直流电磁铁冲击、噪声较小，寿命长，剩磁少 长行程电磁铁块式制动器结构较复杂，外廓尺寸大，动作慢	适用于制动不频繁和制动转矩不大的场所 交流长行程电磁铁块式制动器，属淘汰产品，新设备不应再用。直流长行程电磁铁块式制动器应用范围也在缩小
短行程电磁铁块式制动器 	驱动装置为交流或直流短行程电磁铁。交流电磁铁的可靠性差 制动器的结构简单，体积小，质量轻，动作迅速，成本低；但冲击和噪声大	交流短行程电磁铁块式制动器适用于制动不频繁和制动转矩不大的场所。目前已逐渐淘汰不用，新设备一般不再采用 直流短行程电磁铁块式制动器适用于制动频繁但制动转矩不大的场所

续表 40.3-5

名 称	特 点	应 用
<p>电力液压块式制动器</p> 	<p>驱动装置为电力液压推动器。动作平稳、迅速，无噪声，外廓尺寸及质量小，安全可靠；每小时可接电 1 200 次。电力液压推动器具有自动补偿闸瓦磨损间隙的功能，推杆上升下降时间可调</p>	<p>广泛应用于对工作性能要求高的场所，如起重机的提升、运行、旋转和变幅机构，轧钢、矿山、石油等机械</p>
<p>电磁液压制动器</p> 	<p>驱动装置为电磁液压推动器。动作平稳、无噪声，寿命长，能自动补偿闸瓦的磨损间隙，不需经常调节和维护。电磁铁用直流电。如无直流电源需配用硅整流器和控制器，成本较高。每小时可接电 900 次</p>	<p>适用于制动频繁和可靠度要求高的场所，例如提升、运行和旋转机构等</p>

超星阅读器提醒您：
复制品
请尊重相关知识产权！

2.1 块式制动器的结构

根据块式制动器的驱动器到制动臂之间杠杆系统传动比大小，块式制动器分长行程和短行程两种。前者杠杆系统传动比大，为了保证松闸时制动瓦离开制动轮有足够的距离（退距），需要驱动装置有较长的工作行程（一般在 20 mm 以上），故称长行程块式制动器；后者的杠杆系统大为简化，传动比较小，驱动装置的工作行程短小（一般不超过 5 mm），故称为短行程块式制动器。

图 40.3-2 所示为常闭式长行程电磁液压块

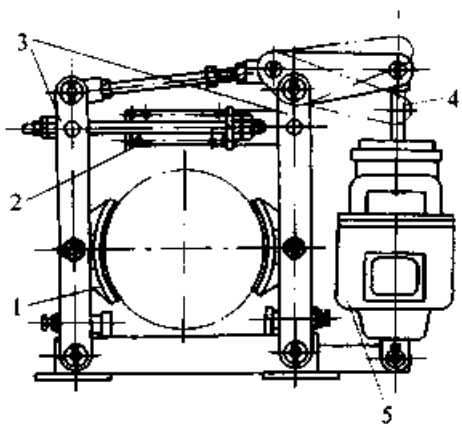


图 40.3-2 长行程电磁液压块式制动器（主弹簧上置）
1—制动瓦 2—主弹簧 3—制动臂
4—推杆 5—驱动装置

式制动器。当机构电动机断电时，制动器的电磁液压推动器（驱动装置）也断电，这时主弹簧 2 伸张，将两个制动臂 3 拉拢，使制动瓦 1 闸紧制

动轮而实现制动。当机构电动机启动时，驱动装置中的电磁线圈同时通电，其中的电磁铁心连同推杆 4 上升，通过杠杆系统推开制动臂 3 而消除制动（松闸）。为了维护方便，常将主弹簧置于制动器上方或侧面。图 40.3-3 所示为主弹簧侧置的长行程电力液压块式制动器。

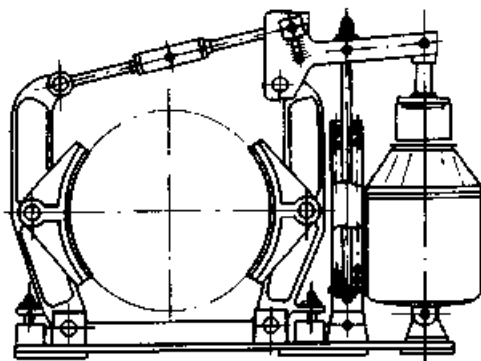


图 40.3-3 长行程电力液压块式制动器
（主弹簧侧置）

图 40.3-4 所示为短行程电磁铁块式制动器，它的驱动装置（松闸器）有交流和直流电磁铁两种，机架为通用型。交流电磁铁工作时，动铁心 2 绕销轴 1 转动（如图中 a 所示）；直流电磁铁工作时，动铁心被直流线圈直接吸合（如图中 b 所示）。

图 40.3-5 所示为短行程直流电磁铁块式制动器。驱动装置在上部，主弹簧 3 使制动器处于制动状态。电磁铁通电后，动铁心 5 下降，推动直角杠杆 1 和调节螺栓 2 并压缩弹簧 3 而松闸。

件 4 为备用松闸手柄。这种制动器的宽度小，动作灵敏，驱动装置连同主弹簧可整体拆装，维修方便，常用于电梯等升降设备中。

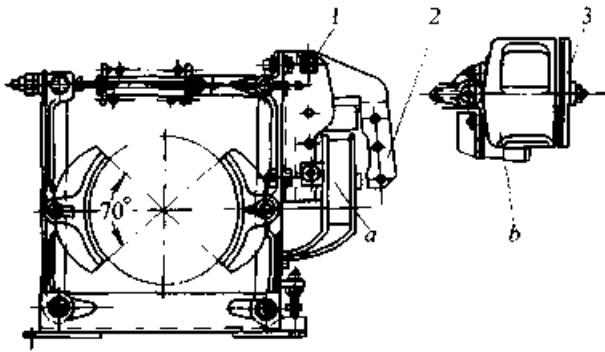


图 40.3-4 短行程电磁铁块式制动器
a—交流电磁铁 b—直流电磁铁
1—销轴 2—动铁心 3—动铁心

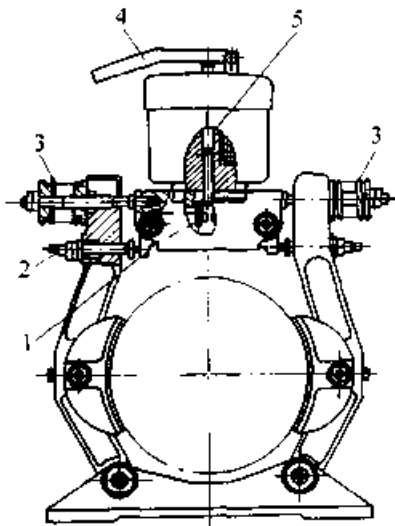


图 40.3-5 短行程直流电磁铁块式制动器
1—直角杠杆 2—调节螺栓 3—弹簧
4—备用手柄 5—动铁心

图 40.3-6 所示为无上框的短行程直流电磁铁块式制动器，常闭式。直流电磁铁 1 及动铁心 3 用销轴 8 和调位螺栓 10 支承在机架 9 上。断电时，主弹簧 2 的张力使动铁心 3 推动杠杆 7、6、5 和两个制动瓦 4 而紧闸。通电后，动铁心 3 被吸合并压缩主弹簧 2 而松闸。这种制动器的主弹簧张力容易调节，磁铁间隙小，动作快，拆装方便。

图 40.3-7 所示为两级制动的块式制动器。由弹簧 4 产生的制动为第一级制动，由重锤 2 产生的制动为第二级制动。第一级的制动转矩约为第二级制动转矩的 20% ~ 30%。当电力液压推动器 1 断电时，推杆下降，主弹簧 4 迅速伸张，

迫使两制动臂和制动瓦抱紧制动轮，而形成第一级制动。此时挡块 6 与套筒 5 间出现间隙，随着重锤 2 的缓慢下降，形成第二级制动。当电力液压推动器 1 通电时，推杆将重锤 2 举升，消除挡块 6 与套筒 5 间的间隙，第二级制动转矩消除；随着推杆继续上升，使弹簧 4 压缩，第一级制动消除，制动器完全松闸。这种制动器常用于防止有轨起重机的运行制动打滑。

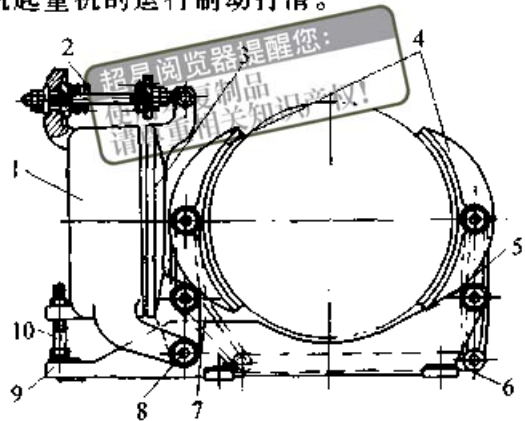


图 40.3-6 无上框短行程直流电磁铁块式制动器
1—直流电磁铁 2—主弹簧 3—动铁心 4—制动瓦
5、6、7—杠杆 8—销轴 9—机架 10—调位螺栓

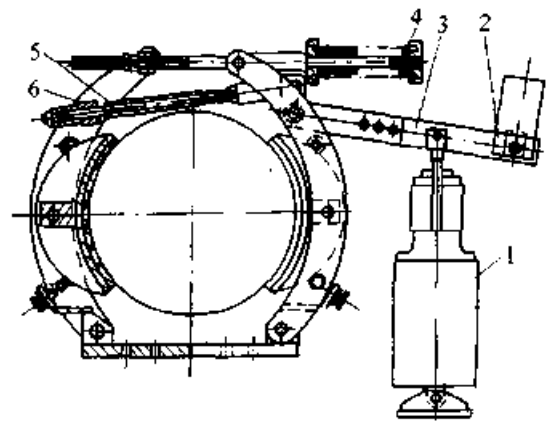


图 40.3-7 两级制动块式制动器

1—电力液压推动器 2—重锤 3—杠杆
4—制动弹簧 5—套筒 6—挡块

块式制动器的制动臂有直杆和弯杆两种。直杆制动臂制动时，制动轴不受附加的弯矩；弯杆制动臂制动时，制动轴将承受附加的弯矩。

2.2 弹簧紧闸块式制动器的设计计算

块式制动器的计算对象主要是主弹簧、制动臂、制动瓦和松闸驱动装置。

(1) 弹簧紧闸长行程块式制动器的计算

弹簧紧闸长行程块式制动器受力状况如图

40.3-8 所示，制动臂的受力分析见图 40.3-9；

各项计算式列于表 40.3-6~表 40.3-12。

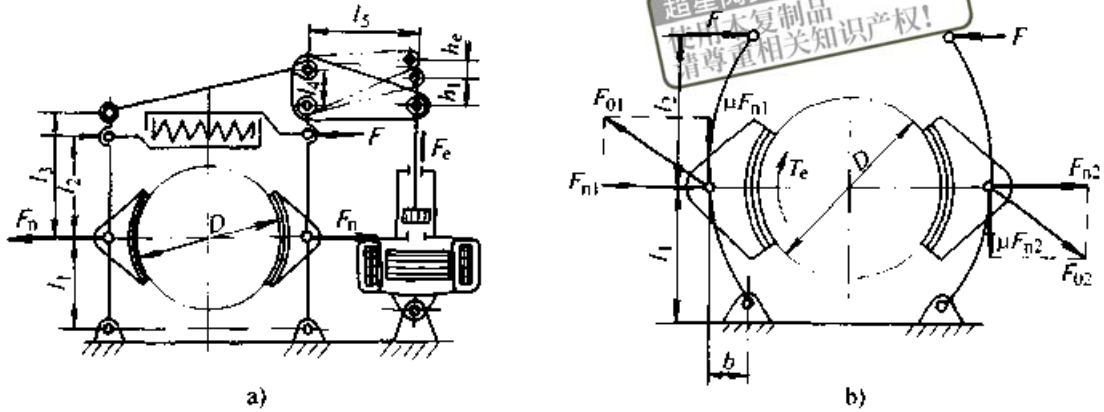


图 40.3-8 长行程块式制动器受力状况

a) 直行制动臂 b) 弯杆制动臂

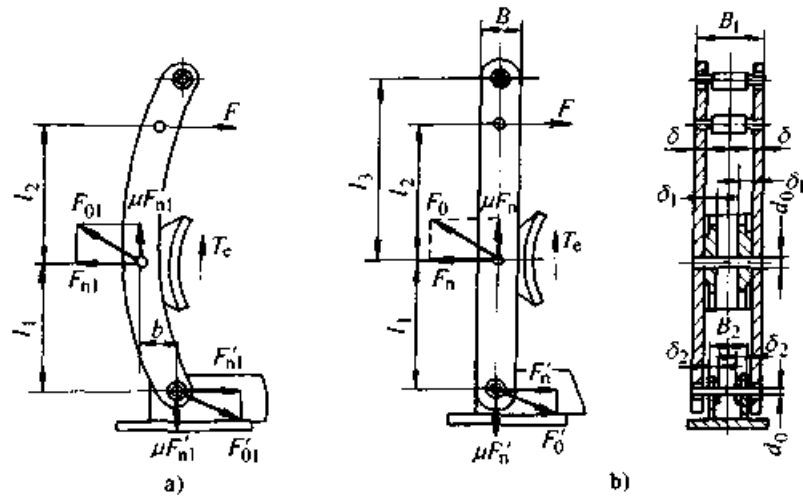


图 40.3-9 长行程块式制动器制动臂受力分析

a) 弯臂 b) 直臂

表 40.3-6 长行程块式制动器的计算数据

计算数据	计算公式或依据
额定制动转矩 T_e (应不小于计算制动转矩 T_c) (N·m)	给定值
制动轮直径 D (m)	按 T_e 值参照标准制动器，从表 40.3-20 选定
摩擦副间的摩擦系数 μ	见表 40.3-4
松闸装置到制动瓦间的效率 η	0.9~0.95
松闸装置额定推力 F_e (N)	选定
松闸装置额定行程 h_e (mm)	按选定的松闸装置定
松闸装置补偿行程 h_1 (mm)	按选定的松闸装置定
总杠杆比 i	$i = \frac{l_1 + l_3}{l_1} \left(\frac{l_1}{l_4} \right)$
松闸装置到主弹簧的杠杆比 i_1	$i_1 = \frac{l_1 + l_3}{l_1 + l_2} \left(\frac{l_3}{l_4} \right)$
弹簧到闸瓦的杠杆比 i_2	$i_2 = \frac{l_1 + l_2}{l_1}$

续表 40.3-6

计 算 数 据		计 算 公 式 或 依 据
制动瓦退距 ϵ (mm)		见表 40.3-7
制动瓦允许磨损量 Δ_0 (mm)		根据要求确定
制动瓦块额定正压力 F_0 (N)	直形制动臂	$F_0 = \frac{T_c}{\mu D}$ (图 40.3-8a)
	弯形制动臂	$F_0 = \frac{T_c}{\mu D} \cdot \frac{l_1 + \mu b}{l_1}$ (图 40.3-8b)
弯形制动臂使制动轮轴产生的弯曲作用力 ΔF (N)		$\Delta F_0 = \frac{2T_c b}{D l_1} \sqrt{1 + \mu^2}$

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 40.3-7 块式制动器的制动瓦退距和摩擦片（衬垫）的厚度

制动轮直径 D /mm	100	200	315	400	500	630	710	800
制动瓦退距 $\epsilon^{\text{①}}$ /mm	0.5~1.1	0.6~1.2	0.7~1.4	0.8~1.6	0.9~1.8	1.0~2.0	1.2~2.1	1.4~2.2
摩擦片厚度 δ /mm	3	3	8	10	10	10	12	12

① ϵ 值中前一值是开始值，后一值是终止值，设计时应尽量靠近小值。

表 40.3-8 长行程块式制动器紧闸主弹簧的计算

计 算 内 容	计 算 公 式	说 明
额定工作力 F (N)	$F = \frac{F_N}{i_2 \eta}$	
与闸瓦磨损量对应的弹簧伸长量 L' (mm)	当松闸装置有补偿行程时： $L' = 0.95 \frac{h_1}{i_1}$ 当利用额定行程 h_0 的一部分作为补偿行程时： $L' = 0.95(1 - K_h) \frac{h_0}{i_1}$	K_h —行程使用系数，对电磁液压松闸器： $K_h = 1$ 对其它松闸装置： $K_h = 0.5 \sim 0.6$ L_0 —主弹簧自由长度 (mm) C —主弹簧刚度 (N/mm) η' —弹簧到闸瓦间的传动效率 $\eta' = 0.9 \sim 0.95$
安装长度 L_1 (mm)	$L_1 = L_0 - \left(\frac{F}{C} + L' \right)$	i_1, i_2 —见表 40.3-6
安装力 F_1 (N)	$F_1 = F + CL'$	
最大工作力 F_{\max} (N)	$F_{\max} = F + C \left(L' + \frac{K_h h_0}{i_1} \right)$	

表 40.3-9 长行程块式制动器制动臂的计算

计算内容	计算式	说 明
制动臂弯曲应力 σ (MPa) (危险截面在制动瓦销轴孔处)	$\sigma = \frac{KM_1}{2W_1} = \frac{3KF_1 l_2 B}{\delta(B^3 - d_0^3)} \leq \sigma_p$	M_1 —弯矩 (N·mm) W_1 —截面系数 (mm ³) K —动载系数, 见表 40.3-11 F_1 —弹簧安装力, 见表 40.3-8 d_0 —制动臂销轴孔直径 (mm)
制动臂销轴孔压强 p_1 (MPa)	$p_1 = \frac{KF_1 \sqrt{1 + \mu^2}}{2\delta d_0} \left(\frac{l_1 + l_2}{l_1 - \mu b} \right) \leq p_{1p}$	B —制动臂宽度 (mm) μ —摩擦系数 σ_p —许用弯曲应力 (MPa), $\sigma_p = 0.4\sigma_s$ 对于 Q235-A: $\sigma_p = 88$ MPa
底座销轴孔压强 p_2 (MPa)	$p_2 = \frac{KF_1 \left(\frac{l_2}{l_1 - \mu b} \right) \sqrt{1 + \mu^2}}{2\delta d_0} \leq p_{2p}$	p_{1p} —许用静压强 (MPa), 对于 Q235-A, 取 $p_{1p} = 12 \sim 16$ MPa p_{2p} —许用动压强 (MPa) 对于 Q235-A, 取 $p_{2p} = 8 \sim 9$ MPa

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 40.3-10 长行程块式制动器制动瓦块的压强验算(参看图 40.3-8)

计算内容	计算式	说 明
制动瓦块摩擦面压强 p_3 (MPa)	$p_3 = \frac{2F_1}{DB_2\beta} \left(\frac{l_1 + l_2}{l_1 - \mu b} \right) \leq p_v$	D —制动轮直径 (mm) δ_1 —制动瓦销轴孔长 (mm) B_2 —制动瓦宽度 (mm)
制动瓦块销轴孔压强 p_4 (MPa)	$p_4 = \frac{KF_1 \sqrt{1 + \mu^2}}{2\delta_1 d_0} \left(\frac{l_1 + l_2}{l_1 - \mu b} \right) \leq p_{1p}$	β —制动瓦包角 (rad) 一般取 $\beta = 70^\circ$ 或 88° p_v —摩擦材料许用压强 (MPa), 见表 40.3-4 p_{1p} —许用静压强 (MPa), 见表 40.3-9

表 40.3-11 不同驱动装置的动载系数 K

驱动装置	交流短行程电磁铁	交流长行程电磁铁	直流电磁铁	电力液压推动器	电磁液压推动器
动载系数 K	2.5	2.0	1.5	1.0	1.25

表 40.3-12 弹簧制动(紧闸)长行程块式制动器驱动装置参数计算

计算内容	计算式	说 明
起动力 F_g (N)	$F_g = \frac{K_1 F_1}{i_1 \eta}$	K_1 —吸合安全系数, 取 $K_1 = 1.1 \sim 1.2$ (松闸振动大者取大值)
保持力 F_b (N)	$F_b = \frac{K_2 F_{max}}{i_1 \eta}$	K_2 —吸持安全系数, 取 $K_2 = 1.3 \sim 2.5$ (松闸振动大者取大值) η —松闸装置到主弹簧的效率, 取 $\eta = 0.94 \sim 0.9$
行程 h (mm)	$h = 2.2ei \leq K_b h_c$	ϵ —退距, 表 40.3-7 K_b —行程利用系数, 见表 40.3-8 其余符号意义见图 40.3-8 及表 40.3-6

(2) 弹簧紧闸短行程块式制动器的计算

弹簧紧闸短行程块式制动器的受力状况如图 40.3-10 所示, 主弹簧和驱动装置 (电磁铁) 的

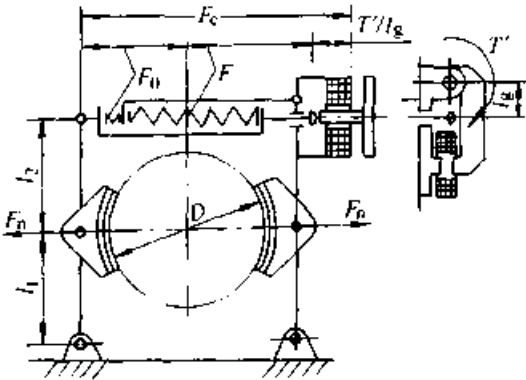


图 40.3-10 短行程块式制动器受力状况

计算列于表 40.3-13。其余各项计算同长行程块式制动器。

2.3 常用块式制动器的主要技术参数和尺寸

(1) 电力液压块式制动器

图 40.3-11 所示为 YW 型电力液压块式制动器。它是以电力液压推动器为驱动装置的常闭式制动器, 是目前被广泛应用的性能很好的制动器之一。其主要技术参数和尺寸列于表 40.3-14。配用的电力液压推动器外形如图 40.3-12 所示, 主要参数和尺寸列于表 40.3-15。

表 40.3-13 弹簧紧闸短行程块式制动器的计算

计算内容	计算公式	说明	
主 弹 簧	杠杆比 i	$i = \frac{l_1 + l_2}{l_1}$	F_0 —辅助弹簧工作力 取 $F_0 = 20 \sim 80 \text{ N}$ T' —驱动装置转动部分重力产生的力矩, 见有关产品目录 ($\text{N} \cdot \text{mm}$) T_g —驱动装置额定力矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$) C —主弹簧刚度 (N/mm) h_c —额定推杆行程 (mm) φ —驱动装置额定转角 (rad) K_b —行程利用系数, $K_b = 0.5 \sim 0.6$ F_c —直动式电磁铁额定输出力 (N) h_c —额定推杆行程 (mm) K_1, K_2 —见表 40.3-12 l_g —见图 40.3-10 (mm)
	机械效率 η	$\eta = 0.9 \sim 0.95$	
	闭闸力 F (N)	$F = \frac{T_c}{\mu D \eta}$	
	额定工作力 F_c (N)	$F_c = F + F_0 + \frac{T'}{l_g}$	
转动式电磁铁	起动力矩 T_g ($\text{N} \cdot \text{mm}$)	$T_g = \frac{F_c + 0.95C(1 - K_b)h_c l_g}{\eta}$	
	转角 φ (rad)	$\varphi = \frac{2.2ei}{l_g} \leq K_b \varphi_c$	
直动电磁铁	起动力 F_g (N)	$F_g = \frac{K_1 [F_c + 0.95C(1 - K_b)h_c]}{\eta}$	
	保持力 F_b (N)	$F_b = K_2 [F_c + C(0.95h_c + 0.05K_b h_c)]$	
	行程 h (mm)	$h = 2.2ei \leq K_b h_c$	

表 40.3-15 YW 型制动器的推动器的主要技术参数和尺寸
(摘自 JB/T 6406.3—1992)

系列	规格	公称 推力 F_n/N	额定 行程 S_n/mm	上升 时间 t_u/s	下降 时间 t_h/s	动作频率/ h^{-1}	H	D_2 ($\begin{smallmatrix} +0.1 \\ 0 \end{smallmatrix}$)	b	D_1 ($\begin{smallmatrix} +0.25 \\ +0.15 \end{smallmatrix}$)	H_1	b_2	b_1	$B \leq$
							mm							
短行程系列	220/50	220	50	0.6	0.5	1 200	286	12	20	16	20	80	40	200
	300/50	300		0.4			370	25	18		197			
	(450/60)	450	0.7	460	16		94	47	178					
	500/60	500	0.6	0.6	435		20	30	20	35	120	60	254	
	800/60	800		0.5	450								210	
	(900/60)	900	0.8	555	260									
	1 250/60	1 250	60	0.6	0.6		645	25	40	25	90	40	260	
	2 000/60	2 000												
	3 000/60	3 000												
长行程系列	500/120	500	120	1	0.7	900	515	20	30	20	23	120	60	254
	800/120	800		0.9			530							
	1 250/120	1 250		1	0.8		705	25	40	25	35	90	40	260
	(1 800/120)	1 800			0.6		765							
	2 000/120	2 000		1.1	0.7		705	25	90	40	260			
	3 000/120	3 000		1.3										

注：1. 括号内规格为非推荐产品。
2. 尺寸 B 在接线盒、气压室处允许非对称分布。

块式制动器的制动轮结构如图 40.3-16 所示，尺寸列于表 40.3-20。

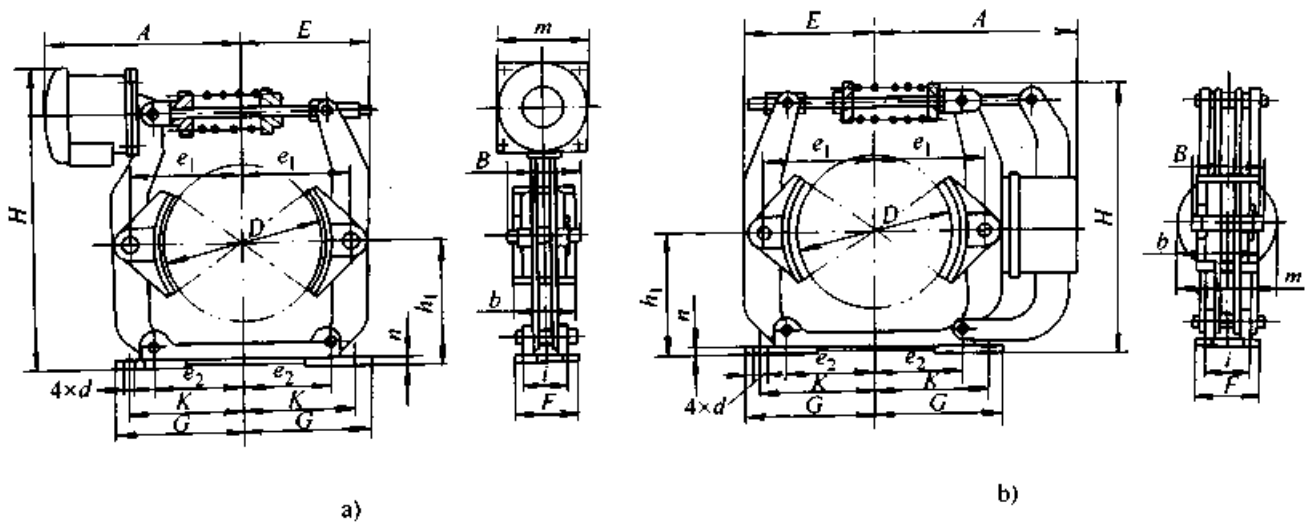


图 40.3-13 MW 型短行程电磁铁块式制动器
a) 电磁铁上置 b) 电磁铁侧置

表 40.3-16 MW 型电磁铁块式制动器主要技术参数和尺寸
(摘自 JB/T 7685.1—1995)

制动器规格	每侧瓦块额定退距 ε/mm	在基准工作方式下		D	h_1	k	i	d	n	e_1	e_2	b	F	G	B	F	H	A	M
		额定制动转矩 $T_c/\text{N}\cdot\text{m}$	额定操作频率/ h^{-1}																
160	0.6	80	1 200	160	132	130	55	14	6	115	88	65	90	150	125	150	380	280	135
200		160		200	160	145			8	140	108	70		165		180	455	325	160
250		315		250	190	180	65	18	10	170	133	90	100	200	150	215	530	370	185
315	630	315	230	220	80	212	168			110	115	245	190	265	630	410	240		
400	0.8	1 250	900	400	280	270	100	22	12	260	210	140	140	300	220	320	780	535	310
500		2 500		500	340	325	130		16	320	262	180	180	365	270	390	890	630	380
630	1.25	5 000	600	630	420	400	170	20		390	327	225	220	450	320	470	1 000	725	450
710		8 000		710	470	450	190		27		440	370	255	240	500	355	530	1 120	815
800		10 000		800	530	520	210	22	510	422	280	280	570	410	600	1 230	890	615	

注:1. 制动器结构不一定与图示相符,只要求符合给定的尺寸。

2. 额定退距一般为最小退距,允许的最大退距由生产厂自行确定,但应有明确的规定。

3. 基准工作方式:连续和断续周期两种工作制,断续周期工作制的负载持续率为 40%。

表 40.3-17 MW 型制动器用电磁铁基本参数
(摘自 JB/T 7685.1—1995)

制动器规格		160	200	250	315	400	500	630	710	800	
电磁铁基本参数	额定吸持力 F/N	装设在上方	800	1 250	2 000	3 150	5 000	8 000	12 500	16 000	20 000
		装设在侧面	2 000	3 150	5 000	8 000	12 500	20 000	31 500	40 000	50 000
	额定工作行程 δ/mm	装设在上方	3.55			4.25		5		6	
		装设在侧面	1.25			1.8		2.24		2.8	

注:1. 额定吸持力为基准工作方式时的吸持力。

2. 额定工作行程指最小行程,允许的最大行程由生产厂家自行确定。

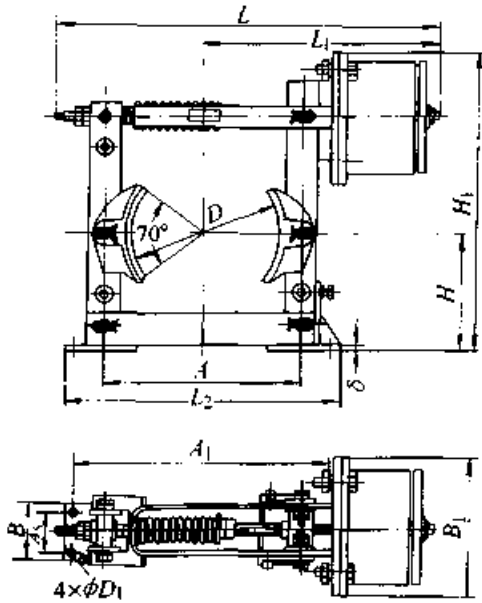


图 40.3-14 TJ2A 型电磁铁块式制动器

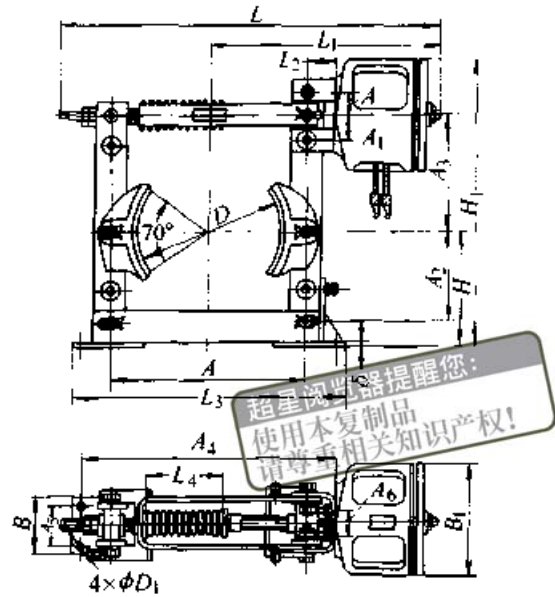


图 40.3-15 TZ2 型短行程直流电磁铁块式制动器

表 40.3-18 TJ2A 型电磁铁块式制动器的主要技术参数和尺寸(摘自 JB/ZQ 4715—1998)

制动器 型号	制动力矩 T_2 /N·m	制动瓦退距 ϵ /mm	电磁铁 型号	额定 推力 F /N	行程 S /mm	L	L ₁	L ₂	B	B ₁	H	H ₁	δ	D ₁	A	A ₁
						mm										
TJ2A-100	2 000	0.6	MZDA-100	200	3	369	223	260	70	130	100	360	6	13	160	220
TJ2A-200/100	4 000					541	311	90	170		410	7	17	285	380	
TJ2A-200	16 000	0.8	MZDA-200	800	3.8	571	341		180	180	429	9	21	415	540	
TJ2A-300/200	2 400					725	418	240		564						
TJ2A-300	5 000	1	MZDA-300	1 800	4.4	775	488	580	120	240	590	9	21	415	540	

表 40.3-19 TZ2 型短行程直流电磁铁块式制动器的主要技术参数和尺寸

型号	制动力矩 T_2 /N·m		闸瓦 退距 ϵ /mm (正 常 最 大)	调整 杆行 程 S /mm (开 始 最 大)	电磁铁 型号	电磁铁吸力 F /N		制 动 闸 瓦 宽 B	制 动 轮 直 径 D	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B	B ₁	H	H ₁	δ	D ₁	A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆
	JC = 25%	JC = 40%				JC = 25%	JC = 40%			mm																	
TZ2-100	2 000	1 700	0.4 0.6	2 3	MZZ1- 100	250	200	90	200	541	311	50	420	118	118	170	404	7	17	285	40	129	175	380	60	30	
TZ2-200/100	4 000	3 200								571	341	88	429	7	17	285	40	129	175	380	60						
TZ2-200	1 600	1 300	0.5 0.8	2.5 3.6	MZZ1- 200	1 000	800	90	200	725	418	197	168	168	664	9	21	415	46	190	240	540	80	38			
TZ2-300/200	2 400	2 000								775	468	157	220	590													
TZ2-300	50 000	44 000	0.7 1	3 4.5	MZZ1- 300	2 150	1 800	140	300	775	468	62	580	157	120	220	590	9	21	415	46	190	240	540	80	54	

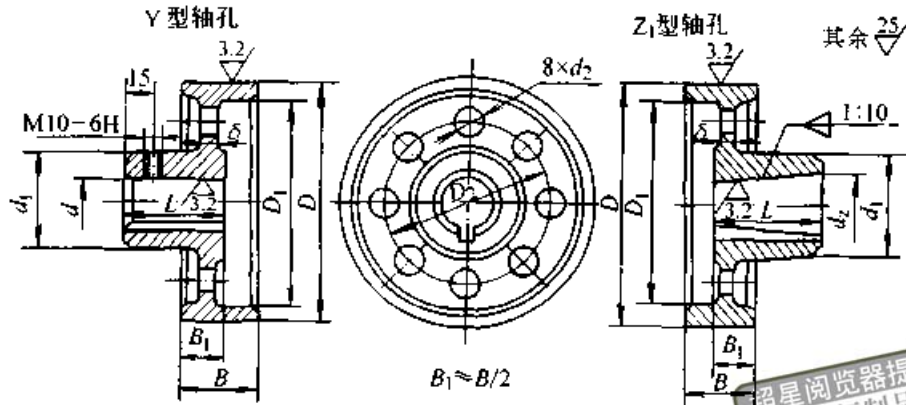


图 40.3-16 制动轮

表 40.3-20 制动轮尺寸 (摘自 JB/ZQ 4389—1997)

D/mm	Y 型轴孔		Z ₁ 型轴孔		B/mm	D ₁ /mm	D ₂ /mm	d ₁ /mm	d ₂ /mm	δ/mm	转动惯量/kg·m ²	质量/kg
	d/mm	L/mm	d ₂ /mm	L/mm								
100	25, 28	62	25, 28	44	70	84	—	65	—	8	0.007 5	3.0
	30, 32, 35	82	30, 32, 35	60								
160	25, 28	62	25, 28	44	70	145	105	65	30	8	0.03	5
	30, 32, 35	82	30, 32, 35	60								
200	25, 28	62	30, 32, 35, 38	60	85	180	140	100	30	8	0.20	10.0
	30, 32, 35, 38	82		60								
	40, 42, 45, 48, 50, 55	112		84								
250	30, 32, 35, 38	82	30, 32, 35, 38	60	105	220	168	115	40	8	0.28	18.0
	40, 42, 45, 48, 50, 55	112	40, 42, 45, 48, 50, 55	84								
	60	142	60	107								
315 (300)	40, 42, 45, 48, 50, 55	112	60, 65, 70, 75	107	135	290 (275)	200	120	55	8	0.60	24.5
	60, 65	142										
400	60, 65, 70, 75	142	60, 65, 70, 75	107	170	370	275	175	70	12	0.75	60.7
	80, 85	172	80, 85, 90, 95	132								
				100, 110								
500	80, 85, 90, 95	172	75	107	210	465	340	210	90	14	2.0	100.6
	100, 110	212	80, 85, 90, 95	132								
			100, 110, 120	167								
			130	202								
630 (600)	90, 95	172	90, 95	132	265	595 (565)	390	210	120	16	5.0	132.1
	100, 110	212	100, 110, 120	167								
			130	202								
710 (700)	100, 110, 120	212	110, 120	167	300	670 (660)	435	210	130	18	10	183.4
	130	252	130	202								
			130, 140, 150	252								
800	130, 140, 150	252	130, 140, 150	202	340	760	495	230	140	18	16.75	230.9

注：1. 括号内的制动轮直径，不推荐使用。

2. 标记示例：制动轮 200-Y60 JB/ZQ 4389—1997

200—制动轮直径 (mm)；Y—圆柱形轴孔；60—轴孔直径 (mm)。

3. 技术要求：(1) 轮缘表面淬火硬度 35~45 HRC，深度为 2~3 mm。

(2) 材料：D ≤ 200 mm 者为 45 碳钢；D ≥ 250 mm 者为 ZG 310—570。

(3) 键槽型式与尺寸应符合 GB/T 3852 的规定。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

上。制动缸2是双向作用式。当压力油进入制动缸时，双向活塞压力F使制动蹄压紧制动鼓，从而实现制动。这种制动器只有一个蹄增力，故称单蹄增力蹄式制动器。它正反转时的制动效果相同，只是紧蹄与松蹄互换。

(2) 单蹄增力蹄式制动器的计算

蹄式制动器的制动转矩与制动器的型式和制动缸的推力有关。单蹄增力蹄式制动器的制动转矩按下式计算（参看图40.3-18b）

$$T_z = T_1 + T_2 = \mu r_k^2 b \beta_0 (\rho_1 + \rho_2) \tag{40.3-27}$$

- 式中 T_z —— 制动转矩 (N·mm);
 T_1 —— 紧蹄（此处为制动蹄1）的制动转矩 (N·mm);
 T_2 —— 松蹄（此处为制动蹄2）的制动转矩 (N·mm);
 r_k —— 制动鼓摩擦衬瓦的内半径 (mm);
 b —— 摩擦衬瓦的宽度 (mm);
 β_0 —— 摩擦衬瓦的包角 (rad);
 μ —— 摩擦副的摩擦系数，查表40.3-4;
 ρ_1, ρ_2 —— 紧蹄和松蹄的摩擦衬瓦的压强 (MPa)。

$$\rho_1 = \frac{F(a+e)}{br_k \{ a(\cos\beta_1 - \cos\beta_2) - m(\sin\beta_2 - \sin\beta_1) - \mu [a(\sin\beta_2 - \sin\beta_1) - r_k\beta_0 + m(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)] \}} \leq \rho_p$$

$$\rho_2 = \frac{F(a+e)}{br_k \{ a(\cos\beta_1 - \cos\beta_2) + m(\sin\beta_2 - \sin\beta_1) + \mu [a(\sin\beta_2 - \sin\beta_1) - r_k\beta_0 + m(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)] \}} \leq \rho_p$$

F —— 制动缸推力(N);

ρ_p —— 摩擦材料的许用压强(MPa), 查表40.3-4;

其余符号见图40.3-18b。

3.2 双蹄增力蹄式制动器

(1) 双蹄增力蹄式制动器的结构和特点

图40.3-19a所示为单向双蹄增力蹄式制动器的结构。两蹄的铰接点相差180°，用两个制动油缸分别推动两蹄的自由端，制动鼓正转（实线箭头方向）时，两蹄都增力；反转（虚线箭头方向）时，则两蹄均变为松蹄；制动转矩下降，故只适用于单向制动。

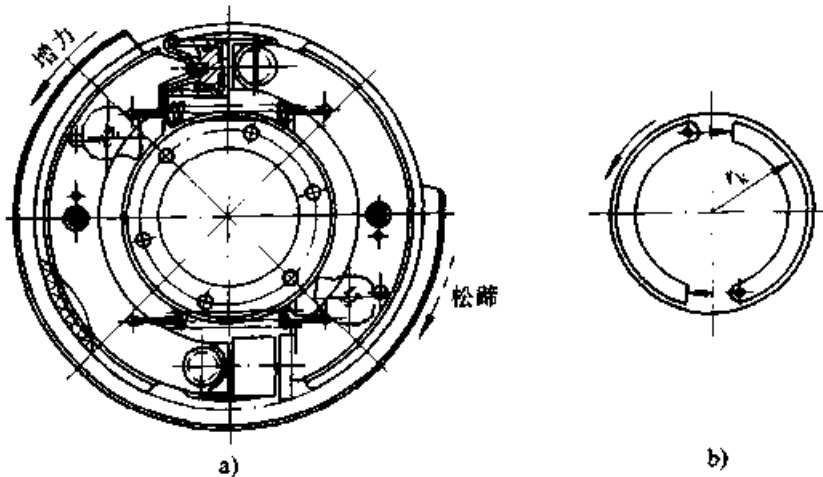


图40.3-19 单向双蹄增力蹄式制动器
 a) 结构图 b) 计算简图

图40.3-20a所示为双向双蹄增力蹄式制动器。用两个制动缸分别推动两制动蹄，正反转时两蹄均可增力。这种制动器的结构较复杂。

(2) 双蹄增力蹄式制动器的计算

双蹄增力蹄式制动器的制动转矩按下式计算（参看图40.3-19b和图40.3-20b）

$$T_z = 2\mu r_k^2 b \beta_0 \rho_1 \tag{40.3-28}$$

式中 T_z —— 制动器的制动转矩 (N·mm);

μ —— 摩擦副的摩擦系数，查表40.3-4;

r_k —— 制动鼓内摩擦衬瓦内半径 (mm);

b —— 摩擦衬瓦宽度 (mm);

β_0 —— 摩擦衬瓦包角 (rad);

ρ_1 —— 紧蹄处摩擦衬瓦压强 (MPa), 见

式(40.3-27)的说明并参看图40.3-18b;

p_0 ——摩擦衬瓦许用压强 (MPa), 查表40.3-4。

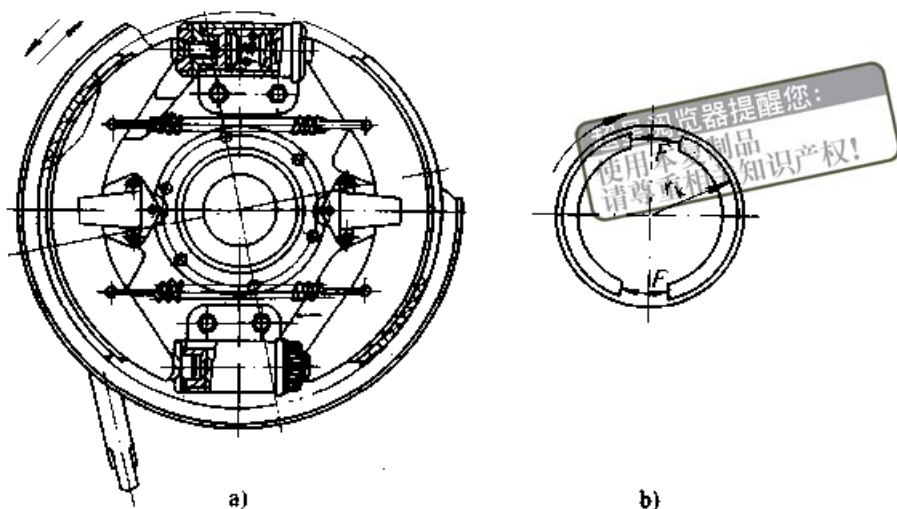


图 40.3-20 双向双蹄增力蹄式制动器
a) 结构图 b) 计算简图

3.3 浮动增力蹄式制动器

(1) 浮动增力蹄式制动器的结构和特点

浮动增力蹄式制动器的结构如图40.3-21所示。两个制动蹄没有直接铰接在销轴5上, 而用

可调顶杆4将制动蹄1和2相联组成浮动组件, 再用弹簧6将浮动组与支承销轴5压紧。制动缸3工作时, 两蹄张开并随制动鼓转动。当浮动制动蹄部接触支承销轴5时实现增力制动作用。这种制动器正反转的制动效果相同。

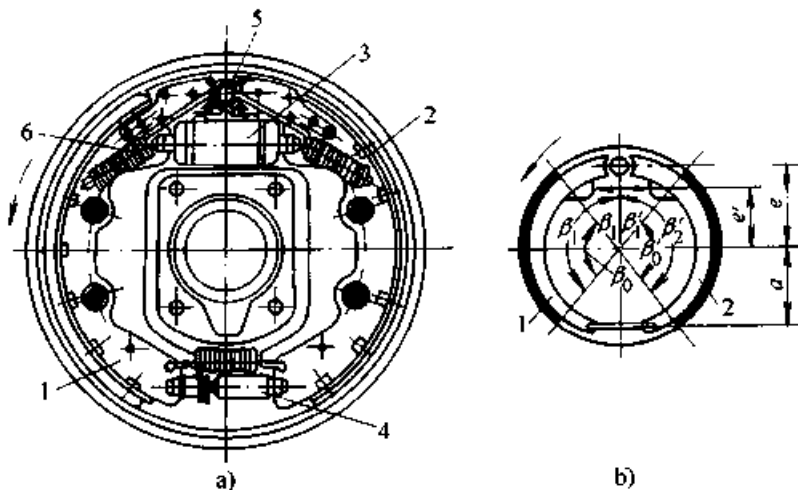


图 40.3-21 浮动增力蹄式制动器
a) 结构图 b) 计算简图

1、2—制动蹄 3—制动缸 4—可调顶杆 5—支承销轴 6—拉簧

(2) 浮动增力蹄式制动器的计算

浮动增力蹄式制动器的制动转矩按下式计算(参看图40.3-21b)

$$T_z = \mu r_k^2 b \beta_0 (p_1 + p_2) \quad (40.3-29)$$

式中 T_z ——制动器的制动转矩 (N·mm);

μ ——摩擦副的摩擦系数, 查表40.3-4;

r_k ——摩擦衬瓦内半径 (mm);

b ——摩擦衬瓦宽度 (mm);

β_0 ——摩擦衬瓦包角 (rad);

p_1 、 p_2 ——蹄1和蹄2处摩擦衬瓦的压强(MPa)

$$p_1 = \frac{F(e' + a)(eK_1 + \mu r_k \beta_0)}{br_k(aK_2 - \mu r_k \beta_0)(eK_1 + \mu r_k \beta_0)} \leq p_0$$

$$p_2 = \frac{F(e' + a)}{br_k(aK_2 - \mu r_k \beta_0)} \leq p_p$$

$$K_1 = \cos\beta_1 - \cos\beta_2 + \mu(\sin\beta_2 - \sin\beta_1)$$

$$K_2 = \sin\beta'_1 - \sin\beta'_2 + \mu(\sin\beta'_2 - \sin\beta'_1)$$

p_p ——摩擦衬瓦材料的许用压强 (MPa), 查表 40.3-4;

其余符号见图 40.3-21b 和式 (40.3-27) 说明。

3.4 软管多蹄式制动器

(1) 软管多蹄式制动器的结构和特点

软管多蹄式制动器的局部结构如图 40.3-22a 所示。在固定盘 3 上装有软管 1 及摩擦块 2。向软管充气或压力油时, 软管膨胀推动摩擦块压紧制动鼓而实现制动。这种制动器结构简单、重量轻, 制造容易, 工作平稳, 制动蹄 (软管) 与制动鼓接触范围大 (可达 360°), 磨损间隙可自动补偿, 对制动鼓与制动蹄的同心度要求不高; 但耗气量大, 动作较慢。

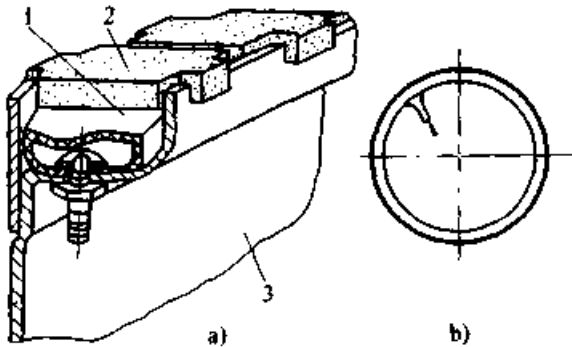


图 40.3-22 软管多蹄式制动器

a) 结构图 b) 计算简图

1—软管 (制动蹄) 2—摩擦块 3—固定盘

(2) 软管多蹄式制动器的计算

软管多蹄式制动器的制动转矩按下式计算 (参看图 40.3-22b)

$$\text{多蹄时 } T_z = \mu(2\pi r_k - z\delta)r_k b p_g \quad (40.3-30)$$

$$\text{单蹄时 } T_z = 2\mu\pi r_k^2 b p_g \quad (40.3-31)$$

(整体摩擦带)

式中 T_z ——制动器的制动转矩 (N·mm);
 r_k ——制动鼓摩擦面的半径 (mm);
 b ——摩擦块的轴向宽度 (mm);
 z ——制动蹄 (软管) 块数;
 δ ——制动蹄块间隙 (mm);
 p_g ——软管中气或油的压强 (MPa), $p_g \leq p_p$;

p_p ——摩擦块的许用压强 (MPa), 见表 40.3-4。

此外, 在车辆等设备中, 有时还使用限制速度的离心式控制器, 如图 40.3-23 所示。它用调整弹簧的压力来改变限定的转速。

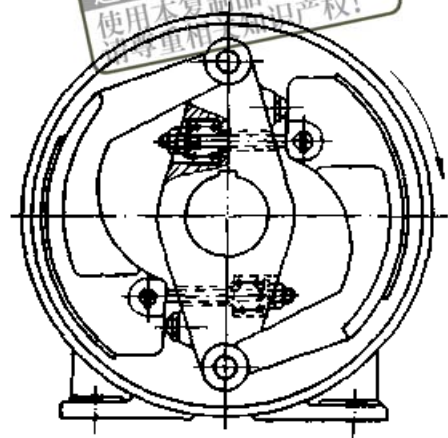


图 40.3-23 离心式速度控制器

4 带式制动器

4.1 带式制动器的结构和特点

带式制动器是用挠性钢带包绕制动轮, 并将钢带的一端或两端联接在一根杠杆上而成。操纵杠杆就可使钢带压紧制动轮而实现制动。带式制动器通常利用重锤或弹簧并通过杠杆使钢带紧包制动轮进行制动; 松闸则用磁铁或人力提升重锤或压缩弹簧来实现。图 40.3-24 所示为简单带式制动器。它由制动轮 1、制动钢带 2 和制动杠杆 3 等组成。紧闸用重锤 4, 松闸用长行程电磁铁 5, 为了减轻紧闸时的冲击, 在杠杆 3 上装有缓冲器 6。制动带的外围装有挡板 7, 并利用其上的调节螺栓 8 以保持松闸时制动带与制动轮的间隙 (退距) 均匀。制动带的两端用专门的联接件与杠杆或机架联接, 其中一端用可调节的联接件, 以便调整制动带的长度来控制制动轮与制动带的间隙 (退距); 制动带的另一端可用不可调联接件联接。联接件的结构如图 40.3-25 所示。为了增加制动带与制动轮之间的摩擦系数, 在制动带上用埋头铆钉或埋头螺栓固定一层用摩擦材料制成的衬垫, 如图 40.3-25a 所示。为防止制动带从制动轮上滑落, 可采用有轮缘的制动轮或在制动带挡板上焊接若干卡爪, 如图 40.3-26 所示。

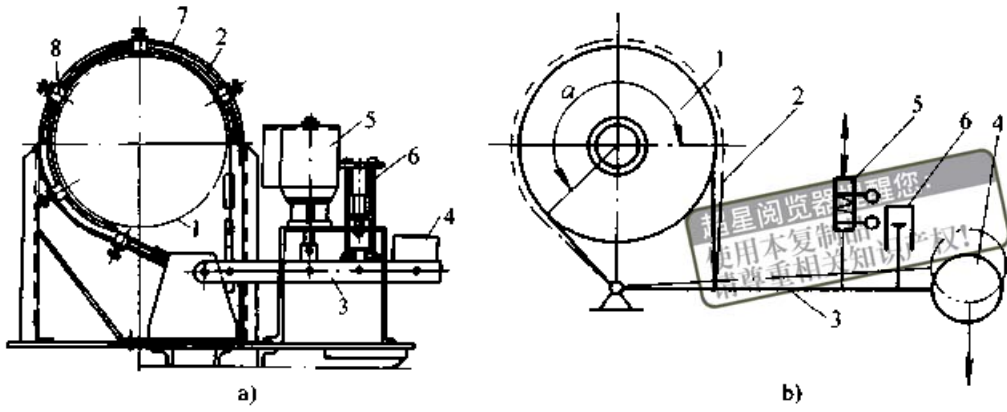


图 40.3-24 简单带式制动器

a) 结构图 b) 工作原理简图

1—制动轮 2—制动钢带 3—制动杠杆 4—重锤 5—提升电磁铁
6—缓冲器 7—挡板 8—调节螺栓

带式制动器结构简单。由于制动带对制动轮的包角很大，可达 2π rad 以上，如图 40.3-27 所

示，所以制动转矩可以很大。因制动带磨损不均匀，易断裂，且在制动时使制动轴承受很大的附加弯矩，这是带式制动器的缺点。

带式制动器常用于中、小载荷的起重运输设备及人力操纵的机械上。

带式制动器分为普通带式制动器和短行程电磁铁带式制动器两类。前者通常用重锤的重力作为制动动力，用长行程电磁铁作为提升杠杆的松闸力。后者则用弹簧产生制动力，用短行程电磁铁松闸。短行程电磁铁带式制动器有行程短，动作快的优点，但也有弹簧和电磁铁潜力利用不充分和制动带局部磨损严重的缺点，所以极少采用。

普通带式制动器又分简单式、差动式和综合式三种。

简单带式制动器如表 40.3-24 中图 a 所示。它的特点是制动带的一端联接在杠杆上，另一端联接在杠杆的支点上。制动轮正、反转时，所产生的制动转矩不同。通常应用于提升机构。

差动带式制动器如表 40.3-24 中图 b 所示。它的特点是制动带两端均与杠杆联接，两端联接点分别在折线形杠杆支点的两侧。这种制动器产生相同的制动转矩，需要的重锤质量较小。制动轮正、反转时，产生的制动转矩不同。常用于提升机构和变幅机构。

综合带式制动器如表 40.3-24 中图 c 所示。它的特点是制动带两端与杠杆的联接点在折线形杠杆支点的同一侧。这种制动器的制动轮正、反转时的制动转矩相同。常用于起重机的运行机构和旋转机构。

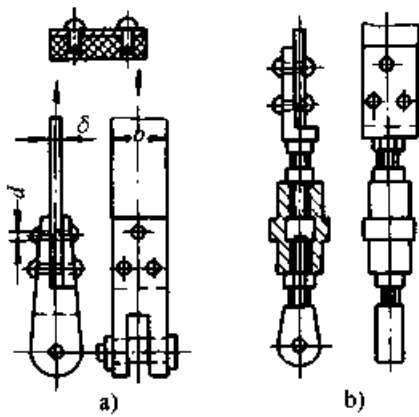


图 40.3-25 制动带端部联接件

a) 不可调联接件 b) 可调联接件

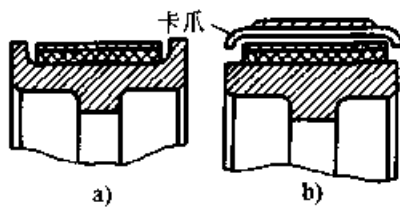


图 40.3-26 制动带防脱落装置

a) 带缘制动轮 b) 防脱卡爪

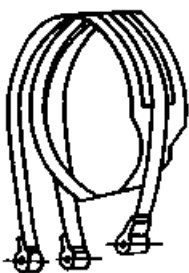


图 40.3-27 包角大于 2π rad 的制动带

4.2 带式制动器的设计计算

设计带式制动器时，制动轮的直径可参考表 40.3-20 选取；制动钢带的宽度和厚度可参考表 40.3-22 选取，制动带宽度应比制动轮宽度小 5 mm 左右；制动带与制动轮间隙（退距）可参考表 40.3-23 确定。

表 40.3-21 带式制动器的制动轮尺寸（推荐）

计算制动转矩 T_z /N·m	制动轮尺寸/mm	
	直径 D	宽度 B
~100	100	30
100~300	100~150	40
400~600	150~200	60
700~860	200~250	70
1 400~1 600	300~350	90
1 800~2 100	400~450	90
2 850~4 000	500~700	110
6 400~8 000	800~1 000	150

表 40.3-22 带式制动器制动带尺寸（推荐）

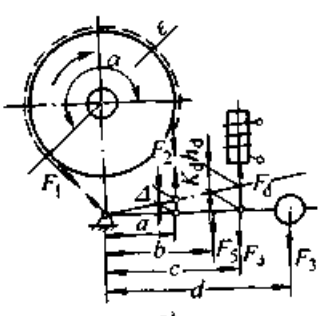
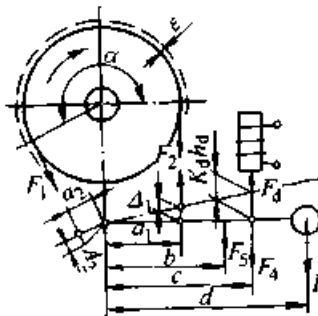
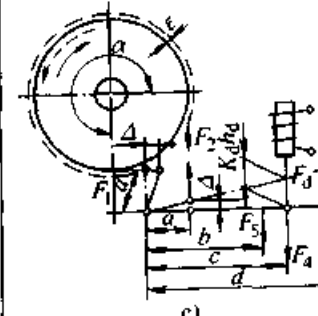
宽度 b /mm	25	30	40	50	60	80	100	140	200
厚度 δ /mm	3	3~4	4~6	4~6	4~7	6~10			

表 40.3-23 带式制动器退距（推荐）

制动轮直径 D /mm	100	200	300	400	500	600	700	800
退距 e /mm	0.8	1.0	1.25~1.5	1.5				

带式制动器在制动时，挠性钢带的两边的张力大小不等，如图 40.3-28 所示，绕入边（紧边）张力 F_1 大于绕出边（松边）张力 F_2 ，而带与轮的摩擦力必然等于两边张力之差，且与轮上的圆周力相平衡，即

表 40.3-24 带式制动器主要参数的计算

项 目	计 算 式		
	简单带式制动器	差动带式制动器	综合带式制动器
计算简图			

$$F = F_1 - F_2 = \frac{2T_z}{D} \quad (40.3-32)$$

式中 F ——制动带与制动轮的摩擦力 (N)；
 F_1 ——制动带紧边张力 (N)；
 F_2 ——制动带松边张力 (N)；
 T_z ——制动器的制动转矩 (N·mm)；
 D ——制动轮直径 (mm)。

根据欧拉公式，制动带两边张力计算及其关系式如下

$$F_1 = \frac{F e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (40.3-33)$$

$$F_2 = \frac{F}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (40.3-34)$$

$$F_1 = F_2 e^{\mu\alpha}$$

式中 e ——自然对数的底， $e = 2.718$ ；
 μ ——摩擦副的摩擦系数，见表 40.3-4；
 α ——制动带对制动轮的包角 (rad)，通常取 $\alpha = 1.5$ rad 左右，最大可达 $\alpha \approx 3.5$ rad；

其余符号同式 (40.3-32)。

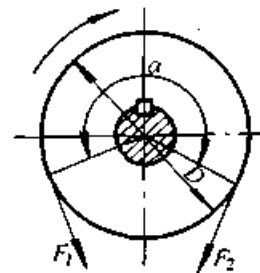


图 40.3-28 制动带受力状况

三种型式的普通带式制动器的计算列于表 40.3-24 中。

续表 40.3-24

项 目		计 算 式		
产生制动转矩 T_z 所需的重锤 重力 F_3 (N)		$F_3 = \frac{F_2 a}{d\eta} - \frac{F_5 b + F_4 c}{d}$	$F_3 = \frac{F_2 a_1}{d\eta} - \frac{F_1 a_2 + F_5 b + F_4 c}{d}$	$F_3 = \frac{(F_1 + F_2) a}{d\eta} + \frac{F_5 b + F_4 c}{d}$
制动 转矩 T_z (N·mm)	制 动 轮 顺 时 针 转 动 时 T_z	$T_z = (e^{\mu\alpha} - 1)(F_3 d + F_5 b + F_4 c) \frac{D\eta}{2a}$	$T_z = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a_1 - \eta a_2 e^{\mu\alpha}} \times (F_3 d + F_5 b + F_4 c) \frac{D\eta}{2}$	$T_z = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1} \times (F_3 d + F_5 b + F_4 c) \frac{D\eta}{2a}$
	制 动 轮 逆 时 针 转 动 时 T'_z	$T'_z = \frac{T_z}{e^{\mu\alpha}}$	$T'_z = \frac{a_1 - \eta a_2 e^{\mu\alpha}}{a_1 e^{\mu\alpha} - \eta a_2} T_z$	$T'_z = T_z$
当退距为 ϵ 时, 与杠杆联接的带 端位移 Δ (mm)		$\Delta = \epsilon a$	$\Delta_1 = \epsilon a \frac{a_1}{a_1 - a_2}$ $\Delta_2 = \epsilon a \frac{a_2}{a_1 - a_2}$	$\Delta = \frac{\epsilon a}{2}$
安装电磁铁 的最大距离 c_{\max} (mm)		$c_{\max} = K_d h_d \frac{a}{\epsilon a}$	$c_{\max} = K_d h_d \frac{a_1 - a_2}{\epsilon a}$	$c_{\max} = K_d h_d \frac{2a}{\epsilon a}$
电磁所作的 功 W (J)		$W = \frac{F_d h_d}{1000}$ $= \frac{F_2 \Delta}{1000 \eta K_d}$ $= \frac{2T_z \epsilon a}{1000 D \eta K_d (e^{\mu\alpha} - 1)}$	$W = \frac{F_d h_d}{1000}$ $= \frac{F_2 \Delta_1 - F_1 \Delta_2}{1000 \eta K_d}$ $= \frac{2T_z (a_1 - a_2^{\mu\alpha}) \epsilon a}{1000 D \eta K_d (e^{\mu\alpha} - 1) (a_1 - a_2)}$	$W = \frac{F_d h_d}{1000}$ $= \frac{(F_1 + F_2) \Delta}{1000 \eta K_d}$ $= \frac{T_z \epsilon a (e^{\mu\alpha} + 1)}{1000 D \eta K_d (e^{\mu\alpha} - 1)}$
验算制动带 的拉伸应力 σ (MPa)		$\sigma = \frac{F_1}{(b - zd)\delta} \leq \sigma_p$		
验算制动带 摩擦衬面的压 强 p (MPa)		最大压强 $p_1 = \frac{2F_1}{Db} \leq p_p$ 最小压强 $p_2 = \frac{2F_2}{Db}$		
验算制动器 摩擦副的 pv (MPa·m/s) 值		$pv \leq (pv)_p$ $p = (p_1 + p_2) / 2$ $v = \frac{\pi D n}{60 \times 1000}$		
符 号 说 明		<p>F_1—制动带紧边张力 (N); F_2—制动带松边张力 (N); F_3—重锤重力 (N); F_4—电磁铁的衔铁重力 (N); F_5—杠杆重力 (N); a、b、c、d—图 a、b、c 所示尺寸 (mm), 通常取 $d/a = 10 \sim 15$; a_1、a_2—图 b 所示尺寸 (mm), 为避免自锁, 应使 $a_1 > a_2 e^{\mu\alpha}$, 通常取 $a_1 = (2.5 \sim 3)a_2$, $a_2 = 30 \sim 50$ mm; η—制动杠杆效率, 取 $\eta = 0.9 \sim 0.95$; F_d—电磁铁的吸力 (N); h_d—电磁铁行程 (mm); K_d—电磁铁行程系数, 取 $K_d = 0.8 \sim 0.85$; D—制动轮直径 (mm); σ—制动带的拉伸应力 (MPa); σ_p—制动带的许用拉伸应力 (MPa), 钢带材料为 Q235-A、Q275 和 45 号钢并有摩擦衬面时, 取 $\sigma_p = 80 \sim 100$ MPa, 无摩擦衬面时, 取 $\sigma_p = 60$ MPa; b—制动钢带宽度 (mm); δ—制动钢带厚度 (mm); d—铆钉直径 (mm); z—钢带危险截面上铆钉孔数; p_1、p_2—制动带绕入和绕出处的压强 (MPa); p—平均压强 (MPa); p_p—许用压强, 见表 40.3-4; v—制动轮圆周速度 (m/s); n—制动轮转速 (r/min); $(pv)_p$—许用 pv 值, 见表 40.3-4</p>		

5 盘式制动器

盘式制动器如图 40.3-29 所示,就是用制动盘取代制动轮。制动时,从制动盘两侧沿轴向相向施加制动力,因而制动轴不承受弯矩,且制动盘质量轻、转动惯量小,散热条件也较好。这种制动器的制动转矩大,冲击很小,性能稳定,维护方便。

盘式制动器通常用弹簧和液压缸进行松闸或紧闸。

常用盘式制动器有钳盘式、全盘式、锥盘式等型式。

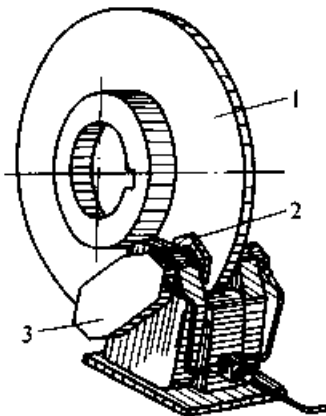


图 40.3-29 钳盘式制动器
1—制动盘 2—制动块 3—液压缸

5.1 钳盘式制动器

图 40.3-29 所示为钳盘式制动器的一种型式。用液压缸 3 推动制动块 2 从两侧相向压紧制动盘 1 而制动,犹如卡钳夹住制动盘,故称钳盘式制动器。由于摩擦块与制动盘的接触面积很小,

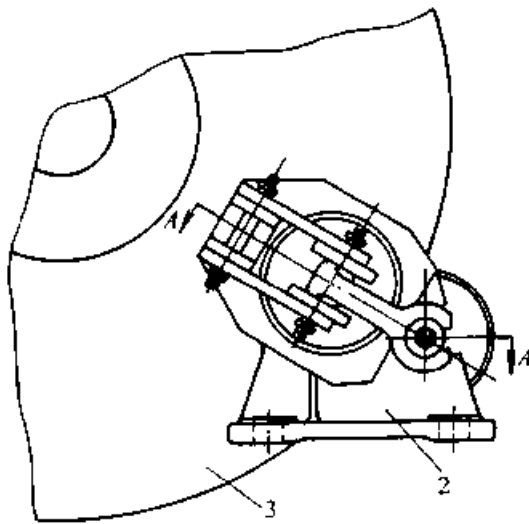


图 40.3-32 常开固定钳盘式制动器
1、6—销轴 2—机架 3—制动盘 4—摩擦块底板 5—平行杠杆组 7—制动油缸 8—松闸弹簧

故又称点盘式。为了避免制动轴承受附加弯矩,制动缸必须成对对称布置。如果要求制动器产生很大的制动转矩,可采用多对制动缸成对对称布置,如图 40.3-30 所示。

为了防止制动盘因摩擦而温升过高,可以在制动盘中间开通风沟和通风槽,如图 40.3-31 所示。必要时,还可采取强制散热措施。

按照卡钳是固定不动还是浮动,钳盘式制动器又分为固定钳盘式和浮动钳盘两种。

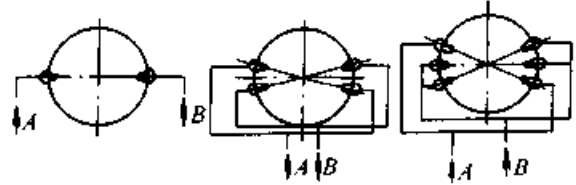


图 40.3-30 多对制动缸布置示意图

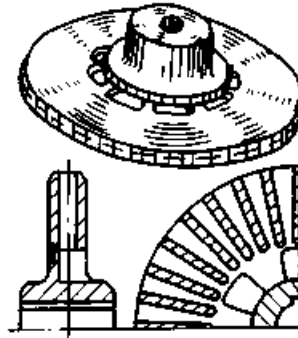
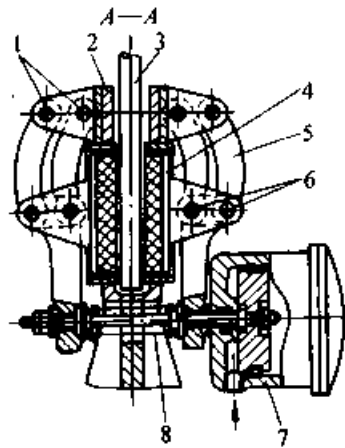


图 40.3-31 带有通风沟槽的制动盘

5.1.1 固定钳盘式制动器

图 40.3-32 所示为常开固定钳盘式制动器。用销轴 1 和 6 将平行杠杆组 5、摩擦块底板 4 与机架 2 联接起来。两个平行杠杆组对称布置。压缩



弹簧8的伸张力通过杠杆5和摩擦块底板4将摩擦块推离制动盘3而松闸。制动时,将压力油液通入油缸7,推动活塞右移,压缩弹簧8并使摩擦块压紧制动盘。平行杠杆组5能保持摩擦块与制动盘面平行,防止局部接触磨损。

图40.3-33a所示为常闭固定钳盘式制动器外形。两个完全相同的松闸油缸3在制动盘1的两侧对称布置,并固定在支架10上。图40.3-33b

所示为松闸油缸的结构。卸去油压时,缸中的碟形弹簧7推动活塞9左移,使摩擦块2压紧制动盘1而制动。需松闸时,自油孔A通入压力油液,推动活塞9右移并压缩碟形弹簧7,使摩擦块2离开制动盘1而松闸。改变垫片5的厚度可以微调碟形弹簧的张力。

图40.3-34和图40.3-35所示为用电力液压推动器为松闸装置的常闭式制动臂盘式制动器

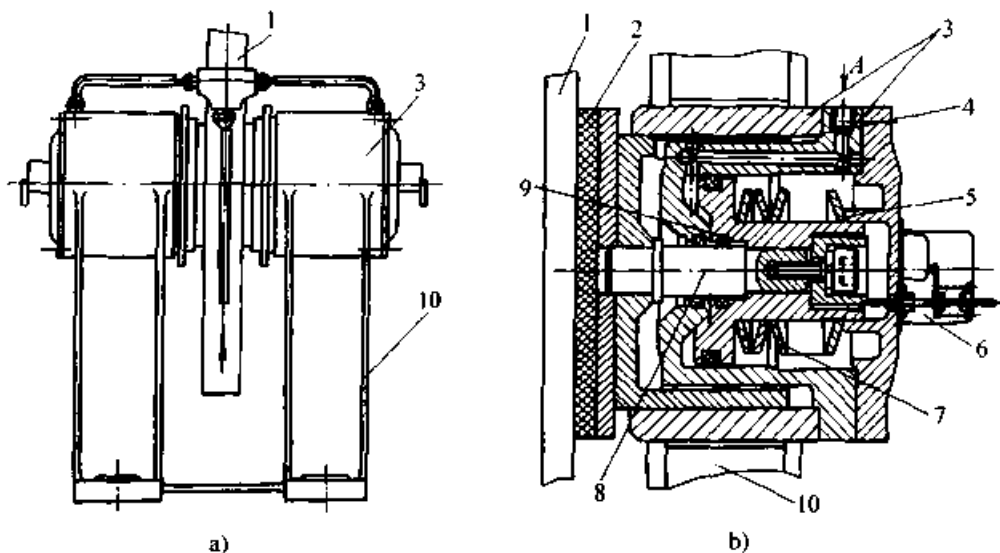


图40.3-33 常闭固定钳盘式制动器

a) 制动器外形 b) 油缸结构

- 1—制动盘 2—摩擦块 3—缸体 4—引导部分 5—调节垫片
6—磨损量指示器 7—碟形弹簧 8—顶杆 9—活塞 10—机架

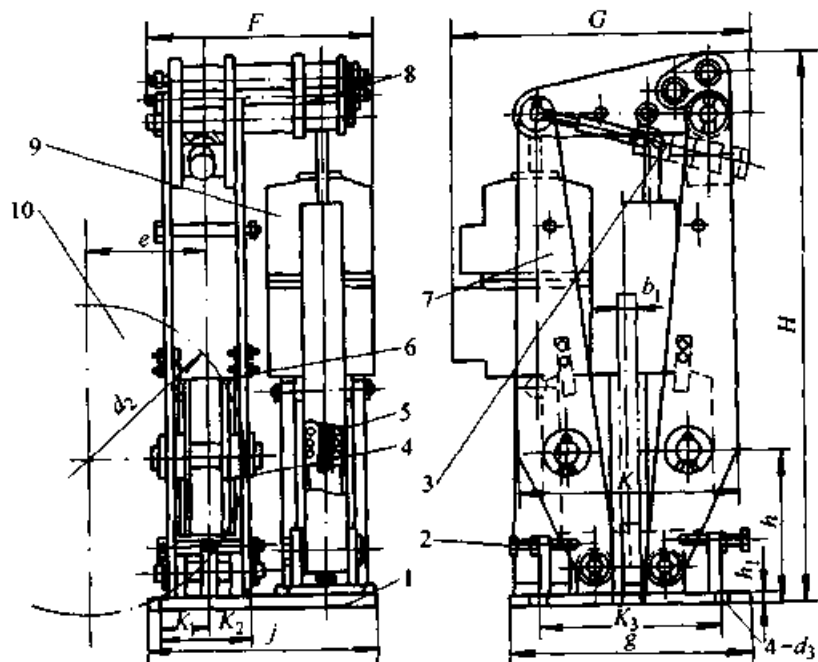


图40.3-34 YPBI型制动臂盘式制动器

- 1—底座 2—退距均等装置 3—磨损自动补偿装置 4—制动块组件 5—制动弹簧装置
6—制动块组件随位装置 7—制动臂 8—拉杆机构 9—电力液压推动器 10—制动盘

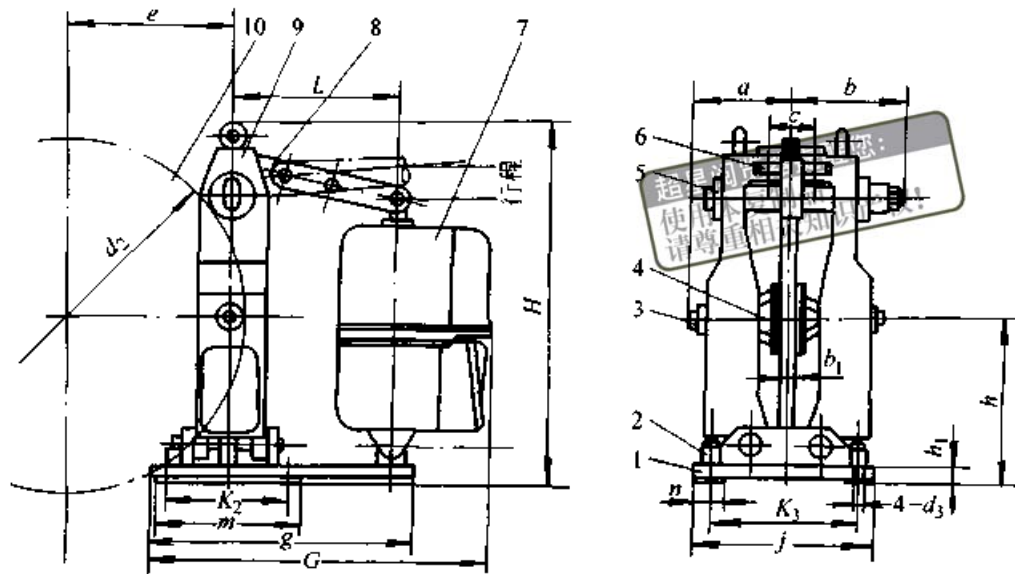


图 40.3.35 YPB II 型制动臂盘式制动器

- 1—底座 2—退距均等装置 3—磨损自动补偿装置 4—制动块组件 5—制动弹簧装置
6—液轮 7—电力液压推动器 8—模块 9—制动臂 10—制动盘

(又称电力液压推杆钳盘式制动器) 的两种结构型式 (I 型和 II 型)。I 型的制动架采用拉杆式释放结构, II 型的制动架采用模块式释放结构。两者的主要技术参数和尺寸列于表 40.3.25 和表 40.3.26。

5.1.2 浮动钳盘式制动器

图 40.3.36 所示为常开浮动钳盘式制动器。用销轴 12 将制动缸 6 与机架 11 铰接, 并通过弹簧 10 和螺栓 9 调整制动缸 6 与制动盘 3 的相对位置。需制动时, 压力油由孔 7 进入制动缸 6 并

表 40.3.25 YPB I 型制动臂盘式制动器的主要技术参数和尺寸 (摘自 JB/T 7020.1—1993)

制动器型号	基本参数						重要尺寸					参考尺寸(max)					参考质量 m /kg			
	制动盘		制动衬垫有效摩擦面积 A_p /cm ²	制动器额定推力 F /N	公称制动力矩 T_n /N·m	单侧退距 e_{min} /mm	e	h	h_1	d_3	K_1	K_2	K_3	k	g	j		G	F	H
	直径 d_2 /mm	有效摩擦直径 d_1 /mm																		
YPB I -315-300-450	▲315	250	108	300	450	0.6	120	225	1214	70	130	160	240	340	330	460	330	660	105	
YPB I -355-300-500	355	288			500		140													
YPB I -400-300-600	▲400	331			600		162.5													
YPB I -400-800-1 600	▲400	318	177	800	1 600	0.8	152.5	86.5	160	220	300	370	390	530	400	800	175			
YPB I -450-800-1 800	450	364			1 800		177.5													
YPB I -500-800-2 000	▲500	400	270	800	2 000	1.2	192.5	87.5	160	220	320	420	430	530	420	950	205			
YPB I -560-800-2 250	560	458			2 250		222.5													
YPB I -630-800-2 500	▲630	526			2 500		257.5													
YPB I -630-2 000-4 000	▲630	504	434	2 000	4 000	1	242.5	282.5	1020	22149	5280	3203	705	305	506	305	201	100	250	
YPB I -710-2 000-4 500	710	580			4 500		327.5													
YPB I -800-2 000-5 000	▲800	666	710	3 000	5 000	1.2	307.5	357.5	560	2427	222.5	420	400	410	650	680	800	590	1 500	315
YPB I -800-3 000-8 000	▲800	638			8 000		307.5													
YPB I -900-3 000-9 000	900	734			9 000		407.5													
YPB I -1 000-3 000-1 000	▲1000	830			10 000		407.5													

注: 1. e、h、 K_1 、 K_2 、 K_3 等重要尺寸的公差不得低于 IT12 级。

2. 带 ▲ 者应优先选用。

表 40.3-26 YPB II 型制动臂盘式制动器的主要技术参数和尺寸
(摘自 JB/T 7020.1—1993)

制动器型号	基本参数					重要尺寸											参考尺寸(max)	参考质量 m/kg						
	制动盘		制动衬有效摩擦面积 A_f /cm ²	制动器额定推力 F /N	公称制动力矩 T_n /N·m	单侧退距 e_{min} /mm	e	h	h ₁	r ₁	r ₂	m	n	d ₁	K ₂	K ₃			a	b	j	g	G	H
	直径 d_2 /mm	厚度 b_1 /mm																						
YPB II 315-500-355	315				355	130																		
YPB II 400-500-450	400				450	172																		
YPB II 500-500-560	500			500	560	222																	95	
YPB II 630-500-710	630			66	710	287	279	19	290	76	260	40	17	220	260	169	197	320	460	582	624			
YPB II 315-800-710	315				710	130																		
YPB II 400-800-1 000	400				1 000	172																	98	
YPB II 500-800-1 250	500			800	1 250	222																		
YPB II 630-800-1 600	630				1 600	287																		
YPB II 630-2 000-4 000	630				4 000	271																		
YPB II 710-2 000-4 500	710				2 000	311																	255	
YPB II 800-2 000-5 000	800			177	5 000	356	394	24	380	100	340	60	22	280	320	232	271	400	595	708	882			
YPB II 630-3 000-6 000	630				6 000	271																		
YPB II 710-3 000-7 100	710				3 000	311																	265	
YPB II 800-3 000-8 000	800				8 000	356																		

注：e、h、K₂、K₃等重要尺寸的公差不低于 IT12 级。

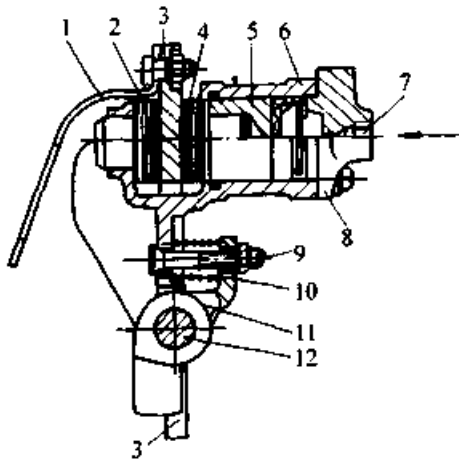


图 40.3-36 常开浮动钳盘式制动器
1—轮辐 2、4—摩擦块 3—制动盘 5—活塞
6—制动缸 7—进油孔 8—缸盖 9—螺栓
10—弹簧 11—机架 12—销轴

推动活塞 5，使摩擦块 4 压紧制动盘 3，由于制动缸 6 可浮动，所以活塞 5 的推动也同时使摩擦块 2 压紧制动盘 3 而制动，此时弹簧 10 被压缩。制动缸卸压，弹簧 10 伸展，使摩擦块离开制动盘而松闸。

图 40.3-37 所示为常闭浮动钳盘式制动器。

浮动钳 1 可沿导柱 7 作轴向移动，利用主弹簧 5 推动活塞从两侧压紧制动盘 3 而制动。需松闸时，将压力油通入油缸前腔 4 压缩主弹簧 5 而松

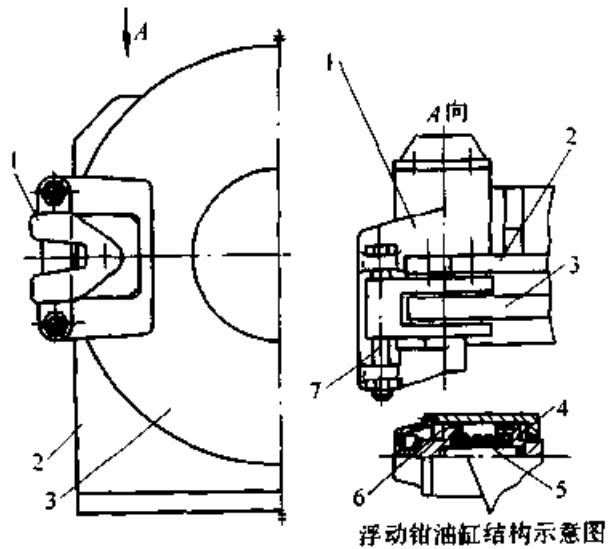


图 40.3-37 常闭浮动钳盘式制动器
1—浮动钳 2—机架 3—制动盘 4—制动缸前腔
5—主弹簧组 6—制动缸后腔 7—导柱
油缸后腔 6 中的油压可以保持主弹簧推力不变。这种制动器具有散热条件好、制动迅速和磨

损间隙自动补偿的优点。常用于提升机构的垂直制动。

5.2 全盘式制动器

全盘式制动器就是制动圆盘全部摩擦面参与制动时的摩擦，因而制动转矩大。为了具有更大的制动转矩，可采用多盘式制动器。全盘式制动器散热条件差，装拆制动盘不很方便。为了更换制动摩擦片方便，可采用扇形摩擦片。

图40.3-38所示为装于电动机轴上的常闭单盘式制动器。电动机尾盖上装有线圈7和弹簧6，圆盘5可沿导柱2作轴向移动。冷却风扇4上镶有摩擦环3，利用弹簧压紧盘5和摩擦环4而制动。需松闸时，通电流入线圈7，盘5被线圈吸合而脱离摩擦环3，实现松闸。改变垫片8的厚度可以调节制动转矩。

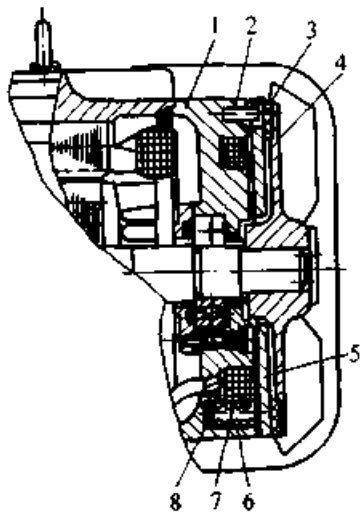


图 40.3-38 常闭单盘式制动器

1—尾盖 2—导柱 3—摩擦环 4—风扇 5—铁盘
(动铁心) 6—弹簧 7—线圈 8—垫片

5.3 锥盘式制动器

图40.3-40所示为锥形转子电动机上所用的锥盘式制动器。碟形弹簧2将转子轴5左推，使风扇内锥面所镶的摩擦衬垫压紧电动机的尾盖而制动。当电动机起动时，锥形转子电动机产生的磁拉力将转子轴向右推并压缩碟簧2而松闸。锥盘制动器可以在较小的轴向作用力下获得较大的制动转矩，因而尺寸紧凑。

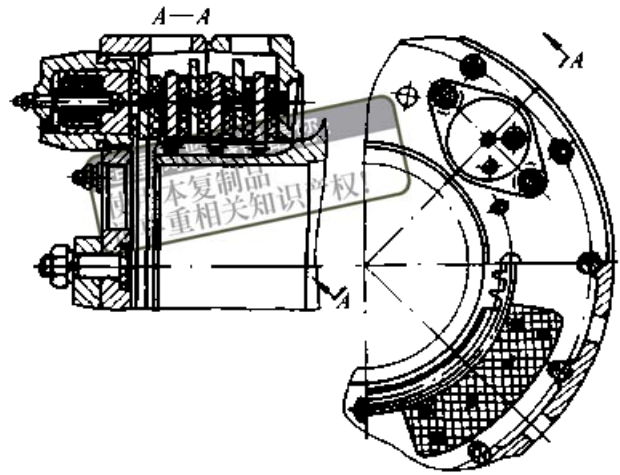


图 40.3-39 多盘式制动器

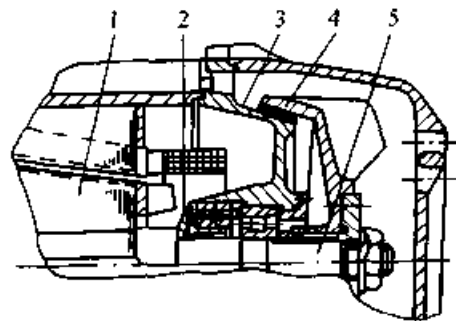


图 40.3-40 常闭锥盘式制动器

1—电动机 2—碟簧 3—电动机尾盖（与机座相联）
4—摩擦衬垫 5—电动机转子轴

5.4 载荷自制盘式制动器

在某些起升机构特别是人力驱动的起升机构中，不仅要求制动装置能安全可靠地停止和支持悬吊物品，而且要利用制动装置来控制物品下降的速度。由于单独的停止器（例如棘轮停止器）只能实现停止和支持物品；单独的制动器虽能基本上满足这些要求，但操纵不很方便，也不十分可靠。因此，往往采用由停止器和制动器组成的复合装置，这就是载荷自制制动器。按照结构不同，载荷自制制动器可分蜗杆式和螺旋式两种。

图40.3-41所示为蜗杆载荷自制锥盘式制动器。当安装于蜗轮轴上的卷筒悬吊重物时，物体的重力使蜗杆承受轴向力 F_1 。在 F_1 作用下，蜗杆轴端部的锥面（也用平面）与棘轮上的锥面产生摩擦力矩而接合，棘轮的逆止作用阻止重物下降。只有转动手柄才能使重物下降。

图40.3-42所示为螺旋载荷自制盘式制动器。当齿轮3顺时针方向转动时，螺旋副使齿轮

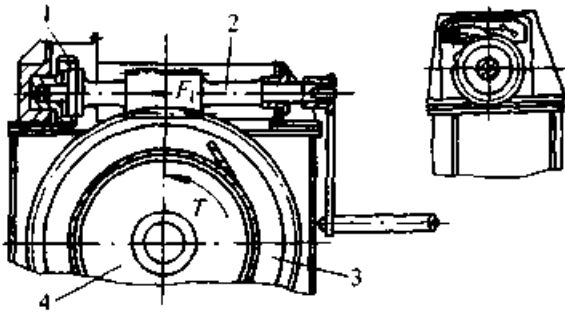


图 40.3-41 手动绞车中的蜗杆载荷自制锥盘式制动器
1—棘轮 2—蜗杆 3—蜗轮 4—卷筒

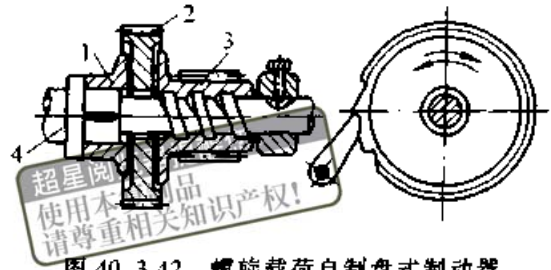


图 40.3-42 螺旋载荷自制盘式制动器
1—挡圈 2—棘轮 3—齿轮 4—轴

转动时，带动轴 4 反转，重物下降。

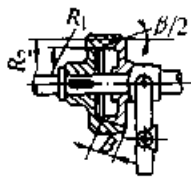
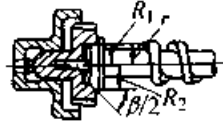
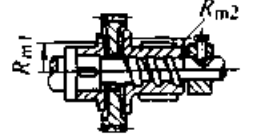
3、棘轮 2 和挡圈 1 的端面相互压紧，并带动轴 4 转动而提升重物。当齿轮 3 停止时，棘轮 2 的逆止作用使重物悬吊空中。当齿轮 3 逆时针方向

5.5 盘式制动器的设计计算

盘式制动器的主要设计内容及计算式列于表 40.3-27。

表 40.3-27 盘式制动器的设计计算

计算简图	计算内容	计算式	说明
<p>全盘式</p>	轴向推力 F_a (N) 摩擦盘当量半径 R_e (mm) 油缸个数 m	$F_a = \frac{T_c}{2\mu R_e}$ $R_e = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)}$ 当 $R_2 \leq 1.8R_1$ 时，取 $R_e \approx \frac{R_1 + R_2}{2}$ $m = \frac{4F_a}{\pi d^2 p_e}$	T_c —计算制动转矩 (N·mm)，按式 (40.3-2) 和式 (40.3-3) 计算 R_1 、 R_2 —摩擦盘的内、外半径 (mm) 全盘式取 $R_2 = (1.2 \sim 2.5)R_1$ 锥盘式取 $R_2 = (1.2 \sim 1.6)R_1$ R_1 根据结构确定 z —摩擦副数目 μ —摩擦系数，表 40.3-4 p_e —工作油压强 (MPa) d —活塞直径 (mm)
<p>常开钳盘式</p>	总轴向推力 F_a (N) 卡钳副数 x 一副卡钳的推力 F_i (N) 摩擦衬面的压强 p (MPa)	$F_a = \frac{T_c}{\mu a}$ $x = \frac{F_a}{F_i}$ $F_i = p_e A'$ $p = \frac{F_a}{A} \leq p_p$	a —卡钳与盘面接触中心到制动盘中心的距离 (mm) p —摩擦面压强 (MPa) p_p —摩擦材料许用压强 (MPa)，表 40.3-4 m —油缸个数 x —卡钳副数 F_i —每副卡钳的推力 (N) A' —单缸摩擦块面积 (mm ²) A —摩擦面总和 (mm ²)
<p>常闭钳盘式</p>	总轴向推力 F_a (N) 单缸推力 F'_a (N) 松闸时作用在制动弹簧上的压力 F_2 (N) 液压缸内径 D (mm) 摩擦块压强 p (MPa)	$F_a = \frac{T_c}{\mu a}$ $F'_a = \frac{F_a}{m}$ $F_2 = F'_a + W$ $W = \frac{c\epsilon}{n_1} + W_1$ $D = \sqrt{\frac{4F'_a}{\pi p_e} + d_1^2}$ $p = \frac{F'_a}{A} \leq p_p$	W —压缩碟簧所需之力 (N) c —碟簧刚度 (N/mm) ϵ —退距 (mm) n_1 —碟簧数目 W_1 —缸内各运动部分的摩擦阻力 (N) d_1 —活塞轴直径 (mm) β —摩擦锥角 (°) 取 $\frac{\beta}{2} > \rho + (2' \sim 3')$

计算简图	计算内容	计算式	说明
 <p>锥盘式</p>	轴向推力 F_a (N) 当量摩擦半径 R_c (N) 摩擦副压强 p (MPa)	$F_a = \frac{T_c \sin(\beta/2)}{\mu R_c}$ $R_c \approx \frac{R_1 + R_2}{2}$ $p = \frac{F_a}{2\pi R_c B \sin(\beta/2)} \leq p_v$	超星浏览器提醒您： 版权归作者所有，侵权必究！ ρ —摩擦角 ($^\circ$) B —摩擦锥面有效宽度 (mm) T_c —负载转矩 ($N \cdot mm$) R_0 —蜗轮节圆直径 (mm) r —螺旋中半径 (mm) R_{m1} —摩擦盘1的平均半径 (mm)，见螺旋载荷自制式计算简图 R_{m2} —摩擦盘2的平均半径 (mm)，见螺旋载荷自制式计算简图
 <p>蜗杆载荷自制式</p>	轴向推力 F_a (N)	$F_a = \frac{T_1}{R_0}$ 其余计算同锥盘式	α —螺旋升角 ($^\circ$)，取 $\alpha = 12^\circ \sim 25^\circ$ ρ' —螺纹副摩擦角 ($^\circ$) $\rho' = 2^\circ \sim 3^\circ$ η_1, i_1 —电动机到制动轴的传动效率和传动比 T_1 —螺旋载荷自制盘式制动器的摩擦面间的摩擦转矩 ($N \cdot mm$)，通常 $T_1 = (0.15 \sim 0.5) T'$
 <p>螺旋载荷自制式</p>	轴向推力 F_a (N) 保证重物悬吊条件 重物下降所需转矩 T_0	$F_a = \frac{T_1}{r \tan(\alpha + \rho') + \mu R_{m2}}$ $\mu(R_{m1} + R_{m2}) \geq (r \tan(\alpha + \rho') + \mu R_{m1}) \eta_1^2$ $T_0 = (T_1 - T') / (i_1 \eta_1)$	T' —螺旋副的摩擦阻力矩 ($N \cdot mm$)，取 $T' = (0.1 \sim 0.3) T_1$ T_0 —重物下降所需的转矩 ($N \cdot mm$)，通常 $T_0 \approx (0.3 \sim 0.6) T_1$

6 磁粉制动器

磁粉制动器由转动部分(转子)和固定部分(定子)组成,在转子与定子的工作间隙中充填用磁性材料制成的磁粉,利用激磁线圈通电后磁粉磁化而形成的磁粉链来联接转子和定子,阻止两者的相对转动以实现制动。因此,磁粉制动器的工作原理与磁粉离合器相似,所不同的是由磁粉链联接的两部分之一固定在机架上,成为定子;另一部分(转子)与机构的制动轴相联。

磁粉制动器的制动转矩与磁粉链的抗剪强度和磁粉填充程度有关。磁粉链的抗剪强度与磁粉的磁化强度成正比,但激磁电流大到使磁粉达到磁饱和时,制动转矩增长就减缓。激磁电流、磁粉充填率与制动转矩的关系曲线如图 40.3-43 所示。

磁粉制动器的结构如图 40.3-44 所示。定子由件 2 及件 5 组装而成,以便安装激磁线圈 3。薄

壁圆筒 7 与非磁性的铸铁套筒 1 组成转子(被制动件)。在转子与定子的工作间隙中填充磁粉 6。为防止磁通短路,特安装抗磁材料制的圆盘 4。定子组件 2 上有散热片,由转子上的风扇扇风冷却。给激磁线圈通电,就实现制动,断电就解除制动。

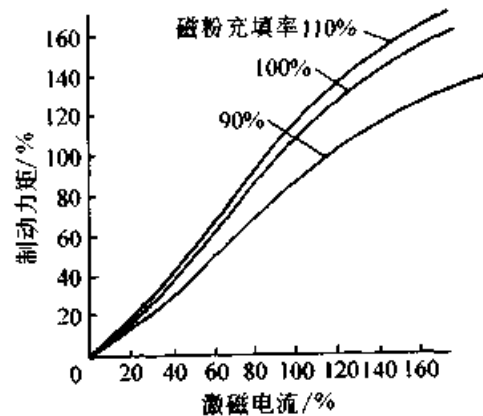


图 40.3-43 制动转矩与激磁电流、磁粉填充率的关系

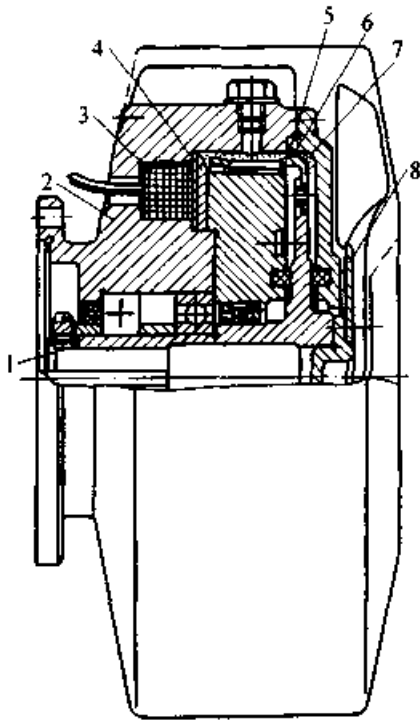


图 40.3.44 磁粉制动器的结构

- 1—非磁性铸铁套筒 2、5—定子组件 3—激磁线圈
4—非磁性圆盘 6—磁粉 7—薄壁圆筒
(转子) 8—风扇

磁粉制动器的体积小，质量轻，激磁功耗不

大，制动转矩与转速无关；但制动时磁粉与转子和定子的摩擦会引起零件的磨损。磁粉制动器适用于自动控制系统和试验设备。

FZ型磁粉制动器的性能参数列于表 40.3-28，其尺寸系列见 JB/T 5989-1992。

7 电磁涡流制动器

电磁涡流制动器的构造、工作原理、磁路计算与转差式电磁离合器（参看本篇第 2 章）基本相同，只是将磁极与机壳相联固定，成为定子；电枢（转子）与制动轴相联。

电磁涡流制动器坚固耐用，使用寿命长，调速范围大；但低速运转时效率低、温升高，必须采取强制散热措施。由于必须保持转子与定子有转速差才能工作，所以电磁涡流制动器是属于降速式制动器，通常用于二级制动中的第一级，使机构或机器达到在停车前的低速并吸收 90% 以上的动能，以减轻第二级停止式制动器的负担。常用于有垂直载荷的机器，有时用作试验机的加载（耗能）装置。

电磁涡流制动器的计算制动转矩可按下式计算

表 40.3-28 FZ 型磁粉制动器性能参数（摘自 JB/T 5989—1992）

磁粉制动器 型号	公称 转矩 T_n /N·m	75℃时线圈			许用同步 转速 n_p /(r/min)	转动惯量 J /kg·m ²	自冷式			风冷式		液冷式					
		最大电压 U_{max} /V	最大电流 I_{max} /A ≤	时间常数 T_{ic} /s ≤			许用滑差 功率 P_p /W ≥	许用滑差 功率 P_p /W ≥	风量 /(m ³ / min)	许用滑差 功率 P_p /W	液量/ (L/ min)						
FZ0.5□	0.5	24	0.4	0.035	1 500	6.6×10^{-5}	8	—	—	—	—	—					
FZ1□	1		0.54	0.04		1.78×10^{-4}	15										
FZ2.5□	2.5		0.64	0.052		3.4×10^{-4}	40										
FZ5□	5		1.2	0.066		7.6×10^{-4}	70										
FZ10□·□/□	10		1.4	0.11		1.43×10^{-2}	110						200	0.2			
FZ25□·□/□	25		1.9			4.5×10^{-3}	150						340	0.4			
FZ50□·□/□	50		2.8	0.12		1.2×10^{-2}	260						400	0.7	1 200	3	
FZ100□·□/□	100		3.6	0.23		4×10^{-2}	420						800	1.2	2 500	6	
FZ200□·□/□	200		3.8	0.33		1 000	0.104						720	1 400	1.6	3 800	9
FZ400□·□/□	400		5	0.44			0.273						900	2 100	2	5 200	15
FZ630□·□/□	630	80	1.6	0.47	750	0.53	1 000	2 800	2.4	—	—						
FZ1 000□·□/□	1 000		1.8	0.57		0.93	1 200	3 900	3.2								
FZ2 000□·□/□	2 000		2.2	0.8		2.44	2 000	6 300	5								

$$T_c = \frac{9\,550 P \eta}{in} \quad (40.3-36)$$

式中 T_c ——计算制动转矩 (N·m);
 P ——电动机的额定功率 (kW);
 n ——电动机的转速 (r/min);
 i ——电动机至制动轴的传动比;
 η ——电动机到制动轴的传动效率。

近似计算时, 可取

$$T_c = 2T_l \quad (40.3-37)$$

式中 T_c ——计算制动转矩 (N·m);
 T_l ——负载转矩 (N·m)。

电磁涡流制动器的筒形电枢的直径和长度乘

积 (mm²) 的概略值, 可按下式计算

$$DL = \frac{10^7 T_c}{52 z \delta B^2} \quad (40.3-38)$$

式中 D ——电枢直径 (mm);
 L ——电枢长度 (mm);
 T_c ——计算制动转矩 (N·m);
 z ——磁极对数;
 δ ——工作间隙 (mm);
 B ——工作间隙磁通密度 (T)。

WZ 型电磁涡流制动器的主要性能参数列于表 40.3-29, 外形图见图 40.3-45, 主要尺寸系列见表 40.3-30。

表 40.3-29 WZ 型电磁涡流制动器主要性能参数 (摘自 JB 7561—1994)

机座号	公称制 动转矩 T_n /N·m	限定制 动力矩 T_{max} /N·m	允许最 大转速 n_p /(r/min)	转子转 动惯量 J_n /kg·m ²	匹配绕线转子电动机 P/kW				
					机 座 号	S3 40%			
						1 000 r/min	750 r/min	600 r/min	
H160	64	196	3 000	0.13	160M1	5.5	—	—	
					160M2	7.5	—	—	
					160L	11	7.5	—	
H180	118	245		0.18	180L	15	11	—	
H200	170	390		0.25	200L	22	15	—	
H225	245	540		0.38	225M	30	22	—	
H250	390	785	2 250	0.42	250M	37	30	—	
						45	37	—	
H280	620	1 180	1 800	1.3	280	55	45	37	
H315	980	1 860		2.7	315	—	75	55	45
				4.75	355M	—	—	90	75
H355	1 180	2 060	5	355L	—	—	—	110	
	1 700	3 040	6.5	400L ₁	—	—	—	132	
H400	1 860	3 720	6.5	400L ₁	—	—	—	160	
	2 250	4 410	6.75	400L ₂	—	—	—	200	

注: 1. 公称制动转矩 T_n 指转速 $n = 100$ r/min, 励磁绕组热稳定时的制动转矩。
 2. 限定制动转矩 [T_{max}] 指转速 $n = 950 \sim 1\,000$ r/min, 励磁绕组热稳定时的制动转矩。

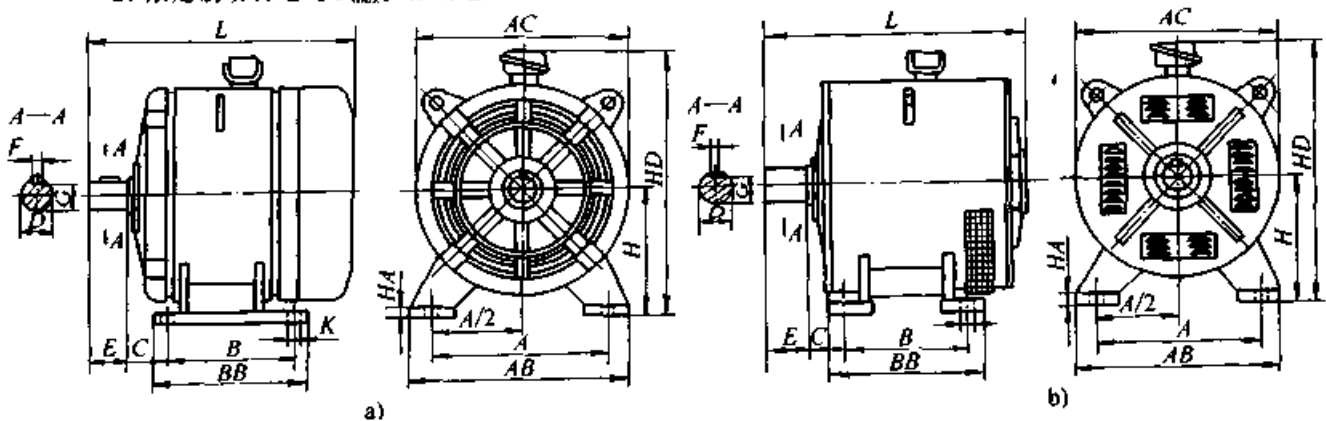


图 40.3-45 WZ 型电磁涡流制动器

a) 机座号 H160~H280 b) 机座号 H315~H400

表 40.3-30 WZ 型电磁涡流制动器主要尺寸 (摘自 JB 7561—1994)

机座号	安 装 尺 寸 及 公 差														外 形 尺 寸												
	A		A/2 ^①		B	C		D		E		F		G		H		K			螺栓直径	AB	AC	BB	HA	HD	L
	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸							
H160	254	127		178	28		42		12		37		160		15	+0.43					M12	300	317	234	13	420	419
H180	279	139.5	±0.75	210	30		48		14		42.5		180		15	0				Φ1.5 ^②	355	355	250	13	460	434	
H200	318	159		254	28	±1.0	55		16	±0.43	49		200		19	0					M16	400	395	300	16	510	452
H225	356	178		254	43		55	+0.030	16		49		225		19							450	445	300	16	540	492
H250	406	203		279	56		60	+0.011	18		53	0	250		24	+0.52					M20	500	495	335	25	590	585
H280	457	228.5	±1.0	305	56	±1.5	70		20		62.5		280		24	0						560	555	365	25	660	693
H315	508	254		311	115		85		22		76	0	315		28						M24	610	625	385	25	725	735
H355	610	305		349	121	±2.0	100	+0.035	28	±0.50	90		355		28							700	705	420	35	805	920
H400	686	343	±1.25	457	102		110	+0.015	28	165	100		400		35	+0.62					M30	800	790	550	35	895	1 075

① 如 K 孔的位置度合格, 则 A/2 可不做考核。

8 制动器的驱动装置

制动器的驱动装置，对于常闭式制动器就是松闸装置，对于常开式制动器就是紧闸装置。驱动装置性能的优劣直接影响制动器的性能。制动器的驱动装置有交、直流电磁铁、液压缸、气压缸、电力液压推动器、电磁液压推动器、离心推动器及螺旋推动器等。

由于电磁铁作为驱动装置，动作时冲击和噪声大，工作不平稳、操作频率受限制，目前已逐渐被其他性能更好、可靠度更高并能自动补偿磨损间隙（退距）的驱动装置，例如电力液压推动器和电磁液压推动器所取代。

8.1 电力液压推动器

电力液压推动器（单推杆）的结构如图40.3-46所示。推动器的电动机与机构电动机联锁，在机构电动机通电的同时，推动器的电动机也通电，电动机1带动叶轮2旋转，将油液从泵壳3外吸入壳内，经过分油器4推动活塞5连同推杆7上升（此时上油腔油液有通道流入下油腔），再经制动器的杠杆传动系统，推开块式制动器的制动臂而解除制动（松闸）。

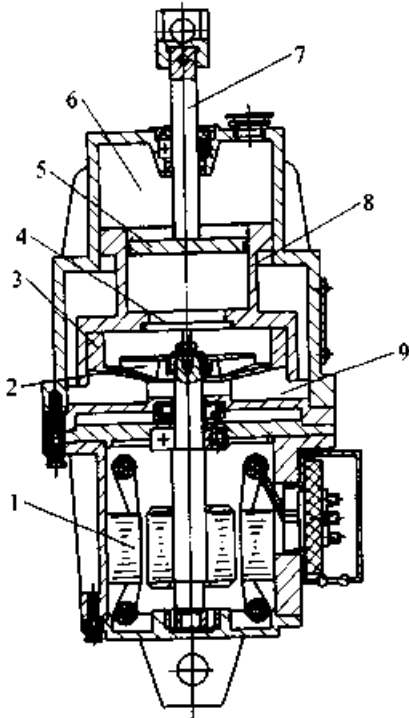


图 40.3-46 电力液压推动器结构

1—电动机 2—叶轮 3—泵壳 4—分油器 5—活塞
6—上油腔 7—推杆 8—压力缸 9—下油腔

图40.3-47所示为带有磨损间隙补偿功能的单推杆电力液压推动器的结构。上、下油腔2和7中均贮有油液且相通。当通电时，电动机9带动叶轮6旋转，油液从上、下油腔经过导油腔8进入压力油腔10。此时单向阀5关闭，油压迫使可动液压缸4连同活塞3和推杆1上升而松闸。电动机断电后，在制动器的制动主弹簧作用下，将推杆1和活塞3下压，连同可动液压缸4下降，将压力油腔10中的油液原路压回，制动器制动。当瓦块摩擦衬垫磨损、退距增大后，制动器主弹簧将进一步伸长，迫使推杆1和活塞3进一步下压，此时可动液压缸4已降到最低位置不能再下降，于是补偿油腔11内的压力增大，单向阀5开启，推杆1进一步下移，从而补偿了磨损间隙而保持推动器行程不变。

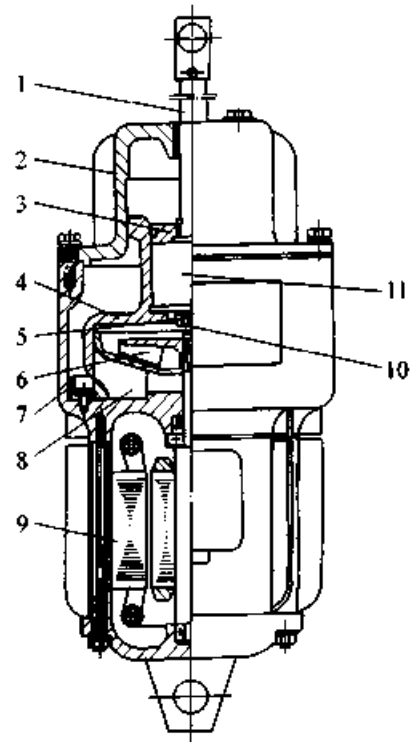


图 40.3-47 带有磨损间隙补偿功能的电力液压（单杆）推动器

1—推杆 2—上油腔 3—活塞 4—可动液压缸
5—单向阀 6—叶轮 7—下油腔 8—导油腔
9—电动机 10—压力油腔 11—补偿油腔

电力液压推动器的主要性能参数见表40.3-

表 40.3-31 Ed 型电力液压推动器的主要性能参数

型 号	推力/ N	行程/ mm	功/ J	制动弹簧力/ N	功率/ W	电流/ A	操作频率/ h^{-1}	重量/ kg
Ed 23/5	220	50	11	180	165	0.5	2 000	10
Ed 30/5	300	50	15	270	200	0.5	2 000	14
Ed 50/6	500	60	30	460	210	0.5	2 000	23
Ed 80/6	800	60	48	750	330	1.2	2 000	24
Ed 50/12	500	120	60	—	210	0.45	1 200	26
Ed 80/12	800	120	96	—	330	1.2	1 200	27
Ed 121/6	1 250	60	75	1 200	330	1.2	2 000	39
Ed 201/6	2 000	60	120	1 900	450	1.3	2 000	39
Ed 301/6	3 000	60	180	2 700	550	1.4	1 500	40
Ed 121/12	1 250	120	150	—	330	1.2	1 200	39
Ed 201/12	2 000	120	240	—	450	1.3	1 200	39
Ed 301/12	3 000	120	360	—	550	1.4	900	40

8.2 电磁液压推动器

电磁液压推动器的结构如图 40.3-48 所示。油液可从贮油腔 1 经通道 7 进入工作油腔 3，当电磁线圈通电后，动铁心 4 被吸引上升，工作油腔缩小，工作腔内油压增大，单向阀 6 又阻止油液返回油腔 1，于是压力油液推动活塞 8 连同推杆 9 上升，从而使制动器松闸。当电磁线圈断电失去吸力，在制动器主弹簧力作用下，推杆 9、活塞 8 及动铁心 4 落下，制动器紧闸。若制动过程造成制动瓦块衬垫磨损，制动主弹簧将进一步伸长使瓦块将制动轮抱紧；同时又使推杆 9 和活塞 8 多下降一个微小距离。此时工作腔 3 的压力增大，使动铁心 4 也下降一个微小距离。这时补偿阀 5 下面的小顶柱 11 顶开补偿阀 5，将工作腔内压力油释放到下油腔 10，直到工作油腔与下油腔压力平衡，而动铁心 4 又被其中弹簧 12 向上推回复位，并闭合了补偿阀 5，于是完成了磨损间隙自动补偿过程。由于补偿磨损间隙后，动铁心 4 又复位，下次工作行程未变，故制动器的退距也保持不变。

电磁液压推动器的技术参数列于表 40.3-32。

8.3 离心推动器

离心推动器的结构如图 40.3-49 所示。当推动器的电动机 5 带动离心杆系 3 旋转时，在惯性

离心力的作用下，离心杆系 2 推动推杆 1 上升使制动器松闸。电动机停止，在弹簧 2 的作用下推杆下降返回，制动器紧闸。离心推动器动作平稳，冲击小，无噪声，对工作环境温度不敏感；

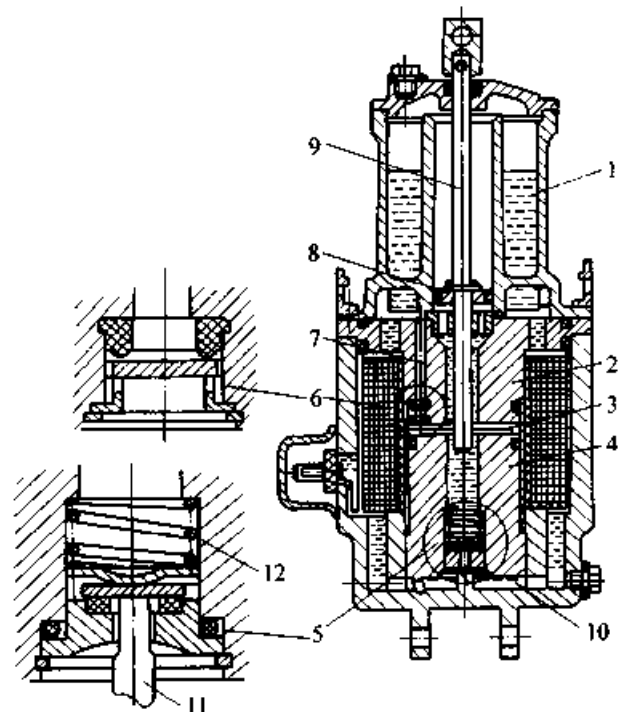


图 40.3-48 电磁液压推动器结构

- 1—贮油腔 2—固定铁心 3—工作油腔
- 4—动铁心 5—补偿阀 6—单向阀
- 7—通道 8—活塞 9—推杆
- 10—下油腔 11—小顶杆 12—弹簧

表 40.3-32 MY 型电磁液压推动器主要技术参数

型号	额定推力 /N	额定行程 /mm	补偿行程 /mm	上升时间 /s	下降时间 /s	液压油			
						操作频率/h		环境温度	
						JC25%~40%	JC60%	< -10℃	> -10℃
MY ₁ -25	250	20	50	0.3	0.25	900	720	10 号航空液压油	25 号变压器油
MY ₁ -50	500	22	90	0.3					
MY ₁ -100	1 000	25	110	0.35					
MY ₁ -200	2 000	30	120	0.4					

使用本复制品
操作频率/h
请您：
复制品
相关知识

但起动时间较长，零件磨损大，并要求离心杆系动平衡。离心推动器的主要技术参数列于表 40.3-33。

8.4 滚动螺旋推动器

滚动螺旋推动器的结构如图 40.3-50 所示。

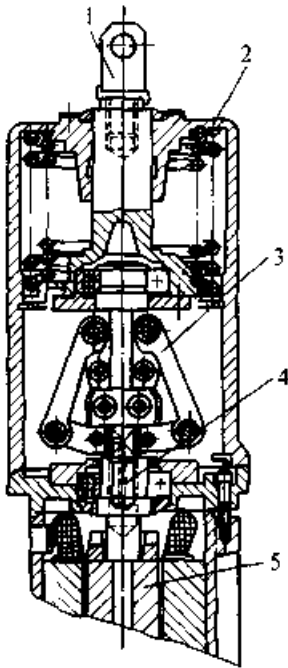


图 40.3-49 离心推动器

1—推杆 2—主弹簧 3—离心杆系
4—空心轴 5—电动机

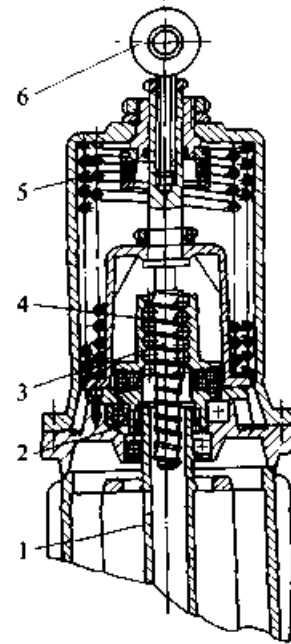


图 40.3-50 滚动螺旋推动器

1—电动机轴 2—超越离合器 3—螺杆
4—螺母 5—弹簧 6—推杆

表 40.3-33 离心推动器的技术参数

额定推力 /N	额定行程 /mm	下降时间① /s	电动机功率 /kW	最大操作频率/h ⁻¹		质量 /kg
				电动机单向转	电动机双向转	
250~400	20	0.2~1	0.15	1 500	1 200	20
500~1 250	25	0.3~1.5	0.3	1 200	960	32
1 250~2 000	40	0.3~2.5	0.7	800	640	55
2 500~6 300	50	0.3~4	2.0	500	400	104

① 下降 2/3 额定行程时的时间。

电动机的空心轴1通过超越离合器2与滚动螺旋的螺母4相联。电动机通电后，带动螺母4转动迫使螺杆上升，压缩弹簧5并使推杆6上升，制动器松闸。电动机断电后，因滚动螺旋传动不能自锁，在弹簧5的推力作用下，迫使螺母反转，螺杆下降复位，制动器紧闸。在螺母反转时由于超越离合器的作用，电动机轴1不转动。滚动螺旋推动器常用于需要点动的场所，如安装用起重机、集装箱的装运设备等。滚动螺旋推动器的主要技术参数列于表40.3-34。

表 40.3-34 滚动螺旋推动器主要技术参数

额定推力 /N	额定行程 /mm	推动时间 /s	下降时间 /s
450	50	0.9	0.5
680		1.1	
1 000		1.2	
2 400		2.0	0.8
最大操作频率 /h ⁻¹	电动机功率 /kW	质量 /kg	
1 800	0.16	20	
	0.22	22	
1 500	0.30	28	
	0.36	49	

8.5 气压驱动装置

图40.3-51所示为气压驱动装置示意图。由压缩空气系统提供制动力，操纵系统控制阀就可使制动器紧闸或松闸，并可调节制动转矩。气压驱动装置还具有磨损间隙自动补偿功能，常用于常开式制动器，如车辆和起重机运行机构的制动器。

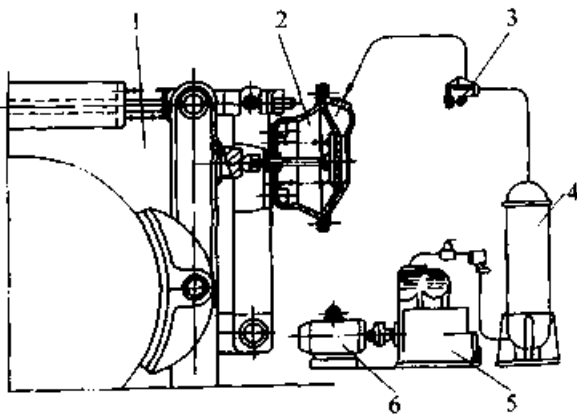


图 40.3-51 气压驱动装置

- 1—制动器 2—气缸 3—稳压阀 4—贮气筒
- 5—压气机 6—电动机

8.6 人力操纵机构

图40.3-52所示为常闭带式制动器的人力操纵杠杆机构。重锤1的重力使制动器紧闸。操纵手柄2通过杠杆系统3使制动松闸。设计杠杆系统时，应使杠杆受拉而少受或不受弯、压、扭转，以改善杠杆受力状况、减少变形和损伤。杠杆应有足够的刚度。按最大操纵力（手动取160~200 N，脚踏取250~300 N）来决定杠杆传动比。

图40.3-53所示为蹄式制动器的人力操纵的液压驱动系统。操纵手柄1将液压缸2中油液经管道压入制动缸3，制动缸使蹄式制动器紧闸。反向操纵手柄1，油液返回，制动器松闸。这种操纵系统在汽车和中小型起重机械中得到广泛应用。

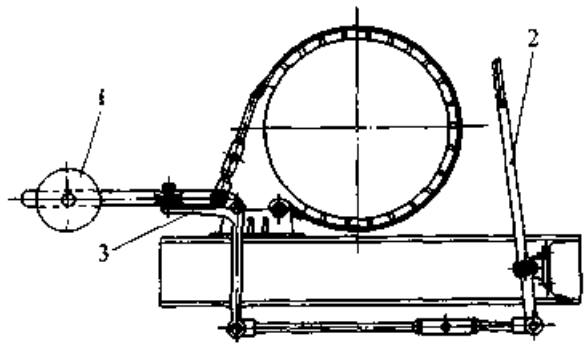


图 40.3-52 人力操纵的杠杆机构

- 1—重锤 2—杠杆 3—手柄

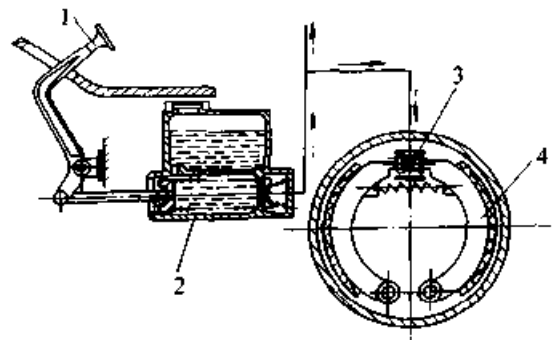


图 40.3-53 人力操纵的液压驱动系统

- 1—手柄 2—液压缸 3—制动缸 4—蹄式制动器

9 制动器的摩擦副磨损间隙自动补偿装置

制动器在制动过程中，由于摩擦副不可避免的工作磨损会使制动器的退距增大。这将使常闭式制动器的制动弹簧行程加大，制动力减小，造

成潜在危险；对于常开式制动器，退距的增大将使驱动装置的行程加大，制动过程延长，操纵难度加大。尤其车辆制动器摩擦副的过度磨损将导致行车事故。所以，重要的制动器都必须有摩擦副磨损间隙自动补偿装置，以保证制动器的退距和驱动装置工作行程的恒定。

除前已述及的具有磨损间隙自动补偿功能的电力液压推动器和电磁液压推动器外，常见的摩擦副磨损间隙补偿还有多种。

9.1 密封圈式自动补偿装置

图 40.3-54 所示为密封圈式自动补偿装置的工作原理。这种装置常用于常开式盘式制动器的驱动装置中。当制动器制动时，油液压力使活塞 4 左移，摩擦块 2 压紧制动盘 1。此时密封圈 3 的内缘随活塞移动而变形（变形量等于活塞前移量），如图 40.3-54a 所示；松闸时，液压缸卸压，密封圈 3 的弹力将活塞 4 拉回复位，如图 40.3-54b 所示。当摩擦块 2 磨损变薄后，制动时缸内油压将克服活塞与密封圈的极限摩擦力，使活塞继续左移，直至摩擦块 2 压紧制动盘 1 为止，如图 40.3-54c 所示；松闸时，液压缸卸压，密封圈 2 的弹力仍将活塞 4 拉回（拉回量等于密封圈变形量），而活塞 4（连同摩擦块 2）实际位置左移了一个微小距离（等于摩擦块的磨损量），如图 40.3-54d 所示。于是摩擦块与制动盘的磨损间隙由活塞与密封圈的相对滑移而自动补偿。这种装置要求密封圈的材料具有很好的弹性和抗疲劳、耐热、耐磨、耐油蚀的性能。

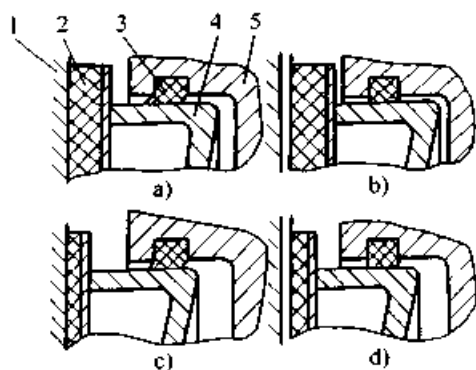


图 40.3-54 密封圈式自动补偿装置
a) 制动时（磨损前） b) 松闸时（磨损前）
c) 制动时（磨损后） d) 松闸时（磨损后）
1—制动盘 2—摩擦块 3—密封圈
4—活塞 5—制动缸

图 40.3-55 所示为具有密封圈自动补偿装置的钳盘式制动器。它常用于车辆中。

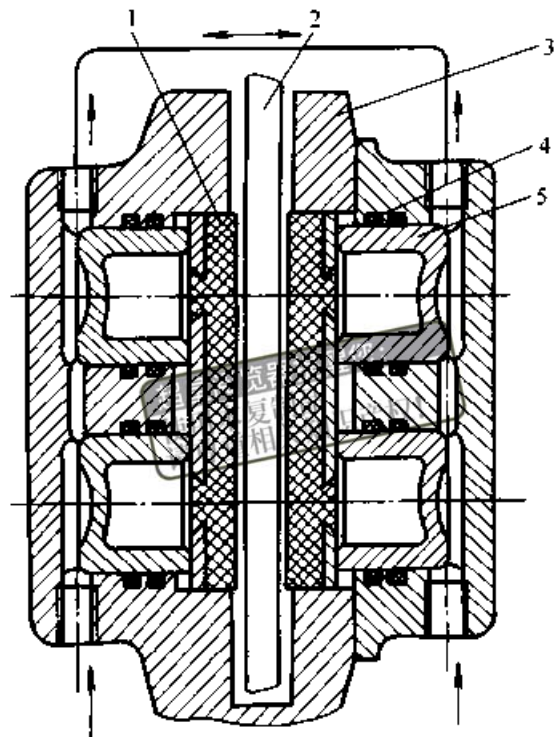


图 40.3-55 车辆用的密封圈自动补偿钳盘式制动器
1—摩擦块 2—制动盘 3—机体
4—密封圈 5—活塞

9.2 卡环式自动补偿装置

卡环式自动补偿装置如图 40.3-56 所示。卡环组 3 紧卡在中心销轴 2 上，给弹簧 1 和活塞 4 定位，使摩擦块 5 与制动盘保持一定距离（即退距）。当压力油液由孔 A 进入油腔时，压缩弹簧 1 并推动活塞 4 右移，使摩擦块压紧制动盘（未

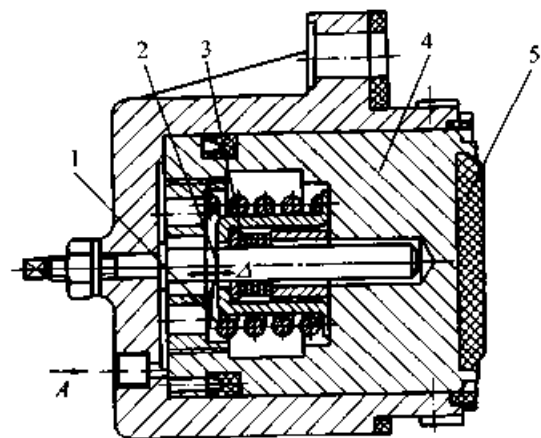


图 40.3-56 卡环式自动补偿装置
1—弹簧 2—中心销轴 3—卡环组
4—活塞 5—摩擦块

画出)而制动。当摩擦块5磨损使退距增加量大于间隙 Δ 时,卡环组3就会在油液压力下克服与中心销轴2的摩擦阻力,沿销轴2右移距离 Δ ,从而实现磨损间隙的自动补偿,保持制动器的退距不变。这种补偿装置常用于常开式制动器中。

9.3 可变铰点式自动补偿装置

图40.3-57所示为带有可变铰点式自动补偿装置的常闭块式制动器。制动弹簧2推动衔铁3和制动臂4(绕销轴7转动)、连杆6和制动臂5,使制动器紧闸。线圈1通电后,吸合衔铁3,使制动器松闸。

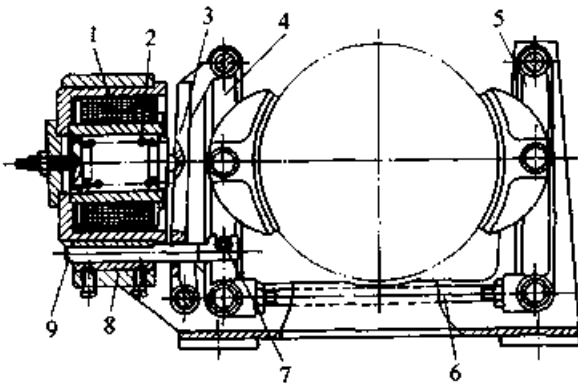


图 40.3-57 带有可变铰点式自动补偿装置的常闭块式制动器

- 1—电磁线圈 2—弹簧 3—衔铁 4、5—制动臂
6—连杆 7—销轴 8—套筒 9—支承臂

当制动瓦块的摩擦衬瓦磨损后,弹簧2的张力使支承臂9克服与套筒8的摩擦阻力而向右移,改变了支承销轴7的位置,从而自动补偿瓦

块摩擦衬瓦的磨损量,以保持制动器的退距不变。

9.4 进给式自动补偿装置

图40.3-58所示为带有进给式自动补偿装置的驱动电磁铁。线圈1未通电时,衔铁3及其底盘9处于低位置,杠杆系统使卡钳10与顶杆4脱离,弹簧2通过杠杆5使制动器紧闸。线圈1通电后,衔铁上升,卡钳10与顶杆4上的齿啮合,衔铁3带动底盘9和顶杆4继续上升,使制动器松闸。由于卡钳齿与顶杆齿的啮合位置可随磨损量加大而变化,故可保持制动器的退距不变。通过游标11可读出制动弹簧2的推力。

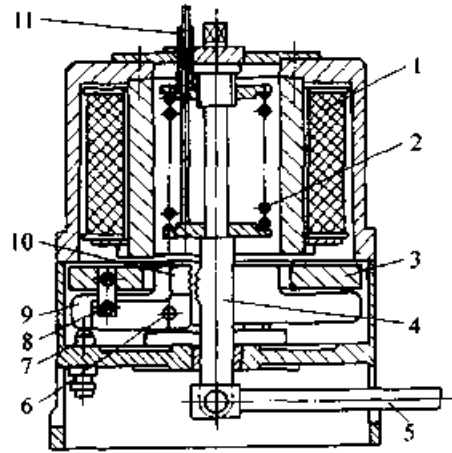


图 40.3-58 进给式自动补偿电磁铁

- 1—线圈 2—制动弹簧 3—衔铁 4—顶杆
5—杠杆 6、8—销轴 7—定位螺钉
9—底盘 10—卡钳 11—游标尺

第4章 国外离合、制动装置

为了借鉴国外的先进技术,本章选录了部分国外常用的离合器和制动器产品的规格、性能、技术参数和尺寸,供设计机械时参考。

1 德国伦茨 (Lenze) 公司离合器和制动器

1.1 概述

德国伦茨 (Lenze) 公司是机械传动和电子驱动产品的专业制造企业。伦茨公司生产的制动器和离合器的种类和特点如下:

(1) 弹簧加压制动器(制动力矩:2~600 N·m)

这种制动器具有耐磨损的转子。在产品出厂时调整了制动间隙,使安装快速简单。

(2) 永磁制动器(制动力矩:3.5~120 N·m)

这种制动器闭合时无间距,可无间隙传递制动力矩。

(3) 电磁制动器、离合器(制动力矩:0.3~480 N·m,离合力矩:0.3~480 N·m)

这种制动器和离合器闭合时间短,并有较小转动惯量,因此可实现高频率的开闭操作;并且也能实现无间隙传递制动力矩。

(4) 磁粉制动器、离合器(制动力矩:10~320 N·m,离合力矩:2.5~320 N·m)

这种制动器和离合器可平滑生成力矩,且力矩值可以精确控制;运行无噪声。

(5) 组合式离合制动器(制动/离合力矩:7.5~120 N·m)

这是一种将离合器和制动器设置在同一机体内的组合单元。它能起离合器或制动器的作用。无需拆卸就可以实现间隙调整,易于维护。在输入转速不变的情况,实现高频率开闭。

限于篇幅本章仅介绍电磁制动器、离合器和弹簧加压制动器。在选用以上制动器和离合器需要详细的资料时,可同伦茨公司北京代表处联系。伦茨公司北京代表处联系电话:010-64411470, E-mail: Lenzebj @ Lenze.com.cn, http://www.Lenze.com.cn

1.2 电磁离合器和制动器

1.2.1 工作原理、结构、特点和应用

电磁制动器和离合器的力矩是通过干摩擦面的摩擦产生的。根据需要,电磁制动器和离合器有多种结构型式。图 40.4-1 是电磁离合器安装在 A、B 两轴上的结构。A 轴 9 和 B 轴 10 之间装有一电磁离合器。转子 4 和衔铁盘 1 分别在 B、A 轴上旋转。定子 6 固定在机架上。当 A、B 轴需要接合时,给定子线圈 7 供电,这就产生一磁场,使转子 4 磁化(但无轴向移动),从而吸引衔铁盘 1 与转子 4 结合,完成 A、B 轴的接合过程。当 A、B 轴需要分离时,停止给定子供电,磁场消失,预应力弹簧 2 牵引衔铁盘 1 复位,完成了 A、B 轴的分离过程。

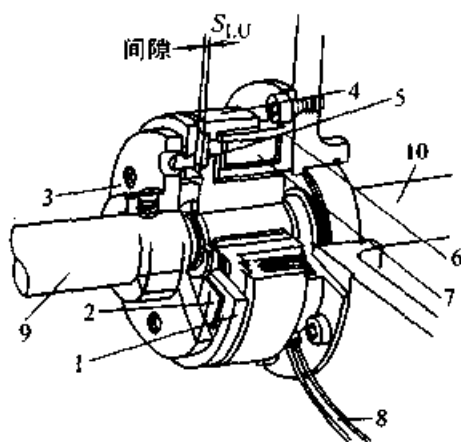


图 40.4-1 电磁离合器的典型结构

1—衔铁盘 2—预压弹簧 3—法兰轮毂
4—转子 5—摩擦垫 6—定子 7—线圈
8—电线 9—A 轴 10—B 轴

图 40.4-2 是电磁制动器安装在轴上的一种典型结构。定子 5 安装在机架 4 上,轴 8 相对于机架 4 只能转动而无轴向移动。当轴 8 需要制动时,给定子线圈 6 供电,定子产生的磁力牵引衔铁盘 2 压向摩擦垫 7 (预应力弹簧张紧),完成轴 8 的制动过程。当需要松闸时,定子断电,磁力消失,衔铁盘 2 在预压弹簧 1 牵引下复位,完

成了松闸的过程。此制动器没有转子，这与前面的离合器有些区别。

上述电磁离合器和制动器能在任何位置正确运转，并且几乎不要维修。像所有的摩擦装置一样，不时地检查摩擦副的间隙 S_{LU} 是必要的。

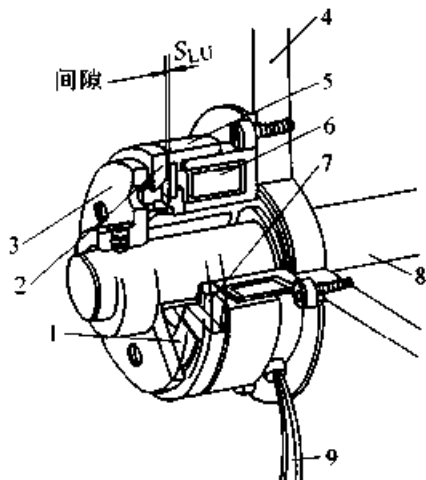


图 40.4-2 电磁制动器的典型结构

- 1—预压弹簧 2—衔铁盘 3—法兰轮毂
- 4—机架 5—定子 6—线圈 7—摩擦垫
- 8—轴 9—电线

这种制动器和离合器有 12 个型号（机座号），其制动和离合力矩范围为 0.3~480 N·m。离合器有法兰安装和轴装的结构型式。衔铁盘的预压弹簧能保证不会自行松闸。质量经 ISO9001 认证，并按 VDE0580 制造和检验，产品的工作极为可靠。

这种制动器和离合器可广泛应用于包装机械、纺织机械、仪器设备、自动门、折页机和办公设备中。

1.2.2 型号标记

伦茨公司电磁制动器和离合器有以下几种：

14.100 类电磁离合器，力矩范围：0.3~

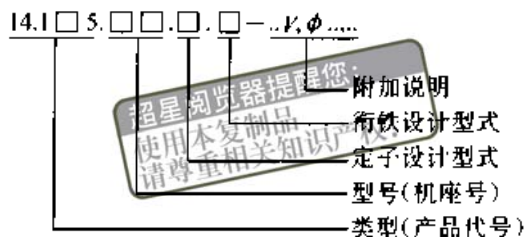
3.6 N·m；

14.110 类电磁制动器，力矩范围：0.6~3.6 N·m；

14.105 类电磁离合器，力矩范围：7.5~480 N·m；

14.115 类电磁制动器，力矩范围：7.5~480 N·m。

限于篇幅，本章只介绍 14.105 类电磁离合器和 14.115 类电磁制动器。其型号标记如下：



标记说明如下：

1) 类型（产品代号）有两种：

15.105 ——电磁离合器；

14.115 ——电磁制动器。

2) 型号（机座号）有 7 种：06、08、10、12、16、20、25。

3) 定子设计型式有两种：

1 ——法兰安装；

3 ——轴承安装。

4) 衔铁设计型式有 4 种：

1 ——有外法兰轮毂；

2 ——有内法兰轮毂（只用于制动器）；

3 ——无法兰轮毂；

5 ——有轴承安装法兰轮毂（只用于离合器）。

5) 附加说明：包括电压（V）、转子孔径（mm）、衔铁盘孔径（mm）等。

1.2.3 技术性能数据

电磁离合器的技术性能数据见表 40.4-1。

表 40.4-1 14.105 类电磁离合器的技术性能数据

类型	T_k^{D} /N·m	n_{max} /(r/min)	$P_{20\tau}$ /W	工作时间 ^② /ms				Q_s /J	Q_{RA} /kW·h/h ⁻¹	S_H	$J/(10^{-5}\text{kg}\cdot\text{m}^2)$				
				t_{11}	t_{12}	t_1	t_2				转子		衔铁		
											1	3	1/2	3	5
14.105.06.□.□	7.5	8 000	15	15	30	45	10	3.6×10^3	10	72	11.9	13.3	6	4.2	9.2
14.105.08.□.□	15	6 000	20	20	55	75	15	6×10^3	16.6	56	26.5	29.4	17.1	11.8	28.2
14.105.10.□.□	30	5 000	28	25	85	110	25	10×10^3	34.7	43	78	86.6	66.4	47.2	92
14.105.12.□.□	60	4 000	35	35	105	140	40	16×10^3	69.5	37	226	246	180	130	258

续表 40.4-1

类型	T_k^{I} /N·m	n_{max} /(r/min)	$P_{20\%}$ /W	工作时间 ^② /ms				Q_s /J	Q_{RA} /kW·h	S_U /h ⁻¹	$J/(10^{-5}\text{kg}\cdot\text{m}^2)$				
				t_{11}	t_{12}	t_1	t_2				转子		衔铁		
											1	3	1/2	3	5
14.105.16.□.□	120	3 000	50	45	125	170	50	25×10^3	130.5	36	630	690	633.3	480	868
14.105.20.□.□	240	3 000	68	60	140	200	60	40×10^3	277.7	28	2 050	2 150	1 900	1 370	2 580
14.105.25.□.□	480	2 000	85	75	155	230	70	65×10^3	555.5	22	5 470	5 660	4 800	3 580	7 200

注：1. 标准电压 24 V，允许电压变化：+5% - -10%。

2. 温度级为 B (130℃)。

① 在相对转速 $n = 100 \text{ r/min}$ 时的数据。

② 在额定气隙和线圈温度的直流开关情况下的平均值。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

电磁制动器的技术性能数据见表 40.4-2。

表中各栏代号含意参见下面 2.4 节。

表 40.4-2 14.115 类电磁制动器的技术性能数据

类 型	T_k^{I} /N·m	n_{max} /(r/min)	$P_{20\%}$ /W	工作时间 ^② /ms				Q_s /J	Q_{RA} /kW·h	S_U /h ⁻¹	$J/(10^{-5}\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	
				t_{11}	t_{12}	t_1	t_2				衔铁	
											1/2	3
14.115.06.□.□	7.5	8 000	11.5	10	20	35	10	3.6×10^3	10	72	6	4.2
14.115.08.□.□	15	6 000	16	15	25	40	20	6×10^3	16.6	56	17.1	11.8
14.115.10.□.□	30	5 000	21	20	40	60	30	10×10^3	34.7	43	66.4	47.2
14.115.12.□.□	60	4 000	28	25	55	80	45	16×10^3	69.5	37	180	130
14.115.16.□.□	120	3 000	38	30	70	100	60	25×10^3	130.5	36	633.3	480
14.115.20.□.□	240	3 000	45	35	80	115	70	40×10^3	277.7	28	1 900	1 370
14.115.25.□.□	480	2 000	60	40	90	130	80	65×10^3	555.5	22	4 800	3 580

注：同表 40.4-1 注。

制动器和离合器的允许摩擦功耗同操作频率的关系如图 40.4-3 所示。

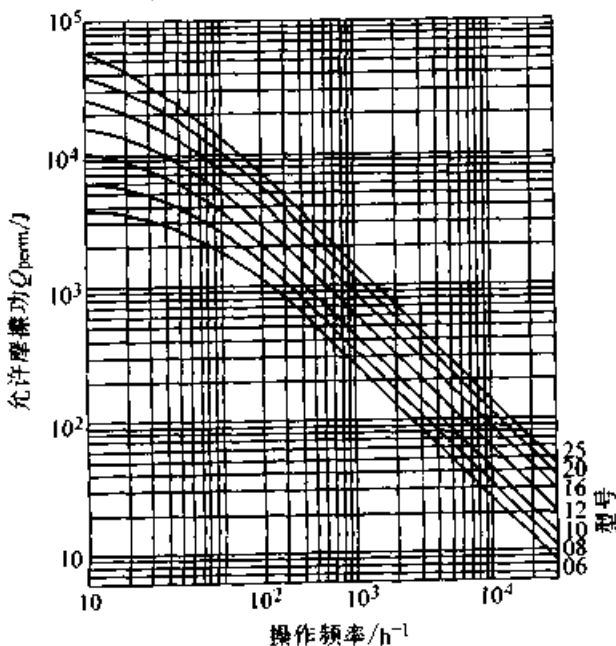


图 40.4-3 制动器、离合器的允许摩擦功耗

1.2.4 电磁离合器的尺寸

法兰安装式电磁离合器 (7.5 ~ 480 N·m) 的尺寸见表 40.4-3。

轴装式电磁离合器 (7.5 ~ 480 N·m) 的尺寸见表 40.4-4。

具有轴承安装法兰轮毂的法兰安装式电磁离合器尺寸见表 40.4-5。

1.2.5 电磁制动器的尺寸

14.115.□□.1.1、14.115.□□.1.2 和 14.115.□□.1.3 型电磁制动器的尺寸见表 40.4-6。

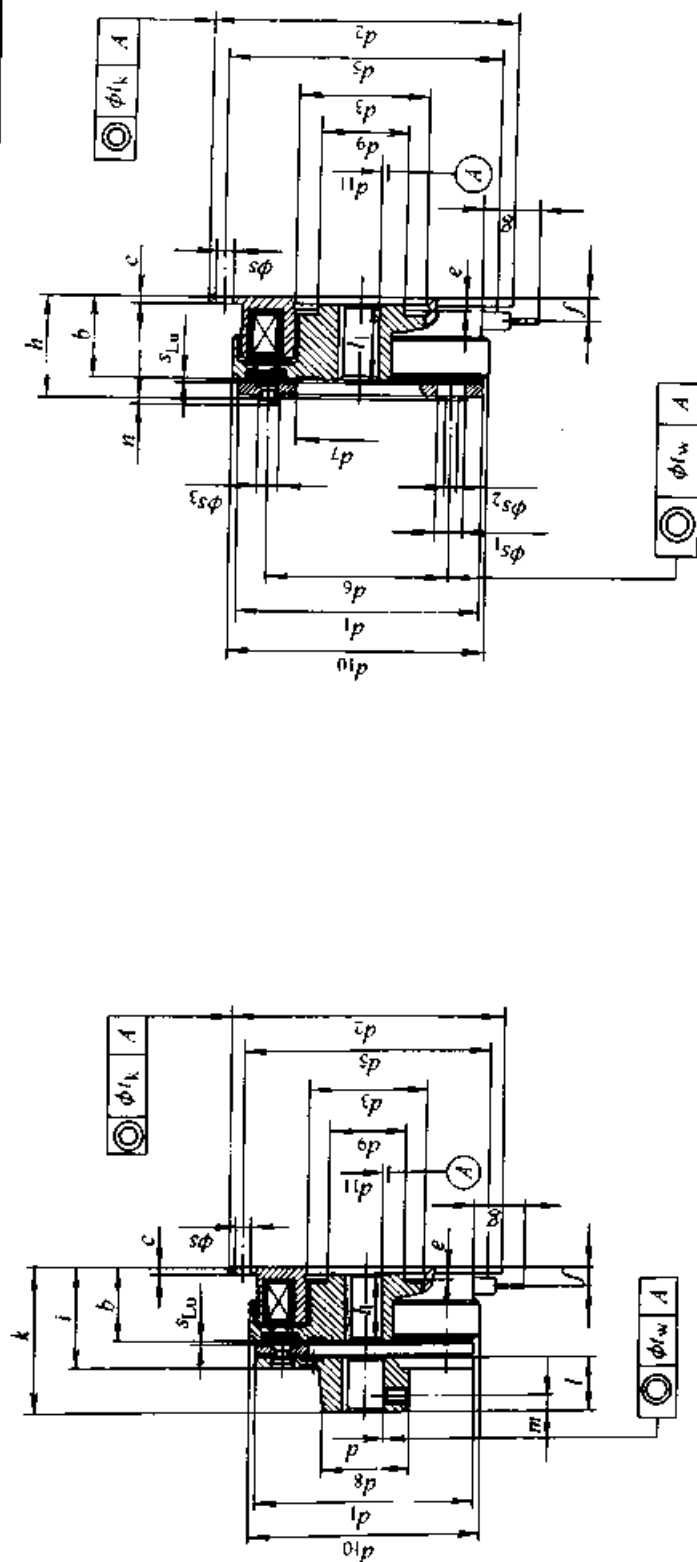
1.2.6 型号选择计算

(1) 已知条件和代号

电磁离合器和制动器的型号大小很大程度上取决于离合或制动所需的力矩。此外，加速或制动的质量（惯性）、相对速度、加速或制动的的时间、所需的操作频率和使用寿命等因素，在计算中也应给予考虑。其他的如离合器、制动器工作

表 40.4-3 法兰安装式电磁离合器的尺寸

(mm)



a) 14.105.□□.3.1型

b) 14.105.□□.1.3型

机座号	T _L /N·m	b	c	d(H7)		d ₁ (h8)	d ₂ (h9)	d ₃ (H8)	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	d ₉	d _m mm	d ₁₁ (H7)	
				min	max										标	准
06	7.5	24	2	10	10; 12; 14; 15; 17	63	80	35	72	46	34.5	27	23	68	10; 12; 14; 15; 17	17
08	15	26.5	2.5	10	12; 14; 15; 17; 19; 20	80	100	42	90	60	41.7	32	28.5	85.5	12; 14; 15; 17; 19; 20	20
10	30	30	3	14	15; 19; 20; 24; 25; 28; 30	100	125	52	112	76	51.5	42	40	107	15; 19; 20; 24; 25; 28; 30	25
12	60	33.5	3.5	14	20; 24; 25; 28; 30; 35	125	150	62	137	95	61.5	49	45	134.3	20; 24; 25; 28; 30; 35	30
16	120	37.5	4	20	25; 28; 30; 35; 38; 40; 45	160	190	80	175	120	79.5	65	62	170	25; 28; 30; 35; 38; 40; 45	40
20	240	44	5	25	35; 38; 40; 42; 45; 50; 55; 60	200	230	100	215	158	99.5	83	77	214.3	35; 38; 40; 42; 45; 50; 55; 60	50
25	480	51	6	25	40; 45; 50; 55; 60; 65; 70	250	290	125	270	210	124.5	105	100	266.5	40; 45; 50; 55; 60; 65; 70	80

续表 40.4.3

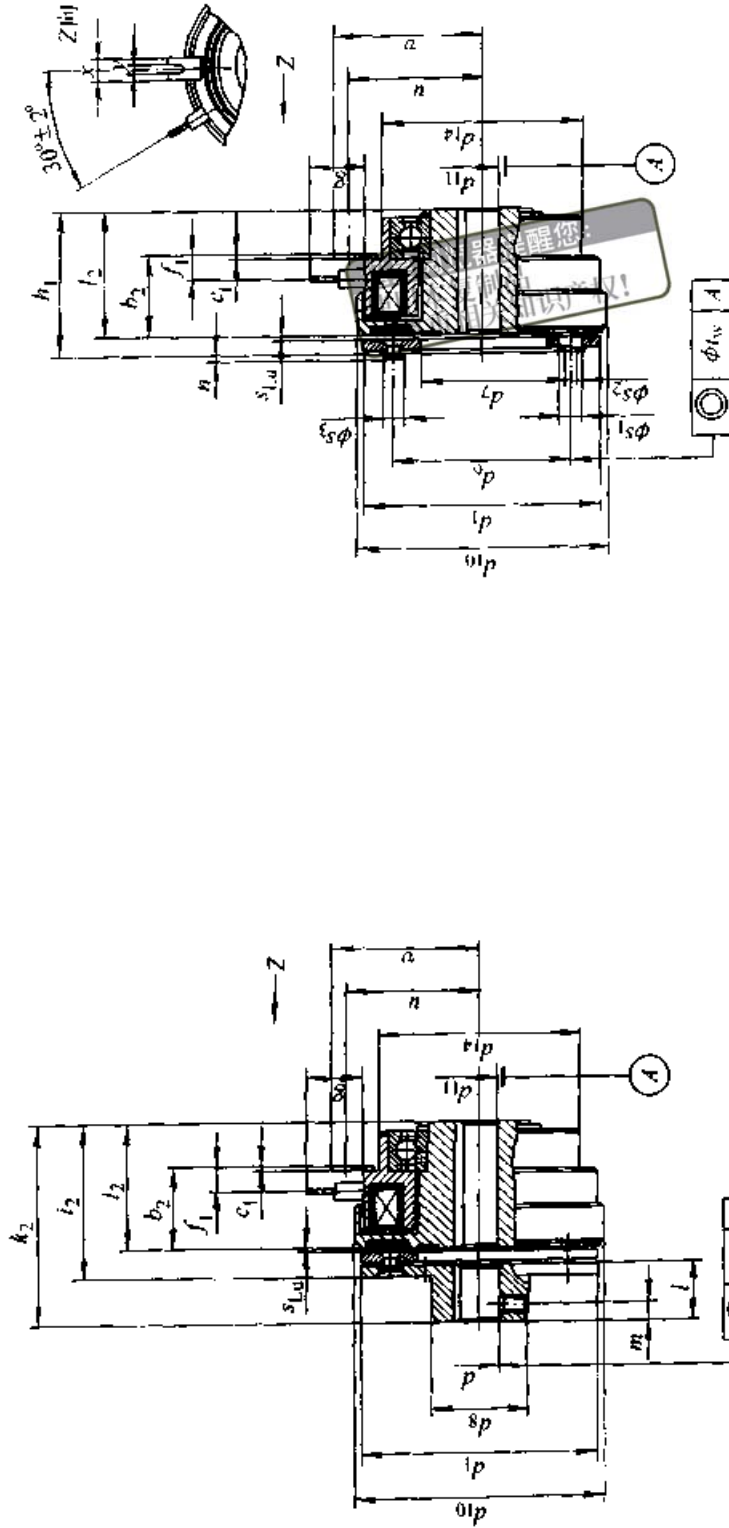
机座号	e	f	g	h	i	k	l	l ₁	m	n	s	s ₁	s ₂	s ₃	s _{Lu}	t _k	t _w	m/kg	
																		1.1	1.3
06	3.5	5.5	400	28	31.5	43	15	22	5	1.4	4×4.5	3×6.3	3×3.1	3×5.5	0.2	0.2	0.1	0.53	0.49
08	4.3	6.5	400	31	35	51	20	24	6	1.7	4×5.5	3×8	3×4.1	3×7	0.2	0.3	0.1	0.96	0.88
10	5	6.5	400	35.9	40.9	60.9	25	27	6	2.1	4×6.6	3×10.5	3×5.15	3×9	0.2	0.3	0.1	1.84	1.68
12	5.5	7.1	400	40.5	46.5	70.5	30	30	10	2.5	4×6.6	3×12	3×6.1	3×10	0.3	0.3	0.1	3.24	2.95
16	6	8.6	400	46.5	53.5	84.5	38	34	10	3	4×9	3×15	3×8.2	3×13	0.3	0.4	0.2	5.79	5.49
20	7	12.4	400	55.4	64.4	103.4	48	40	15	4	4×9	3×18	3×10.2	3×16	0.5	0.4	0.2	11.4	10.2
25	8	14.9	400	63.9	74.9	118.9	55	47	20	4.3	4×11	4×22	4×12.2	4×20	0.5	0.5	0.2	20.4	18.7

注: 1. 键槽按 DIN 6885/1—P9。

2. 推荐用 ISO 轴的公差: 直径 ≤ 50 mm 用 k6; 直径 > 50 mm 用 m6。

表 40.4.4 轴装式电磁离合器的尺寸

(mm)



a) 14.105.□□.3.1 型

b) 14.105.□□.3.3 型

续表 40.4-4

机座号	T_k /N·m	b_2	c_1	d (H7)				d_1 (H8)	d_6	d_7	d_8	d_{10}	d_{11} (H7)		d_{14}	f_1	κ	
				min	标准	max	min						标准	max				
																		min
06	7.5	26	1.5	10	10; 12; 14; 15; 17	17	63	46	34.5	27	68	10	10; 12; 14; 15; 17	20	64	7.7	400	
08	15	28	1.5	10	12; 14; 15; 17; 19; 20	20	80	60	41.7	32	85.5	12	12; 14; 15; 17; 19; 20; 25	25	68	8.2	400	
10	30	32.5	2.5	14	15; 19; 20; 24; 25; 28; 30	30	100	76	51.5	42	107	15	15; 19; 20; 24; 25; 28; 30	30	85	9.2	400	
12	60	36	2.5	14	20; 24; 25; 28; 30; 35	35	125	95	61.5	49	134.3	20	20; 24; 25; 28; 30; 35	40	100	9.8	400	
16	120	41.7	3.5	20	25; 28; 30; 35; 38; 40; 45	45	160	120	79.5	65	170	25	25; 28; 30; 35; 38; 40; 50	50	127	15.2	400	
20	240	48.1	3.5	25	35; 38; 40; 42; 45; 50; 55; 60	80	200	158	99.5	83	214.3	25	35; 38; 40; 42; 45; 50; 55; 60	60	152.4	16.5	400	
25	480	55.2	3.5	25	40; 45; 50; 55; 60; 65; 70	80	250	210	124.5	105	266.5	30	40; 45; 50; 55; 60	70	152.4	19.2	400	
机座号	h_1	i_2	k_2	l	l_2	m	n	s_1	s_2	s_3	s_{L0}	t_w	u	v	x	y	m/kg	
06	44	47.5	59	15	40	5	1.4	3×6.3	3×3.1	3×5.5	0.2	0.1	36	41	10	4.1	0.83	0.79
08	48	52	68	20	43.5	6	1.7	3×8	3×4.1	3×7	0.2	0.1	45	50	10	4.1	1.28	1.2
10	54.9	60	80	25	49	6	2.1	3×10.5	3×5.15	3×9	0.2	0.1	56	60	10	4.1	2.4	2.24
12	62	68	92	30	55	10	2.5	3×12	3×6.1	3×10	0.3	0.1	68.5	72.5	10	4.1	4.15	3.86
16	70.5	77.5	108.5	38	61.5	10	3	3×15	3×8.2	3×13	0.3	0.2	87.5	93.5	20	8.1	7.3	7
20	85.4	94.4	133.5	48	74	15	4	3×18	3×10.2	3×16	0.5	0.2	107.5	113.5	20	8.1	14.5	13.3
25	92.9	103.9	147.9	55	80	20	4.3	4×22	4×12.2	4×20	0.5	0.2	135	141	20	8.1	22.9	21.2

注：同表 40.4-3 注。

续表 40.4-6

机座号	T _k /N·m	b	c	d (H7)			d ₁ (h8)	d ₂ (h9)	d ₃ (H8)	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	e				
				min	标准	max												
06	7.5	18	2	10	10; 12; 14; 15; 17	17	63	80	35	46	34.5	27	3.5					
08	15	20	2.5	10	12; 14; 15; 17; 19; 20	20	80	100	42	60	41.7	32	4.3					
10	30	22	3	14	15; 19; 20; 24; 25; 28; 30	30	100	125	52	76	51.5	42	5					
12	60	24	3.5	14	20; 24; 25; 28; 30; 35	35	125	150	62	95	61.5	49	5.5					
16	120	26	4	20	25; 28; 30; 35; 38; 40; 45	45	160	190	80	120	79.5	65	6					
20	240	30	5	25	35; 38; 40; 42; 45; 50; 55; 60	60	200	230	100	158	99.5	83	7					
25	480	35	6	25	40; 45; 50; 55; 60; 65; 70	80	250	290	125	210	124.5	105	8					
机座号	f	g	h	i	k	l	m	n	p	s	s ₁	s ₂	s ₃	s ₁₀	t _w	m/kg		
																1.1	1.2	1.3
06	5.5	400	22	25.5	37	15	5	1.4	4×4.5	3×6.3	3×3.1	3×5.5	0.2	0.16	0.32	0.32	0.32	0.28
08	6.5	400	24.5	28.5	44.5	20	6	1.7	4×5.5	3×8	3×4.1	3×7	0.2	0.16	0.59	0.59	0.51	0.51
10	6.5	400	27.9	32.9	52.9	25	6	2.1	4×6.6	3×10.5	3×5.15	3×9	0.2	0.16	1.11	1.11	1.11	0.95
12	7.1	400	31	37	61	30	10	2.5	4×6.6	3×12	3×6.1	3×10	0.2	0.2	2	2	2	1.71
16	8.6	400	35	42	73	38	10	3	4×9	3×15	3×8.2	3×13	0.3	0.2	3.5	3.5	3.5	3.2
20	12.4	400	41.4	50.4	89.4	48	15	4	4×9	3×18	3×10.2	3×16	0.5	0.2	7.05	7.05	7.05	5.85
25	14.9	400	47.9	58.9	102.9	55	20	4.3	4×11	4×22	4×12.2	4×20	0.5	0.3	12.7	12.7	12.7	11

注：1. 键槽按 DIN 6885/1—P9。

2. 推荐用 ISO 轴的公差：直径 ≤ 50 mm 用 k6；直径 > 50 mm 用 m 6。

场所非正常的环境温度和尘土等也应了解。

要注意的是：在任何情况下，都不要让油或油脂进入离合器和制动器的摩擦面中。

计算中用到的代号如下：

T_k —— 离合器或制动器的额定力矩 (N·m)；

T_L —— 载荷力矩 (N·m)；

T_a —— 加速或减速力矩 (N·m)；

T_{req} —— 所需的力矩 (N·m)；

P —— 输入功率 (kW)；

$P_{20°C}$ —— 离合器或制动器在 20°C 时的功率 (kW)；

n —— 离合器或制动器的转速 (或相对转速) (r/min)；

J —— 输出轴部的所有惯量折算到离合器或制动器轴上的转动惯量 ($kg \cdot m^2$)；

K —— 安全系数，取 $K \geq 2$ ；

Q —— 每次操作的计算摩擦功 (J)；

Q_s —— 每次操作允许的最大摩擦功 (J)，见表 40.4-1 和表 40.4-2；

Q_{perm} —— 取决于操作频率 S_f 的允许摩擦功 (J)，见图 40.4-3；

Q_{RA} —— 在一次需要重新设计间隙之前允许的最大摩擦功 (kW·h)，见表 40.4-1 和表 40.4-2；

S_f —— 操作频率 (h^{-1})、即周期操作次数；

S_{if} —— 转换操作频率 (h^{-1})，从表 40.4-1 或表 40.4-2 中查得。

离合器或制动器接合和脱离的过程如图 40.4-4 所示。图中：

t_1 —— 接合时间 (s)， $t_1 = t_{11} + t_{12}$ ；

t_2 —— 脱离时间 (s)，也就是从电开关闭合到达到 10% 额定力矩的时间；

t_3 —— 滑动时间 (s)，在此时间内，离合器或制动器的输入轴与输出轴之间有一相对的运动；

t_{11} —— 在接合时的延滞反应时间 (s)，也就是从电开关闭合到产生力矩的时间；

t_{12} —— 增大制动力矩的时间 (s)，也就是产生力矩达到 $0.9T_k$ 的时间。

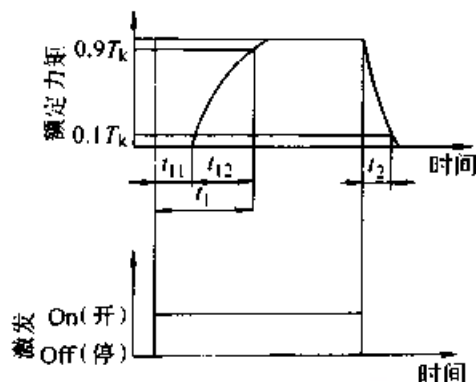


图 40.4-4 离合器或制动器接合和脱离过程

(2) 计算所需传递的力矩

如果已知所需传递的功率 P 和转速 n ，则所需传递的力矩可用下式计算

$$T_{req} = 9550 \frac{P}{n} K \leq T_k \quad (40.4-1)$$

为了保证传动的安全，取安全系数 $K \geq 2$ 。式 (40.4-1) 可用于粗选离合器或制动器的型号。

(3) 静态和动态载荷计算

在实际应用中，区分以下两种载荷：

1) 纯动态载荷 当飞轮、转子或类似的机件被减速或加速，并且静态载荷可以忽略时，其载荷可以看作纯动态载荷。

$$T_{req} = T_a K \leq T_k \quad (40.4-2)$$

式中

$$T_a = \frac{Jn}{9.55 \left(t_3 - \frac{t_{12}}{2} \right)} \quad (40.4-3)$$

2) 动态载荷加静态载荷 在实际应用中，大部分载荷既有静态的又有动态的，在这种情况下

$$T_{req} = (T_a \pm T_L) K \leq T_k \quad (40.4-4)$$

将式 (40.4-3) 代入得

$$T_{req} = \left[\frac{Jn}{9.55 \left(t_3 - \frac{t_{12}}{2} \right)} \pm T_L \right] K \leq T_k \quad (40.4-5)$$

式 (40.4-4) 和式 (40.4-5) 中：

“+”号用于离合器接合或加速时；

“-”号用于制动或减速时。

当下降载荷“±”号的取用，同以上正好相反。

(4) 计算每次操作摩擦功

在确定离合器、制动器的型号时，每次操作的摩擦功和操作频率是必须考虑的。每次操作实际摩擦功按以下公式计算

$$Q = \frac{Jn^2}{182.8} \frac{T_k}{T_k \pm T_L} \leq Q_{perm} \quad (40.4-6)$$

式中“±”号的取用同式(40.4-5)正好相反。

每次操作的允许摩擦功可按已知的操作次数用下式计算

$$Q_{perm} = Q_s (1 - e^{-\frac{S_d}{S_f}}) \quad (40.4-7)$$

Q_s 和 S_d 可从表 40.4-1 和表 40.4-2 中查得。取决于操作频率的允许摩擦功可从图 40.4-3 中查得。当出现 $Q > Q_{perm}$ 时, 可另选大一号的离合器或制动器。

(5) 计算许用操作频率

已知每次操作摩擦功, 其许用操作频率可用下式计算

$$S_{fperm} = \frac{S_d}{\ln(1 - \frac{Q}{Q_s})} \quad (40.4-8)$$

式中 S_d 和 Q_s 可从表 40.4-1 或表 40.4-2 中查得。取决于摩擦功的允许操作频率可从图 40.4-3 中查取。

(6) 计算间隙调整前的操作次数

$$S_{RA} = \frac{Q_{RA} \times 3.6 \times 10^6}{Q} \quad (40.4-9)$$

式中 Q_{RA} 可从表 40.4-1 或表 40.4-2 中查得。

(7) 计算加速或减速时间

如果已知额定力矩、转动惯量和载荷力矩, 则加速和减速的时间可由下式确定

$$t_3 = \frac{Jn}{9.55(T_k \pm T_L)} + \frac{t_{12}}{2} \quad (40.4-10)$$

式中“±”号的取用同式(40.4-5)正好相反。

(8) 选型计算实例

已知: 一包装机的定位传动的技术数据如下: $J = 0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (全部), $T_L = 6 \text{ N} \cdot \text{m}$, $n = 700 \text{ r/min}$, $t_3 = 0.15 \text{ s}$, $S_f = 5000 \text{ h}^{-1}$ 。试选择适用的电磁离合器的型号。

解: 设 $t_{12}/2 = 0.03 \text{ s}$, 则由式(40.4-3)

$$T_s = \frac{Jn}{9.55(t_3 - \frac{t_{12}}{2})} = \frac{0.01 \times 700}{9.55(0.15 - 0.03)} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$= 6.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{req} = (T_s + T_L)K = (6.1 + 6) \times 2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$= 24.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

从表 40.4-1 中选用 14.105.10.1.1 型电磁离合器, 其 $T_k = 30 \text{ N} \cdot \text{m} > T_{req}$ 。

计算每次操作摩擦功: 由式(40.4-6)

$$Q = \frac{Jn}{182.5} \frac{T_k}{T_k - T_L} = \frac{0.01 \times 700}{182.5} \times \frac{30}{30 - 6} \text{ J} = 33.6 \text{ J}$$

按型号 10 和操作频率 $S_f = 5000 \text{ h}^{-1}$ 查图 40.4-3 得 $Q_{perm} = 40 \text{ J} > Q = 33.6 \text{ J}$ 。

校核许用操作频率 S_{fperm} 。 S_{fperm} 可按摩擦功从图 40.4-3 中查得。

以上计算可知, 选用型号 10 离合器是合适的。

1.2.7 应用举例

图 40.4-5 所示为 V 带轮装配部件。此部件中采用了 14.105.□□.3.5 型电磁离合器。在球轴承和转子之间的盘簧可保持离合器的间隙。定子的一个销用来防止定子旋转。

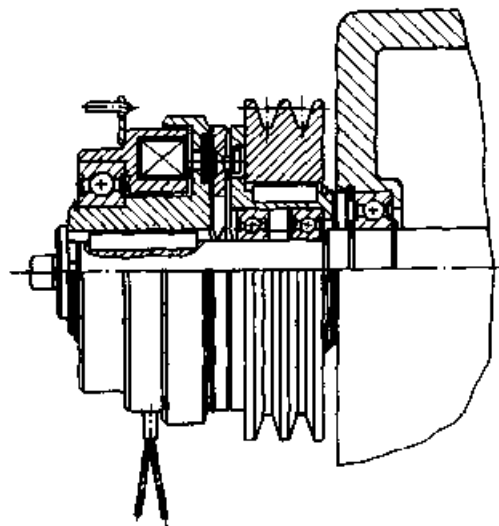


图 40.4-5 14.105.□□.3.5 离合器应用实例

图 40.4-6 所示为一采用 14.115.□□.1.3

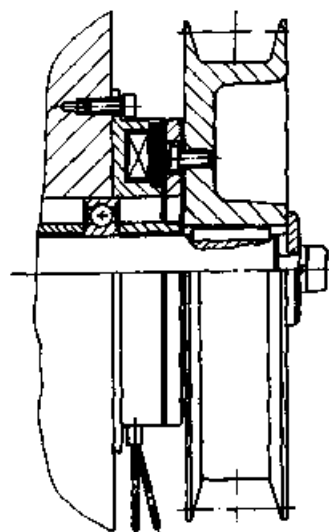


图 40.4-6 14.115.□□.1.3 型制动器应用实例

型制动器的带轮装配部件。制动器的间隙由装在球轴承和带轮之间的套筒来保证。

1.3 弹簧加压制动器

1.3.1 工作原理、结构、特点和应用

伦茨公司的弹簧加压制动器（类型号：BFK458）属常闭型，也就是无电流通过时，其轴处于制动状态，因此可以起到安全制动的作用。制动器的制动力矩由摩擦力产生，并且只能在干摩擦下正常工作。接通直流电后，制动器即可松开。

BFK458型弹簧加压制动器的结构如图40.4-7所示。这类制动器的制动盘均有两个摩

擦面。当未通电时，装在齿式轮毂4上可轴向移动的转子3受到弹簧2（经衔铁盘1）的压力作用，压向安装法兰6的摩擦面，从而产生摩擦制动力矩，使轴制动。这时，在衔铁盘1与定子7之间有一定气隙 S_{Lu} 。当接通电流时，定子7的线圈吸引衔铁盘1，使弹簧2压缩，转子3即被松开，轴5就可以转动，制动器处于松闸状态。调节螺母8用来调节弹簧的压力（制动力矩）。制动器的空气隙 S_{Lu} 可用调节螺管9来调节。

图40.4-7中a、b两种结构稍有不同，前者为“基本定子模块E+转子+轮毂+法兰”的结构；后者为“基本定子模块N+转子+轮毂”的结构（无压力调节螺母8）。

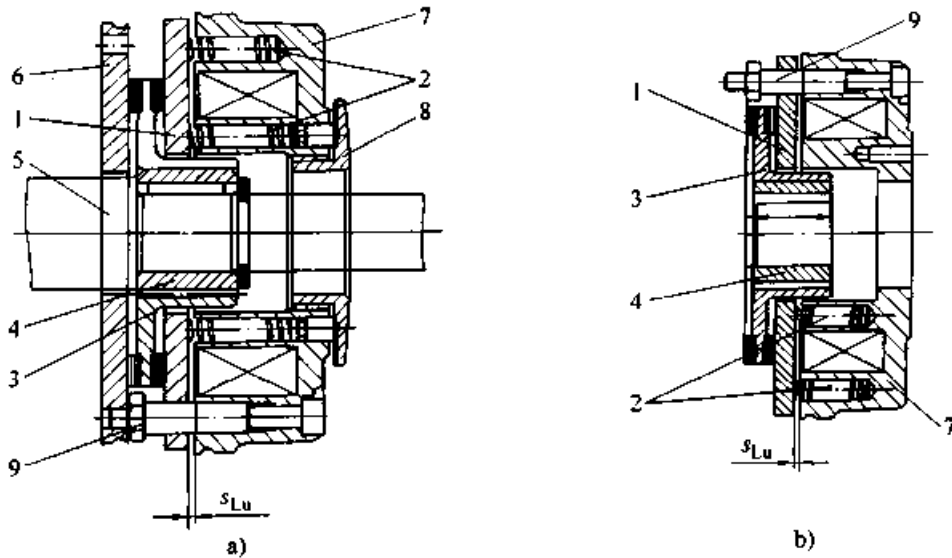


图 40.4-7 BFK458 型弹簧加压制动器

1—衔铁盘 2—弹簧 3—转子 4—轮毂 5—轴 6—法兰
7—定子 8—调节螺母 9—调节螺管

BFK458型制动器有以下特点：

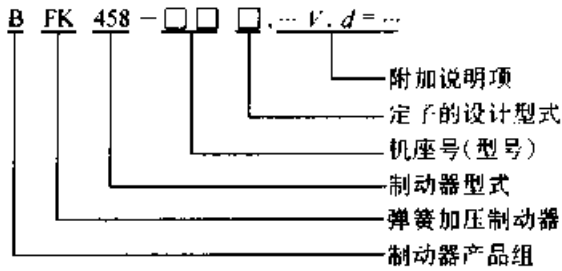
- 1) 有9种型号，制动力矩范围为2~600 N·m。
- 2) 采用标准电压：24 V、96 V、103 V、170 V、180 V、190 V、205 V。
- 3) 有高的运转安全性。
- 4) 不用石棉摩擦衬垫。
- 5) 适用于全天24 h运转，耐热等级为F（155℃），能保证线圈长寿命。
- 6) 低噪声。
- 7) 06~16的7个型号的衔铁盘有防腐蚀的保护措施。
- 8) 能很简单地用调节螺母调节制动力矩的大小。

- 9) 所有型号制动器均可改装手动松闸。
- 10) 可根据磨损状况，预设空气隙的大小。
- 11) 06~08号制动器采用标准塑料转子，但必要时，所有型号的制动器均可采用金属转子。

弹簧加压制动器可应用于：行走工具（叉车、整体推进系统——螺旋桨、旋翼驱动装置）；仓储设备（传送带、传送系统、高架缆车传动装置）；起重机（门式起重机、建筑起重机、港口起重机提升机构、行走机构、悬臂吊车等）；打包机；木材加工；残疾人行走工具（轮椅、上坡牵引机）；自动化装置等机器中。

1.3.2 型号标记

弹簧加压制动器的型号标记如下：



标记说明如下：

- 1) 制动器机座号 (型号) 共 9 个：06、08、10、12、14、16、18、20、25。
- 2) 定子设计型式有两种：
E —— 可调式 (即制动力矩可用调节螺母来调节)；

N —— 不可调式。

3) 附加说明项：包括供电电压 (V)，轮毂孔径 (mm) 和其他选择项。

标记示例：BFK458-14E, 205 V, d = 25 mm。

1.3.3 技术性能数据

1) 制动力矩 在相对转速 $\Delta n = 100 \text{ r/min}$ 时不同型号制动器的额定力矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$) 列于表 40.4-7。

对于 E 型设计，转动定子上的调节螺母，就可以调整额定制动力矩 T_k 。调节螺母每一松动位置，其制动力矩的减小量如表 40.4-8 所列。在调整时，要考虑到摩擦副接触的时间和脱离接触的时间变化。

表 40.4-7 BFK458 型制动器的制动力矩

机座号	06	08	10	12	14	16	18	20	25
额定制动力矩 $T_k/\text{N}\cdot\text{m}$	2N	3.5N/E	7N	14N/E	25N/E	45N	80N	115N/E	175N/E
	2.5N/E	4E	9N/E	18N/E	35N	55N/E	100N/E	145N	220N
	3N/E	5N/E	11N/E	23N/E	40N/E	60N/E	115N/E	170N/E	265N/E
	3.5N/E	6N/E	14N/E	27N/E	45N/E	70N/E	130N/E	200N/E	300N/E
	4N/E	7N/E	16N/E	32N/E	55N/E	80N/E	150N/E	230N/E	350N/E
	4.5N/E	8N/E	18N/E	36N/E	60N/E	90N/E	165N/E	260N/E	400N/E
	5E	9N/E	20E	40E	65N/E	100N/E	185N/E	290N/E	445N/E
	5.5E	10E	23E	46N/E	75N/E	105N/E	200N/E	315N/E	490E
	6N/E	11E			80N/E	125N/E	235N/E	345N/E	530E
		12N/E			95N/E			400N/E	600N/E

- 注：1. 表中 N 代表 N 设计 (无压力调节螺母)；E 代表 E 设计 (有压力调节螺母)。
 2. 粗黑线框内的数据为状态保持制动 (Holding brake) ($S_{LU\max} = 1.5 S_{LU}$)；其他数据为一般运转制动 ($S_{LU\max} = 2.5 S_{LU}$)。
 3. 表中不同等级的制动力矩可用于不同的场合，如要求操作时间短，可在定子和转子之间加放黄铜垫片，此时制动力矩较小。

表 40.4-8 制动力矩减小量

制动器机座号	06	08	10	12	14	16	18	20	25
每一传动位置力矩减少量/ $\text{N}\cdot\text{m}$	0.2	0.35	0.8	1.3	1.6	1.7	3.6	5.6	6.2

- 2) 额定空气隙和其他数据 额定空气隙和其他数据见表 40.4-9。
- 3) 取决于转速的制动力矩和允许极限转速

- 见表 40.4-10。
- 4) 制动器的摩擦功耗和操作频率的关系如图 40.4-8 所示。

表 40.4-9 额定空气隙和其他数据

机座号	$P^{\text{①}}$ /W	$S_{\text{I,max}}$ 运行制动 /mm	$S_{\text{II,max}}$ 定位制动 /mm	最大调整量 /mm	转子最小厚度 ^② /mm	塑料转子 J /kg·m ²	铝转子 J /kg·m ²
06	20	0.5	0.3	1.5	4.5	0.13	0.15
08	25	0.5	0.3	1.5	5.5	0.45	0.61
10	30	0.5	0.3	1.5	7.5		2.0
12	40	0.75	0.45	2.0	8.0		4.5
14	50	0.75	0.45	2.5	7.5		6.3
16	55	0.75	0.45	3.5	8.0		15
18	85	1.0	0.6	3.0	10.0		29
20	100	1.0	0.6	4.0	12.0		73
25	110	1.25	0.75	4.5	15.5		200

① 20℃时的线圈功率，相差+10%是可能的，取决于连接的电源电压。

② 摩擦垫的尺寸能保证制动器至少能调整5次。

表 40.4-10 不同转速下的制动力矩和极限转速

机座号	$\Delta n = 100$ r/min 的额定转矩 /%	在 Δn_0 的制动力矩 /%			极限转速 / (r/min)		
		1 500 r/min	3 000 r/min	水平最大值	运行制动	紧急定位制动	
						水平	垂直
06	100	87	80	65	3 000	12 400	12 400
08	100	85	78	66	3 000	10 100	10 100
10	100	83	76	66	3 000	8 300	8 300
12	100	81	74	66	3 000	6 700	6 700
14	100	80	73	67	3 000	6 000	6 000
16	100	79	72	66	3 000	5 300	5 000
18	100	77	70	66	1 500	4 400	3 700
20	100	75	68	66	1 500	3 700	3 200
25	100	73	68	66	1 500	3 000	3 000

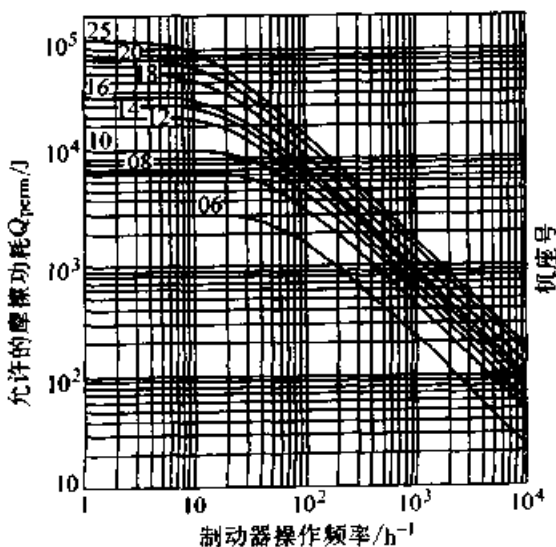


图 40.4-8 摩擦功耗和操作频率的关系

1.3.4 外形和安装尺寸

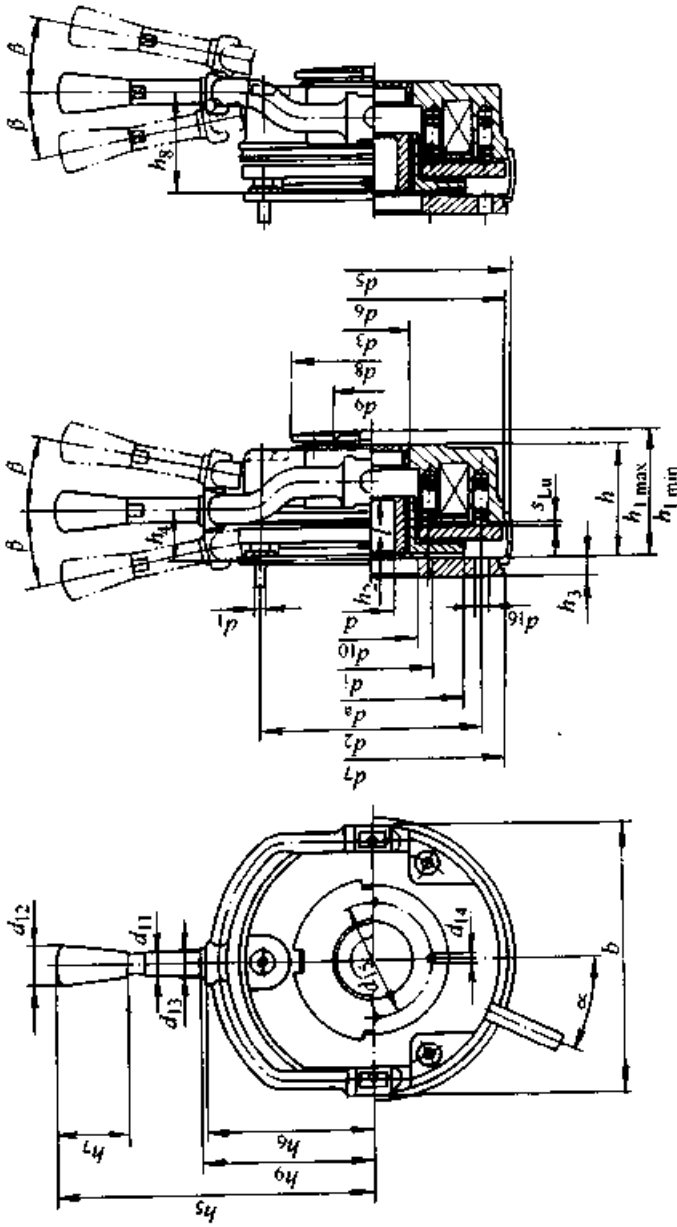
“基本定子模块 E/N + 法兰 + 松闸手柄”的弹簧加压制动器的外形和安装尺寸列于表 40.4-11。

1.3.5 型号选择计算

BFK458 弹簧加压制动器的型号选择计算方法、计算公式和所用代号与本章 1.2.6 节基本相同。其不同点有：

- 1) 用图 40.4-8 替换图 40.4-3。
- 2) 式 (40.4-4) 和式 (40.4-5) 中的“+”号用于下降载荷的制动；“-”用于正常制动。
- 3) 式 (40.4-6) 中的“-”用于下降载荷的制动；“+”号用于正常制动。

表 40.4-11 弹簧加压制动器的尺寸 (mm)



机座号	b	d(j7) ^① 导向孔	d(H7) ^② 标准	d ₁	d ₂	d ₃ (H7)	d ₅	d ₆ (j7)	d ₇	d ₈	d ₉ (H8)	d ₁₀	d ₁₁	d ₁₂	d ₁₃	d ₁₄	d ₁₅ ^③	d ₁₆	d _i	d _a
06	88	10	11/12/14/15	3×M4	72	25	91	87	87	52	24	31	8	13	9.6	4×M4	37.7	3×4.5	40	60
08	106.5	10	11/12/14/15/20	3×M5	90	32	109	105	105	60	26	41	8	13	9.6	4×M5	49	3×5.5	56	77
10	132	10	11/12/14/15/20	3×M6	112	42	134	130	130	68	35	45	10	13	12	4×M5	54	3×6.6	66	95
12	152	14	20/25	3×M6	132	50	155	150	150	82	40	52	10	13	12	4×M5	64	3×6.6	70	115
14	169	14	20/25/30	3×M8	145	60	169	165	165	92	52	55	12	24	14	4×M6	75	3×9	80	124

续表 40.4-11

机座号	b	d(j7) ^① 导向孔	d(H7) ^② 标准	d ₁	d ₂	d ₃ (H7)	d ₅	d ₆ (j7)	d ₇	d ₈	d ₉ (HB)	d ₁₀	d ₁₁	d ₁₂	d ₁₃	d ₁₄ ^③	d ₁₅ ^④	d ₁₆	d _i	d _a
				h ₁ min	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	h ₇	h ₈	h ₉	l	l ₁ ^⑤	S ₁₀	a	β ^⑥			
16	194.5	15	25/30/35/38	3×M8	170	68	195	190	190	102	52	70	12	24	14	4×M6	85	3×9	104	149
18	222	20	30/35/40/45	6×M8	196	75	222	217	217	116	62	77	14	24	15.5	4×M8	95	4×9	129	174
20	258	25	35/40/45/50	6×M10	230	85	259	254	254	135	72	90	14	24	16.5	4×M10	110	6×11	148	206
25	302	30	40/45/50/55/60/65/70	6×M10	278	115	307	302	302	165	85	120	16	24	18.4	4×M10	140	6×11	199	254
机座号	h	h ₁ min	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	h ₇	h ₈	h ₉	h ₈	h ₉	l	l ₁ ^⑤	S ₁₀	a	β ^⑥			
06	36.3	39	41	6	15.8	109.2	54.5	23	32.8	56.3	18	400	0.2	25°	12°					
08	42.8	46	47.5	7	16.3	118	63	23	41.3	65	20	400	0.2	25°	10°					
10	48.4	52.5	56	9	27.4	134	73.8	23	42.4	77.8	20	400	0.2	25°	9°					
12	54.9	59	64.5	9	29.4	163.5	85	23	47.4	88.5	25	400	0.3	25°	10°					
14	65.5	70.5	76.5	11	33	195.5	98	32	50	101.5	30	400	0.3	25°	9°					
16	72.5	77.5	82.5	11	37.5	240	113	32	53.5	116	30	600	0.3	25°	10°					
18	83.1	89	98	11	41.1	347	124	32	59.1	128.5	35	600	0.4	25°	9°					
20	97.6	104	114	11	47.6	418	146	32	68.6	149.5	40	600	0.4	25°	10°					
25	105.7	114	124	12.5	57.7	504	170	32	88.7	175.5	50	600	0.5	25°	10°					

注：1. 轴的公差：直径≤50 mm 取 k6；直径>50 mm 取 m 6。

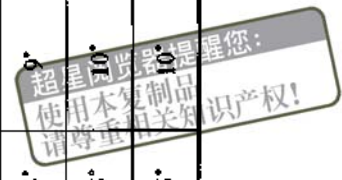
① 导向轴孔无键。

② 标准键槽按 DIN 6885/1 P9，轴径按载荷类型选用。

③ 对于机座号 06~12，轴孔可按使用需要制造。

④ 电线长度。

⑤ 松开手柄偏转角偏差为 +3°。



型号选择计算示例：

已知： $D=3\text{ kW}$ ， $n=1\ 450\text{ r/min}$ ， $J=0.52\text{ kg}\cdot\text{m}^2$ （全部）， $t_3=2\text{ s}$ ， $T_L=15\text{ N}\cdot\text{m}$ ， $S_f=6\text{ h}^{-1}$ 。试选用一正常制动用的 BFK458 弹簧加压制动器。

解：（1）初选制动器的型号（可用于粗选）
取 $K=2$ 。

$$T_{\text{req}} = 9\ 550 \frac{P}{n} K$$

$$= 9\ 550 \times \frac{3}{1\ 450} \times 2\ \text{N}\cdot\text{m} = 40\ \text{N}\cdot\text{m}$$

查表 40.4.7，初选 BFK458-14 制动器。

（2）计算所需制动力矩

取 $t_{12}=0.05\text{ s}$ 。

$$T_{\text{req}} = \left[\frac{Jn}{9.55 \left(t_3 - \frac{t_{12}}{2} \right)} - T_L \right] K$$

$$= \left[\frac{0.52 \times 1\ 450}{9.55 \left(2 - \frac{0.05}{2} \right)} - 15 \right] \times 2\ \text{N}\cdot\text{m}$$

$$= 50\ \text{N}\cdot\text{m}$$

查表 40.4.7，可确定选用 BFK458 制动器，

$$T_k = 60\ \text{N}\cdot\text{m} > T_{\text{req}} = 50\ \text{N}\cdot\text{m}。$$

（3）发热计算

$$Q = \frac{Jn^2}{182.5} \frac{T_k}{T_k + T_L} = \frac{0.52 \times 1\ 450^2}{182.5} \times \frac{60}{60 + 15}\ \text{J}$$

$$= 4\ 792\ \text{J}$$

查图 40.4-8，对于型号 14 制动器，当 $S_f=6\text{ h}^{-1}$ 时 $Q_{\text{perm}}=30\ 000\ \text{J} > Q=4\ 792\ \text{J}$ ，所以选用 BFK458-14 制动器正确。

1.3.6 装配和调整

如果在装配时没有一个可供利用的相应表面，则可先采用一个安装法兰或摩擦盘，如图 40.4-9 所示。将齿式轮毂 2 装在轴 1 上，并轴向固定，再将转子 3 装在齿式轮毂上。将固定螺钉 5 插入定子 6 的孔中，并与相应的摩擦面联接。检查间隙 S_{LU} （其正常值见表 40.4-11）。摩擦表面切勿被油脂污染。最后接通电路，完成装配。

制动器达到最大间隙值 $S_{LU\text{max}}$ （表 40.4-9）时，应作及时的调整。制动器的摩擦功耗取决于许多因素，如制动的惯量、制动速度、操作的频率和因此而产生的摩擦面的温度。因此，在做调整之前，很难对制动器摩擦功作出结论。制动器的调整对所有情况都是有效和必要的。

弹簧加压制动器可安装在标准电动机和伦茨公司的齿轮减速电动机（见本卷第 39 篇第 1 章）上，其可能的组合见表 40.4-12。

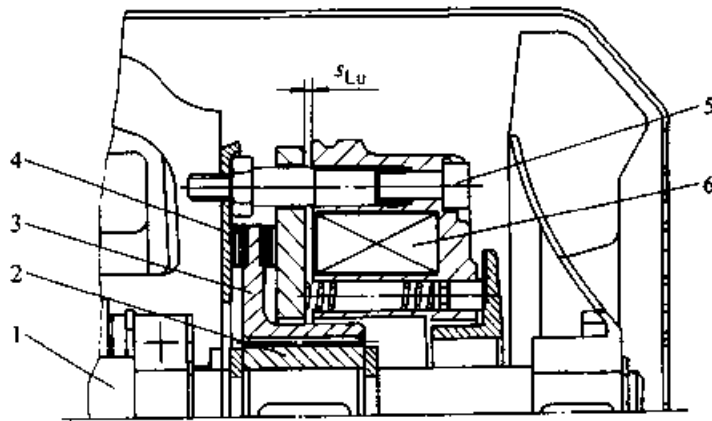


图 40.4-9 制动器装配和调整

1—轴 2—齿式轮毂 3—转子 4—摩擦盘 5—固定螺钉 6—定子

表 40.4-12 制动器可能的组合

制动器机座号	06	08	10	12	14	16	18	20	25
制动力矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$	4.0	8.0	16.0	32.0	60.0	80.0	150.0	260.0	400.0
电动机机座号	063	●							
	071	●	■						
	080		●						

续表 40.4-12

制动器机座号	06	08	10	12	14	16	18	20	25
制动力矩/N·m	4.0	8.0	16.0	32.0	60.0	80.0	150.0	260.0	400.0
电动机机座号	090	●	●						
	100			●	●				
	112				●	●			
	132				●	●	●		
	160					●	●	●	
	180						●	●	●
	200							●	●
225								●	

注：●——只用于齿轮减速电动机上。

■——只用于标准电动机上。

1.3.7 机械附件和电器附件

弹簧加压制动器的机械附件如图 40.4-10 所示。

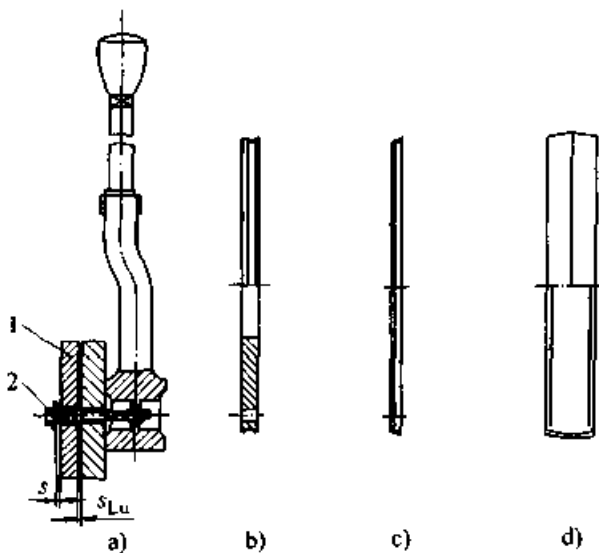


图 40.4-10 制动器的机械附件

a) 松闸手柄 b) 法兰 c) 摩擦盘 d) 密封圈

(1) 松闸手柄

松闸手柄用于手动松闸。手动松闸操作之后，松闸手柄能自动恢复原来的基本位置。松闸螺钉装在手柄的球铰里，并处于拉紧状态。间隙 s 为衔铁盘 1 与垫圈 15 之间的距离。在安装松闸手柄时，间隙 s 必须调整好。要注意的是：甚至在额定力矩调小以后，为安全起见，工作间隙即使未达到最大值 s_{LUmax} ，仍要进行调整操作。

(2) 法兰

如果机件上没有合适的摩擦面可供利用，则建议采用安装法兰。这种法兰同时可装密封罩。

(3) 摩擦盘

如果机件上已有了一个加工好的平面，但还不能作为摩擦表面来使用；例如有一个铝制的平面的情况，则推荐使用有密封的摩擦盘。如果有一个经机械加工过的铸铁或钢的表面可供利用，则也可推荐使用摩擦盘，但是铸铁或钢的表面需经特殊的防锈蚀处理。摩擦盘由非腐蚀材料制成，并且只用于 06~16 号制动器中。

(4) 密封圈

密封的目的是为了防止尘土等进入制动区。将密封罩罩在制动器上，将两端的突起嵌入两边的沟槽中。如果两边没有适用的沟槽，则推荐采用安装法兰或者摩擦盘。

(5) 封闭罩

为了防止水和灰尘进入制动器，在制动器 (N 和 E 型) 外可加封闭罩，如图 40.4-11 所示。

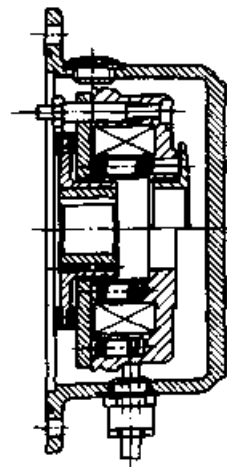


图 40.4-11 制动器的封闭型设计

(6) 微型开关

微型开关用来监视制动器的空气隙大小，它

用于机座号 12~25。微型开关的安装位置如图 40.4-12 所示。如果衔铁盘 1 与定子 7 接触，则电机接触器受微型开关控制，电动机起动，制动器松闸。如果空气隙达到最大值 $s_{LU,max}$ ，定子不再吸引衔铁盘，电机接触器不动作，电动机不能起动。这时制动器的空气隙要重新调整。微型开关也可以根据预定的磨损量给出的信号来调整。

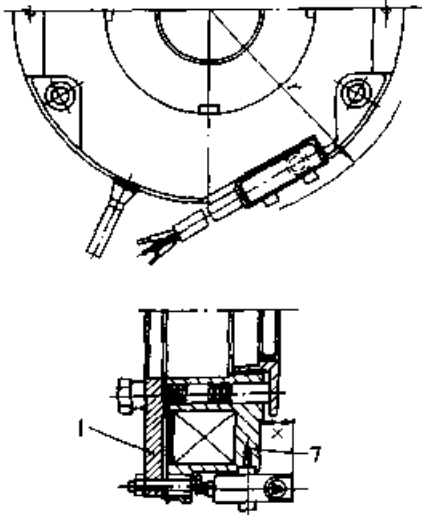


图 40.4-12 制动器的微型开关

1.3.8 BFK457 系列弹簧加压制动器

以上几节详细介绍了伦茨公司的 BFK458 系

列弹簧加压制动器。本节介绍的 BFK457 弹簧加压制动器的工作原理与 BFK458 系列相同，均属常闭型。在无电流通过时，制动器的轴处于制动状态，因此可以起到安全制动作用。

BFK457 系列弹簧加压制动器的型号标记方法与 BFK458 的完全相同（见本章 1.3.2 节）。

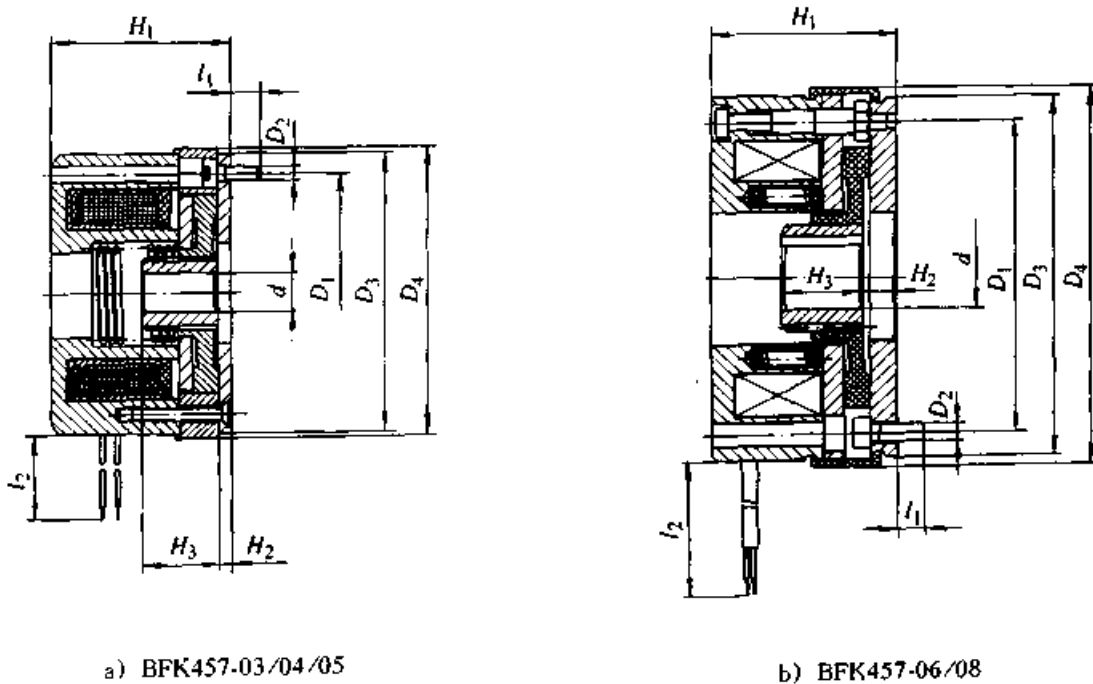
BFK457 系列制动器具有以下特点：

- 1) 使用标准电压：24 VDC，205 VDC。
- 2) 采用紧凑型法兰设计，体积小。
- 3) 采用间隙预调和预埋螺钉，使安装极为方便。
- 4) 制动侧无支撑轴承。
- 5) 转子位于安装侧，可缩短电动机轴伸。
- 6) 耐磨损，无石棉磨擦衬垫。
- 7) IP54 封装，耐热级为 F (155℃)。

BFK457 系列制动器可应用于通用机械、小型电动机、自动化技术和仪器仪表技术中。

BFK457 系列制动器的技术性能数据、外形和安装尺寸列于表 40.4-13 中。表中： T_k 是相对速度 $\Delta n = 100 \text{ r/min}$ 时的额定制动力矩 (N·m)； $P_{20\text{C}}$ 是 20℃ 时的线圈功率 (W)； s_{LU} 是空气隙 (mm)； l_2 是软线长度 (mm)； m 是质量 (kg)。

表 40.4-13 BFK 系列制动器的性能数据和尺寸 (mm)



a) BFK457-03/04/05

b) BFK457-06/08

续表 40.4-13

机座号	$T_k / N \cdot m$	P_{200C} / W	$d(H7)$	$d(H7)_{max}$	D1	D2	D3	D4	H1	H2	H3	I1	I2	s_{Lu}	s_{Lmax}	m
03	0.5	9	6/7/9	9	48	3×M3×8	56	58	34.7	2.5	15	5.5	400	0.12 ^①	0.4	0.4
04	1	12.5	7/8/10	10	58	3×M3×8	65	67	34.7	3.5	15	4.5	400			0.5
05	2	16	8/10/11/12	12	66	3×M4×8	75	77	37.7	3.5	15	4.5	400			0.7
06	4	20	11/15	15	72	3×M4×14	83	88	41.3	7.5	18	8	400	0.2		0.5
	6															0.4
08	8	25	15/20	20	90	3×M5×16	100	106	49.8	8.5	20	9	400			0.5
	12															0.4

机座号	$T_k / N \cdot m$	最大转速 $\Delta n_{0max} / (r/min)$		每次制动的摩擦功 Q_k / J	操作频率 S_{ho} / h^{-1}	在额定气隙下的操作时间 /s			
		运行制动	紧急制动			直流开关			松闸时间 t_2
						t_{11}	t_{12}	t_1	
03	0.5	3 000	12 400	800	100	0.009	0.006	0.015	0.016
04	1			1 200	90	0.017	0.008	0.025	0.019
05	2			1 800	80	0.014	0.012	0.026	0.023
06	4	10 100	10 100	3 000	79	0.023	0.01	0.033	0.045
	6					0.007	0.012	0.019	0.051
08	8			7 500	50	0.036	0.014	0.050	0.045
	12	0.020	0.021			0.041	0.088		

- 注：1. 标准键槽按 DIN 6885/1P9。
 2. 安装螺钉按 DIN 912。
 3. 表中所有尺寸的单位为 mm。
 ① 最小气隙，其实际值决定于各零件的总尺寸偏差。

2 德国 SEW 公司制动器 和制动电机

2.1 结构与性能

SEW 交流笼型制动电机由 SEW 电动机与 SEW 直流盘式制动器组成，用装在电动机接线盒或接线柜中的整流器或控制单元向制动器供

电，是德国 SEW-EURODRIVE 公司设计的系列产品。公司总部设在德国 Bruchsal，SEW-EURODRIVE (天津) 有限公司为其亚洲制造中心，咨询电话：天津 (022) 25322612，北京 (010) 66412026。产品系列有：DFT63 B03；DT71 BMG~DV132S BMG 和 DV132M BM~DV225 BM。

型号标记



2.1.1 SEW 交流笼型电动机

DT/DV...系列电动机是三相交流笼型自扇冷却全封闭的电动机。机械和电气设计符合 IEC、EN 和 DIN 相关标准。具有高可靠性、高效率、低噪声，几乎不用维护、最经济、起动转矩大、高的过载能力、发热允许的起动次数高等特点。

功率范围：0.12~45 kW。

同步转速（50 Hz 时）：单速有 750、1 000、1 500 或 3 000 r/min。双速有 1 500/3 000、1 000/3 000、750/3 000、500/3 000、1 000/1 500、750/1 500 r/min。

频率：40~60 Hz，标准频率 50 Hz。

电压：机座号 63 到 90 的双速电动机为 230~500 V，其余为 230 V~690 V。对 2、4、6 极电动机为 220~240 V/380~415 V。

外壳防护等级：IP54，也可提供 IP55 或 IP65。

绝缘等级：单速与抽头绕线式电动机为 B 级，也可提供 F 级或 H 级。多速独立绕组绕线式电动机为 F 级，也可提供 H 级。

防腐：所有 SEW 电动机都可采用防化学腐蚀和潮湿条件的特殊保护。

变速调整：所有 SEW 电动机都可与变频器

配合作为无级调速系统。在无编码系统检测实际速度的开环系统中的调速范围为 20:1。若要求更高精度和更大的调速范围推荐用带编码反馈的闭环速度控制系统。还可与变频器配装成变频器-电动机一体机，简称变频电机。

平滑变极：双速电动机由高速到低速变换时，用电子 WPU 平滑变极装置可保持平滑运行。它对起动转矩和额定转矩均无影响，也不改变电动机的起动频率和效率。

SEW 电动机可与 SEW 减速器配装成减速电机，与 SEW 变频器配装成变频调速电机；与 SEW 变速器及减速器配装成无级调整减速电机。还可安装高惯性飞轮风扇、强制冷却风扇、测速发电机、编码器等附件，以满足相应的使用要求。

2.1.2 SEW 制动器与制动电机

在起升装置或要求准确定位的传动系统中应配装机械制动器。SEW 有 BM (G) 或 B03 两种型式的盘式制动器，它们与交流笼型电动机或直流电动机组合而成 SEW 制动电机。还有增安防爆电机用的制动器 Bd 或 Bc。

BM (G) 型制动器的结构如图 40.4-13 所示。制动器的主要部件包括：铸铁制成的制动线

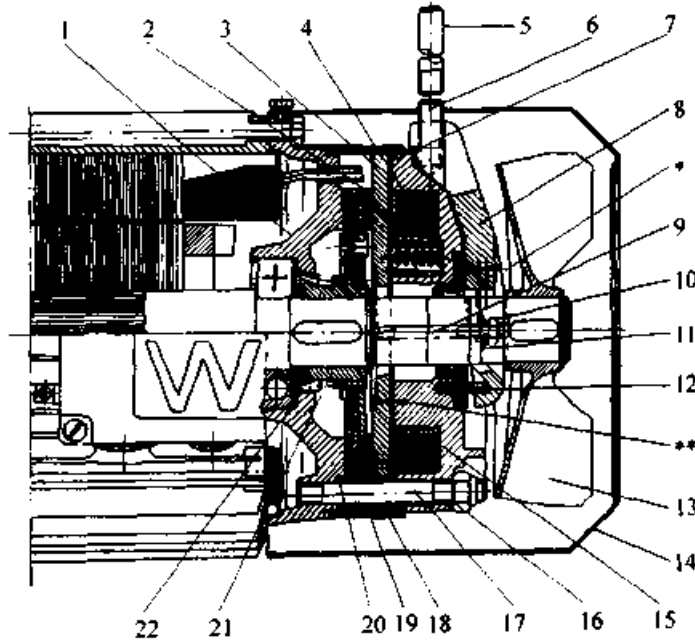


图 40.4-13 BM (G) 型制动器

- 1—制动器端盖 2—制动盘 3—压力盘 4—制动弹簧 5—带自动返回的解除制动手柄 6—可将制动固定在解除位置的制动释放螺钉 7—带细绒的缓冲垫（仅 BMG 制动器） 8—手动释放杠杆
- 9—螺栓 10—设置螺母 11—锥圈弹簧 12—销钉 13—风扇 14—风扇罩 15—制动线圈壳体
- 16—制动盘调整螺母 17—固定螺栓 18—压力圈 19—平衡弹簧 20—橡胶密封圈 21—套筒
- 22—平衡圈 * 浮动间隙 1.5~2.0 mm ** 工作气隙

圈框体 15，其中嵌入抽头线圈；可移动的压力盘 3；制动弹簧 4；装在轴的花键套筒上可更换的制动盘 2 和端盖 1。

B03 型制动器的结构如图 40.4-14 所示。与 BM 型制动器的区别是：电机风扇 6 同时也是刹车盘；弹簧 3 作用在压力盘 5 上，制动力矩仅由压力盘的单摩擦面面积来提供；松开制动的线圈 10 与轴承端盖合成一体；工作气隙用开槽的圆螺母 7 来调节。仅用于机座尺寸 DT63 电动机，而 BM (G) 型制动器则用于 DT71 到 DV225 电

动机中。

系统满足断电安全原则：当断电时，弹簧力使压力盘压在制动盘上而实现制动。电源接通时，线圈中的电磁力克服弹簧力使压力盘与制动盘分开而松开制动。

SEW 制动器的技术数据见表 40.4-14。表中的松开制动反应时间 t_1 和制动反应时间 t_2 是最大制动力矩和最小工作气隙时的值。

表 40.4-14 中， M_{Bmax} —最大制动力矩； W_N —制动器重调前的制动功； t_1 —松开制动的反应时

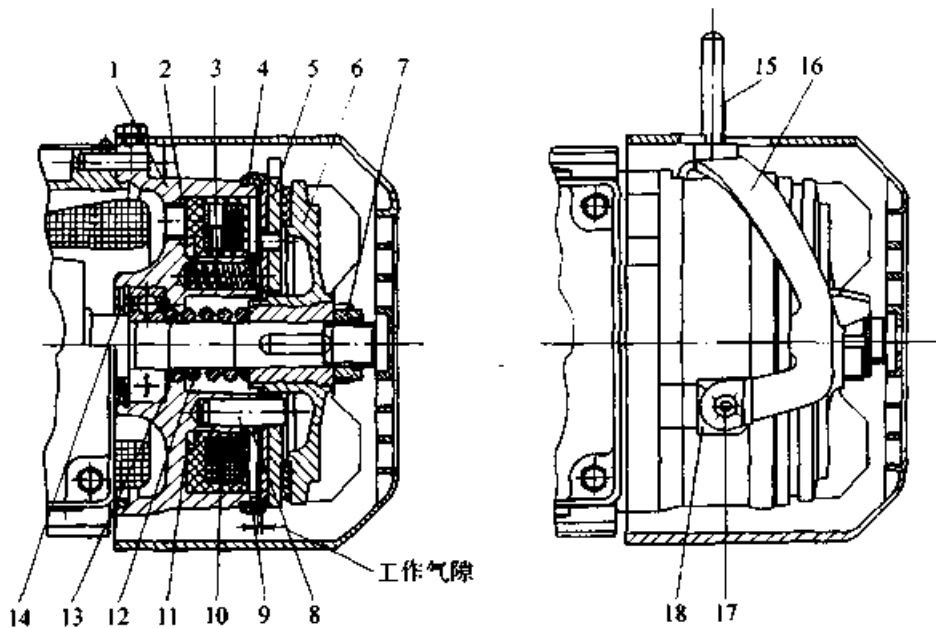


图 40.4-14 B03 型制动器

- 1—制动线圈固定框体 2—O形圈 3—制动弹簧 4—密封圈 5—压力盘 6—风扇 7—六角螺母
8—弹簧挡圈 9—销钉 10—制动线圈 11—平衡圈 12—平衡弹簧 13—垫圈
14—均压环 15—手柄 16—释放杠杆 17—销钉 18—回位弹簧

表 40.4-14 SEW 制动器技术数据

制动器型号	制动电机型号	$M_{Bmax}/N\cdot m$	可选的制动力矩/ $N\cdot m$	$W_N/(J \times 10^6)$	t_1/ms	t_2/ms		P_B/W
						t_{2II}	t_{2I}	
D03	DFT63..	B	3.2	2.4 1.6 0.8	25 ^①	3	30	32
BM05	DT71/80..	BM	5	4 2.5 1.6 1.2	30 ^① 20	5	35	32
BM1	DT80..	BM	10	7.5 6	50 ^① 20	8	40	36
BM2	DT90/100..	BM	20	16 10 6.6 5	70 ^① 30	12	80	40
BM4	DT100..	BM	40	30 24	130 ^① 35	15	80	50

超星浏览器提醒您
续表 40.4-14
使用本资料制品
请尊重知识产权

制动器型号	制动电机型号		$M_{\text{Emax}}/\text{N}\cdot\text{m}$	可选择的制动力矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$							W/V ($J > 10^6$)	t_1/ms	t_2/ms		P_B/W
													$t_{2\parallel}$	$t_{2\perp}$	
BM8	DV112M	BM	55	45	37	30	19	12.6	9.5	500	30	12	60	57	
	DV132S	BM	75	55	45	37	30	19	12.6	9.5	500	35	10	50	57
BM15	DV132M	BM	100	75	50	35	25			800	40	14	70	95	
	DV132ML/160M	BM	150	125	100	75	50	35	25	800	50	12	50	95	
BM30	DV160L	BM	200	150	125	100	75	50		1 200	55	18	90	95	
	DV180M/L	BM	300	250	200	150	125	100	75	50	1 200	60	16	80	95
BM31	DV200/225	BM	300	250	200	150	125	100	75	50	1 200	60	16	80	95
BM32 ^②	DV180M/L	BM32	300	250	200	150	100			1 500	55	18	90	95	
BM62 ^②	DV200/225	BM32	600	500	400	300	250	200	150	100	1 500	60	16	80	95
BC05 ^③	eDT71/80	BC	7.5	6	5	4	2.5	1.6	1.2		120	20	8	40	29
BC2 ^③	eDT90/100	BC	30	24	20	16	10	6.6	5		260	35	15	80	41

- ① 用整流器 BG 时的 t_1 值，其他为用整流器 BGE 时的 t_1 值。
- ② 双盘制动。
- ③ 防爆电动机专用。

间： t_2 —制动反应时间； $t_{2\parallel}$ —断开交流和直流电路时的制动反应时间， $t_{2\perp}$ —交流电路断开时的制动反应时间； P_B —在 +20℃ 时制动线圈的功率消耗。

SEW 制动系统特点：

1) 结构紧凑。制动器端盖是电动机和制动器共用的部件，既满足强度要求又节省空间。

2) 双线圈系统。制动线圈由加速线圈与保持线圈组成，专门的制动整流器 BG 和 BGE 保证制动器起初只是加速线圈，随后是保持线圈接通。用瞬时磁化加速松开制动动作，然后换回到减少保持磁化状态，双线圈制动作用原理见图 40.4-15。加速线圈强大的冲击磁化使松开制动的反应时间很短而达不到饱和时极限，制动盘松开很快，电动机在几乎没有制动损耗下起动。缩短制动电机起动时间的原理见图 40.4-16，因此制动器磨损很小，起动频率可以很高，使用寿命长。

BGE 一旦将制动器松开就立即用电子方法转换到保持线圈，使压力盘安全地保持吸引状态。当线圈再次断电时，很快去磁，制动反应时间很短，因而制动距离短，重复精度高，安全性好。

制动整流器通常与所用的交流电源连接，单速制动电机可直接从电动机的接线盒上引线。双

速制动电机的整流器必须从开关柜单独引线。

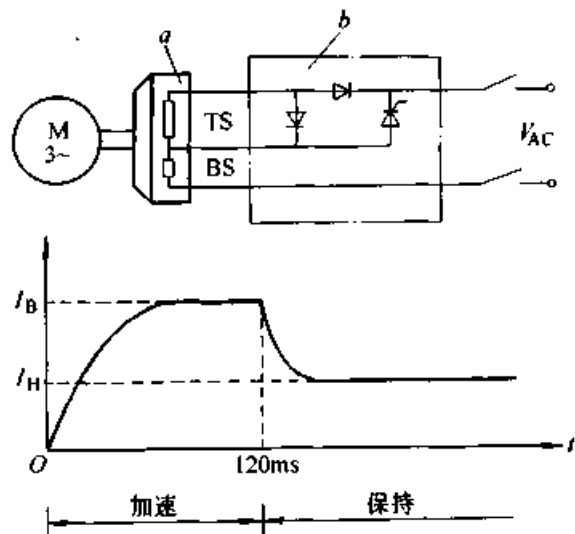


图 40.4-15 双线圈制动作用原理

a—制动器 b—制动控制系统 BS—加速线圈
 I_B —加速电流 TS—线圈段 I_H —保持
电流 BS+TS=保持线圈

(3) 制动力矩可以选择，制动力矩的大小可根据制动时间和制动距离的需要来选择，通过配备适当型号和数量的弹簧来保证。

工作气隙是影响松开与制动反应时间及制动力矩的重要因素，是在装配时设置的。由于工作时制动衬层磨损，气隙会逐渐增大，因此这个气

隙要重新调整到允许值。一般磨损很慢，重调的时间间隔很长。

4) 可用手动杠杆松开制动。手动杠杆可以使制动器固于松开位置，或自动返回到制动位置。

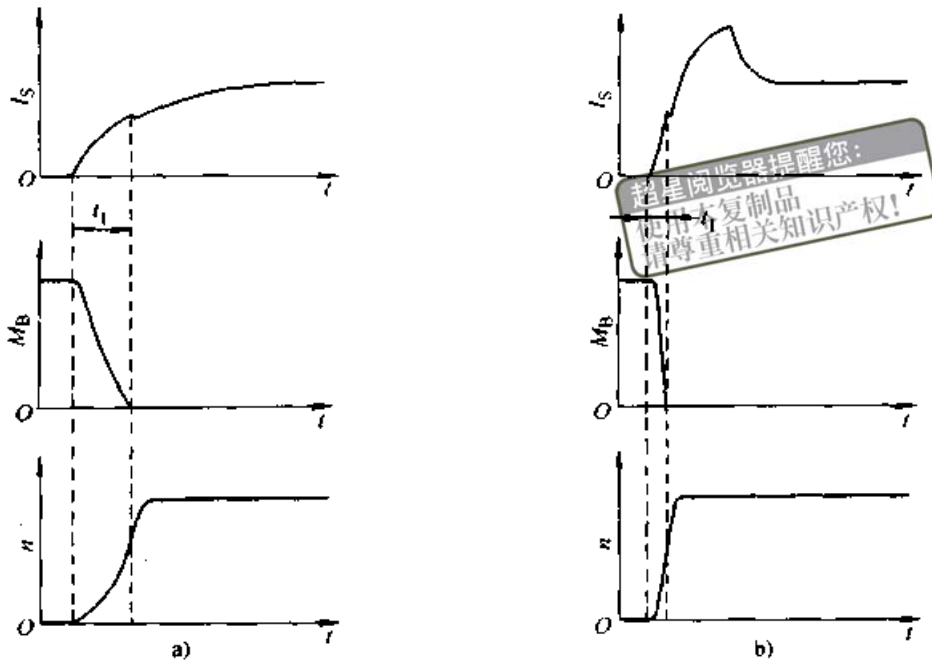


图 40.4-16 缩短制动电机起动时间原理

a) 无电子开关整流器的接通过程 b) 用电子开关整流器的接通过程

I_s —线圈电流 M_B —制动力矩 t_1 —制动反应时间 n —转速

5) 低噪声制动器。DT71~DV132S 电动机所用 BMG05...BMG 制动器，由于制动盘组合和制动线圈框体中有取得专利的缓冲垫，制动时或松开制动时噪声特别低。

6) 特殊环境用制动器。为消除在冷库或室外运行时严重冷凝可能引起的冰霜或侵蚀，可用特殊整流器 BGH 提供加热功能。有满足高起动频率，高控制精度、高环境温度或限制通风时的制动控制系统。

防爆制动电机用防爆型盘式制动器 BC。

7) 特别可靠。即使电源发生故障或特恶劣的电压降，保持功能所需的励磁功率也很小。

8) 制动器还可用于带式制动器或离心联轴器的扩展箱中。

2.2 电动机和制动器的性能和技术参数

2.2.1 电动机额定功率的变化

电动机样本中的额定功率是根据安装高度海拔 1000 m，环境温度 +40℃，连续运行（工作制 S_1 ）的条件设计的。如果实际条件有变化，其许用功率要改变。

由环境温度和安装高度决定的功率减小量见图 40.4-17。许用功率为

$$P_{zul} = f_t P_n \quad (40.4-11)$$

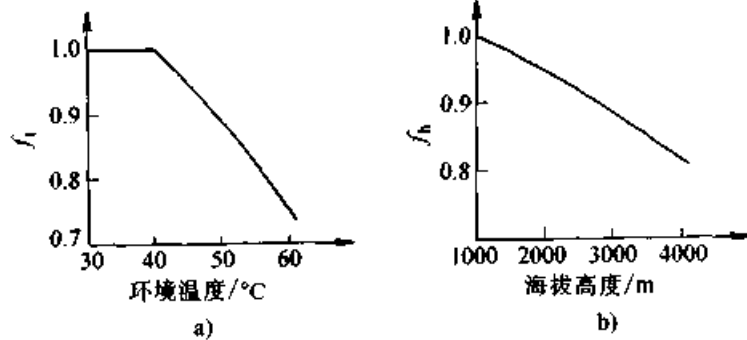


图 40.4-17 功率减小系数

a) 与介质温度有关的系数 b) 与海拔高度有关的系数

$$P_{zul} = f_b P_n \quad (40.4-12)$$

式中 f_t ——介质温度修正系数；
 f_b ——安装海拔高修正系数；
 P_n ——额定功率；

P_{zul} ——许用功率。

如果负载持续率 ED 较短，不为连续工作制 S_1 ，则电动机功率可以根据表 40.4-15 增长 K 倍。

表 40.4-15 与工作制有关的功率增长量

工作制	S_2			S_3				说明
	持续工作时间 /min			负载持续率 ED/%				
	60	30	10	60	40	25	15	为了确定电动机功率和工作制，需要下列数据： 每小时启动次数；启动、承载、制动、空载、循环和间歇时间；要求的负载功率
K	1.1	1.2	1.4	1.1	1.15	1.3	1.4	根据使用要求，并向 SEW 咨询

2.2.2 电动机技术参数的公差

SEW 交流笼型电动机和 SEW 交流笼型制动电机的技术参数允许有下列公差：

功率因素： $\cos\varphi: \frac{1-\cos\varphi}{6}$

滑差率： $\pm 20\%$

启动电流： $+20\%$

启动转矩： -15% 至 $+25\%$

转动惯量： $\pm 10\%$

效率 η ：

$P_n < 50 \text{ kW}$ 时： $-0.15(1-\eta)$

$P_n > 50 \text{ kW}$ 时： $-0.1(1-\eta)$

由于电动机通电后，高的启动电流会使电动机过度加热，所以要限制启动次数。电动机热负载允许的启动频率用下式来计算

$$Z = Z_0 K_j K_M K_P \quad (40.4-13)$$

式中 Z ——热负载允许的启动频率 (h^{-1})；

Z_0 ——50% ED (负载持续率) 时的无载频率，见 SEW 电动机的样本；

K_j ——与外部转动惯量有关的系数；

K_M ——与加速时负载转矩有关的系数；

K_P ——与稳态输出功率和负载持续率有关的系数。

2.2.3 电动机允许的启动频率

电动机启动时不需要加速大的质量，启动之后连续运行，在这种情况下选择电动机时，电动机的额定功率应大于或等于工作机需要的功率。如果传动系统的启动频率高、要加速大的质量、有小的反向转矩，在这种情况下，负载所需功率不再是选择电动机的决定因素，而是启动频率。

系数 K_j 、 K_M 、 K_P 从图 40.4-18 中查得。

图中符号意义如下： J_M —电动机的转动惯量； J_Z —飞轮风扇的转动惯量； J_X —相对电动机转轴的所有外部转动惯量（不包括电动机的转动惯量）； M_L —加速时的负载转矩； M_h —电动机加速转矩； P_x —启动结束时所需功率； P_n —电动机额定功率。

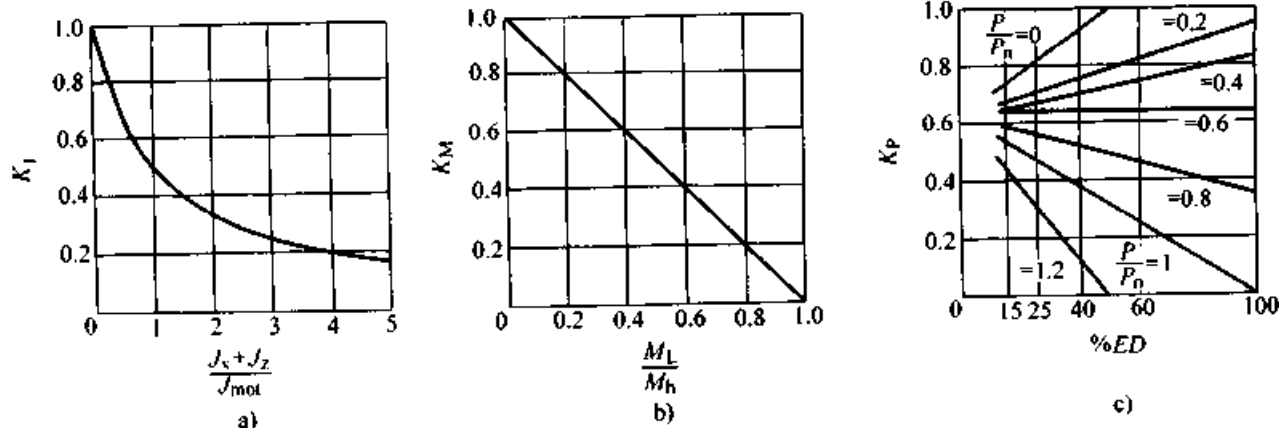


图 40.4-18 系数 K_j 、 K_M 、 K_P

a) 系数 K_j b) 系数 K_M c) 系数 K_P

J_x ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$) 可由已知的负载的转动惯量 J 及质量 m 用下式计算。对线性运动

$$J_x = 91.2m \left(\frac{V}{n_M} \right)^2 \quad (40.4-14)$$

式中 n_M ——电动机转速 (r/min);
 V ——负载的线性速度 (m/s);
 m ——负载质量 (kg);

对旋转运动:

$$J_x = J \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \quad (40.4-15)$$

式中 J ——负载的转动惯量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$);
 n ——负载转速 (r/min);

2.2.4 制动距离和停止精度

制动时间包括制动反应时间和机械制动时间。在机械制动期间,电动机速度逐渐减小,最后停止。在制动反应时间内,电动机加速度基本保持不变,甚至会增加。例如,提升装置在重物下降时,各电动机断电而制动器尚未接触就会出现速度增大的现象。

水平运动、旋转运动或垂直向上运动时的制动时间 (s)

$$t_B = \frac{(J_M + J_x \eta)(n_M - \Delta n)}{9.55(M_B + M_x \eta^2)} \quad (40.4-16)$$

式中 η ——传动效率;
 Δn ——在制动反应时间内的速度变化 (r/min);

$$\Delta n = \frac{9.55 M_x \eta^2 t_2}{J_M + J_x \eta} \quad (40.4-17)$$

t_2 ——制动反应时间 (ms), 见表 40.4-14;
 M_B ——制动力矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$), 根据表 40.4-14 选;
 M_x ——负载相对电动机转轴的转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$);

上式主要用于提升机和卷扬机。当用于大惯性和小的摩擦阻力情况(如运输传动装置)或有能耗的制动或再生制动的情况时,式中 Δn 值略去。

垂直向下运动时的制动时间 (s):

$$t_B = \frac{(J_M + J_x \eta)(n_M + \Delta n)}{9.55(M_B - M_x \eta^2)} \quad (40.4-18)$$

制动距离 (mm):

$$S_B = 1000 V \left[t_2 \left[\frac{n_M \pm \frac{\Delta n}{2}}{n_M} \right] + 0.5 t_B \left[\frac{n_M \pm \frac{\Delta n}{2}}{n_M} \right] \right] \quad (40.4-19)$$

式中“+”为垂直向下运动时用,“-”垂直向上运动时用。水平或旋转运动不计 Δn 。

水平或旋转运动系统设计时,制动力矩($\text{N}\cdot\text{m}$)

可用下式估算,再根据表 40.4-14 选择相近的值。

$$M_B \approx M_H - 2M_x \eta^2 \quad (40.4-20)$$

式中 M_H ——电动机的平均起动力矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$);
 停止精度:

在工况不变时制动距离 (mm) 的公差为 12%, 即

$$X_B \approx 0.12 S_B \quad (40.4-21)$$

式中 S_B 为所计算的制动距离。

2.2.5 制动器的使用寿命与制动功

制动器至重调时的使用寿命用下式计算

$$L_B = \frac{W_N}{W_B Z_{\text{erf}}} \quad (40.4-22)$$

式中 W_N ——至重新调整时制动器的制动功 (J), 见表 40.4-14;

Z_{erf} ——要求的起调频率 (h^{-1});

W_B ——制动器制动时所做的功 (J);

制动所做的功用下式计算

$$W_B = \frac{M_B(J_M + J_z + J_x \eta) n_M^2}{182.5(M_B \pm M_x \eta^2)} \quad (40.4-23)$$

垂直向下运动时取“+”号,其余取“-”号。

若起停频率高,或制动功大时,应检查一次制动所做的功是否超过允许的最大制动功 W_{max} 。若 $W_B > W_{\text{max}}$, 则制动热量大,衬层温度高,磨损过大,所以要求

$$W_B \leq W_{\text{max}} \quad (40.4-24)$$

盘式制动器 BM (G) 一次制动允许的最大功 W_{max} 见图 40.4-19 ~ 40.4-22, 与起调频率 Z 和电动机转速有关。

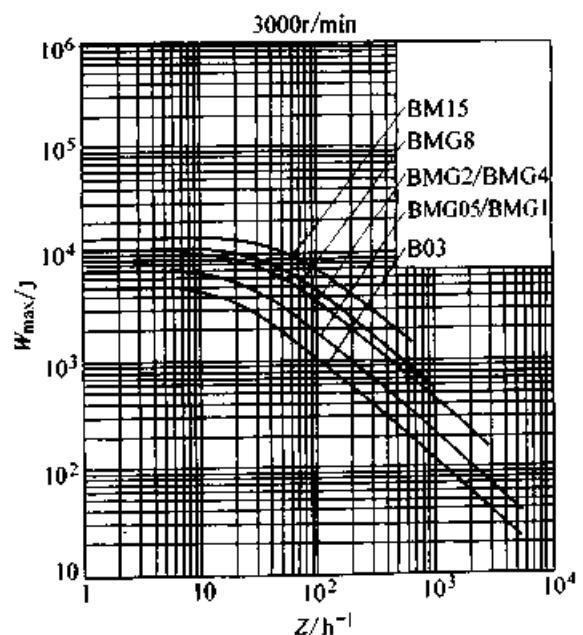


图 40.4-19 电动机转速 3 000 r/min 时的 W_{max}

续表 40.4-16

制动电机 型号	接线法 (IS=组合接插件) (Tb=接线盒)	制动控制单元的安装方式									
		在电机					在开关柜内				
		BG	BGE	BSR	BUR	BSG	BMS	BME	BMH	BMP	BSG
DT100..BMG	IS	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	Tb	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
DV112..132S BMG	IS	△	○	○	○	○	△	○	○	○	○
	Tb	△	○	○	○	○	△	○	○	○	○
DV132M..200L BM	Tb	△	○	○	○	○	△	○	○	○	○
DV225..BM	Tb	△	○	△	○	○	△	○	○	○	○
eDT71..100..BC..	Tb	△	△	△	△	△	△	○	△	△	○

注：○能安装
△不能安装

表 40.4-17 功能和应用一览表

制动控制器型号	BG	BGE	BSG	BSR	BUR	BMS	BME	BMH	BMP
安装位置	接线盒 (或开关柜)		接线盒		开关柜				
高的启动/停止频率 短的制动释放反应时间		○	○	○	○		○	○	○
制动器的使用寿命特别长		○	○	○	○		○	○	○
高的环境温度或不利的冷却条件		△	△				○	○	○
F.Fxed II B型增安防护的制动电机			△				○		
机座尺寸 63..100 的电动机特别经济的方案	○					○			
24 V 直流制动电源			○						
低环境温度，有冷凝和结冰危险								○	
绝缘等级 H 的电动机		△	△				○	○	○
单速交流笼型电动机： —特别短的反应时间 —需要最短的制动引线				○					
多速或速度控制交流笼型电动机： —特别短的反应时间 —需要最短的制动引线					○				○

注：○应用
△装在开关柜时用

表 40.4-18 制动整流器和控制单元技术数据一览表

制动整流器/控制单元		允许的最大 电流/A	许可的交流 电源电压/V	铭牌颜色
型 号	部 件 号			
BG1	825 590 3	1.5	42-500	黑色
BG1.5	825 384 6	1.5	150-500	黑色
BG3	825 386 2	3.0	42-150	褐色
BGE1.5	825 385 4	1.5	150-500	红色
BGE3	825 387 0	3.0	42-150	蓝色
BSG	825 459 1	5.0	24 V _D	白色
BMS1.5	825 802 3	1.5	150-500	黑色
BMS3	825 803 1	3.0	42-150	褐色
BME1.5	825 722 1	1.5	150-500	红色
BME3	825 723 ×	3.0	42-150	蓝色
BMH1.5	825 818 ×	1.5	150-500	绿色
BMH3	825 819 8	3.0	42-150	黄色
BMP1.5	825 685 3	1.5	150-500	灰色

表 40.4-19 制动电机技术数据

制动电机型号	P_n /kW	n_n / $r \cdot \text{min}^{-1}$	I_n (400 V) /A	$\cos\varphi$	I_s/I_n	M_s/M_n	M_h/M_n	J_{rot} 10^{-4} /kgm ²	$Z_0(50\% \text{ ED})$		M_{Bmax} /Nm	m_{rot} /kg
									BG	BGE		
DFT63K4B03	0.12	1 380	0.39	0.69	3.3	2.4	2.2	4.8	10 000	-	2.4	7.7
DFT63N4B03	0.18	1 320	0.55	0.78	2.9	1.8	1.7	4.8	10 000	-	3.2	7.7
DFT63L4B03	0.25	1 300	0.68	0.81	2.8	1.8	1.7	5.6	10 000	-	3.2	8.3
DT71D4BMG	0.37	1 380	1.24	0.70	3.4	2.0	1.8	5.51	6 000	9 500	5	9.9
DT80K4BMG	0.55	1 360	1.75	0.77	3.4	2.1	1.8	7.45	4 100	11 000	10	12.7
DT80N4BMG	0.75	1 380	2.1	0.73	3.8	2.2	2.0	9.6	5 200	14 000	10	14.3
DT90S4BMG	1.1	1 400	2.8	0.81	4.3	2.0	1.9	30.4	2 500	6 300	20	26
DT90L4BMG	1.5	1 410	3.55	0.81	5.3	2.6	2.4	39.4	3 000	7 600	20	28
DT100LS4BMG	2.2	1 400	4.95	0.83	4.5	2.4	2.0	48.1	1 300	8 500	40	33
DT100L4BMG	3	1 400	6.6	0.83	4.9	2.6	2.0	58.4	1 800	7 600	40	37
DV112M4BMG	4	1 420	8.7	0.84	5.4	2.4	2.1	110.2	-	3 800	55	50
DV132S4BMG	5.5	1 430	11.0	0.85	5.8	2.7	2.4	187.2	-	3 000	75	63
DV132M4BM	7.5	1 430	15.5	0.85	6.2	2.1	2.0	323.7	-	1 700	100	90
DV132ML4BM	9.2	1 440	18.1	0.84	6.0	2.5	2.2	373.7	-	1 200	150	100
DV160M4BM	11	1 440	22.5	0.83	6.0	2.5	2.3	441.7	-	1 200	150	109
DV160L4BM	15	1 460	29.5	0.82	5.1	2.4	1.8	1 031	-	1 000	200	190

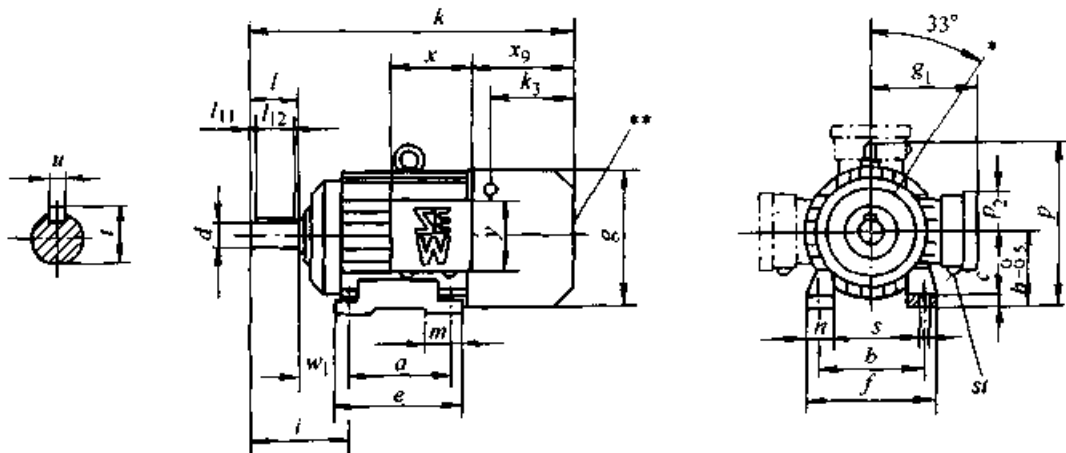
超星阅读器提醒
使用本复制品
请尊重知识产权
续表 40.4-19

制动电机型号	P_n /kW	n_n / $r \cdot \text{min}^{-1}$	I_n (400 V) /A	$\cos\varphi$	I_s/I_n	M_s/M_n	M_h/M_n	J_{mot} 10^{-4} /kgm ²	Z_0 (50% ED)		M_{lmax} /Nm	m_{mot} /kg
									BG	BGE		
DV180M4BM	18.5	1 465	37	0.80	5.9	2.6	2.1	1 226 1 332 [Ⓛ]	-	1 300	300 300 [Ⓛ]	216 220 [Ⓛ]
DV180L4BM	22	1 465	43	0.82	6.0	2.7	2.0	1 396 1 502 [Ⓛ]	-	650	300 300 [Ⓡ]	228 232 [Ⓡ]
DV200L4BM	30	1 470	55	0.86	6.5	2.6	2.0	2 446 2 552 [Ⓛ]	-	600	300 600 [Ⓡ]	295 299 [Ⓛ]
DV225S4BM	37	1 470	67	0.87	6.2	2.7	2.0	3 116 3 222 [Ⓛ]	-	360	300 600 [Ⓡ]	347 351 [Ⓡ]
DV225M4BM	45	1 470	83	0.85	7.3	3.3	2.4	3 676 3 782 [Ⓡ]	-	300	300 600 [Ⓡ]	377 381 [Ⓡ]

① 双盘制动

P_n —额定功率; n_n —额定转速; I_n —额定电流; I_s —起动电流; M_s —起动转矩; M_h —平均加速转矩; M_n —额定转矩; T_{mot} —制动电机转动惯量; Z_0 —50% ED 时允许的无载起动频率; M_{lmax} —最大制动力矩; m_{mot} —制动电机的质量; $\cos\varphi$ —功率因素。

表 40.4-20 SEW 底脚安装制动电机尺寸 (mm)



型号	a b	c e	f	g_1 g_1	h	f	k	k_3	m	n	p p ₂	s	st	w_1	x_g	x y	d l	l_{11} l_{12}	t u
DT71D.. BMG	90 112	5 115	144	145 [Ⓛ] 121	71	75	296	59	32	31	-	7	1 × Pg11 [Ⓛ] 2 × Pg16	45	81	127	14 30	4 22	16 5
DT80K,N.. BMG	100 125	10 125	149	145 121	80	90	356		28	33	9	50		19 40			4 32	21.5 6	
DT 90S,L.. BMG	125 [Ⓛ] 140	8 152	176	197 [Ⓛ] 155	90	106	408	69	32	32	50	9	56	117	97	24 50	5 40	27 8	
DT100LS,L.. BMG	140 160	12 170	188	197 163	100	123	456		38	-	-	63	120	139	28	5	31		
DV112M.. BMG	140 190	14 170	220	221	112	130	489	97	35	44	-	12	1 × Pg11 2 × Pg21	70	131	60	50	8	
DV132S.. BMG	140 216	21 170	250	176	132	169	554		62	56	56	89	109	38		5	41		

续表 40.4-20

型号	a b	c e	f	g g_1	h	j	k	k_3	m	n	p p_2	w_1	x_4	x y	d l	l_{11} l_{12}	t u	
DV132M.. BM	178 216	17 218	259	275 ^② 230	132	169	594		45	66	322 76	13	89	182				
DV132ML.. BM	210	25		275	160 ^③	188	654	112					171		80	70	10	
DV160M.. BM	254	252		289			684		50	82	350 76	15		108	42	10	45	
DV160L.. BM	254 254	19 294	308	331 ^② 253	160	218	769	160		75	379 76	15	2 × Pg11 2 × Pg29	326	110	70	12	
DV180M.L.. BM	279 ^② 279	33 319	320	331 253	180	231	841	160 (133) ^③	65	82	399 76	15		121	362	48	10 80	51.5 14
DV200LS.L.. BM	305 318	28 355	378	394 285	200	243	882	172 (143) ^③	75	95	462 76	19	2 × Pg11 2 × Pg36	133	391	55	10 90	59 16
DV225S.M.. BM	311 ^③ 356	40 371	414	394 289	225	289	986	172 (143) ^③	70	115	487 76			149	433	60	15 140	64 18

注：1. 吊环装在机座尺寸 DV132M 和更大的电动机上（能拧下）
 2. 轴中心孔按 DIN332 标准
 d 和 d_1 公差
 $\leq \phi 50$ mm, k6
 $> \phi 50$ mm, m6

- ① 拆卸风扇罩时轴向所需空间。
- ② 风扇罩扁平底部。
- ③ 与 IEC 不同。
- ④ 双盘制动器。
- ⑤ Pg 为电缆套管。
- * 手动杠杆可以间隙 90° 安装。
- ** 保持空气自由流动。

2.5 变频器驱动的交流笼型电动机

2.5.1 带变频器的交流笼型电动机

SEW 交流笼型电动机可以用变频器改变电源频率及电压来调节速度和转矩。使用变频器改善和拓展了电动机的性能，有以下几点：

- 1) 起动电流极限一般调到 $1.5I_n$ (额定电流)。
- 2) 转矩极限调整到 $(1.2 \sim 1.5)M_n$ (额定转矩)。
- 3) 根据转矩和调节范围特性，与负载有关的速度变化为 $(1 \sim 3\%)n_n$ (额定速度)。

4) 转矩过载能力可达到转矩极限，用变频器可避免失步的危险。

5) 由于电动机在最大电流 $1.5I_n$ 的稳定负载区内连续运行，起动电流极限不再与变频器的运行有关。

6) 速度设置一般为 $1 \sim 20$ ，高性能为 $1 \sim 100$ ，根据最大速度及电动机额定功率按低速极限连续工作的通风条件确定。

变频调整系统可选用两种基频的变频器驱动，应用时的特性见表 40.4-21。

表 40.4-21 应用不同基频和最大频率时的特性

f_{base}	f_{max}	特 性
50 Hz	50 Hz	—速度设置范围 1:5 到最大 1:20，有外部风扇 —电动机功率设置范围为 1:5，即大小降低一格 ^① —转矩曲线：恒定转矩 —可获得最小加速时间 —低噪声的速度范围 —低速齿轮磨损（具有高的齿轮油填充水平的垂直设计优点）

续表 40.4-21

f_{base}	f_{max}	特 性
50 Hz	70 Hz	一具有外部风扇的速度设置 1:15, 1:20 或更高 一电动机功率设置范围为 1:15, 即降低一格 ^① 一转矩范围: 低于 50 Hz 的恒转矩 大于 50 Hz 的下降转矩 一适用于提升功率按照对于 4 极电动机以 70 Hz 对应约 2 000 r/min 选定的提升系统 一优点: 小于 50 Hz 的频率段转矩储备为 70/50=1.4 倍
50 Hz	100 Hz	一具有外部风扇的速度设置 1:10 一电动机功率设置范围为 1:10, 即降低一格 ^① 一转矩曲线: 低于 50 Hz 为恒转矩 50 Hz 至 60 Hz 这段为以 $P = \text{恒值}$ 的正比下降转矩, 大于 60 Hz 为超正比下降转矩 一具有下降转矩曲线的应用, 例, 提升机的应用, 有着变负载和提升速度的吊车 (负载大, 速度低, 反之亦然) 一缺点: 加速时间较长 一对 2 极齿轮减速电机不适用 (齿轮输入速度太高) 一不适用于噪声要求高的场合
87 Hz	≥ 87 Hz	一具有外部风扇的速度设置范围从 1:10 约到 1:30 一电动机功率设置范围为 1:10, 即降低一格 ^① 电动机功率设置范围为 1:30 即增加 $\sqrt{3}$ 倍 (在 S3 状态) ^② 一转矩曲线: 低于 87 Hz 为恒转矩 高于 87 Hz 为以 $P = \text{恒值}$ 的下降转矩。 一适用于有最大恒转矩设置范围的场合 一缺点: 加速时间较长 一不适用于 2 极齿轮减速电机 (齿轮输入速度太高) 一不适用于噪声要求高的场合

① 50 Hz 交流电源工作下的电动机额定功率, 见表 40.4-19。

f_{base} —基频; f_{max} —最大频率; P —功率。

2.5.2 SEW 变频器及电动机选择

SEW 变频器有三种系列产品, 见表 40.4-22。

表 40.4-22 SEW 变频器

机种与型号	电源电压 /V	推荐电动机功率 /kW	电动机频率范围 /Hz	特 性
通用型 MOVITRAC 31C 系列	3×380~500 3×200~240 (50 Hz 或 60 Hz)	0.55~45	0~400 (速度控制 范围 20:1)	1) 带转矩自动提升的变压变频调速, 带或不带编码器 2) 在基频以下按恒转矩运行, 高于基频按恒功率运行 3) 有过载能力和电机参数自动识别功能 4) 有多种扩展功能
高性能通用型 MOVIDRIVE 系列	3×380~500 (50 Hz 或 60 Hz)	1.5~75 及 2.2~90	0~400 (速度控制 范围 100:1)	1) 闭环矢量控制, 带或不带编码器; 低速时输出最大转矩控制同步或异步电动机 2) 用于标准应用场合及需要高速度稳定性的场合

超星浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

机种与型号	电源电压 /V	推荐电动机功率 /kW	电动机频率范围 /Hz	特 性
减速电动机 变频器一体机 MOVIMOT 系列	3~380~500 (50 Hz 或 60 Hz)	0.37~1.5 及 2.2~3	2~100	1) 用于所有 SEW 齿轮减速电动机, 三者构成一体 2) 适用于现场分散控制 3) 结构紧凑, 操作方便

变频器所选择的电动机见表 40.4-23~表 40.4-25。

表 40.4-23 MOVITRAC® 31C...503 变频器选择的电动机

连接	P_{max}/kW						MOVITRAC® 型号
	Y/400 V _{AC} (460/500 V _{AC})			Δ/230 V _{AC} (266/290 V _{AC})			
冷却	风扇冷却			强制冷却	风扇冷却	强制冷却	MOVITRAC® 型号
$f_{min}-f_{max}$ (Hz)	10-50	6-60	5-70	2.5-50	9-87	2.5-87	
调速范围	5:1	10:1	15:1	≥20:1	10:1	≥20:1	
电动机型号							
DT63 N4	0.12			—	0.25		31C005-503 31C008-503
DT63 L4	0.18			—	0.37		
DT71 D4	0.25			0.37	0.55		31C007/008-503
DT80 K4	0.37			0.55	0.75		
DT80 N4	0.55			0.75	1.1		31C011/015-503
DT90 S4	0.75			1.1	1.5		31C014/015-503
DT90 L4	1.1			1.5	2.2		31C022-503
DT100 LS4	1.5			2.2	3.0		31C030-503
DT100 L4	2.2			3.0	4.0		31C040-503
DV112 M4	3.0			4.0	5.5		31C055-503
DV132 S4	4.0			5.5	7.5		31C075-503
DV132 M4	5.5			7.5	9.2		31C110-503
DV132 ML4	7.5			9.2	11.0		
DV160 M4	9.2			11.0	15.0		31C150-503
DV160 L4	11.0			15.0	18.5		31C220-503
DV180 M4	15.0			18.5	22.0		
DV180 L4	18.5			22.0	30.0		31C300-503
DV200 L4	22.0			30.0	37.0		31C370-503
DV225 S4	30.0			37.0	45.0		31C450-503
DV225 M4	37.0			45.0			

① 以上单元具有 1.5 倍的额定负载的过载能力。若系统无过载的潜在可能, 则变频器可承受连续上升的输出功率工况。

表 40.4-24 MOVITRAC® 31C...-233 变频器选择的电动机

		P_{max}/kW			MOVITRAC® 型号
连接	YY 或 $\Delta/230 V_{AC}$				
冷却	风扇冷却		强制冷却		
$f_{min}-f_{max}/Hz$	6-60	6-90	3-60		
调速范围	10:1	15:1	$\geq 20:1$		
电动机型号					
DT71 D4	0.25		0.37	31C005-233	
DT80 K4	0.37		0.55	31C008-233	
DT80 N4	0.55		0.75	31C008-233	
DT90 S4	0.75		1.1	31C011/015-233	
DT90 L4	1.1		1.5	31C015-233	
DT100 LS4	1.5		2.2	31C022-233	
DT100 L4	2.2		3.7	31C037-233	
DV132 S4	3.7		5.5	31C055-233	
DV132 M4	5.5		7.5	31C075-233	
DV160 M4	7.5				

① 以上单元具有 1.5 倍的额定负载的过载能力。若系统无过载的潜在可能，则变频器可承受连续上升的输出功率工况（参见技术数据）。

表 40.4-25 MOVIDRIVE® 变频器选择的电动机

		P_{max}/kW					MOVIDRIVE® 变频器型号
连接	Y/400 V_{AC}			$\Delta/230 V_{AC}$			
冷却	风扇冷却			强制冷却	风扇冷却	强制冷却	
$f_{min}-f_{max}/Hz$	10-50	6-60	50-70/5.5-80	2.5-50/3-60	9-87	2.5-87	
$n_{min}-n_{max}/(r/min)$	300-1 500	180-1 800	150-2 100	75-1 500	270-2 610	75-2 610	
调速范围	5:1	10:1	15:1	$\geq 20:1$	10:1	$\geq 20:1$	
电动机型号 P_n/kW	$P = P_n$ /kW			$P = P_n$ /kW	$P = P_n$ /kW		
DT90 S4 1.1	0.75			1.1	1.5		MD-60A0015
DT90L4 1.5	1.1			1.5	2.2		MD-60A0022
DT100LS4 2.2	1.5			2.2	3.0		MD-60A0030
DT100L4 3.0	2.2			3.0	4.0		MD-60A0040
DV112M4 4.0	3.0			4.0	5.5		MD-60A0055
DV132S4 5.5	4.0			5.5	7.5		MD-60A0075
DV132M4 7.5	5.5			7.5	9.2		MD-60A0110

续表 40.4-25

P _{max} /kW							MOVIDRIVE [®] 变频器型号
连接	Y/400 V _{AC}			△/230 V _{AC}			
冷却	风扇冷却			强制冷却	风扇冷却	强制冷却	
f _{min} -f _{max} /Hz	10-50	6-60	50-70/5.5-80	2.5-50/3-60	9-87	2.5-87	
n _{min} -n _{max} /(r/min)	300-1 500	180-1 800	150-2 100	75-1 500	270-2 610	75-2 610	
调速范围	5:1	10:1	15:1	≥20:1	10:1	≥20:1	
电动机型号 P _n /kW	P = P _n /kW			P = P _n /kW	P = P _n /kW		
DV132ML4 9.2	7.5			9.2	11		MD-60A0110
DV160M4 11	9.2			11	15		MD-60A0150
DV160L4 15	11			15	18.5		MD-60A0220
DV180M4 18.5	15			18.5	22		
DV180L4 22	18.5			22	30		MD-60A0300
DV200L4 30	22			30	37		MD-60A0370
DV225S4 37	30			37	45		MD-60A0450
DV225M4 45	37			45	55		MD-60A0550
D250M4 55	45			55	75		MD-60A0750
D280S4 75	55			75			
D280M4 90	75						

表 40.4-26 MOVIMOT[®] 变频电机和制动电机技术数据

型号	P _n /kW	M _n /N·m	n _n /(r/min)	I _{nl} ^① (400 V) /A	cos φ	I _n /A	M _n /M _p	J _{max}		M _{lmax} /N·m	m ^②	
								① /(10 ⁻⁴ kgm ²)	② /(10 ⁻⁴ kgm ²)		① /kg	② /kg
2...50 HZ-1 400 r/min												
DT71D4/.../MM03 ^③	0.37	2.52	1 400	1.3	0.99	1.6	1.5	4.61	5.51	5	8.6	11.4
DT80K4/.../MM05	0.55	3.75	1 400	1.6	0.99	2	1.5	6.55	7.45	10	11.5	14.2
DT80N4/.../MM07	0.75	5.1	1 400	1.9	0.99	2.5	1.5	8.7	9.6	10	13.1	15.8
DT90S4/.../MM11	1.1	7.5	1 400	2.4	0.99	3.2	1.5	25	30.4	20	17.6	27.5
DT90L4/.../MM15	1.5	10.2	1 400	3.5	0.99	4	1.5	34	39.4	20	19.6	29.5
DT100LS4/.../MM22	2.2	15.0	1 400	5.0	0.99	5.5	1.5	42.7	48.1	40	26.4	36.4
DT100L4/.../MM30	3.0	20.5	1 400	6.7	0.99	7.3	1.5	53.0	58.4	40	30.5	40.5
2...100 HZ-2 900 r/min												
DT71D4/.../MM05 ^③	0.55	1.81	2 900	1.6	0.99	2	1.5	4.61	5.51	5	8.6	11.4
DT80K4/.../MM07	0.75	2.47	2 900	1.9	0.99	2.5	1.5	6.55	7.45	10	11.5	14.2

续表 40.4-26

型号	P_n /kW	M_n /N·m	n_n /(r/min)	$I_{01}^{④}$ (400V) /A	$\cos\varphi$	I_n /A	M_h/M_n	J_{max} /(10 ⁻⁴ kgm ²)/(10 ⁻⁴ kgm ²)		M_{brmax} /N·m	$m^{⑤}$	
								①	②		①	②
DT80N4/.../MM11	1.1	3.62	2 900	2.4	0.99	3.2	1.5	8.7	9.6	10	13.1	15.8
DT90S4/.../MM15	1.5	4.95	2 900	3.5	0.99	4	1.5	25	30.4	20	17.6	27.5
DT90L4/.../MM22 [®]	2.2	7.25	2 900	5.0	0.99	5.5	1.5	34	39.4	20	21.0	31.0
DT100LS4/.../MM30	3.0	9.9	2 900	6.7	0.99	7.3	1.5	42.7	48.1	40	26.4	36.4

① 无制动器 ② 带制动器 ③ 仅与机座 60 以下减速器配套 ④ 额定电源电压 ⑤ 带 IEC 法兰的重量
⑥ 仅与机座 70 以下减速器配套。

MOVIMOT[®] 变频电机与制动电机特性见图 40.4-23。

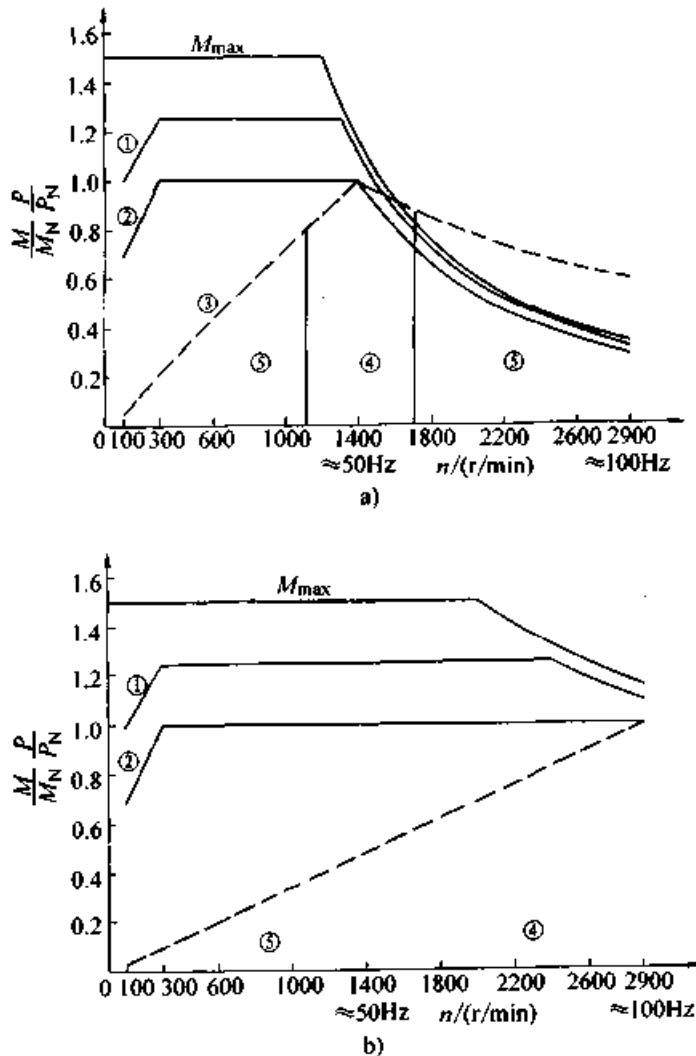


图 40.4-23 MOVIMOT[®] 变频电机与制动电机特性

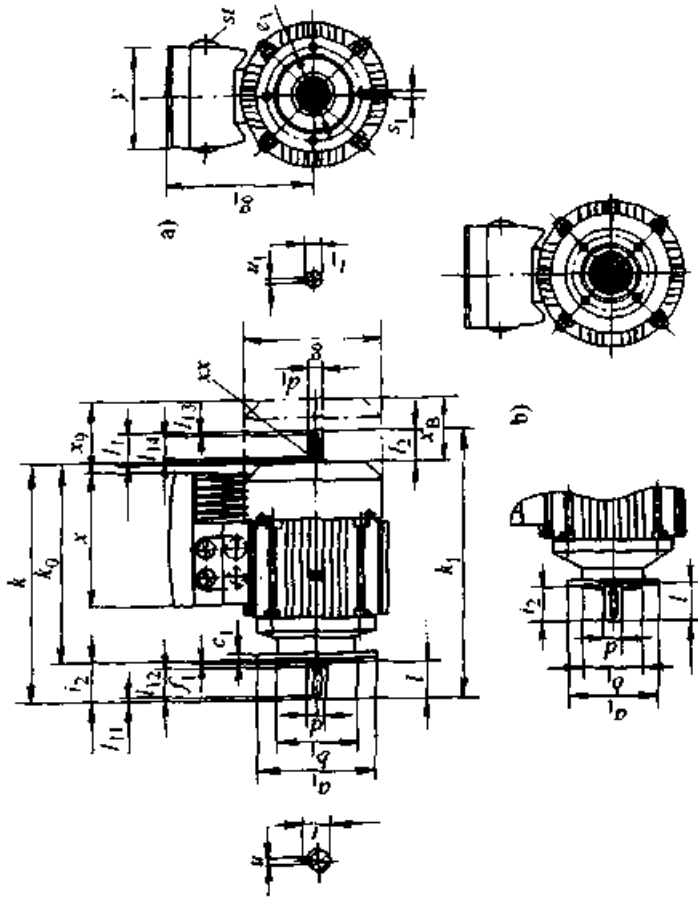
a) $n_n = 1\ 400\ \text{r/min}$ b) $n_n = 2\ 900\ \text{r/min}$

①—M (S3 25% ED) ②—M (S1 100% ED) ③—P (S1 100% ED)

④—绝缘等级 B 和 F 的功率范围 ⑤—绝缘等级 F 的功率范围

变频电机的外形尺寸见表 40.4-27、表 40.4-28。

表 40.4-27 法兰安装 MOVIMOT® 变频电机与制动电机外形尺寸 (mm)



型号	a ₁	b ₁	c ₁	e ₁	f ₁	图	g ₁	i ₂	k	k ₀	k ₁	s ₁	s ₂	st	x _B	x	y	d	l ₁₁	l ₁₂	l ₁₃	l ₁₄	l ₂	d ₁	l ₁	r	u	v	x ₉	
																														g ₁
DFT71..MM../BMG	160	110	10	130	3.5	b	145	30	232	202	256	9			64	182	140	14	4	4	1	20	24	11	11	16	5		12.5	61
							165											30	30	22	4	20	23	23	23	5	4		4	61
DFT80..MM../BMG	160	110	10	130	3.5	b	145	40	292	252	323	11		2 × Pg11	64	182	140	19	4	4	4	4	31	14	14	21.5	6		16	61
	200	130	12	165			165							2 × Pg16				40	40	32	4	22	30	30	30	6	5		5	61
DFT90..MM1../BMG	200	130	12	165	3.5	b	197	50		273		11			85	230	175	24	5	5	4	42	19	19	27	8		21.5	97	
	250	180	15	215	4	a	198	66	323	257	365	14						50	40	40	4	32	40	40	8	6		6	97	
DFT100..MM../BMG	200	130	12	165	3.5	b	197	60		311	413	11		4 × Pg11	85	230	175	28	5	5	4	42	19	19	31	8		21.5	83	
	250	180	15	215	4		201		371	311	413	14		4 × Pg16				60	50	50	4	32	40	40	8	6		6	83	

参考文献

- 1 机械工程手册和电机工程手册编委会. 机械工程手册: 机械零部件设计卷(第5卷). 北京: 机械工业出版社, 1996
- 2 徐灏主编. 机械设计手册: 第4卷. 北京: 机械工业出版社, 1991
- 3 花家寿. 新型联轴器与离合器. 上海: 上海科学技术出版社, 1989
- 4 段广汉等. 离合器结构图册. 北京: 国防工业出版社, 1985
- 5 机械传动装置选用手册编委会. 机械传动装置选用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 6 施高义等. 联轴器. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 7 ПОЛЯКОВ. В. С. БАРБАШ. И. Д., РЯХОВСКИЙ. О. А. СПРАВОЧНИК ПО МУФТАМ. МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1979
- 8 陈道南主编. 起重运输机械. 北京: 冶金工业出版社, 1988
- 9 大连起重机厂编. 起重机设计手册. 沈阳: 辽宁人民出版社, 1979

联轴器提醒您：
请尊重相关知识产权！

第

41

篇

机 构

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

主 编 陆锡年

编 写 张宝兴 王 多
王 喆 张 渤

审 稿 许婉英



中国机械工程学会
中国机械设计大典编委会

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

第 1 章 机构的基本概念和分析方法

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

1 机构的基本概念

1.1 机构组成及其要素 (表 41.1-1)

表 41.1-1 机构组成及其要素

机构的组成要素	零件	机构中的制造单元、为构件的基本组成要素	
	构件	机构中的运动单元 (简称杆), 它可以是刚体, 也可以是抗压物体 (如气、液等介质) 和抗拉物体 (带、索和链等); 构件是由一个零件或多个零件刚性固结而成	
	运动副和运动副元素	两个构件直接接触而又能产生相对运动的连接为运动副; 运动副中构件上参与接触的点、线或面称为运动副元素	
运动链	定义	以运动副和构件相互连接而成的可动构件系统	
	类型	闭链	各构件以运动副相互连接而构成首末封闭环路的构件系统。它可分为单环或多环闭链; 闭链是形成一般机械的基础
		开链	各构件以运动副相互连接而未构成封闭环路的构件系统, 通常为形成机械手或工业机器人的基础
机构	定义	将运动链中的一个构件作为机架 (参考构件), 并用于传递确定运动 (和力) 的构件系统	
	构件类型	主动件	机构中构件的运动规律为已知的构件, 可以有一个或多个
		原动件	机构中由外界 (原动机或传动系统) 输入驱动力 (矩) 的构件
		从动件	机构中除主动件外所有其他作具有确定运动的构件
		机架	机构中的固定 (参考) 构件, 用于支承其余构件和用于研究运动的参考坐标
	机构类型	平面机构	机构中各个构件都在同一或相互平行的平面内运动
空间机构		机构中各个构件不都在同一或相互平行的平面内运动	
机器	由一个或多个机构组成, 用于执行机械运动以及变换和传递能量、物料和信息		
机械	一般为机构和机器两者的总称		

1.2 运动副及其类型

1.2.1 运动副的约束度、自由度和类型 (表 41.1-2)

表 41.1-2 运动副的约束和类型

运动副的约束度	两构件以运动副连接后对某些相对运动的限制, 称为运动副的约束 (简称为约束), 相对运动的限制数称为运动副的约束度
运动副的自由度	两构件以运动副连接后所具有 (保留) 的相对运动数, 称为运动副的自由度



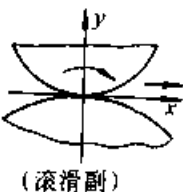
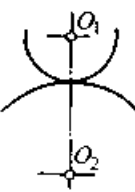

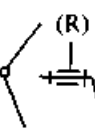
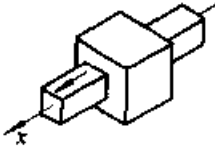
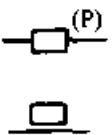
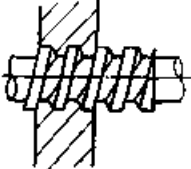
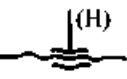
运动副的分类方法	按运动副元素接触情况分	低副	两构件以面接触的运动副
		高副	两构件以点或线相接触的运动副
	按相对约束度分	两构件以运动副连接后, 受到的约束度为 5, 则为 V 类 (级) 运动副, 依次类推为 IV、III、II 和 I 类运动副, 其约束度分别为 4、3、2 和 1 个	
	按相对运动性质分	平面运动副	组成运动副的两构件相互作用平面运动
		空间运动副	组成运动副的两构件相互作用空间 (如球面等) 运动
按相对运动形式分	按两构件组成运动副后的相对运动形式分, 一般可分为转动副、移动副、球面副和螺旋副等类型		

1.2.2 常见运动副的类型及其简图符号 (表 41.1-3)

表 41.1-3 常见运动副的类型及其简图符号

名称	图例	符号及代号 ^①	自由度	约束度	相对运动数		类别
					许可转动	许可移动	
空间点高副			5	1	3	2	I
空间线高副	 直线接触		4	2	2	2	II
	 圆弧接触						
空间球面副 (球铰)		(S)	3	3	3	0	III
平面副		(E)	3	3	1	2	III
球销副		(S')	2	4	2	0	IV

续表 41.1-3

名称	图例	符号及代号 ^①	自由度约束度		相对运动数		类别
			自由度	约束度	许可转动	许可移动	
圆柱副			2	4	1	1	IV
平面高副 (滚滑副)			2	4	1	1	IV
转动副 (回转副)			1	5	1	0	V
移动副 (棱柱副)			1	5	0	1	V
螺旋副			1	5	1 (0)	0 (1)	V

① S—Spherical; E—Even; C—Cylindrical; R—Rotary; P—Prismatic; H—Helical; S'—Sphere-Pin

2 机构运动简图

2.1 绘制机构运动简图的目的和方法 (表 41.1-4)

表 41.1-4 绘制机构运动简图的目的和方法

绘制机构运动简图的目的	<p>1) 机构运动简图是将组成机构的构件和运动副用规定的符号 (见 2.2.3 节) 和简单的线条, 并根据机构中各构件的实际尺寸和各运动副间的位置参数按比例绘制出用以表示各构件间相对运动关系和表征机构运动特性的简单图形</p> <p>2) 机构运动简图绘制时不计构件外形、断面尺寸、组成构件的零件形状和数量以及运动副的具体构造; 机构运动简图仅反映了机构中构件数、运动副数及其性质, 以及各运动副间相互位置; 而且还表示了机械中构件的运动性质、范围、传动方式和路线</p> <p>3) 机构运动简图用以简明地表达机器中机构类型、结构和传动特性; 同时可利用机构运动简图进行运动和动力分析</p> <p>4) 不按比例绘制的机构图形称为机构简图</p>
-------------	---

绘制机构运动简图的方法

- 1) 确定机构中构件数及其性质（活动构件或固定构件），并将它们标上序号
- 2) 认清构件间的相对运动特性，以确定机构中运动副的数量、类型和相互位置（包括转动副中心的位置，移动副导路方位和滚滑副廓线形状等）；同一构件上转动副中心的连线为机件长度或运动尺寸
- 3) 选择大多数构件的运动平面为视图投影面
- 4) 以适当长度比例尺 $\mu_l \left(\frac{m}{mm} \right)$ ，用规定符号和简单线条从主动件某一位置为作用的位置画出机构运动简图
- 5) 必要时应标出主动件的运动方向以及运动和动力参数

绘制机构运动简图例

机构结构图	机构运动简图	说 明
<p style="text-align: center;">a)</p>	<p style="text-align: center;">b)</p>	<p>1) 图 a 所示冲床机构有四个构件：主动件 2、连杆 3、滑块（冲头）4 及机架 1</p> <p>2) 件 2 和 1、3 和 2 以及件 3 和 4 均组成转动副，中心分别为 A、B 和 C；件 1 和 4 组成移动副，导路中心过点 A 和 C</p> <p>3) 机构运动简图见图 b)</p>
<p style="text-align: center;">a)</p>	<p style="text-align: center;">b)</p>	<p>1) 图 a 所示为曲柄摇杆机构的同性异形机构：主动杆 1、从动杆 2 和 3 以及机架 4</p> <p>2) 各相邻构件均组成转动副，中心分别为 O_1（件 1 和 4）、A（件 1 和 2）、B（件 2 和 3）和 O_3（件 3 和 4）</p> <p>3) 机构运动简图如图 b) 所示</p>
<p style="text-align: center;">a)</p>	<p style="text-align: center;">b)</p>	<p>1) 图 a 所示为一具有齿轮、凸轮和连杆的压力机构</p> <p>2) 主动曲轴 1、从动杆 2、3、4、滚子 5、凸轮 6、滑块 7、压杆 8 和机架 9</p> <p>3) 齿轮 Z_1' 和 Z_6' 分别和主动件 1 和凸轮 6 相固结</p> <p>4) 件 3 和 9、4 和 7 以及 8 和 9 组成移动副；件 1 和 2、件 1 和 9、2 和 3、3 和 4、4 和 5、7 和 8 以及 6 和 9 均组成转动副</p> <p>5) 件 5 和 6 以及凸轮 Z_1' 和 Z_6' 组成平面高副</p> <p>6) 机构运动简图如图 b) 所示</p>

2.2 绘制机构运动简图时的规定符号

2.2.1 构件运动形式的规定符号 (表 41.1-5)

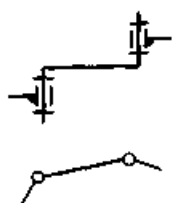


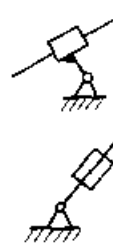
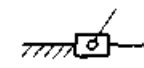

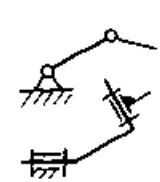
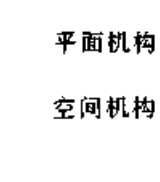



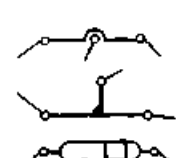
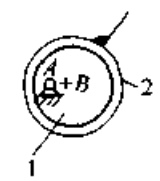
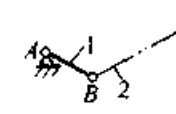

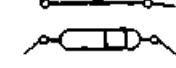
表 41.1-5 构件运动形式的规定符号

名称	基本符号		名称	基本符号	
	直线运动	回转运动		直线运动	回转运动
单向运动			具有局部反向的单向运动		
具有瞬时停歇的单向运动			在一个极限位置停歇的往复运动		
具有停歇的单向运动			在两个极限位置停歇的往复运动		
往复运动 (移动或摆动)			在中间位置停歇的往复运动		
运动终止			具有局部反向和停歇的单向运动		

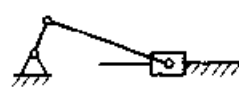
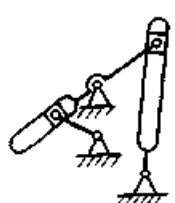
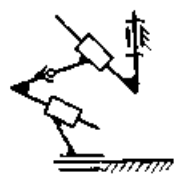
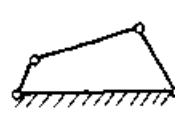
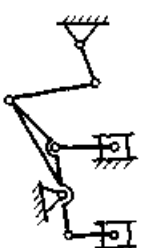

2.2.2 构件的规定符号和低副机构运动简图图例 (表 41.1-6)

表 41.1-6 构件的规定符号和低副机构运动简图图例

构 件					
名称	基本符号	可用符号及附注	名称	基本符号	可用符号及附注
机架			构件是转动副的一部分		
轴、杆			机架是转动副的一部分		
构件组成部分的永久连接			构件是移动副的一部分		
构件组成部分与轴(杆)的固定连接			具有两个移动副的构件		
构件的组成部分为可调连接					(θ 角为任意值)

构 件					
名 称	基本符号	可用符号及附注	名 称	基本符号	可用符号及附注
具有两个转动副的连杆	 平面机构	 空间机构	具有一个移动副和一个转动副的构件	 	 
具有两个转动副的曲柄(或摇杆)	 平面机构	 空间机构	具有三个运动副的构件	 	 
具有两个转动副的偏心轮					 

低副机构运动简图图例

平面四杆机构	平面多杆机构	空间机构
对心曲柄滑块机构 	双导杆机构 	空间五杆机构 
铰链四杆机构 	压缩机构 	空间四杆机构 

2.2.3 传动机构的规定符号和画法

(1) 摩擦轮和齿轮机构 (表 41.1-7)

(2) 凸轮机构 (表 41.1-8)

(3) 槽轮机构和棘轮机构 (表 41.1-9)

表 41.1-7 摩擦轮和齿轮机构的规定符号和画法

名称	基本符号	可用符号	名称	基本符号	可用符号
摩擦轮机构	圆柱轮		圆柱齿轮		
	圆锥轮		非圆齿轮		
	双曲面轮		圆锥齿轮		
	可调圆锥轮		准双曲面齿轮		
	可调冕状轮		蜗轮与圆柱蜗杆		
齿条机构	一般情况		蜗轮与球面蜗杆		
	蜗线齿条与蜗杆		交错轴斜齿轮副		
	齿条与蜗杆		扇形齿轮		

注：当齿轮机构轮齿的齿线需标明时，可在其相应图上分别用“≡”、“∕”、“∖”、“∴”和“∵”表示直齿、斜齿（右旋，左旋）、人字齿和弧形齿的齿线方向

表 41.1-8 凸轮机构的规定符号和画法

名称	基本符号	名称	基本符号
平面凸轮 盘形凸轮		平面凸轮 沟槽盘形凸轮	

名 称		基本符号		名 称		基本符号	
平面凸轮	移动凸轮			从动推杆(凸轮从动件)	尖顶从动件		
	与其他杆相固接和可调凸轮				曲面从动件		
空间凸轮	圆柱凸轮				滚子从动件		
	圆锥凸轮				平底从动件		
	双曲面凸轮						

表 41.1-9 槽轮机构和棘轮机构的规定符号和画法

名 称		基本符号		名 称		基本符号	
槽轮机构	一般啮合(不指明类型)			棘轮机构	外啮合		
	外啮合				内啮合		
	内啮合				棘齿条		

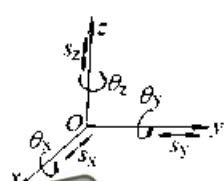
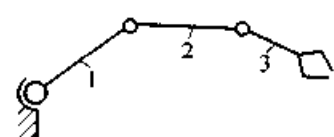
3 机构的自由度及机构运动确定条件

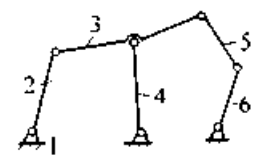
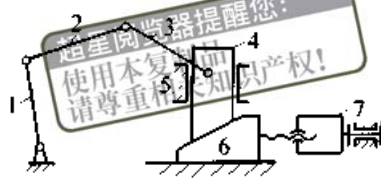
3.1 单闭环、开链和多闭环机构的自由

度计算 (表 41.1-10)

3.2 计算机构自由度时的注意事项 (表 41.1-11)

表 41.1-10 单闭环、开链和多闭环机构自由度计算和机构运动确定条件

名称	定义和说明
构件自由度	<p>一个不受任何约束的作空间运动的自由构件相对参考直角坐标系具有六个自由或具有六个独立(运动)变量,即绕三个坐标轴 x、y、z 的独立转动 θ_x、θ_y、θ_z 和三个独立移动 s_x、s_y、s_z</p> 
运动副的约束度和自由度	<p>两构件组成运动副后,其相对运动所受的限制或约束数为运动副的约束度。不同类型的运动副具有不同的约束度或自由度,如 V 类副为具有一个自由度和五个约束度</p>
运动链自由度	<p>机构中全部活动构件均作空间自由运动时的自由度总数与其各自组成运动副后所引入的约束度总数之差</p>
机构自由度	<p>机构中各构件相对机架(参考坐标系)所具有的独立运动数目或决定机构位置的独立运动参数</p>
机构运动确定条件	<p>为保证机构具有确定的运动,应使机构主动件数等于机构自由度</p>
单闭环机构自由度计算公式	<p>1) 机构自由度计算式</p> $\bar{W} = (6 - M)n - \sum_{k=5}^{M+1} (k - M)P_k \quad (41.1-1)$ <p>式中 \bar{W} — 机构自由度数</p>
单闭环机构自由度计算公式	<p>M—机构公共约束度,机构中各构件共同具有的约束度,或各构件共同失去的自由度 n—机构中活动构件数 k—运动副类别, $k = V(5), IV(4), \dots, (M+1)$ P_k—第 k 类运动副数</p> <p>2) 对平面机构,由于各构件共同失去 s_z、θ_x 和 θ_y,故公共约束度 $M=3$,平面机构自由度计算式为</p> $\bar{W} = (6 - 3)n - (5 - 3)P_V - (4 - 3)P_{IV} = 3n - 2P_V - P_{IV}$
开链机构的自由度计算公式	<p>1) 机构自由度计算式</p> $\bar{W} = P_V + 2P_{IV} + 3P_{III} + 4P_{II} + 5P_I \quad (41.1-2)$ <p>2) 开链机构中运动构件数 $n = P_V + P_{IV} + P_{III} + P_{II} + P_I$</p> <p>式中 P_V、P_{IV}、P_{III}、P_{II}、P_I 为具有 5 个、4 个、\dots、1 个约束度的第 V 类、IV 类、\dots、I 类运动副</p> <p>3) 图例: 四构件开链机构</p> $P_V = 2, P_{III} = 1$ $\bar{W} = 2 + 3 \times 1 = 5$ 

	各环的M相同	<p>1) 图示机构为由两个闭环组成的机构 闭环 1—2—3—4—1 和 闭环 1—4—3—5—6—1</p> <p>2) 每一闭环的公共约束度 $M=3$</p> <p>3) 机构自由度可按式 (41.1-1) 计算 $W = (6-3) \times 5 - (5-3) \times 7 = 1$</p>	 <p>$P_V = 7, n = 5, M = 3$</p>
<p>多闭环机构自由度计算公式</p> <p>闭环数</p> <p>$k = \Sigma P - n$</p> <p>n—活动构件数</p> <p>P—运动副数</p>	各环的M不相同	<p>1) 机构自由度计算式</p> $\bar{W} = \sum_{i=1}^P f_i - \sum_{j=1}^k (6 - M_j)$ <p>式中 f_i 为第 i 个运动副的自由度数 P 为机构中的运动副数 M_j 为第 j 个闭环的公共约束度 k 为机构中的闭环数</p> <p>2) 图示机构闭环数 $k = \Sigma P - n = 3$, 三个闭环分别为 5—1—2—3—4—5、5—4—6—5 和 5—6—7—5</p> <p>3) 机构自由度</p> $\bar{W} = \sum_{i=1}^9 f_i - \sum_{j=1}^3 (6 - M_j) = 9 - (6 - M_1) - (6 - M_2) - (6 - M_3)$ <p>故 $\bar{W} = 9 - (6 - 3) - (6 - 4) - (6 - 4) = 2$</p>	 <p>$P_V = 9 (f_V = 1) \quad P = 9 \quad n = 6$ $M_1 = 3 \quad M_2 = 4 \quad M_3 = 4$</p>

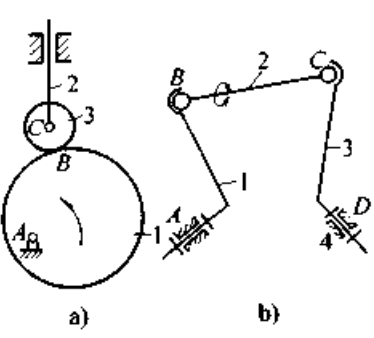
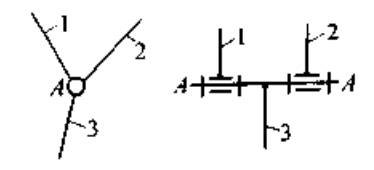
3.3 单闭环机构公共约束度判定

当计算单闭环或多闭环机构自由度时, 必须计及机构的公共约束, 常见单闭环机构公共约束

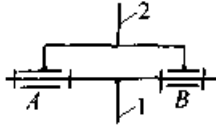
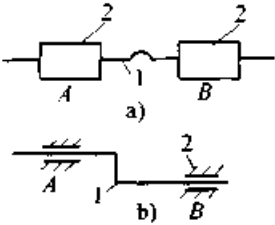
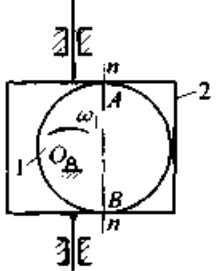
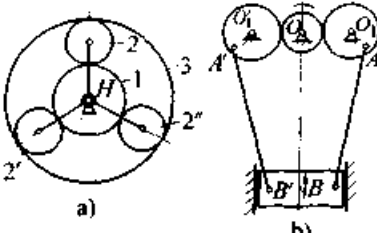
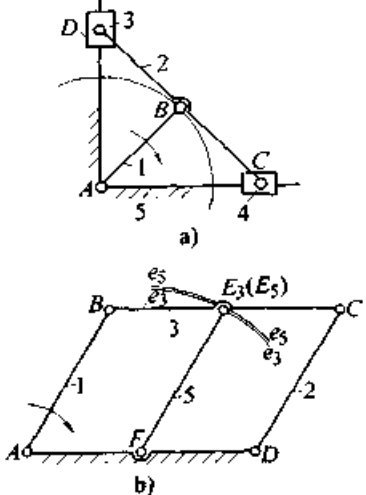
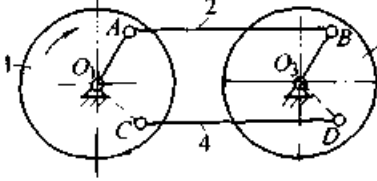
度 M 值的判定可参见表 41.1-12。

3.4 机构自由度计算实例 (表 41.1-13)

表 41.1-11 计算机构自由度时的注意事项

内容	定义和作用	图 例	说 明
局部自由度	<p>1) 机构中某些构件所具有的与其他构件运动无关或对整个机构运动没有影响的独立运动自由度, 以 f 表示, 计算机构 \bar{W} 时应除去 f</p> <p>2) 机构中所存在的局部自由度常用于减少构件间磨损或便于安装</p>	 <p>a) b)</p>	<p>1) 图 a 所示凸轮机构中, 推杆 2 端部的滚子 3 绕轴线 C 的独立转动为局部自由度, 即 $f = 1$; 且 $M = 3, n = 3, P_V = 3, P_N = 1$ 机构的 $\bar{W} = (6-3) \times 3 - (5-3) \times 3 - (4-3) \times 1 - f = 9 - 6 - 1 - 1 = 1$</p> <p>2) 图 b 所示空间机构, 连杆 2 绕其自身轴线 BC 的转动为局部自由度, $f = 1$, 且 $M = 0, n = 3, P_V = 2, P_N = 2$</p> <p>机构的 $\bar{W} = (6-0) \times 3 - (5-0) \times 2 - (3-0) \times 2 - 1 = 18 - 10 - 6 - 1 = 1$</p>
复合铰链	两个以上构件所构成的一组同轴线转动副		<p>1) 图示为由三个构件所组成的具有同一轴线的转动副 A, 其转动副数为两个</p> <p>2) m 个构件组成复合铰链时, 转动副数为 $(m-1)$ 个</p>

续表 41.1-11

内容	定义和作用	图 例	说 明
虚约束	<p>1) 虚约束是指在机构中某些运动副所引入的约束因与其他运动副的约束相重复而不起独立限制运动作用的无效约束, 无效(虚)约束度为 C, 计算 \bar{W} 时应除去 C</p> <p>2) 虚约束用于增加机构工作时的刚度, 改善受力情况, 渡过机构死点或满足工作需要。但必须有较高的制造和装配精度</p>		<p>两构件 1 和 2 在多处 (A、B) 构成转动副, 且转动副轴线重合时</p>
			<p>两构件 1 和 2 在多处 (A、B) 组成移动副, 且移动副导路方向重合 (图 a) 或平行 (图 b) 时</p>
			<p>两构件 1 和 2 在多处 (A、B) 构成高副, 且高副元素接触点公法线 nn 相重合时</p>
	<p>具有重复或对称结构时</p>		<p>1) 图 a 所示行星轮系, 为受力均衡, 采用了三个行星轮 2、2' 和 2'', 在计算 \bar{W} 时应不计由 2' 和 2'' 所组成的运动副</p> <p>2) 图 b 所示为具有对称结构的压力机构。在计算 \bar{W} 时, 可仅计算左或右半机构的自由度 \bar{W}</p>
	<p>轨迹重合</p>		<p>1) 图 a 所示机构中尺寸 $AB = BC = BD$, 杆 2 上点 C 轨迹为一过点 A 的直线, 因而由杆 2 和滑块 4 以及由滑块 4 和机架 5 所组成运动副的约束为无效(虚)约束</p> <p>2) 图 b 所示机构中, 尺寸 $AB \parallel CD$ 和 $EF \parallel AB$, 杆 3 上点 E_3 轨迹 e_3e_3 和杆 5 上点 E_5 轨迹 e_5e_5 相重合, 故由杆 5 和两转动副 E、F 所引入的约束为虚约束</p>
	<p>两动点间距离保持不变</p>		<p>由于机构尺寸 $O_1A \parallel O_3B$, 且 $O_1C \parallel O_3D$, 故机构运动时, 构件 1 和 3 上两动点 C 和 D 间距离始终保持不变, 由杆 4 和两转动副 C、D 引入的约束为虚约束</p>

续表 41.1-11

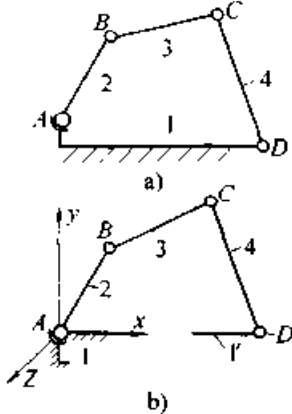
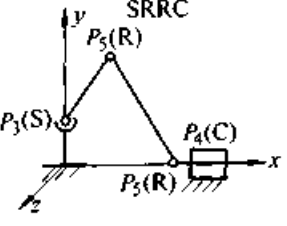
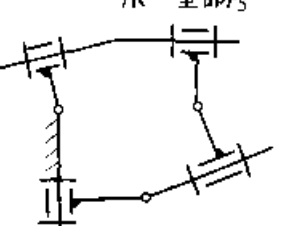
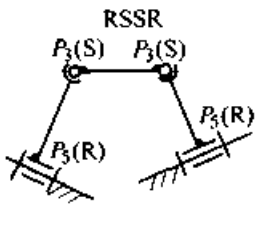
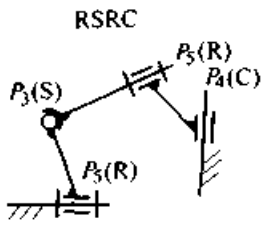
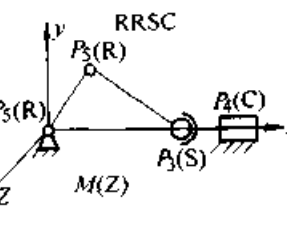
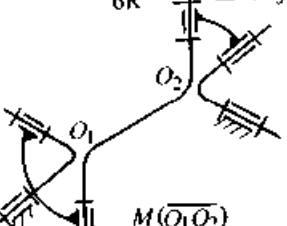
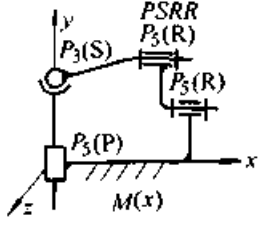
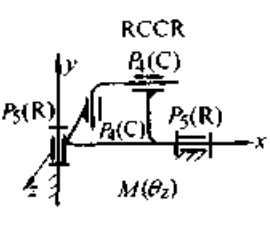
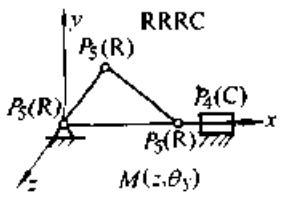
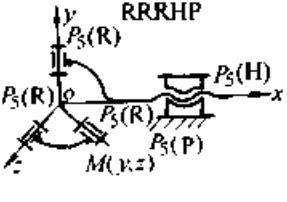
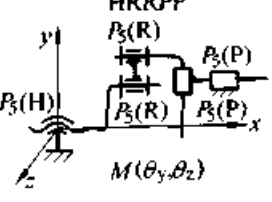
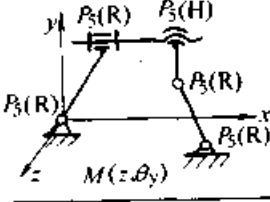
内容	定义和作用	图 例	说 明
<p>公 共 约 束</p>	<p>某些机构或运动链中由于运动副的类型及其特殊的配置,使其所有构件均失去某些运动的可能性,即机构中所有构件均具有某些共同的约束或公共约束。当计算机构自由度 \bar{W} 时应先判断(或计算)机构的公共约束度 M</p>		<p>1) 为判断机构的公共约束度为 M, 常采用脱架法, 如图 a 所示四杆机构, 可设想将机架 1 割开, 使其右半部分 1' 脱离机架, 这样就形成一开式链机构(图 b), 然后研究该开链机构末杆 1' 的独立运动数, 设总计为 \bar{W}' (≤ 6) 个</p> <p>2) 将 1' 再与杆 1 相固结, 则公共约束度应为 $M = 6 - \bar{W}'$</p> <p>3) 研究所有运动副使末杆 1' 所产生的独立运动(当研究 A 副时, 应刚化 B、C、D 副) 图 a 所示机构在图 b 所示坐标系中末杆 1' 的独立运动为 θ_x、θ_y、θ_z 和 s_x、s_y, 即 $\bar{W}' = 5$</p> <p>机构公共约束 $M = 6 - \bar{W}' = 1$</p> <p>4) 图 a 所示机构自由度</p> $\bar{W} = (6 - M)n - (5 - M)P_V - (3 - M)P_{III}$ $M = 1, n = 3, P_V = 3, P_{III} = 1$ <p>故</p> $\bar{W} = (6 - 1) \times 3 - (5 - 1) \times 3 - (3 - 1) \times 1 = 15 - 12 - 2 = 1$ <p>5) 球副 A 可改善机构装配质量</p>

表 41.1-12 单闭环机构公共约束度 M 的判定

M	机 构 类 型			
0	<p>SRRC</p> 	<p>7R 全部 P_3</p> 	<p>RSSR</p> 	<p>RSRC</p> 
1	<p>RRSC</p> 	<p>6R 全部 P_3</p> 	<p>PSRR</p> 	<p>RCCR</p> 
2	<p>RRRC</p> 	<p>RRRHP</p> 	<p>HRRPP</p> 	<p>RRHRR</p> 

续表 41.1-12

M	机构类型			
3	<p>RRRP P₃(R) P₃(R)P₃(P) M(z, θ_x, θ_y)</p>	<p>4R 全部 P₃ M(z, θ_x, θ_y)</p>	<p>4P 全部 P₃ M(θ_x, θ_y, θ_z)</p>	<p>4R 全部 P₃ M(x, y, z)</p>
4	<p>3P 全部 P₃ M(z, θ_x, θ_y, θ_z)</p>	<p>3H 全部 P₃ M(y, z, θ_y, θ_z)</p>	<p>HHP 全部 P₃ M(y, z, θ_y, θ_z)</p>	<p>RHP 全部 P₅ M(y, z, θ_y, θ_z)</p>

表 41.1-13 机构自由度计算实例

机构名称	机构简图	分析与计算
小型压力机		<p>1) 齿轮 z_1 和 z_6 分别与主动杆 1 和凸轮 6 相固结, 轮 1 和 6 组成 IV 类滚滑副; 滚子 5 磨有一个局部自由度, $f=1$, 件 5 和 6 组成 IV 类滚滑副; 其余构件间均组成 V 类移动副和转动副</p> <p>2) 机构公共约束度 $M=3$, 活动构件数 $n=8$, $P_H=2$, $P_V=10$</p> <p>3) $\bar{W} = (6-3) \times 8 - (5-3) \times 10 - (4-3) \times 2 - 1 = 1$</p>
筛选机		<p>1) 机构具有公共约束度 $M=3$</p> <p>2) 机构中 B 处为复合铰链, 转动副数为 $(3-1) = 2$, 滚子 5 具有一局部自由度, $f=1$, 凸轮 6 与滚子 5 组成 IV 类滚滑副; 其余为 V 类移动副和转动副</p> <p>3) 机构中 $n=8$, $P_V=10$, $P_H=1$</p> <p>4) $\bar{W} = (6-3) \times 8 - (5-3) \times 10 - (4-3) \times 1 - 1 = 2$</p> <p>5) 机构的 $\bar{W}=2$, 为使运动确定, 应具有两个主动件, 如图示件 1 和 6; 件 8 (筛子) 作强烈变速移动</p>
压床		<p>1) 图 a 所示压床机构为改善受力情况, 具有重复结构形式, 机构存在虚约束; 在计算该机构 \bar{W} 时, 可除去重复结构, 转化为图 b 所示机构形式, 两者的运动性质相同</p> <p>2) 图 b 所示机构中 $M=3$, $n=5$, $P_V=7$ (注意 B 处为复合铰链, 具有两个转动副)</p> <p>3) $\bar{W} = (6-3) \times 5 - (5-3) \times 7 = 1$</p>

续表 41.1-13

机构名称	机构简图	分析与计算
差动轮系		<p>1) 在图示差动轮系中, 三个行星轮中的两个起着重复约束作用, 对整个机构运动无作用, 可不计</p> <p>2) 机构中中心轮 1、内齿轮 3 和机架 4 组成复合铰链, 转动副数为 2 个; 行星轮 2 分别同轮 1 和 3 组成 IV 类滚滑副</p> <p>3) 机构的公共约束度 $M=3$, $n=4$, $P_V=4$, $P_P=2$</p> <p>4) $\overline{W} = (6-3) \times 4 - (5-3) \times 4 - (4-3) \times 2 = 2$</p> <p>5) 机构应有两个主动件, 运动方可确定</p>
空间五杆机构		<p>1) 由表 41.1-14 查得 $M=2$</p> <p>2) 机构中 $n=4$, $P_V=5$,</p> <p>3) $\overline{W} = (6-2) \times 4 - (5-2) \times 5 = 1$</p>

4 平面机构的结构分析

机构的结构分析是将具体的机构绘制为机构运动简图, 并进行自由度计算, 然后从机构结构的角度研究机构组成原理, 并以此进行机构分

类, 以便于按此分类研究机构运动和动力分析的一般方法, 以及根据机构组成原理进行机构综合和机构的创新设计。

4.1 机构组成及杆组分类 (表 41.1-14)

表 41.1-14 杆组及其分类

机构的一般组成	平面低副机构 (含有气、液元件的除外, 高副可转换为低副) 是由机架、主动件和从动系统 (自由度为零的运动链) 三部分组成
基本杆组 (杆组)	自由度为零的不能再分解 (拆) 的运动链
机构的 (结构) 组成	自由度为 \overline{W} 的机构 = \overline{W} 个主动件 + 1 个自由度为零的机架 + 若干个自由度为零的杆组
杆组结构属性	<p>1) 基本杆组的 $\overline{W} = 3n - 2P_V = 0$</p> <p>由此得 $P_V = \frac{3}{2}n$, 即构件数 n 应为偶数, 且当 $n=2, 4, 6, \dots$ 时, $P_V=3, 6, 9, \dots$</p> <p>2) 杆组中与其他杆件或杆组相连接的运动副称为外部副 (外副数为杆组的序数; 不与其他杆件或杆组相连的运动副为内部副)</p> <p>3) 依据杆组中由杆件和运动副所形成的最高级别闭廓形式进行杆组的结构分类, 杆组中最高闭廓形式为直线、三角形和四边形时分别称此杆组为 II 类、III 类和 IV 类杆组</p> <p>4) 杆组上的所有外副不能连接到同一构件上</p>

续表 41.1-14

类型	杆数和运动副数	型式	最高闭廓形式
刚性件机构的杆组分类 (杆组中的转动副一般可转换为移动副形式)	II $n=2$ $P_V=3$		直线
	III $n=4$ $P_V=6$		三角形
		$n=6$ $P_V=9$	
	IV	$n=4$ $P_V=6$	
$n=6$ $P_V=9$			
带有液、气动缸的杆组分类 (杆组的 $\bar{W} \neq 0$, 且 \bar{W} 等于缸数)	II类单缸杆组		
	III类单缸杆组		
	IV类单缸杆组		
杆组的运动和动力属性	1) 各类杆组具有运动确定性, 当已知杆组各外部副的运动时, 整个杆组的运动即可确定 2) 各类杆组具有动力确定性, 杆组中内、外副中的反力均可按静力平衡方程求解, 因杆组可能列出的力平衡方程式 $3n$ 等反力未知数 $2P_V$ (杆组结构属性为 $3n=2P_V$)		

4.2 机构中的高副低代

机构中的高副以一定方式转换为低副, 从而得到全部为低副的机构, 机构高副低代的方法和形式见表 41.1-15。

当研究或分析机构的结构组成时, 常常将机

表 41.1-15 机构中的高副低代

定义	平面机构中的高副可用适当虚构的低副与构件的组合进行瞬时代替, 这种方法称为机构的高副低代
目的	1) 便于对机构进行运动和动力分析 2) 便于对机构进行结构分析, 以研究机构的组成及其类型

<p>条 件</p>	<p>1) 代替前后机构的自由度保持不变 2) 代替前后机构的瞬时运动 (速度和加速度) 完全相同</p>		
<p>方 法</p>	<p>1) 机构中的每个高副均可用一个带有两个低副的虚拟构件来替换 (见图 a 示机构的替换) 2) 过相接触高副元素 C_1、C_2 的接触点 C 作两高副元素的公法线 nm。在 nm 线上分别确定 C_1 和 C_2 的曲率中心 A 和 B，并使其作为附加虚拟构件 3 的转动副中心，再使构件 3 以转动副 (或移动副) 分别和具有高副元素 C_1 和 C_2 的构件 1 和 2 相连 (图 b) 3) 当高副元素为直线时，曲率中心处于无限远处，转动副转化为移动副</p>		
<p>形式</p>	<p>运动副元素</p>	<p>高副机构</p>	<p>瞬时替代机构</p>
	<p>曲线与曲线</p>		
	<p>直线与曲线</p>		
	<p>点与曲线</p>		
	<p>点与直线</p>		

续表 41.1-15

<p>机构高副低代的过程和图例</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1) 除去机构中的虚约束和局部自由度 2) 将机构中的所有高副以相应的方法加以替代 3) 非高副提供的约束（如保证高副纯滚动的外加摩擦力）不能替代 4) 由于替代是虚构的瞬时替代，对任意形状的高副元素，不同瞬时有不同的替代机构 5) 如图 a 所示 $\overline{W} = 1$ 的含有高副的机构，替代时先除去具有局部自由度的滚子 4，分别确定机构中两处高副 K_1 和 K_2 处的公法线 nn 以及曲率中心 A 和 B，分别用虚拟构件 5（一端为移动副）和 4（一端为移动副）同两相应构件 1、2 以及 2、3 相连，替代后的机构为一六杆机构（图 b），其自由度与原有机构相同 	<p>The diagram consists of two parts, (a) and (b). Part (a) shows a mechanism with a cam-follower high pair between links 1 and 2 at contact point K_1. A roller link 4 is in contact with link 2 at point K_2. The roller has a local degree of freedom. The cam has a cam profile with a radius of curvature A and the roller has a radius of curvature B. The common normal to the cam profile and the roller is labeled nn. Part (b) shows the equivalent mechanism where the roller link 4 is removed. Link 5 is a virtual link that connects link 1 at point A and link 2 at point B. Link 4 is another virtual link that connects link 2 at point K_2 and link 3 at point K_2. The equivalent mechanism is a six-link mechanism with the same degrees of freedom as the original one.</p>
---------------------	--	---

4.3 机构的结构分析

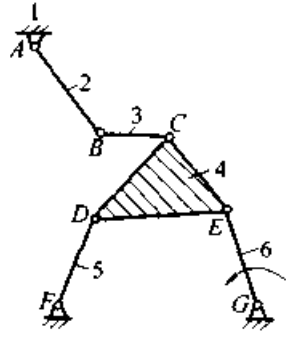
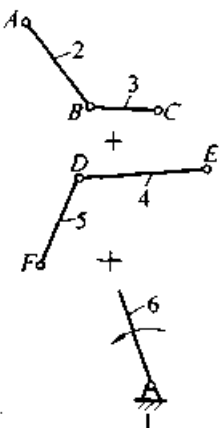
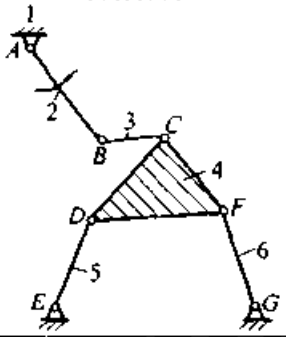
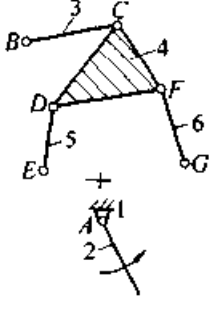
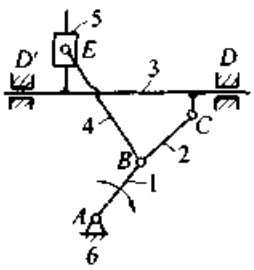
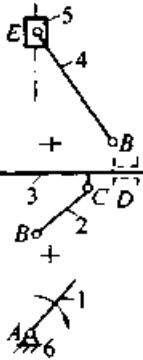
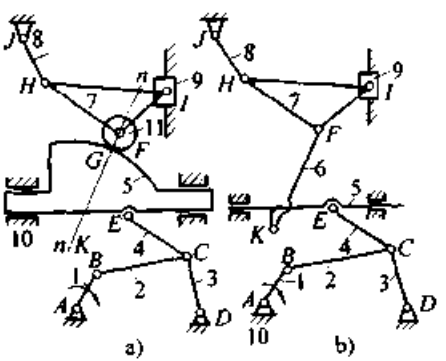
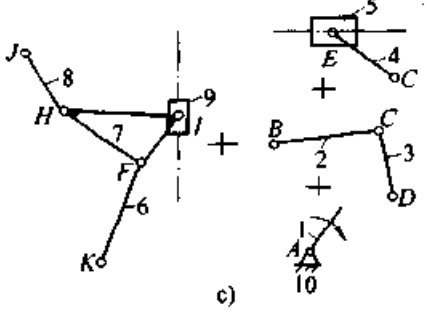
4.3.1 机构的结构分类 (表 41.1-16)

4.3.2 机构结构分析图例 (表 41.1-17)

表 41.1-16 机构的结构分类

<p>机构结构分析的目的</p>	<p>机构结构分析是对已有的机构，画出其运动简图，计算机构自由度，确定机构的组成（杆组的数量和类别）和机构的类型，以便对同类杆组的机构采用相同的方法进行运动和动力分析</p>
<p>机构的结构分类</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1) 机构的类别是由机构中各基本杆组中的最高类别决定，如杆组的最高类别为Ⅲ类，则机构为Ⅲ类 2) 一般来说，机构的类别愈高，机构就愈复杂，分析也较困难
<p>机构结构分类的步骤和方法</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1) 画出机构运动简图 2) 除去机构中的虚约束和局部自由度，计算机构自由度，用箭头标出选定或已知的主动杆（一般为连架杆） 3) 将机构中的高副加以低代 4) 从远离主动件处对机构进行拆组，先试拆最简单的Ⅱ类杆组，当无法拆除Ⅱ类杆组时，再试拆Ⅲ类或Ⅳ类杆组。注意所拆离杆组的构件一定要带走有关的外部运动副；试拆完一个杆组后，剩下的必须仍为一个完整的机构，不允现出现零散的构件或运动副 5) 每拆完一个杆组后，再对剩余机构拆组，直到全部杆组拆完，仅剩下 \overline{W} 个主动件和机架，同一机构，选取不同构件为主动件，所拆得杆组的形式和类别也不同 6) 根据所拆得各个杆组中的最高类别确定机构的类别 7) 对带有气、液动缸的机构，可先试拆杆数较少的带缸或不带缸的杆组，如不可能，再拆杆数较多的杆组，但应注意，带缸杆组的自由度等于缸数，而不带缸杆组的自由度为零

表 41.1-17 机构结构分析图例

机构名称	机构运动简图	机构组成	说 明
六杆摇筛机构	<p>主动杆为 6</p> 		<ol style="list-style-type: none"> 1) 从远离主动件 6 处先试拆由杆 2 和 3 组成的 $n=2$ 和 $P_V=3$ 的 II 类杆组；剩下的为杆 4、5、6 和 1 组成的 $\overline{W}=1$ 的完整机构 2) 再试拆由杆 4 和 5 组成的 $n=2$ 和 $P_V=3$ 的 II 类杆组 3) 余剩的为主动杆 6 和机架 1 4) 机构为 II 类机构
六杆摇筛机构	<p>主动杆为 2</p> 		<ol style="list-style-type: none"> 1) 从远离主动杆 2 处均不可能试拆出 II 类杆组 2) 试拆由杆 3、4、5 和 6 组成的 $n=4$、$P_V=6$ 的 III 类杆组 3) 余剩的为主动杆 2 和机架 1 4) 杆组最高类别为 III 类，故机构为 III 类机构
六杆复合移动机构			<ol style="list-style-type: none"> 1) 机构的自由度 $\overline{W}=1$ 2) 机构在 D' 和 B 处分别为虚约束和复合铰链 3) 从远离主动件 1 处可拆出由杆 4、5 和 2、3 组成的两个 II 类杆组 4) 机构为 II 类机构
十杆机构			<ol style="list-style-type: none"> 1) 机构的自由度 $\overline{W}=1$ (图 a) 2) 机构的滚子 11 有局部自由度 3) 确定高副元素在 G 处接触处的曲率中心 K，并进行高副低代，虚拟附加杆为 6 替代机构见图 b 4) C 处为复合铰链，应具有两个转动副 5) 从远离主动杆 1 处，可逐步拆得两个 II 类杆组和一个 III 类杆组 (图 c) 6) 机构为 III 类机构

续表 41.1-17

机构名称	机构运动简图	机构组成	说明
六杆液压机构			1) 机构自由度 $\bar{W} = 1$ 2) 机构中有一个主动液压缸 3) 机构由一个自由度为 1 的 IV 类杆组和机架组成 4) 杆 1、2、3、5 和 4 组成的封闭梯形 BCDE 为四边形杆组为 IV 类单缸杆组 5) 机构为 IV 类机构
六杆机构			1) 机构自由度 $\bar{W} = 1$ 2) 从远离主动件 1 处试拆 II 类和 III 类杆组均不可能, 再试拆由杆 2、3、4 和 5 组成的 $n = 4, P_V = 6$ 的 IV 类杆组 3) 机构为 IV 类机构

5 平面机构的运动分析

机构运动分析是在不计及力和质量等因素情况下, 根据已知的机构结构型式、尺寸参数以及主动杆运动参数 (位置、速度和加速度) 来分析机构的运动规律, 即确定从动杆或从动杆上点的位置、速度和加速度等运动参数, 以便于分析机械的工作性能、执行件的工艺动作质量和工作范围, 同时所求得的运动参数又是机械动力分析的依据。

机构运动分析的常用方法有: 图解法和以计

算机为手段的解析法。前者简捷方便、直观, 适于简单机构或机构个别位置的运动分析, 毋须建立较复杂的运动方程, 但精度不高; 后者解算速度快, 精度高, 适于复杂机构或机构多个位置和一个运动循环的重复运动分析, 但须事先建立包括机构运动尺寸和参数在内的运动方程式。

5.1 用瞬心法进行机构速度分析

5.1.1 瞬心法的基本概念 (表 41.1-18)

表 41.1-18 瞬心法的基本概念

速度瞬心	互作平面平行运动的两构件 i 和 j , 在每一瞬时都有一对位置重合、速度相同的点 P_{ij} , 该点称为构件 i 和 j 在该瞬时的速度瞬心, 简称瞬心
瞬心类型和特点	1) 当构件 i 和 j 中之一为固定构件时, 所得的速度瞬心 P_{i0} 为绝对瞬心; 当两构件均为运动构件时, 其速度瞬心为相对瞬心 2) 两构件 i 和 j 在瞬心无相对速度, 有时称之为两构件的同速点 3) 瞬心 $P_{ij} = P_{ji}$
机构的瞬心数	具有 N 个构件的机构, 其瞬心总数 $K = \frac{N(N-1)}{2}$

机构中瞬心位置的确定	接触方式	以转动副相连	以移动副相连	以平面高副相连	以纯滚动副相连
	型式				
	瞬心位置	P_{ij} 位于转动副中心	P_{ij} 位于垂直于移动副导路中心线的无限远处	P_{ij} 位于过构件 i 和 j 接触点 K 所作的公法线 nn 上	P_{ij} 位于两构件 i 和 j 的接触点 A (图 a) 和 B (图 b)
两构件不直接接接触	三心定理	1) 两个不直接接触的构件, 其瞬心可借助三心定理确定 2) 三心定理是指互作平面平行运动的三个构件 i 、 j 和 k , 共有三个瞬心 P_{ij} 、 P_{jk} 和 P_{ik} , 这三个瞬心必位于同一直线上。如已知 P_{ij} 和 P_{jk} 的位置则 P_{ik} 必在过点 P_{ij} 和 P_{jk} 的直线上			
瞬心法特点	1) 用瞬心法进行机构速度分析直观方便、易于掌握和使用 2) 瞬心法仅限于作机构速度分析, 且当机构杆数和运动副数增加时, 瞬心数增加, 确定瞬心较困难 3) 在某些机构位置时, 瞬心有可能落于图纸之外而难于求得				

5.1.2 用瞬心法进行机构速度分析的图例 (表 41.1-19)

表 41.1-19 用瞬心法进行机构速度分析的图例

机构名称	图 例	瞬心位置和速度分析
三构件高副机构		1) 件 1、2 转动副中心 A 、 B 为绝对瞬心 P_{13} 和 P_{23} 2) 确定瞬心 P_{12} , 瞬心 P_{12} 应在过两高副元素接触点 K 所作的公法线 nn 上; 同时据三心定理, P_{12} 应在瞬心 P_{13} 和 P_{23} 点的连线上, 即 P_{12} 为 nn 线和 $P_{13}P_{23}$ 线的交点 3) 瞬心 P_{12} 为杆 1、2 上的同速点, 若已知杆 1 角速度 ω_1 , 则因 $v_{P12} = \omega_1 \cdot \overline{P_{13}P_{12}} = \omega_2 \cdot \overline{P_{12}P_{23}}$, 故 $\omega_2 = \frac{\overline{P_{13}P_{12}}}{\overline{P_{12}P_{23}}} \omega_1$, ω_2 方向为图示逆时针方向
铰链四杆机构		1) 四个转动副中心 A 、 B 、 C 和 D 分别为 P_{14} 、 P_{12} 、 P_{23} 和 P_{34} 2) 当已知杆 1 角速度 ω_1 , 须利用瞬心法确定杆 3 角速度 ω_3 时, 应确定杆 1 和 3 的同速点—相对瞬心 P_{13} 3) 据三心定理, P_{13} 应为 $P_{14}P_{34}$ 和 $P_{12}P_{23}$ 线的交点 4) $v_{P13} = \omega_1 \cdot \overline{P_{13}P_{14}} = \omega_3 \cdot \overline{P_{13}P_{34}}$, $\omega_3 = \frac{\overline{P_{13}P_{14}}}{\overline{P_{13}P_{34}}} \omega_1$, ω_3 的转向与 ω_1 相同; 当 $P_{12}P_{23}$ 与 $P_{14}P_{34}$ 线平行时, P_{13} 处于无限远处, 此时 $\omega_1 = \omega_3$ 5) 利用瞬心 P_{24} 也可求得 ω_3 , 即 $\omega_3 = \frac{\overline{P_{12}P_{14}} \times \overline{P_{23}P_{24}}}{\overline{P_{12}P_{24}} \times \overline{P_{23}P_{34}}} \omega_1$

续表 41.1-19

机构名称	图例	瞬心位置和速度分析
直动推杆盘形凸轮机构		<ol style="list-style-type: none"> 1) 件1和3的转动副中心A为瞬心P_{13}; 件2和3组成移动副, 其瞬心P_{23}应为垂直于导路方向的无穷远处 2) 相对瞬心P_{12}应为过高副元素接触点B所作的公法线nn同由P_{13}与P_{23}点连线的交点 3) 杆1和2瞬心P_{12}为两者的同速点, 当已知ω_1时, 则$v_{P12} = v_2 = \omega_1 \cdot \overline{P_{13}P_{12}}$, 方向如图所示 4) 当公法线nn通过点A时, 则$v_2 = v_{P12} = 0$
六杆机构		<ol style="list-style-type: none"> 1) 已知图a所示机构, 主动杆1的角速度为ω_1, 方向如图所示, 求图示位置时滑块5的速度大小及方向 2) 为确定滑块与速度v_5, 应找出瞬心P_{15} 3) 为找出P_{15}, 应多次利用三心定理和图b所示辅助N角形, N为机构总构件数; 为此, 将机构中各件以1, 2, ..., 6加以编号, 并标在N角形顶点, 每两个编号连线表示一个瞬心, 两点间所连实线为已知瞬心 4) 由三心定理知: P_{15} 在 $P_{16}P_{65}$ 和 $P_{13}P_{35}$ 的连线上, 而 P_{35} 在 $P_{34}P_{45}$ 和 $P_{36}P_{65}$ 的连线上 5) 据三心定理求出P_{13}, 由六角形知P_{13}为$P_{12}P_{23}$和$P_{16}P_{63}$线交点 6) 据三心定理求出P_{35}, 由六角形知P_{35}为$P_{36}P_{65}$和$P_{34}P_{45}$线交点 7) 由三心定理求出P_{15}, P_{15}为$P_{13}P_{35}$和$P_{16}P_{65}$线的交点 8) 滑块5的速度$v_5 = v_{P15} = \omega_1 \cdot \overline{P_{16}P_{15}}$, 方向为向左

5.2 用图解法进行机构运动分析

5.2.1 用图解法确定机构中构件的位置和点的轨迹 (表 41.1-20)

表 41.1-20 用图解法确定构件位置和点的轨迹

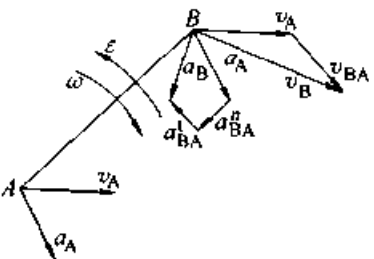
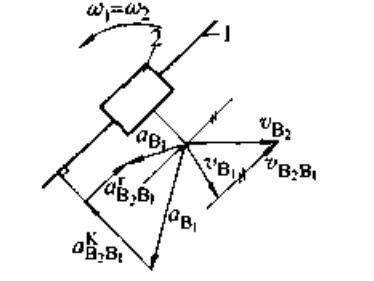
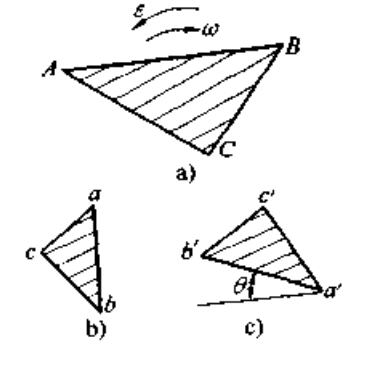
方法	图例	说明
几何作图法		<ol style="list-style-type: none"> 1) 已知图a所示机构运动简图, 主动杆2位置角θ, 求作连杆3的位置及其上点E的轨迹 2) 由杆1、2长和位置角θ定出D、B点, 然后利用交轨法, 即分别以点B和D为圆心、杆3和杆4长\overline{BC}和\overline{CD}为半径作弧交于点C和C', 根据机构运动连续性原则定出点C; 同理分别以点B、C为圆心、\overline{BE}和\overline{CE}长为半径作弧交于点E 3) 改变角θ值, 可得一系列E点的位置, 这些点E的连线, 即为连杆曲线ee 4) 为简化作图, 可在透明纸上作出连杆3(图b), 覆盖于底图(图a)将纸上的B、C点分别沿圆弧轨迹bb和cc移动, 可确定点E的各个位置, 用针刺孔, 记录在底图上, 这些针迹的连线即为连杆曲线ee

方法	图 例	说 明
样板法		<ol style="list-style-type: none"> 1) 图 a 所示为平板印刷机主体机构——往复运动机构，由机构结构分析知，该机构为Ⅲ类机构，当已知机构构件尺寸及主动件 2 位置角 θ 后较难用交轨法确定其余构件位置 2) 为此可采用样板法，据杆长 AB 和 θ 角定出点 B 位置，再以点 B 为圆心、BC 长为半径作弧 cc，点 C 应在此弧线上 3) 根据机构结构参数和尺寸定出点 E，以点 E 为圆心、杆 5 长 ED 为半径作弧 dd，点 D 应必在此弧线上 4) 将杆 4 作成图 b) 示样板。其上的点 F、C 和 D 同在一直线上，并画在透明纸上 5) 将透明纸覆盖在底图上，并使透明纸移动，以使其上的点 F、C 和 D 同时落在直线 ff、圆弧 cc 和 dd 上，从而确定了杆 4、5 和 6 的位置
拆副交轨法		<ol style="list-style-type: none"> 1) 如图 a 所示机构，已知双偏心轮 1 的位置及其机构尺寸和参数，应求作机构其他构件位置 2) 设想在运动副 E 处拆开，并设想杆 1 位置固定；再分别以杆 5 和 4 为主动件，则杆 6 和杆 7 上的点 E_6 和 E_7 所描绘的轨迹为 e_6e_6 和 e_7e_7 3) 两轨迹 e_6e_6 和 e_7e_7 的交点即为已知杆 1 位置时机构中 E 副的实际位置 4) 分别使点 E 同点 A 和 B 相连，则 EA 线交 dd 圆于 D 点，EB 线交 cc 圆于 C 点，从而决定了杆 4 和 5 的位置和整个机构的位置 5) 该机构为 $n=4$、$P_V=6$ 的 4 序Ⅲ类机构 (图 b)
拆杆交轨法		<ol style="list-style-type: none"> 1) 如图示机构，已知主动杆 1 位置 (角 θ) 和机构的尺寸参数，应确定机构中其他构件的位置 2) 将机构中的运动副 C 处拆开；并以 B 为圆心、BC 长为半径作弧 c_2c_2 3) 使铰链四杆机构 $EDFG$ (取任一连架杆 4 或 5 为主动件) 运动，连杆点 C 的轨迹为 c_3c_3 4) 杆 2 上点 C_2 轨迹 c_2c_2 同杆 3 上点 C_3 轨迹 c_3c_3 的交点为实际机构中 C 点的位置 5) 已求得 C 点位置后，其余杆或整个机构位置即可确定 6) 该机构为 3 序Ⅲ类机构
拆杆凑长法		<ol style="list-style-type: none"> 1) 如图 a 所示Ⅳ类机构，已知主动杆 1 位置角 φ_1 和机构尺寸参数，外部运动副 D 的位置为已知，求作整个机构位置 2) 作出杆 1 位置 O_1A (φ_1)， 3) 拆除杆 5 (杆长为 EF)，因点 A 位置已确定，故 $ABCD$ 构成一铰链四杆机构，设想使杆 2 运动，当其处于不同位置 AB_1、AB_2、\dots、AB_3 时，可得杆 2 上 F 点和杆 4 上 E 点的不同位置 F'_1、F'_2、\dots、F'_3 和 E'_1、E'_2、\dots、E'_3 并由此确定出 F'_i 和 E'_i 间距离 $l_{E'_iF'_i} = \overline{E'_iF'_i}$ 4) 如图 b 所示，取直角坐标系，横坐标轴定为杆 AB 的角位移 θ，纵坐标为距离 $l_{E'_iF'_i}$；将杆 2 不同位置时所求得的 $\overline{E'_iF'_i}$ 和其相应的 θ_i 角画在坐标系内，可求得一曲线 II 5) 从原点 O 起，作一平行于横坐标轴且纵坐标值等于给定杆长 l_{EF} 的水平线，则交 II 线于一点，由此得机构相应于 φ_1 角时杆 2 的位置角 θ，由此确定其余构件和整个机构位置

5.2.2 用矢量图解法进行机构运动分析

(1) 矢量图解法的基本概念 (41.1-21)

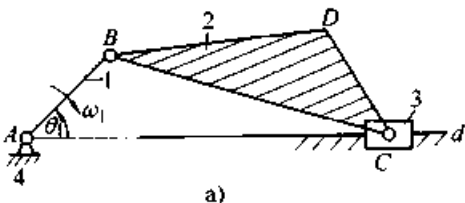
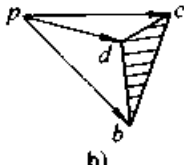
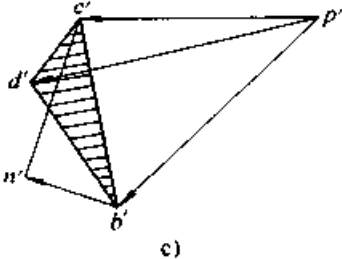
表 41.1-21 矢量图解法基本概念

类型	图例	矢量式											
同一构件上 两点间的运动 关系		1) 速度矢量式 $v_B = v_A + v_{BA}$ 2) 矢量说明 <table border="1" data-bbox="845 526 1444 649"> <tr> <td>说明</td> <td>点 B 相对点 A 的速度</td> </tr> <tr> <td>大小</td> <td>ωl_{AB}</td> </tr> <tr> <td>方向</td> <td>垂直 AB 线, 顺 ω 方向</td> </tr> </table>	说明	点 B 相对点 A 的速度	大小	ωl_{AB}	方向	垂直 AB 线, 顺 ω 方向					
	说明	点 B 相对点 A 的速度											
大小	ωl_{AB}												
方向	垂直 AB 线, 顺 ω 方向												
1) 任一瞬时构件上两点 A 和 B, 两点间距为 l_{AB} 2) 构件瞬时角速度 ω 和角加速度 ϵ 3) 已知参考 (基) 点 A 的速度 v_A 和加速度 a_A	1) 加速度矢量式 $a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^t$ 2) 矢量说明 <table border="1" data-bbox="845 772 1444 1030"> <tr> <td>说明</td> <td>B 点相对 A 点的法向加速度</td> </tr> <tr> <td>大小</td> <td>$\omega^2 l_{AB}$</td> </tr> <tr> <td>方向</td> <td>顺 AB 线方向, 且由 B 指向 A</td> </tr> <tr> <td>说明</td> <td>B 点相对 A 点的切向加速度</td> </tr> <tr> <td>大小</td> <td>ϵl_{AB}</td> </tr> <tr> <td>方向</td> <td>垂直 AB 线, 顺 ϵ 方向</td> </tr> </table>	说明	B 点相对 A 点的法向加速度	大小	$\omega^2 l_{AB}$	方向	顺 AB 线方向, 且由 B 指向 A	说明	B 点相对 A 点的切向加速度	大小	ϵl_{AB}	方向	垂直 AB 线, 顺 ϵ 方向
说明	B 点相对 A 点的法向加速度												
大小	$\omega^2 l_{AB}$												
方向	顺 AB 线方向, 且由 B 指向 A												
说明	B 点相对 A 点的切向加速度												
大小	ϵl_{AB}												
方向	垂直 AB 线, 顺 ϵ 方向												
组成移动副 两构件其上两 重合点的运动 关系		1) 速度矢量式 $v_{B_2} = v_{B_1} + v_{B_2B_1}$ 2) 矢量说明 $v_{B_2B_1}$ 为杆 2 上 B_2 点相对杆 1 上 B_1 点的速度 v_{B_1} 为与杆 2 上 B_2 点相重合的杆 1 上 B_1 点瞬时速度 1) 加速度矢量式 $a_{B_2} = a_{B_1} + a_{B_2B_1}^t + a_{B_2B_1}^k$ 2) 矢量说明 a_{B_1} 一构件 1 上 B_1 点的瞬时加速度 $a_{B_2B_1}^t$ 一点 B_2 相对点 B_1 的加速度 (其方向为平行导路) $a_{B_2B_1}^k$ 一附加加速度 (哥氏加速度) $a_{B_2B_1}^k = 2\omega_1 \times v_{B_2B_1}$											
	1) 组成移动副两构件 1、2 上瞬时重合点 $B(B_1, B_2)$ 2) 构件 1 和 2 间由于无相对转动, 而使 $\omega_1 = \omega_2$ 和 $\epsilon_1 = \epsilon_2$	1) 同一构件上任意三点 A, B 和 C, 其两点间的相对速度 v_{AB} 、 v_{BC} 和 v_{CA} 的大小与其间的距离成正比 (图 a) 2) 当以有向线段或矢量表示时, 由三个相对速度组成的三角形与机构运动简图中的构件三角形相似 (图 b) 即 $\triangle ABC \sim \triangle abc$, 且速度三角形 abc 顺 ω 向转过了 90° 且字母顺序绕行方向一致, 这种特性称之为速度影象 3) 当已知同一构件上任两点速度后, 可用速度影象法方便地求得其上任一点的速度											
同一构件上 任意两点间运 动关系													

类 型	图 例	矢 量 式
同一构件上任意两点间运动关系	<p>1) 构件三角形 ABC, 速度三角形 abc 和加速度三角形 $a'b'c'$</p> <p>2) 构件瞬时角速度和加速度分别为 ω 和 ϵ</p>	<p>1) 同一构件上三点 A、B 和 C, 其任两点的相对加速度 a_{BA}、a_{CB} 和 a_{AC} 的大小与其间距成正比</p> <p>2) 当以有向线段或矢量表示时, 由三个相对加速度组成的三角形 $\triangle a'b'c'$ 与构件三角形 $\triangle ABC$ 相似, 且 $\triangle a'b'c'$ 为顺 ϵ 方向转过 $(180^\circ - \theta)$, 且 $\theta = \arctan \frac{\epsilon}{\omega}$, 字母顺序的绕行方向一致, 这种特性称为加速度影像!</p> <p>3) 当已知构件上两点的加速度后, 可利用加速度影像法方便地求得构件上任一点的加速度</p>

(2) 用矢量图解法对平面机构进行运动分析 (表 41.1-22)

表 41.1-22 用矢量图解法对平面机构进行运动分析

机构类型	图 例														
	机构运动简图	速度矢量图	加速度矢量图												
对心曲柄滑块机构	 <p>a)</p>	 <p>b)</p>	 <p>c)</p>												
分析步骤和说明	<p>1) 已知曲柄滑块机构运动简图、主动杆 1 位置角 θ_1 及角速度 ω_1</p> <p>2) 位置分析 (图 a)</p> <p>a) 选定机构长度比例尺 $\mu_l \left[= \frac{\text{构件实际长 (m)}}{\text{机构图上相应线段长 (mm)}} \right]$</p> <p>b) 作出相应于位置角 θ_1 时杆 1 位置 AB</p> <p>c) 以 B 为圆心, BC 长为半径作弧交滑块 3 导路 Ad 线于点 C</p> <p>d) 作出连杆 2 及其上 D 点位置</p> <p>3) 速度分析 (图 b)</p> <p>a) 选定机构速度比例尺 $\mu_v \left[= \frac{\text{实际速度值 } (\frac{m}{s})}{\text{速度矢量图上对应线段长 (mm)}} \right]$</p> <p>b) 计算主动件 1 上 B 点速度 $v_B = \omega_1 l_{AB}$ (其方向垂直于 AB, 并顺 ω_1 转向)</p> <p>c) 过速度极点 (速度为零的参考点) p, 作线段 $\overline{pb} = \frac{v_B}{\mu_v}$ ($\perp AB$)</p> <p>d) 列出同一构件上两点 B 和 C 间速度矢量方程 $v_B = v_C + v_{CB}$</p> <table border="1" data-bbox="296 1753 1414 1877"> <tr> <td>矢 量</td> <td>v_B</td> <td>v_{CB}</td> <td>v_C</td> </tr> <tr> <td>大 小</td> <td>已知</td> <td>未知</td> <td>未知</td> </tr> <tr> <td>方 向</td> <td>已知</td> <td>垂直于线段 BC</td> <td>沿滑块导路方向</td> </tr> </table> <p>e) 据速度矢量方程作速度矢量图, 得 $v_C = \mu_v \cdot \overline{pc}$</p> <p>f) 利用速度影像法求连杆 2 上 D 点的速度, 作 $\triangle bcd \sim \triangle BCD$ (字母顺序的绕行方向一致), 得 $v_D = \mu_v \cdot \overline{pd}$</p> <p>8) 杆 2 角速度 ω_2 可由其上任意两点间相对速度确定, $\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{\mu_v \cdot \overline{bc}}{l_{BC}} (\leftarrow)$</p>			矢 量	v_B	v_{CB}	v_C	大 小	已知	未知	未知	方 向	已知	垂直于线段 BC	沿滑块导路方向
矢 量	v_B	v_{CB}	v_C												
大 小	已知	未知	未知												
方 向	已知	垂直于线段 BC	沿滑块导路方向												

续表 41.1-22

机构类型

图 例

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

对心曲柄滑块机构

分析步骤和说明

4) 加速度分析(图 c)

a) 选定加速度比例尺 $\mu_a = \left[\frac{\text{实际加速度值(m/s}^2\text{)}}{\text{加速度图上相应线段长(mm)}} \right]$

b) 计算主动杆 1 上 B 点加速度 $a_B = a_B^t + a_B^n, a_B^t = \varepsilon_1 l_{AB} = 0$ (因 $\varepsilon_1 = 0$)

故 $a_B = a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB}$ (其方向由 B 指向 A)

c) 列出同一构件上两点 B 和 C 间加速度矢量方程, $a_C = a_B + a_{CB}^t + a_{CB}^n$

矢 量	a_{CB}^t	a_{CB}^n	a_C
大 小	$\omega_2^2 \cdot l_{AB}$	未 知	未 知
方 向	由 C 指向 B	垂直于 CB 线	沿滑块导路方向

d) 选定加速度极点 p' (加速度为零的参考基点), 由 p' 点起按加速度矢量方程和 μ_a 作加速度矢量

图, 得 $a_C = \mu_a \cdot \overline{p'c}$ (\leftarrow), $\varepsilon_2 = \frac{n'c' \cdot \mu_a}{l_{BC}}$ (\dots)

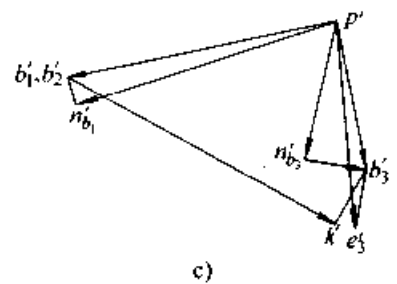
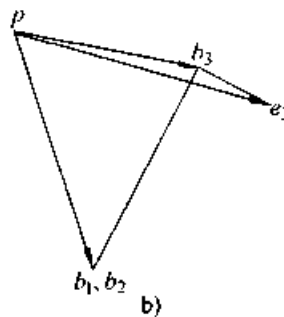
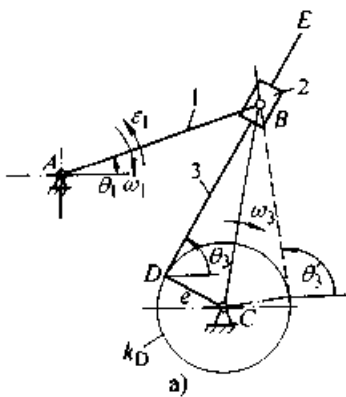
e) 利用同一构件的加速度影像原理, 作 $\triangle b'c'd' \sim \triangle BCD$, 得 $a_D = \mu_a \cdot \overline{p'd}$

机构简图和矢量图

机构运动简图

速度矢量图

加速度矢量图



曲柄导杆机构

分析步骤和说明

1) 已知机构运动简图, 主动杆 1 位置角 θ_1 、角速度 ω_1 和角加速度 ε_1 , 导杆 3 偏距为 e ; 求杆 3 的 ω_3, ε_3 以及其上点 E 的 v_E 和 a_E (图 a)

2) 位置分析: 选定长度比例尺 μ_l ; 作出相应于 θ_1 角时的杆 1 位置 AB (图 a); 自点 B 作以点 C 为圆心, 偏距 e 为半径的偏距圆 k_D 的切线, 切点为 D 和 D', 可按实际工作情况选定, 图示为切点 D

3) 速度分析(图 b): 求出杆 1 上 B 点的速度 $v_{B1} = v_{B2} = \omega_1 l_{AB}$ ($\perp AB$, 顺 ω_1 转向); 列出杆 2 和 3 上重合点 B 的速度矢量方程式 $v_{B3} = v_{B2} + v_{B3B2}$

矢 量	v_{B3}	v_{B3B2}	v_{B2}
大 小	未知	未知	已知
方 向	$\perp B_3C$	沿滑块 2 导路 BD 方向	已知

据速度矢量方程式, 选定 μ_v 和 p 点, 作速度矢量图, 得 $v_{B3} = \mu_v \cdot \overline{pb_3}$, $\omega_3 = \frac{v_{B3}}{B_3C \cdot \mu_l}$ (\leftarrow) $v_{B3B2} = \mu_v \cdot$

$\overline{b_3b_2}$ (由 b_2 点指向 b_3 点); 利用速度影像法作 $\triangle pb_3e_3 \sim \triangle CB_3E_3$, 得 $v_{E3} = \mu_v \cdot \overline{pe_3}$

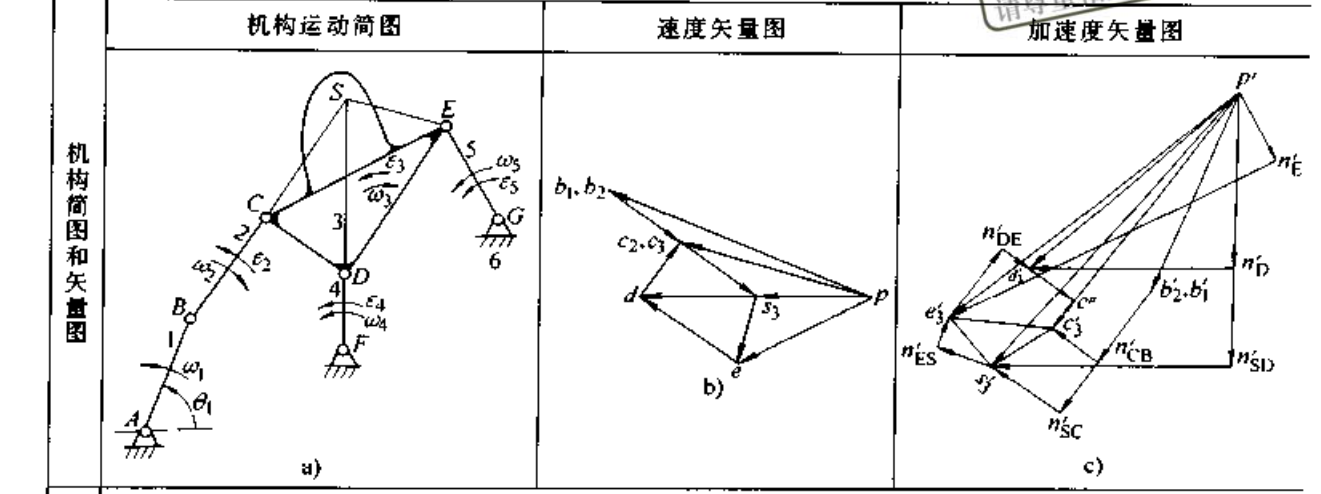
4) 加速度分析(图 c): 求出杆 1 上点 B 的加速度 $a_{B1} = a_{B2} = a_{B1}^t + a_{B1}^n$, 且 $a_{B1}^t = \omega_1^2 \cdot l_{AB}$ (由点 B 指向点 A), $a_{B1}^n = \varepsilon_1 \cdot l_{AB}$ ($\perp AB$ 线且顺 ε_1 方向); 列出组成移动副两构件 2 和 3 间重合点 B_2 和 B_3 点间的加速度

矢量式, $a_{B3}^t + a_{B3}^n = a_{B2}^t + a_{B2}^n + a_{B3B2}^t + a_{B3B2}^n$

机构类型		图 例						
曲柄导杆机构	分析步骤和说明	矢量	$a_{B_3}^B$	$a_{B_3}^{B_3}$	$a_{B_3 B_2}^k$	$a_{B_3 B_1}^k$	$a_{B_2}^k$	$a_{B_2}^k$
		大小	$\omega_3^2 \cdot \overline{B_3 C} \cdot \mu_1$	未知	$2\omega_3 v_{B_3 B_2}$	未知	已知	已知
		方向	点 B_3 指向 C	垂直 $B_3 C$ 线	$\perp BD$ 线, $v_{B_3 B_2}$ 顺 ω_3 转过 90°	顺着 BD 线方向	已知	已知

选定 μ_a 和 p' 点, 由 p' 点起, 按加速度矢量方程作加速度矢量图, 得 $a_{B_3}^B = \mu_a \cdot \overline{n_{B_3}^B}$ 和 $\epsilon_3 = \frac{a_{B_3}^B}{\overline{B_3 C} \cdot \mu_1} (\rightarrow)$; 利用加速度影像法, 作 $\triangle p'b'_3 e'_3 \sim \triangle CB_3 E$, 得 $a_E = \mu_a \cdot \overline{p'e'_3}$

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！



图类六杆机构

- 1) 已知各杆长; 固定铰链 A、F 和 G 的位置; 主动杆 1 位置角 θ_1 及角速度 ω_1
- 2) 位置分析: 用拆副交轨法据杆长和固定铰链中心位置以 μ_1 画出机构运动简图(图 a)
- 3) 速度分析(图 b)
 - a) 算出杆 1 上 B 点的速度 $v_{B_1} = v_{B_2} = \omega_1 \cdot l_{AB}$ (垂直 AB 线且顺 ω_1 转向)
 - b) 由于点 C 的速度方向未知, 因此可采用辅助(特殊)点法或利用杆 3 的绝对瞬心 P_{36} 进行速度分析
 - c) 采用辅助点法进行分析时, 首先作过 C 点的与主动杆 1 相连的杆 2 直线 BC 和另两悬杆 4 或 5 中任一直线(图示为 FD 线)的交点 S, S 点称为特殊点, 并视为杆 3 上的一点
 - d) 列出同一构件上两点间的速度关系, 由 $v_{C_2} = v_{C_3} = v_{B_2} + v_{C_2 B_2}$ 和 $v_{S_3} = v_{C_3} + v_{S_3 C_3}$ 两式得 $v_{S_3} = v_{B_2} + (v_{C_2 B_2} + v_{S_3 C_3})$, 且 $v_{S_3} = v_D + v_{S_3 D}$ ($v_D = 0$)

分析步骤和说明

故 $v_{S_3} = v_{B_2} + (v_{C_2 B_2} + v_{S_3 C_3}) = v_{S_3 D}$

矢量	v_{S_3}	v_{B_2}	v_{DS_3}	$(v_{C_2 B_2} + v_{S_3 C_3})$
大小	未知	已知	未知	未知
方向	未知	已知	已知($\perp SDF$ 线)	已知($\perp SCB$ 线)

- e) 选定 μ_v 和 p 点, 据方程作速度矢量图, 得 $v_{S_3} = \mu_v \cdot \overline{ps_3}$
- f) 由方程 $v_{E_3} = v_{S_3} + v_{E_3 S_3}$ ($v_{E_3 S_3}$ 方向垂直 EG 线, $v_{E_3 S_3}$ 方向垂直 ES 线) 得 $v_E = \mu_v \cdot \overline{pe}$
- g) 已知构件 3 上两点 E 和 S 的速度后, 可用速度影像法求得 v_C 和 v_D
- h) 由构件 2 和 3 上两点的相对速度求得 $\omega_2 = \frac{b_2 c_2 \cdot \mu_v}{l_{BC}} (\rightarrow)$ 和 $\omega_3 = \frac{\mu_v \cdot s_3 e}{l_{S_3 E}} (\rightarrow)$

机构类型

图 例

4) 加速度分析(图 c)

a) 计算杆 1 上 B 点的加速度 $a_{B_1} = a_{B_2} = \omega_1^2 \cdot l_{AB}$ (沿 AB 线, 并由点 B 指向 A)

b) 利用同一构件上两点间的加速度关系和视辅助点 S 为构件 3 上一点得

$a_{C_3} = a_{C_2} = a_{B_2} + a_{C_2B_2}^c + a_{C_2B_2}^r$ 和 $a_{S_3} = a_{C_3} + a_{S_3C_3}^n + a_{S_3C_3}^t$, 由此得

$$a_{S_3} = a_{B_2} + (a_{C_2B_2}^c + a_{S_3C_3}^n) + (a_{C_2B_2}^r + a_{S_3C_3}^t) \quad (1)$$

此外, 由同一构件上两点 S_3 和 D_3 以及 D_4 和 F_4 间的加速度关系, 得

$a_{S_3} = a_{D_3} + a_{S_3D_3}^n + a_{S_3D_3}^t$ 和 $a_{D_3} = a_{D_4} = a_{D_4F_4}^n + a_{D_4F_4}^t$, 因此知

$$a_{S_3} = (a_{S_3D_3}^n + a_{D_4F_4}^n) + (a_{S_3D_3}^t + a_{D_4F_4}^t) \quad (2)$$

式(1)和(2)中各矢量的大小和方向为

矢量	a_{B_2}	$(a_{C_2B_2}^c + a_{S_3C_3}^n)$	$(a_{C_2B_2}^r + a_{S_3C_3}^t)$	$(a_{S_3D_3}^n + a_{D_4F_4}^n)$	$a_{S_3D_3}^t + a_{D_4F_4}^t$
大小	已知	$\omega_3^2 \cdot l_{BC} + \omega_3^2 \cdot l_{SC}$	未知	$\omega_3^2 \cdot l_{S_3D_3} + \omega_4^2 \cdot l_{DF}$	未知
方向	已知	沿 S_3CB 线方向, 由点 S_3 指向 B	垂直 S_3CB 线	沿 S_3DF 线, 由点 S_3 指向 F	垂直 S_3DF 线

c) 选 μ_a 和 p' 点, 据矢量方程 (1) 和 (2) 作加速度矢量图, 得 $a_{S_3} = \overline{p's'_3} \cdot \mu_a$

d) 由同一构件上两点 E 和 S_3 以及 E 和 G, 得矢量方程

$$a_{E_3} = a_{S_3} + a_{E_3S_3}^n + a_{E_3S_3}^t = a_{E_3} = a_{E_3G}^n + a_{E_3G}^t \quad (3)$$

矢量	a_{S_3}	$a_{E_3S_3}^n$	$a_{E_3S_3}^t$	$a_{E_3G}^n$	$a_{E_3G}^t$
大小	已知	$\omega_3^2 \cdot l_{ES_3}$	未知	$\omega_3^2 \cdot l_{EG}$	未知
方向	已知	沿 ES_3 线由 E 指向 S_3	垂直于 ES_3 线	沿 EG 线由点 E 指向 G	垂直于 EG 线

由式 (3) 和同一比例尺 μ_a 和极点 p' , 得 $a_E = \overline{p'e'} \cdot \mu_a$

e) 当已知点 S_3 和 E_3 的加速度后, 用加速度影像法求得构件 3 上的点 C_3 和 D_3 的加速度 $a_{C_3} =$

$\overline{p'c'_3} \cdot \mu_a$ 和 $a_{D_3} = \overline{p'd'_3} \cdot \mu_a$; 由同一构件上任两点间的切向加速度求得 ϵ_3 , ϵ_4 和 ϵ_5 , $\epsilon_3 =$

$$\frac{\mu_a \cdot \overline{e'_3n_{E_3}}}{l_{ES_3}} (\leftarrow), \quad \epsilon_4 = \frac{\mu_a \cdot \overline{d'_3n_{D_3}}}{l_{DF}} (\leftarrow), \quad \epsilon_5 = \frac{\mu_a \cdot \overline{e'_3n_{E_3}}}{l_{EG}} (\leftarrow)$$

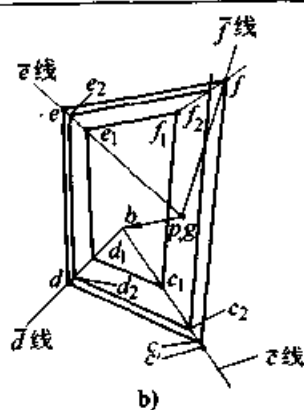
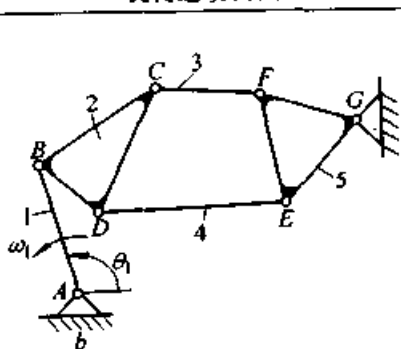
III 类六杆机构

分析步骤和说明

机构运动简图

速度分析

IV 类六杆机构



机构类型	图 例
IV 类 元杆机构 分析步骤和说明	<p>1) 已知图 a) 示机构各杆长, 固定铰链 A 和 G 的位置, 主动杆 1 的位置角 θ_1 及角速度 ω_1</p> <p>2) 位置分析: 用表 41.1-22 中的折杆法作出机构运动简图 (图 a)</p> <p>3) 速度分析 (图 b)</p> <p>a) 据杆 1 的 ω_1 和杆长 l_{AB} 得 $v_{B_1} = v_{B_2} = \omega_1 \cdot l_{AB}$ (垂直于 AB 线且顺 ω_1 转向)</p> <p>b) 由构件 2 上两点 C_2 和 B_2 间速度关系, 得矢量式 $v_{C_2} = v_{B_2} + v_{C_2B_2}$</p> <p>c) 选定 μ_v 和 p 点, 由 p 点起, 按方程作 \overline{pb} 和过 b 点作垂直于 BC 线的 \overline{c} 线, 代表 v_{C_2} 矢量端点的 C_2 点必在此 \overline{c} 线上</p> <p>d) 同理由式 $v_{D_2} = v_{B_2} + v_{D_2B_2}$ 可作出垂直于 DB 线的 \overline{d} 线, D 点速度矢量的端点 d 应位于此 \overline{d} 线上</p> <p>e) 由式 $v_F = v_G + v_{FG}$ (为简化, 省去下标号) 和 $v_E = v_G + v_{EG}$, 由 p (G) 点起作出 \overline{e} 线 (垂直于 EG 线) 和 \overline{f} 线 (垂直于 FG 线); $v_G = 0$, 在速度图上和 p 点相重合</p> <p>f) 在 \overline{e} 线上任取点 e_1, 则由式 $v_D = v_C + v_{DC}$, 可在 \overline{d} 线上交出点 d_1; 由式 $v_E = v_D + v_{ED}$, 可在 \overline{e} 线上交出点 e_1; 由式 $v_F = v_E + v_{FE} = v_C + v_{FC}$, 在 \overline{f} 线上交出点 f_1</p> <p>g) 同理, 再在 \overline{e} 线上取点 e_2, 作相应线平行线, 得出点 f_2</p> <p>h) 点 f_1 和 f_2 的连线与 \overline{f} 线的交点为 f, 故 $v_F = \mu_v \overline{bf}$</p> <p>i) 由已知的 f 点作相应线段平行线, 可在 \overline{e} 线、\overline{d} 线和 \overline{c} 线交出待求矢量端点 e, d 和 c 和 c', 由此确定 v_E、v_D 和 v_C。图 b 中点 c 未封闭的程度 (cc') 表示了作图误差</p> <p>4) 类似地可求解加速度</p>

5.3 用解析法对平面连杆机构进行运动分析

5.3.1 用杆组法进行 II 类机构的运动分析

平面 II 类连杆机构可分解为机架、主动杆和若干个 II 类杆组, 对于每一种杆组均可按其外部运动副的运动参数求解其内部运动副及杆组中各构件的运动参数。分析具体机构时, 先将待分析机构分解, 编写出相应的运动分析子程序, 然后从主动杆开始依次分析和调用相应的子程序。表 41.1-23 列出了三种 II 类杆组及单杆运动分析的求解公式以及可变量杆组的分析公式。

5.3.2 用复数矢量法进行机构运动分析

将待分析的机构置于直角坐标系中, 并将各构件以矢量表示, 写出闭链机构的封闭矢量方程式, 各矢量均写成复数形式, 它包括了每一矢量的模和幅角, 因而矢量式显得十分简明, 利用欧拉公式和复数运算可以便捷地导出机构

的运动分析式。复数矢量法一般用于平面机构。复数矢量的基本运算式及其应用见表 41.1-24。

5.3.3 用迭代法进行高类机构的运动分析

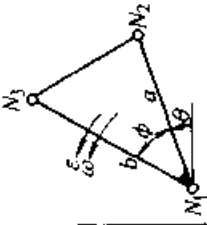
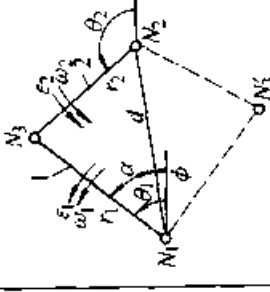
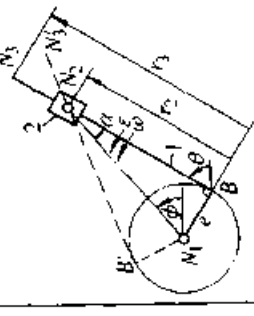
用解析法进行高类 (III、IV 类) 机构运动分析时, 常用图解法求出机构运动参数的初值, 然后进行迭代计算。迭代过程能否收敛, 在很大程度上取决于初值。一般经几次迭代后即可收敛于具有足够精度的解。高类 (III 类) 机构用迭代法进行分析的图例见表 41.1-25。

6 平面机构的动力分析

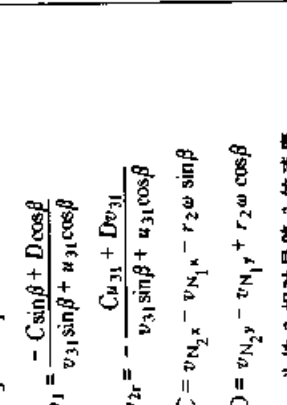
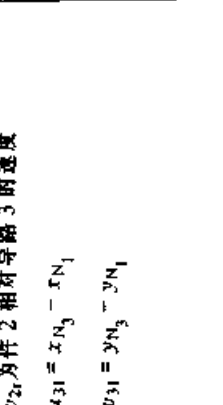
机械在运动过程中, 各构件都受到力的作用。这些作用力不仅是影响机械的运动和动力参数, 也是决定构件尺寸和结构形状的重要依据。因此, 不论在设计新的机械或在分析和合理地使用现有机械时, 都必须对其进行动力分析。

6.1 机械中的作用力 (表 41.1-26)

表 41.1-23 常见 II 类杆组及单杆的运动分析式

名称和已知参数		简图	运动分析式	
			位置	速度
<p>单杆</p> <p>1) N_1 点位置、速度和加速度</p> <p>2) 尺寸 a、b 和角 ϕ</p> <p>3) 构件位置角 θ、ω 和 ϵ</p>		$x_{N_3} = x_{N_1} + b \cos(\phi + \theta)$ $y_{N_3} = y_{N_1} + b \sin(\phi + \theta)$ $x_{N_2} = x_{N_1} + a \cos\theta$ $y_{N_2} = y_{N_1} + a \sin\theta$	$v_{N_3x} = v_{N_1x} - \omega b \sin(\phi + \theta)$ $v_{N_3y} = v_{N_1y} + \omega b \cos(\phi + \theta)$ $v_{N_2x} = v_{N_1x} - \omega a \sin\theta$ $v_{N_2y} = v_{N_1y} + \omega a \cos\theta$	$a_{N_3x} = a_{N_1x} - \epsilon b \sin(\phi + \theta) - \omega^2 b \cos(\phi + \theta)$ $a_{N_3y} = a_{N_1y} + \epsilon b \cos(\phi + \theta) - \omega^2 b \sin(\phi + \theta)$ $a_{N_2x} = a_{N_1x} - \epsilon a \sin\theta - \omega^2 a \cos\theta$ $a_{N_2y} = a_{N_1y} + \epsilon a \cos\theta - \omega^2 a \sin\theta$
<p>RRR 杆组</p> <p>1) 杆 1、2 长 r_1、r_2</p> <p>2) 外副 N_1 和 N_2 的位置、速度和加速度</p> <p>v_{N_1x}、v_{N_1y}、v_{N_2x}、v_{N_2y}</p> <p>a_{N_1x}、a_{N_1y}、a_{N_2x}、a_{N_2y}</p>		$N_1 N_2^2 = d^2 = (x_{N_2} - x_{N_1})^2 + (y_{N_2} - y_{N_1})^2$ $\phi = \arctan \left[\frac{(y_{N_2} - y_{N_1})}{(x_{N_2} - x_{N_1})} \right]$ $\alpha = \arccos \left[\frac{(r_1^2 + d^2 - r_2^2)}{2r_1 d} \right]$ $\theta_1 = \phi \pm \alpha$ (按图示实线 $N_1 N_2 N_3$ 装配时, 式中取“+”号, 虚线时取“-”号) $x_{N_3} = x_{N_1} + r_1 \cos\theta_1$ $y_{N_3} = y_{N_1} + r_1 \sin\theta_1$ $\theta_2 = \arctan \left[\frac{(y_{N_3} - y_{N_2})}{(x_{N_3} - x_{N_2})} \right]$	$v_{N_3x} = v_{N_1x} - \omega_1 (y_{N_3} - y_{N_1})$ $v_{N_3y} = v_{N_1y} + \omega_1 (x_{N_3} - x_{N_1})$ $\omega_1 = - \frac{(v_{N_2x} - v_{N_1x}) r_2 + (v_{N_2y} - v_{N_1y}) r_1}{K}$ $\omega_2 = \frac{(v_{N_2x} - v_{N_1x}) r_1 + (v_{N_2y} - v_{N_1y}) r_2}{K}$ $K = (y_{N_3} - y_{N_1})(x_{N_3} - x_{N_2}) - (y_{N_3} - y_{N_2})(x_{N_2} - x_{N_1})$ $a_{N_2} = x_{N_3} - x_{N_2}$ $a_{N_1} = x_{N_3} - x_{N_1}$ $v_{N_2} = y_{N_3} - y_{N_2}$ $v_{N_1} = y_{N_3} - y_{N_1}$	$\epsilon_1 = - \frac{E u_{22} + F v_{22}}{K}$ $\epsilon_2 = \frac{F v_{21} + E u_{21}}{K}$ $E = a_{N_2x} - a_{N_1x} + \omega_1^2 a_{21} - \omega_2^2 a_{12}$ $F = a_{N_2y} - a_{N_1y} + \omega_1^2 a_{21} - \omega_2^2 a_{12}$
<p>RPR 杆组</p> <p>1) 偏距 e</p> <p>2) 外副 N_1 和 N_2 的位置、速度和加速度的</p> <p>3) 导杆 1 上辅助点 N_3 的位置</p> <p>$N_1 B = r_3$</p>		$\phi = \arctan \frac{y_{N_2} - y_{N_1}}{x_{N_2} - x_{N_1}}$ $r_2 = \sqrt{(x_{N_2} - x_{N_1})^2 + (y_{N_2} - y_{N_1})^2} - e$ $\alpha = \arctan \left(\frac{e}{r_2} \right)$ $\theta = \phi \pm \alpha$ (按图示实线装配式中取“+”号, 虚线装配取“-”号) $x_{N_3} = x_{N_1} + r_3 \cos\theta + e \sin\theta$ $y_{N_3} = y_{N_1} + r_3 \sin\theta - e \cos\theta$	$v_{N_3x} = v_{N_1x} - \omega v_{N_1y} = v_{N_1x} + \omega b_1$ $v_{N_3y} = v_{N_1y} + \omega v_{N_1x} = v_{N_1y} - \omega b_1$ $\omega = \frac{(v_{N_2y} - v_{N_1y}) \cos\theta - (v_{N_2x} - v_{N_1x}) \sin\theta}{Q}$ $v_{21} = \frac{(v_{N_2y} - v_{N_1y}) r_2 + (v_{N_2x} - v_{N_1x}) r_1}{Q}$ $v_{22} = \frac{(v_{N_2x} - v_{N_1x}) r_2 - (v_{N_2y} - v_{N_1y}) r_1}{Q}$ v_{21} 为滑块 2 相对导杆 3 的相对速度 $u_{21} = x_{N_2} - x_{N_1}$ $u_{22} = y_{N_2} - y_{N_1}$ $u_{31} = x_{N_3} - x_{N_1}$ $u_{32} = y_{N_3} - y_{N_1}$ $Q = (x_{N_2} - x_{N_1}) \cos\theta + (y_{N_2} - y_{N_1}) \sin\theta$	$a_{N_3x} = a_{N_1x} - \epsilon v_{N_1y} - \omega^2 u_{31}$ $a_{N_3y} = a_{N_1y} + \epsilon v_{N_1x} - \omega^2 v_{31}$ $\epsilon = \frac{F \cos\theta - E \sin\theta}{Q}$ $a_{21} = \frac{E u_{21} + F v_{21}}{Q}$ $E = (a_{N_2x} - a_{N_1x}) + \omega^2 u_{21} + 2\omega v_{21} \sin\theta$ $F = (a_{N_2y} - a_{N_1y}) + \omega^2 v_{21} - 2\omega v_{21} \cos\theta$ u_{21} 为滑块 2 相对导杆 1 的加速度

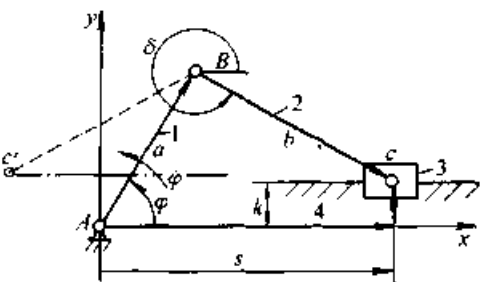
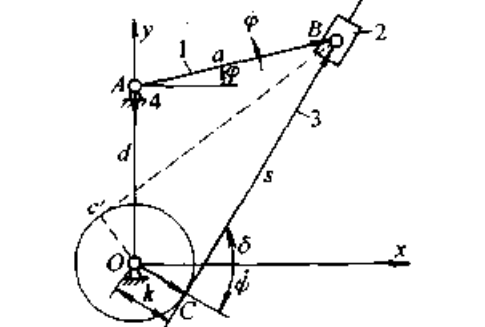
续表 41.1-23

名称和已知参数	简 图	位 置	运 动 分 析 式	加 速 度
RRP 杆组 1) 杆 1 长 r_1 2) 外接副 N_1 和点 N_2 的位置、速度和加速度 3) 移动副导路方向角 β 4) N_3 为移动副导路上的参考点 5) 导路 3 的 ω 和 ϵ		$x_{N_3} = x_{N_2} + r_2 \cos \beta$ $y_{N_3} = y_{N_2} + r_2 \sin \beta$ $d = \sqrt{(x_{N_2} - x_{N_1})^2 + (y_{N_2} - y_{N_1})^2}$ $\theta_1 = \arctan \left[\frac{(y_{N_2} - y_{N_1})}{(x_{N_2} - x_{N_1})} \right]$ $r_2 = \left \frac{-A \pm \sqrt{A^2 - 4B}}{2} \right $ 式中 $A = 2(x_{N_2} - x_{N_1}) \cos \beta + 2(y_{N_2} - y_{N_1}) \sin \beta$ $B = d^2 - r_1^2$ (当 $r_1 < d$ 时, 按图示实线 $N_1 N_2 N_3$ 装配, 式中取“-”号, 按虚线 $N_1 N_2' N_3'$ 装配取“+”号; $r_1 \geq d$ 时取负号)	$v_{N_3x} = v_{N_1x} - \omega_1 v_{31}$ $v_{N_3y} = v_{N_1y} + \omega_1 u_{31}$ $\epsilon_1 = \frac{-E \sin \beta + F \cos \beta}{v_{31} \sin \beta + u_{31} \cos \beta}$ $a_{2r} = \frac{E u_{31} + F v_{31}}{v_{31} \sin \beta + u_{31} \cos \beta}$ $E = (a_{N_2x} - a_{N_1x}) + \omega_1^2 u_{31} - \omega^2 r_2 \cos \beta - 2\omega v_{2r} \sin \beta - \epsilon v_{32}$ $F = (a_{N_2y} - a_{N_1y}) + \omega_1^2 v_{31} - \omega^2 r_2 \sin \beta + 2\omega v_{2r} \cos \beta + \epsilon u_{32}$ $u_{32} = x_{N_3} - x_{N_2}$ $v_{32} = y_{N_3} - y_{N_2}$ $a_{2r} \text{ 为件 2 相对导路 3 的加速度}$	$a_{N_3x} = a_{N_1x} - \epsilon_1 v_{31} - \omega_1^2 u_{31}$ $a_{N_3y} = a_{N_1y} + \epsilon_1 u_{31} - \omega_1^2 v_{31}$
单缸 RRR 杆组 1) 外副 N_1 、 N_2 的位置、速度和加速度 2) $l_0 = (N_1 N_3)_0$ (初始长) 3) 活塞相对缸体的位移 s 、速度 \dot{s} 和加速度 \ddot{s}		$r_1 = l_0 + s$ 2) 由 RRR II 类杆组位移公式进行分析	$1) \text{ 使 } r_1 = l_0 + s$ $2) \text{ 以 } v_{N_1x} + s \cos \theta_1 \text{ 和 } v_{N_1y} + s \sin \theta_1 \text{ 代替 } v_{N_1x} \text{ 和 } v_{N_1y}$ $3) \text{ 由 RRR II 类杆组速度公式进行分析}$	$1) \text{ 使 } r_1 = l_0 + s$ $2) \text{ 由 RRR II 类杆组速度公式进行分析}$

超星阅读器
使用本阅读器
请尊重知识产权

表 41.1-24 复数矢量法及其在机构运动分析中的应用

矢量和直角坐标系	基本运算公式
	<p>1) 设任一矢量 a (模为 a, 幅角为 φ)</p> <p>2) $a = x + jy = a (\cos\varphi + j\sin\varphi)$</p> <p>3) 欧拉公式 $e^{j\varphi} = \cos\varphi + j\sin\varphi$</p> <p>4) $j^2 = -1$</p> <p>5) $e^{j\varphi} \cdot e^{-j\varphi} = 1$</p> <p>6) $e^{j\varphi_1} \cdot e^{-j\varphi_2} = e^{j(\varphi_1 - \varphi_2)}$</p> <p>7) $e^{j\varphi_1} \cdot e^{j\varphi_2} = e^{j(\varphi_1 + \varphi_2)}$</p> <p>8) $\frac{de^{j\varphi}}{dt} = j \frac{d\varphi}{dt} e^{j\varphi}$</p>
机构名称	分析过程和说明
<p>机构简图和已知参数</p> <p>铰链四杆机构</p> <p>1) 已知: 杆长 a、b、c 和 d 主动杆 1 位置角 φ、角速度 $\dot{\varphi}$</p> <p>2) 待求: 连杆 2 和从动杆 3 的位置、角速度和角加速度</p>	<p>分析过程和说明</p> <p>1) 机构封闭矢量方程为 $a + b = c + d$</p> <p>2) 机构复数矢量方程为 $a e^{j\varphi} + b e^{j\delta} = d + c e^{j\psi}$ (1)</p> <p>3) 机构位移分析: 将式 (1) 用欧拉公式展开, 得 $a(\cos\varphi + j\sin\varphi) + b(\cos\delta + j\sin\delta) = d + c(\cos\psi + j\sin\psi)$ 使上式按实部和虚部整理, 等式两侧分别相等, 得</p> $a\cos\varphi + b\cos\delta = d + c\cos\psi$ $a\sin\varphi + b\sin\delta = c\sin\psi$ <p>式 (2) 为机构的运动 (位移) 方程式, 将式 (2) 中的 δ 角消去后, 得</p> $A\cos\psi + B\sin\psi + C = 0$ <p>由上式解得从动杆 3 的位置角 ψ</p> $\psi = 2\arctan \frac{A + M\sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C}$ <p>式中 $A = -\sin\varphi, B = \frac{d}{a} - \cos\varphi, C = \frac{(d^2 + c^2 + a^2 - b^2)}{2ac} - \left(\frac{d}{c}\right)\cos\varphi$</p> <p>$M = \pm 1$ (图示实线机构用 $M = +1$, 虚线所示机构为 $M = -1$)</p> <p>杆 2 位置角</p> $\delta = \arctan \frac{c\sin\psi - a\sin\varphi}{d + c\cos\psi - a\cos\varphi}$ <p>4) 机构速度分析: 将式 (1) 对时间 t 求导一次, 得</p> $a\dot{\varphi}j e^{j\varphi} + b\dot{\delta}j e^{j\delta} = c\dot{\psi}j e^{j\psi}$ <p>上式各项乘以 $e^{-j\psi}$, 得</p> $a\dot{\varphi}j e^{j(\varphi - \psi)} + b\dot{\delta}j = c\dot{\psi}j e^{j(\psi - \psi)}$ <p>将上式展开, 使等式两侧按虚实部相等后, 得</p> $\left. \begin{aligned} \dot{\psi} &= \frac{a\sin(\varphi - \delta)}{c\sin(\psi - \delta)} \dot{\varphi} \\ \dot{\delta} &= -\frac{a\sin(\varphi - \psi)}{b\sin(\delta - \psi)} \dot{\varphi} \end{aligned} \right\} (6)$ <p>5) 机构加速度分析: 将式 (5) 对时间求导一次, 得</p> $-a\dot{\varphi}^2 e^{j\varphi} + b(\ddot{\delta}j - \dot{\delta}^2) e^{j\delta} = c(\ddot{\psi}j - \dot{\psi}^2) e^{j\psi}$ <p>将上式各项各乘以 $e^{-j\psi}$, 得</p> $-a\dot{\varphi}^2 e^{j(\varphi - \delta)} + b(\ddot{\delta}j - \dot{\delta}^2) = c(\ddot{\psi}j - \dot{\psi}^2) e^{j(\psi - \delta)}$ <p>将上式展开后, 使式两侧虚实部相等, 得</p> $\left. \begin{aligned} \ddot{\psi} &= \frac{a\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi - \delta) + b\dot{\delta}^2 - c\dot{\psi}^2 \cos(\psi - \delta)}{c\sin(\psi - \delta)} \\ \ddot{\delta} &= -\frac{a\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi - \psi) + b\dot{\delta}^2 \cos(\psi - \delta) - c\dot{\psi}^2}{b\sin(\psi - \delta)} \end{aligned} \right\} (8)$

机构名称	机构简图和已知参数	分析过程和说明
偏置曲柄滑块机构	 <p>1) 已知: 曲柄1和连杆2杆长 a 和 b、偏距 k 曲柄1位置角 φ 和角速度 $\dot{\varphi}$</p> <p>2) 待求: 滑块3的位移、速度和加速度 s、\dot{s} 和 \ddot{s} 连杆2的位置角、角速度和角加速度 δ、$\dot{\delta}$ 和 $\ddot{\delta}$</p>	<p>1) 机构封闭矢量方程 $a + b = s + k$</p> <p>2) 机构复数矢量方程 $a e^{i\varphi} + b e^{i\delta} = s + k e^{i\frac{\pi}{2}}$ (1)</p> <p>3) 位移分析: 将式(1)展开后, 得</p> $\begin{cases} a \cos \varphi + b \cos \delta = s \\ a \sin \varphi + b \sin \delta = k \end{cases} \quad (2)$ <p>消去式(2)中的 δ, 得滑块位移 s:</p> $s = a \cos \varphi + M \sqrt{b^2 - k^2 - a^2 \sin^2 \varphi} + 2ak \sin \varphi \quad (3)$ <p>(图示实线位置时相应于 $M = +1$, 虚线位置取 $M = -1$)</p> $\text{连杆倾角 } \delta = \arcsin \frac{k - a \sin \varphi}{b} \quad (4)$ <p>4) 速度分析: 将式(1)对时间求导一次, 得</p> $a i \dot{\varphi} e^{i\varphi} + b i \dot{\delta} e^{i\delta} = \dot{s} \quad (5)$ <p>式(5)各项乘以 $e^{-i\delta}$, 得</p> $a \dot{\varphi} e^{i(\varphi - \delta)} + b \dot{\delta} = \dot{s} e^{-i\delta} \quad (6)$ <p>由上式得 $\dot{s} = \frac{-a \dot{\varphi} \sin(\varphi - \delta)}{\cos \delta}$ (6)</p> $\dot{\delta} = \frac{-a \dot{\varphi} \cos \varphi}{b \cos \delta} \quad (7)$ <p>5) 加速度分析: 将式(1)对时间求导两次, 经整理后得</p> $\ddot{s} = -a \dot{\varphi}^2 \left[\frac{\cos(\varphi - \delta)}{\cos \delta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \delta} \right] \quad (8)$ $\ddot{\delta} = \lambda \dot{\varphi}^2 \frac{\sin \varphi}{\cos \delta} + \dot{\delta}^2 \frac{\sin \delta}{\cos \delta} \quad (9)$ $\lambda = \frac{a}{b}$ <p>6) 当 $k=0$ 时为对心曲柄滑块机构, 将 $k=0$ 代入以上各式, 可得对心曲柄滑块机构的待求运动参数</p>
偏置曲柄导杆机构	 <p>1) 已知: 曲柄1杆长 a, 机架4长 d, 导杆偏距 k; 曲柄1位置角 φ 和角速度 $\dot{\varphi}$</p> <p>2) 待求: 导杆3的位置角 δ、角速度 $\dot{\delta}$ 和角加速度 $\ddot{\delta}$; 滑块2在导杆3上的相对位置 s、速度 \dot{s} 和相对加速度 \ddot{s}</p>	<p>1) 机构封闭矢量方程 $d + a = k + s$</p> <p>2) 机构复数矢量方程</p> $a e^{i\varphi} + d e^{i\frac{\pi}{2}} = k e^{i\psi} + s e^{i\delta} \quad (1)$ <p>3) 位置分析: 由式(1)得</p> $\begin{cases} a \cos \varphi = k \cos \psi + s \cos \delta \\ d + a \sin \varphi = k \sin \psi + s \sin \delta \end{cases} \quad (2)$ <p>$\psi = \delta + M \frac{\pi}{2}$ (图中实线机构位置时 $M = -1$, 虚线位置时 $M = +1$)</p> <p>由式(2)解得</p> $s = \sqrt{a^2 + d^2 - k^2 + 2ad \sin \varphi} \quad (3)$ $\delta = 2 \arctan \frac{d + a \sin \varphi + Mk}{a \cos \varphi + s} \quad (4)$ <p>4) 速度分析: 将式(1)对时间求导一次, 经展开和整理后, 分别使虚、实部相等, 得</p> $\dot{\delta} = \frac{a \dot{\varphi} \cos(\varphi - \delta)}{s} \quad (5)$ $\dot{s} = k \dot{\delta} - a \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi - \delta) \quad (6)$ <p>5) 加速度分析: 将式(1)对时间求导两次, 经展开和整理, 分别使虚、实部相等, 得</p> $\ddot{\delta} = \frac{k \dot{\delta}^2 - 2 \dot{s} \dot{\delta} - a \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi - \delta)}{s} \quad (7)$ $\ddot{s} = s \dot{\delta}^2 - a \dot{\varphi}^2 \cos(\varphi - \delta) + k \ddot{\delta} \quad (8)$

续表 41.1-24

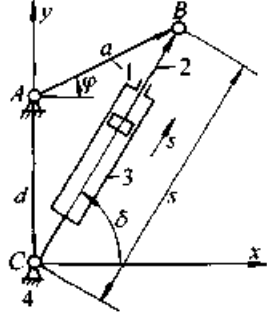
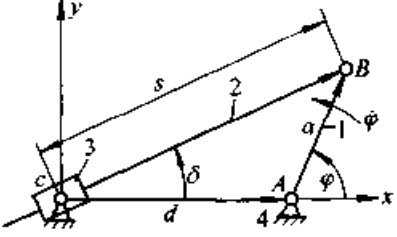
机构名称	机构简图和已知参数	分析过程和说明
摆缸机构	 <p>1) 已知：从动摆杆 1 长 a 和机架长 d 活塞 2 相对缸体 3 的位置 s 和速度 \dot{s} ($=$ 常数)</p> <p>2) 待求：摆杆 1 的位置角 φ、角速度 $\dot{\varphi}$ 和角加速度 $\ddot{\varphi}$ 缸体 3 的位置角 δ、角速度 $\dot{\delta}$ 和角加速度 $\ddot{\delta}$</p>	<p>1) 机构封闭矢量方程 $d + a = s$</p> <p>2) 机构复数矢量方程</p> $de^{j\frac{\pi}{2}} + ae^{j\varphi} = se^{j\delta} \quad (1)$ <p>3) 位置分析、由式 (1) 展开式，使虚、实部相等，得</p> $\begin{cases} d + a \sin \varphi = s \sin \delta \\ a \cos \varphi = s \cos \delta \end{cases} \quad (2)$ <p>由式 (2) 得</p> $\begin{cases} \tan \delta = \frac{d + a \sin \varphi}{a \cos \varphi} \\ \sin \varphi = \frac{s^2 - a^2 - d^2}{2ad} \end{cases} \quad (3)$ <p>4) 速度分析：将式 (1) 对时间求导一次，经整理和使虚、实部相等，得</p> $\dot{\varphi} = \frac{\dot{s}}{a \sin(\delta - \varphi)} \quad (4)$ $\dot{\delta} = \frac{a \dot{\varphi} \cos(\varphi - \delta)}{s} \quad (5)$ <p>5) 加速度分析：将式 (1) 对时间求导两次，经整理和使虚、实部相等，得</p> $\ddot{\varphi} = \frac{s \dot{\delta}^2 - a \dot{\varphi}^2 \cos(\varphi - \delta)}{a \sin(\varphi - \delta)} \quad (6)$ $\ddot{\delta} = \frac{a \dot{\varphi} \cos(\varphi - \delta) - a \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi - \delta) - 2s \dot{\delta}}{s} \quad (7)$
曲柄摇块机构	 <p>1) 已知：曲柄 1 杆长 a，位置角 φ 和角速度 $\dot{\varphi}$ 机架长 d</p> <p>2) 待求：导杆 2 的位置角 δ、角速度 $\dot{\delta}$ 和角加速度 $\ddot{\delta}$；导杆 2 相对摇块 3 的位移 s、速度 \dot{s} 和加速度 \ddot{s}</p>	<p>1) 机构封闭矢量方程 $s = d + a$</p> <p>2) 机构复数矢量方程 $se^{j\delta} = d + ae^{j\varphi} \quad (1)$</p> <p>3) 位置分析：由式 (1) 经展开整理并使虚、实部相等后，得</p> $\begin{cases} s \cos \delta = d + a \cos \varphi \\ s \sin \delta = a \sin \varphi \end{cases} \quad (2)$ <p>故</p> $\begin{cases} s = \sqrt{a^2 + d^2 + 2ad \cos \varphi} \\ \delta = \arctan \frac{a \sin \varphi}{a + a \cos \varphi} \end{cases} \quad (3)$ <p>4) 速度分析：将式 (1) 对时间求得一次，得</p> $\dot{s}e^{j\delta} + sj\dot{\delta}e^{j\delta} = aj\dot{\varphi}e^{j\varphi}$ <p>将上式乘以 $e^{-j\delta}$，展开和整理，并使虚、实部相等，得</p> $\dot{s} = -a\dot{\varphi} \sin(\varphi - \delta) \quad (4)$ $\dot{\delta} = \frac{a\dot{\varphi} \cos(\varphi - \delta)}{s} \quad (5)$ <p>5) 加速度分析：将式 (1) 对时间求导两次，经变换和整理，并使虚、实部相等，得</p> $\ddot{s} = \dot{\delta}^2 s - a\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi - \delta) \quad (6)$ $\ddot{\delta} = -\frac{2s\dot{\delta} + a\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi - \delta)}{s} \quad (7)$

表 41.1-25 用迭代法对高类机构进行运动分析

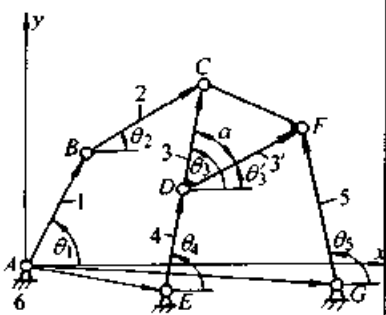
机构简图、坐标系和参数	运动分析
<p>1) 机构简图和坐标系</p>  <p>2) 已知参数：各杆杆长 $l_1, l_2, l_3, l_3', l_4, l_5$，角 α；外副 A、E 和 G 的位置，其坐标值分别为 $x_A, y_A, x_E, y_E, x_G, y_G$；主动杆 1 位置角 θ_1 和角速度 ω_1</p> <p>3) 待求参数：各杆位置角 θ、角速度 ω 和角加速度 ϵ</p>	<p>1) 位置分析</p> <p>a) 由机构的两个封闭环路 ABCDE 和 AEDEFG 列出两个封闭矢量方程</p> $\left. \begin{aligned} AB + BC &= AE + ED + DC \\ AE + ED + DF &= AG + GF \end{aligned} \right\} \quad (1)$ <p>b) 将式 (1) 向两坐标轴 x, y 分别投影，得</p> $\left. \begin{aligned} l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 &= x_E + l_4 \cos \theta_4 + l_3 \cos \theta_3 \\ l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 &= y_E + l_4 \sin \theta_4 + l_3 \sin \theta_3 \\ x_E + l_4 \cos \theta_4 + l_3 \cos (\theta_3 - \alpha) &= x_G + l_5 \cos \theta_5 \\ y_E + l_4 \sin \theta_4 + l_3 \sin (\theta_3 - \alpha) &= y_G + l_5 \sin \theta_5 \end{aligned} \right\} \quad (2)$ <p>方程 (2) 为待求位置角 $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ 和 θ_5 的非线性方程组即 $f_i(\theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, i, \theta_1) = 0 \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (j=1, 2, 3, 3', 4, 5)$</p> <p>c) 将式 (2) 用迭代法或线性修正法求出满足设定精度的解 (注意各杆杆长, 角 α, θ_1 均为给定值或常量), 式 (2) 略去高价项后的泰勒级数展开式为</p> $\left. \begin{aligned} -l_2 \sin \theta_2 \Delta \theta_2 + l_4 \sin \theta_4 \Delta \theta_4 + l_3 \sin \theta_3 \Delta \theta_3 &= -l_1 \cos \theta_1 - l_2 \cos \theta_2 + l_4 \cos \theta_4 + l_3 \cos \theta_3 + x_E \\ l_2 \cos \theta_2 \Delta \theta_2 - l_4 \cos \theta_4 \Delta \theta_4 - l_3 \cos \theta_3 \Delta \theta_3 &= -l_1 \sin \theta_1 - l_2 \sin \theta_2 + l_4 \sin \theta_4 + l_3 \sin \theta_3 + y_E \\ -l_4 \sin \theta_4 \Delta \theta_4 - l_3 \sin (\theta_3 - \alpha) \Delta \theta_3 + l_5 \sin \theta_5 \Delta \theta_5 &= -l_3 \cos (\theta_3 - \alpha) - l_4 \cos \theta_4 + l_5 \cos \theta_5 - x_E + x_G \\ l_4 \cos \theta_4 \Delta \theta_4 + l_3 \cos (\theta_3 - \alpha) \Delta \theta_3 - l_5 \cos \theta_5 \Delta \theta_5 &= -l_3 \sin (\theta_3 - \alpha) - l_4 \sin \theta_4 + l_5 \sin \theta_5 - y_E + y_G \end{aligned} \right\} \quad (3)$ <p>若给出 $\theta_i \quad (i=2, 3, 4, 5)$ 的初值，即可由上式 (3) 的线性方程组求出 $\Delta \theta_i \quad (i=2, 3, 4, 5)$；然后以 $(\theta_i + \Delta \theta_i)$ 作为初值再次求解 $\Delta \theta_i$，经反复迭代计算，直至 $\Delta \theta_i \leq \epsilon$ (允许误差)</p> <p>d) 求得各 θ_i 后，即可算出各内部副的坐标值</p> $\left. \begin{aligned} x_C &= x_B + l_2 \cos \theta_2, & y_C &= y_B + l_2 \sin \theta_2 \\ x_D &= x_E + l_4 \cos \theta_4, & y_D &= y_E + l_3 \sin \theta_4 \\ x_F &= x_G + l_5 \cos \theta_5, & y_F &= y_G + l_5 \sin \theta_5 \end{aligned} \right\} \quad (4)$ <p>2) 速度分析：将式 (2) 对时间求导一次，得</p> $[C] [\omega] = \omega_1 \begin{bmatrix} l_1 \sin \theta_1 \\ -l_1 \cos \theta_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$ <p>式中 $[C] = \begin{bmatrix} -l_2 \sin \theta_2 & l_3 \sin \theta_3 & l_4 \sin \theta_4 & 0 \\ l_2 \cos \theta_2 & -l_3 \cos \theta_3 & -l_4 \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & -l_3 \sin (\theta_3 - \alpha) & -l_4 \sin \theta_4 & l_5 \sin \theta_5 \\ 0 & l_3 \cos (\theta_3 - \alpha) & l_4 \cos \theta_4 & -l_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix}, \omega = \begin{bmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \end{bmatrix}$ <p>由线性方程 (5) 用消去法求出 $\omega_2, \omega_3, \omega_4$ 和 ω_5，并进而将式 (4) 对时间求导后求出各内副点的速度分量和速度 v_C, v_D 和 v_F</p> <p>3) 加速度分析：将式 (2) 对时间求导两次，并计及 $\epsilon_1 = 0$ 后，得求解角加速度 $\epsilon_i \quad (i=2, 3, 4, 5)$ 的线性方程组，其矩阵形式为</p> $[C] \begin{bmatrix} \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \epsilon_4 \\ \epsilon_5 \end{bmatrix} = \omega_1^2 \begin{bmatrix} l_1 \cos \theta_1 \\ l_1 \sin \theta_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} - [D] \begin{bmatrix} \omega_2^2 \\ \omega_3^2 \\ \omega_4^2 \\ \omega_5^2 \end{bmatrix} \quad (6)$ <p>式中 $[D] = \begin{bmatrix} -l_2 \cos \theta_2 & l_3 \cos \theta_3 & l_4 \cos \theta_4 & 0 \\ -l_2 \sin \theta_2 & -l_3 \sin \theta_3 & -l_4 \sin \theta_4 & 0 \\ 0 & -l_3 \cos (\theta_3 - \alpha) & -l_4 \cos \theta_4 & l_5 \sin \theta_5 \\ 0 & -l_3 \sin (\theta_3 - \alpha) & -l_4 \sin \theta_4 & l_5 \sin \theta_5 \end{bmatrix}$ <p>由上式可解得 $\epsilon_2, \epsilon_3, \epsilon_4, \epsilon_5$，并可由 (4) 式在对时间求导两次后，计算各内副的速度分量和加速度 a_C, a_D 和 a_F</p> </p></p>

表 41.1-26 机械中的作用力

名称	定义		特征和说明				
驱动力	由动力机械（原动机）输出部分（如电动机的输出力矩或液压缸的推力等）施加于机械原动件上而使其产生运动的原动力		1) 驱动力与其作用点的速度方向相同或成锐角；驱动力矩则与原动件角速度方向相同；驱动力（矩）所作功为正功、驱动功或输入功 2) 不同原动机的机械特性也不同。因此，驱动力（矩）可以是位置的函数（如蒸汽机和内燃机等），也可以是速度的函数（如电动机）				
阻力	一般情况	阻止机械或其执行件产生运动的力	阻力与其作用点的速度方向相反或成钝角，其所作之功为负功或阻抗功				
	类型	有效阻力（工作阻力）	机械在生产过程中为改变工作物外形、位置或状态等所受到的阻力	克服有效阻力之功为有效功或输出功，工作阻力的机械特性和应用场合如下表所示			
		有害阻力（非生产阻力）	机械在运转过程中所受到的非生产阻力（如摩擦力和介质阻力等）	克服有害阻力之功为损耗（失）功			
			特性	常数	位置函数	速度函数	时间函数
			应用场合	起重机 车床 轨钢机	曲柄压力机	鼓风机 搅拌机	碎石机 球磨机
运动副反力	构件在连接处所产生的相互作用的约束反力，一般可分解为法向分力（正压力）和切向分力（摩擦力）		1) 对整个机械来说是内力，对每一构件是外力 2) 在运动副反力中，由惯性力引起的部分称为附加动压力 3) 两构件 i 和 j 间的运动副反为 $P_j = -P_i$				
惯性力	构件作变速运动时产生的力		构件作加速运动时为阻力，减速运动时为驱动力				
重力	由构件本身质量产生且作用于质心的力		1) 大小和方向均不会在运动过程中改变 2) 重心上升时为阻力，下降时为驱动力 3) 在一个运动循环中作功为零				
平衡力（矩）	使机构原动件按给定运动规律运动时需施加于机械上的力或力偶		1) 平衡力（偶）是指与作用在机械上的已知外力以及与当该机械按给定运动规律运动时各运动构件的惯性力相平衡的未知外力（偶） 2) 对变速比机构，平衡力（偶）的大小或方向与机构位置有关，是一个变量				

6.2 机械动力分析的目的和方法（表 41.1-27）

表 41.1-27 机械动力分析的目的和方法

动力分析的目的	1) 用于确定各运动副中的反力，也即确定运动副元素接触处的相互作用力，以用于计算机构中各构件（零件）的强度、运动副中的摩擦和磨损以及计算机械的效率及运转时所需功率；也为了用于研究机械的平衡及振动 2) 用于确定施加于机械上的平衡力（偶），以根据机械生产载荷确定原动机最小功率或据原动机功率确定机械所能克服的最大生产负荷，便于设计新机械或合理使用现有机械	
分析类型	静力分析	对于低速机械，在不计惯性力条件下对机械所进行的力分析

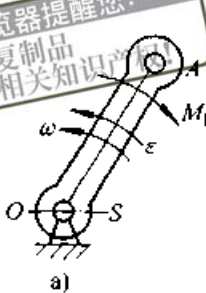
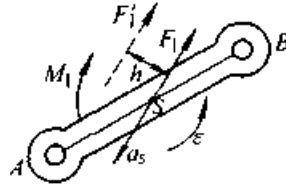
分析类型	动态静力分析	对高速及重型机械, 机械运转时, 运动构件的惯性力较大, 在进行机械分析时必须计及惯性力的影响。为此, 可根据达伦培尔原理, 将惯性力和惯性力偶矩视为一般外力施加于相应的构件上, 从而使各构件和机械处于静力平衡状态, 仍可采用静力学的方法对机械进行力分析
分析方法	矢量图解法	当机构各构件的惯性力确定后, 将所有外力 (包括惯性力) 作为矢量施加于相应构件, 并对机构中的各静定构件组 (杆组) 利用力矩平衡方程和力矢量方程逐个加以分析, 从而求得各运动副反力和平衡力 (矩)。方法形象直观, 清晰简便, 但过程繁杂, 精度不高, 仅能满足一般工程要求
	茹可夫斯基杠杆法	它综合应用虚位移原理和速度矢量图解法进行机构力的分析, 当不需确定机构中各运动副反力时, 基于输入和输出功率相等原则, 用杠杆法可快速方便地直接求得平衡力
	极力法	它综合应用虚位移原理和速度瞬心进行机构力的分析, 可将机构尺寸、速度及作用力之间的关系反映在机构运动简图上, 当进行机构设计分析而不直接确定运动副反力时, 该方法形象直观、简便易行
	解析法	在机构力分析时, 应首先建立平衡构件和各类杆组的力分析方法, 在整个运动循环中, 可调用子程序进行分析。方法简单方便, 通用性强, 精度也较高

6.3 杆组静定条件和惯性力确定 (表 41.1-28)

表 41.1-28 杆组静定条件和惯性力确定

杆组静定条件	类型	转动副 (V)	移动副 (V)	平面高副 (IV)
		简图		
静定条件	反力已知要素	作用点 R_{12} (过转动副中心)	方向 R_{12} (不计摩擦时与导路垂直)	作用点 (过接触点 K) R_{12} 方向 (不计摩擦时为公法线 nn 方向)
	反力未知要素	大小 R_{12} 方向	大小 R_{12} 作用点	R_{12} 大小
静定条件		1) 每一平面运动构件可列出三个独立的力平衡方程式 2) 杆组中有 n 个构件, 可列出 $3n$ 个独立的力平衡方程式 3) 当作用于具有 n 个构件、 P_V 和 P_H 个副的杆组上的各外力已知时, 为使力未知要素可解, 应使力平衡方程数 $3n$ 等于杆组中各类运动副中反力的未知要素 $2P_V + P_H$, 因杆组的基本特点是 $3n = 2P_V$ (IV类副可转化为V类副), 故杆组符合静定条件, 杆组中的所有未知外力均可求得 4) 所有杆组 (II、III和IV类) 均满足静定条件		
惯性力确定	平面移动构件	变速移动	惯性力 $F_I = -ma_s, M_I = 0$	
		等速移动	惯性力 $F_I = 0, M_I = 0$	

续表 41.1-28

惯性力确定	绕定轴转动构件	定轴与质心重合 (图 a)	匀速转动 $a_S = 0, F_I = 0, M_I = 0$ 变速转动 $a_S = 0, F_I = 0, M_I = -J_S \epsilon$	 <p>超星浏览器提醒您： 使用本复制品 请尊重相关知识版权</p>
		定轴与质心不重合 (图 b)	匀速转动 $F_I = -ma_S^2, M_I = 0$ 变速转动 $F_I = -ma_S, M_I = -J_S \epsilon$	
		一般情况	$F_I = -ma_S, M_I = -J_S \epsilon$	
		合成情况	将 F_I 和 M_I 合成为一个总惯性力 F'_I $F'_I = F_I, h = \frac{M_I}{F_I}$, (F'_I 与 F_I 平行但偏移一距离 h ; F'_I 对 S 的力矩的方向应与 M_I 方向相同)	

注：表中 m 为构件质量， J_S 为构件绕质心 S 的转动惯量； a_S 为构件质心 S 的加速度， ϵ 为构件的角加速度。

6.4 用图解法进行机构动力分析

6.4.1 用矢量图解法进行机构动态静力分析

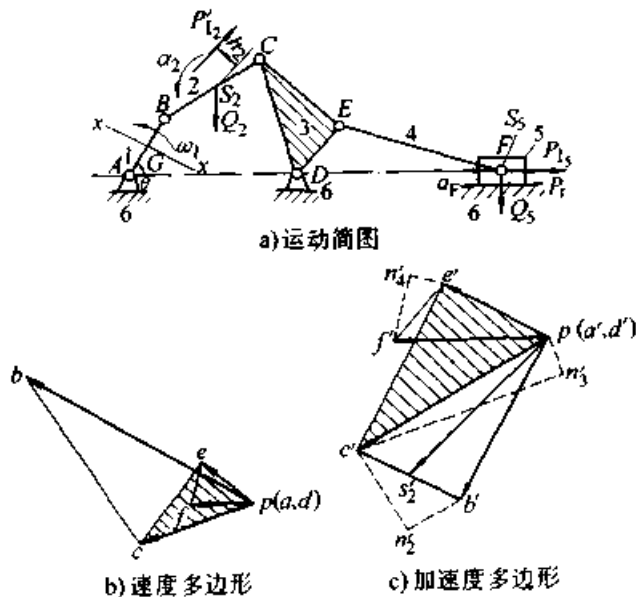
(1) II 类杆组机构的动力分析 (表 41.1-29)

表 41.1-29 II 类杆组机构的力分析

机构动态静力分析的步骤	1) 据机构已知的尺寸和参数以及选定的比例尺 μ_l 作机构运动简图
	2) 据主动杆的运动参数和机构运动简图进行机构运动分析，以选定的 μ_v 和 μ_a 作机构的速度多边形和加速度多边形
	3) 据机构中各构件已知的质量参数 (构件质量 m 、质心 S 的位置，构件绕质心 S 的转动惯量 J_S)，计算各运动构件的惯性力和惯性力偶矩，并将这些惯性力和惯性力偶矩视为外力施加于相应构件上
	4) 根据杆组静定条件，将机构分解为若干 II 类杆组和一个平衡力 (矩) 作用的构件
	5) 对已分解出的杆组和平衡构件，用矢量图解法或力矩平衡方程进行力分析，一般应由离平衡力 (矩) 作用构件最远的杆组 (即外力为全部已知的杆组) 开始力分析，并逐步分析和推算至平衡力 (矩) 作用的构件

机构运动简图和速度、加速度矢量图 (往复式运输机机构)

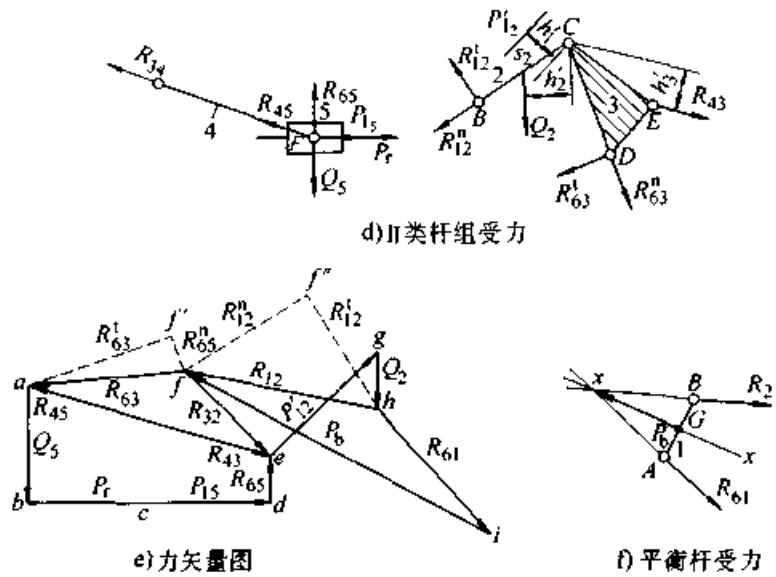
机构动态静力分析图例



超星浏览器提醒您：
使用本复制机
请尊重知识产权
续表 41-1-29

杆组和平行构件的受力分析

机构动态静力分析图例



机构的已知和待求参数

- 1) 已知: a) 机构各构件尺寸和参数
 b) 平衡构件 (原动件) 1 的位置角 θ , 角速度 ω_1
 c) 各构件质量参数 (连杆 2 的 m_2, s_2 和 J_{s_2} ; 滑块 5 的 m_5, s_5)
 d) 各外力 (作用于滑块 5 上的生产阻力 P_r , 方向如图所示)
 e) 其余构件的 m 和 J_s 忽略不计
- 2) 待求: a) 图 a 所示机构位置时各运动副的作用力
 b) 为维持给定运动规律运转且克服已知生产阻力 P_r 而需加在平衡构件 1 上 G 点处且沿 xx 方向的平衡力 P_b

分
析
过
程

- 1) 以 μ_1 作机构运动简图 (图 a)
- 2) 据 ω_1 和机构运动简图, 在位置角 θ_1 处进行机构速度分析, 作出速度矢量图 (图 b), 求出运动构件的角速度
- 3) 据 ω_1 和运动简图, 在速度分析的基础上, 进行机构加速度分析, 作加速度矢量图 (图 c), 应求得各运动构件质心 S 的加速度 a_s 和构件瞬时角加速度 ϵ , 以及滑块 5 的加速度 a_{s_5}
- 4) 计算构件惯性力和惯性力偶矩
 构件 2 为 $P_{x_2} = -m_2 a_{s_2}$ 和 $M_{1_2} = -J_{s_2} \epsilon_2$; 合成的总惯性力为

$$P'_{1_2} = P_{1_2}, \text{ 偏移量 } h_2 = \frac{M_{1_2}}{P_{1_2}}$$
 构件 5 为 $P_{1_5} = -m_5 a_{s_5}$
 分别将 P'_{x_2} 和 P_{x_5} 施加于相应构件 2 和 5
- 5) 将机构分解为两个 II 类杆组 4-5 和 2-3 以及一个平衡构件 1, 然后将所有外力 (重力, 生产阻力, 外副反力) 施加于相应杆组 (图 d)
- 6) 对杆组 4-5 进行力分析: 由于所有外力 $\Sigma P = Q_5 + P_r + P_{1_5} + R_{34} + R_{65} = 0$ 以及选定的力比例尺 μ_p ($\frac{N}{mm}$) 作力矢量图 (图 e), 解得 R_{34} 和 R_{65} 的大小, 且 $R_{34} = R_{45}$
- 7) 对杆组 2-3 进行力分析: 由 $\Sigma M_c = 0$, 求出 R''_{1_2} 和 R''_{6_3} , 再据力平衡式 $\Sigma P = R''_{6_3} + R''_{6_3} + R_{43} + P'_{1_2} + Q_2 + R'_{1_2} + R''_{1_2} = 0$ 和同一比例尺 μ_p 由图 e) 求得 R''_{1_2} 和 R''_{6_3} , 由此求出 R_{1_2} 和 R_{6_3} 以及由图 e) 求得 R_{3_2} ($= \sqrt{f} \cdot \mu_p$)
- 8) 对平衡构件 1 进行力分析: 由力平衡条件 $\Sigma P = R_{21} + P_b + R_{61} = 0$ 知三力汇交于点 x (图 f), 由此确定 R_{61} 的作用线 (A_x 线), 并借用图 e 求出 R_{61} 和 P_b , $P_b = \sqrt{f} \cdot \mu_p$, 方向如图所示

(2) 高类杆组机构的力分析 (表 41.1-30)

表 41.1-30 高类杆组机构的力分析

分析步骤	<ol style="list-style-type: none"> 1) 以适当比例尺 μ_1 作机构运动简图 2) 对机构进行运动分析 3) 求出各运动构件的惯性力和惯性力偶矩 4) 取Ⅲ类杆组任两悬杆的交点作为特殊(辅助)点 S 5) 将机构分解为Ⅲ类杆组和平平衡杆件 6) 求出Ⅲ类杆组所有外部运动副反力的切向分量 R_{ij}^t 7) 利用辅助点 S, 使整个杆组对 S 点取矩, $\Sigma M_S = 0$, 确定不过 S 点的悬杆的外副反力法向分量; 由整个杆组的力平衡 $\Sigma P = 0$, 确定通过 S 点的两悬杆外副反力的法向分量 8) 确定杆组内副反力 	
	已知和待求参数	<ol style="list-style-type: none"> 1) 已知: 机构各构件尺寸, 固定铰链中心位置, 构件质量参数, 杆 1 的角速度 ω_1, 作用于从动杆 5 上的阻力矩 M_r 2) 待求: 各运动副反力和平衡构件 1 上的平衡力矩 M_b
Ⅲ类机构分析图例		机构运动简图
	<p style="text-align: center;">a)</p>	<p style="text-align: center;">b) c)</p>
分析过程	<ol style="list-style-type: none"> 1) 选定比例尺 μ_1, 作出机构运动简图 (图 a) 2) 对机构进行运动分析, 求出各运动构件质心 S 的加速度 a_s 和构件的角加速度 ϵ 3) 求出各构件的惯性力和惯性力偶矩, 并合成为一总惯性力 P'_i 施加于相应构件 4) 将机构分解为一个Ⅲ类杆组 (2-3-4-5) 和一个平衡构件 1 5) 对Ⅲ类杆组进行力分析 (图 b): 作出悬杆 4 和 5 的交点作为特殊点 S, 将三个悬杆外副 B、E、G 的反力分别分解为法向和切向分量; 将每一悬杆分别对 C、D、F 取矩, 可求得 R_{12}^t、R_{64}^t 和 R_{65}^t; 再使整个杆组对 S 点取矩, $\Sigma m_S = 0$, 因未知量 R_{64}^n 和 R_{65}^n 过 S 点, 故可求得 R_{12}^n 和 $R_{12} = R_{12}^t + R_{12}^n$, 由整个杆组的外力平衡式 $\Sigma P = 0$ 作力矢量封闭图求得 R_{64}^n 和 R_{65}^n; 分别取每一悬杆 2、4 和 5 为分离体, 由 $\Sigma P = 0$, 分别由力矢量封闭图求出 R_{23}、R_{34} 和 R_{35} 6) 对平衡构件 1 进行力分析: 由 $\Sigma M_A = 0$, 求出平衡力矩 M_b, 且 $R_{61} = -R_{21}$ 	
	Ⅳ类机构分析步骤	<ol style="list-style-type: none"> 1) 以适当的比例尺 μ_1 作机构运动简图 2) 对机构进行运动分析, 求出各构件质心 S 的加速度和构件的角加速度 ϵ 3) 计算各构件的惯性力和惯性力偶矩, 将其合成为一总惯性力 P'_i 施加于相应构件 4) 将机构分解为Ⅳ类杆组和平平衡杆件 5) 利用Ⅳ类杆组中内部四边形两边的交点作为特殊(辅助)点进行力分析 6) 求出各运动副反力和平衡力(矩)

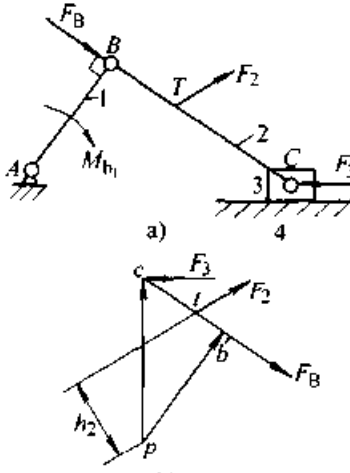
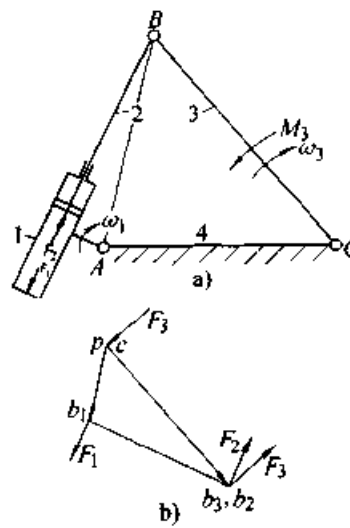
已知和待求参数	1) 已知: 机构各构件尺寸, 固定铰链 O 和 G 的位置, 杆 5 的位置角 θ_5 和角速度 ω_5 , 构件的质量参数, 从动杆 4 上所受阻力矩 M_4 , 2) 待求: 各运动副反力, 杆 5 上的平衡力矩 M_b .	
机构分析图例	<p>a)</p>	<p>b) c)</p>
IV 类机构分析过程	1) 据已知机构尺寸参数和位置角 θ_5 作出机构运动简图 (图 a) 2) 对机构进行运动分析, 求出各构件质心加速度 a_s 和构件的角加速度 ϵ 3) 计算各构件惯性力和惯性力偶, 并合成为一总惯性力 P'_1 , 如图 a 示 P'_{12} 和 P'_{13} 4) 将机构分解为一个 IV 类杆组 1-2-3-4 和一个平衡构件 5 (图 b 和 c) 5) 对 IV 类杆组进行分析: a) 取杆 2 和 3 的延长线交点 H 作为辅助点 b) 连结外副中心 A 和 G ; 将 G 副反力 R_{64} 分解为沿 AG 线的 R_{64}^n 和与之相垂直的分量 R_{64}^t c) 使整个杆组取 $\Sigma M_A = 0$, 求出 R_{64}^n (R_{64}^n 过点 A) d) 取杆 2 和 3 为分离体, 分别取 $\Sigma M_B = 0$ 和 $\Sigma M_C = 0$, 求出 R_{12} 和 R_{13} e) 以件 4 为分离体, 利用特殊点 H , 取 $\Sigma M_H = 0$, 求出 R_{42} 和 R_{43} (因 R_{42} 和 R_{43} 线均过 H 点); 件 4 上所有外力 $\Sigma P = 0$, 求得 R_{42} 和 R_{43} f) 取件 2 为分离体, 据 $\Sigma P = 0$, 求得 R_{12} g) 取件 3 为分离体, 据 $\Sigma P = 0$, 求得 R_{13} h) 取件 1 为分离体, 据 $\Sigma P = 0$, 求得 R_{51} 6) 对平衡构件 5 进行力分析 (图 c): 据 $\Sigma M_O = 0$ 求得 M_b 的大小和方向; 据 $\Sigma P = 0$, 求得 $R_{65} = -R_{15}$	

6.4.2 用茹可夫斯基杠杆法进行力分析 (表 41.1-31)

表 41.1-31 用茹可夫斯基杠杆法进行力分析

基本原理	当构件或机构处于平衡时, 输入和输出功率相等或 $\sum_{i=1}^n F_i v_i \cos \alpha_i = 0$ ($i = 1, 2, \dots, n$); F_i 为作用于平衡状态下机构或构件上的外力 (包括惯性力), v_i 为力 F_i 作用点的速度, α_i 为 F_i 与 v_i 间的夹角	
图解方法	<p>图 例</p> <p>a) b) c)</p>	<p>过程和说明</p> 1) 已知构件上两点 A 和 B 的速度 v_A 和 v_B (图 a), 构件上 I 点的作用力 F_i ($i = 1, 2, \dots, n$), I 点速度为 v_i , 力 F_i 与 v_i 间夹角为 α_i , 2) 作构件 AB 的转向速度图 (图 b), 即将原速度多边形 $pa'b'$ 顺时针 (或逆时针) 向转过 90° , 得 pab 图 3) 在转向速度图上用速度影像法确定 F_i 作用点 I 的对应点 i 4) 将各力 F_i 平移至转向速度图的对应点上 5) 因 $\Sigma F_i v_i \cos \alpha_i = \Sigma F_i (\mu_v \overline{pi}) \cos \alpha_i = \Sigma F_i \mu_v h_i = 0$ 即 $\Sigma F_i h_i = 0$, 此式即可视转向速度图作为作用了 F_i 力并绕支点 p 转动的杠杆, 平衡时必有 $\Sigma F_i h_i = 0$ 6) 若构件上作用有外力偶矩 M_i (图 c), 则可将其转化为 $F_i l_{AB}$, 可将一对力 F_i 平移至转向速度图对应点 a, b 处

续表 41.1-31

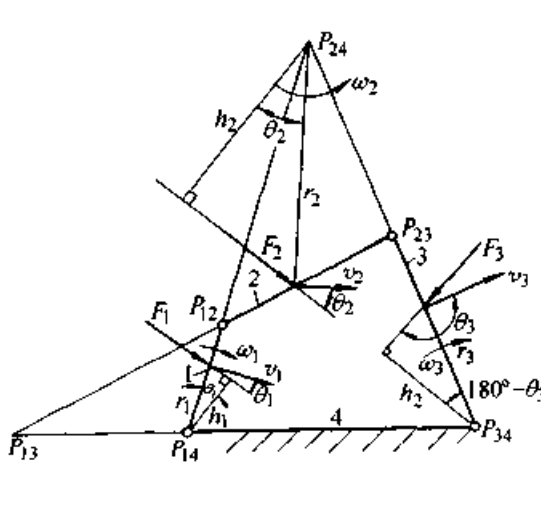
图 例	过程和说明
 <p>Figure 41.1-31a: A mechanism with a fixed pivot at A, a link AB of length \$l\$, and a slider on a horizontal surface at C. Forces \$F_2\$ and \$F_3\$ are applied at points T and C respectively. A velocity diagram (Figure 41.1-31b) shows the instantaneous center \$p\$ and the perpendicular distances \$pb\$, \$h_2\$, and \$pc\$ used for the moment balance calculation.</p>	<p>1) 如图 a 所示机构, 作用于构件 2 上 T 点和构件 3 上 C 点的外力为 \$F_2\$ 和 \$F_3\$, 应确定构件上的平衡力矩 \$M_{b_1}\$ (或平衡力 \$F_B\$)</p> <p>2) 任意给定构件 1 的 \$\omega_1\$ (大小和方向), 取极点 \$p\$, 任取 \$\mu_v\$, 作图 b 所示机构转向速度图</p> <p>3) 分别将外力 \$F_2\$ 和 \$F_3\$ 平移至转向速度图上的对应点 \$t\$ 和 \$c\$; 将平衡力 \$F_B\$ 施加于速度图上 \$b\$ 点</p> <p>4) 视 \$pbc\$ 为绕 \$p\$ 点转动的杠杆, 平衡时有</p> $\Sigma M_p = F_B \times pb + F_2 \times h_2 - F_3 \times pc = 0$ <p>由此得 $F_B = \frac{-F_2 \times h_2 + F_3 \times pc}{pb}$, (若 \$F_B\$ 为负, 则与所设方向相反)</p> $M_{b_1} = F_B \times l_{AB}$
 <p>Figure 41.1-32a: A mechanism with a hydraulic cylinder. Link 1 is the cylinder body, link 2 is the piston, and link 3 is the connecting rod. A moment \$M_3\$ is applied to link 3. The velocity diagram (Figure 41.1-32b) shows the instantaneous center \$p\$ and the perpendicular distances \$pb_1, pb_2, pb_3\$ used for the force analysis.</p>	<p>1) 如图 a 所示摆动液压缸机构运动简图, 机构图示位置以及作用于从动杆 3 上的阻力偶矩 \$M_3\$</p> <p>2) 求由缸体 1 和活塞 2 组成的液压缸内的液力 \$F\$ (\$F = F_1 = F_2\$)</p> <p>3) 任意选定 \$\omega_3\$ 的大小 (方向与 \$M_3\$ 相反), 作转向速度图 (图 b)</p> <p>4) 将力偶矩 \$M_3\$ 分解为一对作用于 B 点和 C 点且方向相反的力 \$F_3\$, 并将其平移至转向速度图的相应点 \$b_3\$ 和 \$p\$ (\$c\$) 点, 且 \$F_3 = M_3/l_{BC}\$</p> <p>5) 将液力 \$F_1\$ 和 \$F_2\$ 平移至对应点 \$b_1\$ 和 \$b_2\$</p> <p>6) 在速度多边形杠杆上, 将各力对极点 \$p\$ 取矩, 即 \$\Sigma M_p = 0\$, 得</p> $F = F_1 = F_2 = \frac{F_3 (\overline{pb_2})}{b_1 b_2}$

用杠杆法确定平衡力(矩)

温馨提示: 使用本复制品, 请尊重相关知识产权!

6.4.3 用极力法进行力分析 (表 41.1-32)

表 41.1-32 用极力法对机构进行力分析

机构名称	机构运动简图	分析过程和计算式
<p style="writing-mode: vertical-rl;">铰链四杆机构</p>	 <p>Figure 41.1-32: A four-bar linkage mechanism with joints \$P_{12}, P_{23}, P_{34}, P_{14}\$. Instantaneous centers \$P_{13}, P_{24}\$ are also shown. Forces \$F_1, F_2, F_3\$ are applied at joints \$P_{12}, P_{23}, P_{34}\$ respectively. The diagram shows the perpendicular distances \$h_1, h_2, h_3\$ from the instantaneous centers to the lines of action of the forces, and the angles \$\theta_1, \theta_2, \theta_3\$ between the velocity vectors and the lines of action.</p>	<p>1) 如图示铰链四杆机构, 共有六个瞬心 \$P_{12}, P_{23}, \dots, P_{13}\$</p> <p>2) 构件 1、2 和 3 上分别作用有外力 \$F_1, F_2\$ 和 \$F_3\$ 力和其作用点速度 \$v_1, v_2, v_3\$ 方向的夹角分别为 \$\theta_1, \theta_2\$ 和 \$\theta_3\$</p> <p>3) 据式 \$\Sigma F_i v_i \cos \theta_i = 0\$ 和 \$v_i = \omega_i r_i, i = 1, 2, 3\$ 得</p> $F_1 \omega_1 r_1 \cos \theta_1 + F_2 \omega_2 r_2 \cos \theta_2 + F_3 \omega_3 r_3 \cos \theta_3 = 0$ <p>因 $r_i \cos \theta_i = h_i$</p> <p>故 $F_1 \omega_1 h_1 + F_2 \omega_2 h_2 - F_3 \omega_3 h_3 = 0$ (1)</p> <p>4) 由式 (1) 得</p> $F_1 h_1 + F_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} h_2 - F_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} h_3 = 0$ $F_1 h_1 + F_2 \frac{P_{14} P_{12}}{P_{24} P_{12}} h_2 - F_3 \frac{P_{13} P_{12}}{P_{13} P_{34}} h_3 = 0$ (2) <p>5) 当已知外力 \$F_2, F_3\$ 大小和方向后, 由上式求得已知方向线的 \$F_1\$ 大小</p>

机构名称	机构运动简图	分析过程和计算式
含有弹簧的四杆机构		<p>1) 如图示为含有弹簧 S 的铰链四杆机构, 构件 3 作用有驱动力 F_3; 杆件 1 和 2 间作用了弹簧 S, 分别对杆 1 和 2 施加了力 F_1 和 F_2 ($F_1 = -F_2$)</p> <p>2) 确定图示位置的机构瞬心 $P_{12}, P_{23}, \dots, P_{13}$</p> <p>3) 由式 $\sum F_i v_i \cos \theta_i = 0$ 并据 ω_3 方向和瞬心 P_{24}, P_{14} 知 $\theta_3 < 90^\circ, \theta_2 > 90^\circ$ 和 $\theta_1 < 90^\circ$, 故得</p> $F_1 h_1 \omega_1 - F_2 h_2 \omega_2 + F_3 h_3 \omega_3 = 0 \quad (1)$ <p>4) 计及 $F_1 = F_2$, 且 $\omega_2 = \omega_1 \frac{P_{12}P_{14}}{P_{12}P_{24}}$ 和 $\omega_3 = \omega_1 \frac{P_{13}P_{14}}{P_{13}P_{34}}$</p> <p>由式 (1) 得</p> $F_1 = F_2 = F_3 \frac{(P_{13}P_{14}/P_{13}P_{34}) h_3}{(P_{12}P_{14}/P_{12}P_{24}) h_2 - h_1} \quad (2)$
气、液动四杆机构		<p>1) 如图示气液动四杆机构, 已知各杆尺寸和参数, 驱动力 $F_1 = F_2 = F$, 阻力偶矩 M_3, 应确定 M_3 和 F 力间的关系</p> <p>2) 标出机构中的各瞬心 $P_{14}, P_{23}, \dots, P_{13}$, 判断和标出各杆 ω_i 的方向, 注意 $\omega_1 = \omega_2$ (杆 1 和 2 组成移动副)</p> <p>3) 由式 $\sum F_i v_i \cos \theta_i = 0$, 得</p> $-F_1 h_1 \omega_1 + F_2 h_2 \omega_2 - M_3 \omega_3 = 0 \quad (1)$ <p>式中 h_1 和 h_2 分别为力 F_1 和 F_2 至绝对瞬心 P_{14} 和 P_{24} 间的距离</p> <p>4) 因 $F_1 = F_2, \omega_1 = \omega_2$, 故由式 (1) 得</p> $\frac{M_3}{F} = \frac{h_2 \omega_2 - h_1 \omega_1}{\omega_3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} (h_2 - h_1) = \frac{\omega_2}{\omega_3} \overline{P_{14}P_{24}} \quad (2)$ <p>5) 因 $\frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{P_{23}P_{34}}{P_{24}P_{23}}$, 故式 (2) 改写为</p> $\frac{M_3}{F} = \frac{P_{23}P_{34}}{P_{24}P_{23}} \overline{P_{14}P_{24}}$ <p>由 P_{34} 点作 $P_{14}P_{24}$ 线的平行线, 交 $P_{14}P_{23}$ 线于 N 点</p> <p>6) 阻力偶矩 M_3 和驱动力 F 间关系式为</p> $\frac{M_3}{F} = \overline{P_{34}N}$

第2章 平面连杆机构

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

平面连杆机构是由若干刚性构件用转动副或移动副连接而成，各构件间互相作平面平行运动。平面连杆机构又常称为平面低副机构。

由于平面连杆机构能实现多种运动形式和运动规律的运动；能复演多样的运动轨迹；又具有低副元素的压强小、磨损小、易于加工以及能利用构件本身的运动副元素保证连接构件始终接触等优点，所以平面连杆机构广泛用于各种机器和仪器等装置。与齿轮机构等高副机构相比，连杆机构较难实现预期的运动规律和轨迹，且设计计算较繁难。但随着设计方法和计算工具的不断完善和发展，连杆机构的应用范围也日益扩大。单自由度平面连杆机构的基本型式是由四个构件和四个低副组成的四杆机构，多杆（四杆以上）机构是在四杆机构的基础上发展、演化和组合而成。

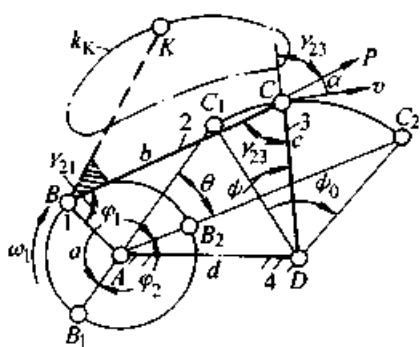
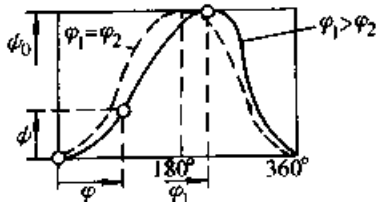
四杆机构是应用最广且结构最简单的机构。在四杆机构中，其中一杆为机架（相对固定杆或参考系），与机架相连的运动构件称为连架杆，不与机架直接相连的运动构件称为连杆；能相对机架作整周转动的连架杆为曲柄，而相对机架作往复摆动的连架杆为摇杆。组成移动副的两构件，一为滑块，另一为导杆。

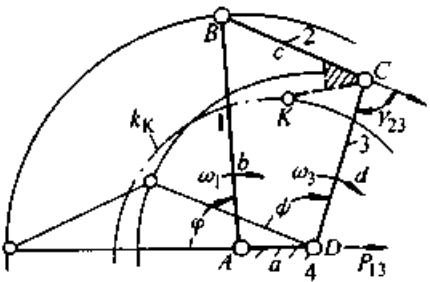
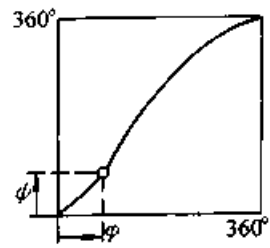
机构中各构件的相对运动取决于各构件间的长度比例关系，而其绝对运动则与哪个构件作为机架有关。

一般按机构结构特征和连架杆运动特征将四杆机构分类和命名。当按结构特征分类时，可分为铰链（全转动副）四杆机构、单移动副四杆机构和双移动副四杆机构三种类型；而按连架杆运动特征分类时，共有十六种不同类型的四杆机构。各类机构的名称、特性和应用见表 41.2-1、41.2-2 和 41.2-3。

1 四杆机构的类型、特性和应用

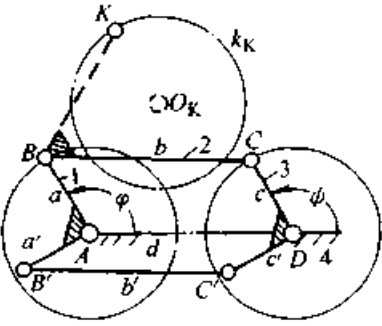
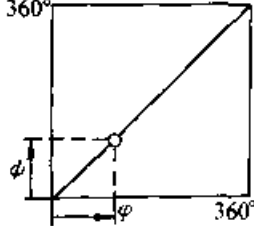
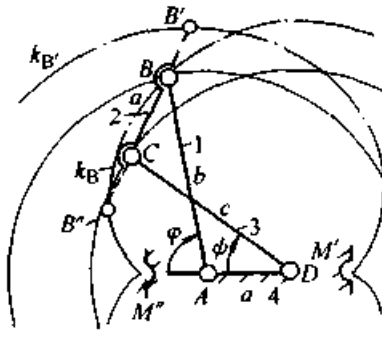
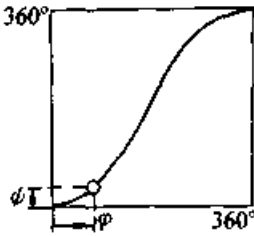
表 41.2-1 铰链四杆机构的类型、特性和应用

机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
曲柄摇杆机构	 <p>(1) 各杆杆长分别为 a、b、c、d，且杆长 a 为最短</p> <p>(2) 最短杆杆长与最长杆杆长之和应小于或等于其余两杆杆长之和</p> <p>(3) 最短杆 1 为连架杆，则杆 1 为曲柄，另一连架杆 3 为摇杆</p>	<p>(1) 曲柄 1 转动时，摇杆 3 往复摆动</p> <p>(2) 主动曲柄 1 与连杆 2 共线时，从动摇杆 3 处于极限位置 C_1D 和 C_2D，摇杆摆角</p> $\psi_0 = \arccos \frac{c^2 + d^2 - (a + b)^2}{2cd} - \arccos \frac{c^2 + d^2 - (b - a)^2}{2cd}$ <p>(3) 与摇杆两极限位置 C_1D 和 C_2D 相对应的主动曲柄位置分别为 AB_1 和 AB_2，其间夹角为 φ_1 和 φ_2，对应于曲柄较小转角 φ_2 的摇杆行程为急回行程</p> <p>(4) 摇杆急回行程平均速度增大系数（急回系数或行程速比系数）为</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>当 $\varphi_1 = \varphi_2$ 时，称为对心曲柄摇杆机构，传动函数有对称形状</p> <p>(2) 机构应用</p> <p>1) 用于将主动曲柄 1 的匀速转动转换为从动摇杆 3 具有 ($k > 1$) 或不具有 ($k = 1$ 的对心曲柄摇杆机构) 急回运动特性的摆动</p> <p>2) 利用连杆 2 上点 K 轨迹 k_K (连杆曲线) 的多样性来满足生产要求</p>

机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
曲柄摇杆机构		$k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$ <p>且 $\theta = \left \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2} \right$</p> <p>而 φ_1 和 φ_2 角可由构件尺寸求得</p> <p>(5) 曲柄主动时, 机构无死点, 构件 2 和 3 间的传动角 γ_{23} 的最小值为</p> $\gamma_{23\min} = \arccos \frac{b^2 + c^2 - (d+a)^2}{2bc}$ <p>($\varphi_1 < 180^\circ$)</p> $\gamma_{23\min} = \arccos \frac{ad}{bc}$ <p>($\varphi_1 = \varphi_2$)</p> $\gamma_{23\min} = \arccos \frac{b^2 + c^2 - (d-a)^2}{2bc}$ <p>($\varphi_1 > 180^\circ$)</p> <p>(6) 当摇杆为主动, 且连杆与从动曲柄共线时, 机构处于死点 (共有两个位置), 此时传动角 $\gamma_{21} = 0$, 机构无法运动</p>	<p>(3) 利用主动摇杆的往复摆动转换为从动曲柄的整周转动 (要增设克服死点位置的装置)</p> <p>(4) 利用死点和极限位置的特性作夹压机构</p> <p>(5) 与其他机构组合成多种用途的多杆 (六杆以上) 机构</p>
双曲柄机构	<p>一般双曲柄机构</p>  <p>(1) 各杆杆长分别为 a、b、c 和 d, 且 a 为最短</p> <p>(2) 最短杆和最长杆杆长之和小于其余两杆杆长之和</p> <p>(3) 最短杆为机架</p> <p>(4) 两连架杆 1 和 3 为曲柄, 均可作整周转动, 其角速度和转速分别为 ω_1、n_1 和 ω_3、n_3</p>	<p>(1) 当主动曲柄 1 (或 3) 匀速转动时, 从动曲柄 3 (或 1) 作变速转动, 其传动比</p> $i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{DP_{13}}{AP_{13}} \neq \text{常数}$ <p>式中 P_{13} 点为杆 1 和 3 的相对瞬心, 应为 BC 线和 AD 线的交点</p> <p>(2) 平均传动比</p> $\bar{i}_{13} = \frac{n_1}{n_3} = 1$ <p>(3) 当连杆 2 与机架 4 相平行时, $i_{13} = 1$, 而当连杆 2 垂直于机架 4 时, 对某些尺寸关系的机构, 其 i_{13} 接近极值, 即</p> $(i_{13})_{\max} = 1 + \frac{a}{AP_{13}}$ $(i_{13})_{\min} = 1 - \frac{a}{AP_{13}}$	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>(2) 机构应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 利用从动曲柄的变速传动来满足生产要求 2) 利用连杆点 K 的轨迹 k_K 来实现工艺要求 3) 利用机架长改变而传动并不中断的特性用作联轴器或改变传动比和轨迹特性等 4) 常与其他机构组合成多种用途的多杆机构

超星阅读器提醒您
使用本复制品
请尊重相关知识

超星浏览器提醒您：续表 41.2-1
使用本复制品
请尊重相关知识产权！
机构传动函数和应用

机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
双曲柄机构	<p>机构简图和尺寸条件</p>  <p>(1) 机构中的相对杆平行且其杆长分别相等, 即 $a = c$ 和 $b = d$</p> <p>(2) 两连架杆 1 和 3 均为曲柄</p>	<p>(4) 当主、从动曲柄的轴间距或机架长 \overline{AD} ($= a$) 改变时, 传动并不因此中断</p> <p>(5) 任一曲柄为主动件时, 从动曲柄无极限位置, 且机构无死点</p> <p>(6) 当曲柄 1 主动时, 构件 2 和 3 间的最小传动角为</p> $\gamma_{23\min} = \arccos \left \frac{d^2 + c^2 - (a \pm b)^2}{2dc} \right $ <p>(取两值中的小者)</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>(2) 机构应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 利用机构传动比 i_{13} 不变的特性, 可用作传动装置 2) 利用连杆作平移的运动特性, 常将其用于天平、仪表和操纵装置等 3) 利用连杆点轨迹, 作间歇送进和切削装置等
反平行四边形机构	<p>反平行四边形机构</p>  <p>a)</p>	<p>(1) 主动曲柄 1 (或 3) 等速转动时, 从动曲柄 3 (或 1) 同向 (图 a) 或反向 (图 b) 变速转动</p> <p>(2) 机构传动比为</p> $i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \pm \frac{1 + 2 \frac{a}{b} \cos \varphi + \left(\frac{a}{b}\right)^2}{1 - \left(\frac{a}{b}\right)^2}$ $\frac{1}{i_{13}} = \frac{n_1}{n_3} = \pm 1$ <p>(同向为 “+”, 反向为 “-”)</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>同向转动反平行四边形机构</p>

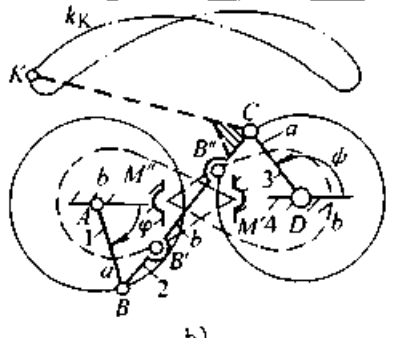
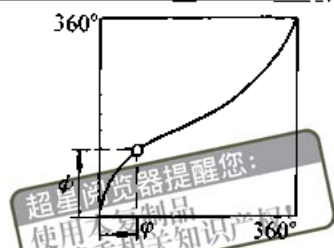
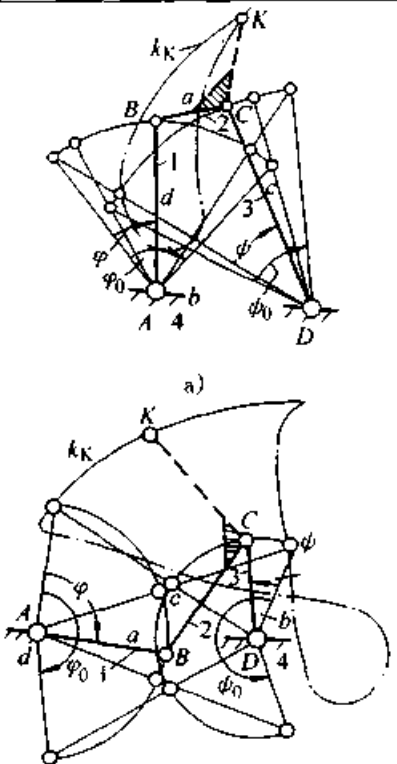
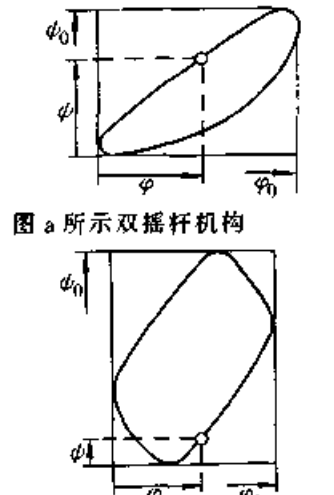
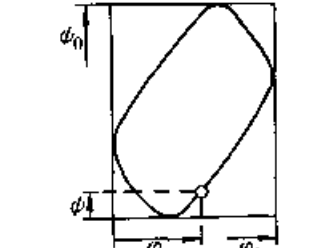
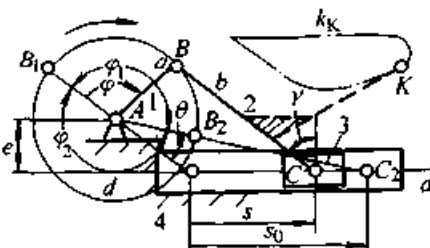
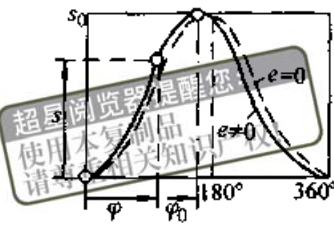
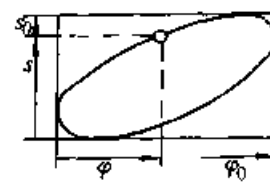
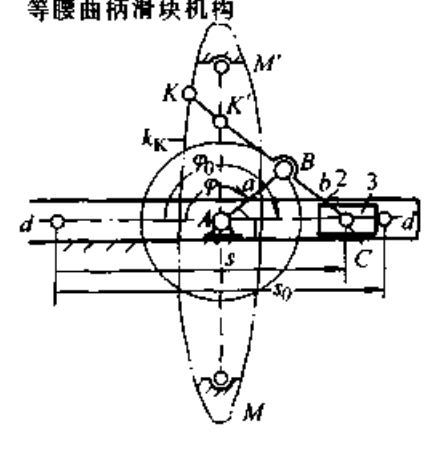
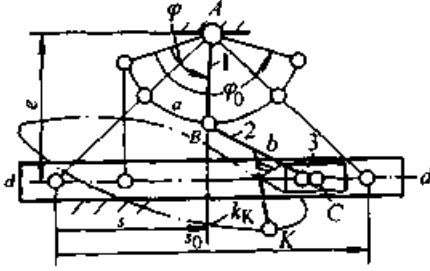
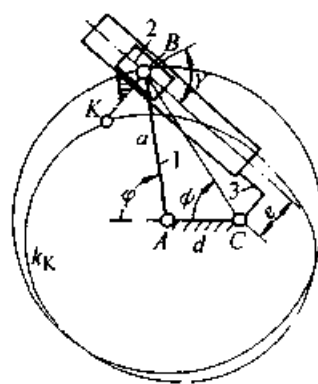
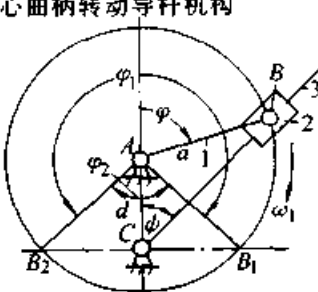
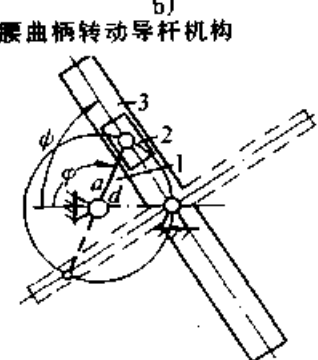

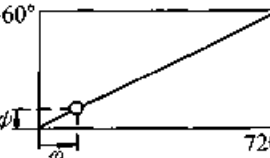
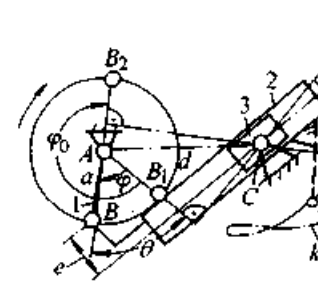
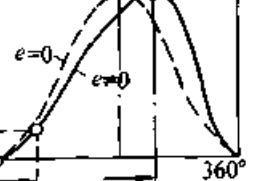
机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
双曲柄机构	 <p>(1) 机构中相对杆的杆长相等但不相互平行; $AB = CD$, $BC = AD$</p> <p>(2) 依据固定最短杆 (图 a) 或最长杆 (图 b) 的不同情况, 可分为两连架杆同向 (图 a) 或反向 (图 b) 转动两种反平行四边形机构, 两连架杆均为曲柄</p>	<p>(3) 当 $\varphi = 0^\circ$ 和 $\varphi = 180^\circ$ 时, 从动曲柄角速度有极值</p> <p>(4) 由于机构尺寸的原因, 当从动曲柄与机架共线时, 传动角 $\gamma_{23min} = 0$, 机构处于死点, 为保持反平行四边形的特性, 必须在连杆上的 B'、B'' 及机架上相应的 M'、M'' 处设置渡过死点的结构。B 为拨销, M 为凹穴</p>	 <p>反向转动反平行四边形机构 (2) 机构应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 用于要求两轴间距较远且具有联动作用的操纵或控制机构 2) 用于传递两轴间的反向变速转动场合以代替非圆齿轮 3) 用于要求从动轴作同向变速转动的场合 4) 与其他机构组合
双摇杆机构	 <p>(1) 最短杆杆长与最长杆杆长之和小于其余两杆杆长之和, 且最短杆的对边杆为机架 (图 a)</p> <p>(2) 最短杆杆长与最长杆杆长之和大于其余两杆杆长之和 (图 b)</p> <p>(3) 图 a 示双摇杆机构中的连杆 2 可相对其余构件作整周转动; 图 b 示机构中的连杆 2 则不能整周转动</p>	<p>(1) 主动摇杆 1 (或 3) 作往复摆动时, 从动摇杆 3 (或 1) 也作往复摆动。图 a) 中杆 2 为主动时, 杆 1 和 3 的极限摆角为 φ_0 和 ψ_0</p> <p>(2) 杆 1 和 3 的极限 (最大) 摆角 φ_0 和 ψ_0 的值分别为</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 图 a 示机构 $\varphi_0 = \arccos \frac{b^2 + d^2 - (a+c)^2}{2bd}$ $- \arccos \frac{b^2 + d^2 - (c-a)^2}{2bd}$ $\psi_0 = \arccos \frac{b^2 + c^2 - (a+d)^2}{2bc}$ $- \arccos \frac{b^2 + c^2 - (d-a)^2}{2bc}$ 2) 图 b 示机构 $\varphi_0 = 2\arccos \frac{a^2 + d^2 - (b+c)^2}{2ad}$ $\psi_0 = 2\arccos \frac{b^2 + d^2 - (a+c)^2}{2bd}$ <p>(3) 任一摇杆为主动且连杆与从动摇杆共线 (两次) 时, 机构处于死点, 且最小传动角为零。因此, 实际使用双摇杆时, 转角范围应小于此两位置所限的范围</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>图 a 所示双摇杆机构</p>  <p>图 b 所示双摇杆机构</p> <p>除图 a 示以杆 2 为主动的机构外, 一般仅能实现某一段传动函数和轨迹</p> <p>(2) 机构应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 用于要求两摇杆间转角具有非线性关系的场合, 如仪表机构、汽车前轮转向机构等 2) 利用两摇杆间的摆角对应关系, 如各种机械中的操纵装置 3) 利用连杆上点 K 的轨迹 k_k 来实现工艺要求, 如直线轨迹用于港口起重机等

表 41.2-2 单移动副四杆机构的类型、特点和应用

机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
曲柄滑块机构	<p>一般曲柄滑块机构</p> 	<p>(1) 曲柄 1 等速转动时, 滑块 3 沿导路 dd 作往复变速移动 (图 a)</p> <p>(2) 滑块 3 的行程为 s_0, 且</p> $s_0 = b \left[\sqrt{(1+\lambda)^2 - \epsilon^2} - \sqrt{(1-\lambda)^2 - \epsilon^2} \right]$ <p>(图 a 示机构, $\lambda \neq 1$, $\epsilon = 0$ 或 $\epsilon \neq 0$)</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>曲柄滑块机构</p> 
	<p>等腰曲柄滑块机构</p> 	<p>(图 b 示机构 $\lambda = 1$; $s = 4aM'$ 和 K' 分别为渡过机构运动不定位置所添加的凹穴和拨销)</p> <p>(3) 滑块 3 急回行程平均速度增大系数</p> $k = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$ <p>式中 θ 为极位夹角, 其值为</p> $\theta = \arccos \frac{\epsilon}{1+\lambda} - \arccos \frac{\epsilon}{1-\lambda}$	<p>摆杆滑块机构</p> <p>通常摆杆滑块机构仅能实现某一段传动函数和轨迹</p>
	<p>摆杆滑块机构</p>  <p>(1) 曲柄 1、连杆 2 的杆长分别为 a 和 b, 偏距为 e</p> <p>(2) 曲柄 1 (图 a、b) 的整周转动条件为 $b \geq a + e$ 和 $b \geq a$</p> <p>(3) 杆长比 $\lambda = \frac{a}{b}$ 和 $\epsilon = \frac{e}{b}$</p> <p>(4) 杆长尺寸 $a = b$ 或 $\lambda = 1$ 时称为等腰曲柄滑块机构 (图 b)</p> <p>(5) $e = 0$ 和 $e \neq 0$ 时分别称为对心和偏置曲柄 (摆杆) 滑块机构</p>	<p>(4) 当曲柄 1 为主动时, 图 a) 示机构无死点; 且当曲柄 1 转至与滑块导路相垂直时, 机构传动角为最小, 即</p> $\gamma_{23\min} = \arccos(\lambda + \epsilon)$ <p>(5) 当滑块 3 为主动, 且连杆与从动曲柄共线时, 机构处于死点</p> <p>(6) 在图 c 所示摆杆滑块机构中, 摆杆 1 往复摆动时, 滑块 3 往复移动。当连杆 2 垂直于滑块导路 dd 时, 机构处于死点, 摆杆极限摆角</p> $\varphi_0 = 2\arccos \frac{e-b}{a}$ <p>滑块行程</p> $s_0 = 2\sqrt{(b+a)^2 - e^2}$	<p>(2) 机构应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 用于将曲柄 1 的等速转动转换为滑块 3 具有急回运动特性的往复移动, 如各种曲柄压力机和空压机等 2) 用于将滑块 3 的往复移动转换为从动曲柄 1 的连续转动或摆动, 如内燃机和仪表机构等 3) 利用连杆 2 上点 K 的轨迹 k_K 来满足点位导引要求 4) 与其他机构组合成各种用途的多杆机构

机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
导杆机构	<p>偏置曲柄转动导杆机构</p>  <p>a)</p> <p>对心曲柄转动导杆机构</p>  <p>b)</p> <p>等腰曲柄转动导杆机构</p>  <p>c)</p> <p>(1) 图 a 所示机构 $e \neq 0, a > d + e$ (2) 图 b 所示机构 $e = 0, a > d$ (一般取 $a > 2d$) (3) 图 c 所示机构 $e = 0, a = d$</p>	<p>(1) 依据机构的尺寸关系, 导杆机构分为偏置转动导杆机构 (图 a) 和对心转动导杆机构 (图 b) 以及等腰曲柄转动导杆机构 (图 c)</p> <p>(2) 当曲柄 1 匀速转动时, 导杆 3 作非匀速转动 (图 a、b) 和匀速转动 (图 c)</p> <p>(3) 机构平均传动比</p> $\bar{i}_{13} = \frac{n_1}{n_3} = 1 \quad (\text{图 a、b})$ $\bar{i}_{13} = \frac{n_1}{n_3} = 2 \quad (\text{图 c})$ <p>(4) 机构的尺寸比 $\frac{d}{a}$ 愈小, 从动导杆 3 角速度 ω_3 的波动也愈大; 而当 $d = a$ 时, 则 $\omega_3 = \frac{1}{2} \omega_1 = \text{常数}$</p> <p>(5) 当滑块 2 导路垂直机架处于 CB_1 和 CB_2 位置 (图 b) 时, $\omega_1 = \omega_3, i_{13} = 1$</p> <p>(6) 当曲柄 1 为主动时, 机构无死点, 且 $\gamma_{23} = 90^\circ$ (图 b、c) 和 $\gamma_{23} = 90^\circ - \arcsin \frac{e}{\sqrt{a^2 + d^2 + 2ad \cos \varphi}}$ (图 a)</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>对心与偏置曲柄转动导杆机构</p>  <p>等腰曲柄转动导杆机构</p> <p>(2) 机构应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 利用从动导杆变速转动特性 (图 a 和 b), 与其他机构相组合, 以获得具有强烈急回运动特性的机构 2) 利用图 c 所示机构传动比特性 ($i_{13} = 2$), 作成各种减速机构 3) 利用机构的机架长 d 在工作过程中变化时仅影响传动特性而传动并不中断的特点, 用作联轴器 4) 利用导杆 3 变速运动特性, 作为旋转式发动机或水泵等的主体机构
	<p>偏置曲柄摆动导杆机构</p>  <p>a)</p>	<p>(1) 依据机构尺寸的不同, 曲柄摆动导杆机构分为偏置曲柄摆动导杆机构 (图 a) 和对心曲柄摆动导杆机构 (图 b)</p> <p>(2) 曲柄 1 等速转动时, 从动导杆 3 作往复摆动</p> <p>(3) 导杆 3 的摆角为 ψ_0, 且</p> $\psi_0 = \arcsin \frac{a+e}{d} + \arcsin \frac{a-e}{d}$	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>(2) 机构应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 用于将主动曲柄 1 的等速转动转换为从动导杆 3 具有急回运动特性的往复摆动

续表 41.2-2

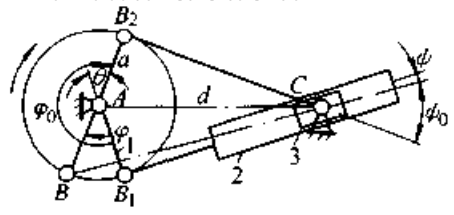
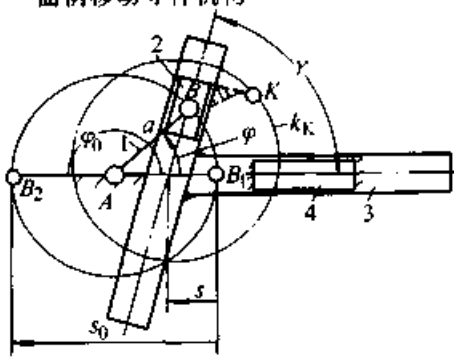
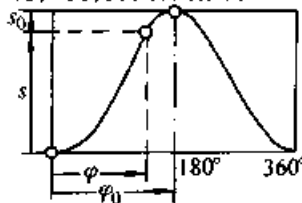
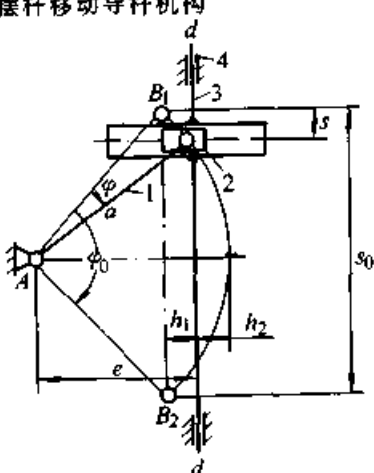
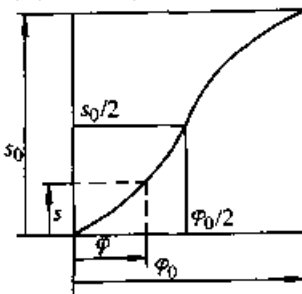
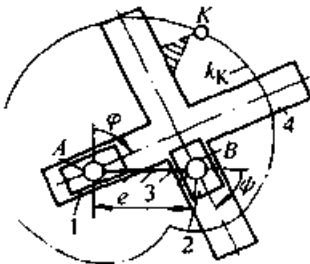
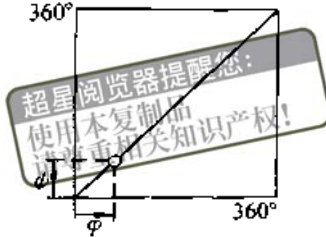
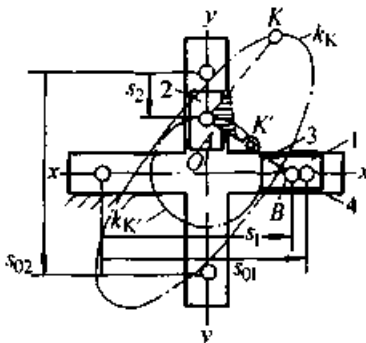
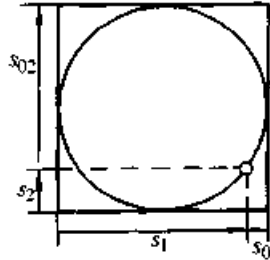
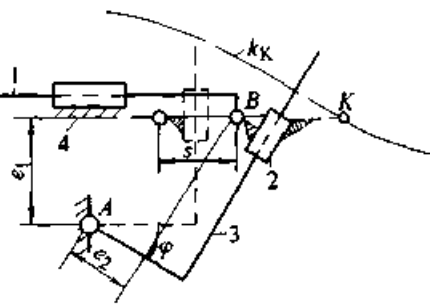
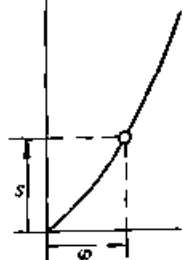
机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
导杆机构	<p>对心曲柄摆动导杆机构</p>  <p>(1) 图 a 所示机构 $e \neq 0, a + e < d$</p> <p>(2) 图 b 所示机构 $e = 0, a < d$</p>	<p>(4) 导杆 3 急回行程速度增大系数</p> $k = \frac{\varphi_0}{360^\circ - \varphi_0} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$ <p>式中 $\theta = \varphi_0$</p> <p>通常 $k = 2.5 \sim 3.5$</p> <p>(5) 曲柄 1 主动时, 机构无死点, 而当导路 3 为主动且从动曲柄与导杆导路中心线垂直如图示曲柄处于位置 AB_1 和 AB_2 时, 出现机构死点</p>	<p>2) 利用导杆 3 与连杆 (滑块) 2 之间的相对运动或连杆 2 本身复杂的平面运动和连杆点轨迹 k_2 实现生产要求</p> <p>3) 用于实现从动件具有大摆角要求的场合, 如气液摆缸机构</p> <p>4) 与其他机构组合而成为多种用途的多杆机构</p>

表 41.2-3 双移动副四杆机构类型、特点和应用

机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
移动导杆机构	<p>曲柄移动导杆机构</p>  <p>(1) 曲柄 1 杆长为 a</p> <p>(2) 滑块 2 导路中心线与导杆 3 导路中心线间夹角为 γ</p>	<p>(1) 当曲柄 1 等速转动时, 导杆 3 作往复移动; 其位移量为</p> $s = a(1 - \cos\varphi) + \frac{a \sin\varphi}{\tan\gamma}$ <p>导杆总行程 $s_0 = 2a$</p> <p>(2) 曲柄 1 主动时, 机构无死点, 且各位置的传动角 $\gamma_{23} = \gamma = \text{常数}$</p> <p>(3) $\gamma = 90^\circ$ 时的曲柄移动导杆机构常称为正弦机构</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>(2) 机构应用</p> <p>1) 用于将主动曲柄 1 的等速转动转换为从动导杆 3 的往复移动</p> <p>2) 大多用于解算装置、传动和操纵装置以及振动台等</p>
	<p>摆杆移动导杆机构</p>  <p>(1) 摆杆 1 杆长为 a</p> <p>(2) 移动导杆 3 的导路中心线 dd 不通过摆杆 1 的摆动中心 A 其偏距为 e</p> <p>(3) 尺寸 $h_1 = h_2$</p>	<p>(1) 当摆杆 1 往复摆动时, 导杆 3 在导路 dd 中往复移动</p> <p>(2) 当摆杆 1 摆角为 φ_0 时导杆 3 移动距离 (行程) 为</p> $S_0 = 2a \sin \frac{\varphi_0}{2}$ <p>摆杆任一摆角 φ 时, 导杆 3 的位移为</p> $S = \frac{S_0}{2} - a \sin \left(\frac{\varphi_0}{2} - \varphi \right)$ <p>(3) 摆杆 1 主动时, 机构传动角 $\gamma_{23} = 90^\circ$</p> <p>(4) 常取机构偏距</p> $e = \frac{a}{2} \left(H \cos \frac{\varphi_0}{2} \right)$	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>(2) 机构的应用</p> <p>1) 常用于将主动摆杆 1 的摆动转换为移动导杆 3 的往复移动或反之</p> <p>2) 为避免机构在运动始末位置时出现刚性冲击, 常采用其他机构 (如凸轮机构) 驱动摆杆 1</p> <p>3) 大多用于仪表和操纵机构</p>

机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
双转动导杆机构	 <p>导杆 1 和 2 的固定铰链中心 A 和 B 间距离为偏距 e</p>	<p>(1) 分别与机架 3 组成转动副 A 和 B 的导杆 1 和 2 均能作整周转动, 且两者角速度相等, 即 $\omega_1 = \omega_2$, 转向相同</p> <p>(2) 当两导杆的轴偏距 e 改变时, 机构的传动并不中断, 且两导杆的角速度仍然相等</p> <p>(3) 当轴偏距 e 增大时, 滑块 4 相对导杆 1 和 2 的滑动速度也增大, 其值为</p> $v_{A_4} = \omega e \cos \varphi$ $v_{B_4} = \omega e \sin \varphi$	<p>(1) 机构的传动函数为</p>  <p>(2) 机构的应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 常用于连接两轴以满足传动比且两轴距经常发生变化的传动机构, 如十字沟槽联轴器 2) 用作车削椭圆的夹具 3) 利用滑块 4 作一般平面运动时其上点 K 的轨迹 k_K 来满足工艺要求
双滑块 (固定导杆) 机构	 <p>连杆 3 上点 K' 为 \overline{AB} 中点, 即机构尺寸 $\overline{AK'} = \overline{BK'}$</p>	<p>(1) 分别与滑块 1 和 2 组成移动副的导杆 4 为机架</p> <p>(2) 机构运动时, 连杆 3 线段 \overline{AB} 的中点 K' 描绘出一个以 O 为圆心、$\overline{OK'}$ 为半径的圆 $k_{K'}$</p> <p>(3) 连杆 3 上除了点 A、B 和 K' 外, 其余点的连杆曲线为中心位于 O 的椭圆, 如图示 K 点连杆曲线为椭圆 k_K, 因此常称此种机构为椭圆仪机构</p> <p>(4) 当添加附加杆 $\overline{OK'}$ 后 (图上未示) 可去除滑块 2 或 3, 此时连杆点 A 或 B 的轨迹为一过点 O 的精确直线</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>(2) 机构应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 常利用连杆 3 上任一点 K 的椭圆轨迹 k_K 以绘制椭圆 2) 用作解算装置和夹具
滑块导杆机构	<p>双偏置滑块导杆机构</p>  <p>a)</p>	<p>(1) 根据机构结构的不同, 可将滑块导杆机构分为双偏置 (图 a) 和单偏置 (图 b) 两种型式。在双偏置机构中, 滑块 1 和 2 的导路中心线均不通过转动副中心 A</p> <p>(2) 若采用导杆 3 为主动件, 可利用其他机构 (如凸轮机构) 驱动导杆, 从而使滑块 1 易实现给定的运动规律</p>	<p>(1) 机构传动函数为</p>  <p>(2) 机构的应用</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 可将滑块 1 的往复移动转换为导杆 3 的往复摆动或反之

续表 41.2-3

机构名称	机构简图和尺寸条件	机构特性	机构传动函数和应用
滑块导杆机构	<p>单偏置滑块导杆机构</p> <p>(1) 双偏置机构的偏距为 e_1 和 e_2 (图 a)</p> <p>(2) 单偏置机构的偏距为 e_1</p>	<p>(3) 在仪表机构中常用高副(滚子与导槽)代替移动副(图 b)</p> <p>(4) 图 a 所示机构中滑块工作一般平面运动, 其上点 K 的轨迹 k_k 具有多样性的特点</p>	<p>2) 用作导引机构, 使作一般平面运动的滑块 2 通过给定的若干位置</p> <p>3) 用作操纵机构、机械手夹持机构和仪表机构等</p>

2 平面连杆机构设计的基本问题和方法

平面连杆机构设计的基本问题在于根据生产工艺所提出的运动要求(运动形式和运动规律

等)并考虑几何和动力(传力)特性来确定机构运动简图及其尺寸参数。尽管在实际工程中连杆机构的设计要求是多种多样的, 但一般可归纳为两类设计的基本问题, 与此相应, 共有三种设计方法(表 41.2-4)。

表 41.2-4 平面连杆机构设计的基本问题和方法

设计基本问题	实现给定的导引要求	刚体(构件)导引	所设计的连杆机构作为导引机构, 应能引导作平面运动的构件(一般为连杆)通过给定的若干位置
		点位导引	所设计的连杆机构作为导引机构, 应能引导作平面运动的构件(一般为连杆)上的某一点通过给定的若干点位
		轨迹导引	所设计的连杆机构作为导引机构, 应能使作平面运动构件上某点的运动轨迹与给定的曲线精确或近似重合, 即精确或近似复演(再现)给定曲线
	实现给定的传动要求	再现传动函数	所设计的连杆机构作为传动机构, 在主动连架杆运动规律一定时, 从动连架杆能精确或近似地按给定运动规律运动
		再现角位置对应	所设计的连杆机构作为传动机构, 能使其两连架杆满足给定的位置对应要求
		再现“对角位移”对应	所设计的连杆机构作为传动机构, 能满足其两相邻构件间角位移的对应关系
设计方法	实验图表法	<p>采用作图试凑或利用各种图谱、线图和表格以及模型(板)、实验等方法所进行的设计。</p> <p>方法简单, 精度不高, 但实用性强, 用于近似计算或其结果作为解析计算时的初值和校验计算程序</p>	
	几何作图法	<p>根据几何学或运动几何学的基本原理, 用作图法进行机构设计。</p> <p>方法直观易懂, 概念清晰。一般求解速度较快, 但精度不高, 仅能满足一般工程需要, 其结果可作为解析计算时的初值或用于校验计算程序</p>	
	解析计算法	<p>用数学方法和方程建立描述机构结构参数和运动参数之间的关系式, 然后根据已知运动条件求解机构结构(尺寸)参数。对某些数学方程必须采用函数逼近理论或优化理论的算法编程后在计算机上求解。</p> <p>该方法计算结果精度高, 计算速度快, 适于复杂问题的系统求解或反复计算, 但有时建模较困难</p>	

①各种设计方法应根据具体条件灵活应用, 近似或初步设计时, 可选用实验法或几何作图法确定初步的机构运动简图或尺寸参数, 再用解析法计算部分参数, 以提高设计精度。

3 导引机构的设计

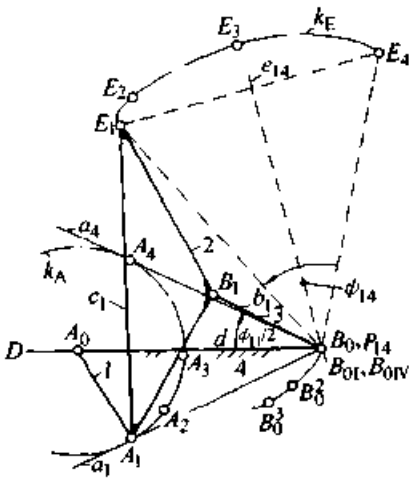
导引机构的设计在于使其作平面运动构件上的某点在机架平面上精确地或近似地通过给定的若干个别点位或连续的点位（连杆曲线），或使机构中被导引的构件（平面运动刚体）能精确地

或近似地通过给定的若干个别位置或一系列连续的位置族。

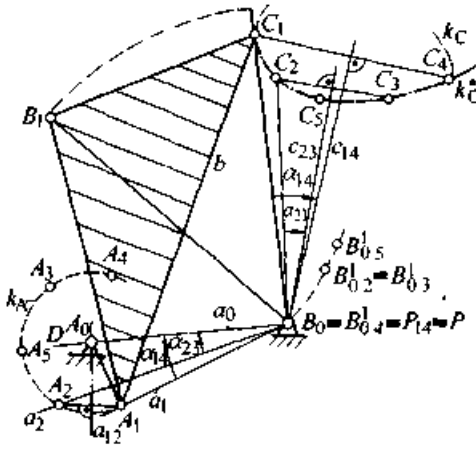
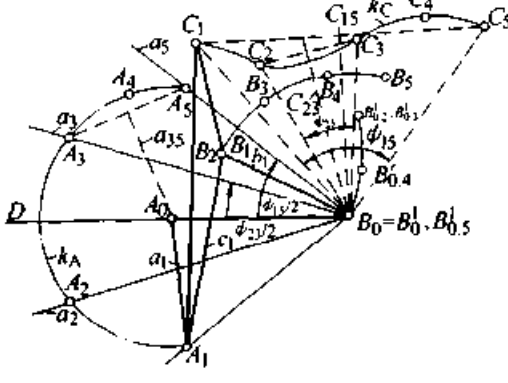
3.1 用图解法设计点位导引机构

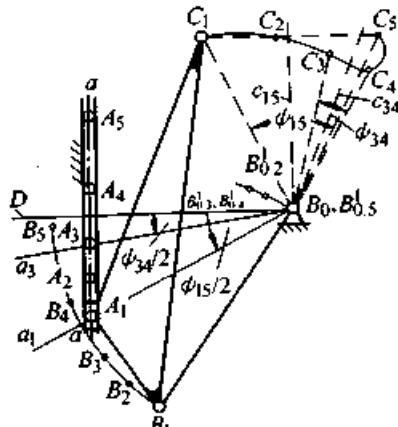
(1) 不计主动件运动参数时点位导引机构的设计（表 41.2-5）

表 41.2-5 点位导引机构设计（不计主动件运动参数）

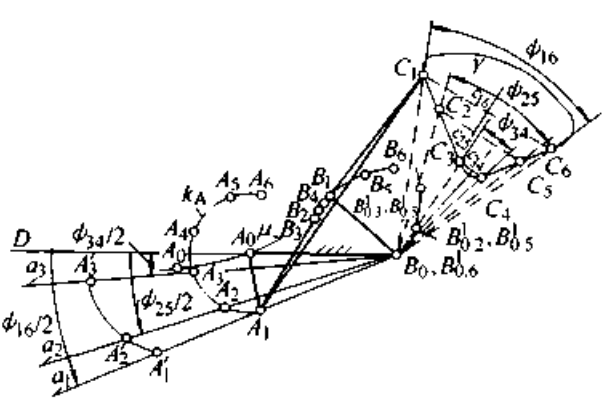
已知条件和待求机构	设计图例	图解方法
<p>(1) 已知：导引曲线 k_E 上的四个点位 E_1, E_2, E_3, E_4</p> <p>(2) 设计一铰链四杆机构，使其连杆上 E 点通过给定的四个点位</p>		<p>(1) 作点 E_1 和 E_4 的垂直平分线 e_{14}，在此线上任取一点作为连架杆 3 和机架 4 的固定铰接点 B_0，连点 E_1 和 E_4，得 $\angle E_1 B_0 E_4 = \phi_{14}$</p> <p>(2) 过点 B_0 作机架线 $B_0 D$，在此线上任取一点作为固定铰链 A_0。</p> <p>(3) 将 $B_0 D$ 线按 ϕ_{14} 方向绕 B_0 点转过 $\frac{\phi_{14}}{2}$ 角，得 $B_0 a_4$ 线</p> <p>(4) 作与 $B_0 a_4$ 线相对称（相对 $B_0 D$ 线）的直线 $B_0 a_1$</p> <p>(5) 在 $B_0 a_1$ 线上任取一点作为动铰中心 A_1</p> <p>(6) 以点 A_0 为中心，$\overline{A_0 A_1}$ 为半径作圆 k_A</p> <p>(7) 分别以点 E_2, E_3 和 E_4 为中心，$\overline{A_1 E_1}$ 为半径作弧交 k_A 圆于点 A_2, A_3 和 A_4</p> <p>(8) 以连杆第一位置 $(A_1 E_1)$ 为参考位置，利用反转法作 $\Delta A_1 E_1 B_0^1 = \Delta A_2 E_2 B_0$ 和 $\Delta A_1 E_1 B_0^2 = \Delta A_3 E_3 B_0$ 得点 B_0^1 和 B_0^2</p> <p>(9) 过点 B_0, B_0^1 和 B_0^2 作圆，其圆心即为待求的动铰链中心 B_1，其半径为连架杆 3 长 $\overline{B_0 B_1}$</p> <p>(10) 待求机构的第一位置为 $A_0 A_1 B_1 B_0 - E_1$，当杆 1 由位置 $A_0 A_1$ 转至 $A_0 A_4$ 时，连杆 2 上点 E 通过给定的点位 E_1, E_2, E_3 和 E_4</p> <p>(11) 由于点 B_0 和 A_0 的任取，故机构有无穷多解</p>
<p>(1) 已知：导引曲线 k_C</p>		<p>(1) 在导引曲线 k_C 上适当选取五个点位 C_1, C_2, C_3, C_4 和 C_5</p>

续表 41.2.5

已知条件和待求机构	设计图例	超星阅览器提醒您： 使用本复制品 请注明知识产权！
<p>及其上五个点位 C_1、C_2、C_3、C_4 和 C_5</p> <p>(2) 设计一铰链四杆机构, 使其连杆 2 上点 C 通过五个给定点位</p>		<p>(2) 选取两对点 C_1、C_4 和 C_2、C_3, 分别作 $\overline{C_1C_4}$ 和 $\overline{C_2C_3}$ 线段的垂直平分线 C_{14} 和 C_{23}, 其交点取为定铰链 B_0。</p> <p>(3) 过点 B_0 任作射线 B_0D, 并以此为基线作 $\angle DB_0a_1 = \alpha_{14} = \angle C_1B_0C_{14}$ 和 $\angle DB_0a_2 = \alpha_{23} = \angle C_2B_0C_{23}$。</p> <p>(4) 选定连杆长 b, 分别以点 C_1、C_2 为中心、b 为半径作弧交 B_0a_1 和 B_0a_2 线于点 A_1 和 A_2。</p> <p>(5) 作 $\overline{A_1A_2}$ 线段的垂直平分线 a_{12}, 交 B_0D 线于定铰链中心 A_0。</p> <p>(6) 以点 A_0 为圆心, a ($= \overline{A_0A_1}$) 为半径作圆 k_A。</p> <p>(7) 据连杆长 b 和 C_3、C_4、C_5 点, 在 k_A 圆上找出点 A_3、A_4 和 A_5。</p> <p>(8) 取 A_1C_1 为参考位置, 求出固定铰链 B_0 相对连杆 2 平面的各个位置 $B_0 \equiv B_{0,4}^I$、$B_{0,2}^I \equiv B_{0,3}^I$ 和 $B_{0,5}^I$。</p> <p>(9) 分别作 $\overline{B_0B_{0,2}^I}$ 和 $\overline{B_0B_{0,5}^I}$ 的垂直平分线, 其交点即为待求的动铰链 B_1。</p> <p>(10) 所求机构的第一位置为 $A_0A_1B_1B_0 - C$, 当机构运动时, 连杆点 C 通过给定点位 C_1、C_2、C_3、C_4 和 C_5, 从而使导引轨迹 K_C^* 逼近导引曲线 k_C。</p> <p>(11) 机构有无穷解</p>
<p>(1) 已知: 导引曲线 k_C 上的五个点位 C_1、C_2、C_3、C_4 和 C_5</p>		<p>(1) 分别连结点 C_1 和 C_5 以及 C_2 和 C_3</p> <p>(2) 作 $\overline{C_1C_5}$ 和 $\overline{C_2C_3}$ 的垂直平分线 C_{15} 和 C_{23}, 其交点取为定铰链中心 B_0, 且有 $\angle C_2B_0C_3 = \psi_{23}$ 和 $\angle C_1B_0C_5 = \psi_{15}$。</p> <p>(3) 过点 B_0 任作机架线 B_0D。</p> <p>(4) 以 B_0D 为基线, 作 $\angle a_3B_0D = \frac{\psi_{23}}{2}$ 和 $\angle a_5B_0D = \frac{\psi_{15}}{2}$。</p> <p>(5) 任取引导杆长 AC, 分别以 C_3、C_5 为圆心、\overline{AC} 为半径作弧分别交 B_0a_3 和 B_0a_5 线于点 A_3 和 A_5。</p>

已知条件和待求机构	设计图例	图解方法
<p>(2) 设计一铰链四杆机构,使其连杆2上C点能精确通过五个给定点位</p>		<p>(6) 连结点 A_3 和 A_5, 作 $\overline{A_3A_5}$ 的垂直平分线 a_{35} 交 B_0D 线于定铰链中心 A_0</p> <p>(7) 以 A_0 为圆心、$\overline{A_0A_3}$ ($= \overline{A_0A_5}$) 为半径作 k_A 圆</p> <p>(8) 分别以 C_1、C_2、C_4 点为圆心、\overline{AC} 为半径作弧交 k_A 圆于 A_1、A_2 和 A_4 点</p> <p>(9) 取连杆2第一位置 (A_1C_1) 为参考位置, 求出固定铰链 B_0 的各个相对位置; $B_0 \equiv B_{0.5}$、$B_{0.2} \equiv B_{0.3}$ 和 $B_{0.4}$</p> <p>(10) 过点 B_0、$B_{0.2}$ 和 $B_{0.4}$ 作圆, 其圆心即为动铰链 B_1, 连架杆3长为 $\overline{B_0B_1}$</p> <p>(11) 所设计机构的第一位置为 $A_0A_1B_0B_1 - C_1$</p> <p>(12) 机构有无穷多解</p>
<p>(1) 已知: 导引曲线 k_C 上的五个点位 C_1、C_2、C_3、C_4 和 C_5</p> <p>(2) 设计一摆杆滑块机构,使其连杆2上点C通过五个给定点位</p>		<p>(1) 分别连结点 C_1 和 C_5 以及 C_3 和 C_4</p> <p>(2) 作 $\overline{C_1C_5}$ 和 $\overline{C_3C_4}$ 的垂直平分线 C_{15} 和 C_{34}, 其交点为摆杆1定铰链中心 B_0; 且有 $\angle C_1B_0C_5 = \psi_{15}$ 和 $\angle C_3B_0C_4 = \psi_{34}$</p> <p>(3) 过点 B_0 任意作 B_0D 线</p> <p>(4) 以 B_0D 线为基线作 $\angle DB_0a_1 = \frac{\psi_{15}}{2}$ 和 $\angle DB_0a_3 = \frac{\psi_{34}}{2}$</p> <p>(5) 任取连杆2引导杆长 \overline{AC}; 分别以点 C_1 和 C_3 为圆心, \overline{AC} 为半径作弧交 B_0a_1 和 B_0a_3 线于点 A_1 和 A_3, 但应使直线 $A_1A_3 \perp B_0D$</p> <p>(6) 取 A_1A_3 线为滑块3导路中心线 aa</p> <p>(7) 分别以点 C_2、C_4 和 C_5 为中心、\overline{AC} 为半径作弧, 交导路中心线 aa 于点 A_2、A_4 和 A_5</p> <p>(8) 取连杆2第一位置 A_1C_1 为参考位置, 求出定铰链 B_0 的各相对位置: $B_0 \equiv B_{0.5}$、$B_{0.3} \equiv B_{0.4}$ 和 $B_{0.2}$</p> <p>(9) 过点 B_0、$B_{0.2}$ 和 $B_{0.3}$ 作圆, 其圆心即为所求的动铰链中心 B_1</p> <p>(10) 所求机构的第一位置为 $B_0B_1A_1 - C_1$; 机构有无穷解</p>

续表 41.2-5

已知条件和待求机构	设计图例	图解方法
<p>(1) 已知: 导引曲线 k_C 上的六个给定点位 C_1、C_2、C_3、C_4、C_5 和 C_6</p> <p>(2) 设计一铰链四杆机构, 使其连杆 2 上点 C 通过六个给定点位</p>		<p>(1) 在导引曲线 k_C 上选定 C_1、C_2、C_3、C_4 和 C_6 五个点位, 并作 $\overline{C_1C_6}$ 和 $\overline{C_3C_4}$ 的垂直平分线, C_{16} 和 C_{34}, 其交点取为定铰链 B_0</p> <p>(2) 以点 B_0 为圆心, $\overline{B_0C_2}$ 为半径作弧, 交 k_C 于点 C_5, 线段 $\overline{C_2C_5}$ 垂直平分线 C_{25} 必过点 B_0</p> <p>(3) 过点 B_0 任作 B_0D 线; 并以此为基线, 作过点 B_0 且与 B_0D 线交角为 $-\frac{\psi_{16}}{2}$、$-\frac{\psi_{25}}{2}$ 和 $-\frac{\psi_{34}}{2}$ 的直线 B_0a_1、B_0a_2 和 B_0a_3</p> <p>(4) 适当选定导引杆长 \overline{AC}, 并分别以点 C_1、C_2 和 C_3 为圆心, \overline{AC} 为半径作弧, 交 B_0a_1、B_0a_2 和 B_0a_3 线于点 A'_1、A'_2 和 A'_3, 过这些点作圆, 其圆心为 A'_0; 改变导引杆长, 设取其为 $\overline{AC'}$ 和 $\overline{AC''}$ 等, 从而得出不同的 A' 点和 A'_0 点, 将这些 A'_0 点连成一曲线 M, 它与 B_0D 线交点即为所求的定铰链 A_0</p> <p>(5) 以点 A_0 为圆心, $\overline{A_0A_1}$ 为半径作曲柄圆 k_A</p> <p>(6) 分别以点 C_4、C_5、C_6 为圆心, \overline{AC} 长为半径作弧, 交 k_A 圆于 A_4、A_5 和 A_6 等点</p> <p>(7) 以连杆 2 平面第一位置 A_1C_1 为参考位置, 求出定铰链 B_0 的各相对位置 $B_{0.1} = B_{0.6}$、$B_{0.3} = B_{0.4}$ 和 $B_{0.2} = B_{0.5}$</p> <p>(8) 过点 B_0、$B_{0.2}$ 和 $B_{0.3}$ 作圆, 其圆心即为所求的动铰链 B_1</p> <p>(9) 满足给定条件的机构有无穷解, 其第一位置为 $A_0A_1B_0B_1 - C_1$</p>

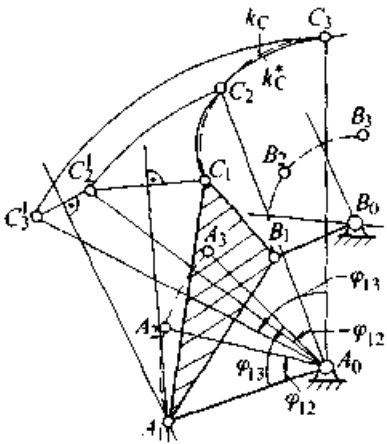
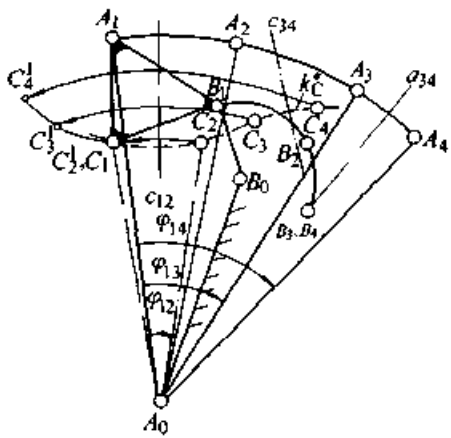
(2) 计及主动件运动参数时点位导引机构的设计

在实际工程问题中, 不仅要使所设计的机构能实现点位导引, 而且还要求导引曲线上的某些点位与主动连架杆的运动参数 (转角) 相对应。这类问题常称为点位—转角对应。设计实例见表 41.2-6。

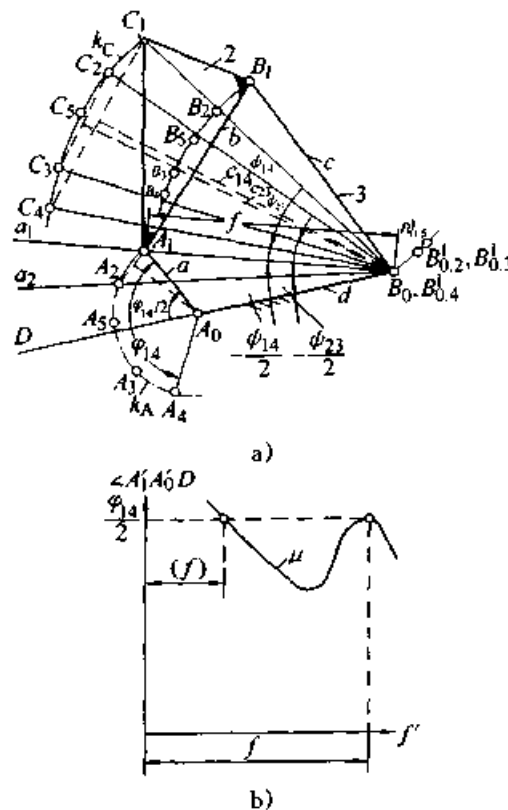
3.2 用极曲线法设计再现给定曲线的导引机构

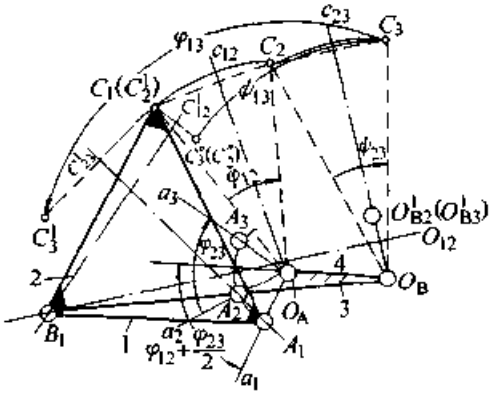
极曲线法是设计导引机构以再现导引曲线的一种较有效的方法。当用此方法图解设计满足给定曲线的机构时, 可以提供导引机构铰链点的区域或位置, 但图解设计的工作量较大。

表 41.2-6 点位导引机构设计 (计及主动件运动参数)

已知条件和待求机构	设计图例	图解方法
<p>(1) 已知: a) 导引曲线 k_c 上的三个给定点位 C_1、C_2 和 C_3 b) 与三个点位相对应的连架杆转角为 φ_{12} 和 φ_{13}</p> <p>(2) 设计一铰链四杆机构</p>		<p>(1) 选定主动连架杆 1 的固定铰链中心 A_0 相对 k_c 的位置</p> <p>(2) 将三个点 C_1、C_2 和 C_3 分别同 A_0 相连</p> <p>(3) 将 A_0C_2 和 A_0C_3 线分别绕 A_0 转过角 $-\varphi_{12}$ 和 $-\varphi_{13}$, 得点 C_2' 和 C_3'</p> <p>(4) 分别连结点 C_1 和 C_2' 以及 C_2' 和 C_3', 作 $\overline{C_1C_2'}$ 和 $\overline{C_2'C_3'}$ 线段的垂直平分线, 其交点即为动铰链 A_1</p> <p>(5) 将 A_0A_1 线绕 A_0 点转过角 φ_{12} 和 φ_{13}, 得 A_0A_2 和 A_0A_3</p> <p>(6) 在连杆平面 (AC) 上选定动铰链 B_1, 并由此确定点 B_2 和 B_3</p> <p>(7) 过点 B_1、B_2 和 B_3 作圆, 其圆心即为连架杆 3 的定铰链 B_0</p> <p>(8) 如不任选连杆平面上的动铰链 B_1 而先选定 B_0, 则利用反转法确定 B_0 相对连杆平面 2 第一位置 (参考位置) 的三个位置 B_0、B_0' 和 B_0''; 由此得动铰链 B_1</p> <p>(9) 机构第一位置为 $A_0A_1B_1B_0 - C_1$, 当连架杆由位置 A_0A_1 转过角 φ_{12} 和 φ_{13} 时, 连杆点经过点位 C_1、C_2 和 C_3</p>
<p>已知: (1) 导引曲线 k_c 上四个给定点位 C_1、C_2、C_3、C_4</p> <p>(2) 连架杆 1 的三个对应角位移 φ_{12}、φ_{13}、φ_{14}</p> <p>待求: 铰链四杆机构</p>		<p>(1) 连结点 C_1 和 C_2, 作 $\overline{C_1C_2}$ 的垂直平分线 c_{12}, 在此线上选一点作为定铰链 A_0, 且应满足 $\angle C_1A_0C_2 = \varphi_{12}$</p> <p>(2) 将点 C_2、C_3 和 C_4 分别同点 A_0 相连, 使 A_0C_2、A_0C_3 和 A_0C_4 线分别绕点 A_0 转过 $-\varphi_{12}$、$-\varphi_{13}$ 和 $-\varphi_{14}$ 角, 得点 C_2'、C_3' 和 C_4'</p> <p>(3) 过点 C_2' ($\equiv C_1$)、C_3' 和 C_4' 作一圆, 其圆心即为待求的动铰链 A_1, 连架杆 1 长 $a = \overline{A_0A_1}$</p> <p>(4) 据给定的角位移作出连架杆位置 A_0A_2、A_0A_3、A_0A_4</p> <p>(5) 因在连杆平面 2 上任取一点 B 不能保证其四个点位在同一圆周上, 为此, 可作 $\overline{A_3A_4}$ 和 $\overline{C_3C_4}$ 的垂直平分线 a_{34} 和 c_{34}, 其交点取为动铰链 B_3 ($\equiv B_4$)</p>

续表 41.2-6

已知条件和待求机构	设计图例	图解方法
		<p>(6) 由连杆长 b ($A_3B_3 = A_4B_4$) 作出点 B_1 和 B_2</p> <p>(7) 过点 B_1, B_2 和 $B_3(=B_2)$ 作圆, 其圆心即为定铰链 B_0。连架杆 3 长为 c ($=B_0B_1$)</p> <p>(8) 机构的第一位置为 $A_0A_1B_1B_0 - C_1$</p>
<p>已知:</p> <p>(1) 导引曲线 k_C 上的五个点位 C_1, C_2, C_3, C_4 和 C_5</p> <p>(2) 连架杆 1 的角位移 φ_{14}</p> <p>待求: 铰链四杆机构</p>	 <p>a)</p> <p>b)</p>	<p>(1) 分别连结点 C_1 和 C_4 以及点 C_2 和 C_3, 作 $\overline{C_1C_4}$ 和 $\overline{C_2C_3}$ 的垂直平分线 c_{14} 和 c_{23}, 其交点取为定铰链 B_0; 且有 $\angle C_1B_0C_4 = \psi_{14}$, $\angle C_2B_0C_3 = \psi_{23}$ (图 a)</p> <p>(2) 过点 B_0, 任作一直线 B_0D, 定铰链 A_0 应在此线上</p> <p>(3) 以 B_0D 为基线, 作 $-\frac{\psi_{23}}{2}$ 角度线, 得 B_0a_1 线; 作 $-\frac{\psi_{14}}{2}$ 角度线, 得 B_0a_2 线</p> <p>(4) 在 B_0a_1 线上任取一点 A'_1, 将其与点 C_1 相连 (图上 A'_1 点未示)</p> <p>(5) 以点 C_2 为圆心, $\overline{C_2A'_1}$ ($=\overline{C_1A'_1}$) 为半径作弧交 B_0a_2 线于 A'_2 点</p> <p>(6) 作 $\overline{A'_1A'_2}$ 的垂直平分线, 交 B_0D 线于 A'_0 点, 求出 $\angle A'_1A'_0D$ 的值和 f' ($=\overline{A'_1B_0}$) 值</p> <p>(7) 依次在 B_0a_1 线上选取不同的 A'_1 点, 并求出相应的各个 $\angle A'_1A'_0D$ 和 f' 值, 将这些值标记于图 b 所示直角坐标系中, 得曲线 μ</p> <p>(8) 作与横坐标轴成 $\frac{\varphi_{14}}{2}$ 的水平线, 交 μ 曲线于对应的 f 值; 由 f 值即可在 B_0a_1 线上确定待求的动铰链 A_1</p> <p>(9) 以 A_0 点为圆心, $\overline{A_0A_1}$ 为半径作 k_A 圆</p> <p>(10) 分别以 C_2, C_3, C_4 和 C_5 为圆心, $\overline{C_1A_1}$ 为半径作弧, 交 k_A 圆于 A_2, A_3, A_4 和 A_5 点</p> <p>(11) 以连杆 2 的第一位置 A_1C_1 为参考, 作出定铰 B_0 的各个相对位置 $B_{0,2}^1(=B_{0,3}^1), B_{0,4}^1(=B_0)$ 和 $B_{0,5}^1$</p> <p>(12) 由点 $B_0, B_{0,2}^1$ 和 $B_{0,5}^1$ 作圆, 其圆心即为动铰链 B_1</p> <p>(13) 实现给定条件的机构第一位置为 $A_0A_1B_1B_0 - C_1$</p>

已知条件和待求机构	设计图例	图解方法
<p>已知： (1) 导引曲线 k_c 上的三个点位 C_1、C_2 和 C_3 (2) 两连架杆 1 和 3 的两对对应角位移 φ_{12}、φ_{13} 和 ψ_{12}、ψ_{13} 设计：铰链四杆机构 $O_A A B O_B - C$</p>		<ol style="list-style-type: none"> (1) 连结点 C_2 和 C_3，作 $\overline{C_2 C_3}$ 的垂直平分线 c_{23} (2) 在 c_{23} 线上选取一点为定铰链中心 O_B，且满足 $\angle C_2 O_B C_3 = \psi_{23}$ ($\psi_{23} = \psi_{13} - \psi_{12}$) (3) 连结点 C_1 和 C_2，作 $\overline{C_1 C_2}$ 的垂直平分线 c_{12}，以 c_{12} 线上选取一点为定铰链中心 O_A，且满足 $\angle C_1 O_A C_2 = \varphi_{12}$ (4) 以 $O_A O_B$ 为对称线，作 $\angle a_2 O_A a_3 = \angle \varphi_{23}$ ($\varphi_{23} = \varphi_{13} - \varphi_{12}$)，得 $O_A a_2$ 和 $O_A a_3$ 线；线 $a_2 O_A$ 绕点 O_A 转至 $a_3 O_A$ 的转向与线 $C_2 O_B$ 绕点 O_B 转至 $C_3 O_B$ 的转向相同 (5) 自点 O_A 作直线 $O_A a_1$，它与 $O_A a_2$ 线间夹角为 φ_{12} (6) 将点 C_3 绕 O_A 转过 $-\varphi_{13}$ 角，得点 C_3'；点 C_2 绕 O_A 转过 $-\varphi_{12}$ 角，得点 C_2' ($\equiv C_1$)；作 $\overline{C_1 C_3'}$ 的垂直平分线 C_{13}'，交 $O_A a_1$ 于点 A_1；据给定角位移 φ_{12} 和 φ_{13} 确定位置线 $O_A A_2$ 和 $O_A A_3$ (7) 以连架杆 1 第一位置 $O_A A_1$ 为参考位置，求出 O_B 的相对位置 O_B^1 和 O_B^3 ($\equiv O_B^2$)，作 $\overline{O_B^1 O_B^3}$ 的垂直平分线 O_{12} (8) 将点 C_2 和 C_3 分别绕 O_B 转过角 $-\psi_{12}$ 和 $-\psi_{13}$，得点 C_2'' 和 C_3''，作 $\overline{C_1 C_2''}$ 的垂直平分线 C_{12}''，它与 O_{12} 线的交点即为待求动铰链 B_1 (9) 满足给定条件的机构第一位置为 $O_A A_1 B_1 O_B - C_1$
<p>已知： (1) 导引曲线 k_c 上的四个点位 C_1、C_2、C_3 和 C_4</p>		<ol style="list-style-type: none"> (1) 连杆点 C 的导引曲线为一直角三角形 (图 a) 直角三角形水平边长 $\overline{C_1 C_2}$ 等于滑台 s 的行程；直角三角形垂直边长 $\overline{C_2 C_4}$ 与滑台在终点的停歇时间成比例 (2) 在 k_c 曲线上选四个点位，连接点 C_1 和 C_4，作 $\overline{C_1 C_4}$ 的垂直平分线 C_{14}，在此线上选取一点作为定铰点 O_B，且应满足 $\angle C_1 O_B C_4 = \psi_{14}$ (3) 连结点 C_1 和 C_2，作 $\overline{C_1 C_2}$ 的垂直平分线 C_{12}，在此线上选一点作为定铰点 O_A，且应满足 $\angle C_1 O_A C_2 = \varphi_{12}$

续表 41.2-6

已知条件和待求机构	设计图例	图解方法
<p>(2) 连架杆1的对应角位移 φ_{12}、φ_{14} 和连架杆4的对应角位移 φ_{14}</p> <p>待求: 铰链四杆机构</p>		<p>(4) 过点 O_B 作与 $O_A O_B$ 线成夹角为 $\frac{\varphi_{14}}{2}$ 的直线 $O_B a_1$, 它与自点 O_A 所作与 $O_A O_B$ 线成夹角为 $\frac{\varphi_{14}}{2}$ 的直线交于动铰链 A_1</p> <p>(5) 以点 O_A 为圆心、$O_A A_1$ 为半径作圆 k_A</p> <p>(6) 分别以点 C_2、C_3、C_4 为圆心、$C_1 A_1$ 为半径作弧, 交 k_A 圆于点 A_2、A_3 和 A_4</p> <p>(7) 以连杆平面2的第一位置 $A_1 C_1$ 为参考位置, 作出定铰 O_B 的各相对位置 O_{B2}^1、O_{B3}^1、O_{B4}^1 ($\equiv O_B$), 过这些点作圆, 其圆心即为动铰链点 B_1</p> <p>(8) 当机构工作时, 杆1由 $O_A A_1$ 转过 φ_{12} 至 $O_2 A_2$ 时, C 点由 C_1 移至 C_2, 推动滑台右移 $C_1 C_2$; 当杆1由 $O_A A_2$ 经 $O_A A_3$ 至 $O_A A_4$ 时, 点 C 由 C_2 经 C_3 至 C_4, 滑台 s 静止不动, 继续运动时滑台在弹簧 K 作用下快速左移返回原位 (图 b)</p>

(1) 极曲线和极曲线群 (表 41.2-7)

表 41.2-7 极曲线和极曲线群

名称	定义和说明	图例
位置族	<p>任一平面运动构件可用其上任两点 C 和 E 所连成的线段 CE 表示。构件运动过程中 CE 线的各瞬时相关位置 $C_1 E_1$、$C_2 E_2$、\dots、$C_n E_n$ 称为构件的位置族, 表示为 $M(C^d)$, 其中 n 为位置数, C 为动平面, d 为定平面, μ 为位置数</p>	
位置族发生线	<p>构件 C 运动时, 其上点 C 和 E 在 $x-y$ 坐标系中的轨迹为 k_C 和 k_E, k_C 上某点 C 的一个瞬时位置必能在 k_E 上确定出某一相应点 E 的位置, 从而确定运动构件的某个位置。轨迹 k_C 和 k_E 称为发生线</p>	
转动极	<p>动平面 C 相对定平面 d 的任两位置 i 和 j, 其位置 $C_i E_i$ 和 $C_j E_j$ 上点 C_i 和 C_j 以及点 E_i 和 E_j 连线的垂直平分线的交点为转动极 P_{ij}</p>	

名称	定义和说明	图 例
极曲线	<p>a) 设构件动平面 C 的位置族为 $M_{\mu=1}^{13}(C_{\mu}^d)$</p> <p>b) 取某一位置 (图示为位置 7) 为参考位置, 作出其余各个位置 ($\mu=1\sim 13$) 相对此位置的转动极点 $P_{C7,1}^d, P_{C7,2}^d, \dots, P_{C7,13}^d$, 或简写为 $P_{m,n}^d$ (m 为参考位置)</p> <p>c) 将上述极点连成一曲线, 称为极曲线 p_{C7}^d (p 曲线), 或简写为 p_7</p> <p>d) 取不同位置为参考位置 (如取位置 1), 则可得极曲线 p_{10}。余类推, 可得 p_2, \dots, p_{13} 等级曲线。这些 p 曲线的形状和位置各不相同</p>	
极曲线群	<p>a) 构件位置族中每一个位置均可作为参考位置, 因此在给定构件的位置族发生线后, 可作出无穷多极曲线 (如 $p_{1,n}, p_{2,n}, \dots$) 而形成极曲线群</p> <p>b) 极曲线群构成一个区域 “Γ_C^d”, C 代表运动构件, d 代表机架或固定的参考构件</p> <p>c) 区域 “Γ” 的边界线是构件各个位置瞬心 $P_{m,m}^d$ 的连线</p> <p>d) 极曲线 $p_{Cm,n}^d$ ($p_{m,n}$) 和瞬心线 $p_{m,m}^d$ 各切于瞬心 $P_{m,m}^d$, 如 $p_{1,n}$ 在点 $P_{1,1}$ 与 $p_{m,m}^d$ 相切 (图上 $P_{1,1}$ 简写为 1.1, 余类同)</p> <p>e) 瞬心线 $p_{m,m}^d$ 是极曲线群 $p_{m,n}^d$ 的包络线, 包络线所围成的区域即为极曲线群的区域 “Γ_C^d”</p>	

(2) 铰链四杆机构的极曲线及其特性 (表 41.2-8)

(3) 用极曲线法设计导引机构 (表 41.2-9)

3.3 用图解法设计构件导引机构

连杆机构不仅用于导引构件上的点通过导引曲线上的若干导位或近似再现导引曲线, 而且也能导引运动构件通过若干预定位置, 若使机械执行件与被导引构件相固连, 则就能在机构运动过程中实现生产过程的工艺要求。

(1) 不计主动件运动参数对构件导引机构的设计 (表 41.2-10)

设计 (表 41.2-10)

(2) 计及主动件运动参数时构件导引机构的设计 (表 41.2-11)

当要求所设计的机构不仅能实现运动构件的位置导引, 同时又能满足与之对应的主动件运动参数 (常为位移参数) 时, 一般应采用六杆导引机构或其他多杆机构。机构的设计方法与所选机构的型式有关, 但原则上可归结为位置对应、角度对应或点位对应的设计问题。六杆导引机构的型式和设计图例见表 41.2-11。

表 41.2-8 铰链四杆机构极曲线及其特性

机构名称	极曲线形状	特 性
曲柄摆杆机构		<p>a) 机构尺寸条件为杆长 $a + d < c + b$，且杆1长 a 为最短，杆4为机架，其杆长 d 为最长</p> <p>b) 不论取连杆平面位置族中哪一位置为参考位置，各极曲线均通过摇杆3与机架4铰接点 D</p> <p>c) 每一条极曲线分别通过其相对应的连杆2和摇杆3的铰接点 C，如极曲线 p_3 必通过动铰链 C，余类推</p> <p>d) 图 a、b 分别为固定最长杆4和固定最短杆相邻杆2时曲柄摇杆机构的极曲线</p>
双曲柄机构		<p>a) 机构尺寸条件为 $a + d < c + b$，杆1长 a 最短，且为机架；杆4杆长 d 为最长</p> <p>b) 图示 p_c^a 为连杆3的瞬心线，p_c^a 为连杆3相对机架1取某一位置 μ 为参考位置时的极曲线，Γ_c^a 为由杆3动平面的瞬心线 p_c^a 所围成的区域</p> <p>c) 各极曲线 p_c^a 均为封闭曲线</p> <p>d) 各极曲线均通过定铰链中心 A 和 B</p>
双摇杆机构		<p>a) 机构尺寸条件为 $a + d < c + b$，杆1长 a 最短，其相对杆3为机架，杆4长 d 为最长</p> <p>b) 曲线 p_a^c 为动平面1的瞬心线，曲线 p_a^c 为连杆1动平面 a 相对杆3（机架）取某一位置 μ 为参考位置时的极曲线</p> <p>c) 极曲线均为一封闭曲线</p> <p>d) 极曲线 p_a^c 通过该连杆平面的动铰链 A 和 B</p>

机构名称	极曲线形状	特 性
双摇杆机构		<p>a) 机构的尺寸条件为 $a + d > b + c$; 杆 1 长 a 为最短, 杆 4 长 d 为最长, 取杆 4 为机架</p> <p>b) 图示画出了三条极曲线 ρ_{b1}^d、ρ_{b3}^d 和 ρ_{b8}^d, 它们分别取杆 2 动平面的第 1、3 和第 8 位置为参考位置所作出的极曲线</p> <p>c) 各极曲线均通过机架定铰链 A 和 D</p> <p>d) 各极曲线均通过其相应参考位置时连杆 2 动平面上的铰链 C_m 和 B_m, 如 ρ_{b1}^d 曲线通过 A_1 和 B_1, ρ_{b3}^d 曲线通过 A_3 和 B_3 等</p>

表 41.2-9 极曲线法设计导引机构

设计要求	图 例	设计步骤
<p>a) 已知导引曲线 k_c^*</p> <p>b) 设计一曲柄摇杆机构, 使其连杆点 E 的轨迹 k_e 近似逼近 (再现) 导引曲线 k_c^*</p>		<p>a) 选定曲柄 1 与机架 4 的定铰链中心 O_A 相对于给定的导引曲线 k_c^* 的位置</p> <p>b) 以 O_A 为圆心作 k_c^* 的外切圆和内切圆, 其半径分别为 ρ' 和 ρ</p> <p>c) 所求机构的曲柄 1 和导引杆 2' 长分别为 $\overline{O_A A} = \frac{1}{2}(\rho' - \rho)$ 和 $\overline{A E} = \frac{1}{2}(\rho' + \rho)$</p> <p>d) 将曲柄销圆 k_A 等分为 12 等分, 得点 A_1, A_2, \dots, A_{12} 等点; 以各 A 点为圆心, $\overline{A E}$ 长为半径在 k_c^* 上交出导引点 E_1, E_2, \dots, E_{12} 等, 从而确定了导引杆 2' 的各个位置 $A_1 E_1, A_2 E_2, \dots, A_{12} E_{12}$</p> <p>e) 从中选取若干个位置 (一般取 4~6 个) 为参考位置, 作出 4~6 条极曲线</p> <p>f) 根据曲柄摇杆机构极曲线应通过固定铰链 O_B 的特性, 在所作的 4~6 条极曲线 (图上未示) 的公共交点或近似公共交点处选用一点作为摇杆与机架的定铰链中心 O_B</p> <p>g) 利用反转法求出连杆 2 与摇杆 3 的动铰中心 B_i; (图示为取杆 2 上的 $A_4 E_4$ 为参考位置, 求出 O_B 相对 $A_4 E_4$ 的各个位置 $O_{B1}^4, O_{B2}^4, O_{B11}^4, \dots$ 等点) 各 O_{Bm}^4 点应位于或近似位于以 B_4 为圆心、$\overline{O_B B_4}$ 为半径的圆上</p> <p>h) 由此确定连杆 2 长 AB 和摇杆长 $O_B B$</p> <p>i) 所求机构的第四位置为 $O_A A_4 B_4 O_B - E_4$, 当曲柄 1 转动时, 连杆 2 动平面上 E 点将近似再现 k_c^*</p>

续表 41.2-9

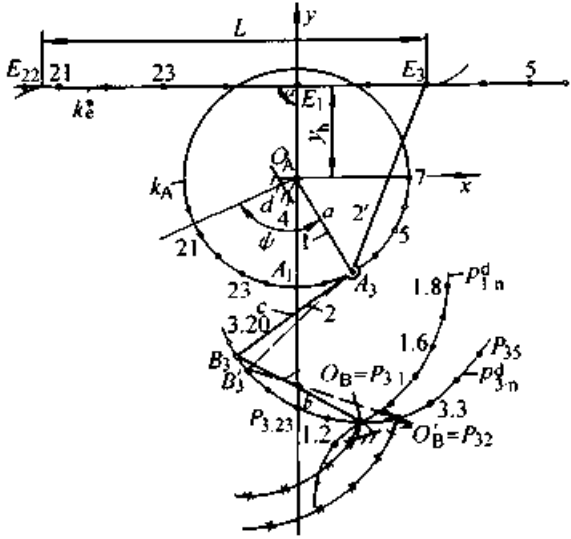
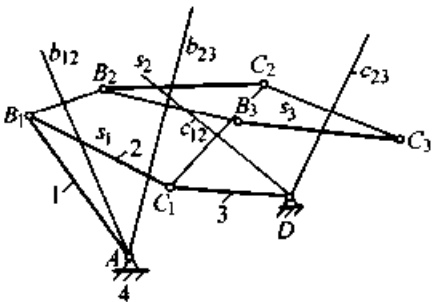
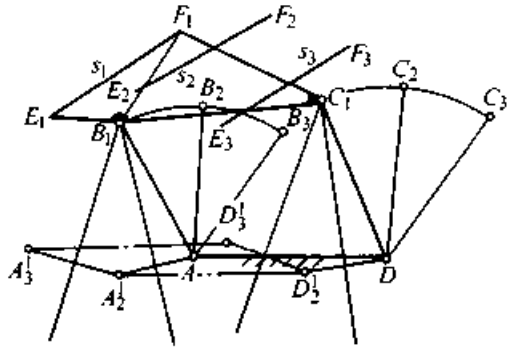
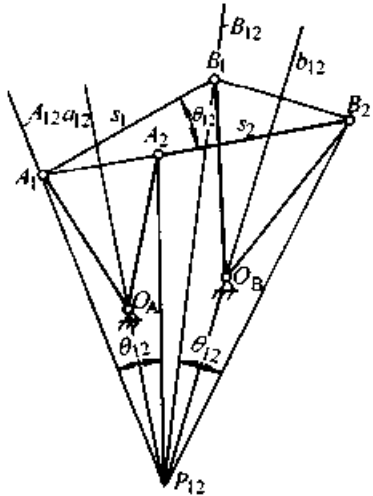
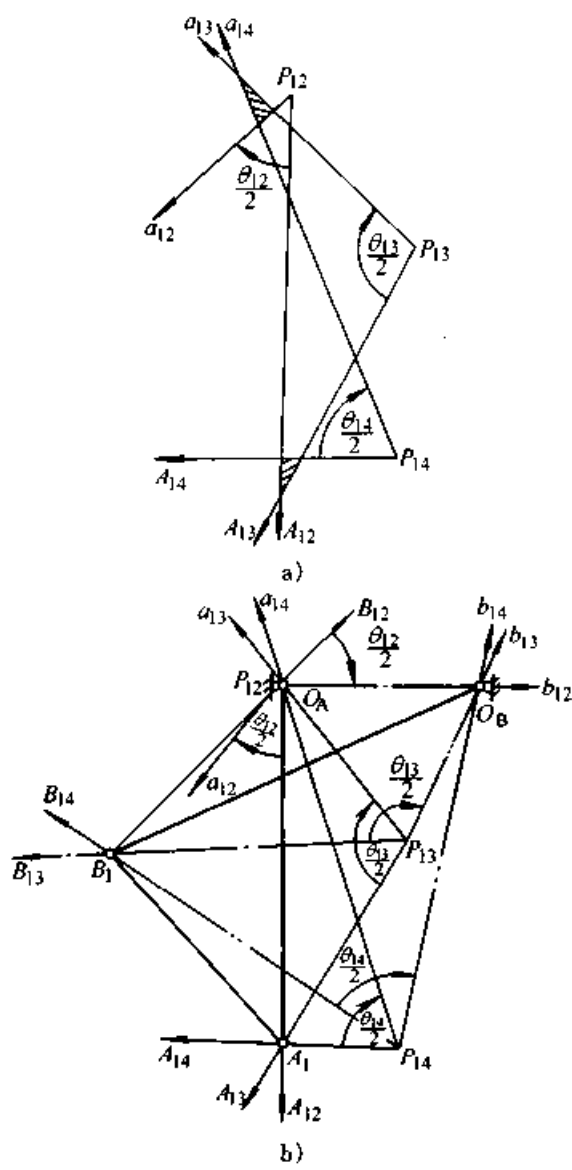
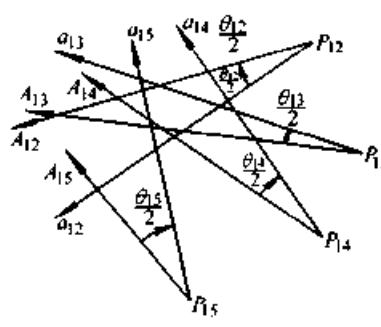
设计要求	图 例	设计 步 骤
<p>a) 导引曲线 k_c' 为一水平直线, 在 xOy 直角坐标系中, 其 $y = y_h$</p> <p>b) 设计一双摇杆机构, 使其连杆平面上点 E 的轨迹 k_c 近似逼近 (再现) 导引曲线 k_c'</p>		<p>a) 选定摇杆 1 与机架 4 的定铰链中心 O_A 相对 k_c' 的位置; 取 O_A 为坐标系原点</p> <p>b) 选定摇杆 1 杆长 a (略大于 y_h)</p> <p>c) 选定导引杆 2 长 \overline{AE} ($= a + y_h$), 且应使 $\overline{AE} + a > O_A E_{22}$</p> <p>d) 以 O_A 为圆心、a 为半径作摆杆销圆 k_A, 等分 k_A, 得摆杆 1 各位置 $O_A A_1, O_A A_2, \dots, O_A A_{24}$</p> <p>e) 定出连杆平面 2 上导引杆 2' 的位置族 $A_1 E_1, A_2 E_2, \dots, A_{24} E_{24}$, 图中 k_A 和 k_c' 为位置族的发生线</p> <p>f) 作出各极曲线, 图示为以 $A_1 E_1$ 和 $A_3 E_3$ 为参考位置时的极曲线 $p_{1,24}^d$ 和 $p_{3,24}^d$</p> <p>g) 据双摇杆机构极曲线特性, 取 $p_{1,24}^d$ 和 $p_{3,24}^d$ 的交点为定铰链 O_B, 图示还选取了 $p_{3,n}^d$ 曲线上的点 O'_B</p> <p>h) 利用反转法, 由 O_B 求出相对连杆平面第 3 位置时的各点, 这些点应在或近似在同一圆上, 其圆心即为连杆 2 与摇杆 3 的动铰中心 B_3; 由点 O'_B 可得动铰中心 B'_3</p> <p>i) 图示机构第三位置为 $O_A A_3 B_3 O_B - E$</p> <p>j) 当机构运动时, 在摆杆 1 的转角 ψ 内, 连杆平面上导引杆上点 E 在长 L 行程内能近似再现导引曲线 k_c'</p>

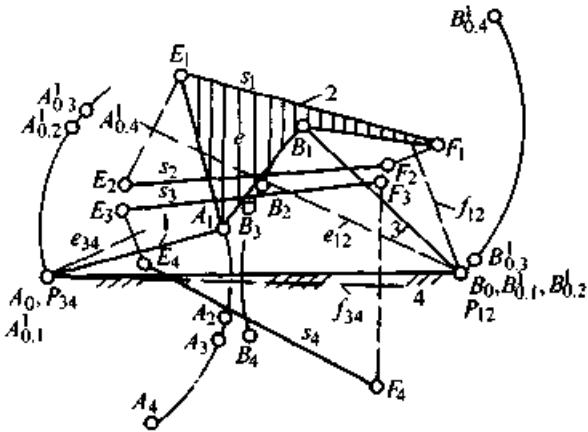
表 41.2-10 构件导引机构设计 (不计主动件运动参数)

已知条件和待求机构	图 例	图解方法和步骤
<p>已知条件:</p> <p>a) 连杆平面三个预定位置 s_1, s_2 和 s_3</p> <p>b) 连杆 2 杆长或连杆动平面上的动铰链 B, C 位置待求:</p> <p>铰链四杆机构</p>		<p>a) 分别连结点 B_1, B_2 和 B_2, B_3 以及点 C_1, C_2 和 C_2, C_3</p> <p>b) 分别作 $\overline{B_1 B_2}, \overline{B_2 B_3}$ 以及 $\overline{C_1 C_2}, \overline{C_2 C_3}$ 的垂直平分线 b_{12}, b_{23} 以及 c_{12}, c_{23}</p> <p>c) 线 b_{12} 和 b_{23} 的交点即为待求铰链四杆机构的定铰链 A; 线 c_{12} 和 c_{23} 的交点即为所求的定铰链 D</p> <p>d) 铰链四杆机构的第一位置为 $AB_1 C_1 D$, 当机构运动; 使连架杆 1 由位置 AB_1 转至 AB_3 时, 连杆 2 动平面通过预定的位置 s_1, s_2 和 s_3</p>

已知条件和待求机构	图 例	图解方法和步骤
<p>已知:</p> <p>a) 连杆平面三个预定位置 s_1、s_2 和 s_3, 其相应参考直线分别为 E_1F_1、E_2F_2 和 E_3F_3</p> <p>b) 机架固定铰链 A 和 D</p> <p>待求:</p> <p>铰链四杆机构</p>		<p>a) 以连杆平面 s 的第一位置 E_1F_1 为参考位置, 用反转法作出机架线 AD 的三个相对位置 AD、$A_2^1D_2^1$ 和 $A_3^1D_3^1$</p> <p>b) 分别连结 D 和 D_2^1 以及 D_2^1 和 D_3^1 点, 分别作 $\overline{DD_2^1}$ 和 $\overline{D_2^1D_3^1}$ 的垂直平分线, 其交点即为连杆 2 与连架杆 3 的动铰链 C_1</p> <p>c) 同理, 由点 A、A_2^1 和 A_3^1 可求出连杆 2 与连架杆 1 的动铰链 B_1</p> <p>d) 所求机构的第一位置为 AB_1C_1D</p>
<p>已知:</p> <p>a) 连杆平面两个预定位置 s_1、s_2</p> <p>b) 连杆平面上动铰链 A 和 B</p> <p>待求:</p> <p>铰链四杆机构</p>		<p>a) 分别连结点 A_1 和 A_2 以及 B_1 和 B_2, 并分别作 $\overline{A_1A_2}$ 和 $\overline{B_1B_2}$ 的垂直平分线 a_{12} 和 b_{12}</p> <p>b) 在 a_{12} 和 b_{12} 线上任作一点即为待求的定铰链中心 O_A 和 O_B</p> <p>c) 机构有无穷多解</p> <p>d) a_{12} 和 b_{12} 线的交点称为连杆 2 的转动极点或极点, 以 P_{12} 表示</p> <p>e) 连杆平面位置 s_2 可以认为是连杆平面位置 s_1 绕极点 P_{12} 转过有向角 θ_{12} 而得</p> <p>f) 由图知, 机构的动铰链 A_1 在 $P_{12}A_{12}$ (动铰边) 线上; B_1 在 $P_{12}B_{12}$ (动铰边) 线上。定铰链 O_A 和 O_B 分别在定铰边 $P_{12}a_{12}$ 和 $P_{12}b_{12}$ 线上</p> <p>g) $\angle A_{12}P_{12}a_{12} = \theta_{12}/2$; $\angle B_{12}P_{12}b_{12} = \theta_{12}/2$</p> <p>h) $\theta_{12}/2$ 为构件两位置间夹角之半, 称为半角</p>
<p>已知:</p> <p>a) 连杆平面四个预定位置 s_1、s_2、s_3、s_4</p>		<p>a) 由四个预定的连杆平面位置求出相应的极点 P_{12}、P_{13}、P_{14}、和半角 $\frac{\theta_{12}}{2}$、$\frac{\theta_{13}}{2}$、$\frac{\theta_{14}}{2}$</p> <p>b) 分别过极点 P_{12}、P_{13} 和 P_{14} 作</p>

续表 41.2-10

已知条件和待求机构	图 例	图解方法和步骤
<p>待求： 铰链四杆机构，其连杆平面通过四个预定位置</p>		<p> $\angle P_{12} = \angle A_{12}P_{12}a_{12} = \frac{\theta_{12}}{2}$; $\angle P_{13} = \angle A_{13}P_{13}a_{13} = \frac{\theta_{13}}{2}$ $\angle P_{14} = \angle A_{14}P_{14}a_{14} = \frac{\theta_{14}}{2}$ (图 a) c) 定铰 O_A 应为定铰边 a_{12}、a_{13} 和 a_{14} 的交点；而动铰 A_1 应为动铰边 A_{12}、A_{13} 和 A_{14} 的交点 d) 图 a 中 a_{12}、a_{13} 和 a_{14} 线未交于一点而围成一阴影线的三角形，类似地 A_{12}、A_{13} 和 A_{14} 也围成一阴影线的三角形 e) 现使 $\angle P_{12}$ 不动，且取 P_{12} 为定铰 O_A，分别绕点 P_{13} 和 P_{14} 转动 $\angle P_{13}$ 和 $\angle P_{14}$，使阴影线三角形逐步缩小而使线 $a_{12}a_{13}a_{14}$ 交于一点 P_{12} (O_A) 时，另一组线 A_{12}、A_{13} 和 A_{14} 也交于一点 A_1；由此得到定铰 O_A 和 A_1 f) 同理，利用另三组半角 $\angle b_{12}P_{12}B_{12} = \frac{\theta_{12}}{2}$、$\angle b_{13}P_{13}B_{13} = \frac{\theta_{13}}{2}$ 和 $\angle b_{14}P_{14}B_{14} = \frac{\theta_{14}}{2}$，转动半角的定铰边和动铰边，使其三组线 ($P_{12}b_{12}$、$P_{13}b_{13}$、$P_{14}b_{14}$ 和 $P_{12}B_{12}$、$P_{13}B_{13}$、$P_{14}B_{14}$) 分别同时交于一点 O_B 和 B_1 (图 b) g) 所求机构第一位置为 $O_A A_1 B_1 O_B$，机构运动时，连杆平面通过四个预定位置 </p>
<p>已知：连杆平面的五个预定位置 s_1、s_2、s_3、s_4 和 s_5 待求：铰链四杆机构，其连杆平面能通过五个预定位置</p>		<p> a) 先选取运动构件五个给定位置中的某个 (如第一位置) 为起始位置 b) 作出极点 P_{12}、P_{13}、P_{14} 和 P_{15} 以及求得各个半角 $\angle P_{12} = \theta_{12}/2$、$\angle P_{13} = \theta_{13}/2$、$\angle P_{14} = \theta_{14}/2$、$\angle P_{15} = \theta_{15}/2$ c) 据各极点和半角作出四个角度样板，每一样板分别绕各自极点转 </p>

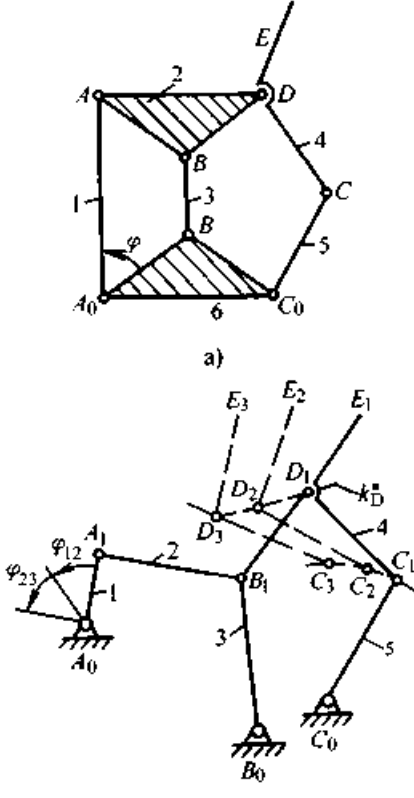
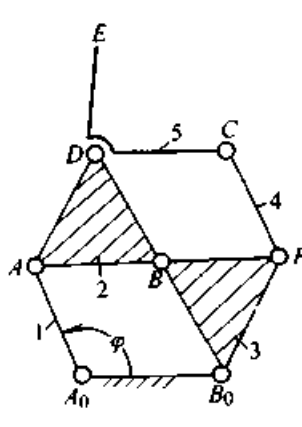
已知条件和待求机构	图 例	图解方法和步骤
		<p>动（半角转动法），直至四个半角的一组动铰边（$P_{12}A_{12}$、$P_{13}A_{13}$、$P_{14}A_{14}$、$P_{15}A_{15}$）和另一组定铰边（$P_{12}a_{12}$、$P_{13}a_{13}$、$P_{14}a_{14}$、$P_{15}a_{15}$）同时各有一个交点为止，这两交点分别为 A_1 和 O_A。</p> <p>d) 半角转动时的交点可能有四对、两对或没有，因而机构可能解相应为 6 个、1 个或无解</p>
<p>已知：连杆平面的四个预定位置 s_1、s_2、s_3 和 s_4 待求：铰链四杆机构</p>		<p>a) 连杆平面上的参考直线为 E_1F_1 (s_1)、E_2F_2 (s_2)、E_3F_3 (s_3) 和 E_4F_4 (s_4)</p> <p>b) 连结点 E_1 和 E_2、F_1 和 F_2，分别作 $\overline{E_1E_2}$ 和 $\overline{F_1F_2}$ 的垂直平分线 e_{12} 和 f_{12}，其交点为极点 P_{12}，并将其取为连架杆 3 的定铰链 B_0</p> <p>c) 连结点 E_3 和 E_4、F_3 和 F_4，分别作 $\overline{E_3E_4}$ 和 $\overline{F_3F_4}$ 的垂直平分线 e_{34} 和 f_{34}，其交点为极点 P_{34}，并取为连架杆 1 的定铰链 A_0</p> <p>d) 取连杆 2 动平面第一位置 E_1F_1 为参考位置，分别用反转法确定 A_0 和 B_0 的相对位置 $A_{0.1}$、$A_{0.2}$、$A_{0.3}$ ($\equiv A_{0.4}$) 以及 $B_{0.1}$ ($\equiv B_{0.2}$)、$B_{0.3}$、$B_{0.4}$</p> <p>e) 分别过 $A_{0.1}$、$A_{0.2}$、$A_{0.3}$ 以及 $B_{0.1}$、$B_{0.3}$、$B_{0.4}$ 作圆，其圆心即为动铰链 A_1 和 B_1</p> <p>f) 机构第一位置为 $A_0A_1B_1B_0$ (带阴影线构件为连杆 2)</p>
<p>已知：连杆平面的四个预定位置 s_1、s_2、s_3 和 s_4 待求：铰链四杆机构</p>		<p>a) 连杆平面四个预定位置的参考直线为 E_1F_1、E_2F_2、E_3F_3 和 E_4F_4</p> <p>b) 连结点 E_1 和 E_2 以及 F_1 和 F_2，作 $\overline{E_1E_2}$ 和 $\overline{F_1F_2}$ 的垂直平分线 e_{12} 和 f_{12}；其交点为 P_{12}，并取为连架杆 3 的定铰链中心 B_0</p> <p>c) 连结点 E_3 和 E_4 以及 F_3 和 F_4，作 $\overline{E_3E_4}$ 和 $\overline{F_3F_4}$ 的垂直平分线</p>

续表 41.2-10

已知条件和待求机构	图 例	图解方法和步骤
		<p>e_{34} 和 f_{34}, 其交点为 P_{34}, 并取为动铰链中心 A_3 (A_4)</p> <p>d) 以连杆 2 动平面第一位置 E_1F_1 为参考位置, 用反转法作出定铰 B_0 的各相对位置 $B_{0,1}^I (=B_{0,2}^I)$、$B_{0,3}^I$、$B_{0,4}^I$; 过这些点作圆, 其圆心即为动铰链中心 B_1</p> <p>e) 分别以 E_1F_1 和 E_2F_2 为底边作 $\triangle E_1F_1A_1 = \triangle E_3F_3A_3$ 和 $\triangle E_2F_2A_2 = \triangle E_4F_4A_4$, 得 A_1 和 A_2 点</p> <p>f) 过点 A_1、A_2、A_3 (A_4) 作圆, 其圆心即为连架杆 1 的定铰链 A_0</p> <p>g) 机构第一位置为 $A_0A_1B_1B_0$ (带阴影线的构件为连杆 2)</p>

表 41.2-11 六杆导引机构的型式和设计图例

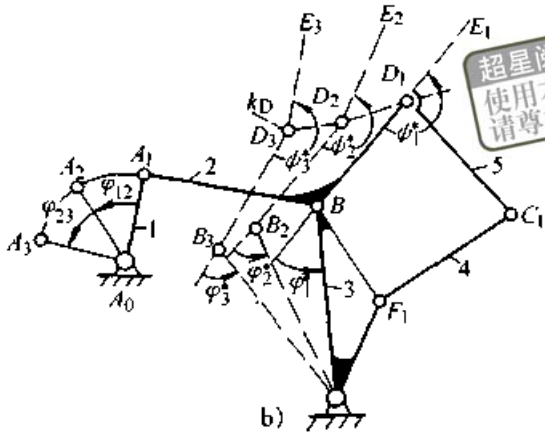
运动链名称	运动链型式	说明
瓦特运动链		<p>a) 图中粗实线表示在机构中被导引的运动构件</p> <p>b) 图示箭头表示可能要求实现的主动件运动参数 (连架杆角位移)</p> <p>c) 带断面线的构件表示机架或参考构件</p>
六杆导引机构型式 斯蒂芬森运动链		

已知条件	图 例	方法和步骤
<p>a) 运动构件的三个预定位置 s_1、s_2 和 s_3 (其上参考直线为 DE)</p> <p>b) 相对应的连架杆角位移 φ_{12} 和 φ_{13}</p>	 <p>a)</p> <p>b)</p>	<p>a) 选取图 a 所示运动链型式</p> <p>b) 据点位 D_1、D_2 和 D_3 以及 φ_{12}、φ_{13} 设计导引机构 $A_0A_1B_1B_0 - D_1$ (第一位置)</p> <p>c) 选取运动构件 2 上 D 点为动铰链中心</p> <p>d) 在运动构件 4 上选取另一点 C 作为动铰链中心</p> <p>e) 由点位 D_1、D_2、D_3 以及预定位置 s_1、s_2、s_3 确定 C_1、C_2 和 C_3 的点位</p> <p>f) 由点位 C_1、C_2、C_3 求出定铰中心 C_0</p> <p>g) 满足设计要求的六杆导引机构第一位置为 $A_0A_1B_1B_0D_1C_1C_0$ 杆 4 为被导引杆, 其预定位置 s_1、s_2、s_3 和连架杆 1 角位移 φ_{12}、φ_{13} 相对应</p>
<p>a) 运动构件的三个预定位置 s_1、s_2、s_3 (其上参考直线为 DE)</p> <p>b) 相对应的连架杆角位移 φ_{12} 和 φ_{13}</p>	 <p>a)</p>	<p>a) 选取图 b 所示运动链型式 (图 a)</p> <p>b) 据运动构件上给定的参考点 D_1、D_2、D_3 以及 φ_{12}、φ_{13}; 设计铰链四杆导引机构 $A_0A_1B_1B_0 - D_1$ (机构第一位置)</p> <p>c) 当连架杆 1 位置为 A_0A_1、A_0A_2、A_0A_3 时确定杆 2 动</p>

导引机构设计

超星阅读器
使用本复制软件
请尊重版权

续表 41.2-11

已知条件	图 例	方法和步骤
<p>a) 运动构件的三个预定位置 s_1、s_2 和 s_3 (其上参考直线为 DE)</p> <p>b) 相对应的连架杆角位移 φ_{12} 和 φ_{13}</p>		<p>平面位置 B_1D_1、B_2D_2、B_3D_3 以及 φ_1^1、φ_1^2、φ_1^3、φ_2^1、φ_2^2、φ_2^3、φ_3^1、φ_3^2、φ_3^3 (d) 根据杆 3 和杆 5 相对杆 2 的三对角位移 φ_i^1、φ_i^2 ($i = 1, 2, 3$) 设计四杆机构 $BDCF$;</p> <p>e) 满足给定条件的六杆导引机构 A_1ABB_3DCF 见图 b; 被导引杆为 DC、主动件 1 运动参数为角位移 φ</p>

3.4 用解析法设计导引机构

(1) 用定长法设计点位导引机构

设机构中构件动平面用参考直线 PB 表示 (图 41.2-1)。当构件运动时, 点 P 和 B 在固定平面中分别占有位置 P_1 、 P_2 、 \dots 、 P_i 和 B_1 、 B_2 、 \dots 、 B_i , 取与固定平面相固连的定坐标系 xoy 以及和构件动平面相固连的动坐标系 $\zeta P\mu$; 点 B 在动坐标中坐标为 ζ_B 、 μ_B , 而在定坐标系中的坐标为 x_B 、 y_B ; 构件动平面在任一位置 i 时, 点 B_i 在两个坐标系中的坐标可表示为

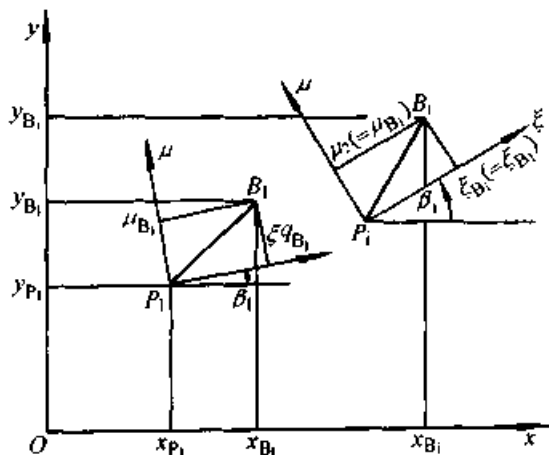


图 41.2-1 构件动平面坐标系

$$\left. \begin{aligned} x_{B_i} &= x_{P_i} + \zeta_{B_i} \cos \beta_i - \mu_{B_i} \sin \beta_i \\ y_{B_i} &= y_{P_i} + \zeta_{B_i} \sin \beta_i + \mu_{B_i} \cos \beta_i \end{aligned} \right\} (41.2-1)$$

式中 ζ_B 和 y_B 为 B 点在动坐标系中坐标值, 与构件运动位置无关, 为一定值。

初始位置时点 B 的坐标值为

$$\left\{ \begin{aligned} x_B &= x_{P_1} + \zeta_B \cos \beta_1 - \mu_B \sin \beta_1 \\ y_B &= y_{P_1} + \zeta_B \sin \beta_1 + \mu_B \cos \beta_1 \end{aligned} \right. \text{和}$$

$$\left\{ \begin{aligned} \zeta_B &= (x_{B_1} - x_{P_1}) \cos \beta_1 + (y_{B_1} - y_{P_1}) \sin \beta_1 \\ \mu_B &= (y_{B_1} - y_{P_1}) \cos \beta_1 - (x_{B_1} - x_{P_1}) \sin \beta_1 \end{aligned} \right. (41.2-2)$$

将式 (41.2-2) 代入式 (41.2-1), 得

$$\left. \begin{aligned} x_{B_i} &= x_{P_i} + x_B \cos \beta_{1i} - x_{P_1} \cos \beta_{1i} + \\ &\quad y_{P_1} \sin \beta_{1i} - y_B \sin \beta_{1i} \\ y_{B_i} &= y_{P_i} + x_B \sin \beta_{1i} - x_{P_1} \sin \beta_{1i} - \\ &\quad y_{P_1} \cos \beta_{1i} + y_B \cos \beta_{1i} \end{aligned} \right\} (41.2-3)$$

式中 $\beta_{1i} = \beta_i - \beta_1$

对图 41.2-2 所示铰链四杆机构, 点 P 和 C 均为连杆 2 动平面上两点, 当已知 P_i 和 β_{1i} 时, 点 C 在定坐标系中的位置可表示为

$$\left. \begin{aligned} x_{C_i} &= x_{P_i} + x_C \cos \beta_{1i} - x_{P_1} \cos \beta_{1i} + \\ &\quad y_{P_1} \sin \beta_{1i} - y_C \sin \beta_{1i} \\ y_{C_i} &= y_{P_i} + x_C \sin \beta_{1i} - x_{P_1} \sin \beta_{1i} - \\ &\quad y_{P_1} \cos \beta_{1i} + y_C \cos \beta_{1i} \end{aligned} \right\} (41.2-4)$$

机构运动时, 根据刚性构件定长原则, 动铰

链中心 B, 至定铰链中心 A 以及中心 C, 至 D 间距离始终不变, 即

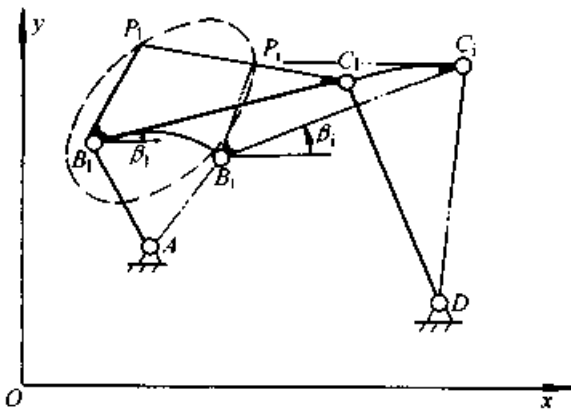


图 41.2-2 点位导引四杆机构

$$\left. \begin{aligned} (x_{B_1} - x_A)^2 + (y_{B_1} - y_A)^2 &= \\ (x_{B_2} - x_A)^2 + (y_{B_2} - y_A)^2 &= \\ (x_{C_1} - x_D)^2 + (y_{C_1} - y_D)^2 &= \\ (x_{C_2} - x_D)^2 + (y_{C_2} - y_D)^2 &= \end{aligned} \right\} \quad (41.2-5)$$

将式 (41.2-3) 和 (41.2-4) 代入上式, 经展开和整理后, 得

$$G_{1i} \cos \beta_{1i} + H_{1i} \sin \beta_{1i} = K_{1i} \quad (41.2-6)$$

式中 $G_{1i} = (x_{B_1} - x_{P_1})(x_{P_1} - x_A) + (y_{B_1} - y_{P_1})(y_{P_1} - y_A)$

$$H_{1i} = (x_{B_1} - x_{P_1})(y_{P_1} - y_A) - (y_{B_1} - y_{P_1})(x_{P_1} - x_A)$$

$$K_{1i} = x_{B_1}(x_{P_1} - x_A) + y_{B_1}(y_{P_1} - y_A) + x_{P_1}x_A + y_{P_1}y_A - 0.5(x_{P_1}^2 + y_{P_1}^2 + x_A^2 + y_A^2)$$

$i = 2, 3, \dots, n$

和 $G_{2i} \cos \beta_{2i} + H_{2i} \sin \beta_{2i} = K_{2i} \quad (41.2-7)$

式中 $G_{2i} = (x_{C_1} - x_{P_1})(x_{P_1} - x_D) + (y_{C_1} - y_{P_1})(y_{P_1} - y_D)$

$$H_{2i} = (x_{C_1} - x_{P_1})(y_{P_1} - y_D) - (y_{C_1} - y_{P_1})(x_{P_1} - x_D)$$

$$K_{2i} = x_{C_1}(x_{P_1} - x_D) + y_{C_1}(y_{P_1} - y_D) + x_{P_1}x_D + y_{P_1}y_D - 0.5(x_{P_1}^2 + y_{P_1}^2 + x_D^2 + y_D^2)$$

$i = 2, 3, \dots, n$

由式 (41.2-6) 和 (41.2-7), 得

$$\left. \begin{aligned} \cos \beta_{1i} &= \frac{K_{1i}H_{2i} - K_{2i}H_{1i}}{G_{1i}H_{2i} - G_{2i}H_{1i}} \\ \sin \beta_{1i} &= \frac{G_{1i}K_{2i} - G_{2i}K_{1i}}{G_{1i}H_{2i} - G_{2i}H_{1i}} \end{aligned} \right\} \quad (41.2-8)$$

将上两式平方相加, 得计算点位导引机构的参数方程式

$$(G_{1i}K_{2i} - G_{2i}K_{1i})^2 + (K_{1i}H_{2i} - K_{2i}H_{1i})^2 = (G_{1i}H_{2i} - G_{2i}H_{1i})^2 \quad (41.2-9)$$

式中 $i = 2, 3, \dots, n$

式 (41.2-9) 中各系数均不包含连杆动平面倾角 β , 因此可用该式据给定点位 P_1, P_2, \dots, P_n 的坐标设计导引机构, 待定机构参数为 8 个: $x_A, y_A, x_B, y_B, x_D, y_D, x_{C_1}$ 和 y_{C_1} 。方程数为 $n-1$ 个, 故方程可解时应满足: $n-1=8$, 即 $n=9$, 设计点位导引四杆机构时, 最多可满足 9 个给定点位, 即 $x_{P_1}, y_{P_1}, x_{P_2}, y_{P_2}, \dots, x_{P_9}, y_{P_9}$ 。

用定长法设计点位导引四杆机构的图例见表 41.2-12。

表 41.2-12 点位导引机构的定长法设计图例

已知条件	图 例	计算过程
a) 构件动平面上 P 点在坐标系 xoy 中五个给定点位 $P_1 = (1, 1)$ $P_2 = (2, 0.5)$ $P_3 = (3, 1.5)$ $P_4 = (2, 2)$ $P_5 = (1.5, 1.9)$ b) 定铰链 A 和 D 的位置 $x_A = 2.1, y_A = 0.5$ $x_D = 1.5, y_D = 4.2$ c) 待定杆长		a) 因点位数 $n = 5$, 故设计方程数为 $n - 1 = 4$; 给定机构参数为 x_A, y_A, x_D, y_D 共四个, 故待定机构参数为 $8 - 4 = 4$ 个 b) 设计方程数 = 待定机构参数 = 4 c) 将各给定点位坐标值代入式 (41.2-6) 和式 (41.2-7), 求出各系数 $G_{12}, G_{13}, G_{14}, G_{15}$

续表 41.2-12

已知条件	图例	计算过程
<p>杆1长 $l_{AB} =$ $\sqrt{(x_{B_1} - x_A)^2 + (y_{B_1} - y_A)^2}$</p> <p>杆2长 $l_{BC} =$ $\sqrt{(x_{B_1} - x_{C_1})^2 + (y_{B_1} - y_{C_1})^2}$</p> <p>杆3长 $l_{CD} =$ $\sqrt{(x_{C_1} - x_D)^2 + (y_{C_1} - y_D)^2}$</p> <p>导引杆长 $l_{BP} =$ $\sqrt{(x_{B_1} - x_{P_1})^2 + (y_{B_1} - y_{P_1})^2}$</p> <p>$l_{CP} =$ $\sqrt{(x_{C_1} - x_{P_1})^2 + (y_{C_1} - y_{P_1})^2}$</p>		<p>$H_{12}, H_{13}, H_{14}, H_{15}$ $K_{12}, K_{13}, K_{14}, K_{15}$</p> <p>和</p> <p>$G_{22}, G_{23}, G_{24}, G_{25}$ $H_{22}, H_{23}, H_{24}, H_{25}$ $K_{22}, K_{23}, K_{24}, K_{25}$</p> <p>d) 将各系数代入式 (41.2-9), 得四个非线性方程式, 即</p> <p>$(G_{12}K_{22} - G_{22}K_{12})^2 + (K_{12}H_{22} - K_{22}H_{12})^2 = (G_{12}H_{22} - G_{22}H_{12})^2$</p> <p>$(G_{13}K_{23} - G_{23}K_{13})^2 + (K_{13}H_{23} - K_{23}H_{13})^2 = (G_{13}H_{23} - G_{23}H_{13})^2$</p> <p>$(G_{14}K_{24} - G_{24}K_{14})^2 + (K_{14}H_{24} - K_{24}H_{14})^2 = (G_{14}H_{24} - G_{24}H_{14})^2$</p> <p>$(G_{15}K_{25} - G_{25}K_{15})^2 + (K_{15}H_{25} - K_{25}H_{15})^2 = (G_{15}H_{25} - G_{25}H_{15})^2$</p> <p>e) 由四个方程解得四个待定参数</p> <p>$x_{B_1} = 0.607, y_{B_1} = -1.127$</p> <p>$x_{C_1} = -0.586, y_{C_1} = 0.997$</p> <p>f) 各杆杆长为: $l_{AB} = 2.283,$ $l_{CD} = 3.822, l_{BC} = 2.436$ $l_{BP} = 2.163, l_{CP} = 1.586$</p> <p>g) 机构第一位置运动简图如图示</p>

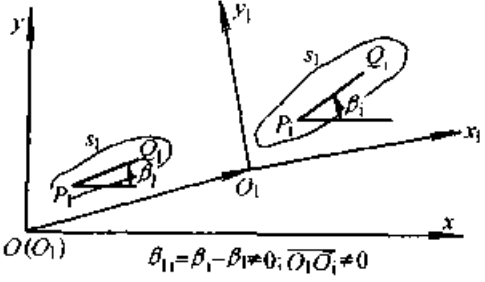
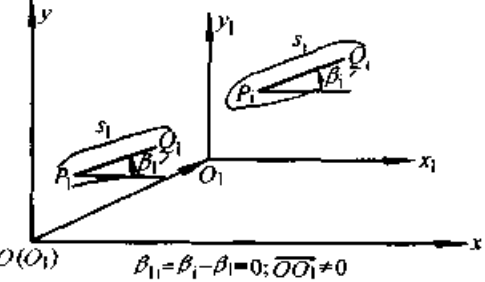
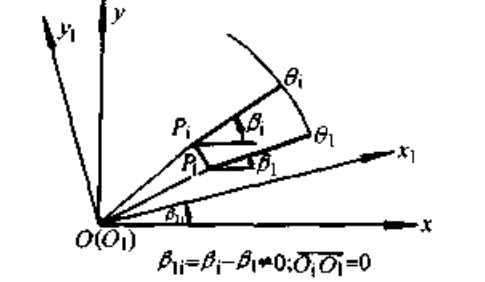
(2) 用位移矩阵法设计预定构件位置的导引机构

1) 运动构件的位移矩阵 当构件由位置 s_1 运动至位置 s_i 时, 其上任一点 Q 运动前后在固定坐标系中的坐标值与构件的已知位置参数有固

定的关系, 这种关系常用系数矩阵或位移矩阵 $[T_s]_{ii}$ 表示 (下标 $1i$ 表示由位置 1 运动至位置 i), 它常用于导引和传动机构的解析法设计。位移矩阵的表达式见表 41.2-13。

表 41.2-13 位移矩阵表达式

构件坐标系	说明
	<p>xOy —— 固定 (参考) 坐标系</p> <p>$x_1O_1y_1$ —— 与运动构件相固连的动坐标系</p> <p>s_1, P_1Q_1 —— 构件初始位置及其上参考直线</p> <p>s_i, P_iQ_i —— 构件任意位置及其参考直线</p> <p>β_1, β_i —— 运动构件相对定坐标系在初始和任意位置时参考直线对 x 轴的倾角</p> <p>$\beta_{1i} (= \beta_i - \beta_1)$ —— 运动构件由位置 1 至位置 i 时的角位移</p> <p>$\overline{O_{1i}M_i} = x_{Q_i}, \overline{O_{1i}N_i} = y_{Q_i}$</p> <p>$\overline{O_{1i}L_i} = x_{P_i}, \overline{O_{1i}K_i} = y_{P_i}$</p>

构件运动形式	位移矩阵
<p>一般平面运动</p>  <p>$\beta_{11} = \beta_1 - \beta_1 = 0; \overline{O_1 O_1} \neq 0$</p>	<p>a) $[T_s]_{1i} = \begin{bmatrix} \cos\beta_{1i} & -\sin\beta_{1i} & (x_{P_i} - x_{P_i}\cos\beta_{1i} + y_{P_i}\sin\beta_{1i}) \\ \sin\beta_{1i} & \cos\beta_{1i} & (y_{P_i} - x_{P_i}\sin\beta_{1i} - y_{P_i}\cos\beta_{1i}) \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$</p> <p>b) 动坐标系原点 O_1 在定坐标系中的坐标为</p> $\begin{cases} x_{o1i} = x_{P_i} - x_{P_i}\cos\beta_{1i} + y_{P_i}\sin\beta_{1i} \\ y_{o1i} = y_{P_i} - x_{P_i}\sin\beta_{1i} - y_{P_i}\cos\beta_{1i} \end{cases}$ <p>c) 动平面上任一点 Q_1 的坐标</p> $\begin{bmatrix} x_{Q_1} \\ y_{Q_1} \end{bmatrix} = [T_s]_{1i} \begin{bmatrix} x_{Q_1} \\ y_{Q_1} \end{bmatrix}$
<p>平移运动</p>  <p>$\beta_{11} = \beta_1 - \beta_1 = 0; \overline{O_1 O_1} \neq 0$</p>	<p>a) $[T_s]_{1i} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & (x_{P_i} - x_{P_i}) \\ 0 & 1 & (y_{P_i} - y_{P_i}) \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$</p> <p>b) $x_{o1i} = (x_{P_i} - x_{P_i}), y_{o1i} = (y_{P_i} - y_{P_i})$</p> <p>c) $\begin{bmatrix} x_{Q_1} \\ y_{Q_1} \end{bmatrix} = [T_s]_{1i} \begin{bmatrix} x_{Q_1} \\ y_{Q_1} \\ 1 \end{bmatrix}$</p>
<p>定轴转动</p>  <p>$\beta_{11} = \beta_1 - \beta_1 \neq 0; \overline{O_1 O_1} = 0$</p>	<p>a) $[T_s]_{1i} = \begin{bmatrix} \cos\beta_{1i} & -\sin\beta_{1i} & 0 \\ \sin\beta_{1i} & \cos\beta_{1i} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$</p> <p>b) $x_{o1i} = y_{o1i} = 0$</p> <p>c) $\begin{bmatrix} x_{Q_1} \\ y_{Q_1} \\ 1 \end{bmatrix} = [T_s]_{1i} \begin{bmatrix} x_{Q_1} \\ y_{Q_1} \\ 1 \end{bmatrix}$</p>

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
保留相关知识产权！

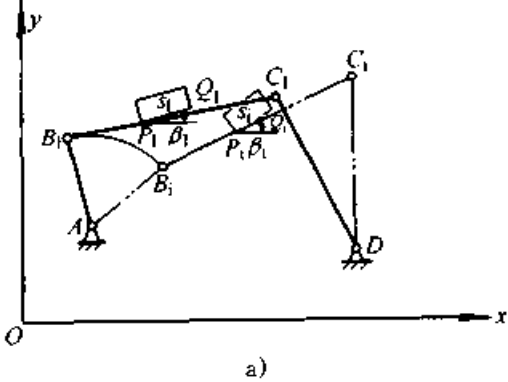
2) 按预定连杆位置设计导引机构
设计四铰链导引机构时，必须根据已知位置参数 $(x_{P_i}, y_{P_i}, \beta_i)$ 在连杆平面上找出两个动铰接点，使它们的各个位置分别位于某一圆心

(定铰接点) 的圆周上或位于同一直线上。四铰链和摆杆滑块导引机构的设计过程和图例见表 41.2-14 和 41.2-15。

表 41.2-14 四铰链导引机构设计

已知条件和待求参数	图 例	设计 过程
<p>已知：连杆平面预定位置 $s_1(x_{P_1}, y_{P_1}, \beta_1)$ $s_2(x_{P_2}, y_{P_2}, \beta_2)$ $s_i(x_{P_i}, y_{P_i}, \beta_i) (i = 1, 2, \dots, n)$ 待求机构参数 8</p>		<p>a) 连杆平面上动铰接点 B 和 C 的位移矩阵方程为</p> $\begin{bmatrix} x_{B_i} \\ y_{B_i} \\ 1 \end{bmatrix} = [T_s]_{1i} \begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{bmatrix}$ <p>和</p> $\begin{bmatrix} x_{C_i} \\ y_{C_i} \\ 1 \end{bmatrix} = [T_s]_{1i} \begin{bmatrix} x_{C_1} \\ y_{C_1} \\ 1 \end{bmatrix}$

续表 41.2-14

已知条件和待求参数	图 例	设计过程																				
个： $x_A, y_A; x_D, y_D$ $x_{B_1}, y_{B_1}; x_{C_1}, y_{C_1}$	 <table border="1" data-bbox="363 1019 900 1339"> <thead> <tr> <th>给定位置数</th> <th>可列方程数</th> <th>待求机构参数</th> <th>可任选机构参数</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2</td> <td>2</td> <td>2</td> <td>6</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>4</td> <td>4</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>6</td> <td>6</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>8</td> <td>8</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>	给定位置数	可列方程数	待求机构参数	可任选机构参数	2	2	2	6	3	4	4	4	4	6	6	2	5	8	8	0	<p>b) 点 B_1, B_2, \dots, B_n 均绕定铰中心 A 点转动, 其约束方程为</p> $(x_{B_i} - x_A)^2 + (y_{B_i} - y_A)^2 = (x_{B_1} - x_A)^2 + (y_{B_1} - y_A)^2$ <p>同理, 点 C 的约束方程为</p> $(x_{C_i} - x_D)^2 + (y_{C_i} - y_D)^2 = (x_{C_1} - x_D)^2 + (y_{C_1} - y_D)^2$ <p>c) 铰链中心坐标计算式</p> $A_{1i}x_{B_i} + B_{1i}y_{B_i} = C_{1i}$ $A_{2i}x_{C_i} + B_{2i}y_{C_i} = C_{2i}$ <p>式中 $i = 2, 3, \dots, n$</p> $A_{1i} = x_{o1i} \cos \beta_{1i} + y_{o1i} \sin \beta_{1i} - x_A \cos \beta_{1i} - y_A \sin \beta_{1i} + x_A$ $B_{1i} = y_{o1i} \cos \beta_{1i} - x_{o1i} \sin \beta_{1i} + x_A \sin \beta_{1i} - y_A \cos \beta_{1i} + y_A$ $A_{2i} = x_{o2i} \cos \beta_{2i} + y_{o2i} \sin \beta_{2i} - x_D \cos \beta_{2i} - y_D \sin \beta_{2i} + x_D$ $B_{2i} = y_{o2i} \cos \beta_{2i} - x_{o2i} \sin \beta_{2i} + x_D \sin \beta_{2i} - y_D \cos \beta_{2i} + y_D$ $C_{1i} = x_{o1i}x_A + y_{o1i}y_A - \frac{1}{2}(x_{o1i}^2 + y_{o1i}^2)$ $C_{2i} = x_{o2i}x_D + y_{o2i}y_D - \frac{1}{2}(x_{o2i}^2 + y_{o2i}^2)$ $x_{o1i} = x_{P_i} - x_{P_i} \cos \beta_{1i} + y_{P_i} \sin \beta_{1i}$ $y_{o1i} = y_{P_i} - x_{P_i} \sin \beta_{1i} - y_{P_i} \cos \beta_{1i}$ <p>d) 已知 n 个连杆平面位置, 可列出 $(n-1)$ 个约束方程和铰链中心坐标计算式 (非线性方程), 每一方程中有相同的 4 个未知参数: $x_{B_1}, y_{B_1}, x_A, y_A$, 为可解应使 $n-1=4$, 故 $n=5$; 同理, 另一方程组也有 $(n-1)$ 个铰链中心坐标计算式和 4 个未知参数: x_{C_1}, y_{C_1}, x_D 和 y_D</p> <p>e) 给定五个连杆平面位置, 理论上可解出 8 个未知参数; 一般所给位置小于 5</p>
给定位置数	可列方程数	待求机构参数	可任选机构参数																			
2	2	2	6																			
3	4	4	4																			
4	6	6	2																			
5	8	8	0																			
已知: 连杆平面三个位置 $s_1(x_{P_1} = 1, y_{P_1} = 1, \beta_1 = 0^\circ)$		<p>a) 给定位置数 $n=3$, 可任选机构参数数为 4, 即设 $x_A = y_A = 0; x_D = 5.0, y_D = 0$</p> <p>b) 计算 x_{o1i}</p> $i=2, \beta_{12} = \beta_2 - \beta_1 = 0^\circ; x_{o12} = 1, y_{o12} = -0.5$																				

超星阅读器提醒
使用本资源
请尊重相关知识产权!

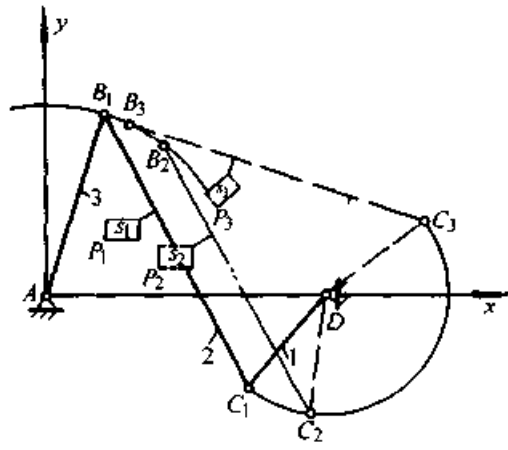
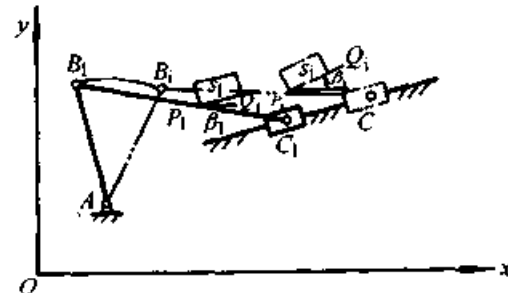
已知条件和待求参数	图 例	设计过程
<p>$s_2(x_{P_2}=2, y_{P_2}=0.5, \beta_2=0^\circ)$ $s_3(x_{P_3}=3, y_{P_3}=1.5, \beta_3=45^\circ)$</p>		<p>$i=3, \beta_{13} = \beta_3 - \beta_1 = 45^\circ; x_{o13} = 3, y_{o13} = 0.0858$</p> <p>c) 计算连架杆 AB 约束方程系数和列出约束方程</p> <p>$i=2; A_{12} = 1, B_{12} = -0.5, C_{12} = -0.625$ $x_{B_1} - 0.5y_{B_1} = -0.625 \quad (a)$</p> <p>$i=3; A_{13} = 2.182, B_{13} = -2.061, C_{13} = -4.504$ $2.182x_{B_1} - 2.061y_{B_1} = -4.504 \quad (b)$</p> <p>联解方程 (a), (b), 得 $x_{B_1} = 0.994, y_{B_1} = 3.238$</p> <p>d) 计算连架杆 CD 约束方程系数和列出约束方程</p> <p>$i=2; A_{22} = 1, B_{22} = -0.5, C_{22} = 4.375$ $x_{C_1} - 0.5y_{C_1} = 4.375 \quad (c)$</p> <p>$i=3; A_{23} = 3.646, B_{23} = 1.475, C_{23} = 10.496$ $3.646x_{C_1} + 1.475y_{C_1} = 10.496 \quad (d)$</p> <p>联解式 (c) 和 (d), 得 $x_{C_1} = 3.548, y_{C_1} = -1.655$</p> <p>e) 各杆长 $l_{AB} = 3.387, l_{BC} = 5.519, l_{CD} = 2.202, l_{AD} = 5$</p> <p>f) 机构第一位置为 AB_1C_1D</p>

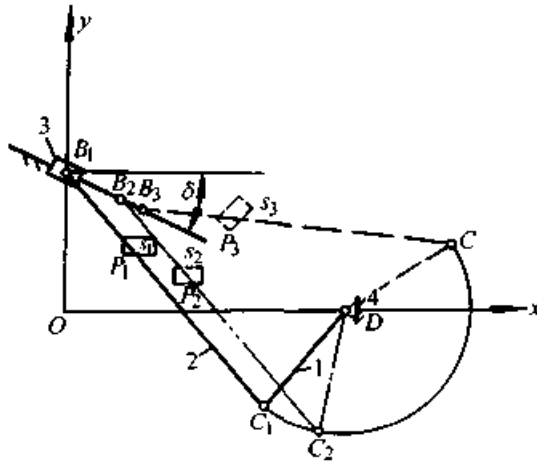
表 41.2-15 摆杆滑杆导引机构设计

已知条件和待求参数	图 例	设计过程
<p>已知: 连杆平面预定位置</p> <p>$s_1(x_{P_1}, y_{P_1}, \beta_1)$ $s_2(x_{P_2}, y_{P_2}, \beta_2)$ \vdots $s_i(x_{P_i}, y_{P_i}, \beta_i)$ $(i=1, 2, \dots, n)$</p> <p>待求机构参数 6 个:</p> <p>$x_A, y_A; x_{B_1}, y_{B_1}; x_{C_1}, y_{C_1}$</p>		<p>a) 连杆平面上点 B 和 C 的位移矩阵方程为</p> $\begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{bmatrix} = (T_1)_{11} \begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{bmatrix};$ $\begin{bmatrix} x_{C_1} \\ y_{C_1} \\ 1 \end{bmatrix} = (T_2)_{11} \begin{bmatrix} x_{C_1} \\ y_{C_1} \\ 1 \end{bmatrix}$ <p>b) 点 B 约束方程为</p> $(x_{B_1} - x_A)^2 + (y_{B_1} - y_A)^2 = (x_{B_1} - x_A)^2 + (y_{B_1} - y_A)^2$

续表 41.2-15

已知条件和待求参数	图 例				设计过程
					c) 点 C_1, C_2, \dots, C_i 均应位于同一导路中心线上, 其约束方程为 $\frac{y_{C_1} - y_{C_1}}{x_{C_1} - x_{C_1}} = \frac{y_{C_2} - y_{C_1}}{x_{C_2} - x_{C_1}}$ d) 点 B 和 A 的铰链中心坐标计算式与铰链四杆导引机构的计算式相同 e) 点 C 的计算式可由点 C 的位移矩阵式代入其约束方程后求得 f) 给定 4 个给定连杆位置, $C_1(x_{C_1}, y_{C_1})$ 可唯一确定, 而待求参数 x_{B_1}, y_{B_1}, x_A 和 y_A 等 4 个参数中应选定一个, 机构仍有无穷多解
	给定位置数	可列方程数	待求机构参数数	可任选机构参数数	
	2	1	1	5	
	3	3	3	3	
	4	5	5	1	
	b)				

已知: 连杆平面三个预定位置 s_1
 $(x_{P_1} = 1, y_{P_1} = 1, \beta_1 = 0^\circ)$
 $s_2(x_{P_2} = 2, y_{P_2} = 0.5, \beta_2 = 0^\circ)$
 $s_3(x_{P_3} = 3, y_{P_3} = 1.5, \beta_3 = 45^\circ)$
 待求机构参数 6 个:
 $x_D, y_D, x_{C_1}, y_{C_1}, x_{B_1}, y_{B_1}$



a) 连杆 2 上动铰点 C 的约束方程为 $(n-1) = 2$ 连杆 2 上动铰点 B 为直线运动, 约束方程为 $(n-2) = 1$

b) 可任选机构参数 3 个:
 取 $x_D = 5.0, y_D = 0, x_{B_1} = 0$

c) 由约束方程和已知条件求得 $x_{C_1} = 3.548, y_{C_1} = -1.655$

d) 由点 B 约束方程 $\frac{y_{B_3} - y_{B_1}}{x_{B_3} - x_{B_1}} = \frac{y_{B_2} - y_{B_1}}{x_{B_2} - x_{B_1}}$ 和

点 B 位移矩阵方程 $\begin{bmatrix} x_{B_2} \\ y_{B_2} \\ 1 \end{bmatrix} =$

$$[T_s]_{12} \begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} x_{B_3} \\ y_{B_3} \\ 1 \end{bmatrix} = [T_s]_{13} \begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{bmatrix}$$

以及位移矩阵式 $[T_s]_{12}$ 和 $[T_s]_{13}$ 及已知条件求得 $y_{B_1} = 2.453$

e) 连杆 2 长 $l_{BC} = \sqrt{(x_{C_1} - x_{B_1})^2 + (y_{C_1} - y_{B_1})^2} = 5.428$

f) 滑块 3 导路中心线与 x 轴正向夹角为

$$\tan \delta = \frac{y_{B_3} - y_{B_1}}{x_{B_3} - x_{B_1}} = -0.5, \delta = -26^\circ 33' 54''$$

g) 摆杆滑块机构的第一位置为 $DC_1B_1 - P$

4 连杆曲线

4.1 四杆机构的连杆曲线

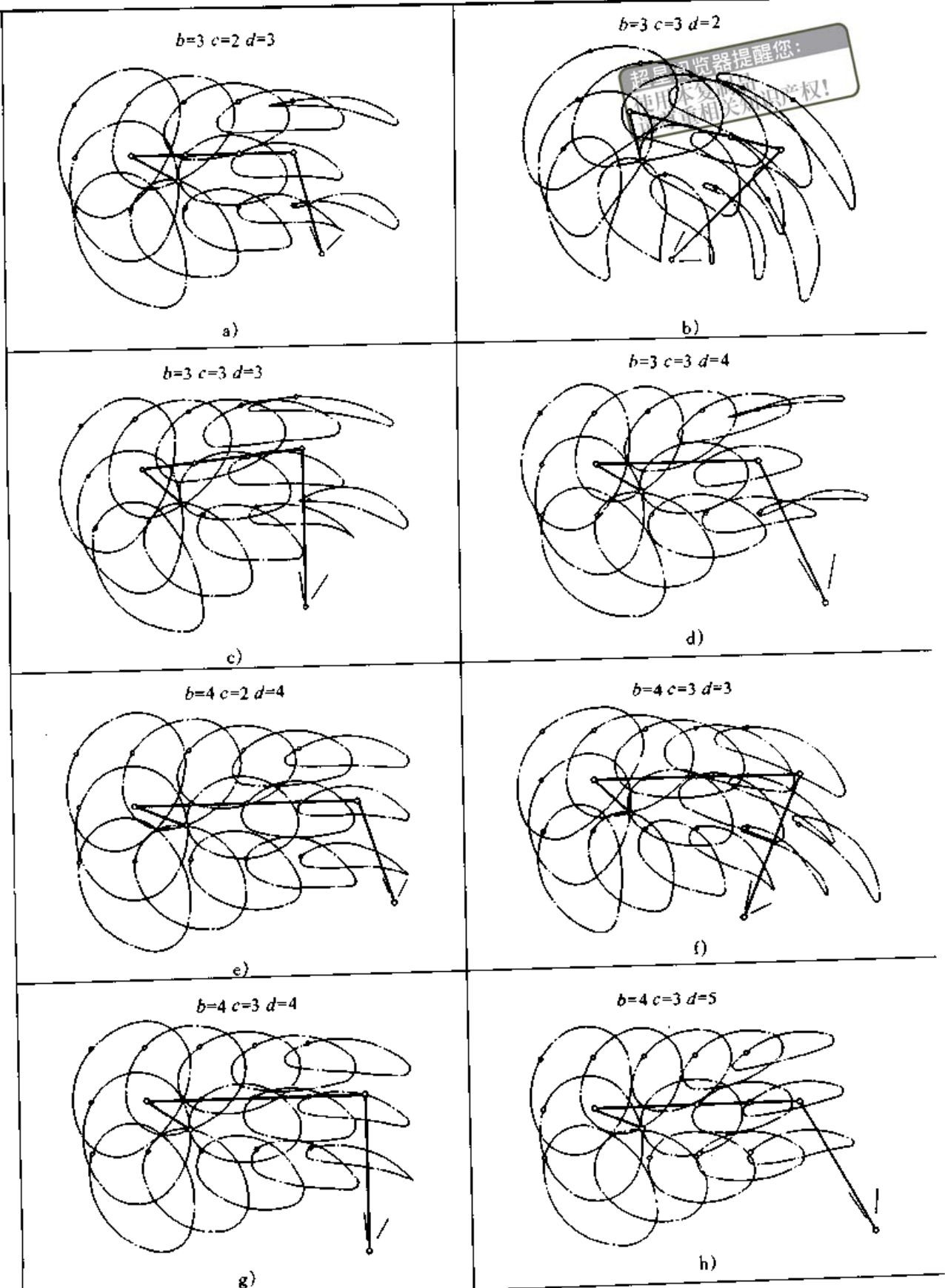
连杆曲线是连杆机构中作平面运动的连杆，其上任一点在机架平面内所走出的轨迹。平面四杆机构的连杆曲线是代数曲线，其形状取决于机构尺寸以及连杆点在连杆平面上的位置。为

了按照给定的曲线设计平面四杆导引机构，可以查阅现有的“四连杆机构分析图谱”，从中找出与给定导引曲线形状相一致或近似的连杆曲线及相应的四杆机构的各杆尺寸，并按照实际导引曲线与图谱曲线的尺寸比例加以缩放。表 41.2-16 为四杆机构连杆曲线方程和列出了铰链四杆机构连杆曲线图谱中八种不同形式的连杆曲线。

表 41.2-16 四杆机构连杆曲线及其方程

	铰链四杆机构	曲柄滑块机构
机构简图		
连杆曲线方程	$\frac{bcos\beta}{k}(N^2 - a^2 - k^2) + \frac{bsin\beta}{k}U$ $- \frac{d}{k}V \{ (bsin(\beta + \eta) - ksin\eta)(x - x_{A_0})$ $- [bcos(\beta + \eta) - kcos\eta](y - y_{A_0}) \}$ $- \frac{d}{k}W \{ (bcos(\beta + \eta) - kcos\eta)(x - x_{A_0})$ $+ [bsin(\beta + \eta) - ksin\eta](y - y_{A_0}) \}$ $- 2d[(x - x_{A_0})cos\eta + (y - y_{A_0})sin\eta]$ $+ a^2 + b^2 + d^2 - c^2 = 0$ <p>式中</p> $N^2 = (x - x_{A_0})^2 + (y - y_{A_0})^2$ $U = \pm \sqrt{4k^2N^2 - (N^2 + k^2 - a^2)}$ <p>(根式前±号对应于两支连杆曲线)</p> $V = U/N^2$ $W = \frac{N^2 + k^2 - a^2}{N^2}$	$N^2 + k^2 + b^2 - a^2 - 2bkcos\beta$ $+ \frac{2}{k} [(k - bcos\beta)(U_2 - V_1) + bsin\beta(U_1 + V_2)] \times$ $(e - U_2 + V_1) \pm \frac{2}{k} [(k - bcos\beta)(U_1 + V_2) - bsin\beta$ $(U_2 - V_1)] \sqrt{k^2 - (e - U_2 + V_1)^2} = 0$ <p>式中</p> $N^2 = (x - x_{A_0})^2 + (y - y_{A_0})^2$ $U_1 = (x - x_{A_0})cos\eta$ $U_2 = (x - x_{A_0})sin\eta$ $V_1 = (y - y_{A_0})cos\eta$ $V_2 = (y - y_{A_0})sin\eta$ <p>(式中±号对应于两支连杆曲线)</p>
连杆曲线参数	<p>a) 连杆曲线 k_C 方程中共有九个机构参数，即机构在坐标系 xOy 中的位置参数：x_{A_0}, y_{A_0}, η</p> <p>机构尺度参数：杆长 a, b, c 和 d</p> <p>连杆点在连杆平面上位置参数：k, β</p> <p>b) 铰链四杆机构用作点位导引机构时，所能满足的精确点位数最多为九个</p>	<p>a) 连杆曲线 k_C 方程中共有八个机构参数，即机构在坐标系 xOy 中的位置参数：x_{A_0}, y_{A_0}, η</p> <p>机构尺度参数：杆长 a, b 和偏距 e</p> <p>连杆点在连杆平面上的位置参数：k, β</p> <p>b) 曲柄滑块机构用作点位导引机构时，所能满足的精确点位数最多为八个</p>

连杆曲线图谱



注: 1) a —曲柄长 ($a=1$); b —连杆长; c —摇杆长; d —机架长

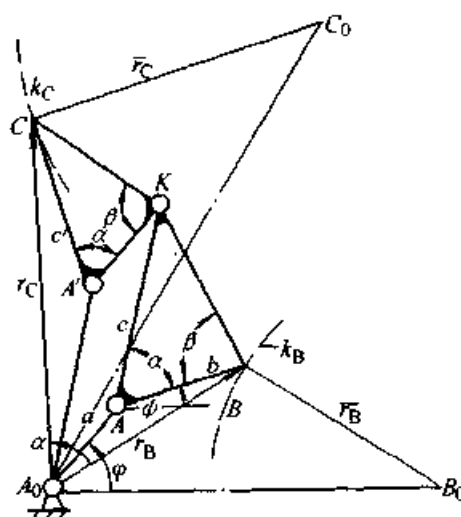
2) 详细的图谱可参见相关文献

4.2 连杆曲线的多重产生

当根据给定点位或导引曲线来设计导引机构时，往往因所设计出的机构结构尺寸、安装条件和传力特性等多方面不符合要求，这时则可按照连杆曲线的多重产生方法，由某个导引机构找出

实现同一导引曲线或相同点位导引要求的另外一些机构，从中选用条件较好的一个作为导引机构。同时还可发展演化为实现相同导引要求的五杆和六杆等多杆导引机构。连杆曲线的多重产生方法见表 41.2-17。

表 41.2-17 连杆曲线多重产生方法

方法	图 例	说 明
缩放仪法		<p>a) 图示为一两自由度缩放仪机构，各杆长为 $\overline{A_0A'} = \overline{AK} = c; \overline{A_0A} = \overline{A'K} = a$ $\overline{AB} = b; \overline{A'C} = c'$ 且 $\triangle A'CK \sim \triangle AKB, \frac{c'}{a} = \frac{c}{b}, c' = \frac{c}{b}a$ $\square A_0A'KA$ 为一平行四边形 b) 设连杆点 B 和 C 的矢量分别为 r_B 和 r_C, 则 $r_C = r_B \frac{c}{b} e^{i\alpha}$ 即 r_C 的大小为 r_B 大小的 $\frac{c}{b}$ 倍, 其方向为 r_B 逆时针向转过角 α ($= \angle KAB$) c) 利用缩放仪可以将点 B 的连杆曲线 (平面图形) 放大或缩小; 且转过某一定角; 当 B 点轨迹为一以 B_0 为中心的半径为 r_B 圆 k_B 时, 点 C (轨迹为一以点 C_0 为圆心、半径 r_C ($= r_B \frac{c}{b}$) 的圆 k_C, 且 $\angle C_0A_0B_0 = \angle \alpha$ d) 设将作圆周运动的点 C 和 B 作动铰链, 点 C_0 和 B 为定铰链, $\overline{CC_0}$ 和 $\overline{BB_0}$ 为刚性杆杆长, 则铰链四杆机构 $A_0A'CC_0$ 和 A_0ABB_0 连杆平面上的 K 点有相同连杆曲线 k_K</p>
同族机构法	<p>铰链四杆机构</p>	<p>a) 基础机构为 $A_0ABB_0 - K$, 图 a 示连杆平面上点 K 的连杆曲线为 k_K, 产生同一连杆曲线 k_K 的另两个机构 $A_0A'CC_0 - K$ 和 $B_0B'C'C_0 - K$ 为基础机构的同族机构 (图 b, c) b) 三个机构的尺寸和参数间相互关系为</p>

续表 41.2-17

方法	图 例	说 明													
同族机构法		<p> $\Delta AKB \sim \Delta A'CK \sim \Delta KC'B' \sim \Delta A_0C_0B_0$ $\square A_0A'KA, \square C_0CKC'$ 和 $\square B_0BKB'$ 均为铰接平行四边形 c) 同族机构尺寸 设 $\frac{AK}{AB} = M, \frac{BK}{AB} = N$, 则 机构 $A_0A'CC_0$: $\begin{cases} \overline{A_0A'} = \overline{AK} \\ \overline{A'C'} = \overline{A_0A} \times M \\ \overline{C_0C'} = \overline{B_0B} \times M \\ \overline{A_0C_0} = \overline{A_0B_0} \times M \end{cases}$ 机构 $B_0B'C'C_0$: $\begin{cases} \overline{B_0B'} = \overline{BK} \\ \overline{B'C'} = \overline{B_0B} \times N \\ \overline{C_0C'} = \overline{A_0A} \times N \\ \overline{B_0C_0} = \overline{A_0B_0} \times N \end{cases}$ d) 基础机构和同族机构类型对照 </p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>杆长关系</th> <th>基础机构</th> <th>同族机构</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3" style="text-align: center;">$l_{\min} + l_{\max} < \text{其余两杆杆长之和}$</td> <td style="text-align: center;">曲柄摇杆机构</td> <td style="text-align: center;">曲柄摇杆和双摇杆机构</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">双摇杆机构</td> <td style="text-align: center;">两个曲柄摇杆机构</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">双曲柄机构</td> <td style="text-align: center;">两个双曲柄机构</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">$l_{\min} + l_{\max} > \text{其余两杆杆长之和}$</td> <td style="text-align: center;">双摇杆机构</td> <td style="text-align: center;">两个双摇杆机构</td> </tr> </tbody> </table>	杆长关系	基础机构	同族机构	$l_{\min} + l_{\max} < \text{其余两杆杆长之和}$	曲柄摇杆机构	曲柄摇杆和双摇杆机构	双摇杆机构	两个曲柄摇杆机构	双曲柄机构	两个双曲柄机构	$l_{\min} + l_{\max} > \text{其余两杆杆长之和}$	双摇杆机构	两个双摇杆机构
杆长关系	基础机构	同族机构													
$l_{\min} + l_{\max} < \text{其余两杆杆长之和}$	曲柄摇杆机构	曲柄摇杆和双摇杆机构													
	双摇杆机构	两个曲柄摇杆机构													
	双曲柄机构	两个双曲柄机构													
$l_{\min} + l_{\max} > \text{其余两杆杆长之和}$	双摇杆机构	两个双摇杆机构													
派生机构法	<p style="text-align: center;">铰链五杆机构</p>	<p> a) 基础机构为铰链四杆机构 $A_0ABB_0 - K$, 由基础机构作平行四边形机构 $A_0A'KA$ 和 $B_0B'KB$ b) 机构运动时, 杆 A_0A' 和 B_0B' 间夹角为 $\angle \gamma = \angle AKB = \text{常数}$ (图 a) c) 用传动比为 +1 的匀速传动机构 (如链、带和齿轮传动) 将杆 A_0A' 和 B_0B' 加以等速同转向连接, 并去除基础机构 A_0ABB_0 d) 派生机构为双自由度铰链五杆机构 $A_0A'KB'B_0$ (图 b) </p>													

方法	图 例	说 明
		<p>e) 同理, 可得另两种派生的铰链五杆机构 C_0CKBB_0 (图 c) 和 $A_0AKC'C_0$ (图 d)</p> <p>f) 派生的三种五杆机构和基础机构均具有相同的连杆曲线 k_K</p>
派生机构法		<p>a) 基础机构为铰链四杆机构 A_0ABB_0-K, 连杆曲线为 k_K (图 a)</p> <p>b) 作平行四边形机构 B_0BKD</p> <p>c) 根据缩放仪原理, 在构件 $2'$ 上任取一点 E', 必能在构件 2 上找到一点 E, 且连杆曲线 k_E 和 $k_{E'}$ 相似; E 点位置由式 $\angle E'DK = \angle KBE = \angle \beta$ 和 $\frac{EB}{BK} = \frac{KD}{DE} = \delta$ 决定</p> <p>d) 将基础机构 A_0ABB_0-E 绕点 B_0 顺时针向转过 β 角, 并使其尺寸按缩放比 δ 缩小, 则得图 a 示四杆机构 $B_0B'CC_0-E'$</p> <p>e) 除去基础机构后, 得一派生的铰链六杆机构 (图 b), 其连杆曲线 k_K, 与原基础机构的连杆曲线 k_K 相同</p>

超星浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

4.3 连杆曲线的应用 (表 41.2-18)

表 41.2-18 连杆曲线应用

类 型	图 例	说 明
近似 直线 机构		<p>a) 杆长 $\overline{BC} = l, \overline{AB} = \overline{CD} = 1.5l$</p> <p>b) 连杆点 M 为 \overline{BC} 中点</p> <p>c) M 点在行程 l 范围 (相应摆角 $\alpha = \beta \approx 40^\circ$) 内的轨迹为近似直线</p>

超星阅览提醒您：使用本复制机知识产校！
续表 41.2-18

类型	图例	
罗伯特型		<p>a) 杆长 $\overline{AB} = d, \overline{AC} = \overline{BD} = 0.584d$ $\overline{CD} = 0.593d$ b) 在 \overline{CD} 的垂直平分线上取 $\overline{EM} = 1.112d$ c) 连杆上的点 M 轨迹为近似直线 d) 若取 $\overline{AC} = \overline{BD} = 0.6d, \overline{CD} = 0.5d, AB$ 线上中点的 M' 轨迹为近似直线</p>
近似直线机构		<p>a) 杆长 $\overline{AB} = r, \overline{AD} = 2r, \overline{CB} = \overline{CD} = \overline{CM} = 2.5r$ b) 连杆上点 M 的轨迹为近似直线</p>
“λ”型		<p>a) 杆长 $\overline{CB} = \overline{BE} = \overline{BD} = 2.5 \overline{AC}$ $\overline{AE} = 2 \overline{AC}$ b) 当构件 1 运动时, 在其将近 180° 的范围 (adb) 内, D 点轨迹在 $a_1d_1b_1$ 段为近似直线</p>
近似圆弧段连杆曲线		<p>a) 曲柄摇杆机构 $ABCD$, 连杆 2 上点 M 轨迹为 k_M, 其 $\overline{M_1M_2M_3}$ 段为近似圆弧, 圆心为点 E, 半径为 \overline{ME} b) 以刚性构件 5 分别在点 M_1 与 E 处与连杆 2 和输出杆 6 相铰接 c) 当机构运动, 且当点 M 在 $\overline{M_1M_2M_3}$ 段运动时, 构件 5 绕点 E 运动, 故输出杆 6 近似停歇, 它作具有近似停歇的往复摆动</p>
		<p>a) 曲柄滑块机构 ABC, 连杆 2 上点 M 轨迹为 k_M, 其上 $\overline{M_1M_2M_3}$ 段为近似圆弧, 圆心为 D, 半径 $\overline{M_1D}$ b) 以刚性杆 5 分别在点 M_1 和 D 分别与连杆 2 和输出杆 6 相铰接 c) 当机构运动且当连杆点通过 $\overline{M_1M_2M_3}$ 段时, 输出杆 6 近似停歇, 故杆 6 作具有近似停歇的往复摆动</p>

类 型	图 例	说 明
		<p>a) 曲柄摇杆机构 $ABCD$，连杆平面上 M 点轨迹为 k_M，其上 $\widehat{M_1M_2M_3}$ 段为近似圆弧，圆心为 E，半径为 $\overline{ME} = \rho$</p> <p>b) 以刚性杆 5 分别在点 M_2 和 E 与连杆 2 和滑块 6 相铰接；导路中心线为 FF'</p> <p>c) 从动滑块 6 作具有近似停歇的往复运动</p> <p>d) 在图示机构中，滑块 6 行程 $H = 1.48r$，改变导路中心线倾角 β 即可改变滑块 6 行程 H 大小</p>
近似停歇机构		<p>a) 曲柄摇杆机构 $ABCD$，连杆 2 平面上点 M 轨迹为连杆曲线 k_M，其 $\widehat{M_1M_2M_3}$ 段为近似直线</p> <p>b) 将滑块 5 与连杆 2 在点 M 铰接，并与输出杆 6 组成移动副</p> <p>c) 当机构运动时，输出杆 6 在其行程的中间位置作近似停歇；杆 6 作具有中位停歇的往复摆动</p>
近似直线段连杆曲线		<p>a) 曲柄滑块机构 ABC，连杆 2 平面上点 D 的连杆曲线为 k_D，其中 $D_1D_2D_3$ 段为近似直线</p> <p>b) 将滑块 5 与连杆 2 在点 D 相铰接，并与输出杆 6 组成移动副；杆 6 与机架 4 的铰接点 E 位于直线段</p> <p>c) 当机构运动时，杆 6 作具有近似的停歇的单向转动</p>

5 传动机构设计

传动机构用于传递两连架杆之间的运动和动力。主、从动连架杆间的运动参数与机构参数间的关系称机构的传动函数。机构的零阶、一阶和二阶传动函数分别表示主、从动连架杆间的位移、速度和加速度方程。设要求传动机构所能实现的位移函数为 $\psi = f(\varphi)$ ， φ 和 ψ 分别为主、从动连架杆相对某参考线的位置角，而机构运动（位置）方程为 $\psi = F(\varphi)$ 。由于连杆机构的待定结构参数有限，因此，一般来说，所设计出的机构仅能近似实现（逼近） $\psi = f(\varphi)$ ，或者仅能实现给定的几个有限位置 (φ_j, ψ_j) 。传动机构设计的任务在于根据已知的 (φ_j, ψ_j) 或

$\psi = f(\varphi)$ ，以及某些传动和结构条件来确定传动机构的结构参数（杆长或位置角）。

5.1 用图解法设计传动机构

（表 41.2-19）

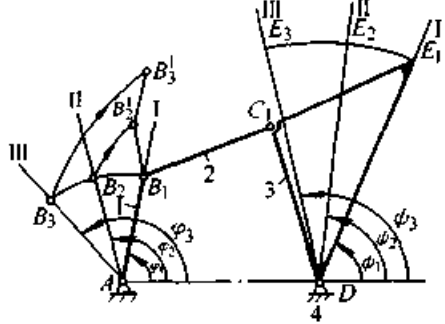
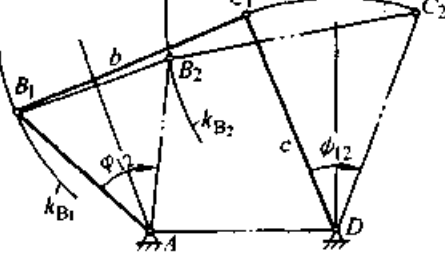
5.2 用解析法设计传动机构

(1) 用插值法设计传动机构

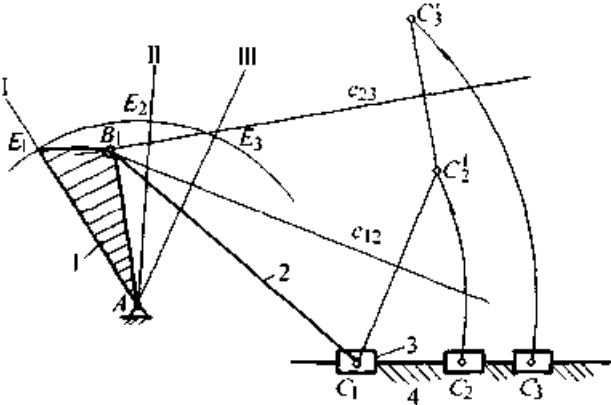
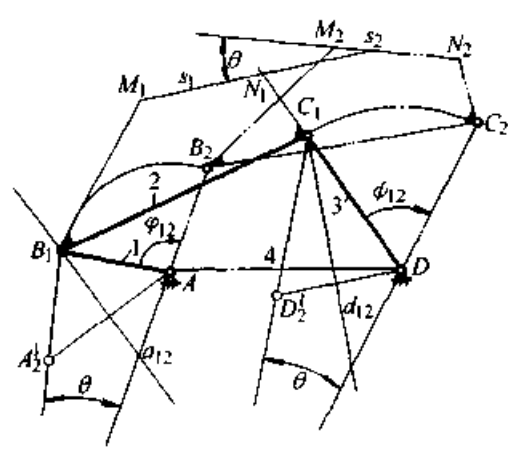
在传动机构中，常常采用铰链四杆机构主、从动连架杆的转角对应来模拟函数关系，而插值法是根据给定的位置（转角）方程 $\psi = f(\varphi)$ ，从中选取有限的几个点，即有限的几个对应位置 φ_j 和 ψ_j ($j = 1, 2, \dots, n$)，然后将这些位置参数代入机构位置方程式 $\psi = F(\varphi)$ ($\varphi_0 \leq \varphi \leq$

$\varphi_m, \psi_0 \leq \psi \leq \psi_m$ 中, 即可得到 n 个方程式, 联立求解后, 求得待定的机构结构 (尺度) 参数。

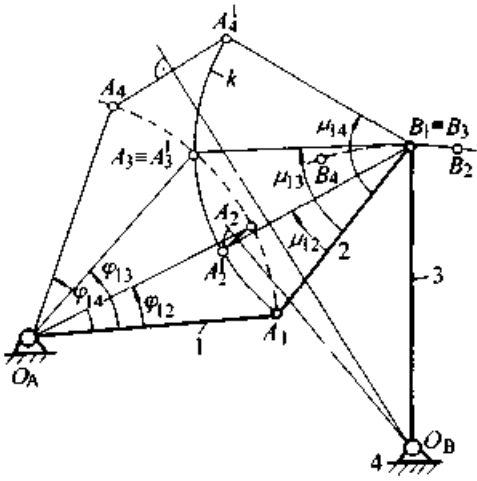
表 41.2-19 传动机构的图解设计

已知条件和待求机构	图 例	图解方法和步骤
<p>a) 机架长 \overline{AD}</p> <p>b) 两连架杆 I 和 3 的三组对应位置 $\varphi_1, \psi_1, \varphi_2, \psi_2$ 和 φ_3, ψ_3</p> <p>c) 待求一铰链四杆机构</p>		<p>a) 在机架线上取 \overline{AD}, 得点 A 和 D</p> <p>b) 作出连架杆 I 和 3 的三组对应位置 $\varphi_1, \psi_1, \varphi_2, \psi_2$ 和 φ_3, ψ_3 的角度线 $A I, O I, A II, D II$ 和 $A III, D III$</p> <p>c) 在 $A I$ 上任取连架杆 I 长 AB, B 为动铰接点, 得 B_1, B_2 和 B_3 点</p> <p>d) 选取连架杆 3 的某一位置 (图示取 DE_1) 为反转法的参考位置</p> <p>e) 在 $D I$ 上任取一点 E (得 E_1, E_2 和 E_3) 作为设计参考点, 并作 $\triangle DB_1^I E_1 = \triangle DB_2^I E_2$ 和 $\triangle DB_3^I E_1 = \triangle DB_3^I E_3$, 得点 B_2^I 和 B_3^I</p> <p>f) 连结点 B_2^I 和 B_1 以及点 B_3^I 和 B_1, 作 $\overline{B_1 B_2^I}$ 以及 $\overline{B_1 B_3^I}$ 的垂直平分线, 其交点 C_1 即为连杆 2 和连架杆 3 的动铰接点</p> <p>g) 实现三组连架杆预定位置的机构第一位置为 $AB_1 C_1 D$; 机构有无穷多解</p>
<p>a) 两连架杆 I 和 3 的对应角位移 φ_{12} 和 ψ_{12}</p> <p>b) 连杆 2 长 b</p> <p>c) 连架杆 3 长 c</p> <p>d) 待求一铰链四杆机构</p>		<p>a) 取定铰接点 D, 作顶角为 ψ_{12}、腰长为 c 的等腰三角形 $C_1 D C_2$</p> <p>b) 分别以点 C_1 和 C_2 为圆心、连杆长 b 为半径作圆 k_{B_1} 和 k_{B_2}</p> <p>c) 在圆 k_{B_1} 和 k_{B_2} 上任选动铰接点 B_1 和 B_2</p> <p>d) 以 $\overline{B_1 B_2}$ 为底, 作顶角为 φ_{12} 的等腰三角形 $B_1 A B_2$, 得定铰接点 A</p> <p>e) 机构有无穷多解</p>
<p>a) 两连架杆 I 和 3 的对应角位移 φ_{12} 和 ψ_{12}</p> <p>b) 连架杆 3 长 c 和</p>		<p>a) 按给定的杆长 c 和角位移 ψ_{12} 作 $\triangle C_1 D C_2$</p> <p>b) 分别以点 C_1 和 C_2 为圆心、杆长 b 为半径作圆 k_{B_1} 和 k_{B_2}</p> <p>c) 分别在 k_{B_1} 和 k_{B_2} 上任选点 B_1 和 B_2</p>

续表 41.2-19

已知条件和待求机构	图 例	图解方法和步骤
<p>a) 曲柄 I 的定铰链中心 A 及滑块 3 导路中心线和动铰接点 C</p> <p>b) 曲柄 I 和滑块 3 的三组对应位置 A I、C₁、A II、C₂ 和 A III、C₃</p> <p>c) 待求一曲柄滑块机构</p>		<p>a) 作出曲柄 I 的定铰链中心 A 及三个给定位置 A I、A II 和 A III</p> <p>b) 作出滑块 3 导路中心线及三个给定位置 C₁、C₂ 和 C₃</p> <p>c) 以曲柄 I 第一位置为参考位置, 用反转法求出滑块 3 上动铰 C 的三个相对位置 C₁、C₂ 和 C₃</p> <p>d) 分别连结点 C₁ 和 C₂ 以及 C₂ 和 C₃, 作 $\overline{C_1C_2}$ 和 $\overline{C_2C_3}$ 的垂直平分线 c_{12} 和 c_{23}, 其交点即为曲柄 I 和连杆 2 的动铰接点 B₁</p> <p>e) 满足给定条件的机构第一位置为 AB₁C₁</p>
<p>a) 定铰中心 A 和 D 的位置</p> <p>b) 两连架杆 1 和 3 的一组对应角位移 φ_{12} 和 ψ_{12}</p> <p>c) 连杆平面的两个位置 s_1 (M₁N₁) 和 s_2 (M₂N₂), 其夹角为 θ, 并分别与两连架杆的第一和第二位置相对应</p>		<p>a) 作出定铰 A、D 及连杆平面的两个位置 (M₁N₁ 和 M₂N₂)</p> <p>b) 取连杆平面 s_1 的 M₁N₁ 为参考线, 作机架 (定) 铰 A 和 D 的相对位置 A₁₂ 和 D₁₂ ($\square M_1N_1D_1A_1 \equiv \square M_2N_2DA$)</p> <p>c) 分别连结点 D 和 D₁₂ 以及 A 和 A₁₂, 作 $\overline{DD_{12}}$ 和 $\overline{AA_{12}}$ 的垂直平分线 d_{12} 和 a_{12}, 动铰 C₁ 和 B 应分别位于此两线上</p> <p>d) 因线 AB₂ 和 A₁₂B₁ 间夹角为 θ, 故</p> $\angle AB_1A_{12} = \varphi_{12} - \theta$ <p>e) 以 A₁₂A 线为基线, 顺 φ_{12} 转向作</p> $\angle A_{12}AB_1 = 90^\circ - \frac{\varphi_{12} - \theta}{2}$ <p>其角度线与 a_{12} 线交于动铰接点 B₁</p> <p>f) 同理, 以 D₁₂D 线为基准, 顺 ψ_{12} 转向作</p> $\angle D_{12}DC_1 = 90^\circ - \frac{\psi_{12} - \theta}{2}$ <p>其角度线与 d_{12} 线交于另一动铰接点 C₁</p> <p>g) 所求机构的第一位置为 AB₁C₁D</p>

已知条件和待求机构	图 例	图解方法和步骤
<p>a) 机架定铰 A_1D</p> <p>b) 两连架杆 1 和 3 的三组对应角位移 φ_{12}, $\varphi_{12} \cdot \varphi_{13}$, φ_{13} 和 φ_{14}, φ_{14}</p> <p>c) 设计一铰链四杆机构</p>		<p>a) 以 A_0B_0 线为镜面, 分别自点 A 和 D 作直线 x_{B_1}, x_{B_2} 和 x_{B_1}, x_{B_3}, 其夹角分别为 φ_{14} 和 φ_{14}</p> <p>b) 线 x_{B_1} 和 x_{B_2} 交点为动铰链 B_1; 线 x_{B_2} 和 x_{B_3} 交点为 B_2</p> <p>c) 以点 A 为圆心, AB 为半径作圆 k_B, 并自 A_0B_1 线起作角位移 φ_{12} 和 φ_{13}, 得 A_0B_2 和 A_0B_3 线</p> <p>d) 取连架杆 3 的第一位置为参考位置, 作连架杆 1 的相对位置 $A_2^1B_2^1$, $A_3^1B_3^1$ 和 $A_4^1B_4^1$, 且点 $B_1^1 = B_1$</p> <p>e) 连结点 B_2^1 和 B_3^1 以及 B_3^1 和 B_4^1, 分别作 $\overline{B_2^1B_3^1}$ 和 $\overline{B_3^1B_4^1}$ 的垂直平分线, 其交点即为待求的动铰链 C_1</p> <p>f) 所求机构的第一位置为 AB_1C_1D</p>
<p>a) 两连架杆 2 和 4 的对应角位移 φ_{12} 和 ψ_{12} (逆时针向)</p> <p>b) 机架定铰 O_A 和 O_B</p> <p>c) 连架杆 2 的起始位置角 φ_1 及在此位置时机构瞬时传动比 i_{23}</p> <p>d) 待求一铰链四杆机构</p>		<p>a) 由瞬时传动比 i_{23} 和机架长 $\overline{O_AO_B}$, 求得瞬心 P_{24} 位置, 即 $\overline{O_AP_{24}} = \frac{\overline{O_AO_B}}{i_{23} - 1}$</p> <p>b) 作 $\angle A_1O_AO_B = \varphi_1$, 且任意选定 O_AA_1 长</p> <p>c) 以 O_AO_B 为基线, 据 φ_{12} 和 ψ_{12} 分别在 O_A 和 O_B 作 $-\frac{\varphi_{12}}{2}$ 和 $-\frac{\psi_{12}}{2}$ 角度线, 其交点为相对转动极 R_{12}</p> <p>d) 以 R_{12} 为顶点, 作 $\angle A_1R_{12}x_{B_1} = \angle O_AR_{12}O_B = \beta$, 线 $R_{12}x_{B_1}$ 交 $P_{24}A_1$ 线于动铰链点 B_1</p> <p>e) 满足给定条件的机构第一位置为 $O_AA_1B_1O_B$</p>
<p>a) 连架杆 3 和连架杆 2 之间夹角为 μ, 连架杆 1 的角位</p>		<p>a) 任取定铰点 O_A, 选定连架杆 1 长 $\overline{O_AA_1}$, 其第一位置为 O_AA_1</p> <p>b) 据给定的 φ_{12}, φ_{13} 和 φ_{14} 作出点位 A_2, A_3 和 A_4</p> <p>c) 作 $\angle A_1B_1A_3 = \mu_{13}$, 得动铰链点</p>

已知条件和待求机构	图例	图解方法和步骤
移为 φ b) 要求实现对角传动函数 $\mu = \mu(\varphi)$ 的三对对应角位移 $\mu_{12}, \varphi_{12}, \mu_{13}, \varphi_{13}$ 和 μ_{14}, φ_{14} c) 待求一铰链四杆机构		B ₁ (=B ₃) d) 以 A ₁ B ₁ 为基线, 作 $\angle \mu_{12}, \angle \mu_{13}$ 和 $\angle \mu_{14}$, 其角度线交以 B ₁ 为圆心, $\overline{A_1B_1}$ 为半径的圆于 A ₂ ¹ , A ₃ ¹ (=A ₃) 和 A ₄ ¹ e) 分别作 $\overline{A_1A_4^1}$ 和 $\overline{A_2A_3^1}$ 的垂直平分线, 其交点即为所求机构的另一铰接点 O _B f) 所求机构的第一位置为 O _A A ₁ B ₁ O _B g) 同理, 也可使 B ₁ 和 B ₂ , B ₂ 和 B ₄ 等点重合, 共有五种可能解, 从中找出性能较好的机构

所求得的机构仅能在 n 个插值结点 (φ_j, ψ_j) 的位置满足给定的位置要求, 在其余非插值结点位置均存在位置误差, 即 $\Delta = F(\varphi) - f(\varphi)$ (图 41.2-3)。改变插值结点位置 (φ_j, ψ_j), 位置误差值 Δ 也随之改变。设函数为 $y = f(x)$, 其变量区间为 $x_0 \leq x \leq x_m$ 和 $y_0 \leq y \leq y_m$, 则插值结点可初步按下式选取, 即

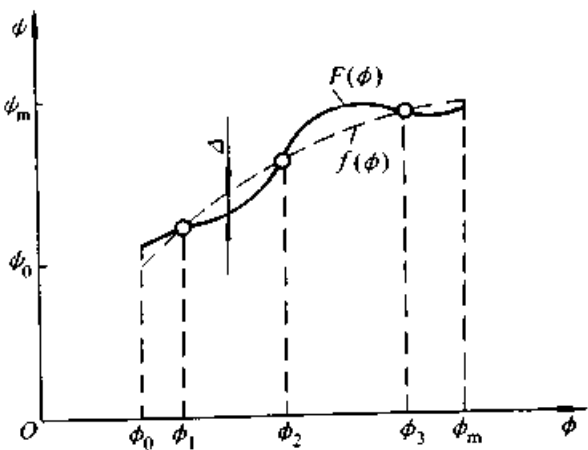


图 41.2-3 机构位置误差

$$x_j = \frac{x_0 + x_m}{2} + \frac{x_0 - x_m}{2} \cos \frac{2j-1}{2n} 180^\circ, \quad (j=1, 2, \dots, n) \quad (41.2-10)$$

式中, n 为插值结点数。

将上式函数插值结点 x_j, y_j 转换为机构位置方程的插值结点, 设机构主、从动连架杆的摆

角范围为 $\Delta\varphi$ 和 $\Delta\psi$, 则比例系数为

$$\mu_x = \frac{\Delta x}{\Delta\varphi} = \frac{x_m - x_0}{\varphi_m - \varphi_0} \quad (41.2-11)$$

和

$$\mu_y = \frac{\Delta y}{\Delta\psi} = \frac{y_m - y_0}{\psi_m - \psi_0} \quad (41.2-12)$$

主、从动连架杆相对于第一个插值结点的角位移为

$$\phi_{1j} = \frac{x_j - x_1}{\mu_x} = \frac{x_{1j}}{\mu_x} \quad (41.2-13)$$

$$\psi_{1j} = \frac{y_j - y_1}{\mu_y} = \frac{y_{1j}}{\mu_y} \quad (41.2-14)$$

$j=0, 2, 3, \dots, n, m$

试取 ϕ_1 和 ψ_1 后, 即可求得主、从动杆在结点处的位置

$$\left. \begin{aligned} \phi_j &= \phi_1 + \phi_{1j} \\ \psi_j &= \psi_1 + \psi_{1j} \end{aligned} \right\} \quad (41.2-15)$$

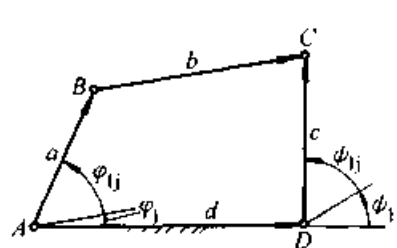
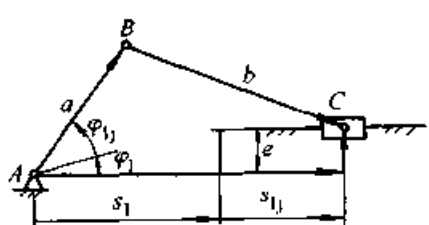
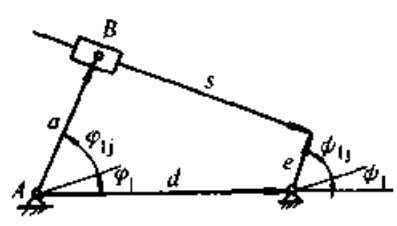
$j=1, 2, \dots, n$

将以上 φ_j 和 ψ_j 代入铰链四杆机构的传动函数 (位置) 方程式后, 可得 j 个方程的方程组, 从而解出 j 个待定机构参数。

插值结点数不能超过待定的机构独立参数数, 一般小于独立参数数, 以便可以满足其他附加条件 (如传动角、有曲柄条件等)。几种常用四杆机构的位置方程见表 41.2-20; 用插值法进行机构设计的实例见表 41.2-21。

(2) 用位移矩阵法设计传动机构

表 41.2-20 常用四杆机构位置方程

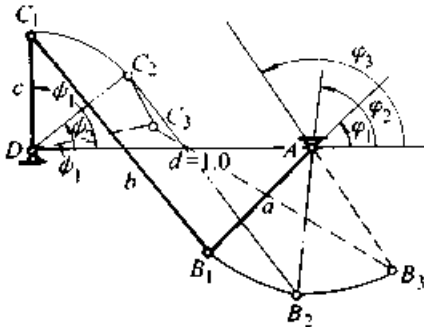
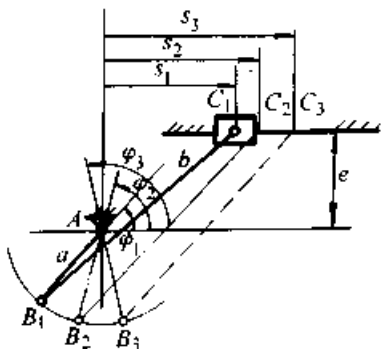
机构名称	机构简图	位置方程
铰链四杆机构		a) 位置方程 $R_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_{1j}) - R_2 \cos(\psi_1 + \psi_{1j}) + R_3 = \cos[(\varphi_1 + \varphi_{1j}) - (\psi_1 + \psi_{1j})]$ 式中 $R_1 = \frac{d}{c}, R_2 = \frac{d}{a}, R_3 = \frac{a^2 + c^2 + d^2 - b^2}{2ac}$ $j = 1, 2, \dots, n$ b) 方程中有五个待定机构参数 (杆件相对长和两连架杆第一位置角) R_1, R_2, R_3, φ_1 和 ψ_1 铰链四杆机构最多能满足五对对应位置要求, 即最多可以选取五个插值结点 c) 当机构参数解得后, 得杆长 $a = \frac{d}{R_2}, c = \frac{d}{R_1}$ $b = \sqrt{a^2 + c^2 + d^2 - 2acR_3}$
曲柄滑块机构		a) 位置方程 $R_1(s_1 + s_{1j}) \cos(\varphi_1 + \varphi_{1j}) + R_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_{1j}) + R_3 = (s_1 + s_{1j})^2$ 式中 $R_1 = 2a, R_2 = 2ae, R_3 = a^2 + e^2 - b^2$ $j = 1, 2, \dots, n$ b) 方程中有五个待定机构参数: R_1, R_2, R_3, s_1 和 φ_1 曲柄滑块机构最多能满足五对对应位置要求; 最多可选五个插值结点 c) 当机构参数确定后, 各杆杆长为 $a = \frac{R_1}{2}, e = \frac{R_2}{2a}, b = \sqrt{a^2 + e^2 - R_3}$
导杆机构		a) 位置方程为 $R_1 - R_2 \cos[(\psi_1 + \psi_{1j}) - (\varphi_1 + \varphi_{1j})] + \cos(\psi_1 + \psi_{1j}) = 0$ 式中 $R_1 = \frac{e}{d}$ $R_2 = \frac{a}{d}$ $j = 1, 2, 3, 4$ b) 机构位置方程中共有四个待定机构参数: R_1, R_2, φ_1 和 ψ_1 偏置曲柄导杆机构最多能实现四对对应位置 c) 当机构参数确定后, 两杆杆长为 $a = R_2 d, e = R_1 d$

注: 1. 通常当要求实现两连架杆的三对对应位置时, 可选给定 φ_1 和 ψ_1 值, 此时仅需解线性方程组即能计算出待定机构尺寸。

2. 当计算出的杆长前带有“-”号时, 表示作为矢量的各杆指向与各自射线方向相反。

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权！

表 41.2-21 用插值法设计传动机构实例

已知条件和待求机构	机构运动简图	设计过程
<p>a) 函数 $y = \frac{1}{x}$ ($1 \leq x \leq 2$)</p> <p>b) 取 $n = 3$ 个插值结点</p> <p>c) 取 $\varphi_1 = 45^\circ$ $\psi_2 = 90^\circ$ $\Delta\varphi = \varphi_m - \varphi_0 = 90^\circ$ $\Delta\psi = \psi_m - \psi_0 = 90^\circ$</p> <p>d) 设计一铰链四杆机构</p>		<p>a) 据 $x_0 = 1, x_m = 2$ 由式 $y = \frac{1}{x}$ 得 $y_0 = 1$ 和 $y_m = 0.5$</p> <p>b) 函数插值结点, 据式(41.2-10)和 $n = 3$ 得 $x_1 = 1.5 - 0.5\cos 30^\circ = 1.067; y_1 = \frac{1}{x_1} = 0.937 2$ $x_2 = 1.5; y_2 = \frac{1}{x_2} = 0.666 7$ $x_3 = 1.5 + 0.5\cos 30^\circ = 1.933; y_3 = \frac{1}{x_3} = 0.517 3$</p> <p>c) 计算比例系数 据式(41.2-11, 12)和给定的 $\Delta\phi = \Delta\psi = 90^\circ$ 得 $\mu_x = \frac{x_m - x_0}{\Delta\varphi} = \frac{1}{90^\circ}; \mu_y = \frac{y_m - y_0}{\Delta\psi} = -\frac{1}{180^\circ}$</p> <p>d) 计算连架杆角位置对应值 据式(41.2-13-15)和给定的 $\varphi_1 = 45^\circ, \psi_1 = 90^\circ$ 得 $\varphi_2 = \varphi_1 + \frac{x_2 - x_1}{\mu_x} = 84^\circ; \varphi_3 = \varphi_1 + \frac{x_3 - x_1}{\mu_x} = 123^\circ$ $\psi_2 = \psi_1 + \frac{y_2 - y_1}{\mu_y} = 41.3^\circ; \psi_3 = \psi_1 + \frac{y_3 - y_1}{\mu_y} = 14.4^\circ$</p> <p>e) 将三组 $\varphi_i, \psi_i (i = 1, 2, 3)$ 代入机构位置方程, 解得系数 $R_1 = 2.237, R_2 = -1.828, R_3 = -0.875$</p> <p>f) 计算机构尺寸 $a = \frac{d}{R_2} = -0.543, c = \frac{d}{R_1} = 0.447,$ $b = \sqrt{a^2 + c^2 + d^2 - 2acR_3} = 1.035$ (尺寸 a 值为负, 表示它与射线方向相反)</p> <p>g) 机构运动简图见表图所示</p>
<p>a) 滑块位移 s 与曲柄转角 φ 的平方成比例</p> $\frac{s - s_0}{s_m - s_0} = \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_m - \varphi_0}\right)^2$ <p>式中 $\varphi_0, \varphi, \varphi_m$ 为曲柄初始、任意和终止位置角; s_0, s, s_m 为滑块初始、任意和终止位置量</p> <p>b) 取 $\varphi_0 = 45^\circ,$ $\Delta\varphi = 60^\circ$ $s_0 = 8, \Delta s = 4$</p> <p>c) 插值结点数 $n = 3$</p> <p>d) 设计一曲柄滑块机构</p>		<p>a) 计算 $\varphi_m = \varphi_0 + \Delta\varphi = 105^\circ, s_m = s_0 + \Delta s = 12$</p> <p>b) 计算插值结点 $\varphi_1 = 49^\circ, \varphi_2 = 75^\circ, \varphi_3 = 101^\circ$ $s_1 = s_0 + \left(\frac{\varphi_1 - \varphi_0}{\Delta\varphi}\right)^2 \Delta s = 8 + \left(\frac{49 - 45}{60}\right)^2 = 8.02$ $s_2 = 9$ $s_3 = 11.48$</p> <p>c) 将三组连架杆的对应值 $\varphi_i, s_i (i = 1, 2, 3)$ 代入曲柄滑块机构位置方程, 解方程得 $R_1 = -11.7, R_2 = -84.01, R_3 = -188.13$</p> <p>d) 机构尺寸 $a = \frac{R_1}{2} = -5.85$ $e = \frac{R_2}{2a} = 7.18$ $b = \sqrt{a^2 + e^2 - R_3} = 16.55$</p> <p>e) 满足条件的偏置曲柄滑块机构 ABC 见表图所示</p>

超星浏览器提醒您：
使用本产品
请尊重相关知识产权！

如图 41.2-4 所示铰链四杆机构，当连架杆 1 从位置 AB_1 转过角 φ_{1j} 到达位置 AB_j 时，连架杆 3 相应地从位置 C_1D 转过角 ψ_{1j} 到达位置 C_jD ，两连架杆间的位置关系为 $\psi = \psi(\varphi)$ 。由于连杆长未知，故无法写出连杆的位移矩阵，但可采用反转法求出两连架杆 1 和 3 之间位置 j 相对位置 1 的运动关系。设取连架杆 3 为参考系（机架），其第一位置为参考位置。令 AB_j, C_jD 固结并绕 D 旋转 $-\psi_{1j}$ ，得杆 1 相对杆 3 第 1 位置的两个有限分离位置 AB_1 和 $A'_jB'_j$ ，杆 1 矢量 AB 相对于 C_1D 由位置 AB_1 运动至 $A'_jB'_j$ 所转过的角度为

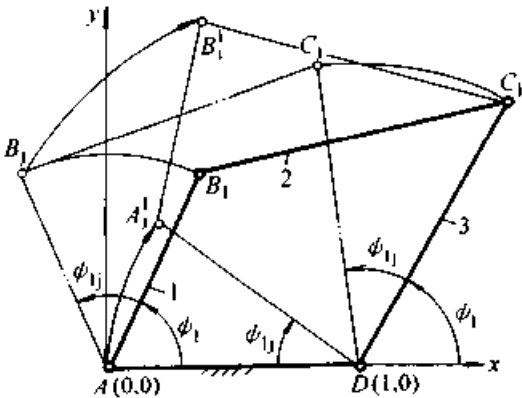


图 41.2-4 铰链四杆机构相对位移

$$\theta_{1j} = \phi_{1j} - \psi_{1j} \quad (\text{角位移逆时针为正})$$

连架杆 1 动平面上取 A 为参考点，取机架长 $\overline{AD} = 1.0$ ，运动前后在固定坐标系中的坐标为

$$P_{1x} = A_x = 0; P_{1x} = A'_x = 1 - \cos\psi_{1j}$$

$$P_{1y} = A_y = 0; P_{1y} = A'_y = \sin\psi_{1j}$$

杆 1 动平面 AB 相对动参考系的相对位移矩阵为

$$[T_{AB}^1]_{1j} = \begin{bmatrix} \cos(\phi_{1j} - \psi_{1j}) & -\sin(\phi_{1j} - \psi_{1j}) & 1 - \cos\psi_{1j} \\ \sin(\phi_{1j} - \psi_{1j}) & \cos(\phi_{1j} - \psi_{1j}) & \sin\psi_{1j} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式中，“ AB ”表示杆 1 动平面，“ $[T^1]$ ”表示相对位移矩阵，下标“ $1j$ ”表示由位置 1 运动至位置 j 。

根据运动前后连杆 2 长不变的条件，其约束方程应为

$$(x_{B_j}^1 - x_{C_j}^1)^2 + (y_{B_j}^1 - y_{C_j}^1)^2 = (x_{B_1}^1 - x_{C_1}^1)^2 + (y_{B_1}^1 - y_{C_1}^1)^2 \quad (32.2-16)$$

式中

$$\begin{bmatrix} x_{B_j}^1 \\ y_{B_j}^1 \\ 1 \end{bmatrix} = [T_{AB}^1]_{1j} \begin{bmatrix} x_{B_1}^1 \\ y_{B_1}^1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (32.2-17)$$

$$j = 2, 3, \dots, n$$

若给定连架杆 1 和 3 的 n 对对应位置时，可列出 $n-1$ 个约束方程，而未知机构参数为 x_{B_1} 、 y_{B_1} 、 x_{C_1} 和 y_{C_1} 。机构位置数、约束方程数和可选机构参数间关系如下：

两连架杆对应位置数 n	约束方程数	可选机构参数数
3	2	x_{B_1}, y_{B_1} 或 x_{C_1}, y_{C_1}
4	3	$x_{B_1}, y_{B_1}, x_{C_1}$ 和 y_{C_1} 中任一个
5	4	唯一解或无解

如图 41.2-5 所示曲柄滑块机构，机构运动时，连架杆 1 和滑块 3 之间实现位置对应关系 $(\varphi_1, s_1, \varphi_2, s_2, \dots, \varphi_j, s_j)$ 或两者角位移和线位移间的对应关系 (φ_{1j}, s_{1j}) 。若取滑块 3 为参考系，则连架杆 1 动平面 AB 的相对位移矩阵为

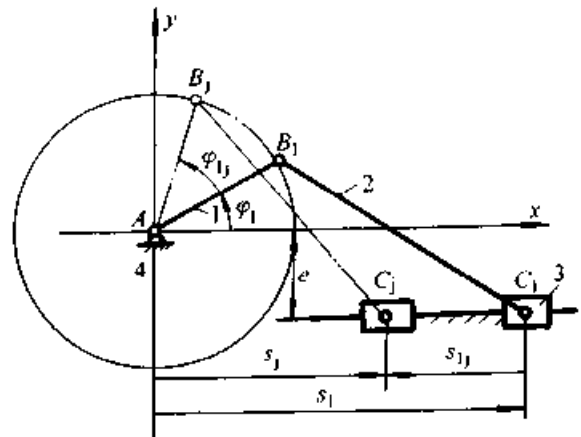


图 41.2-5 曲柄滑块机构相对位移

$$[T_{AB}^1]_{1j} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{1j} & -\sin\varphi_{1j} & 0 \\ \sin\varphi_{1j} & \cos\varphi_{1j} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (41.2-18)$$

式中 $\varphi_{1j} = \varphi_j - \varphi_1$ ($j = 2, 3, \dots, n$)

动铰接点 B 的位置方程为

$$\begin{bmatrix} x_{B_j}^1 \\ y_{B_j}^1 \\ 1 \end{bmatrix} = [T_{AB}^1]_{1j} \begin{bmatrix} x_{B_1}^1 \\ y_{B_1}^1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (41.2-19)$$

由于滑块 3 作平移，动铰接点 C 的位置方程为

$$x_{C_j}^1 = x_{C_1}^1 + s_{1j}; y_{C_j}^1 = y_{C_1}^1 \quad (41.2-20)$$

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权！

式中 $s_{1j} = s_j - s_1$

根据运动前后连杆 2 长度不变的条件, 其约束方程为

$$(x_{B_1} - x_{C_1})^2 + (y_{B_1} - y_{C_1})^2 = (x_{B_2} - x_{C_2})^2 + (y_{B_2} - y_{C_2})^2$$

将 x_{B_1}, y_{B_1} 和 x_{C_1}, y_{C_1} 的表达式代入上式并展开整理后, 得曲柄滑块机构的设计方程为

$$x_{C_1} s_{1j} - x_{B_1} s_{1j} \cos \varphi_{1j} + y_{B_1} s_{1j} \sin \varphi_{1j} + (1 - \cos \varphi_{1j})$$

$$(x_{B_1} x_{C_1} + y_{B_1} y_{C_1}) + (x_{C_1} y_{B_2} - x_{B_1} y_{C_1}) \sin \varphi_{1j} + \frac{s_{1j}^2}{2} = 0 \quad (41.2-21)$$

式中 $j = 2, 3, \dots, n$

式 (41.2-21) 包含了 4 个待定机构参数 x_{B_1}, y_{B_1} 和 x_{C_1}, y_{C_1} 。故一般可给定连架杆 1 和滑块 3 对应位置的对数 $n \leq 5$ 。

铰链四杆机构和曲柄滑块机构的设计图例见表 41.2-22。

表 41.2-22 位移矩阵法设计传动机构实例

已知条件和运动简图	<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="flex: 1;"> <p>a) 定铰接点 $A(0, 0)$ 定铰接点 $D(1, 0)$</p> <p>b) 连架杆 1 初始位置 AB_1 初始角 $\varphi_1 = 45^\circ$</p> <p>c) 对应角位移 $\varphi_{12} = 60^\circ, \psi_{12} = 90^\circ$ $\varphi_{13} = 90^\circ, \psi_{13} = 120^\circ$</p> </div> <div style="flex: 1; text-align: center;"> </div> </div>
铰链四杆机构	<p>a) 写出连架杆 1 相对参考机架 3 第 1 位置时的位移矩阵</p> $[T_{AB}^1]_{12} = \begin{bmatrix} \cos(60^\circ - 90^\circ) & -\sin(60^\circ - 90^\circ) & 1 \times (1 - \cos 90^\circ) \\ \sin(60^\circ - 90^\circ) & \cos(60^\circ - 90^\circ) & 1 \times \sin 90^\circ \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.866 & 0.5 & 1 \\ -0.5 & 0.866 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ $[T_{AB}^1]_{13} = \begin{bmatrix} \cos(90^\circ - 120^\circ) & -\sin(90^\circ - 120^\circ) & 1 \times (1 - \cos 120^\circ) \\ \sin(90^\circ - 120^\circ) & \cos(90^\circ - 120^\circ) & \sin 120^\circ \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.866 & 0.5 & 1.5 \\ -0.5 & 0.866 & 0.866 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
设计过程	<p>b) 计算动铰接点 B_2 的相对位置 B_2^1 的坐标</p> $\begin{bmatrix} x_{B_2}^1 \\ y_{B_2}^1 \\ 1 \end{bmatrix} = [T_{AB}^1]_{12} \begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{bmatrix}; \begin{cases} x_{B_2}^1 = 0.866x_{B_1} + 0.5y_{B_1} + 1 \\ y_{B_2}^1 = -0.5x_{B_1} + 0.866y_{B_1} + 1 \end{cases}$ <p>c) 计算动铰接点 B_3 的相对位置 B_3^1 的坐标</p> $\begin{bmatrix} x_{B_3}^1 \\ y_{B_3}^1 \\ 1 \end{bmatrix} = [T_{AB}^1]_{13} \begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{bmatrix}; \begin{cases} x_{B_3}^1 = 0.866x_{B_1} + 0.5y_{B_1} + 1.5 \\ y_{B_3}^1 = -0.5x_{B_1} + 0.866y_{B_1} + 0.866 \end{cases}$ <p>d) 将 $x_{B_2}^1, y_{B_2}^1$ 和 $x_{B_3}^1, y_{B_3}^1$ 代入约束方程, 展开后得</p> $\begin{cases} 0.366x_{B_1} + 1.366y_{B_1} - x_{C_1} - y_{C_1} + 0.134x_{B_1}x_{C_1} + 0.134y_{B_1}y_{C_1} - 0.5x_{C_1}y_{B_1} + 0.5x_{B_1}y_{C_1} + 1 = 0 \\ 0.866x_{B_1} + 1.5y_{B_1} - 1.5x_{C_1} - 0.866y_{C_1} + 0.134x_{B_1}x_{C_1} + 0.134y_{B_1}y_{C_1} - 0.5x_{C_1}y_{B_1} + 0.5x_{B_1}y_{C_1} + 1.5 = 0 \end{cases}$ <p>以上两式中共包含 4 个未知参数: $x_{B_1}, y_{B_1}, x_{C_1}$ 和 y_{C_1}</p>

超星阅读器提醒您：
使用本续表 41.2-22
请尊重知识产权

<p>铰链四杆机构</p>	<p>设计过程</p> <p>e) 选定 $x_{B_1} = 1$, 且因已知 $\varphi_1 = 45^\circ$, 故 $y_{B_1} = 1$, 将 $x_{B_1} = 1$ 和 $y_{B_1} = 1$ 代入以上两式, 得</p> $\begin{cases} 1.366x_{C_1} + 0.366y_{C_1} = 2.732 \\ 1.866x_{C_1} + 0.232y_{C_1} = 3.866 \end{cases}$ <p>由此解得 $x_{C_1} = 2.109$ 和 $y_{C_1} = -0.5$</p> <p>f) 机构各杆杆长 $l_{AB} = \sqrt{x_{B_1}^2 + y_{B_1}^2} = 1.414, l_{BC} = \sqrt{(x_{B_1} - x_{C_1})^2 + (y_{B_1} - y_{C_1})^2} = 1.865,$ $l_{CD} = \sqrt{(x_{C_1} - x_D)^2 + (y_{C_1} - y_D)^2} = 1.216, l_{AD} = 1$</p> <p>g) 连架杆 3 的起始位置 C_1D 与 x 轴夹角为 $\psi_1 = \arctan \frac{y_{C_1} - y_D}{x_{C_1} - x_D} = -24.2^\circ$</p>	
<p>已知条件和运动简图</p>	<p>a) 曲柄 1 和滑块 3 的两对对应位移 $\varphi_{12} = 30^\circ, s_{12} = -12$ $\varphi_{13} = 90^\circ, s_{13} = -34$</p> <p>b) 动铰接点 B_1 的坐标值 $x_{B_1} = 18, y_{B_1} = 10$</p>	
<p>曲柄滑块机构</p> <p>设计过程</p>	<p>a) 写出曲柄 AB 相对参考机架 3 的位移矩阵</p> $[T_{AB}^3]_{12} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{12} & -\sin\varphi_{12} & 0 \\ \sin\varphi_{12} & \cos\varphi_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos 30^\circ & -\sin 30^\circ & 0 \\ \sin 30^\circ & \cos 30^\circ & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.866 & -0.5 & 0 \\ 0.5 & 0.866 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ $[T_{AB}^3]_{13} = \begin{bmatrix} \cos 90^\circ & -\sin 90^\circ & 0 \\ \sin 90^\circ & \cos 90^\circ & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ <p>b) 列出设计方程, 由已知的 $\varphi_{12} = 30^\circ, s_{12} = -12, x_{B_1} = 18, y_{B_1} = 10$ 得</p> $-4.588x_{C_1} - 7.66y_{C_1} = -199$ <p>由已知的 $\varphi_{13} = 90^\circ, s_{13} = -34, x_{B_1} = 18, y_{B_1} = 10$ 得</p> $-21.588x_{C_1} - 16.66y_{C_1} = -238$ <p>c) 联解以上两设计方程, 得 $x_{C_1} = -16.8, y_{C_1} = 36$</p> <p>d) 机构各杆杆长和参数为 $l_{AB} = \sqrt{x_{B_1}^2 + y_{B_1}^2} = 20.6, l_{BC} = \sqrt{(x_{B_1} - x_{C_1})^2 + (y_{B_1} - y_{C_1})^2} = 43.4$ $e = 36 (= y_{C_1})$ $s_1 = -16.8 (= x_{C_1})$</p>	

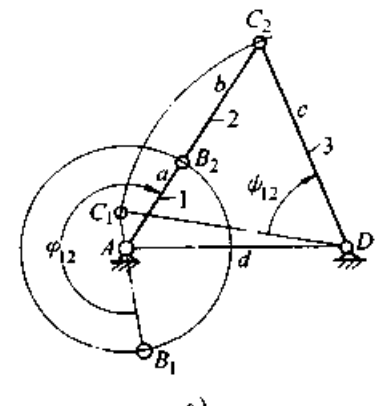
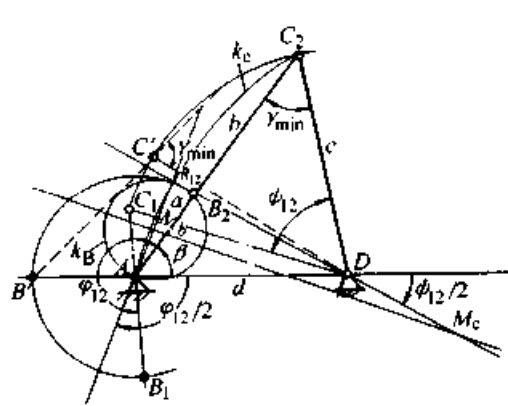
6 用线图法设计具有特殊要求的平面四杆机构

6.1 同向摆动的双摇杆机构设计

(1) 机构始末位置均为死点 (表 41.2-23 和图 41.2-6)

表 41.2-23 同向摆动（双死点）双摇杆机构设计

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

设计要求、已知条件和示例	示 例	设计方法和过程
<p>a) 设计要求 如图 a) 所示，双摇杆机构两连架杆 1 和 3 作同向摆动。当主动摇杆 1 由位置 AB_1 顺时针向转过角 φ_{12} 至位置 AB_2 时，从动摇杆 3 由位置 C_1D 顺时针向转过角 ψ_{12} 至位置 C_2D；且机构始末位置均为死点，铰链中心 A, B 和 C 均位于同一直线上。</p> <p>机构最小传动角 γ_{\min} 为最大</p> <p>b) 已知条件 机架长 d 两连架杆对应角位移 φ_{12} 和 ψ_{12}</p> <p>c) 示例 (图 b) $\varphi_{12} = 225^\circ$ (顺时针向) $\psi_{12} = 60^\circ$ (顺时针向) $d = 1.0$ 机构在始末位置为死点，机构传动角 γ_{\min} 为最大</p>	 <p>a)</p>  <p>b)</p>	<p>a) 选机构长度比例尺 μ_1，作机架线 $\overline{AD} = d/\mu_1$ (图 b)</p> <p>b) 分别以点 A 和 D 为顶点，AD 为起始线按角位移 φ_{12} 和 ψ_{12} 方向作 $\frac{\varphi_{12}}{2}$ 和 $\frac{\psi_{12}}{2}$ 的角度线，得交点 R_{12}</p> <p>c) 以 \overline{AR}_{12} 中点 M_b 为中心、$\overline{M_bR}_{12}$ 为半径作圆 k_b</p> <p>d) 过点 M_b 作 AR 线的垂线，交 $R_{12}D$ 线于点 M_c；以点 M_c 为圆心、$\overline{M_cA}$ 为半径作圆 k_c</p> <p>e) 据图 41.2-6 所示图线，由已知的 φ_{12} 和 ψ_{12} 角位移查得辅助角 β 和 γ_{\min} (最小传动角)</p> <p>f) 过点 A，以 AD 线为起始线作 β 角，其角度线交 k_c 圆于点 C_2、k_b 圆于点 B_2</p> <p>g) 各杆杆长为：主动摇杆 1 杆长 $a = \overline{AB_2} \cdot \mu_1$、连杆 2 杆长 $b = \overline{B_2C_2} \cdot \mu_1$、从动摇杆 3 杆长 $c = \overline{C_2D} \cdot \mu_1$</p> <p>h) 当 $\varphi_{12} > 180^\circ$ 时，机构在位置 AB_2C_2D 或 $AB'C_2D$ 有 γ_{\min} 角；当 $\varphi_{12} < 180^\circ$ 时，机构在 $AB'C_2D$ 有 γ_{\min}</p> <hr/> <p>a) 据给定的 d, φ_{12} 和 ψ_{12} 作 k_b 圆和 k_c 圆</p> <p>b) 据图 41.2-6 所示图线查得 $\beta = 58^\circ$ 和 $\gamma_{\min} = 55^\circ$</p> <p>c) 据 β 角在 k_b 和 k_c 圆上定出动铰接点 B_2 和 C_2</p> <p>d) 机构尺寸为 $a = 0.5, b = 0.7, c = 1.03$</p>

(2) 机构始末位置均非死点 (表 41.2-24 和图 41.2-7)

6.2 反向摆动的双摇杆机构设计

(1) 机构始末位置均为死点 (表 41.2-25 和图 41.2-8)

(2) 机构始末位置均非死点 (表 41.2-26 和

图 41.2-9、10)

6.3 摆杆滑块机构(滑块为主动件)设计 (表 41.2-27)

6.4 摆杆滑块机构(摆杆为主动件)设计 (表 41.2-28 和图 41.2-11)

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

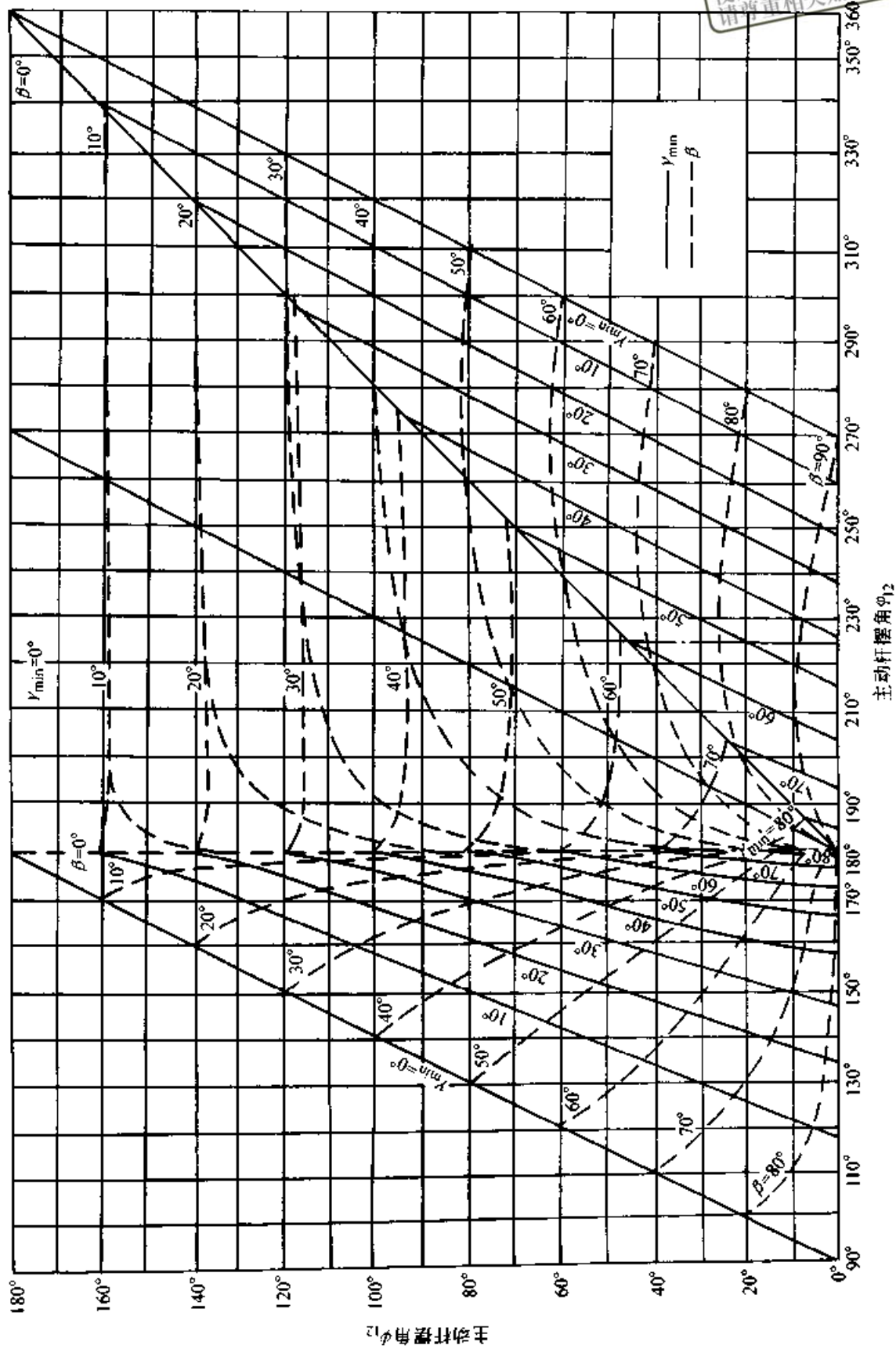


图 41.2-6 同向摆动（双死点）双摇杆机构设计图线

表 41.2-24 同向摆动(无死点)双摇杆机构设计

设计要求、已知条件和示例	图 例	设计方法和过程
<p>a) 设计要求</p> <p>求</p> <p>如图 a) 示, 双摇杆机构两连架杆 1 和 3 同向摆动; 主动摇杆 1 由位置 AB_1 顺时针向转过角 φ_{12} 至位置 AB_2 时, 从动摇杆 3 由位置 C_1D 顺时针向转过角 ψ_{12} 至位置 C_2D;</p> <p>机构始末位置均非死点</p> <p>机构最小传动角 γ_{min} 为最大</p> <p>b) 已知条件</p> <p>机架长 d</p> <p>两摇杆对应角位移 φ_{12} 和 ψ_{12}</p>		<p>a) 选机构长度比例尺 μ_1, 作机架线 $\overline{AD} = d/\mu_1$ (图 b)</p> <p>b) 据给定的角位移 φ_{12} 和 ψ_{12} 由图 41.2-7 图线查得辅助角 φ', ψ' 和 γ_{min}</p> <p>c) 若由 φ_{12} 和 ψ_{12} 所确定的点落入图 41.2-7 中的域 I, 则取 $\varphi' = \varphi_{12}/2$ 和 $\psi' = \psi_{12}/2$; 以 \overline{AD} 为起始线, 分别在点 A 和 D 按 φ_{12}, ψ_{12} 的角位移反方向作辅助角 φ' 和 ψ' (图 b), 其角度线交点即为所求的动铰链 B_1; 再使线 AB_1 绕点 A 按 φ_{12} 角位移方向转至与 AD 延线相重合的位置 AB_3; 然后以点 D 为中心, $\overline{DB_3}$ 为半径作圆弧, 交与由点 D 所作 DB_1 垂线于点 B'_3; 连结点 B_1 和 B'_3, 线段 $\overline{B_1B'_3}$ 中点即为另一动铰链中心 C_1</p> <p>d) 若 $\varphi' = \varphi_{12}/2$ 和 $\psi' = \psi_{12}/2$, 则以 AD 线为起始线, 分别在点 A 和 D 按角位移反方向作 φ' 和 ψ' (图 c), 其角度线交点为动铰链 C_1, 再以 D 为圆心, 使位置 C_1D 转过角 ψ_{12} 至位置 C_2D; 然后绕点 A 使 C_2A 转过 $-\varphi_{12}$ 角至位置 $C_{2,1}A$; 连结点 C_1 和 $C_{2,1}$; 作 $\overline{C_1C_{2,1}}$ 的垂直平分线; 它与以 AC_1 为起始线、所作辅助角 φ' 的角度线交于动铰链点 B_1</p> <p>e) 待定机构尺寸为: $a = \overline{AB_1} \cdot \mu_1$, $b = \overline{B_1C_1} \cdot \mu_1$, $c = \overline{C_1D} \cdot \mu_1$</p>
<p>c) 示例之一</p> <p>$\varphi_{12} = 300^\circ$</p> <p>$\psi_{12} = 180^\circ$</p> <p>$d = 1.0$</p> <p>机构始末位置非死点</p> <p>机构的 γ_{min} 为最大</p>		<p>a) 据角位移 φ_{12} 和 ψ_{12} 由图 41.2-7 知对应点落于域 I, 且 $\gamma_{min} = 30^\circ$</p> <p>b) 取 $\varphi' = \varphi_{12}/2 = 150^\circ$, $\psi' = \psi_{12}/2 = 90^\circ$</p> <p>c) 由图 b 所示图解, 得动铰链 B_1 和 C_1</p> <p>d) 机构尺寸为: $a = 1.25$, $b = c = 1.16$</p> <p>e) 机构始末位置分别为 AB_1C_1D 和 AB_2C_2D</p>
<p>d) 示例之二</p> <p>$\varphi_{12} = 120^\circ$</p> <p>$\psi_{12} = 230^\circ$</p> <p>$d = 1.0$</p> <p>机构始末位置非死点</p> <p>机构的 γ_{min} 为最大</p>		<p>a) 据 φ_{12} 和 ψ_{12} 由图 41.2-7 查得 $\varphi' = 49^\circ$, $\psi' = 98.5^\circ$, $\gamma_{min} = 40^\circ$</p> <p>b) 由图解方法得动铰链 B_1 和 C_1 (图 c)</p> <p>c) 机构尺寸为: $a = 2$, $b = 1.55$, $c = 1$</p> <p>d) 机构始末位置为 AB_1C_1D 和 AB_2C_2D</p>

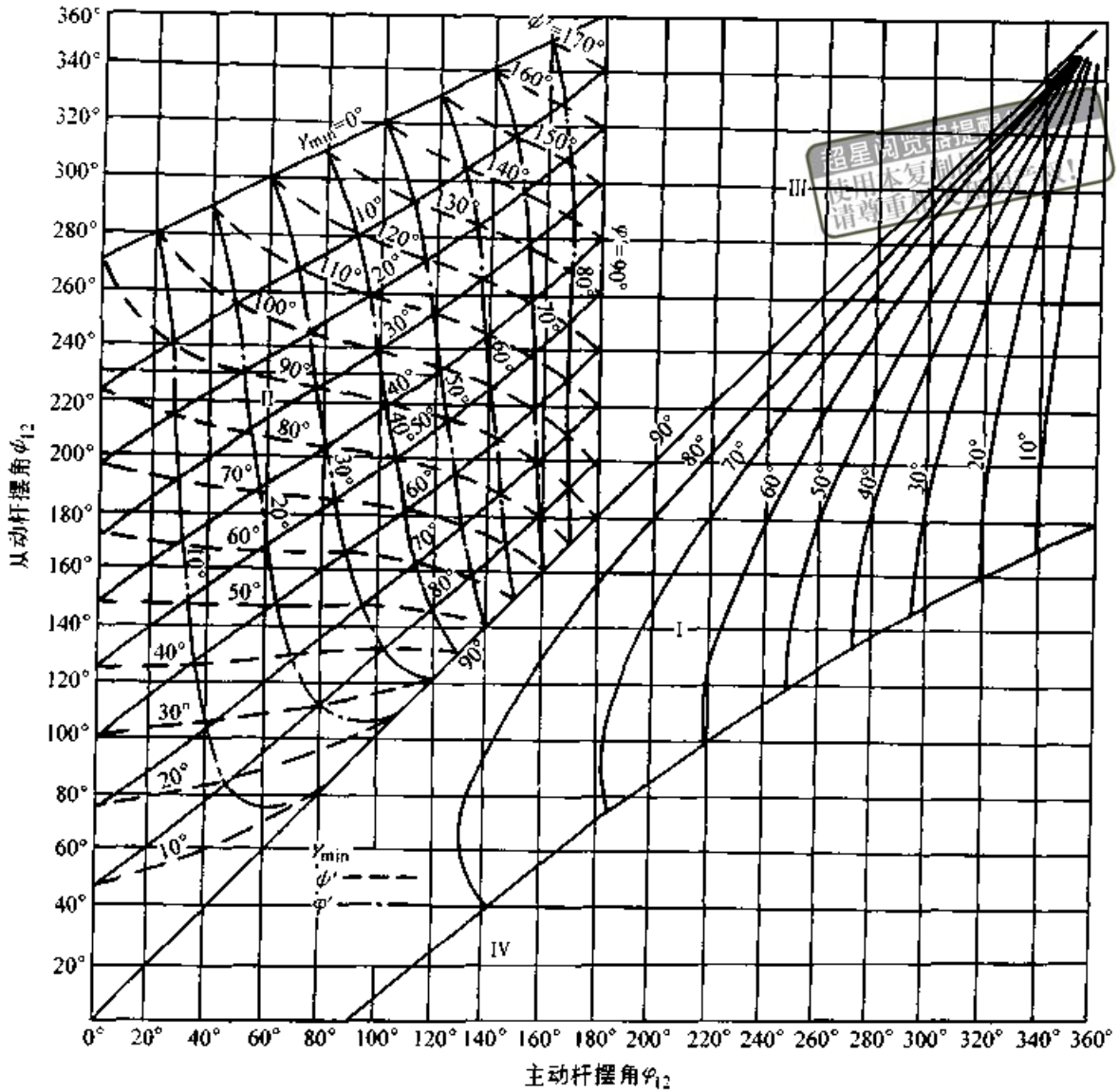
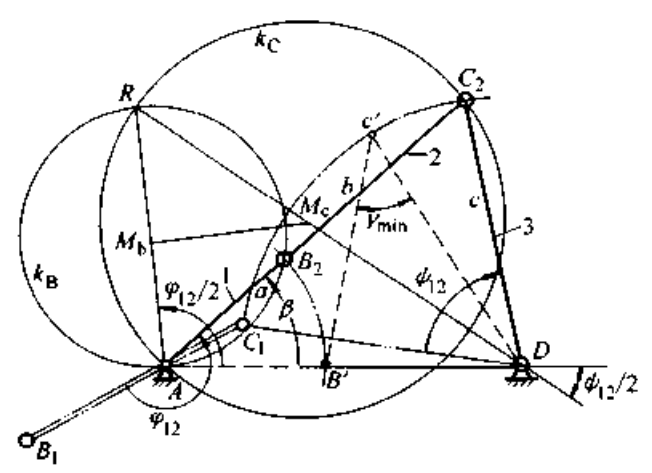


图 41.2-7 同向摆动（无死点）双摇杆机构设计图线

表 41.2-25 反向摆动（双死点）双摇杆机构设计

设计要求、已知条件和示例	图 例	设计方法和过程
<p>a) 设计要求</p> <p>图 a) 示双摇杆机构的两摇杆 1 和 3 反向摆动，当主动摇杆 1 由位置 1 逆时针方向转过角 φ_{12} 至位置 AB_2 时，从动摇杆 3 由位置 C_1D</p>	<p>a)</p>	<p>a) 任选机构长度比例尺 μ_1，作 $\overline{AD} = d/\mu_1$ (图 b)</p> <p>b) 分别以点 A 和 D 为顶点、AD 为起始线，按 φ_{12} 和 ψ_{12} 方向作角 $\frac{\varphi_{12}}{2}$ 和 $\frac{\psi_{12}}{2}$ 其角度线交于点 R</p> <p>c) 以 \overline{RA} 中点 M_b 为圆心、$\overline{M_bR}$ 为半径作圆 k_R</p> <p>d) 过点 M_b 作 AR 线的垂线，交 RD 线于点 M_c</p> <p>e) 以点 M_c 为圆心、$\overline{M_cR}$ 为半径作</p>

续表 41.2-25

设计要求、已知条件和示例	图 例	设计方法和过程
<p>顺时针向转过角 ψ_{12} 至位置 C_2D</p> <p>机构始末位置均为死点</p> <p>机构的最小传动角 γ_{\min} 为最大</p> <p>b) 已知条件</p> <p>两摇杆对应角位移 φ_{12} 和 ψ_{12}</p> <p>机架长 d</p>	 <p style="text-align: center;">b)</p>	<p>圆 k_C</p> <p>f) 据图 41.2-8 所示图线, 由给定的 φ_{12} 和 ψ_{12} 查得辅助角 β 和传动角 γ_{\min}</p> <p>g) 过点 A 作与 AD 线成 β 角的直线, 分别交 k_B 与 k_C 圆于点 B_2 和 C_2</p> <p>h) 待定机构尺寸为</p> $a = \overline{AB_2} \cdot \mu_1, b = \overline{B_2C_2} \cdot \mu_1,$ $c = \overline{C_2D} \cdot \mu_1$ <p>i) 满足给定条件的机构第一和第二位置分别为 AB_1C_1D 和 AB_2C_2D</p>
<p>c) 示例</p> <p>两摇杆反向摆动, 其对应角位移为 $\varphi_{12} = 190^\circ$ 和 $\psi_{12} = 70^\circ$</p> <p>机架长 $d = 1.0$</p> <p>机构始末位置为死点</p> <p>机构 γ_{\min} 有最大值</p>		<p>a) 选定 μ_1, 作机架线 $\overline{AD} = d/\mu_1$ (图 b)</p> <p>b) 据 $\frac{\varphi_{12}}{2} = 95^\circ$ 和 $\frac{\psi_{12}}{2} = 35^\circ$ 作出点 R、圆 k_B 和 k_C</p> <p>c) 据图 41.2-8 图线, 由 $\varphi_{12} = 190^\circ$ 和 $\psi_{12} = 70^\circ$ 查得 $\beta = 42^\circ$ 和 $\gamma_{\min} = 42^\circ$</p> <p>d) 以 AD 为起始线, 自 A 点作辅助角 β, 其角度线分别交 k_B 和 k_C 于点 B_2 和 C_2</p> <p>e) 机构尺寸为:</p> $a = 0.45, b = 0.69, c = 0.79, d = 1.0$

6.5 曲柄滑块机构 (双死点) 设计

(表 41.2-29)

6.6 曲柄摇杆机构 (双死点) 设计

(表 41.2-30 和图 41.2-12)

6.7 偏置曲柄摆动导杆机构设计

(表 41.2-31)

7 气液连杆机构

气液连杆机构是利用气体或液体为介质进行驱动的连杆机构。机构中常采用由一个或多个动作缸体和活塞组成的移动副作为主动副。

最简单的气液连杆机构是由两个构件组成, 缸体固定, 而与活塞相固连的从动执行构件作往复移动或摆动; 为满足行程、摆角、速度和作用力等方面的工作要求, 可将气液双杆机构扩展为气液四杆或多杆机构。应用最广又是组成气液

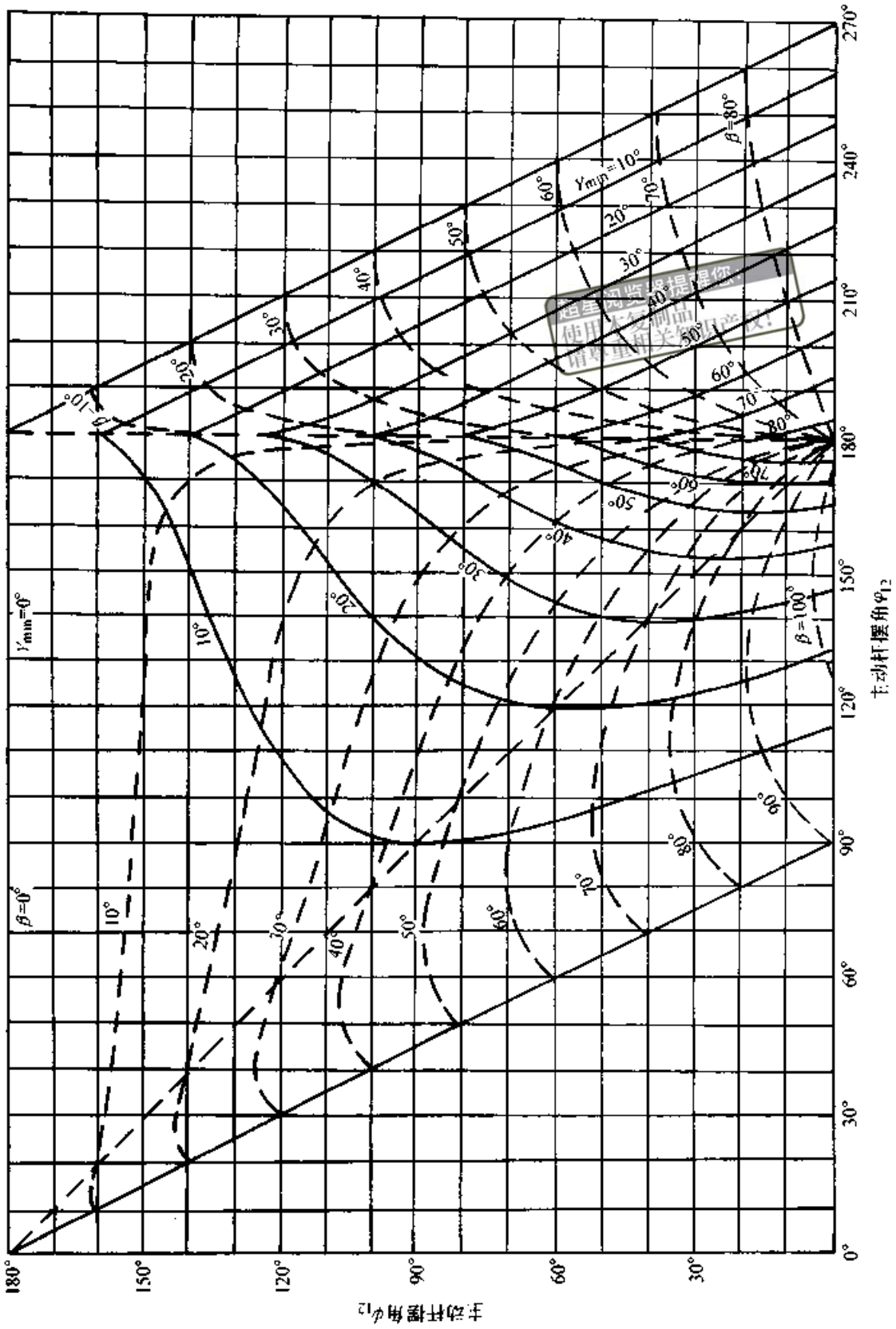


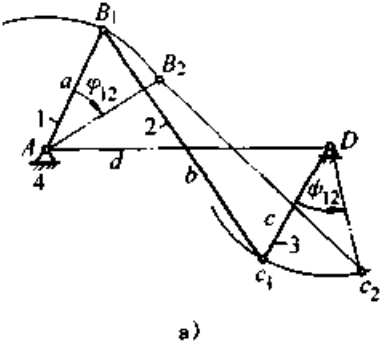
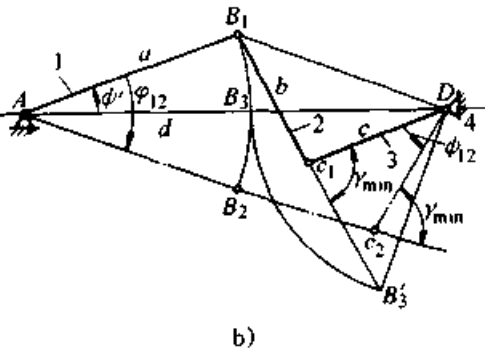
图 41.2-8 反向摆动（双死点）双摇杆机构设计图线

多杆机构基础的是缸体可摆动的气液四杆机构 (简称摆缸机构)。

气液连杆机构运转平稳可靠; 能吸收冲击和振动; 易防止过载; 操作方便, 易实现自动化和

远距离操纵; 但气液连杆机构因压力损失和介质泄漏等原因, 效率较低, 且要求执行元件 (液压件) 有较高的精度, 以及一整套包括气、液源在内的辅助装置。

表 41.2-26 反向摆动 (无死点) 双摇杆机构设计

设计要求、已知条件和示例	图 例	设计方法和过程
<p>a) 设计要求</p> <p>图 a 所示双摇杆机构两连架杆 1 和 3 作反向摆动; 当杆 1 由位置 AB_1 顺时针向转过角 φ_{12} 至位置 AB_2 时, 杆 3 由位置 C_1D 逆时针向转过角 ψ_{12} 至位置 C_2D</p> <p>机构始末位置均非死点</p> <p>机构 γ_{\min} 为最大</p> <p>b) 已知条件</p> <p>两摇杆对应摆角 φ_{12} 和 ψ_{12}</p> <p>机架长 d</p>	 <p>a)</p>	<p>a) 选机构长度比例尺 μ_1, 作机架线 $\overline{AD} = d/\mu_1$ (图 b)</p> <p>b) 据图 41.2-9 示图线, 由 φ_{12} 和 ψ_{12}, 查得辅助角 φ' 和传动角 γ_{\min}。当对应点落入图线中的域 I 时, 取 $\varphi' = \varphi_{12}/2$</p> <p>c) 据 φ_{12} 和 ψ_{12} 由图 41.2-10 示图线查得杆长比 a/d 值, 并由此确定杆长 1 的尺寸 a</p> <p>d) 以点 A 为顶点, AD 线为起始线, 按角位移 φ_{12} 反方向作辅助角 φ', 并在角度线上取 $\overline{AB_1} = a/\mu_1$ 得点 B_1; 线 AB_1 转过角 φ_{12} 得 AB_2 线和 B_2 点 (图 b)</p> <p>e) 以点 A 为圆心、$\overline{AB_1}$ 为半径作弧交 AD 线于点 B_3</p> <p>f) 由点 D 作 DB_1 线的垂线, 它与以点 D 为中心、$\overline{DB_3}$ 为半径的弧交于点 B'_3</p> <p>g) 取 $\overline{B_1B'_3}$ 的中点为动铰链中心 C_1</p> <p>h) 机构杆件尺寸为:</p> $a = \left(\frac{a}{d}\right) \cdot d, b = \overline{B_1C_1} \cdot \mu_1, c = \overline{C_1D} \cdot \mu_1$
<p>c) 示例</p> <p>$\varphi_{12} = 40^\circ, \psi_{12} = 40^\circ, d = 1.0$</p> <p>机构始末位置均非死点</p> <p>机构 γ_{\min} 为最大</p>	 <p>b)</p>	<p>a) 据尺寸 d 作 \overline{AD} (图 b)</p> <p>b) 据 φ_{12} 和 ψ_{12} 由图 41.2-9 所示图线知对应点在域 I, 故 $\varphi' = \frac{\varphi_{12}}{2} = 20^\circ$, 且得 $\gamma_{\min} = 83^\circ$</p> <p>c) 据 φ_{12} 和 ψ_{12} 由图 41.2-10 所示图线查得 $a/d = 0.53$</p> <p>d) 据 a 和 φ' 值用图解法确定动铰链 B_1 和 C_1</p> <p>e) 机构杆件尺寸为 $a = \left(\frac{a}{d}\right) \cdot d = 0.53, b = 0.34, c = 0.34$</p>

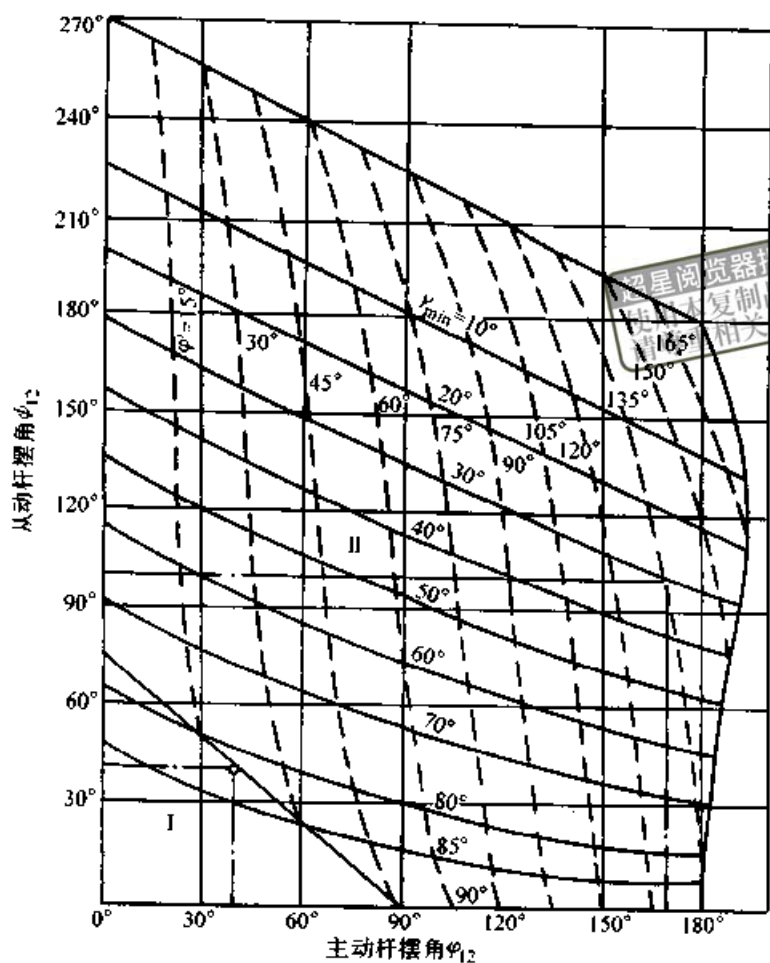


图 41.2-9 反向摆动（无死点）双摇杆机构设计图线

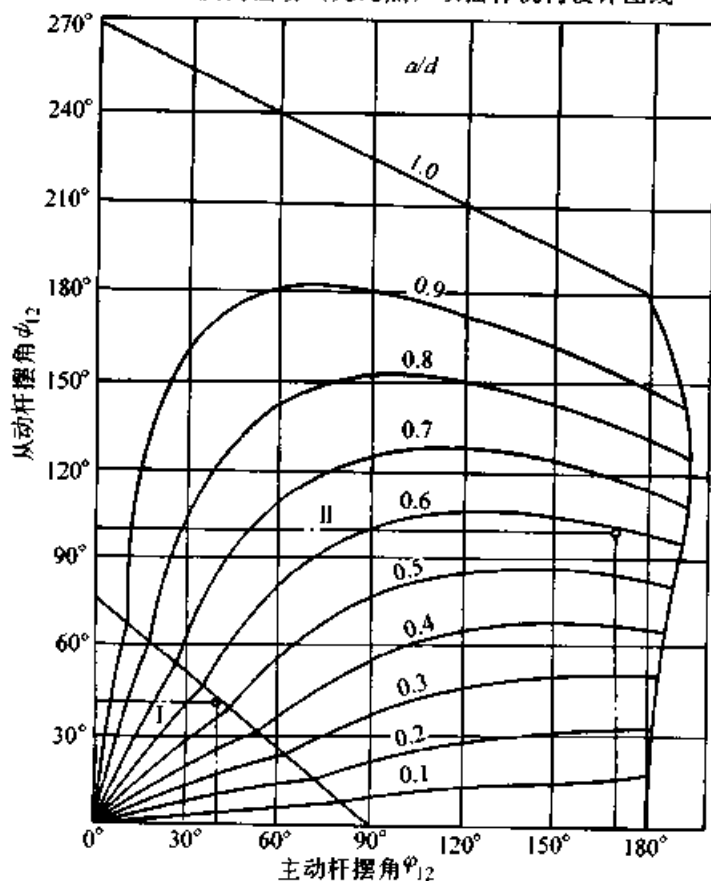


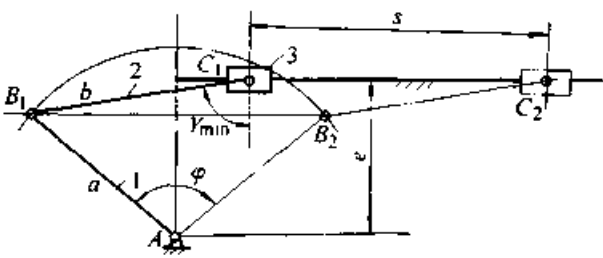
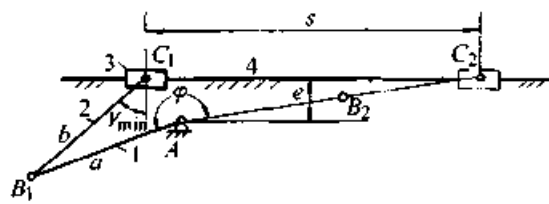
图 41.2-10 反向摆动（无死点）双摇杆机构设计图线

表 41.2-27 滑块为主动件的摆杆滑块机构设计

设计要求、已知条件、示例和图线	图 例	设计方法和过程
<p>a) 设计要求</p> <p>如图 a 所示摆杆滑块机构，主动滑块 3 由位置 C_1 移动距离 s 至位置 C_2 时，从动摇杆 1 由位置 AB_1 摆动角 ψ 至位置 AB_2。</p> <p>机构始末位置均非死点或终止位置为死点</p> <p>机构始末位置有最小传动角 γ_{min}</p> <p>b) 已知条件</p> <p>滑块移动距离 s</p> <p>摆杆摆角 ψ</p> <p>机构无死点或终止位置为死点</p> <p>c) 示例之一 (图 a)</p> <p>$s = 35$, $\psi = 50^\circ$, 机构始末位置具有相同的 γ_{min}</p> <p>d) 示例之二 (图 b)</p> <p>$s = 45$, $\psi = 180^\circ$, 机构终止位置为死点</p>		<p>a) 据从动摇杆摆角 ψ (图 a 示机构 $\psi < 76^\circ 20'$; 图 b 示机构 $\psi > 76^\circ 20'$)，由表中图 c 示设计图线查得 $\frac{s'}{s}$、$\frac{b}{s}$ ($\frac{c}{s}$)、$\frac{e}{s}$ 及 γ_{min}</p> <p>b) 据给定的主动滑块位移 s 确定机构尺寸参数 s'、b ($=c$) 和 e</p> <p>c) 当所给定的 $\psi < 76^\circ 20'$ 时，对应点落入设计图线域 I，这时应取 $s' = \frac{s}{2}$；当 $\psi > 76^\circ 20'$，由图线查出 $\frac{s'}{s}$ 值</p> <p>d) 参数 s' 用于确定摆杆 1 的定铰中心 A 的位置和动铰 C_2 的位置</p> <hr/> <p>a) 据 $\psi = 50^\circ$ 由图 c) 图线知，$s' = \frac{s}{2} = 17.5$</p> <p>b) 据 $\psi = 50^\circ$ 由图线查得 $c/s = 0.8$，$\frac{e}{s} = 1.07$，$\gamma_{min} = 84.6^\circ$</p> <p>c) 机构尺寸 $b = c = 28$，$e = 37.5$</p> <p>d) 机构运动简图见图 a)</p> <hr/> <p>a) 据给定的 $\psi = 180^\circ$，由设计图线查得 $s'/s = 0.32$，$e/s = 0.18$，$c/s = 0.38$，$\gamma_{min} = 28^\circ$</p> <p>b) 机构运动简图见图 b)</p>
<p>e) 设计图线</p>		

表 41.2-28 摆杆为主动件时摆杆滑块机构设计

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

设计要求、 已知条件和示例	图 例	设计方法和过程
<p>a) 设计要求 如图 a、b 所示机构，当主动摆杆 1 由位置 AB_1 摆动角 φ 至位置 AB_2 时，从动滑块 3 由位置 C_1 移动距离 s 至位置 C_2。 满足机构最小传动角 γ_{\min} 或连杆 2 长度 b。</p> <p>b) 已知条件 摆角 φ、位移 s、最小传动角 γ_{\min} 或 φ、s 和 b。</p>	 <p style="text-align: center;">a)</p>	<p>a) 据已知 φ 和 γ_{\min} 由图 41.2-11 所示图线查得 b/s、a/s 和 e/s；再据给定的 s 确定机构尺寸 b、a 和 e；或据已知的 φ、s 和 b，确定比值 b/s，然后根据 b/s 和 φ 由图 41.2-11 所示图线确定 γ_{\min}，并据 φ 和 γ_{\min} 由图线查得 e/s 和 a/s，再据给定的 s 确定尺寸 a 和 e。</p> <p>c) 当据给定的 φ 和 γ_{\min} 或 φ 和 b/s 所确定的对应点落入图线的域 I 时，主动摆杆始末位置对称于由点 A 所作滑块导路的垂线；若对应点落入域 II 时，机构终止位置为死点，主动摆杆 1 和连杆 2 拉直成一线。</p>
<p>示例一 已知 $\varphi = 100^\circ$、 $\gamma_{\min} = 80^\circ$ $s = 39$</p>	 <p style="text-align: center;">b)</p>	<p>a) 据 $\varphi (= 100^\circ)$ 和 $\gamma_{\min} (= 80^\circ)$ 由图 41.2-11 所示图线查得 $b/s = 0.68$，$a/s = 0.65$ 和 $e/s = 0.535$；且对应点落入图线中域 I。</p> <p>b) 据 $s (= 39)$ 算出机构尺寸 $a = 25.3$，$b = 26.5$，$e = 20.8$。</p> <p>c) 机构运动简图见图 a，摆杆始末位置对称于由 A 点所作滑块导路垂线。</p>
<p>示例二 已知 $\varphi = 200^\circ$、 $b = 20$，$s = 45$</p>		<p>a) 据 $\varphi (= 200^\circ)$ 和 $\frac{b}{s} (= \frac{20}{45} = 0.44)$ 由图 41.2-11 所示图线查得 $\gamma_{\min} = 40^\circ$。</p> <p>b) 据 $\varphi (= 200^\circ)$ 和 $\gamma_{\min} (= 40^\circ)$ 由图线查得 $e/s = 0.12$ 和 $a/s = 0.45$。</p> <p>c) 据 $s (= 45)$ 算出机构尺寸 $a = 20.3$，$e = 5.4$。</p> <p>d) 机构运动简图见图 b；机构终止位置时，摆杆 1 与连杆 2 成一直线。</p>

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权！

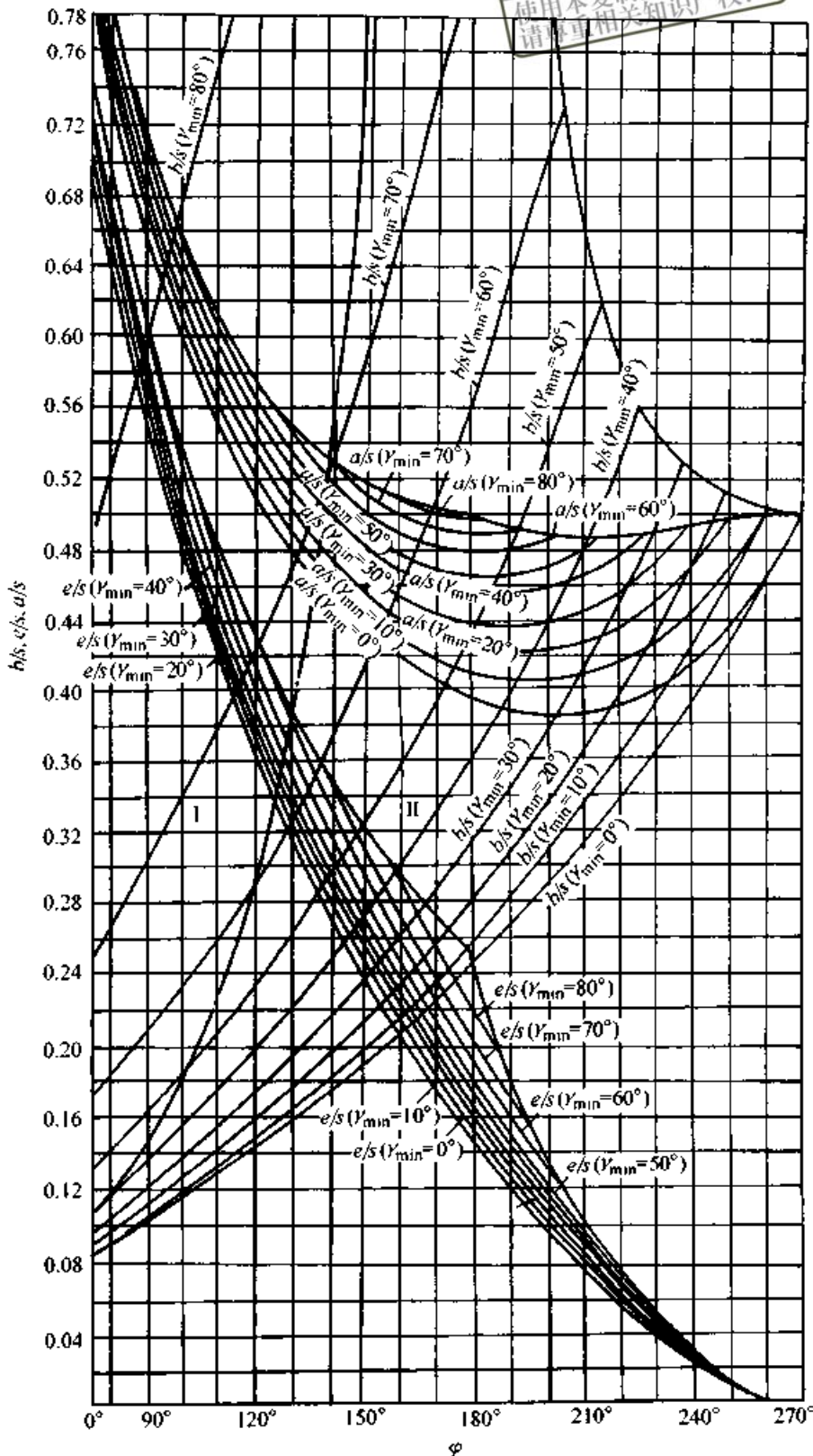


图 41.2-11 摆杆滑块机构（摆杆为主动件）设计图线

表 41.2-29 双死点曲柄滑块机构设计

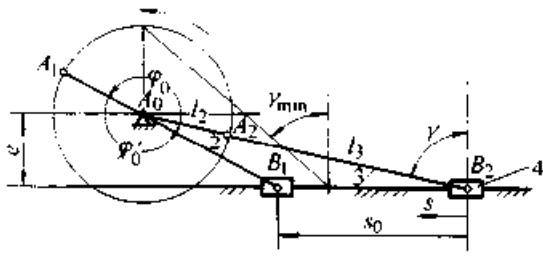
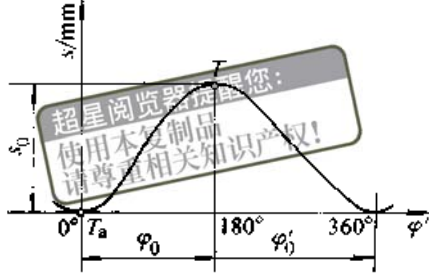
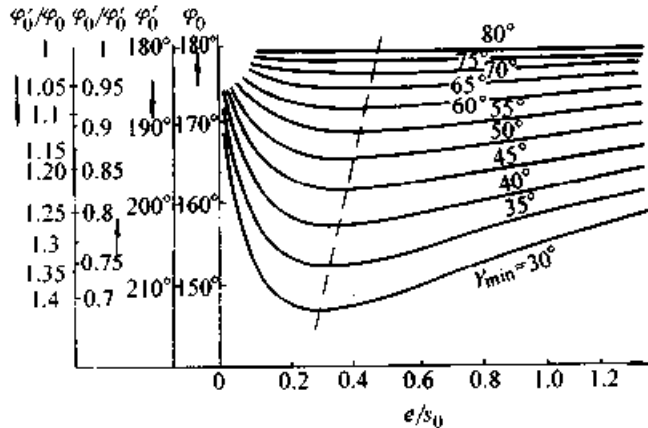
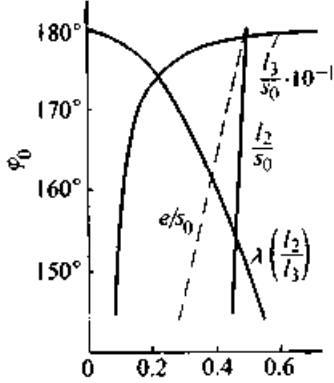
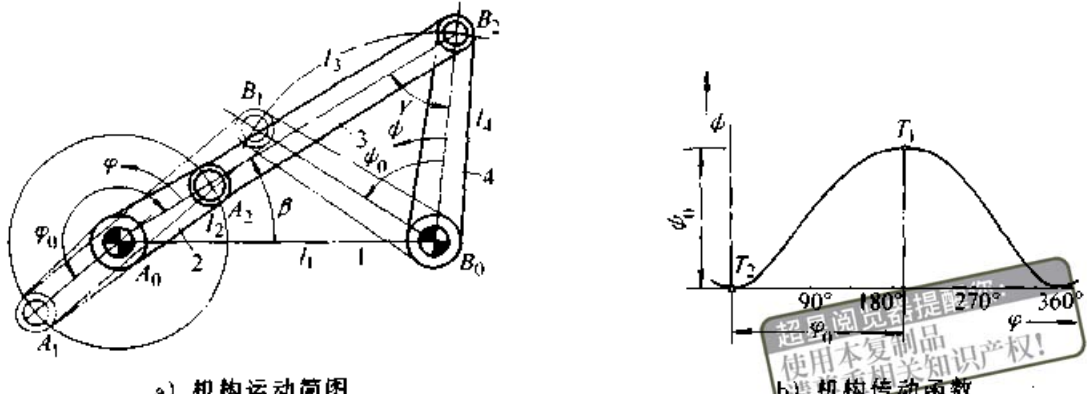
<p>机构运动简图和传动函数</p>	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>a) 机构运动简图</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>b) 机构传动函数</p> </div> </div>
<p>机构运动</p>	<p>a) 曲柄滑块机构用于将曲柄 2 的连续转动转换为从动滑块 4 的往复移动 b) 滑块的内死点和外死点位置分别为 B_1 和 B_2，相应的曲柄位置为 A_0A_1 和 A_0A_2 c) 当曲柄 2 逆时针向转动时，由外死点至内死点位置的曲柄转角为死点位置角 φ_0，滑块位移为 s_0</p>
<p>尺寸参数计算和说明</p>	<p>A) 尺寸参数</p> <p>a) $l_2/s_0 = \overline{A_0A_1}/\overline{B_1B_2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - \frac{e}{s_0} \cot \frac{\varphi_0}{2} \right)}$ b) $l_3/s_0 = \overline{AB}/\overline{B_1B_2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{e}{s_0} \tan \frac{\varphi_0}{2} \right)}$ c) $\gamma_{\min} = \arccos \left(\frac{e + l_2}{l_3} \right)$</p> <p>B) 说明</p> <p>a) 为保证机构的 γ_{\min} 有最大值，偏距 e 应由图 c 示图线据 φ_0 确定 e/s_0 b) 当 e 值任选时，则可由图 c 所示图线查得 γ_{\min} 值 c) 图 d 示图线用于确定 γ_{\min} 为最大时的机构尺寸参数 e/s_0、l_2/s_0、l_3/s_0 以及 l_2/l_3</p>
<p>机构设计线图</p>	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>c)</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>d)</p> </div> </div>
<p>设计示例</p>	<p>A) 已知条件：从动滑块往复运动时间比为 5:6，且曲柄等速转动；$s_0 = 100$；机构的 γ_{\min} 为最大。 B) 设计过程： a) 死点位置角计算，因 $\varphi_0/\varphi'_0 = \varphi_0/(360^\circ - \varphi_0) = 5:6$，故 $\varphi_0 = 164^\circ$ b) 由图 c 所示图线查得 $e/s_0 = 0.4$，$\gamma_{\min} = 48^\circ$ c) 尺寸比 $l_2/s_0 = \sqrt{0.5(0.5 - 0.4 \cot 82^\circ)} = 0.471$；$l_3/s_0 = \sqrt{0.5(0.5 + 0.4 \tan 82^\circ)} = 1.293$ d) 机构杆长尺寸 $l_2 = 47.1$，$l_3 = 129.3$，$e = 40$</p>

表 41.2-30 双死点曲柄摇杆机构设计

<p>机构运动简图和传动函数</p>	 <p>a) 机构运动简图</p> <p>b) 机构传动函数</p>																
<p>机构运动</p>	<p>a) 曲柄摇杆机构用于将曲柄2的连续转动转换为摇杆4的往复摆动</p> <p>b) 摇杆的内死点位置和外死点位置分别为 B_1B_0 和 B_2B_0，相应曲柄位置为 A_1A_0 和 A_2A_0</p> <p>c) 当曲柄2由位置 A_0A_2 逆时针向转过角 φ_0 至位置 A_0A_1 时，摇杆4由外死点位置 B_2B_0 逆时针向转过角 ψ_0 至内死点位置 B_1B_0；φ_0 和 ψ_0 称为死点位置角</p>																
<p>尺寸参数计算和说明</p>	<p>A) 尺寸参数计算式</p> <table border="1" data-bbox="207 884 1436 1209"> <tr> <td>φ_0</td> <td>$\frac{l_2}{l_1} = \frac{A_0A}{A_0B_0}$</td> <td>$\frac{l_3}{l_1} = \frac{AB}{A_0B_0}$</td> <td>$\frac{l_4}{l_1} = \frac{B_0B}{A_0B_0}$</td> <td>$l_1, l_2, l_3, l_4$</td> </tr> <tr> <td>$\neq 180^\circ$</td> <td>$\frac{-\sin \frac{\psi_0}{2} \times \cos \left(\frac{\varphi_0}{2} + \beta \right)}{\sin \left(\frac{\varphi_0}{2} - \frac{\psi_0}{2} \right)}$</td> <td>$\frac{\sin \frac{\psi_0}{2} \times \sin \left(\frac{\varphi_0}{2} + \beta \right)}{\cos \left(\frac{\varphi_0}{2} - \frac{\psi_0}{2} \right)}$</td> <td>$\sqrt{1 + \left(\frac{l_2}{l_1} + \frac{l_3}{l_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{l_2}{l_1} + \frac{l_3}{l_1} \right) \cos \beta}$</td> <td></td> </tr> <tr> <td>$= 180^\circ$</td> <td>$\sin \beta \tan \frac{\psi_0}{2}$</td> <td>$\cos \beta$</td> <td>$\frac{\sin \beta}{\cos \frac{\psi_0}{2}}$</td> <td>$l_1^2 + l_2^2 = l_3^2 + l_4^2$</td> </tr> </table> <p>B) 设计说明</p> <p>a) 为保证所设计机构的最小传动角 γ_{\min} 为最大，应据 φ_0 和 ψ_0 值由图 41.2-12 查得辅助角 β</p> <p>b) 当 $\varphi_0 < 180^\circ$ 时，γ_{\min} 出现于曲柄 A_0A 与机架 A_0B_0 拉直成一直线时的机构位置；当 $\varphi_0 > 180^\circ$ 时，γ_{\min} 出现于曲柄 A_0A 与机架 A_0B_0 相重叠成一直线时的机构位置</p> <p>c) 当 $\varphi_0 = 180^\circ$ 时，曲柄 A_0A 与机架 A_0B_0 线拉直或重叠时机构位置所出现的最小传动角 γ_{\min} 相同，且 $\gamma_{\min} = \arccos \left(\frac{l_1 l_2}{l_3 l_4} \right)$</p>		φ_0	$\frac{l_2}{l_1} = \frac{A_0A}{A_0B_0}$	$\frac{l_3}{l_1} = \frac{AB}{A_0B_0}$	$\frac{l_4}{l_1} = \frac{B_0B}{A_0B_0}$	l_1, l_2, l_3, l_4	$\neq 180^\circ$	$\frac{-\sin \frac{\psi_0}{2} \times \cos \left(\frac{\varphi_0}{2} + \beta \right)}{\sin \left(\frac{\varphi_0}{2} - \frac{\psi_0}{2} \right)}$	$\frac{\sin \frac{\psi_0}{2} \times \sin \left(\frac{\varphi_0}{2} + \beta \right)}{\cos \left(\frac{\varphi_0}{2} - \frac{\psi_0}{2} \right)}$	$\sqrt{1 + \left(\frac{l_2}{l_1} + \frac{l_3}{l_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{l_2}{l_1} + \frac{l_3}{l_1} \right) \cos \beta}$		$= 180^\circ$	$\sin \beta \tan \frac{\psi_0}{2}$	$\cos \beta$	$\frac{\sin \beta}{\cos \frac{\psi_0}{2}}$	$l_1^2 + l_2^2 = l_3^2 + l_4^2$
φ_0	$\frac{l_2}{l_1} = \frac{A_0A}{A_0B_0}$	$\frac{l_3}{l_1} = \frac{AB}{A_0B_0}$	$\frac{l_4}{l_1} = \frac{B_0B}{A_0B_0}$	l_1, l_2, l_3, l_4													
$\neq 180^\circ$	$\frac{-\sin \frac{\psi_0}{2} \times \cos \left(\frac{\varphi_0}{2} + \beta \right)}{\sin \left(\frac{\varphi_0}{2} - \frac{\psi_0}{2} \right)}$	$\frac{\sin \frac{\psi_0}{2} \times \sin \left(\frac{\varphi_0}{2} + \beta \right)}{\cos \left(\frac{\varphi_0}{2} - \frac{\psi_0}{2} \right)}$	$\sqrt{1 + \left(\frac{l_2}{l_1} + \frac{l_3}{l_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{l_2}{l_1} + \frac{l_3}{l_1} \right) \cos \beta}$														
$= 180^\circ$	$\sin \beta \tan \frac{\psi_0}{2}$	$\cos \beta$	$\frac{\sin \beta}{\cos \frac{\psi_0}{2}}$	$l_1^2 + l_2^2 = l_3^2 + l_4^2$													
<p>设计示例</p>	<p>示例之一</p> <p>已知：$\varphi_0 = 170^\circ, \psi_0 = 40^\circ$</p> <p>求：机构具有最佳运动和力传递（即具有 $\max \gamma_{\min}$）时的机构尺寸</p> <p>解：a) 由图 41.2-12 据 $\varphi_0 (= 170^\circ)$ 和 $\psi_0 (= 40^\circ)$ 查得 $\beta = 43^\circ$ 和 $\max \gamma_{\min} = 45^\circ$</p> <p>b) 计算 $l_2/l_1 = -\sin 20^\circ \cos(85^\circ + 43^\circ) / \sin(85^\circ - 20^\circ) = 0.232$</p> <p>c) 计算 $l_3/l_1 = \sin 20^\circ \sin(85^\circ + 43^\circ) / \cos(85^\circ - 20^\circ) = 0.638$</p> <p>d) 计算 $l_4/l_1 = \sqrt{1 + (0.232 + 0.638)^2 - 2(0.232 + 0.638) \cos 43^\circ} = 0.695$</p> <p>e) 当机架长 l_1 选定后，即可确定 l_2, l_3 和 l_4 值</p>	<p>示例之二</p> <p>已知：$\varphi_0 = 180^\circ, \psi_0 = 60^\circ, l_2/l_1 = 0.2$</p> <p>求：对心曲柄摇杆机构尺寸和 γ_{\min} 值</p> <p>解：a) 计算辅助角 $\beta, \beta = \arcsin \left[l_2 / \left(l_1 \cdot \tan \frac{\psi_0}{2} \right) \right] = 20.27^\circ$</p> <p>b) 计算 $l_3/l_1 = \cos \beta = \cos 20.27^\circ = 0.938$</p> <p>c) 计算 $l_4/l_1 = \sin \beta / \cos \left(\frac{\psi_0}{2} \right) = \sin 20.27^\circ / \cos 30^\circ = 0.4$</p> <p>d) 计算 γ_{\min}</p> <p>$\gamma_{\min} = \cos^{-1} \left(\frac{l_1 l_2}{l_3 l_4} \right) = \arccos \left(\frac{1 \times 0.2}{0.938 \times 0.4} \right) = 57.8^\circ$</p>															

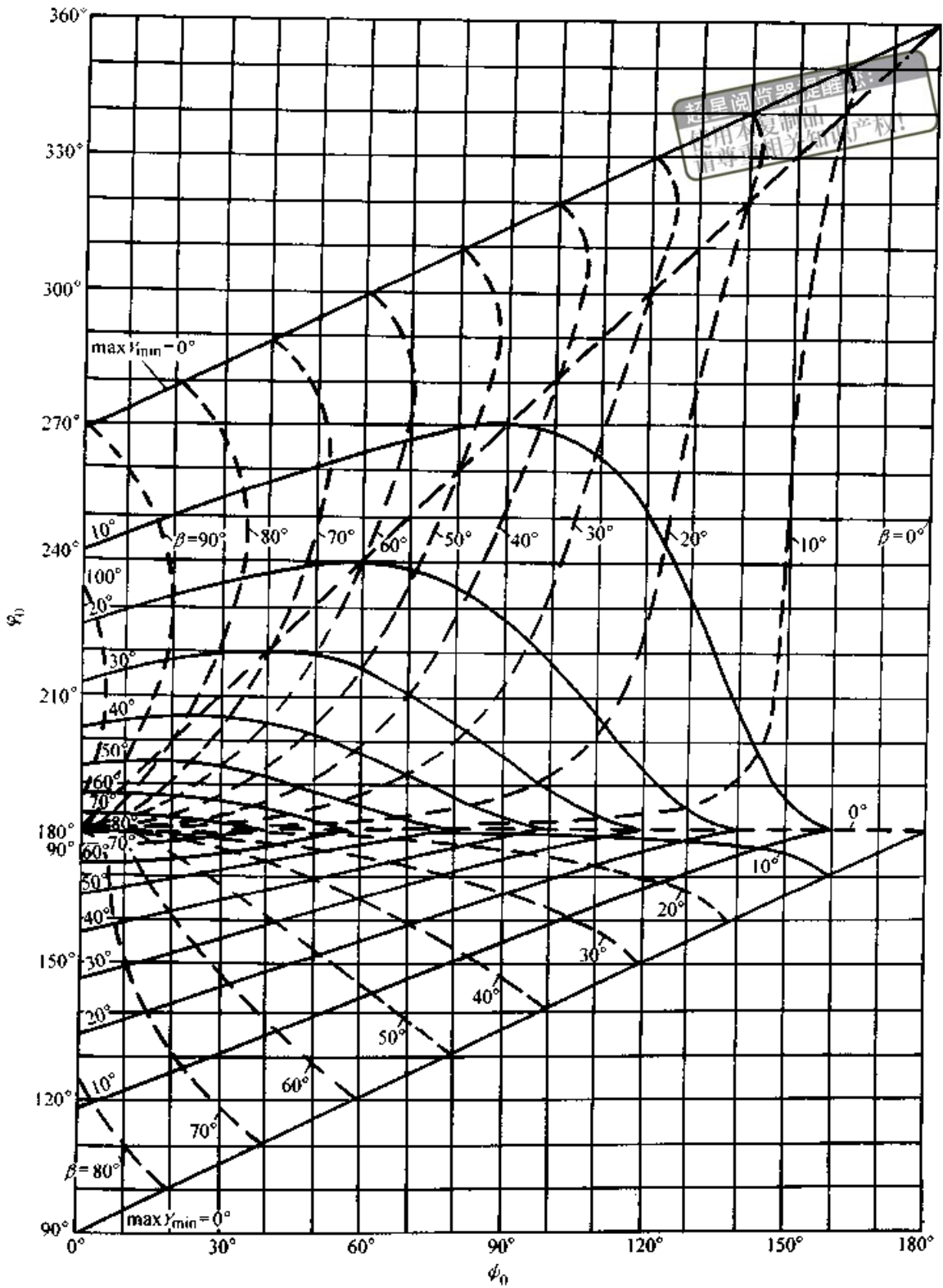
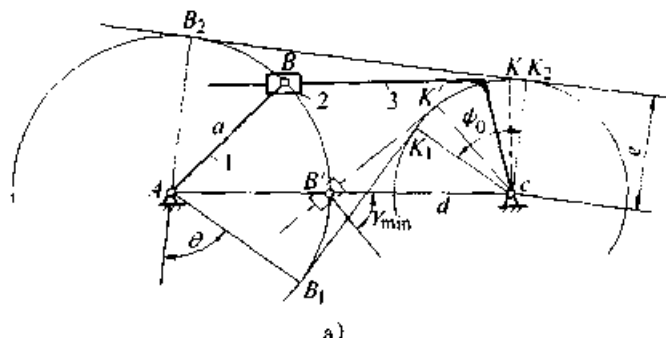
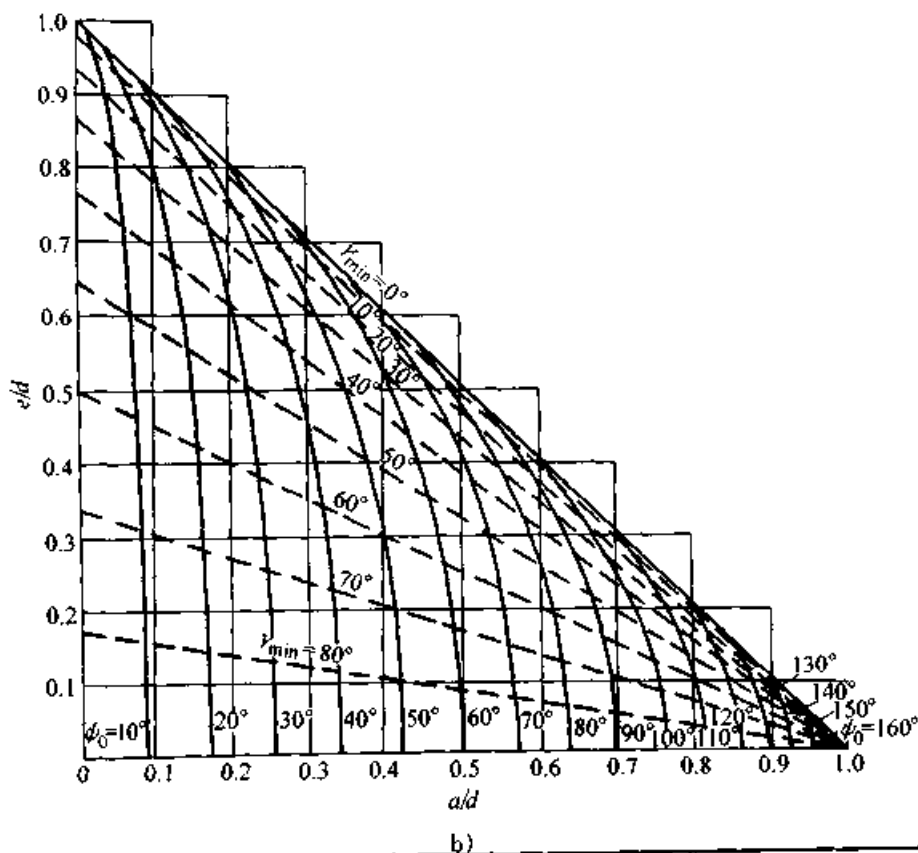


图 41.2.12 曲柄摇杆机构（双死点）设计图线

表 41.2-31 偏置曲柄摆动导杆机构设计

机构运动简图和说明	设计过程	示 例
 <p>a) 曲柄1连续转动, 从动导杆3往复摆动, 其极限位置为CK₁和CK₂, 摆角 $\psi_0 = \angle K_2CK_1$ (图 a)</p> <p>b) 机构极位夹角 $\theta = \psi_0$</p> <p>c) 当主动曲柄1等速转动时, 从动导杆3往复摆动的角速度不等, 具有急回运动特性</p>	<p>a) 已知条件: 行程速比系数 k ($= \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$) 机架长 d ($= AC$) 最小传动角 γ_{\min}</p> <p>b) 据 k 确定极位夹角 θ. $\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1}$</p> <p>c) 确定导杆摆角 ψ_0 ($= \theta$)</p> <p>d) 据 ψ_0 和 γ_{\min} 由设计图线 (图 b) 查得尺寸比 $\frac{e}{d}$ 和 $\frac{a}{d}$</p> <p>e) 据已知尺寸 d 确定偏距 e 和曲柄长 a</p>	<p>A) 已知: 行程速比系数 $k=2$ $\gamma_{\min} = 50^\circ, d = 45$</p> <p>B) 解!</p> <p>a) 由 k 计算 $\theta, \theta = 180^\circ \frac{2-1}{2+1} = 60^\circ$</p> <p>b) 摆角 $\psi_0 = \theta = 60^\circ$</p> <p>c) 据 $\psi_0 (= 60^\circ)$ 和 $\gamma_{\min} (= 50^\circ)$ 由设计图线查得尺寸比 $\frac{e}{d} = 0.35$ 和 $\frac{a}{d} = 0.46$</p> <p>d) 据机架长 ($d = 45$) 确定偏距 $e = 15.75, a = 20.7$</p>



7.1 常见气液连杆机构的型式和特点 (表 41.2-32)

7.2 摆缸机构的位置参数计算 (表 41.2-33)

表 41.2-32 气液连杆机构的类型和特点

机构类型		机构简图	特点和说明	
气液双杆机构	定缸摆动型 (图 a)		1) 可实现从动件的往复移动和摆动 2) 由于摆动型双杆机构泄漏严重, 密封困难, 一般较少采用 3) 移动型双杆机构的从动件运动形式简单, 无法满足多种工作要求, 故常与其他机构组合使用	
	定缸移动型 (图 b)			
气液四杆机构	摆缸型	对中式	<p>端支承式</p> <p>中间支承式</p>	1) 当缸体中心线通过其摆动铰链中心时称为对中式摆缸机构; 反之为偏置式摆缸机构, 偏距为 e 2) 当主动参数不变, 改变或调节机构的杆长时, 可改变从动杆运动规律 3) 中间支承式摆缸机构的缸体稳定性好, 轴向长度也相应缩短 4) 气液四杆机构应用最广, 也常与其他机构或杆组组合使用
		偏置式		
	定缸型			
气液多杆机构	普通型		1) 可在同一主动气液源情况下实现多个从动杆的运动 (图 a) 2) 可使从动执行件获得复杂的运动需求或轨迹 (图 b) 3) 在单个原动机功率不变时增大作用力或力矩 (图 c)	
	串联型			
	并联型			

表 41.2-33 摆缸机构位置参数计算

机构类型		对中式	偏置式
机构简图			
符号说明		a) L_1, L_2, L_2 和 $\varphi_1, \varphi_1, \varphi_2$ —机构在初始位置、任意位置和终止位置时动铰链 B 至定铰链 C 之间距离以及摆杆 1 相对机架 4 的位置角 b) γ —传动角 c) r —摆杆 1 杆长, d —机架 4 长, e —缸体偏距 d) λ' —沿缸体中心线方向, 活塞杆终止和初始位置时活塞杆伸出长度之比	
计算参数及符号		$\lambda = L_2/L_1; \sigma = r/d; \rho_1 = L_1/d; \rho_2 = L_2/d = \lambda\rho_1; \rho_1 = L_1/d$	
任意位置 ϕ_i 时的 L_i 和 ρ_i 值		$L_i = \sqrt{r^2 + d^2 - 2rd\cos\phi_i}; \rho_i = \sqrt{\sigma^2 + 1 - 2\sigma\cos\phi_i}$	
从动摆杆初始和终止位置时的位置角 ϕ_1, ϕ_2		$\cos\phi_1 = \frac{1 + \sigma^2 - \rho_1^2}{2\sigma}; \cos\phi_2 = \frac{1 + \sigma^2 - \lambda^2\rho_1^2}{2\sigma}$	
从动摆杆工作摆角 ϕ_{12}		$\phi_{12} = \phi_2 - \phi_1 = \arccos \frac{1 + \sigma^2 - \lambda^2\rho_1^2}{2\sigma} - \arccos \frac{1 + \sigma^2 - \rho_1^2}{2\sigma}$	
活塞 2 相对缸体 3 的工作行程 H_{12}		$H_{12} = L_2 - L_1$	$H_{12} = \sqrt{L_2^2 - e^2} - \sqrt{L_1^2 - e^2}$
传动角 γ	给定 ρ_i 和 σ	$\cos\gamma_i = \frac{\rho_i^2 + \sigma^2 - 1}{2\rho_i\sigma}; \sin\gamma_i = \frac{\sqrt{4\rho_i^2\sigma^2 - (\rho_i^2 + \sigma^2 - 1)}}{2\rho_i\sigma}$	
	给定 ϕ_i 和 σ	$\cos\gamma_i = \frac{\sigma - \cos\phi_i}{\sqrt{1 + \sigma^2 - 2\sigma\cos\phi_i}}; \sin\gamma_i = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma - \cos\phi_i}{\sin\phi_i}\right)^2 + 1}}$	
偏置角 β		$\beta = 0$	$\beta_i = \arcsin \frac{e}{L_i}$
活塞杆伸出系数 λ'		$\lambda' = \frac{L_2}{L_1} = \lambda$	$\lambda' = \sqrt{\frac{\lambda^2 - (e/L_1)^2}{1 - (e/L_1)^2}}$

7.3 摆缸机构的运动和动力参数计算

(表 41.2-34)

7.4 摆缸机构的参数选择

(表 41.2-35)

7.5 摆缸机构的设计

气液连杆机构的基本型式为摆缸四杆机构,

机构参数为 $\phi_1, \phi_2, \phi_{12} (= \phi_2 - \phi_1), \sigma (= \frac{r}{d}), \rho_1 (= \frac{L_1}{d}), \lambda (= \frac{L_2}{L_1}), e$ 和 γ (见表 41.2-34 中机

构简图), 且有 $L_2 = L_1 + H_{12}$ 和 $\varphi_2 = \varphi_1 + \varphi_{12}$ 以及传动角 $\gamma \geq [\gamma]$ 。设计图例见表 41.2-36。

表 41.2-34 摆缸机构运动和动力参数计算

机构类型	对中式摆缸机构	偏置式摆缸机构
机构简图		
从动摆杆 1 角速度 ω_1	$\omega_1 = \frac{v_{23}}{r \sin \gamma_1} = \frac{L_1 v_{23}}{r d \sin \varphi_1}$	$\omega_1 = \frac{v_{23} \cos \beta_1}{r \sin \gamma_1} = \frac{L_1 v_{23} \cos \beta_1}{r d \sin \varphi_1}$
缸体 3 角速度 $\omega_3 (= \omega_2)$	$\omega_3 = \frac{v_{23}}{L_1 \tan \gamma_1}$	$\omega_3 = \frac{v_{23} (\cot \gamma_1 \cos \beta_1 - \sin \beta_1)}{L_1}$
所需活塞推力	$P = \frac{M_1}{r \sin \gamma_1}$	$P = \frac{M_1}{r \sin \gamma_1} \cos \beta_1$
缸体和活塞间横向力 P_{32}	$P_{32} = 0$	$P_{32} = P'_{32} + P''_{32} = \frac{M_1}{r \sin \gamma_1} \sin \beta_1$
所能克服阻力矩 M_1	$M_1 = Pr \sin \gamma_1$	$M_1 = Pr \frac{\sin \gamma_1}{\cos \beta_1}$
所传递阻力矩 M_1 的相对值	$\frac{M_1}{Pr} = \sin \gamma_1$	$\frac{M_1}{Pr} = \frac{\sin \gamma_1}{\cos \beta_1}$
相对速度 v_{23}	v_{23} 为活塞 2 相对缸体 3 的移动速度, 一般为定值	

表 41.2-35 摆缸机构的参数选择

参 数	选择的 原则和依据
活塞杆伸出系数 λ'	a) λ' 增大时, 活塞杆伸出缸体的长度增加, 从而导致稳定性较差。因此 λ' 值应按照活塞杆稳定性要求确定 b) 通常取 $\lambda' = 1.5 \sim 1.7$
尺寸系数 ρ $\left(\frac{L}{d}\right), \sigma \left(\frac{r}{d}\right)$ 和位置角 φ	a) 可根据对摆缸机构工作位置和传力性能的要求, 由表中所示图线选取 b) 设已知 $\rho = 2.4$ 和 $\sigma = 2.0$; 由图线查得 $\sin \gamma = 0.41 (\gamma = 24^\circ 20')$ 和 $\varphi = 100^\circ$ c) 设已知 $\varphi = 80^\circ$ 和 $\sigma = 1.5$; 由图线查得 $\sin \gamma = 0.6 (\gamma = 37^\circ)$ 和 $\rho = 1.64$
传动角 γ	a) 传动角 γ 是指摆杆 1 从动时的传动角, 与机构位置有关 b) 传动角 γ 愈大, 机构愈省力, 传力效果好, 效率也愈高; 反之, 即使机构所受负载 (摆杆所受阻矩) 不大, 亦需较大的活塞推力 P ; 当 γ 过小, 甚至小于许用值 $[\gamma]$ 时, 机构将自锁 c) 为使机构有较好的传力效果, 一般对低速机构, 取 $[\gamma] \geq 30^\circ \sim 40^\circ$; 高速机构取 $[\gamma] \geq 45^\circ$

续表 41.2-35

参 数	选择的原则和依据
缸体偏距 e	a) 当作用于摆缸机构从动杆 1 上的阻力矩 M_1 相同时, 偏置式摆缸机构的传力效果较好, 所需活塞推力比推中式要小 b) 偏置式摆缸机构的缸体与活塞间以及缸体与活塞杆间存在横向作用力而使密封条件恶化, 造成移动副元素磨损加剧, 增加泄漏和降低寿命
摆缸机构基本参数选用图线	

根据已知条件的不同, 摆缸机构的设计一般可归纳为表 41.2-36 所示四种情况。

表 41.2-36 摆缸机构设计

已知参数	待求参数	计算或图解方法	算例或图例
φ_1 φ_2 (或 $\frac{L_1}{d}$) φ_2 d e ($\frac{r}{d}$) $=0$	$\rho (= \frac{L_1}{d})$ $\sigma (= \frac{r}{d})$	$(1) \sigma = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$ 式中 $A = \lambda^2 - 1$ $B = -2(\lambda^2 \cos \phi_1 - \cos \phi_2)$ $C = \lambda^2 - 1$ $\lambda = \frac{L_2}{L_1}$ $(2) \rho_1 = \sqrt{1 + \sigma^2 - 2\sigma \cos \phi_1}$ 注: 所得机构有两组解时, 可根据机构结构尺寸或其他条件选用其中一组解	已知: 某汽车吊举升油缸将起重臂从 $\phi_1 = 15^\circ$ 举升至 $\phi_2 = 60^\circ$, $d = 1\text{m}$, 试确定此摆缸机构的 σ 和 ρ_1 值 解: (1) 取活塞杆伸出系数 $\lambda = 1.6$ (2) 由公式, 据已知的 ϕ_1 、 ϕ_2 和 λ 值算得 $A = C = 1.56$, $B = -3.946$ (3) 由公式求得 $\sigma = 2.039$, $\rho_1 = 1.104$ 和 $\sigma = 0.49$, $\rho_1 = 0.542$ (4) 因 $d = 1000\text{mm}$, 故 $r = 2039\text{mm}$, $L_1 = 1104\text{mm}$ $r = 490\text{mm}$, $L_1 = 542\text{mm}$ (5) 据 ρ_1 和 σ 值可由表 41.2-34 查得或由表 41.2-32 中公式计算 γ_1 ; 取 $\sigma = 0.49$, $\rho_1 = 0.542$, 得 $\gamma_1 = 31.8^\circ$

已知参数	待求参数	计算或图解方法	算例或图例
L_1 H_{12} ϕ_{12} e ($\neq 0$) d	γ ϕ_1	<p>(1) $ar^3 - br^2 + c = 0$</p> <p>式中 $a = 2(1 - \cos\phi_{12})$</p> $b = 2[(2L_1^2 + 2L_1H_{12} + H_{12}^2) \times (\cos\phi_{12} - 1) + 2\cos\phi_{12}(\cos\phi_{12} - 1)]$ $c = (L_1 + H_{12})^4 - 2(L_1 + H_{12})^2 + [(L_1 + H_{12})^2 - 1](2 - 2L_1^2)\cos\phi_{12} + L_1^4 - 2L_1^2 + 2$ <p>(2) $\cos\phi_1 = \frac{1+r^2-L_1^2}{2r}$</p>	<p>已知：某导板送料辊为一摆缸机构所驱动，设导板摆角 $\phi_{12} = 60^\circ$，活塞行程 $H_{12} = 0.5 \text{ m}$，初始位置时活塞杆长 $L_1 = d = 1 \text{ m}$，试确定此机构的摆杆 1 长 r 和初始角 ϕ_1 值。</p> <p>解：(1) 据已知的 H_{12}、ϕ_{12} 和 L_1 求得</p> $a = 1, b = -4.25, c = 1.563$ <p>(2) 将系数 a、b 和 c 代入式</p> $ar^3 - br^2 + c = 0$ <p>解得其中一组解为 $r = 0.638 \text{ m}$</p> <p>(3) 据 r 和由式 $\cos\phi_1 = \frac{1+r^2-L_1^2}{2r}$</p> <p>解得 $\phi_1 = 70^\circ 36'$</p> <p>(4) 机构传动角 $\gamma_2 = \gamma_{\min} = 30^\circ$ (由表 41.2-33 公式计算)</p>
γ_p λ ρ_1 ϕ_{12} ϕ_1 或 γ γ_p λ ρ_1 σ e ($= 0$)	ϕ_1 γ ϕ_1 ϕ_{12}	<p>图解方法和步骤为：</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 选取机架长 $\overline{AC} = d$ 2) 分别在点 A 和 C 作射线 AF 和 AF' 以及 CF 和 CF'，它们和 AB 线夹角均为 $90^\circ - \gamma_p$，得交点 F 和 F' 3) 分别以点 F 和 F' 为圆心，\overline{CF} 和 $\overline{CF'}$ 为半径作圆 k_F 和 $k_{F'}$。在圆弧 ADC 和 AD'C 上任选一点 B，其所对弦 \overline{AC} 的圆周角 $\angle ABC = \gamma_p$，而在两圆弧所围成的区域内任选点 B 所对弦 \overline{AC} 的圆周角均大于 γ_p 4) 以点 C 为圆心、$L_1 = \rho_1 d$ 和 $L_2 = \lambda L_1$ 为半径作圆 k_{B_1} 和 k_{B_2} 5) 若已知 ϕ_{12}，则可在点 A 作给定摆角 ϕ_{12}，其两角度线交 k_{B_1} 和 k_{B_2} 圆于点 B_1 和 B_2，且应使其满足 $\overline{AB_1} = \overline{AB_2}$ (可用一角度为 ϕ_{12} 的样板绕顶点 A 转动，以满足其角度线与 k_{B_1} 和 k_{B_2} 的交点为 $\overline{AB_1} = \overline{AB_2}$)；由此得 $r = \overline{AB_1} = \overline{AB_2}$ 和初始角 $\phi_1 = \angle B_1AC$ 6) 若已知 σ，则以点 A 为圆心、$r = \sigma d$ 为半径作弧，交 k_{B_1} 和 k_{B_2} 圆于点 B'_1 和 B'_2；由此得 $\phi'_1 = \angle B'_1AC$ 和 $\phi'_{12} = \angle B'_1AB'_2$ 	

已知参数	待求参数	计算或图解方法	算例或图例
ϕ_{12} ϕ_{13} ϕ_{14} 和 H_{12} H_{13} H_{14}	$r, d,$ ϕ_{1}, e	<p>图解方法和步骤:</p> <p>1) 任取一点 A 作为摆缸机构摆杆轴心, 并作 $\angle B_2AB_3 = \phi_{23} = \phi_{13} - \phi_{12}$; 且使 $\overline{B_2B_3} = H_{23} = H_{13} - H_{12}$, 即摆杆 1 长 $r = \frac{H_{23}/2}{\sin \frac{\phi_{23}}{2}}$</p> <p>2) 据摆杆长 r 和角位移 $\phi_{12}, \phi_{13}, \phi_{14}$ 确定摆杆位置 AB_1, AB_2, AB_3, AB_4</p> <p>3) 自点 B_1 任作直线 B_1K, 交 B_2B_3 线的延线于点 E; 取 $\overline{EF} = \overline{EB_2}$, 得点 F; 自点 B_1 改变 B_1K 线方向, 可得多个不同的点 F, 连接这些 F 点所得曲线, 即为图示 m 线; 以点 B_1 为圆心、H_{12} 长为半径作弧交 m 线于点 D_2, 连接点 D_2 和 B_1, 则 B_1D_2 线即为摆杆 1 处于 AB_1 初始位置时缸体 3 轴线位置</p> <p>4) 在 B_1D_2 线上截取 $\overline{B_1D_3} = H_{13}$ 和 $\overline{B_1D_4} = H_{14}$, 得点 D_3 和 D_4; 分别作 $\overline{B_3D_3}$ 和 $\overline{B_4D_4}$ 的垂直平分线, 其交点即为摆缸 3 的摆动中心 C</p> <p>5) 摆缸机构机架长 $\overline{AC} = d$, 偏距为 e</p> <p>6) 当仅给定 H_{12}, H_{13} 以及相对应的 ϕ_{12}, ϕ_{13} 时, 由于缸体轴线方向可任定而有无穷解</p>	<p style="text-align: center;">算例或图例</p> <p style="text-align: center;">超星浏览器提醒: 使用本复制品 请尊重相关知识产权!</p>

第 3 章 空间连杆机构

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权！

1 概述

在连杆机构中，如果构件不全在同一平面或平行平面内运动，则称这种机构为空间连杆机构。空间连杆机构中的常用运动副为球面副(S)、球销副(S')、圆柱副(C)、转动副(R)、移动副(P)和螺旋副(H)等。与平面连杆机构相比，空间连杆机构的特点为

1) 由于空间连杆机构采用了多种形式的空间和平面运动副，以及其运动副排列和配置的多样化，因此，能实现远比平面连杆机构多样的运动形式和规律以及再现各种复杂的空间轨迹。

2) 空间连杆机构结构紧凑，构件数少；机构一般又较灵活可靠，可以避免由于制造安装误差和构件受力变形所引起的运动不灵或卡死现象。

3) 空间连杆机构由于其机构运动规律的复杂性和运动形式的多样性，因而其结构、运动学和动力学的分析和设计比较困难，应用尚不普遍。随着空间连杆机构分析和设计方法研究的不断深入，其应用将具有广阔前景。

目前，空间连杆机构已在轻工机械（如缝纫机弯针机构等）、纺织机构（如剑杆织机的引线

机构等）、农业机械（如联合收割机、切割机构等）、交通工具（如飞机起落架收放机构和汽车前轮转向机构等）、仪器和仪表（如仪表用拨杆机构）以及机器人机构和工业机械手等行业中得到了广泛的应用。

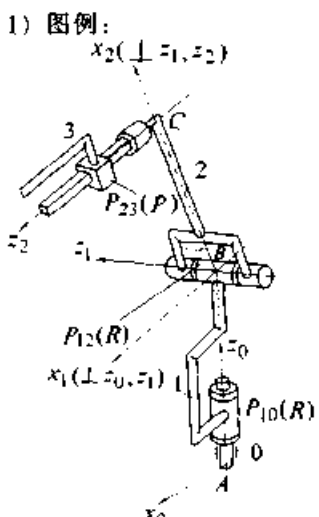
2 空间连杆机构的坐标系及坐标变换

在进行空间连杆机构运动研究和设计计算时，必须首先在每个构件上固结一坐标系，然后通过坐标系变换（如矩阵变换）的方法，确定每个构件的位置或构件之间的相互位置关系。不同的坐标固连方式将产生不同的运动关系式，但适当选取坐标轴在构件上的位置将可以简化机构位移矩阵封闭方程的计算。

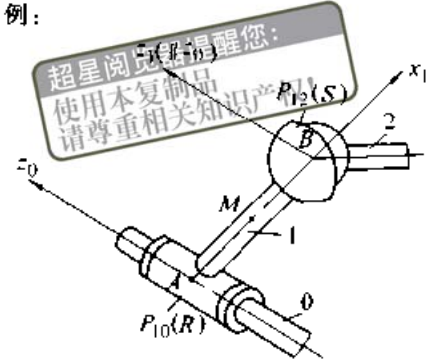
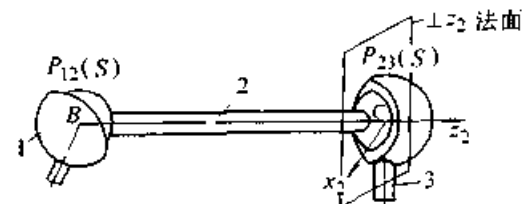
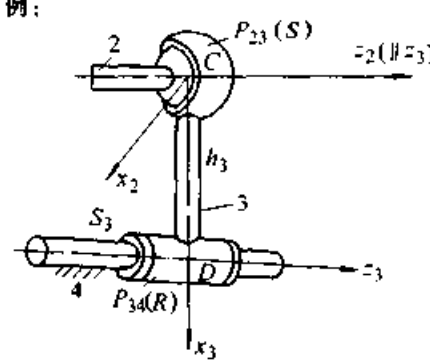
2.1 坐标系（直角坐标系）的选择

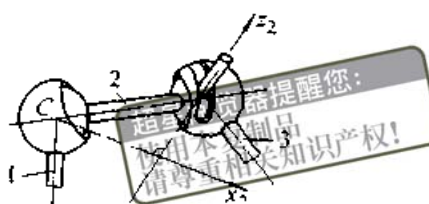
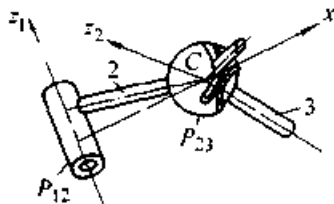
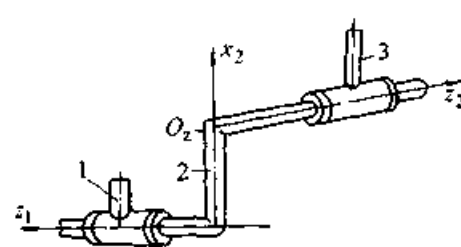
空间连杆机构中固结于某一构件上的坐标系与机构的结构情况（运动副类型和运动副的配置）有关。设 i 、 j 、 k 为机构中依次相邻的三个构件， P_{ij} 和 P_{jk} 分别表示两相应构件组成的运动副及其代号。坐标系选取的方法见表 41.3-1。

表 41.3-1 坐标系的选择

结构情况	坐标系的选择	图例和说明
两构件 j 和 k 组成有确定轴线的运动副（如转动副、移动副、圆柱副和螺旋副）	1) 若 P_{jk} 为转动副，则取运动副 P_{jk} 的轴线为 z_j ；若 P_{jk} 为移动副，则取滑块导路中心线方向为 z_j 。 2) 取 x_j 垂直于 z_j 及 z_k ，其正向为由 z_j 指向 z_k 。 3) x_j 和 z_j 的交点为坐标系 x_j, y_j, z_j 的原点	1) 图例： 
		2) 说明：a) 构件 1 和 2 组成转动副 P_{12} ，构件 2 和 3 组成移动副 P_{23} 。 b) $x_1(\perp z_0, z_1)$ ； $x_2(\perp z_1, z_2)$ 。 c) 构件 1 坐标系 Bx_1, y_1, z_1 ，构件 2 坐标系为 Cx_2, y_2, z_2 （图上未示 y 轴，可按右手定则确定）

续表 41.3-1

结构情况	坐标系的选择	图例和说明
<p>两构件 j, k 组成球面副, 而前一对构件 i, j 的运动副 P_{ij} 具有确定的轴线</p>	<p>在球面副 P_{jk} 中心 B 处, 取 z_1 平行于 z_0, x_1 垂直于 z_0 和 z_1, 其正向为由 i 指向 j</p>	<p>1) 图例:</p>  <p>2) 说明:</p> <p>a) 构件 0 和 1 为有确定轴线的转动副 P_{10}</p> <p>b) 构件 1 和 2 为球面副 P_{12}, 中心为 B</p> <p>c) $z_1 // z_0$, $x_1 \perp z_1$, z_0 (正向为由 0 指向 1), B 为 x_1, y_1, z_1 系原点</p>
<p>两构件 j, k 组成球面副, 而前一运动副 P_{ij} 无确定轴线时</p>	<p>取 z_1 沿 P_{ij} 和 P_{jk} 中心连线方向, 并由 P_{ij} 中心指向 P_{jk} 中心, 取 x_1 过 P_{ij} (或 P_{jk}) 中心且在以 z_1 为法线的平面上任取</p>	<p>1) 图例:</p>  <p>2) 说明:</p> <p>a) 图中 i, j, k 分别为构件 1、2、3</p> <p>b) P_{ij} 为球副 P_{12}, 无确定轴线</p> <p>c) P_{jk} 为球副 P_{23}, 中心为 C</p>
<p>两构件 i, j 组成球面副, 而后一对构件 j, k 组成具有确定轴线的运动副</p>	<p>取构件 j, k 组成的具有确定运动副的轴线为 z_1, x_1 为由构件 i, j 组成的球副中心所作 z_1 的垂线方向</p>	<p>1) 图例:</p>  <p>2) 说明:</p> <p>a) 图中 i, j, k 分别为构件 2、3、4</p> <p>b) 构件 3、4 组成有确定轴线的运动副 P_{34}</p> <p>qdc) 由球副中心 C 所作 z_3 轴线垂线方向为 x_3 轴 (其正向为由 z_2 指向 z_3)</p>

结构情况	坐标系的选择	图例和说明
<p>两构件 j、k 组成球销副，而前一运动副 P_0 无确定轴线</p>	<p>取 z_1 沿销的轴线方向 (或取 z_1 垂直于销槽的中间平面)；取 x_1 通过 P_0 中心并垂直于 z_1；x_1 与 z_1 的交点为固结于构件 j 的坐标系原点</p>	<p>1) 图例： </p> <p>2) 说明： a) 构件 1 与 2 组成球面副 P_{12}，中心为 C b) 构件 2 与 3 组成球销副 c) 由球副中心 C 作垂直于 z_2 的直线，取为 x_2</p>
<p>两构件 j、k 组成球销副 P_{jk}，而前一运动副 P_0 有确定轴线</p>	<p>取 z_1 垂直于销槽中间平面；取 x_1 垂直于 z_1 和 z_0；坐标系原点位于球销副中心 C</p>	<p>1) 图例： </p> <p>2) 说明： a) 件 1、2 有确定转动副轴线 z_1 b) 件 2、3 组成球销副，中心为 C c) 轴线 z_2 过中心 C 且垂直于销槽中间平面 d) 轴线 x_2 垂直于轴线 z_2 和 z_1</p>
<p>两构件 i 和 j 以及 j 和 k 均组成有确定轴线的转动副</p>	<p>取 i 和 j 的转动副轴线为 z_1；构件 j 和 k 的转动副轴线为 z_2；取 z_1 与 z_2 的公垂线方向为 x_1，其正向为由 z_1 指向 z_2</p>	<p>1) 图例： </p> <p>2) 说明： a) 取件 1、2 转动副轴线为 z_1 b) 取件 2、3 转动副轴线为 z_2 c) 取 z_1、z_2 轴线公垂线方向为 x_2，其正向为由 z_1 指向 z_2</p>

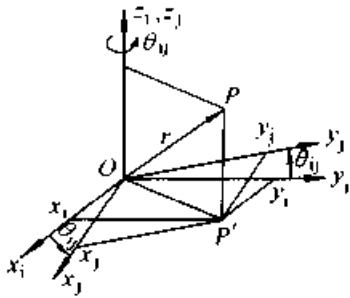
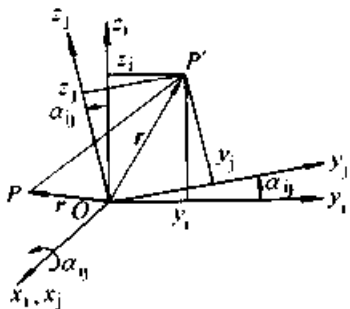
注：为使图面清晰，图上直角坐标系仅标出 x 及 z 两坐标轴，坐标轴 y 可按右手法则确定。

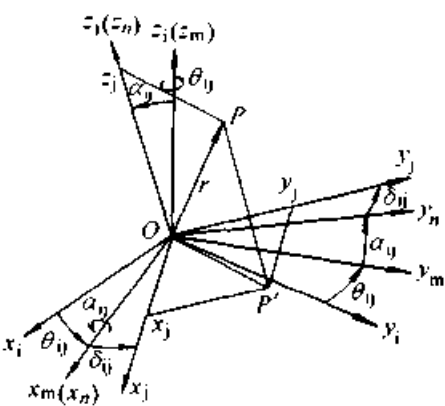
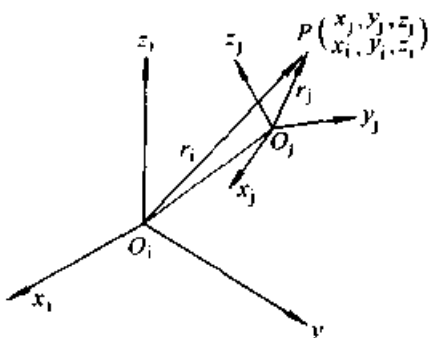
2.2 坐标变换

在空间机构运动分析和运动综合时，必须要利用相邻杆件坐标系的旋转变换来获得含有机构

中所有运动参数和结构参数的机构主、从动件之间的位移关系式或机构位移方程。固结于两构件上的坐标系间的变换类型、过程和关系式见表 41.3-2。

表 41.3-2 坐标系变换的类型、过程和关系式

变换类型	符号	图 例	过程和关系式
共原点坐标系的旋转变换 (绕 z 轴)	$[c_{ij}^{\theta}]$		a) 共原点坐标系 Ox_1, y_1, z_1 和 Ox_i, y_i, z_i b) 坐标系 Ox_i, y_i, z_i 相对 Ox_1, y_1, z_1 绕 z 轴正向旋转 θ_{ij} 角 (方向按右手定则) c) 同一点 P 的矢量 r 在两坐标系中的投影关系式为 $x_i = x_1 \cos \theta_{ij} - y_1 \sin \theta_{ij} + 0$ $y_i = x_1 \sin \theta_{ij} + y_1 \cos \theta_{ij} + 0$ $z_i = 0 + 0 + z_1$ d) 矩阵表达式为 $\begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{ij} & -\sin \theta_{ij} & 0 \\ \sin \theta_{ij} & \cos \theta_{ij} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix}$ e) 矢量表达式为 $[r]_i = [c_{ij}^{\theta}] [r]_1$ 式中 $[c_{ij}^{\theta}]$ 为坐标变换乘子，或简称为从坐标系 i 到坐标系 j 的回转变换矩阵
共原点坐标系的旋转变换 (绕 x 轴)	$[c_{ij}^{\alpha}]$		a) 共原点坐标系 Ox_1, y_1, z_1 和 Ox_i, y_i, z_i b) 坐标系 Ox_i, y_i, z_i 相对 Ox_1, y_1, z_1 绕 x 轴 (正向) 旋转 α_{ij} 角 c) 同一点 P 的矢量 r 在两坐标系中的投影关系式为 $x_i = x_1 + 0 + 0$ $y_i = 0 + y_1 \cos \alpha_{ij} - z_1 \sin \alpha_{ij}$ $z_i = 0 + y_1 \sin \alpha_{ij} + z_1 \cos \alpha_{ij}$ d) 矩阵表达式为 $\begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_{ij} & -\sin \alpha_{ij} \\ 0 & \sin \alpha_{ij} & \cos \alpha_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix}$ e) 矢量表达式为 $[r]_i = [c_{ij}^{\alpha}] [r]_1$ 式中 $[c_{ij}^{\alpha}]$ 为坐标变换乘子，或简称为从坐标系 i 到 j 的回转变换矩阵

变换类型	符号	图 例	过程和关系式
<p>共原点坐标系的旋转变换 [绕 $z_i \rightarrow$ 绕 $x_m(x_n) \rightarrow$ 绕 $z_j(z_n)$]</p>	<p>$[c_{ij}^{(\theta)(\alpha)(\delta)}]$</p>		<p>a) 共原点坐标系 Ox_i, y_j, z_i 和 Ox_m, y_n, z_n</p> <p>b) 绕 z_i 正向转过 θ_{ij} 角到达 Ox_m, y_n, z_n $[r]_i = [c_{im}^{\theta}] [r]_m$</p> <p>c) 绕 x_m 正向转过 α_{ij} 角到达 Ox_n, y_n, z_n (z_i) $[r]_m = [c_{mn}^{\alpha}] [r]_n$</p> <p>d) 绕 z_n (z_i) 正向转过 δ_{ij} 角到达 Ox_i, y_j, z_i $[r]_n = [c_{ni}^{\delta}] [r]_i$</p> <p>e) 矢量表达式为 $[r]_i = [c_{im}^{\theta}] [c_{mn}^{\alpha}] [c_{ni}^{\delta}] [r]_j = [c_{ij}^{(\theta)(\alpha)(\delta)}] [r]_j$</p> <p>f) 矩阵表达式 $\begin{bmatrix} x_i \\ y_j \\ z_i \end{bmatrix} = [c_{ij}^{(\theta)(\alpha)(\delta)}] \begin{bmatrix} x_j \\ y_j \\ z_j \end{bmatrix}$ $= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ c_{11} & c_{12} & c_{13} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_j \\ y_j \\ z_j \end{bmatrix}$</p> <p>式中: $[c_{ij}^{(\theta)(\alpha)(\delta)}]$ 为坐标变换矩阵乘子, θ, α, δ 分别代表 $\theta_{ij}, \alpha_{ij}, \delta_{ij}$, 坐标变换乘子为方向余弦矩阵. 矩阵中每个元素表示相应两坐标轴正向夹角余弦</p> <p>$a_{11} = \cos\theta\cos\delta - \sin\theta\cos\alpha\sin\delta$ $b_{11} = \sin\theta\cos\delta + \cos\theta\cos\alpha\sin\delta$ $c_{11} = \sin\alpha\sin\delta$ $a_{12} = -\cos\theta\sin\delta - \sin\theta\cos\alpha\cos\delta$ $b_{12} = -\sin\theta\sin\delta + \cos\theta\cos\alpha\cos\delta$ $c_{12} = \sin\alpha\cos\delta$ $a_{13} = \sin\theta\sin\alpha$ $b_{13} = -\cos\theta\sin\alpha$ $c_{13} = \cos\alpha$</p>
<p>不共原点坐标系的变换 (坐标系平移和绕坐标轴旋转)</p>	<p>$[M_{ij}]$</p>		<p>a) 两不共原点坐标系 O_1x_i, y_j, z_i 和 O_ix_j, y_j, z_j</p> <p>b) 先将原点为 O_i 的坐标系 x_j, y_j, z_j 平移至原点 O_1, 平移矢量为 O_1O_j, $O_1O_j = [r^{(O_1)}]_j$ 式中 $[r^{(O_1)}]_j$ 为在 j 坐标系中 O_1 点的矢量 $r^{(O_1)}$</p> <p>c) 再以 O_1 为原点作共原点坐标系旋转变换, 旋转变换矩阵乘子为 $[c_{ij}]$</p> <p>d) 向量表达式为 $[r]_i = [r^{(O_1)}]_j + [c_{ij}] [r]_j$</p> <p>e) 齐次矩阵表达式为 $\begin{bmatrix} [r]_i \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [c_{ij}] & [r^{(O_1)}]_j \\ 000 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [r]_j \\ 1 \end{bmatrix}$ $= [M_{ij}] \begin{bmatrix} [r]_j \\ 1 \end{bmatrix}$</p>

续表 41.3-2

变换类型	符号	图 例	过程和关系式
绕任意轴旋转的变换矩阵	$[c^{\omega}]$		<p>a) 参考坐标系 $Oxyz$，坐标轴单位矢量分别为 i, j, k (图 a)</p> <p>b) 设任意轴 ω 过原点 O，其单位矢量为 $\lambda = \omega \cdot i, \mu = \omega \cdot j, \nu = \omega \cdot k$</p> <p>c) 某矢量 R 的初始位置为 (x, y, z)，绕 ω 轴旋转 θ 角后的矢量为 $R'(x', y', z')$</p> $R' = \begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix} = [c^{\omega}] \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = [c^{\omega}] [R]$ <p>式中 c^{ω} 为绕任意轴 ω 回转 θ 角的回转变换矩阵</p> <p>d) 回转变换矩阵 c^{ω} 的表达式为</p> $c^{\omega} = \begin{bmatrix} \cos\theta + \lambda^2 K & \lambda\mu K - \nu\sin\theta & \nu\lambda K + \mu\sin\theta \\ \lambda\mu K + \nu\sin\theta & \cos\theta + \mu^2 K & \mu\nu K - \lambda\sin\theta \\ \nu\lambda K - \mu\sin\theta & \mu\nu K + \lambda\sin\theta & \cos\theta + \nu^2 K \end{bmatrix}$ <p>式中 $K = 1 - \cos\theta$</p> <p>e) 任意轴 ω 的位置也可看作由 k 轴的位置经两次绕坐标轴的转动而获得 (图 b)</p> $\omega = c^{k\beta} c^{i\alpha}(k) = \begin{bmatrix} \cos\beta\sin\alpha \\ \sin\beta\sin\alpha \\ \cos\alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda \\ \mu \\ \nu \end{bmatrix}$

3 空间连杆机构的运动分析

空间连杆机构运动分析的步骤为

- 1) 在机构的每个构件上建立坐标系。构件上的一点或构件本身的位置用矢量表示。
- 2) 按机构各矢量的封闭关系建立机构的封闭方程式。
- 3) 按两运动副间的定长关系或两运动副间的固定角度关系建立方程。建方程时应尽可能减少方程中的中间运动变量以简化方程求解。
- 4) 进行矩阵运算，使等式两边矩阵对应元素相等，求出机构的位移方程或联立求解与机构位置（位移）有关的参数。
- 5) 用位移方程对时间求一次和两次导数，即可得速度、加速度方程或联立求解速度、加速度值。

3.1 开链机构的位移分析

随着机械化、自动化程度的不断提高，空间开链机构的应用也逐渐增多。在生产中使用最多且最为典型的空间开链机构是机器人机构和工业机械手。图 41.3-1 和 41.3-2 分别为 3R 机器人

机构和工件夹持器机构。在工作过程中，机器人夹持工具或工件应在其工作空间中实现预期运动，为了分析工具或工件的运动，必须在工件（工具）上建立相应的坐标系。

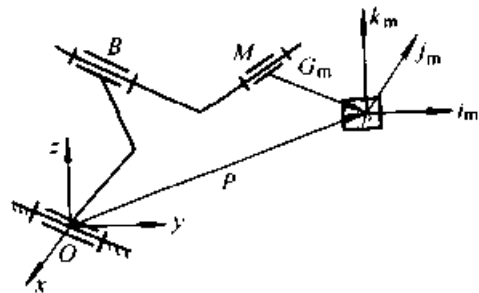


图 41.3-1 3R 机器人机构

一般可取夹持中心 p 作为固结于夹持器上坐标系的原点，以表示工件在空间的位置。从固定坐标系 $Oxyz$ 原点到 p 点的矢量称为工具或工件的位置矢量；由最后一个关节（运动副）的点 M 到 p 的矢量称为夹持矢量 G_m 。以 p 为原点固结于 m 杆（夹持器）上的坐标系又称为姿态坐标系，可用于表示工具或工件在空间的姿态。由于位置矢量含有三个独立参数 x, y, z ，而姿态坐标系也仅含有三个独立参数，因此，要实现

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！
续表 41.3-3

工件	坐标系	坐标系建立的说明	参 数
坐标系和机构参数	0	$Ox_0y_0z_0$ 固定坐标系，与机架 0 固结， z_0 轴沿件 1、2 转动副轴线， x_0 轴在垂直于 z_0 轴的平面上	a) x_0 和 x_1 轴间距 (沿 z_0 轴) s_0 b) z_0 和 z_1 轴间距 (沿 x_1 轴) $h_1 = 0$ c) 运动参数 θ_{01} (绕 z_0)
	1	$Bx_1y_1z_1$ z_1 轴沿件 1、2 转动副轴线； x_1 轴 \perp (z_0, z_1)	
	2	$Cx_2y_2z_2$ z_2 轴沿件 2、3 移动副导路方向 x_2 轴 \perp (z_1, z_2)	a) x_1 和 x_2 轴间距 (沿 z_1) $s_1 = 0$ b) z_1 和 z_2 轴间距 (沿 x_2) h_2 c) 运动参数 θ_{12} (绕 z_1)
	3	$Dx_3y_3z_3$ z_3 轴沿件 3、4 的转动副轴线 (与 z_2 轴同向)； x_3 轴在垂直于 z_3 轴线的平面内且平行于 x_2 轴	a) x_2, x_3 轴间距 (沿 z_2) s_2 b) z_2, z_3 轴间距 (沿 x_2) $h_3 = 0$ c) 运动参数 $s_2 (= l_{(D)})$
	4	$Dx_4y_4z_4$ z_4 轴沿件 4、5 转动副轴线； x_4 在垂直于 z_4 轴的平面内，且垂直于 z_3 轴，即 $x_4 \perp (z_3, z_4)$	a) 轴 x_3, x_4 间距 (沿 z_3) $s_3 = 0$ b) 轴 z_3, z_4 间距 (沿 x_4) $h_4 = 0$ c) 运动参数 θ_{34} (绕 z_3 轴)
	5	$Dx_5y_5z_5$ z_5 轴线过夹持器形心 E 和点 D； x_5 轴 \perp (z_4, z_5)	a) 轴 x_4, x_5 均过点 D，故 $s_4 = 0$ b) 轴 z_4, z_5 相交， $h_5 = 0$ c) 运动参数 θ_{45} (绕 z_4 轴)
夹持器位姿	位 置	a) 在动坐标系 (件 5) 中形心 E 坐标为 $(0, 0, e)^T$ b) 在固定坐标系 $Ox_0y_0z_0$ 中点 E 坐标为 $(x, y, z)^T$	
	姿 态	a) 在动坐标系中单位矢量 a (沿 z_5) 为 $(0, 0, 1)^T$ ；单位向量，(沿 x_5) 为 $(1, 0, 0)^T$ b) 在固定坐标系中单位矢量 a 和 b 分别为 $(l, m, n)^T$ 和 $(u, v, w)^T$	
已知结构参数	- $s_0, h_2, e; \alpha_{01} = \alpha_{12} = \alpha_{34} = \alpha_{45} = 90^\circ; \alpha_{23} = 0^\circ; \theta_{23} = 0^\circ; \delta_{01} = \delta_{12} = \delta_{23} = \delta_{34} = \delta_{45} = 0$		
运动参数	$\theta_{01}, \theta_{12}, \theta_{34}, \theta_{45}, s_2$		
待求参数	位置：点 E 在 $Ox_0y_0z_0$ 坐标系中坐标 $(x, y, z)^T$ 姿态：矢量 a 和 b 在 $Ox_0y_0z_0$ 坐标系中方向 $(l, m, n)^T$ 和 $(u, v, w)^T$		

(2) 确定夹持器的位姿 (表 41.3-4)

表 41.3-4 夹持器 (RRPRR) 机构位姿分析

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

位置 (点E)	矢量式: $AE = AB + BC + CD + DE$		
	矩阵式: $\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ s_0 \end{bmatrix}_0 + [c_{01}][c_{12}] \begin{bmatrix} h_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_2 + [c_{01}][c_{12}] \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ s_2 \end{bmatrix}_2 + [c_{01}][c_{12}][c_{23}][c_{34}][c_{45}] \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ e \end{bmatrix}_5$		
	式中 $[c_{ij}]$ 为旋转变换矩阵, 右下标 0, 2, 5 分别表示坐标系 0, 2, 5		
姿态	矢量 $a: \begin{bmatrix} l \\ m \\ n \\ 0 \end{bmatrix} = [M_{01}][M_{12}][M_{23}][M_{34}][M_{45}] \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}_5$; 式中 $[M_{ij}]$ 为齐次变换矩阵		
	矢量 $b: \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ 0 \end{bmatrix} = [M_{01}][M_{12}][M_{23}][M_{34}][M_{45}] \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_5$; 式中 $[M_{ij}]$ 为齐次变换矩阵		
位姿	$\begin{bmatrix} x & l & u \\ y & m & v \\ z & n & w \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} = [M_{01}][M_{12}][M_{23}][M_{34}][M_{45}] \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ e & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}_5$		
矩阵乘子计算	名称	结构参数	矩阵乘子表达式
	$[M_{01}]$	a) $Bx_1y_1z_1$ 坐标系原点 B 在 $Ox_0y_0z_0$ 中坐标为 $z_0 = s_0$ b) $\alpha_{01} = 90^\circ$ c) $\delta_{01} = 0^\circ$	$[M_{01}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{01} & 0 & \sin\theta_{01} & 0 \\ \sin\theta_{01} & 0 & -\cos\theta_{01} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & s_0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$
	$[M_{12}]$	a) $Cx_2y_2z_2$ 系原点 C 在坐标系 1 中的坐标为 $(h_2\cos\theta_{12}, h_2\sin\theta_{12}, 0)^T$ b) $\alpha_{12} = 90^\circ$ c) $\delta_{12} = 0^\circ$	$[M_{12}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{12} & 0 & \sin\theta_{12} & h_2\cos\theta_{12} \\ \sin\theta_{12} & 0 & -\cos\theta_{12} & h_2\sin\theta_{12} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	$[M_{23}]$	a) $Dx_3y_3z_3$ 系原点 D 在 2 系中的坐标为 $z_2 = s_2$ b) $\alpha_{23} = 0^\circ$ c) $\delta_{23} = 0^\circ$ $\theta_{23} = 0^\circ$	$[M_{23}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & s_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	$[M_{34}]$	a) 坐标系 3 和 4 为共原点 (D) 的变换 b) $\alpha_{34} = 90^\circ$ c) $\delta_{34} = 0^\circ$	$[M_{34}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{34} & 0 & \sin\theta_{34} & 0 \\ \sin\theta_{34} & 0 & -\cos\theta_{34} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	$[M_{45}]$	a) 坐标系 4 和 5 为共原点 (D) 坐标变换 b) $\alpha_{45} = 90^\circ$ c) $\delta_{45} = 0^\circ$	$[M_{45}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{45} & 0 & \sin\theta_{45} & 0 \\ \sin\theta_{45} & 0 & -\cos\theta_{45} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

超星浏览器提醒您：
使用本复制品，请尊重相关知识版权！
续表 41.3-4

$$[M_{01}][M_{12}][M_{23}][M_{34}][M_{45}] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}$$

矩阵表达式

式中，

$$a_{11} = \cos\theta_{01}(\cos\theta_{12}\cos\theta_{34}\cos\theta_{45} + \sin\theta_{12}\sin\theta_{45}) + \sin\theta_{01}\sin\theta_{34}\cos\theta_{45}$$

$$a_{12} = \cos\theta_{01}\cos\theta_{12}\sin\theta_{34} - \sin\theta_{01}\cos\theta_{34}$$

$$a_{13} = \cos\theta_{01}(\cos\theta_{12}\cos\theta_{34}\sin\theta_{45} - \sin\theta_{12}\cos\theta_{45}) + \sin\theta_{01}\sin\theta_{34}\sin\theta_{45}$$

$$a_{14} = \cos\theta_{01}(s_2\sin\theta_{12} + h_2\cos\theta_{12})$$

$$a_{21} = \sin\theta_{01}(\cos\theta_{12}\cos\theta_{34}\cos\theta_{45} + \sin\theta_{12}\sin\theta_{45}) - \cos\theta_{01}\sin\theta_{34}\cos\theta_{45}$$

$$a_{22} = \sin\theta_{01}\cos\theta_{12}\sin\theta_{34} + \cos\theta_{01}\cos\theta_{34}$$

$$a_{23} = \sin\theta_{01}(\cos\theta_{12}\cos\theta_{34}\sin\theta_{45} - \sin\theta_{12}\cos\theta_{45}) - \cos\theta_{01}\sin\theta_{34}\sin\theta_{45}$$

$$a_{24} = \sin\theta_{01}(-s_2\sin\theta_{12} + h_2\cos\theta_{12})$$

$$a_{31} = \sin\theta_{12}\cos\theta_{34}\cos\theta_{45} - \cos\theta_{12}\sin\theta_{45}$$

$$a_{32} = \sin\theta_{12}\sin\theta_{34}$$

$$a_{33} = \sin\theta_{12}\cos\theta_{34}\sin\theta_{45} + \cos\theta_{12}\cos\theta_{45}$$

$$a_{34} = (-s_2\cos\theta_{12} + h_2\sin\theta_{12}) + s_0$$

$$a_{41} = 0, a_{42} = 0, a_{43} = 0, a_{44} = 1$$

位置

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ e \\ 1 \end{bmatrix}; \begin{cases} x = ea_{13} + a_{14} \\ y = ea_{23} + a_{24} \\ z = ea_{33} + a_{34} \end{cases}$$

姿态表达式

姿态 (a)

$$\begin{bmatrix} l \\ m \\ n \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}; \begin{cases} l = a_{13} \\ m = a_{23} \\ n = a_{33} \end{cases}$$

姿态 (b)

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \begin{cases} u = a_{11} \\ v = a_{21} \\ w = a_{31} \end{cases}$$

3.2 闭链空间机构的运动分析

闭链空间机构比开链空间机构的应用更广泛，其运动分析的难度和复杂程度与机构的结构情况以及杆数和副数的多少有关。分析时应根据

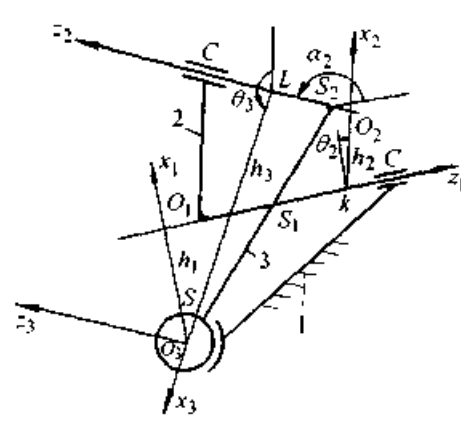
结构特点利用几何不变的性质来减少机构的方程数以及有意识地减少中间变量的出现。常采用矩阵法对闭链空间机构进行位移分析。

3.2.1 空间三杆 CCS 机构位移分析

(1) 机构简图、坐标系及其变换(表 41.3-5)

表 41.3-5 CCS 机构简图、坐标系及其变换

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

机构简图和说明	机构简图	说 明
坐标系选取		<p>a) 构件： 1—机架 2—主动（输入）杆 3—从动（输出）杆：杆 3 上某点可再现所需球面轨迹</p> <p>b) 运动副 件 1、2—圆柱副 C 件 2、3—圆柱副 C 件 3、1—球副 S</p>
已知机构和运动参数		<p>a) 坐标轴 x_1 和 x_2 间夹角为输入运动角 θ_2</p> <p>b) 结构参数 h_1、h_2 和 h_3（与机构结构有关，均为固定值）</p> <p>c) 结构参数 a_2（z_1、z_2 轴在其公垂线垂直平面上投影的夹角，为固定值）</p> <p>d) 结构参数 $s_3=0$（x_1 与 x_3 轴轴线间偏距，x_1 与 x_3 轴相交）</p>
待求参数		<p>a) 运动参数 s_1（$=\overline{O_1K}$）</p> <p>b) 运动参数 s_2（$=\overline{O_2L}$）</p> <p>c) 运动参数 θ_3（x_3 与 x_2 轴线间夹角）</p>
矩阵变换（旋转矩阵变换）	$[c_{12}] = [c_{12}^0][c_{12}^1] = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos a_2 & -\sin a_2 \\ 0 & \sin a_2 & \cos a_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 \cos a_2 & \sin\theta_2 \sin a_2 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 \cos a_2 & -\sin\theta_2 \sin a_2 \\ 0 & \sin a_2 & \cos a_2 \end{bmatrix}$ $= \begin{bmatrix} \cos(x_1, x_2) & \cos(x_1, y_2) & \cos(x_1, z_2) \\ \cos(y_1, x_2) & \cos(y_1, y_2) & \cos(y_1, z_2) \\ \cos(z_1, x_2) & \cos(z_1, y_2) & \cos(z_1, z_2) \end{bmatrix}$	

续表 41.3-5

矩阵变换 (旋转矩阵变换)	$[c_{23}]$	$[c_{23}] = [c_{23}^0] = \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -\sin\theta_3 & 0 \\ \sin\theta_3 & \cos\theta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	$[c_{13}]$	$[c_{13}] = [c_{12}][c_{23}] = \begin{bmatrix} (\cos\theta_2\cos\theta_3 - \cos\alpha_2\sin\theta_2\sin\theta_3) & (-\cos\theta_2\sin\theta_3 - \cos\alpha_2\sin\theta_2\cos\theta_3) & (\sin\theta_2\sin\alpha_2) \\ (\sin\theta_2\cos\theta_3 + \cos\theta_2\cos\alpha_2\sin\theta_3) & (-\sin\theta_2\sin\theta_3 + \cos\theta_2\cos\alpha_2\cos\theta_3) & (-\sin\alpha_2\cos\theta_2) \\ (\sin\alpha_2\sin\theta_3) & (\sin\alpha_2\cos\theta_3) & (\cos\alpha_2) \end{bmatrix}$ $= \begin{bmatrix} \cos(x_1, x_3) & \cos(x_1, y_3) & \cos(x_1, z_3) \\ \cos(y_1, x_3) & \cos(y_1, y_3) & \cos(y_1, z_3) \\ \cos(z_1, x_3) & \cos(z_1, y_3) & \cos(z_1, z_3) \end{bmatrix}$

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

(2) 机构位移分析

设与各运动构件 1、2 和 3 相固结的各坐标系单位向量分别为 $O_1i_1j_1k_1$ 、 $O_2i_2j_2k_2$ 和 $O_3i_3j_3k_3$ ，则由原点 O_3 起始和终止的机构封闭矢量方程为

$$O_3O_1 + O_1K + KO_2 + O_2L + LO_3 = 0$$

即
$$h_1i_1 + s_1k_1 + h_2i_2 + s_2k_2 + h_3i_3 = 0 \quad (41.3-1)$$

上式中各项用 i_2 相点乘，得

$$h_1(i_2 \cdot i_1) + s_1(i_2 \cdot k_1) + h_2(i_2 \cdot i_2) + s_2(i_2 \cdot k_2) + h_3(i_2 \cdot i_3) = 0$$

因
$$i_2 \cdot i_1 = \cos\theta_2; \quad i_2 \cdot i_3 = \cos\theta_3;$$

$$i_2 \cdot i_2 = 1; \quad i_2 \cdot k_1 = i_2 \cdot k_2 = 0$$

故
$$h_1\cos\theta_2 + h_2 + h_3\cos\theta_3 = 0$$

即
$$\cos\theta_3 = \frac{h_1\cos\theta_2 + h_2}{-h_3} \quad (41.3-2)$$

式 (41.3-1) 中各项用 i_1 相点乘，得

$$h_1(i_1 \cdot i_1) + s_1(i_1 \cdot k_1) + h_2(i_1 \cdot i_2) + s_2(i_1 \cdot k_2) + h_3(i_1 \cdot i_3) = 0$$

因
$$i_1 \cdot i_1 = 1; \quad i_1 \cdot k_1 = 0; \quad i_1 \cdot i_2 = \cos\theta_2;$$

$$i_1 \cdot k_2 = \cos(x_1, z_2) = \sin\theta_2\sin\alpha_2;$$

$$i_1 \cdot i_3 = \cos(x_1, x_3) = \cos\theta_2\cos\theta_3 - \cos\alpha_2\sin\theta_2\sin\theta_3$$

故
$$h_1 + h_2\cos\theta_2 + s_2\sin\theta_2\sin\alpha_2 + h_3(\cos\theta_2\cos\theta_3 - \cos\alpha_2\sin\theta_2\sin\theta_3) = 0$$

即
$$s_2 = \frac{h_1 + h_2\cos\theta_2 + h_3(\cos\theta_2\cos\theta_3 - \cos\alpha_2\sin\theta_2\sin\theta_3)}{-\sin\theta_2\sin\alpha_2} \quad (41.3-3)$$

式 (41.3-1) 中各项用 i_3 相点乘，得

$$h_1(i_3 \cdot i_1) + s_1(i_3 \cdot k_1) + h_2(i_3 \cdot i_2) + s_2(i_3 \cdot k_2) + h_3(i_3 \cdot i_3) = 0$$

因
$$i_3 \cdot i_3 = 1; \quad i_3 \cdot k_2 = 0;$$

$$i_3 \cdot k_1 = \cos(x_3, z_1) = \sin\alpha_2\sin\theta_3$$

$$i_3 \cdot i_2 = \cos\theta_3;$$

$$i_3 \cdot i_1 = \cos(x_3, x_1) = \cos\theta_2\cos\theta_3 - \cos\alpha_2\sin\theta_2\sin\theta_3$$

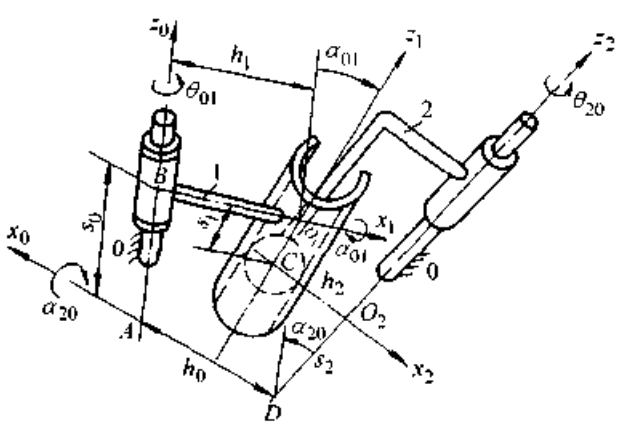
故
$$h_1(\cos\theta_2\cos\theta_3 - \cos\alpha_2\sin\theta_2\sin\theta_3) + s_1\sin\alpha_2\sin\theta_3 + h_2\cos\theta_3 + h_3 = 0$$

即
$$s_1 = \frac{h_1(\cos\theta_2\cos\theta_3 - \cos\alpha_2\sin\theta_2\sin\theta_3) + h_2\cos\theta_3 + h_3}{-\sin\alpha_2\sin\theta_3} \quad (41.3-4)$$

3.2.2 空间三杆高副机构的运动分析

(1) 机构简图、坐标系及其变换 (表 41.3-6)

表 41.3-6 空间三杆高副机构简图、坐标系及其变换

机构简图和说明	简 图	说 明
坐标系选取		<p>a) 构件 0 为机架；构件 1 为主动（输入）件；构件 3 为从动（输出）件</p> <p>b) 构件 0 和 1 组成转动副；构件 1 和 2 为球面高副；构件 2 和 0 为圆柱副</p>
已知结构和运动参数		<p>a) h_0 —— 轴线 z_0 和 z_2 间垂距 \overline{AD}；h_1 —— 轴线 z_0、z_1 间垂距 $\overline{BO_1}$；h_2 —— 轴线 z_1 和 z_2 间垂距 $\overline{CO_2}$</p> <p>b) s_0 —— l_{AB}（定值）；</p> <p>c) α_{01} —— 轴线 z_0 与 z_1 间夹角（由结构决定，绕 x_1 轴量度）</p> <p>d) α_{20} —— 轴线 z_2 和 z_0 间夹角（由结构决定，绕 x_0 轴量度）</p>
待求参数		<p>a) θ_{20} —— 从动杆 2 的输出角（绕轴线 z_2）</p> <p>b) s_1 —— x_1 与 x_2 轴线间距 (l_{CO_1})</p> <p>c) s_2 —— x_0 与 x_2 轴线间距 (l_{O_2D})</p>
矩阵变换		<p>$[c_{01}] \quad [c_{01}] = [c_{01}^0][c_{01}^a] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{01} & -\sin\theta_{01}\cos\alpha_{01} & \sin\theta_{01}\sin\alpha_{01} \\ \sin\theta_{01} & \cos\theta_{01}\cos\alpha_{01} & -\sin\theta_{01}\sin\alpha_{01} \\ 0 & \sin\alpha_{01} & \cos\alpha_{01} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_0, x_1) & \cos(x_0, y_1) & \cos(x_0, z_1) \\ \cos(y_0, x_1) & \cos(y_0, y_1) & \cos(y_0, z_1) \\ \cos(z_0, x_1) & \cos(z_0, y_1) & \cos(z_0, z_1) \end{bmatrix}$</p> <p>$[c_{20}] \quad [c_{20}] = [c_{20}^0][c_{20}^a] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{20} & -\sin\theta_{20}\cos\alpha_{20} & \sin\theta_{20}\sin\alpha_{20} \\ \sin\theta_{20} & \cos\theta_{20}\cos\alpha_{20} & -\sin\theta_{20}\sin\alpha_{20} \\ 0 & \sin\alpha_{20} & \cos\alpha_{20} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_2, x_0) & \cos(x_2, y_0) & \cos(x_2, z_0) \\ \cos(y_2, x_0) & \cos(y_2, y_0) & \cos(y_2, z_0) \\ \cos(z_2, x_0) & \cos(z_2, y_0) & \cos(z_2, z_0) \end{bmatrix}$</p>

续表 41.3-6

矩阵变换	[c ₂₁]	a) [c ₂₁] = [c ₂₀][c ₀₁] = $\begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_2, x_1) & \cos(x_2, y_1) & \cos(x_2, z_1) \\ \cos(y_2, x_1) & \cos(y_2, y_1) & \cos(y_2, z_1) \\ \cos(z_2, x_1) & \cos(z_2, y_1) & \cos(z_2, z_1) \end{bmatrix}$
		b) 矩阵[c ₂₁]中各元素为
		$c_{11} = \cos\theta_{01}\cos\theta_{20} - \sin\theta_{20}\cos\alpha_{20}\sin\theta_{01}$
		$c_{12} = -\cos\theta_{20}\sin\theta_{01}\cos\alpha_{01} - \sin\theta_{20}\cos\alpha_{20}\cos\theta_{01}\cos\alpha_{01} + \sin\theta_{20}\sin\alpha_{20}\sin\alpha_{01}$
		$c_{13} = \cos\theta_{20}\sin\theta_{01}\sin\alpha_{01} + \sin\theta_{20}\cos\alpha_{20}\sin\alpha_{01}\cos\theta_{01} + \sin\theta_{20}\sin\alpha_{20}\cos\alpha_{01}$
		$c_{21} = \sin\theta_{20}\cos\theta_{01} + \cos\theta_{20}\cos\alpha_{20}\sin\theta_{01}$
		$c_{22} = -\sin\theta_{20}\sin\theta_{01}\cos\alpha_{01} + \cos\theta_{20}\cos\alpha_{20}\cos\theta_{01}\cos\alpha_{01} - \sin\alpha_{20}\cos\theta_{20}\sin\alpha_{01}$
		$c_{23} = \sin\theta_{20}\sin\theta_{01}\sin\alpha_{01} - \cos\theta_{20}\cos\alpha_{20}\sin\alpha_{01}\cos\theta_{01} - \sin\alpha_{20}\cos\theta_{20}\cos\alpha_{01}$
		$c_{31} = \sin\alpha_{20}\sin\theta_{01}$
		$c_{32} = \sin\alpha_{20}\cos\theta_{01}\cos\alpha_{01} + \cos\alpha_{20}\sin\alpha_{01}$
$c_{33} = -\sin\alpha_{20}\sin\alpha_{01}\cos\theta_{01} + \cos\alpha_{20}\cos\alpha_{01}$		

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

(2) 机构位移分析

1) 机构封闭向量方程 设各坐标系坐标轴 x 和 z 的单位向量分别为 i_i 和 k_i ($i = 0, 1, 2$), 则

$$h_2 i_2 - s_2 k_2 + h_0 i_0 + s_0 k_0 + h_1 i_1 - s_1 k_1 = 0 \quad (41.3-5)$$

2) 求 θ_{20} 将式 (41.1-5) 中各项分别点乘 i_0 , 得

$$h_0 + h_1 \cos\theta_{01} + h_2 \cos\theta_{20} - s_1 \sin\theta_{01} \sin\alpha_{01} = 0 \quad (41.3-6)$$

将式 (41.1-5) 中各项点乘以 i_2 , 得

$$h_2 + h_0 \cos(x_2, x_0) + s_0 \cos(x_2, z_0) + h_1 \cos(x_2, x_1) - s_1 \cos(x_2, z_1) = 0$$

由矩阵变换中的对应方向余弦矩阵元素得

$$\cos(x_2, x_0) = \cos\theta_{20}$$

$$\cos(x_2, z_0) = \sin\theta_{20} \sin\alpha_{20}$$

$$\cos(x_2, x_1) = \cos\theta_{01} \cos\theta_{20} - \sin\theta_{20} \sin\theta_{01} \cos\alpha_{20}$$

$$\begin{aligned} \cos(x_2, z_1) = & \cos\theta_{20} \sin\theta_{01} \sin\alpha_{01} + \\ & \sin\theta_{20} \cos\alpha_{20} \sin\alpha_{01} \cos\theta_{01} + \\ & \sin\theta_{20} \sin\alpha_{20} \cos\alpha_{01} \end{aligned}$$

将方向余弦矩阵元素代入后, 得

$$\begin{aligned} h_2 + h_0 \cos\theta_{20} + s_0 \sin\theta_{20} \sin\alpha_{20} + \\ h_1 (\cos\theta_{01} \cos\theta_{20} - \sin\theta_{20} \sin\theta_{01} \cos\alpha_{20}) - \\ s_1 (\cos\theta_{20} \sin\theta_{01} \sin\alpha_{01} + \sin\theta_{20} \cos\alpha_{20} \sin\alpha_{01} \cos\theta_{01} + \end{aligned}$$

$$\sin\theta_{20} \sin\alpha_{20} \cos\alpha_{01}) = 0 \quad (41.3-7)$$

由式 (41.3-6) 和 (41.3-7) 消去 s_1 后得

$$A \sin\theta_{20} + B \cos\theta_{20} + C = 0$$

式中

$$A = -h_2 \sin\theta_{01} \sin\alpha_{01}$$

$$B = h_2 (\cos\alpha_{01} \sin\alpha_{20} + \cos\theta_{01} \sin\alpha_{01} \cos\alpha_{20})$$

$$\begin{aligned} C = & \cos\theta_{01} (h_0 \sin\alpha_{01} \cos\alpha_{20} + h_1 \cos\alpha_{01} \sin\alpha_{20}) \\ & - s_0 \sin\theta_{01} \sin\alpha_{01} \sin\alpha_{20} + h_1 \sin\alpha_{01} \cos\alpha_{20} + \\ & h_0 \cos\alpha_{01} \sin\alpha_{20} \end{aligned}$$

$$\text{解得 } \theta_{20} = 2 \arctan \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \quad (41.3-8)$$

式中根式前的“±”号对应了 θ_{20} 的两个解, 应根据机构运动连续性选取其中的一个解。

3) 求 s_1 由式 (41.3-6), 得

$$s_1 = \frac{h_0 + h_1 \cos\theta_{01} + h_2 \cos\theta_{20}}{\sin\theta_{01} \sin\alpha_{01}}$$

4) 求 s_2 将式 (41.3-5) 中各项点乘以 i_1 后, 得

$$\begin{aligned} h_2 \cos(x_2, x_1) - s_2 \cos(x_2, x_1) + \\ h_0 \cos(x_0, x_1) + h_1 = 0 \end{aligned}$$

计及方向余弦矩阵对应元素, 代入上式后得

$$s_2 = \frac{h_1 + h_2 (\cos\theta_{01} \cos\theta_{20} - \sin\theta_{20} \cos\alpha_{20} \sin\theta_{01}) + h_0 \cos\theta_{01}}{\sin\alpha_{20} \sin\theta_{01}} \quad (41.3-9)$$

3.2.3 空间 RRRR 球面四杆机构的运动分析

(1) 机构简图、坐标系及其变换 (表 41.3-7)

表 41.3-7 RRRR 机构的简图、坐标系及其变换

	机构简图	说 明
机构简图和说明		<p>a) 构件 1—主动件 构件 2—连杆 构件 3—从动件 构件 4—机架</p> <p>b) 相邻构件 1、2, 2、3, 3、4 和 4、1 均组成转动副 R</p> <p>c) 四个转动副轴线均交于一点 O; 构件间相对运动为球面运动, 故又称该机构为球面机构。可传递两相交轴间的运动和动力</p>
坐标系的建立		<p>a) 各 z_i ($i=1, 2, 3, 4$) 轴分别为各转动副的轴线 (如副 A 轴线取为 z_4 轴), 由 O 点向外取为正向</p> <p>b) 构件 1: 轴 $x_1 \perp (z_1, z_4)$; x_1 轴正向为由 z_4 转至 z_1 按右手法则确定; 从 x_1 轴正向观察, 由 z_4 至 z_1 轴逆时针向转角为 α_1 (α_{11})</p> <p>构件 2: 轴 $x_2 \perp (z_1, z_2)$, x_2 轴正向由右手定则确定, 由 z_1 转至 z_2 为 α_2 (α_{12})</p> <p>构件 3: 轴 $x_3 \perp (z_2, z_3)$; x_3 轴正向由右手定则确定, 由 z_2 转至 z_3 为 α_3 (α_{23})</p> <p>构件 4: 轴 $x_4 \perp (z_3, z_4)$; x_4 轴正向由右手定则确定, 由 z_3 转至 z_4 为 α_4 (α_{34})</p> <p>c) 各坐标系 y_i 轴由右手法则据 x_i 和 z_i 轴确定, $i=1, 2, 3, 4$</p>
结构和运动参数		<p>a) 各 z_i 轴间夹角 α_i ($i=1, 2, 3, 4$) 为已知结构参数, 为定值</p> <p>b) 运动参数为主动杆转角 θ_1 (θ_{14}), 为绕 z_4 轴自 x_4 轴 (定轴, 位置不变) 量度至 x_1 轴 (动轴, 位置经常变化) 间的角度</p> <p>c) 运动参数为从动杆转角 θ_4, 为绕 z_3 轴自 x_3 轴 (动轴) 量度至 x_4 轴 (定轴) 间角度</p>
矩阵变换	$[c_{34}] \quad [c_{34}] = [c_{34}^0][c_{34}^1] = \begin{bmatrix} \cos\theta_4 & -\cos\alpha_4\sin\theta_4 & \sin\alpha_4\sin\theta_4 \\ \sin\theta_4 & \cos\alpha_4\cos\theta_4 & -\sin\alpha_4\cos\theta_4 \\ 0 & \sin\alpha_4 & \cos\alpha_4 \end{bmatrix}$	$[c_{41}] \quad [c_{41}] = [c_{41}^0][c_{41}^1] = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\cos\alpha_1\sin\theta_1 & \sin\alpha_1\sin\theta_1 \\ \sin\theta_1 & \cos\alpha_1\cos\theta_1 & -\sin\alpha_1\cos\theta_1 \\ 0 & \sin\alpha_1 & \cos\alpha_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_4, x_1) & \cos(x_4, y_1) & \cos(x_4, z_1) \\ \cos(y_4, x_1) & \cos(y_4, y_1) & \cos(y_4, z_1) \\ \cos(z_4, x_1) & \cos(z_4, y_1) & \cos(z_4, z_1) \end{bmatrix}$
	$[c_{23}] \quad [c_{23}] = [c_{23}^0][c_{23}^1] = \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -\cos\alpha_3\sin\theta_3 & \sin\alpha_3\sin\theta_3 \\ \sin\theta_3 & \cos\alpha_3\cos\theta_3 & -\sin\alpha_3\cos\theta_3 \\ 0 & \sin\alpha_3 & \cos\alpha_3 \end{bmatrix}$	

续表 41.3-7

	$[c_{32}] \quad [c_{32}] = [c_{23}]^T = \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & \sin\theta_3 & 0 \\ -\cos\alpha_3\sin\theta_3 & \cos\alpha_3\cos\theta_3 & \sin\alpha_3 \\ \sin\alpha_3\sin\theta_3 & -\sin\alpha_3\cos\theta_3 & \cos\alpha_3 \end{bmatrix}$
矩阵变换	$[c_{42}] \quad [c_{42}] = [c_{43}][c_{32}] = [c_{34}]^T[c_{32}] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_4, x_2) & \cos(x_4, y_2) & \cos(x_4, z_2) \\ \cos(y_4, x_2) & \cos(y_4, y_2) & \cos(y_4, z_2) \\ \cos(z_4, x_2) & \cos(z_4, y_2) & \cos(z_4, z_2) \end{bmatrix}$ <p>式中</p> $c_{11} = \cos\theta_4\cos\theta_3 - \sin\theta_4\cos\alpha_3\sin\theta_3$ $c_{12} = \cos\theta_4\sin\theta_3 + \sin\theta_4\cos\alpha_3\cos\theta_3$ $c_{13} = \sin\theta_4\sin\alpha_3$ $c_{21} = -\cos\alpha_4\sin\theta_4\cos\theta_3 - \cos\alpha_4\cos\theta_4\cos\alpha_3\sin\theta_3 + \sin\alpha_4\sin\alpha_3\sin\theta_3$ $c_{22} = -\cos\alpha_4\sin\theta_4\sin\theta_3 + \cos\alpha_4\cos\theta_4\cos\alpha_3\cos\theta_3 - \sin\alpha_4\sin\alpha_3\cos\theta_3$ $c_{23} = \cos\alpha_4\cos\theta_4\sin\alpha_3 + \sin\alpha_4\cos\alpha_3$ $c_{31} = \sin\alpha_4\sin\theta_4\cos\theta_3 + \sin\alpha_4\cos\theta_4\cos\alpha_3\sin\theta_3 + \cos\alpha_4\sin\alpha_3\sin\theta_3$ $c_{32} = \sin\alpha_4\sin\theta_4\sin\theta_3 - \sin\alpha_4\cos\theta_4\cos\alpha_3\cos\theta_3 - \cos\alpha_4\sin\alpha_3\cos\theta_3$ $c_{33} = -\sin\alpha_4\cos\theta_4\sin\alpha_3 + \cos\alpha_4\cos\alpha_3$

超星阅读器提醒您：
 尊重知识 版权！
 禁止非法复制

(2) 机构位移分析

1) 机构运动约束方程 机构运动时矢量 Oz_1 和 Oz_2 之间的夹角始终保持不变, 即

$$\cos\alpha_2 = k_1 \cdot k_2$$

式中 k_1 、 k_2 分别为 z_1 、 z_2 轴的单位矢量, 且在固定坐标系 $Ox_4y_4z_4$ 中, 可表达为

$$k_1 = \cos(x_4, z_1)i_4 + \cos(y_4, z_1)j_4 + \cos(z_4, z_1)k_4$$

$$k_2 = \cos(x_4, z_2)i_4 + \cos(y_4, z_2)j_4 + \cos(z_4, z_2)k_4$$

故

$$\cos\alpha_2 = \cos(x_4, z_2)\cos(x_4, z_1) + \cos(y_4, z_2)\cos(y_4, z_1) + \cos(z_4, z_2)\cos(z_4, z_1) \quad (41.3-10)$$

2) 求解 θ_4 (θ_{34}) 由矩阵 $[c_{41}]$ 对应元素得

$$\cos(x_4, z_1) = \sin\alpha_1\sin\theta_1$$

$$\cos(y_4, z_1) = -\sin\alpha_1\cos\theta_1$$

$$\cos(z_4, z_1) = \cos\alpha_1$$

$$\cos(x_4, z_2) = \sin\theta_4\sin\alpha_3$$

$$\cos(y_4, z_2) = \cos\alpha_4\cos\theta_4\sin\alpha_3 + \sin\alpha_4\cos\alpha_3$$

$$\cos(z_4, z_2) = -\sin\alpha_4\cos\theta_4\sin\alpha_3 + \cos\alpha_4\cos\alpha_3$$

将以上各式代入式 (41.3-10) 后, 经整理得

$$A\sin\theta_4 + B\cos\theta_4 + C = 0$$

式中 $A = \sin\theta_1$

$$B = -(\cot\alpha_1\sin\alpha_4 + \cos\alpha_4\cos\theta_1)$$

$$C = (\cot\alpha_1\cot\alpha_3\cos\alpha_4 - \cos\alpha_2\csc\alpha_1\csc\alpha_3) - \cot\alpha_3\sin\alpha_4\cos\theta_1$$

解出 $\theta_4 = 2\arctan \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \quad (41.3-11)$

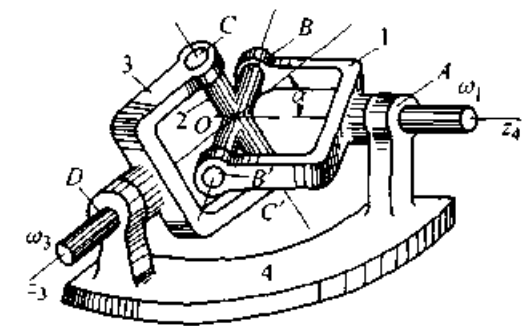
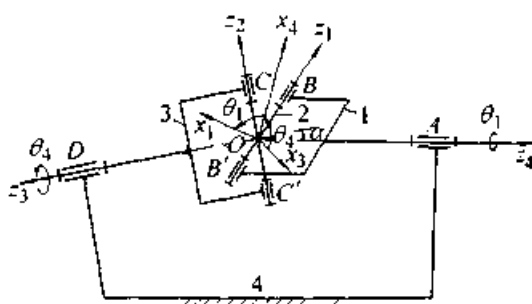
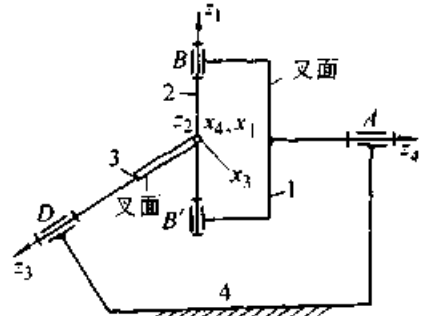
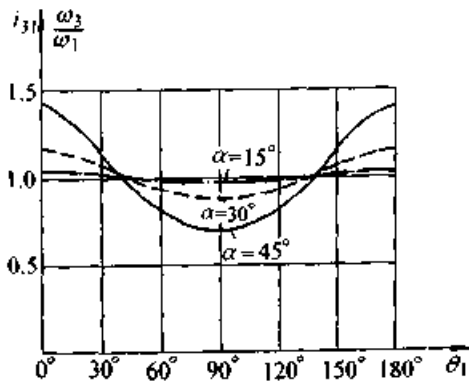
式中根式前的“±”号应根据机构运动简图和从动杆的运动连续性选取其中一个解。

从动(输出)杆的角速度 ω_3 可表达为

$$\omega_3 = \frac{d\theta_4}{dt} = -\frac{\cos\theta_1\sin\theta_4 + \sin\theta_1(\cos\alpha_4\cos\theta_4 + \cot\alpha_3\sin\alpha_4)}{\sin\theta_1\cos\theta_4 + (\cot\alpha_1\sin\alpha_4 + \cos\alpha_4\cos\theta_1)\sin\theta_4} \cdot \omega_1 \quad (41.3-12)$$

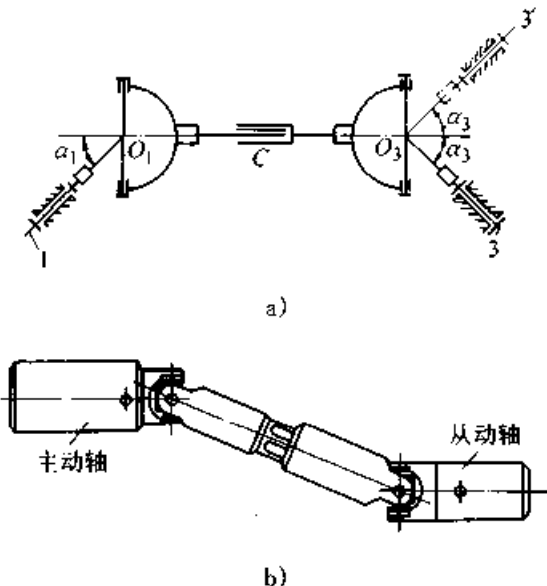
(3) 万向联轴器 (表 41.3-8)

表 41.3-8 万向联轴器

类型	机构简图及坐标系	用途和传动特性
单 万 向 联 轴 器	 <p>a)</p>  <p>b)</p>  <p>c)</p>  <p>d)</p>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px; text-align: center;"> <p>超星浏览器提醒您： 使用本复制品 请尊重相关知识产权！</p> </div> <p>a) 万向联轴器为特殊结构的球面四杆机构，$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 90^\circ, \alpha_4 = 180^\circ - \alpha$ (图 a)，α 为主、从动轴两轴线之间所夹锐角</p> <p>b) 由式 (41.3-11) 知</p> $\sin\theta_1 \sin\theta_4 + \cos\theta_1 \cos\theta_4 \cos\alpha = 0$ <p>即 $\tan\theta_4 = -\frac{1}{\tan\theta_1} \cos\alpha \quad (\text{图 b})$</p> <p>c) 如图 c 所示机构特殊位置，此时 x_1 和 x_4 轴重合，$\theta_1 = 0^\circ$，而 x_3 与 x_4 轴间夹角 $\theta_4 = 90^\circ$，设从动轴输出角为 ψ，照例应为 $\theta_1 = 0^\circ, \psi = 0^\circ$ 故取 $\psi = 90^\circ - \theta_4$，因而杆 3 角位移式为</p> $\tan\psi = -\frac{\tan\theta_1}{\cos\alpha}$ <p>d) 输出轴 3 角速度为</p> $\omega_3 = -\frac{\omega_1 \cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha \cos^2\theta_1}$ <p>e) 令传动比 $i_{31} = \omega_3/\omega_1$，则由上式知 i_{31} 为两轴夹角 α 和主动轴转角 θ_1 的函数；当 $\alpha = 0^\circ$ 时，$i_{31} = 1$，两轴等速传动；当 $\alpha = 90^\circ$ 时，$i_{31} = 0$，两轴不能进行传动；当 α 为一定值时，当 $\theta_1 = 0^\circ$ 或 180° 时，$i_{31} = (i_{31})_{\max} = \frac{1}{\cos\alpha}$，而当 $\theta_1 = 90^\circ$ 或 270° 时，$i_{31} = (i_{31})_{\min} = \cos\alpha$</p> <p>f) 图 d 所示为在 $\theta_1 = 180^\circ$ 范围内，i_{31} 随 α 和 θ_1 的变化线图，由图知，α 增大时，传动比 i_{31} 或 ω_3 的波动幅度增大。实际应用时，$\alpha = 35^\circ \sim 45^\circ$</p> <p>g) 单万向联轴器用于两相交轴间的传动，当两轴夹角变化时，传动并不中断</p>

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请遵守
用途和传动特性

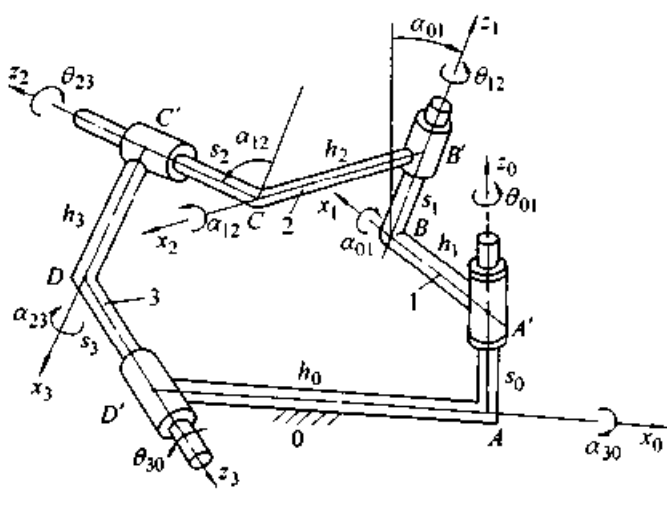
续表 41.3-8

类型	机构简图及坐标系	用途和传动特性
双万向联轴器		<p>a) 为避免单万向联轴器的传动不均匀性, 采用由两个单万向联轴器和一根中间轴 C 所组成的双万向联轴器 (图 a)</p> <p>b) 输入、输出轴 1 和 3 可相交 (图 a) 和平行 (图 b)</p> <p>c) 中间轴 C 两部分为滑键联接, 允许两轴间距 O_1O_3 有所变动</p> <p>d) 为保证 $i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = 1$, 应使中间轴两端叉平面位于同一平面内; 且应使中间轴分别和输入、输出轴夹角相等, $\alpha_1 = \alpha_3$ (图 a)</p> <p>e) 双万向联轴器常用于机床、汽车、滚弯机或滚轧机中</p>

3.2.4 空间四杆 RCCC 机构的运动分析

(1) 机构简图、坐标系及其变换(表 41.3-9)

表 41.3-9 RCCC 机构简图、坐标系及其变换

	机构简图	说明
机构简图和说明		<p>a) 杆 0、1、2、3 分别为机架、主动杆、连杆和从动杆</p> <p>b) 杆 1 和 0 组成转动副 R; 杆 1 和 2、杆 2 和 3、杆 3 和 0 均组圆柱副 C</p>
坐标系的建立	<p>a) 分别和件 0、1、2、3 相固结并选取各转动副和圆柱副轴线为 $z_0、z_1、z_2$ 和 z_3</p> <p>b) 取各相邻 z_i 轴和 z_j 轴间的公垂线方向为 x_i 轴, 其正向为由 z_i 指向 $z_j, i = 0, 1, 2, 3; j = 1, 2, 3, 0$</p> <p>c) 与各杆相固连的坐标系为 x_0Az_0 (杆 0)、x_1Bz_1 (杆 1)、x_2Cz_2 (杆 2) 和 x_3Dz_3 (杆 3)</p> <p>d) 各坐标系的 y 轴可根据右手法则确定</p>	

已知运动和结构参数	a) 主动杆 1 相对机架 0 的转角 θ_{01} b) 结构参数 s_0, h_1, h_2, h_3 和 $h_0, \alpha_{01}, \alpha_{12}, \alpha_{23}$ 和 α_{30} c) $h_i (i=0, 1, 2, 3)$ 是相邻两坐标轴间公垂线长; $s_i (i=0, 1, 2, 3)$ 是相邻两坐标轴 x_i 和 x_{i+1} 间公垂线长度
待求运动参数	a) 组成转动副或移动副的相邻两构件间的相对转角 θ_{30}, θ_{12} 和 θ_{23} b) 组成移动副的相邻两构件间相对位移 s_1, s_2 和 s_3
矩阵变换	$[c_{01}] \quad [c_{01}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{01} & -\sin\theta_{01}\cos\alpha_{01} & \sin\theta_{01}\sin\alpha_{01} \\ \sin\theta_{01} & \cos\theta_{01}\cos\alpha_{01} & -\cos\theta_{01}\sin\alpha_{01} \\ 0 & \sin\alpha_{01} & \cos\alpha_{01} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_0, x_1) & \cos(x_0, y_1) & \cos(x_0, z_1) \\ \cos(y_0, x_1) & \cos(y_0, y_1) & \cos(y_0, z_1) \\ \cos(z_0, x_1) & \cos(z_0, y_1) & \cos(z_0, z_1) \end{bmatrix}$
	$[c_{12}] \quad [c_{12}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{12} & -\sin\theta_{12}\cos\alpha_{12} & \sin\theta_{12}\sin\alpha_{12} \\ \sin\theta_{12} & \cos\theta_{12}\cos\alpha_{12} & -\cos\theta_{12}\sin\alpha_{12} \\ 0 & \sin\alpha_{12} & \cos\alpha_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_1, x_2) & \cos(x_1, y_2) & \cos(x_1, z_2) \\ \cos(y_1, x_2) & \cos(y_1, y_2) & \cos(y_1, z_2) \\ \cos(z_1, x_2) & \cos(z_1, y_2) & \cos(z_1, z_2) \end{bmatrix}$
	$[c_{23}] \quad [c_{23}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{23} & -\sin\theta_{23}\cos\alpha_{23} & \sin\theta_{23}\sin\alpha_{23} \\ \sin\theta_{23} & \cos\theta_{23}\cos\alpha_{23} & -\cos\theta_{23}\sin\alpha_{23} \\ 0 & \sin\alpha_{23} & \cos\alpha_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_2, x_3) & \cos(x_2, y_3) & \cos(x_2, z_3) \\ \cos(y_2, x_3) & \cos(y_2, y_3) & \cos(y_2, z_3) \\ \cos(z_2, x_3) & \cos(z_2, y_3) & \cos(z_2, z_3) \end{bmatrix}$
	$[c_{30}] \quad [c_{30}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_{30} & -\sin\theta_{30}\cos\alpha_{30} & \sin\theta_{30}\sin\alpha_{30} \\ \sin\theta_{30} & \cos\theta_{30}\cos\alpha_{30} & -\cos\theta_{30}\sin\alpha_{30} \\ 0 & \sin\alpha_{30} & \cos\alpha_{30} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(x_3, x_0) & \cos(x_3, y_0) & \cos(x_3, z_0) \\ \cos(y_3, x_0) & \cos(y_3, y_0) & \cos(y_3, z_0) \\ \cos(z_3, x_0) & \cos(z_3, y_0) & \cos(z_3, z_0) \end{bmatrix}$

(2) 机构位移分析

1) 求解从动杆输出角位移 θ_{30} 为了避免在位移方程中出现未知量 θ_{23} 和 θ_{12} , 不宜利用位移矩阵 $[c_{12}]$, 为此, 可利用轴线 z_1 和 z_2 间夹角 α_{12} 为已知的条件, 据式 $[c_{21}] = [c_{23}][c_{30}][c_{01}]$, 使等式左边 $[c_{21}]$ 的第三行三列元素等于等式右边矩阵中的相应行列的元素, 由于 $[c_{23}]$ 中未知量 θ_{23} 出现在第一、二行, 因此不会出现在三个相乘矩阵的第三行而引入未知量 θ_{23} 。据式 $[c_{21}]$

$= [c_{23}][c_{30}][c_{01}]$ 两侧三行三列矩阵元素相等的条件, 得

$$\begin{aligned} \cos(z_2, z_1) &= \cos\alpha_{12} = \sin\alpha_{23} \sin\theta_{30} \sin\theta_{01} \\ &\sin\alpha_{01} - \sin\alpha_{23} \cos\theta_{30} \cos\alpha_{30} \cos\theta_{01} \sin\alpha_{01} - \cos\alpha_{23} \\ &\sin\alpha_{30} \cos\theta_{01} \sin\alpha_{01} - \sin\alpha_{23} \cos\theta_{30} \sin\alpha_{30} \cos\alpha_{01} + \\ &\cos\alpha_{23} \cos\alpha_{30} \cos\alpha_{01} \end{aligned}$$

将上式整理后, 得

$$A \sin\theta_{30} + B \cos\theta_{30} + C = 0$$

式中

$$A = -\sin\theta_{01}$$

$$B = \cos\alpha_{30}\cos\theta_{01} + \sin\alpha_{30}\cot\alpha_{01}$$

$$C = \frac{\cos\alpha_{12}}{\sin\alpha_{01}\sin\alpha_{23}} + \cot\alpha_{23}(\sin\alpha_{30}\cos\theta_{01} - \cot\alpha_{01}\cos\alpha_{30})$$

$$\text{解得 } \theta_{30} = 2\arctan \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \quad (41.3-13)$$

式中根式前“±”号应根据机构结构及从动件的运动连续性进行选取其中的一解。

2) 求解角位移 θ_{23} 由式 $[c_{13}] = [c_{12}][c_{23}]$ 知, 若使该式两侧第三行第三列元素相等 (可避免出现未知量 θ_{12}), 则得

$$\cos(z_1, z_3) = -\sin\alpha_{12}\cos\theta_{23}\sin\alpha_{23} + \cos\alpha_{12}\cos\alpha_{23} \quad (41.3-14)$$

由式 $[c_{31}] = [c_{30}][c_{01}]$, 并使其等式两侧第三行第三列元素相等, 得

$$\cos(z_3, z_1) = -\sin\alpha_{30}\cos\theta_{01}\sin\alpha_{01} + \cos\alpha_{30}\cos\alpha_{01} \quad (41.3-15)$$

由式 (41.3-14) 和 (41.3-15), 得

$$\begin{aligned} & -\sin\alpha_{12}\cos\theta_{23}\sin\alpha_{23} + \cos\alpha_{12}\cos\alpha_{23} \\ & = -\sin\alpha_{30}\cos\theta_{01}\sin\alpha_{01} + \cos\alpha_{30}\cos\alpha_{01} \end{aligned}$$

解得

$$\cos\theta_{23} = \frac{\cos\alpha_{12}\cos\alpha_{23} + \sin\alpha_{30}\cos\theta_{01}\sin\alpha_{01} - \cos\alpha_{30}\cos\alpha_{01}}{\sin\alpha_{12}\sin\alpha_{23}} \quad (41.3-16)$$

3) 求解角位移 θ_{12} 由 $[c_{32}] = [c_{30}][c_{01}][c_{12}]$, 并使其两侧的第三行第三列元素相等, 得

$$\begin{aligned} \cos(z_3, z_2) &= \cos\alpha_{32} = \sin\alpha_{30}\sin\theta_{01}\sin\theta_{12}\sin\alpha_{12} \\ &- \cos\theta_{12}\sin\alpha_{12}(\sin\alpha_{30}\cos\theta_{01}\cos\alpha_{01} + \cos\alpha_{30}\sin\alpha_{01}) \\ &+ \cos\alpha_{12}(-\sin\alpha_{30}\cos\theta_{01}\sin\alpha_{01} + \cos\alpha_{30}\cos\alpha_{01}) \end{aligned}$$

将上式整理后, 得

$$A\sin\theta_{12} + B\cos\theta_{12} + C = 0$$

式中

$$A = -\sin\theta_{01}$$

$$B = \cos\theta_{01}\cos\alpha_{01} + \sin\alpha_{01}\cot\alpha_{30}$$

$$C = \cot\alpha_{12}\cos\theta_{01}\sin\alpha_{01} - \cot\alpha_{12}\cot\alpha_{30}\cos\alpha_{01}$$

$$+ \frac{\cos\alpha_{23}}{\sin\alpha_{30}\sin\alpha_{12}}$$

$$\text{解得 } \theta_{12} = 2\arctan \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \quad (41.3-17)$$

式中根式前的“±”号应根据机构结构和构件的运动连续性选取其中一解。

4) 求解位移 s_1 、 s_2 和 s_3 机构封闭向量方

程式为

$$DD' + D'A + AA' + A'B + BB' + B'C + CC' + C'D = 0$$

或表示为

$$\begin{aligned} & s_3k_3 + h_0i_0 + s_0k_0 + h_1i_1 + s_1k_1 + \\ & h_2i_2 + s_2k_2 + h_3i_3 = 0 \end{aligned} \quad (41.3-18)$$

将式 (41.3-18) 中各项以 i_2 相点乘, 在消去未知量 s_1 和 s_2 (因 $k_1 \cdot i_2 = k_2 \cdot i_2 = 0$) 后得

$$\begin{aligned} & s_3k_3 \cdot i_2 + h_0i_0 \cdot i_2 + s_0k_0 \cdot i_2 + \\ & h_1i_1 \cdot i_2 + h_2i_2 \cdot i_2 + h_3i_3 \cdot i_2 = 0 \end{aligned}$$

或表达为

$$\begin{aligned} & s_3\cos(z_3, x_2) + h_0\cos(x_0, x_2) + s_0\cos(z_0, x_2) + \\ & h_1\cos(x_1, x_2) + h_2 + h_3\cos(x_3, x_2) = 0 \end{aligned} \quad (41.3-19)$$

由矩阵 $[c_{23}]$ 相应元素得

$$\cos(z_3, x_2) = \sin\theta_{23}\sin\alpha_{23}$$

和

$$\cos(x_3, x_2) = \cos\theta_{23}$$

由矩阵 $[c_{02}] = [c_{01}][c_{12}]$ 相应元素得

$$\cos(x_0, x_2) = \cos\theta_{01}\cos\theta_{12} - \sin\theta_{12}\sin\theta_{01}\cos\alpha_{01}$$

和

$$\cos(z_0, x_2) = \sin\alpha_{01}\sin\theta_{12}$$

由矩阵 $[c_{12}]$ 相应元素得

$$\cos(x_1, x_2) = \cos\theta_{12}$$

将以上各元素代入式 (41.3-19) 后, 得

$$\begin{aligned} & s_3(\sin\theta_{23}\sin\alpha_{23}) + h_0(\cos\theta_{01}\cos\theta_{12} - \sin\theta_{12} \\ & \sin\theta_{01}\cos\alpha_{01}) + s_0(\sin\alpha_{01}\sin\theta_{12}) + h_1\cos\theta_{12} + h_2 + \\ & h_3\cos\theta_{23} = 0 \end{aligned}$$

故

$$s_3 = \frac{h_0(-\cos\theta_{01}\cos\theta_{12} + \sin\theta_{12}\sin\theta_{01}\cos\alpha_{01}) - h_1\cos\theta_{12} - h_2 - h_3\cos\theta_{23}}{\sin\theta_{23}\sin\alpha_{23}} \quad (41.3-20)$$

将式 (41.3-18) 中各项点乘 i_3 , 得

$$\begin{aligned} & s_3k_3 \cdot i_3 + h_0i_0 \cdot i_3 + s_0k_0 \cdot i_3 + h_1i_1 \cdot i_3 + \\ & s_1k_1 \cdot i_3 + h_2i_2 \cdot i_3 + s_2k_2 \cdot i_3 + h_3i_3 \cdot i_3 = 0 \end{aligned}$$

因

$$k_3 \cdot i_3 = k_2 \cdot i_3 = 0$$

故

$$\begin{aligned} & h_0\cos(x_0, x_3) + s_0\cos(z_0, x_3) + \\ & h_1\cos(x_1, x_3) + s_1\cos(z_1, x_3) + \\ & h_2\cos(x_2, x_3) + h_3 = 0 \end{aligned}$$

据矩阵 $[c_{30}]$ 和 $[c_{13}] = [c_{12}][c_{23}]$ 中相应元素, 得

$$\cos(z_0, x_3) = \sin\theta_{30}\sin\alpha_{30}$$

$$\cos(x_1, x_3) = \cos\theta_{12}\cos\theta_{23} - \sin\theta_{12}\cos\alpha_{12}\sin\theta_{23}$$

$$\cos(z_1, x_3) = \sin\alpha_{12}\sin\theta_{23}$$

且因 $\cos(x_0, x_3) = \cos\theta_{30}$
 和 $\cos(x_2, x_3) = \cos\theta_{23}$
 故解得

$$s_1 = \frac{h_0 \cos\theta_{30} + h_1 (\cos\theta_{12} \cos\theta_{23} - \sin\theta_{12} \cos\alpha_{12} \sin\theta_{23})}{-\sin\alpha_{12} \sin\theta_{23}} + \frac{h_2 \cos\theta_{23} + h_3 + s_0 \sin\theta_{30} \sin\alpha_{30}}{-\sin\alpha_{12} \sin\theta_{23}} \quad (41.3-21)$$

将式 (41.3-18) 中各项点乘 i_1 , 得

$$s_3 k_3 \cdot i_1 + h_0 i_0 \cdot i_1 + s_0 k_0 \cdot i_1 + h_1 i_1 \cdot i_1 + s_1 k_1 \cdot i_1 + h_2 i_2 \cdot i_1 + s_2 k_2 \cdot i_1 + h_3 i_3 \cdot i_1 = 0$$

因 $k_1 \cdot i_1 = k_0 \cdot i_1 = 0$

故 $s_3 \cos(z_3, x_1) + h_0 \cos(x_0, x_1) + h_1 + h_2 \cos(x_2, x_1) + s_2 \cos(z_2, x_1) + h_3 \cos(x_3, x_1) = 0 \quad (41.3-22)$

由矩阵 $[c_{31}] = [c_{30}][c_{01}]$ 和 $[c_{21}]$ 相应元素, 得

$$\begin{aligned} \cos(z_3, x_1) &= \sin\alpha_{30} \sin\theta_{01} \\ \cos(x_3, x_1) &= \cos\theta_{30} \cos\theta_{01} - \sin\theta_{30} \cos\alpha_{30} \sin\theta_{01} \\ \cos(z_2, x_1) &= \sin\theta_{12} \sin\alpha_{12} \end{aligned}$$

且 $\cos(x_0, x_1) = \cos\theta_{01}$

和 $\cos(x_2, x_1) = \cos\theta_{12}$

将以上各元素代入式 (41.3-22) 后, 解得

$$s_2 = \frac{h_0 \cos\theta_{01} + h_1 + h_2 \cos\theta_{12} + h_3 \cos\theta_{30} \cos\theta_{01}}{-\sin\theta_{12} \sin\alpha_{12}} - \frac{h_3 \sin\theta_{30} \cos\alpha_{30} \sin\theta_{01} + s_3 \sin\alpha_{30} \sin\theta_{01}}{-\sin\theta_{12} \sin\alpha_{12}} \quad (41.3-23)$$

3.2.5 空间 RSSR 四杆机构的运动分析

(1) 机构简图、坐标系及其变换 (表 41.3-10)

表 41.3-10 RSSR 机构简图、坐标系和矩阵变换

	机构简图	说 明
机构简图和说明		<p>a) 杆 1、2、3 和 4 分别为主动杆、连杆、从动杆和机架</p> <p>b) 杆 1 和 2 以及杆 2 和 3 组成球面副 S; 杆 1 和 4 以及杆 3 和 4 组成转动副 R</p>
坐标系的建立		<p>a) 杆 1 和 4 以及杆 3 和 4 的转动副轴线分别取为 x_4 和 x_3 轴</p> <p>b) 取 z_1 轴和 z_4 轴相重合</p> <p>c) 取球心 B 和 C 的连线为 z_2 轴, 其正向为由 B 指向 C</p> <p>d) 取 z_3 和 x_4 轴线的公垂线 da 向为 x_4 轴, 由点 d 指向 a 为其正向, 轴线位置固定不变</p> <p>e) 由球心 B 所作 z_2、z_4 轴垂线为 x_1 轴, 由 z_4 指向 z_2 为 x_1 轴正向</p> <p>f) 由球心 C 所作轴线 z_3 垂线为 x_3 轴, 由点 C 指向 D 为其正向</p> <p>g) 各坐标系 y 轴由右手法则确定</p> <p>h) x_2 轴可不标出</p>
已知和待求参数		<p>a) h_1、h_2 和 h_4 分别为 \overline{AB}、\overline{CD} 和 \overline{ad}, 有时也可视为主动杆、从动杆和机架长</p> <p>b) l_2 为连杆 2 长度, 即球副中心 B 和 C 间距离</p> <p>c) s_3 ($=\overline{dD}$) 和 s_4 ($=\overline{Aa}$) 分别为确定主、从动件轴向位置的参数</p> <p>d) 角 α_4 为机架角 (z_3 与 x_4 轴线间夹角为固定值); 绕 x_4 轴由 z_3 轴逆时针向转至 x_4 轴的角度</p>

续表 41.3-10

已知和待求参数	e) 主动件输入角 θ_1 (θ_{14}), 绕 z_4 轴由 x_4 轴逆时针向转至 x_1 轴的角度 f) 从动件输出角 θ_3 (θ_{34}), 为待求的运动参数, 绕 z_3 轴由 x_4 轴逆时针向转至 x_3 轴的角度	
矩阵变换	$[c_{41}]$	$[c_{41}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 & 0 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
	$[c_{43}]$	$[c_{43}] = [c_{43}^{-\alpha_4}] [c_{43}^{\theta_3}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -\sin\theta_3 & 0 \\ \sin\theta_3 \cos\alpha_4 & \cos\alpha_4 \cos\theta_3 & \sin\alpha_4 \\ -\sin\theta_3 \sin\alpha_4 & -\sin\alpha_4 \cos\theta_3 & \cos\alpha_4 \end{bmatrix}$

超星浏览器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！

(2) 机构位移分析

1) 分别确定杆 1 上球心 B 和杆 3 上球心 C

在坐标系 4 中的位置

$$\begin{aligned}
 B \text{ 点: } \begin{bmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \end{bmatrix}_4 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ s_4 \end{bmatrix} + [c_{41}] \begin{bmatrix} h_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ s_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 & 0 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} h_1 \cos\theta_1 \\ h_2 \sin\theta_1 \\ s_4 \end{bmatrix} \quad (41.3-24)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C \text{ 点: } \begin{bmatrix} x_C \\ y_C \\ z_C \end{bmatrix}_4 &= \begin{bmatrix} -h_4 \\ s_3 \sin\alpha_4 \\ s_3 \cos\alpha_4 \end{bmatrix} + [c_{43}] \begin{bmatrix} -h_3 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} -h_4 \\ s_3 \sin\alpha_4 \\ s_3 \cos\alpha_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -h_3 \cos\theta_3 \\ -h_3 \sin\theta_3 \cos\alpha_4 \\ h_3 \sin\theta_3 \sin\alpha_4 \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} -(h_4 + h_3 \cos\theta_3) \\ s_3 \sin\alpha_4 - h_3 \sin\theta_3 \cos\alpha_4 \\ s_3 \cos\alpha_4 + h_3 \sin\theta_3 \sin\alpha_4 \end{bmatrix} \quad (41.3-25)
 \end{aligned}$$

2) 按连杆 2 定长 l_2 建立输入输出角间的位

移方程式, 即

$$l_2^2 = (x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2 + (z_B - z_C)^2$$

将式 (41.3-24) 和 (41.3-25) 代入上式, 展开整理后, 得

$$\begin{aligned}
 h_1^2 - l_2^2 + h_3^2 + h_4^2 + s_3^2 + s_4^2 - 2h_1 h_3 (\cos\theta_1 \cos\theta_3 + \cos\alpha_4 \sin\theta_1 \sin\theta_3) + 2h_1 (h_4 \cos\theta_1 - s_3 \sin\alpha_4 \sin\theta_1) + 2h_3 (s_4 \sin\alpha_4 \sin\theta_3 - h_4 \cos\theta_3) - 2s_3 s_4 \cos\alpha_4 = 0
 \end{aligned}$$

由上式得

$$A \sin\theta_3 + B \cos\theta_3 + C = 0 \quad (41.3-26)$$

式中 $A = \cos\alpha_4 \sin\theta_1 - s_4 \sin\alpha_4 / h_1$

$$B = h_4 / h_1 + \cos\theta_1$$

$$\begin{aligned}
 C = & (-h_4 \cos\theta_1 + s_3 \sin\alpha_4 \sin\theta_1) / h_3 - \\
 & [(h_1^2 + h_3^2 + h_4^2 + s_3^2 + s_4^2) - l_2^2 - 2s_3 s_4 \cos\alpha_4] \\
 & / 2h_1 h_3
 \end{aligned}$$

$$\text{解得 } \theta_3 = 2 \arctan \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \quad (41.3-27)$$

式中根式前的“±”号应根据机构结构和运动连续性选取其中一解。

3.2.6 空间 RSSP 机构的运动分析

(1) 机构简图、坐标系及其变换 (表 41.3-

11)

表 41.3-11 RSSP 机构简图、坐标系和矩阵变换

机构简图和说明	机构简图	说 明
机构简图和说明		<p>a) 杆 1、2、3 和 4 分别为主动杆、连杆、从动滑块和机架</p> <p>b) 杆 1 和 4 组成转动副 R；杆 1 和 2 以及杆 2 和 3 组成球面副 S；杆 3 和机架 4 组成移动副 P</p> <p style="text-align: right; border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto;">超星阅读器提醒您： 使用本复制品 请尊重相关知识产权！</p>
坐标系建立		<p>a) 取件 1、4 转动副轴线为 z_1、z_4 轴；件 3、4 移动副导路中心线为 z_3 轴</p> <p>b) 由球副中心 B 至轴线 z_1 间的垂线方向为 x_1 轴，其正向为由 A 指向 B</p> <p>c) 取 z_3 和 z_4 轴线的公垂线方向为 x_4 轴，其正向为由点 d 指向 a</p> <p>d) 由球副中心 C 所作垂直于 z_3 的直线为 x_3 轴（// x_4 轴，指向与 x_4 轴相同）</p> <p>e) 杆 2 的坐标系可不列出</p>
结构和运动参数		<p>a) 已知结构参数为 h_1、$l_2 (= \overline{BC})$、h_4、s_4 和 α_4</p> <p>b) 主动杆 1 的运动参数 θ_1；绕 z_4 轴由 x_4 轴逆时针向转至 x_1 轴的角度</p> <p>c) 待求输出（从动）杆 3 的运动参数 s_3，在 z_3 轴上由 x_4 轴线量度至 x_3 轴线的距离（=\overline{dC}）</p>
矩阵变换	$[c_{41}] \quad [c_{41}] = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 & 0 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ $[c_{43}] \quad [c_{43}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_4 & -\sin\alpha_4 \\ 0 & \sin\alpha_4 & \cos\alpha_4 \end{bmatrix}$	

(2) 机构位移分析

1) 点 B 和 C 在坐标系 $Ox_4y_4z_4$ 中的位置为

$$\begin{bmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ s_4 \end{bmatrix} + [c_{41}] \begin{bmatrix} h_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} x_C \\ y_C \\ z_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -h_4 \\ s_3 \sin\alpha_4 \\ s_3 \cos\alpha_4 \end{bmatrix}$$

由此得 $x_B = h_1 \cos\theta_1$, $y_B = h_1 \sin\theta_1$, $z_B = s_4$
和 $x_C = -h_4$, $y_C = s_3 \sin\alpha_4$, $z_C = s_3 \cos\alpha_4$

2) 据杆 2 杆长 ($= l_2$) 的约束条件, 得 $(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2 + (z_B - z_C)^2 = l_2^2$

将点 B、C 坐标代入上式后, 得

$$(h_1 \cos\theta_1 + h_4)^2 + (h_1 \sin\theta_1 - s_3 \sin\alpha_4)^2 + (s_4 - s_3 \cos\alpha_4)^2 = l_2^2$$

(41.3-28)

3) 求解位移 s_3 由式 (41.3-28), 得

$$s_3^2 - 2ES_3 + F = 0$$

$$S_3 = E \pm \sqrt{E^2 - F^2} \quad (41.3-29)$$

式中

$$E = h_1 \sin \theta_1 \sin \alpha_4 + s_4 \cos \alpha_4$$

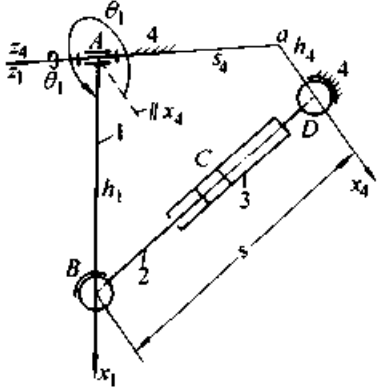
$$F = h_1^2 + h_4^2 + s_4^2 - l_2^2 + 2h_1 h_4 \cos \theta_1$$

根式前“±”号可根据机构结构和运动连续性选择

3.2.7 空间 RSCS 机构的运动分析

空间 RSCS 四杆机构又称为空间摆缸机构，其机构简图、坐标系和机构位移分析见表 (41.3-12)。

表 41.3-12 RSCS 机构简图和位移分析

机构简图和说明	机构简图	说明
坐标系		<p>a) 杆 1、2、3 和 4 分别为从动摇杆、柱塞、液压缸和机架</p> <p>b) 杆 1 和 2 以及杆 3 和 4 组成球面副 S；杆 2 和 3 为圆柱副 C (主动副)；杆 1 和 4 组成转动副</p> <p>c) 该机构可用于将主动副杆 2 和 3 间相对移动转换为从动杆 1 摆动</p>
结构和运动参数	<p>a) 已知结构参数为 h_1、h_4 和 s_4</p> <p>b) 已知运动参数为杆 2、3 间的相对位移，其值为 s ($= l_{BD}$)</p> <p>c) 待求运动参数为从动摆杆 1 的输出角 θ_1，绕 z_4 轴由 x_4 轴逆时针转至 x_1 轴的角度</p>	
位移分析	<p>a) 坐标系 1 和 4 间的旋转变换矩阵 $[c_{41}] = \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 & 0 \\ \sin \theta_1 & \cos \theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$</p> <p>b) 点 B 在坐标系 4 中的位置为 $\begin{bmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ s_4 \end{bmatrix} + [c_{41}] \begin{bmatrix} h_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_1 \cos \theta_1 \\ h_1 \sin \theta_1 \\ s_4 \end{bmatrix}$</p> <p>c) 点 D 在坐标系 4 中的位置为 $[x_D, y_D, z_D]^T = [h_4, 0, 0]^T$</p> <p>d) 位移约束方程为两球副中心 B 和 D 间距离始终应为 s，即</p> $s^2 = (x_B - x_D)^2 + (y_B - y_D)^2 + (z_B - z_D)^2$ $s^2 = (h_1 \cos \theta_1 - h_4)^2 + (h_1 \sin \theta_1)^2 + s_4^2$ <p>展开后，得</p> $s^2 = h_1^2 + h_4^2 + s_4^2 - 2h_1 h_4 \cos \theta_1$ <p>由此解得</p> $\cos \theta_1 = \frac{(h_1^2 + h_4^2 + s_4^2) - s^2}{2h_1 h_4}$ <p>e) 设液压缸活塞相对缸体的移动速度 $v = \frac{ds}{dt} = \text{常数}$；则摆杆 1 角速度 $\omega_1 = \frac{s}{h_1 h_4 \sin \theta_1} \cdot v$</p>	

续表 41.3-17

名称	图例	说明
<p>RSSS 四杆机构</p>		<p>a) 杆1与机架0组成转动副 R b) 连杆2分别同杆1和筛子3组成球面副 S; 筛子3又同机架0组成球面副 S c) 图a为机构结构简图; 图b为其运动简图; 杆4和5为辅助挠性杆, 对机构运动不起作用 d) 当主动杆1运动时, 通过连杆2推动筛子3运动。B点是在以点A为中心的球面上运动, 所以构件(筛子)3获得复杂的空间运动, 以达到清粮筛分的目的</p>
<p>RCRR 四杆机构</p>		<p>a) 该机构实际为 $-4R$ 球面机构; 连架杆1(蜗轮)和连架杆3(转轴)分别同机架4组成转动副 R, 连杆2(捏面杆)分别同连架杆1和3组成圆柱副 C 和转动副 R b) 四根轴线汇交于点O; 杆1为主动杆 c) 连杆2上一点M走出球面轨迹, 若与容器T本身的转动相配合, 即可达到捏面的目的</p>
<p>RCSSR 五杆机构</p>		<p>a) 该机构为研磨光学玻璃用两自由度五杆机构(图a和b分别为结构图和运动简图) b) 连架杆1和4分别同机架0组成转动副 R c) 构件2分别同件1和3组成圆柱副 C 和球面副 S; 构件3和4组成球面副 S d) 构件2和3各有一个局部自由度 e) 当主动件1和4转动时, 夹在件3和4之间的玻璃片可经常改变其研磨位置而达均匀研磨的目的</p>

名称	图 例	说 明
<p>RCSR 四杆机构</p>		<p>a) 该机构为双轨迹可调空间六杆机构，工作时为四杆机构 b) 构件 2、3 之间的圆柱副 F 以及构件 5、0 之间的转动副 E 用于更换轨迹，更换后锁住不动 c) 当按空间机构 $ABCD$ 工作时，连杆 2 和 3 为一体，杆 5 固定；杆 2 上点 P 轨迹为 NN' d) 当按图示位置 $ABC'D'$ 工作时，杆件 1、2 位置不变，杆 2 上点 P 轨迹变为 $N''N'''$</p>
<p>RSRRR 五杆机构</p>		<p>a) 该机构为实验室用空间五杆简易振动机 b) 主动杆 1 分别同机架 5 和杆 2 组成转动副 R 和球面副 S；杆 3 分别同杆 2 和连架杆 4 组成转动副 R；杆 4 与机架 5 为转动副 R c) 当主动杆 1 转动时，作为连杆 2 的箱体将产生特殊的空间运动，装于盒内的工件将达到振动试验的目的</p>
<p>RRRSR 五杆机构</p>		<p>a) 该机构为暗缝机用钩线机构 b) 钩线叉 $3'$ 与连杆 3 固结，并与连架杆 4 组成球面副 S；连杆 2 分别同连架杆 1 和连杆 3 组成转动副 R c) 连架杆 1 和 4 分别同机架 5 组成转动副 R d) 当主动曲柄 1 转动时，通过连杆 2 和 3 使钩线叉 $3'$ 上某点实现预定的空间轨迹，以配合缝针运动，形成暗缝线迹</p>
<p>RSSP RSPS 四杆机构</p>		<p>a) 该机构为用于收放飞机起落架的空间摆杆滑块机构 (图 a) b) 连杆 3 分别同摆杆 2 和滑块 1 组成球面副 S；摆杆 2 与机架 4 为转动副 R；而滑块 1 与机架 4 组成移动副 P c) 当主动滑块 1 沿固定导轨 $a-a$ 移动时，通过连杆 3 使带有飞机轮子的摆杆 3 绕轴线 OO 摆动，以收放起落架 d) 图 b 所示为另一种型式的收放飞机起落架的 RSPS 机构，当通过液压使杆 2 和 3 产生相对移动时，起落架绕轴线 OO 转动而收放</p>

续表 41.3-17

名称	图例	说明
RRSRC (P) 五杆机构		<p>a) 该机构为具有旋转斜盘 2 的空间五杆机构</p> <p>b) 连杆 3 分别同斜盘 2 和从动滑块 4 组成球面副 S 和转动副 R; 杆 1 同机架 5 组成转动副 R, 而滑块 4 则同杆 1 组成圆柱副 C</p> <p>c) 当轴 1 转动时, 通过斜盘 2、连杆 3 使从动滑块 4 沿主动轴 1 的轴线往复移动</p> <p>d) 图 b 为 RRSRP 五杆机构, 轴 1 转动时, 从动滑块 4 沿平行于轴 1 的轴线往复移动</p>
RCRR 四杆机构		<p>a) 该空间四杆机构用于洗衣机滚筒驱动机构</p> <p>b) 图 a、b 分别为结构和运动简图</p> <p>c) 主动蜗杆 G 驱动蜗轮 a, 在蜗轮上装有斜曲柄 M, 它与蜗轮中间平面相交成 θ 角。曲柄可在两平板 b_1 和 b_2 中运动, 并推动从动杆 c, 使之相对机架 d 作往复摆动</p> <p>d) 洗衣机滚筒与摆杆 c 相连</p> <p>e) 机构中主动杆 a 的轴线 k_{ac} 和从动滚筒中心线 k_{cd} 相垂直</p>
RRRR 四杆机构		<p>a) 该机构为空间球面铰链四杆机构</p> <p>b) 各相邻杆均组成转动副 R, 且四个转动副轴线 a、b、c 与 d 均交于一公共点 O</p> <p>c) 连架杆 1 和 2 的固定轴线 a 与 d 相互垂直。连架杆 1 上轴线 a 与 b 相交成 45°; 连架杆 2 上轴线 c 与 d 相交成 90°; 连杆 3 上轴线 b 和 c 相交成 90°</p> <p>d) 当曲柄 1 转过一周时, 从动摇杆 2 摆动 90°。因此该机构为主、从动轴线相交的空间曲柄摇杆机构</p>

第4章 凸轮机构

1 概述

1.1 凸轮机构的组成和功能

凸轮机构是由主动凸轮1，从动件或从动系统2和机架3组成的高副机构（见表41.4-1中图）。常用于将主动凸轮的匀速转动或往复移动转换为从动件的往复移动或往复摆动，而从动件的运动规律可以根据工作要求任意拟定。凸轮机构可用于控制执行机构的自动工作循环，实现时序动作或作为函数发生器。在少数情况下，凸轮

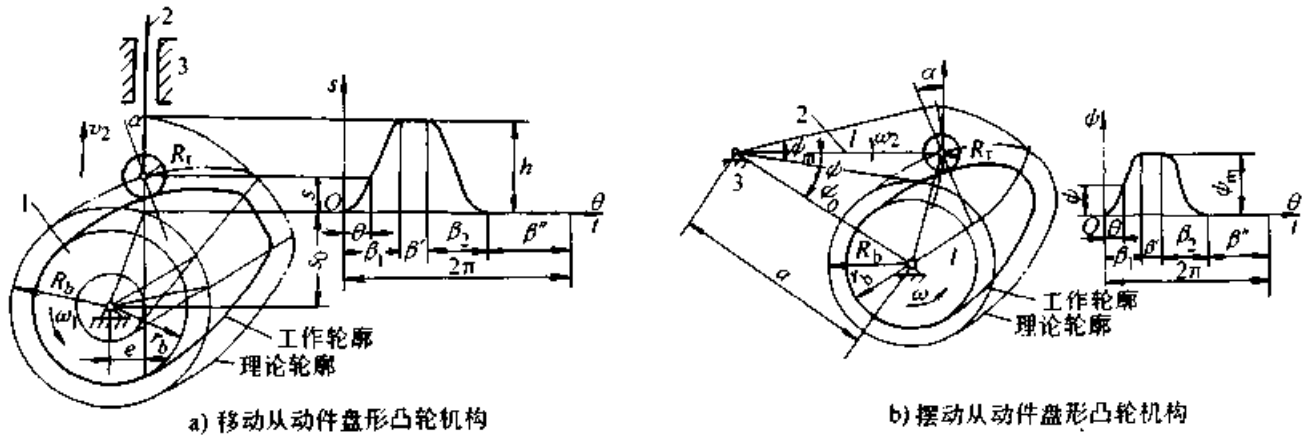
机构中的凸轮作为输出（从动）构件，称此时的机构为反凸轮机构。凸轮作为固定构件时，作平面运动的构件可实现任意轨迹或构件的若干位置要求。

凸轮机构具有结构简单工作可靠等优点，且能实现任意复杂的运动要求，因此在各种机械中得到广泛的应用。

1.2 凸轮机构的常用术语和符号

有关凸轮机构的一些常用术语和符号列于表41.4-1。

表 41.4-1 凸轮机构的常用术语和符号



术语	符号	说明
迹点（扫描点）		在从动件上所取的一个参考点，如尖端从动件的尖端点；滚子从动件的滚子中心；平底从动件的平底与导轨中心线的交点
凸轮理论轮廓		从动件的迹点相对于凸轮的运动轨迹
凸轮工作轮廓（实际轮廓）		凸轮上与从动件直接接触的轮廓称为凸轮工作轮廓。对于尖端从动件，凸轮的工作轮廓与理论轮廓重合；对于滚子从动件，凸轮的工作轮廓是理论轮廓的等距曲线，两者的法向距离等于滚子半径
凸轮理论轮廓基圆及其半径	R_b	在滚子从动件盘形凸轮机构中，以凸轮轴心为圆心，凸轮理论轮廓线最小向径为半径所作的圆称为理论轮廓基圆，其半径以 R_b 表示
凸轮工作轮廓基圆及其半径	r_b	在盘形凸轮机构中，以凸轮轴心为圆心，凸轮工作轮廓最小向径为半径所作的圆称为工作轮廓基圆，其半径以 r_b 表示
从动件行程	h, ψ_m	对于移动从动件，为从动件两极限位置间的移动距离，以 h 示之；对于摆动从动件，为从动件两极限位置间的摆动角度，以 ψ_m 表示
从动件推程（升程）		从动件远离凸轮轴心的行程

续表 41.4-1

术 语	符 号	说 明
从动件回程		从动件移向凸轮轴心的行程
推程运动角	β_1	与从动件推程相对应的凸轮转角
回程运动角	β_2	与从动件回程相对应的凸轮转角
近休止角	β''	从动件在距凸轮轴心最近处停歇时, 对应的凸轮转角
远休止角	β'	从动件在距凸轮轴心最远处停歇时, 对应的凸轮转角
起始位置		推程刚开始时凸轮的位置
凸轮转角	θ	从起始位置开始, 经过时间 t 后, 凸轮转过的角度。通常凸轮作等速转动
从动件位移	s, ψ	从起始位置开始, 经过时间 t 或凸轮转过 θ 角后, 从动件移动的距离 (s) 或摆动的角度 (ψ)
滚子及其半径	R_r	为了减少从动件和凸轮轮廓间的摩擦, 常在从动件底部装一滚子, 其半径以 R_r 表示
偏心距	e	凸轮轴心与移动从动件导轨中心线之间的垂直距离
摆杆长度	l	摆动从动件转动中心到滚子中心之间的距离
中心距	a	摆动从动件转动中心到凸轴轴心之间的距离
压力角	α	凸轮作用给从动件的法向力方向线与从动件受力点速度方向线所夹的锐角, 以 α 表示。在凸轮轮廓与从动件的不同接触点, 压力角通常是不相同的
曲率半径	ρ	理论廓线上任意点的密切圆半径, 其值与曲线上该点的曲率半径相等

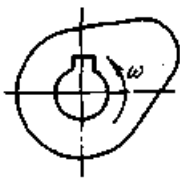
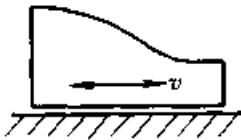
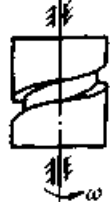


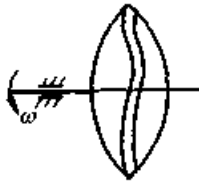
1.3 凸轮机构的基本类型

1.3.1 凸轮的基本类型

按凸轮的形状分, 常用的凸轮有盘形转动凸

轮、平板移动凸轮和圆柱凸轮; 较少用的有圆锥凸轮、弧面和球面凸轮等。各类凸轮列于表 41.4-2。

表 41.4-2 凸轮基本类型

盘形转动凸轮	平板移动凸轮	圆柱凸轮
		
圆锥凸轮	弧面凸轮	球面凸轮
		

1.3.2 从动件的基本类型

常用的从动件基本类型列于表 41.4-3。

按从动件端部形式和从动件的运动形式分，

表 41.4-3 从动件的基本类型

	尖端	滚子	平底	曲面
移动从动件				
摆动从动件				
说明	结构简单，可实现任意的运动规律。易磨损，承载能力低。用于受力不大及低速的凸轮机构。	磨损小，承载能力较大，但结构较复杂。广泛用于中、低速凸轮机构。	结构简单，润滑条件好，适用于高速。但凸轮轮廓不能成凹形。	接触状态好，传动能力大，效率高。用于中、高速凸轮机构。

1.3.3 凸轮机构的基本类型

分为平面凸轮机构和空间凸轮机构两类。常用的平面凸轮机构类型列于表 41.4-4；空间凸轮机构类型列于表 41.4-5。

将不同类型的从动件和不同类型的凸轮组合起来，就可得到各种不同类型的凸轮机构。按凸轮的运动平面与从动件的运动平面是否平行，可

表 41.4-4 平面凸轮机构的基本类型

	尖端	滚子	平底	曲面
移动从动件盘形凸轮机构				
	导轨的中心线通过凸轮的轴心称为对心			
偏置				
	导轨的中心线不通过凸轮轴心称为偏置，正确偏置可调整机构受力状况			

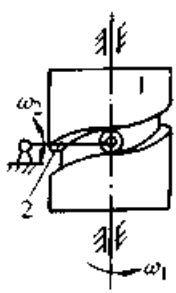
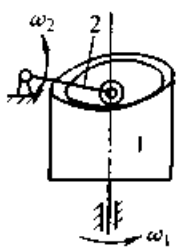
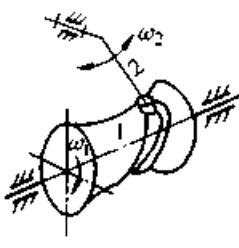
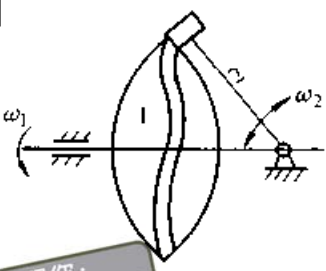
感谢您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

续表 41.4.4

	尖端	滚子	平底	曲面
摆动从动件盘形凸轮机构				
摆动从动件比移动从动件结构简单, 受力状况合理, 许用压力角较大, 制造方便, 应用广泛				
移动从动件平板移动凸轮机构				
移动凸轮设计制造方便, 精度较高。但因凸轮作往复移动, 故不宜用于高速。这里平底从动件不适用				
摆动从动件平板移动凸轮机构				
从动件受力情况好, 不易自锁, 从动件和凸轮都容易制造。但不宜用于高速				

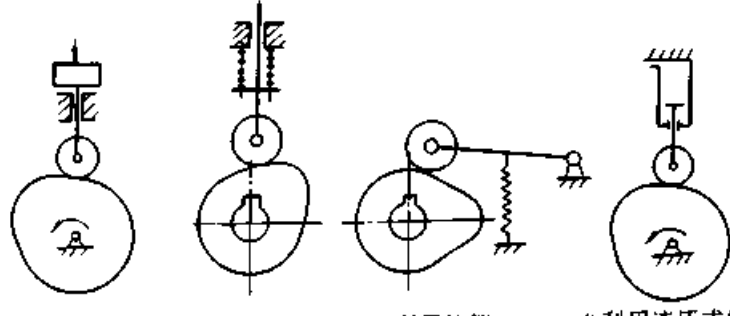
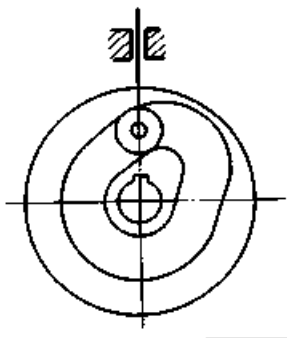
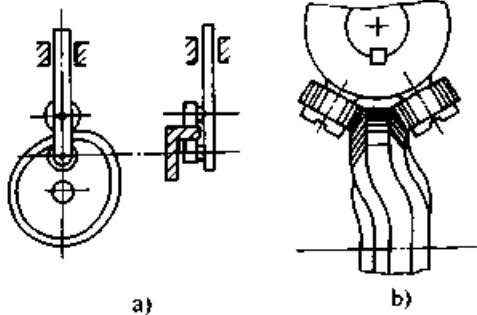
表 41.4.5 空间凸轮机构的基本类型

移动从动件圆柱凸轮机构		移动从动件圆锥凸轮机构	
沟槽式	端面式	沟槽式	端面式

摆动从动件圆柱凸轮机构		摆动从动件弧面凸轮机构	摆动从动件球面凸轮机构
沟槽式	端面式		
			
<p>说明 空间凸轮机构具有结构紧凑、体积小、刚性好、能传递较大转矩等特性。但设计计算和制造安装比较困难。空间凸轮机构与平面凸轮机构相比，从动件能实现较大的移动行程。</p>			

1.3.4 凸轮机构高副的封闭形式 和形封闭两种，其基本形式列于表 41.4-6。
 保证凸轮与从动件高副接触的方式有力封闭

表 41.4-6 凸轮机构保持高副接触的基本封闭形式

封闭形式	示例简图	说 明
力封闭	 <p>a) 利用重力 b) 利用压簧 c) 利用拉簧 d) 利用液压或气压</p>	<p>力封闭是利用重力、弹簧或液、气压力等，使从动件和凸轮始终保持高副接触。这种方法比较简单，但封闭力将使构件受到附加载荷</p>
形封闭		<p>结构简单，但凸轮尺寸较大。为使滚子在槽内不会卡死，槽宽需略大于滚子直径，因有间隙容易产生跨越冲击，故不宜用于高速。采用双滚子可消除间隙，但增加了从动件的重量，提高了对凸轮轮廓的精度要求</p>
凸缘凸轮	 <p>a) b)</p>	<p>图 a 中从动件采用两个滚子压在内、外两个轮廓面上，从动件的运动比较平稳。图 b 这种结构，通过调整两轴间的位置，可以达到无侧隙啮合</p>

续表 41.4-6

封闭形式	示例简图	说明
等径凸轮		过凸轮轴心所作任一径向线与凸轮理论廓线交截的长度相等。移动从动件导轨中心线通过凸轮轴心。当180°范围内的凸轮廓线确定后，另180°范围内的凸轮廓线按等径原则随之确定。故运动规律的选择受到限制
等宽凸轮		从动件上的两个平底与同一凸轮轮廓线相接触。凸轮廓线上的任意两条平行切线之间的距离恒等于两平底间的宽度。 当180°范围内轮廓曲线确定后，另180°范围内的轮廓曲线按等宽原则亦随之确定。故运动规律的选择受到限制
共轭凸轮		从动件上两个滚子分别与安装在同一轴上并列的两个凸轮（即共轭凸轮）相接触，控制正、反行程。这种凸轮工作可靠，适用于较高的转速和较大的载荷。但结构较复杂，加工和安装的精度要求较高

超星阅读器
使用本复制
请尊重相

1.4 高速凸轮机构的判断准则

高速凸轮机构是指必须对其进行动力学分析

或设计，才能获得满意结果的凸轮机构。判断一种凸轮机构是否是高速凸轮机构，目前常见的判断方法有四种，列于表 41.4-7。

表 41.4-7 高速凸轮机构的判断方法

方法依据	判断条件	结论
1 凸轮转速 n	$n \geq 500 \text{ r/min}$	高速凸轮机构
2 从动件最大加速度 a_{\max} 或最大速度 v_{\max}	$a_{\max} \leq 1g$ 或 $v_{\max} \leq 1 \text{ m/s}$	低速凸轮机构
	$1g < a_{\max} \leq 3g$ 或 $1 \text{ m/s} < v_{\max} \leq 2 \text{ m/s}$	中速凸轮机构
	$3g < a_{\max} \leq 8g$ 或 $2 \text{ m/s} < v_{\max} \leq 3 \text{ m/s}$	高速凸轮机构
3 凸轮的角速度 ω 与机构的固有圆频率 ω_n 之比的平方	$\delta_m = \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \approx 10^{-6}$	低速凸轮机构
	$\delta_m = \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \approx 10^{-4}$	中速凸轮机构
	$\delta_m = \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \approx 10^{-2}$	高速凸轮机构

续表 41.4-7

	方法依据	判断条件	结论
4	从动件的激振周期 T 与机构的自由振动周期 τ 之比	$15 < \frac{T}{\tau} < \infty$	低速凸轮机构
		$6 < \frac{T}{\tau} \leq 15$	中速凸轮机构
		$0 < \frac{T}{\tau} \leq 6$	高速凸轮机构
说明	第 1、2 两种是准经验的, 对某些特定机器有用, 设计新机器时, 可用来作粗略估计。第 3、4 两种是与机构的运动规律、结构和质量分配有关的, 具有较高的参考价值。 按上述方法判定的中速凸轮机构, 在对动力学性能要求较低的场合, 可按低速凸轮机构处理。对动力学性能要求较高的场合, 可按高速凸轮机构处理		

超星阅读器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！

1.5 凸轮机构设计的主要问题

凸轮机构设计主要解决下列问题：

- (1) 根据设计任务要求, 选择凸轮机构的类型和从动件的运动规律。
- (2) 确定凸轮机构的尺寸参数。
- (3) 设计凸轮廓线和确定凸轮机构的结构尺寸。
- (4) 进行必要的分析, 如凸轮机构的静力分析、效率计算、强度校核等。对于高速凸轮机构, 有时还需进行动力分析。

2 从动件运动规律

从动件的运动规律是指从动件的 (角) 位移、(角) 速度、(角) 加速度等, 随凸轮转角或时间的变化规律。

2.1 一般概念

2.1.1 从动件的运动类型

以移动尖端从动件盘形凸轮机构为例, 凸轮等速回转一周, 从动件往复运动一次。按从动件的位移 s 与时间 t (或凸轮转角 θ) 之间的关系, 从动件的运动过程分为三种类型, 列于表 41.4-8。

在选择从动件运动类型时, 对于上述三种运动类型, 应该有不同的考虑。对双停歇运动类型来说, 在行程两端的速度和加速度均应等于零。对其他两种类型来说, 在停歇端的速度和加速度应为零, 在无停歇端的速度也应为零, 而加速度最好不为零。这样, 在推程和回程的衔接处, 加速度过渡平滑, 且可使最大速度和最大加速度下降。这对机构受力情况和减少振动等都是有利的。

表 41.4-8 从动件的运动类型

	双 停 歇 (推—停—回—停)	无 停 歇 (推—回)
位移线图		
说明	从动件在行程两端均有停歇	从动件作连续往复运动, 在行程两端均无停歇
	单 停 歇 1 (推—回—停)	单 停 歇 2 (推—停—回)
位移线图		
说明	从动件只在行程的近端有停歇	从动件只在行程的远端有停歇

2.1.2 运动参数的无因次化

为了便于分析研究凸轮机构从动件各种运动规律的共同特性，常把时间 t 、位移 s 、速度 v 、加速度 a 、跃度 j 等运动参数进行无因次化处理，变成用大写字母表示的相应的无因次量，其表达式列于表 41.4-9。

表 41.4-9 无因次运动参数

项 目	代号	表 达 式
无因次时间	T	$T = \frac{t}{t_h}$
无因次位移	S	$S = s/h$
无因次速度	V	$V = \frac{dS}{dT} = \frac{v}{h/t_h}$
无因次加速度	A	$A = \frac{d^2S}{dT^2} = \frac{a}{h/t_h^2}$
无因次跃度	J	$J = \frac{d^3S}{dT^3} = \frac{j}{h/t_h^3}$
说 明		t_h —— 推程或回程的总时间间隔 h —— 与 t_h 对应的位移

无因次时间 T 和无因次位移 S 与具体的推、回程总时间 t_h 或总位移 h 无关，在 $0 \sim 1$ 范围内变化。无因次速度 V 可视为实际速度 v 与推程或回程的平均速度 h/t_h 的比值。无因次加速度 A 和跃度 J 亦具有类似的物理意义。

2.1.3 从动件运动规律的表示方法

从动件运动规律一般可用线图或数学方程式来表示。在数学方程式中可用有因次运动参数或无因次运动参数表示，以双停歇型运动规律为例，其表示方法及其关系列于表 41.4-10。

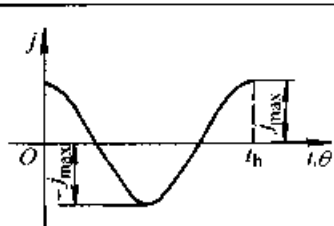
2.1.4 运动规律的特性值

运动规律的特性值是指无因次运动参数中的最大速度 V_{max} 、最大加速度 A_{max} 、最大跃度 J_{max} 和动载转矩 $(AV)_{max}$ [简称代号为 V_m 、 A_m 、 J_m 、 $(AV)_m$] 等。这些特性值从不同的角度影响凸轮机构的性能，是设计凸轮机构时选择运动规律的重要依据。

表 41.4-10 运动规律的表示方法

运动参数	线图形式 (推程)	数学方程式形式		有因次参数与无因次参数之间的关系
		有因次参数	无因次参数	
基本参数	行程	h	$H = 1$	$h = Hh$
	时间	$0 \leq t < t_h$	$0 \leq T \leq 1$	$t = Tt_h$
	凸轮转角	$0 \leq \theta < \beta_1$		$\theta = T\beta_1$
位移 s		$s = f(t)$ 或 $s = f(\theta)$	$S = F(T)$	$s = hS$
速度 v		$v = \frac{ds}{dt} = \omega_1 \frac{ds}{d\theta}$ $\frac{ds}{d\theta}$ —— 类速度	$V = \frac{dS}{dT}$	$v = \frac{h}{t_h} V$ 或 $v = \frac{h}{\beta_1} \omega_1 V$
加速度 a		$a = \frac{d^2s}{dt^2} = \omega_1^2 \frac{d^2s}{d\theta^2}$ $\frac{d^2s}{d\theta^2}$ —— 类加速度	$A = \frac{d^2S}{dT^2}$	$a = \frac{h}{t_h^2} A$ 或 $a = \frac{h}{\beta_1^2} \omega_1^2 A$

续表 41.4-10

运动参数	线图形式 (推程)	数学方程式形式		有因次参数与 无因次参数之间 的关系
		有因次参数	无因次参数	
跃度 j		$j = \frac{d^3 s}{dt^3} = \omega_1^3 \frac{d^3 s}{d\theta^3}$ $\frac{d^3 s}{d\theta^3} \text{——类跃度}$	$j = \frac{d^3 S}{dT^3}$	$j = \frac{h}{t_h^3} J$ <p>或</p> $j = \frac{h}{\beta_1^3} \omega_1^3 J$

注: 1. 表中 ω_1 —凸轮角速度, 设其为常数; t_h —与推程 h 对应的时间; β_1 —与推程 h 对应的凸轮转角, $\beta_1 = \omega_1 t_h$

2. 将表中 s 换成 ψ , v 换成 ω_2 , a 换成 ϵ_2 , h 换成 ψ_m , 即可得摆动从动件运动规律表达式

1) 最大速度 V_m 运动着的从动件具有一定的动量, 从安全考虑, 希望最大动量小, 因此要求 V_m 小。特别是从动件质量很大时更需注意, 应选 V_m 值小的运动规律。此外, V_m 值还影响凸轮机构的受力和尺寸大小, 为了改善受力和获得较紧凑的结构, 也希望 V_m 值小。

2) 最大加速度 A_m A_m 值将决定惯性力大小、接触应力高低, 并是影响机构的振动、噪声和磨损的主要因素。对于高速凸轮机构更应选用 A_m 值较小的运动规律。

3) 最大跃度 J_m 跃度是表示惯性力的变化率。为了减小机构的振动, 提高运动的精度, 应选择 J_m 小的运动规律。

4) 动载转矩 $(AV)_m$ 由惯性力引起的凸轮轴上的附加动载转矩与 $(AV)_m$ 值成正比。为了减小作用在凸轮轴上的转矩, 应选用 $(AV)_m$ 值小的运动规律。

2.2 从动件常用运动规律

2.2.1 几种常用的基本运动规律

常用的基本运动规律是等速运动规律、等加速、等减速运动规律、余弦加速度运动规律和正弦加速度运动规律等, 其运动线图和运动方程式列于表 41.4-11。

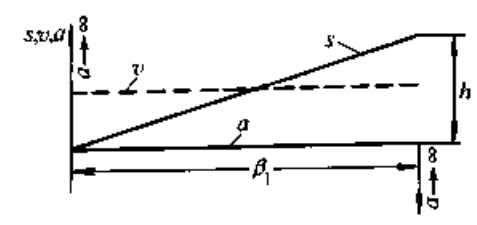
2.2.2 多项式运动规律

高次多项式具有高阶连续可导的特性, 能满足较多的边界条件, 曲线形状易于调整。对于指定边界条件, 或要求不对称的运动规律, 采用此种运动规律比较方便。多项式的一般表达式, 用无因次形式表示为

$$S = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + \dots + C_n T^n$$

式中 $C_0, C_1, C_2, \dots, C_n$ ——待定系数共 $n+1$ 个, 由边界条件确定。

表 41.4-11 几种常用的基本运动规律

运动规律	运 动 方 程 式		推程运动线图
	推 程	回 程	
等速运动规律 (直线)	$s = h \frac{\theta}{\beta_1}$ $v = h \frac{\omega_1}{\beta_1}$ $a = 0$	$s = h \left(1 - \frac{\theta}{\beta_2} \right)$ $v = -h \frac{\omega_1}{\beta_2}$ $a = 0$	
说 明	特性值: $V_m = 1.00$ $A_m = \pm \infty$ 在起、止点速度曲线不连续, 在间断点处理论上加速度值为无穷大, 存在刚性冲击, 故只能用于低速。对于对心移动从动件盘形凸轮机构, 其凸轮廓线为阿基米德螺旋线, 可用范成法加工		

续表 41.4-11

运动规律	运动方程式		推程运动线图
	推程	回程	
等加速等减速运动规律(抛物线)	等加速段		
	$s = 2h \left(\frac{\theta}{\beta_1} \right)^2$ $v = \frac{4h\omega_1}{\beta_1^2} \theta$ $a = \frac{4h\omega_1^2}{\beta_1^2}$ $j = 0$	$s = h - 2h \left(\frac{\theta}{\beta_2} \right)^2$ $v = -\frac{4h\omega_1}{\beta_2^2} \theta$ $a = -\frac{4h\omega_1^2}{\beta_2^2}$ $j = 0, \theta = 0 \sim \frac{\beta_2}{2}$	
等减速段		<p>特性值: $V_m = 2.00, A_m = \pm 4.00, J_m = \infty, (AV)_m = \pm 8.00$</p> <p>从动件在前、后半程分别作等加速等减速运动, 加速度曲线不连续, 在间断点处理论上跃度值为无穷大, 存在柔性冲击, 故不适用于中高速</p>	
$s = h - 2h \left(1 - \frac{\theta}{\beta_1} \right)^2$ $v = \frac{4h\omega_1}{\beta_1} \left(1 - \frac{\theta}{\beta_1} \right)$ $a = -\frac{4h\omega_1^2}{\beta_1^2}$ $j = 0$	$s = 2h \left(1 - \frac{\theta}{\beta_2} \right)^2$ $v = -\frac{4h\omega_1}{\beta_2} \left(1 - \frac{\theta}{\beta_2} \right)$ $a = \frac{4h\omega_1^2}{\beta_2^2}$ $j = 0, \theta = \frac{\beta_2}{2} \sim \beta_2$		
余弦加速度运动规律(简谐曲线)	$s = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi\theta}{\beta_1} \right)$ $v = \frac{h\pi\omega_1}{2\beta_1} \sin \frac{\pi\theta}{\beta_1}$ $a = \frac{h}{2} \left(\frac{\pi\omega_1}{\beta_1} \right)^2 \cos \frac{\pi\theta}{\beta_1}$ $j = -\frac{h}{2} \left(\frac{\pi\omega_1}{\beta_1} \right)^3 \sin \frac{\pi\theta}{\beta_1}$		<p>取半圆弧的等分点数与β₁坐标的等分数相等</p>
	$s = \frac{h}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi\theta}{\beta_2} \right)$ $v = -\frac{h\pi\omega_1}{2\beta_2} \sin \frac{\pi\theta}{\beta_2}$ $a = -\frac{h}{2} \left(\frac{\pi\omega_1}{\beta_2} \right)^2 \cos \frac{\pi\theta}{\beta_2}$ $j = \frac{h}{2} \left(\frac{\pi\omega_1}{\beta_2} \right)^3 \sin \frac{\pi\theta}{\beta_2}$	<p>特性值: $V'_m = 1.57, A_m = \pm 4.93, J_m = \infty, (AV)_m = \pm 3.88$ 速度曲线光滑, 加速度曲线为半波余弦曲线, 全程连续光滑, 但在起、止点处仍有加速度突变, 存在柔性冲击, 不宜用于高速。对于推一回一推型运动类型, 可获得包括起、止点的全程连续光滑的加速度曲线, 可用于高速</p>	

运动规律	运 动 方 程 式		推程运动线图
	推 程	回 程	
正弦加速度运动规律(摆线)	$s = h \left(\frac{\theta}{\beta_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta_1} \right)$ $v = \frac{h\omega_1}{\beta_1} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta_1} \right)$ $a = 2\pi h \left(\frac{\omega_1}{\beta_1} \right)^2 \sin \frac{2\pi\theta}{\beta_1}$ $j = 4\pi^2 h \left(\frac{\omega_1}{\beta_1} \right)^3 \cos \frac{2\pi\theta}{\beta_1}$	$s = h \left(1 - \frac{\theta}{\beta_2} + \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta_2} \right)$ $v = -\frac{h\omega_1}{\beta_2} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta_2} \right)$ $a = -2\pi h \left(\frac{\omega_1}{\beta_2} \right)^2 \sin \frac{2\pi\theta}{\beta_2}$ $j = -4\pi^2 h \left(\frac{\omega_1}{\beta_2} \right)^3 \cos \frac{2\pi\theta}{\beta_2}$	<p>$R = \frac{h}{2\pi}$, 取圆周等分数等于 β_1 坐标的等分数, 将圆周上等分点向纵坐标投影, 从垂足点作 AD 的平行线, 与横坐标上相应各分点的纵坐标相交点的连线, 即位移曲线</p>
	说明	特性值: $V_m = 2.00$, $A_m = \pm 6.28$, $J_m = \pm 39.5$, $(AV)_m = \pm 81.6$ 速度曲线光滑, 加速度曲线为全波正弦曲线, 包括起、止点在内全程连续。故振动、噪声、磨损均较小, 可在较高速度条件下工作。但其跃度曲线不连续, 应用受到限制, 现多用其改进形曲线替代	

- 注: 1. s, v, a, j, h ——从动件的位移、速度、加速度、跃度、行程。
 2. ω_1 ——凸轮角速度。
 3. β_1 ——推程运动角, β_2 ——回程运动角。
 4. θ ——从相应行程开始算起的凸轮转过的角度。

若给定边界条件为: 当 $T=0$ 时, $\frac{d^m s}{dT^m} = 0$ ($m=0, 1, 2, \dots$); 当 $T=1$ 时, 除 $S=1$ 外, 其他各阶导数均为零, 则相应的系数 $C_m=0$ 。略去系数为零的各项之后, 多项式的一般表达式为:

$$S = C_p T^p + C_q T^q + C_r T^r + C_s T^s + \dots$$

式中 p, q, r, s, \dots ——幂次 ($p < q < r < s \dots$);

$C_p, C_q, C_r, C_s, \dots$ ——相应各项系数。

上式各项系数可按下列公式计算。

$$C_p = \frac{q \cdot r \cdot s \dots}{(q-p)(r-p)(s-p) \dots}$$

$$C_q = \frac{p \cdot r \cdot s \dots}{(p-q)(r-p)(s-q) \dots}$$

$$C_r = \frac{p \cdot q \cdot s \dots}{(p-r)(q-r)(s-r) \dots}$$

$$C_s = \frac{p \cdot q \cdot r \dots}{(p-s)(q-s)(r-s) \dots}$$

.....

几种常用多项式运动规律列于表 41.4-12 及 41.4-13。

2.2.3 改进型运动规律

将不同的基本运动规律曲线组合起来, 以改进凸轮机构的性能。为保证运动曲线连续, 改进

表 41.4-12 几种常用的多项式运动规律

名称	运动线图	边界条件	运动方程式	说明
2-3 次多项式(双停歇用)		$T=0$ 时 $S=V=0$ $T=1$ 时 $S=1$ $V=0$	$S=3T^2-2T^3$ $V=6T-6T^2$ $A=6-12T$ $J=-12$	在行程两端有加速度突变, 故有柔性冲击
3-4-5 次多项式(双停歇用)		$T=0$ 时 $S=V=A=0$ $T=1$ 时 $S=1$ $V=A=0$	$S=10T^3-15T^4+6T^5$ $V=30T^2-60T^3+30T^4$ $A=60T-180T^2+120T^3$ $J=60-360T+360T^2$	加速度连续, 但在行程两端跃度有突变
4-5-6-7 次多项式(双停歇用)		$T=0$ 时 $S=V=A=J=0$ $T=1$ 时 $S=1$ $V=A=J=0$	$S=35T^3-84T^4+70T^5-20T^7$ $V=140T^3-420T^4+420T^5-140T^6$ $A=420T^2-1680T^3+2100T^4-840T^5$ $J=840T-5040T^2+8400T^3-4200T^4$	跃度没有突变现象
3-4-5 次多项式(单停歇用)	(V, J 线图从略) 	$T=0$ 时 $S=V=A=0$ $T=1$ 时 $S=1$ $V=J=0$ $A \neq 0$	$S=\frac{20}{3}T^3-\frac{25}{3}T^4+\frac{8}{3}T^5$ $V=20T^2-\frac{100}{3}T^3+\frac{40}{3}T^4$ $A=40T-100T^2+\frac{160}{3}T^3$ $J=40-200T+160T^2$	推程和回程的时间相同, 两者的运动规律是对称的
3-4-5 次和 2-3-4-5 次多项式(单停歇用)		推程 $T=0$ 时 $S=V=A=0$ $T=1$ 时 $S=1 \quad V=0$ $A=-A_1$ 回程 $T=0$ 时 $S=1 \quad V=0$ $A=-A_1$ $T=r$ 时 $S=V=A=0$ 一般取 $r \leq 1$	推程 $S=\left(10-\frac{A_1}{2}\right)T^3-(15-A_1)T^4+\left(6-\frac{A_1}{2}\right)T^5$ 回程 $S=1-\frac{A_1}{2}T^2-\frac{1}{r^3}\left(10-\frac{3}{2}A_1r^2\right)T^3+\frac{1}{r^4}\left(15-\frac{3}{2}A_1r^2\right)T^4-\frac{1}{r^5}\left(6-\frac{A_1}{2}r^2\right)T^5$ $A_1=\frac{20}{3r^2}\left(\frac{1+r^3}{1+r}\right)$ (V, A, J 的计算式从略)	推程和回程的时间不同, 故两者的运动规律不同。在衔接点要求有相同的加速度 $-A_1$ 根据工作要求选 $-r$ 值即可算得 $S=S(T)$

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识版权！

表 41.4-13 非对称多项式运动规律

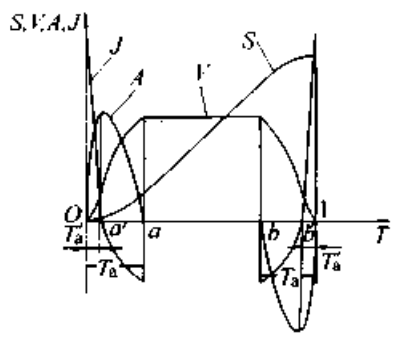
位移	$S = C_p T^p + C_q T^q + C_r T^r + C_s T^s + \dots$				加速度运动线图						
系数公式	$C_p = \frac{q \cdot r \cdot s \dots}{(q-p)(r-p)(s-p)\dots}$										
	$C_q = \frac{p \cdot r \cdot s \dots}{(p-q)(r-q)(s-q)\dots}$										
	$C_r = \frac{p \cdot q \cdot s \dots}{(p-r)(q-r)(s-r)\dots}$										
	$C_s = \frac{p \cdot q \cdot r \dots}{(p-s)(q-s)(r-s)\dots}$										
常用多项式幂次	p	q	r	s	系数	C_p	C_q	C_r	C_s	说明	设计非对称多项式运动规律, 可取幂次数的间隔大于 2, 间隔越大非对称性越强, 高阶导数越光滑。但低阶导数的变化幅值也相应增加
	4	5	6	7		35	-84	70	20		
	4	6	8	10		10	-20	15	-4		
	4	7	10	13		455/81	-260/27	182/27	-140/81		
	4	8	12	16		4	-6	4	-1		

型运动规律应满足的条件是: 相组合的两种运动规律在衔接处的位移、速度、加速度必须相等。几种常用的改进型运动规律列于表 41.4-14。

表 41.4-14 几种常用改进型运动规律

名称	推程运动线图	区间	无因次运动方程式	特性值
第一种改进型等速运动规律		$0 \leq T \leq T_a$	正弦加速度过渡段 $S = \frac{2}{3} T - \frac{1}{6\pi} \sin 4\pi T$ $V = \frac{2}{3} (1 - \cos 4\pi T)$ $A = \frac{8\pi}{3} \sin 4\pi T$ $J = \frac{32\pi^2}{3} \cos 4\pi T$	$V_m = 1.33$ $A_m = \pm 8.38$ $J_m = \pm 105.3$ $(AV)_m = 7.25$
		$T_a \leq T \leq (1 - T_a)$	等速段 $S = \frac{4}{3} T - \frac{1}{6}$ $V = \frac{4}{3}$ $A = 0$ $J = 0$	
		$(1 - T_a) \leq T \leq 1$	正弦加速度过渡段 $S = \frac{1}{3} + \frac{2}{3} T - \frac{1}{6\pi} \sin 4\pi T$ $V = \frac{2}{3} (1 - \cos 4\pi T)$ $A = \frac{8\pi}{3} \sin 4\pi T$ $J = \frac{32\pi^2}{3} \cos 4\pi T$	

续表 41.4-14

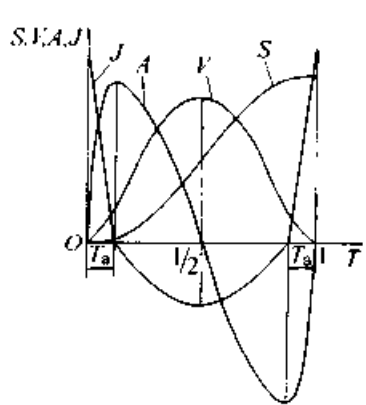
名称	推程运动线图	区间	无因次运动方程式	特性值
<p>第二种改进型等速运动规律</p>	 <p>行程的始、末端的过渡段采用由两种不同周期的正弦加速度运动规律组合而成</p>	$0 \leq T \leq T'_a$ $T'_a = \frac{1}{16}$	<p>正弦加速度过渡段 1</p> $S = \frac{2\pi T}{4+5\pi} - \frac{\sin 8\pi T}{16+20\pi}$ $V = \frac{2\pi}{4+5\pi} (1 - \cos 8\pi T)$ $A = \frac{16\pi^2}{4+5\pi} \sin 8\pi T$ $J = \frac{128\pi^3}{4+5\pi} \cos 8\pi T$	$V_m = 1.28$ $A_n = \pm 8.01$ $T_m = 201.38 - 67.13$ $(AV) = \pm 5.73$
		$T'_a \leq T \leq T_a$ $T_a = \frac{1}{4}$	<p>正弦加速度过渡段 2</p> $S = \frac{2}{4+5\pi} + \frac{2\pi T}{4+5\pi} - \frac{9}{16+20\pi} \cos \frac{8\pi}{3} \left(T - \frac{1}{16} \right)$ $V = \frac{2\pi}{4+5\pi} + \frac{6\pi}{4+5\pi} \sin \frac{8\pi}{3} \left(T - \frac{1}{16} \right)$ $A = \frac{16\pi^2}{4+5\pi} \cos \frac{8\pi}{3} \left(T - \frac{1}{16} \right)$ $J = -\frac{128\pi^3}{12+15\pi} \sin \frac{8\pi}{3} \left(T - \frac{1}{16} \right)$	
		$T_a \leq T \leq (1-T_a)$	<p>等速段</p> $S = \frac{4-3\pi}{8+10\pi} + \frac{8\pi T}{4+5\pi}$ $V = \frac{8\pi}{4+5\pi}$ $A = 0$ $J = 0$	
		$(1-T_a) \leq T \leq (1-T'_a)$	<p>正弦加速度过渡段 3</p> $S = \frac{2+3\pi}{4+5\pi} + \frac{2\pi T}{4+5\pi} - \frac{9}{16+20\pi} \sin \frac{8\pi T}{3}$ $V = \frac{2\pi}{4+5\pi} - \frac{6\pi}{4+5\pi} \cos \frac{8\pi T}{3}$ $A = \frac{16\pi^2}{4+5\pi} \sin \frac{8\pi T}{3}$ $J = \frac{128\pi^3}{12+15\pi} \cos \frac{8\pi T}{3}$	
$(1-T'_a) \leq T \leq 1$	<p>正弦加速度过渡段 4</p> $S = \frac{4+3\pi}{4+5\pi} + \frac{2\pi T}{4+5\pi} + \frac{1}{16+20\pi} \cos 8\pi \left(T - \frac{15}{16} \right)$ $V = \frac{2\pi}{4+5\pi} - \frac{2\pi}{4+5\pi} \sin 8\pi \left(T - \frac{15}{16} \right)$ $A = -\frac{16\pi^2}{4+5\pi} \cos 8\pi \left(T - \frac{15}{16} \right)$ $J = \frac{128\pi^3}{4+5\pi} \sin 8\pi \left(T - \frac{15}{16} \right)$			

名称	推程运动线图	区间	无因次运动方程式	特性值
改进梯形加速度运动规律		$0 \leq T \leq \frac{1}{8}$	正弦加速度段 1 $S = \frac{1}{2+\pi} \left(2T - \frac{1}{2\pi} \sin 4\pi T \right)$ $V = \frac{2}{2+\pi} (1 - \cos 4\pi T)$ $A = \frac{8\pi}{2+\pi} \sin 4\pi T$ $J = \frac{32\pi^2}{2+\pi} \cos 4\pi T$	$V_m = 2.00$ $A_m = \pm 4.89$ $J_m = \pm 61.4$ $(AV)_m = 8.06$
		$\frac{1}{8} \leq T \leq \frac{3}{8}$	等加速度段 $S = \frac{1}{2+\pi} \left[\frac{\pi^2 - 8}{16\pi} + (2 - \pi) T + 4\pi T^2 \right]$ $V = \frac{1}{2+\pi} (2 - \pi + 8\pi T)$ $A = \frac{8\pi}{2+\pi}$ $J = 0$	
		$\frac{3}{8} \leq T \leq \frac{5}{8}$	正弦加速度段 2 $S = \frac{1}{2+\pi} \left[-\frac{\pi}{2} + 2(1+\pi)T + \frac{1}{2\pi} \sin 4\pi T \right]$ $V = \frac{2}{2+\pi} (1 + \pi + \cos 4\pi T)$ $A = -\frac{8\pi}{2+\pi} \sin 4\pi T$ $J = -\frac{32\pi^2}{2+\pi} \cos 4\pi T$	
		$\frac{5}{8} \leq T \leq \frac{7}{8}$	等减速度段 $S = \frac{1}{2+\pi} \left[\frac{8 - 3\pi^2}{16\pi} + (2 + 7\pi)T - 4\pi T^2 \right]$ $V = \frac{1}{2+\pi} (2 + 7\pi - 8\pi T)$ $A = -\frac{8\pi}{2+\pi}$ $J = 0$	
		$\frac{7}{8} \leq T \leq 1$	正弦加速度段 3 $S = \frac{1}{2+\pi} \left(\pi + 2T - \frac{1}{2\pi} \sin 4\pi T \right)$ $V = \frac{2}{2+\pi} (1 - \cos 4\pi T)$ $A = \frac{8\pi}{2+\pi} \sin 4\pi T$ $J = \frac{32\pi^2}{2+\pi} \cos 4\pi T$	

由五段曲线组成，第一、三、五段为
 正弦加速度运动规律，一般采用 $T_a =$
 $\frac{1}{8}$ ；第二、四段为等加速等减速运动规
 律

器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重相关知识产权！

续表 41.4-14

名称	推程运动线图	区间	无因次运动方程式	特性值
改进正弦加速度	 <p>运动规律曲线由三段组成。始、末两端为周期较短的正弦加速度运动规律(图示周期为 $T/2$)。中间一段为周期较长的正弦加速度运动规律(图示周期为 $\frac{3}{2}T$)。这样可使始末两端的位移变化比较明显,而中段的速度和加速度变化较平缓常用 $T_s = \frac{1}{8}$</p>	$0 \leq T \leq \frac{1}{8}$	周期较短的正弦加速度段 1 $S = \frac{1}{4+\pi} (\pi T - \frac{1}{4} \sin 4\pi T)$ $V = \frac{\pi}{4+\pi} (1 - \cos 4\pi T)$ $A = \frac{4\pi^2}{4+\pi} \sin 4\pi T$ $J = \frac{16\pi^3}{4+\pi} \cos 4\pi T$	$V_m = 1.76$ $A_m = \pm 5.53$ $J_m = \pm 69.5$ $(AV)_m = \pm 5.46$
		$\frac{1}{8} \leq T \leq \frac{7}{8}$	周期较长的正弦加速度段 2 $S = \frac{1}{4+\pi} \left(2 + \pi T - \frac{9}{4} \sin \frac{\pi + 4\pi T}{3} \right)$ $V = \frac{\pi}{4+\pi} \left(1 - 3 \cos \frac{\pi + 4\pi T}{3} \right)$ $A = \frac{4\pi^2}{4+\pi} \sin \frac{\pi + 4\pi T}{3}$ $J = \frac{16\pi^3}{3(4+\pi)} \cos \frac{\pi + 4\pi T}{3}$	
		$\frac{7}{8} \leq T \leq 1$	周期较短的正弦加速度段 3 $S = \frac{1}{4+\pi} \left(4 + \pi T - \frac{1}{4} \sin 4\pi T \right)$ $V = \frac{\pi}{4+\pi} (1 - \cos 4\pi T)$ $A = \frac{4\pi^2}{4+\pi} \sin 4\pi T$ $J = \frac{16\pi^3}{4+\pi} \cos 4\pi T$	

2.2.4 凸轮机构从动件通用运动规律曲线

随着工业技术对机构运动精度的要求日益严格,需要从工作条件出发来进行运动规律的设计,包括基本运动规律的选用、组合,以及优化设计等。由于可调参数和需要计算的分点数较多,需借助计算机进行。因此,需要建立一种便于计算机计算的统一格式来表达运动曲线。现应用较广的通用正弦(摆线)梯形运动规律,就是一种具有很强概括性和适应性的表达方式。以其推程段为例说明如下:

(1) 通用运动规律曲线的构成 整条曲线由七段组成(参见表 41.4-15)。I、III、V、VII段为 $1/4$ 周期的正弦加速度曲线。II、VI段为等加速等减速曲线,加速度为定值。IV段为等速曲线,加速度为零。该曲线加速度在全域内连续,

只要对边界值 S_0, V_0, S_7, V_7 和 T_1, \dots, T_6 赋予不同的值,即可得到不同特性的运动曲线。

(2) 通用运动规律曲线的计算 计算可分两步进行。

1) 按给定的 S_0, V_0, S_7, V_7 和 T_1, \dots, T_6 计算有关常数和加速段最大加速度 A_{ma} 、减速段最大加速度 A_{md} 。计算式列于表 41.4-15。

2) 按表 41.4-15 分段计算相应的 S, V, A, J 。

按以上算法编写子程序,按表 41.4-16 所列数据给 T_1, T_2, \dots, T_6 赋值,即可得出表 41.4-17 中的所有运动曲线。适当的调整 T_1, \dots, T_6 值,可得到具有不同于上列表中所列特性值的新的运动曲线。通用运动规律不适用于多项式运动规律。

表 41.4-15 通用运动规律曲线的计算公式 (无因次)

推程运动曲线图	有关常数和 A_{ma} 、 A_{md} 的计算公式
	<p>$T_7 = 1, S_7$ —— 给定值, 通常为零</p> <p>$C_1 = 2(T_1 - T_0)/\pi, C_2 = T_2 - T_1, C_3 = 2(T_3 - T_2)/\pi, C_4 = T_4 - T_3,$ $C_5 = 2(T_5 - T_4)/\pi, C_6 = T_6 - T_5, C_7 = 2(T_7 - T_6)/\pi$</p> <p>$D_1 = -C_1^2 + 0.5C_2^2 + C_3^2 + C_1(0.5\pi C_1 + C_2) + 0.5\pi C_3(C_2 + C_1) + C_4(C_3 + C_2 + C_1)$ $D_2 = C_3^2 - 0.5C_4^2 - C_5^2 + (0.5\pi C_5 + C_6)(C_6 + C_7) + 0.5\pi C_7^2$ $D_3 = 0.5\pi(C_1 + C_3) + C_2 + C_4, D_4 = 0.5\pi(C_5 + C_7) + C_6,$ $D_5 = C_3 + C_2 + C_1, D_6 = C_7 + C_6 + C_5$</p> <p>$A_{ma} = [S_7 - S_0 - (D_2/D_6 + D_3)V_0 - (D_4 - D_2/D_6)V_7] / (D_1 + \frac{D_2 D_5}{D_6})$ $A_{md} = D_5 A_{ma} / D_6 + (V_0 - V_7) / D_6$</p> <p>$V_1 = C_1 A_{ma} + V_0, V_2 = C_2 A_{ma} + V_1, V_3 = C_3 A_{ma} + V_2, V_m = V_3, V_4 = V_3,$ $V_5 = -C_5 A_{md} + V_4, V_6 = -C_6 A_{md} + V_5, V_7 = -C_7 A_{md} + V_6$</p> <p>$S_1 = -C_1^2 A_{ma} + V_1(T_1 - T_0) + S_0, S_2 = 0.5C_2^2 A_{ma} + C_2 V_1 + S_1$ $S_3 = C_3^2 A_{ma} + V_2(T_3 - T_2) + S_2, S_4 = C_4 V_3 + S_3$ $S_5 = C_5^2 A_{md} + V_5(T_5 - T_4) + S_4, S_6 = -0.5C_6^2 A_{md} + V_5 C_6 + S_5$ $S_7 = -C_7^2 A_{md} + V_6(T_7 - T_6) + S_6$</p>

区 段	p	S	V	A	J
I $T_0 \leq T \leq T_1$	$\frac{T - T_0}{C_1}$	$-C_1^2 A_{ma} \sin p + V_1(T - T_0) + S_0$	$-C_1 A_{ma} \cos p + V_1$	$A_{ma} \sin p$	$\frac{A_{ma} \cos p}{C_1}$
II $T_1 \leq T \leq T_2$	$T - T_1$	$0.5p^2 A_{ma} + V_1 p + S_1$	$p A_{ma} + V_1$	A_{ma}	0
III $T_2 \leq T \leq T_3$	$\frac{T - T_2}{C_3}$	$-C_3^2 A_{ma} (\cos p - 1) + V_2(T - T_2) + S_2$	$C_3 A_{ma} \sin p + V_2$	$A_{ma} \cos p$	$\frac{-A_{ma} \sin p}{C_3}$
IV $T_3 \leq T \leq T_4$		$V_3(T - T_3) + S_3$	V_3	0	0
V $T_4 \leq T \leq T_5$	$\frac{T - T_4}{C_5}$	$C_5^2 A_{md} \sin p + V_5(T - T_4) + S_4$	$C_5 A_{md} \cos p + V_5$	$-A_{md} \sin p$	$\frac{-A_{md} \cos p}{C_5}$
VI $T_5 \leq T \leq T_6$	$T - T_5$	$0.5p^2 A_{md} + V_5 p + S_5$	$-A_{md} p + V_5$	$-A_{md}$	0
VII $T_6 \leq T \leq T_7$	$\frac{T - T_6}{C_7}$	$C_7^2 A_{md} (\cos p - 1) + V_6(T - T_6) + S_6$	$-C_7 A_{md} \sin p + V_6$	$-A_{md} \cos p$	$\frac{A_{md} \sin p}{C_7}$

提醒您：
 尊重知识产权！
 请尊重相关知识产权！

表 41.4-16 通用运动曲线中特定 T_i 值

编号	运动曲线名称	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6
01	余弦加速度	0	0	0.5	0.5	1	1
02	正弦加速度	0	0.25	0.5	0.5	0.75	1
03	改进正弦加速度	0	0.125	0.5	0.5	0.875	1
04	改进梯形	0	0.375	0.5	0.5	0.625	1
05	改进等速	0	0	0.25	0.75	0.5	1
06	等加速等减速	0	0.5	0.5	0.5	0.5	1
11	正弦加速度	0.25	0.25	0.5	0.5	1	1
12	正弦加速度	0.2	0.2	0.4	0.4	1	1
13	改进梯形	0.125	0.398	0.523	0.523	0.646	1
14	改进梯形	0.107	0.319	0.426	0.426	0.569	1
15	改进梯形	0.125	0.375	0.5	0.5	0.625	1
16	改进正弦	0.125	0.125	0.5	0.5	1	1
17	梯形摆线	0.125	0.320	0.445	0.445	1	1
21	正弦加速度	0.25	0.25	0.5	0.5	0.75	0.75
22	改进正弦加速度	0.125	0.125	0.5	0.5	0.875	0.875
23	改进梯形	0.125	0.375	0.5	0.5	0.625	0.875
24	改进等速	0.062 5	0.062 5	0.25	0.75	0.937 5	0.937 5
25	正弦加速度	0.2	0.2	0.4	0.4	0.7	0.7
26	改进梯形	0.1	0.3	0.4	0.4	0.55	0.85
27	梯形摆线	0.125	0.320	0.445	0.445	0.570	0.570

2.2.5 运动规律的选择

运动规律选择的依据是工艺提出的工作要求，同时还应保证具有良好的工作质量。目前生产中常用的运动规律有改进型运动规律和高次多项式运动规律，每种运动规律又包含有多种不同的具体形式。表 41.4-17 列出了各种常用运动规律特性值，供选用运动规律时参考。

在设计凸轮机构时，一般都希望选择特性值小的运动规律，但这些特性值是相互制约和矛盾的，不可能都小。因此，必须根据不同的工作要求进行合理选择，下列原则可供参考。

1) 高速轻载 各特性值大体可按 A_m 、 V_m 、 J_m 、 $(AV)_m$ 的顺序来考虑。改进梯形类型的 A_m 值比较小，是较理想的一种运动规律。但其 V_m

值较大，因此，在从动系统质量较大，或对 V_m 值有限制时，不宜选用。

2) 低速重载 各特性值大体可按 V_m 、 A_m 、 $(AV)_m$ 、 J_m 的顺序考虑。改进等速类型的运动规律具有较小的 V_m 值，是较理想的运动规律。

3) 中速中载 要求 A_m 、 V_m 、 J_m 、 $(AV)_m$ 等特性值都较小。正弦类型的运动规律各特性值比较适中，能在较大范围内适应转速和载荷的变化，即使在载荷条件不太明确的情况下，使用也比较安全。但正弦加速度运动规律的 V_m 值较大，故生产中多用改进型正弦加速度和 3-4-5 多项式运动规律。

4) 为了减小弹簧尺寸，可采用减速时间和加速时间的比大于 1 的非对称改进型梯形运动规律，效果较好。

低速轻载的凸轮机构，对运动规律要求不严，但仍应避免由于速度突变引起的刚性冲击。高速重载情况下，由于要兼顾 V_m 及 A_m 有困难，故不宜采用凸轮机构。

2.2.6 已知从动件位移系列求速度、加速度和已知加速度求位移（见表 41.4-18 和表 41.4-19）

表 41.4-17 常用运动规律特性值比较

M_c	编号	运动曲线名称	加速度线图	V_m	A_{ms} A_{md}	J_{ms} J_{md}	$(AV)_{ms}$ $(AV)_{md}$	
0 (无停歇)	01	余弦加速度		1.57	± 4.93	± 15.5	± 3.88	
	02	正弦加速度		1.72	± 4.2	-26.36	± 5.07	
	03	改进正弦加速度		1.63	± 4.88	-18.75	± 4.30	
	04	改进梯形		1.84	± 4.05	-50.7	± 6.27	
	05	改进等速		1.22	± 7.68	± 48.2	± 4.69	
	06	等加速等减速		2.00	± 4.00	∞	± 8.00	A_m 最小，因有柔性冲击，目前较少用
1 (单停歇)	11	正弦加速度 ($m = \frac{A_{md}}{A_{ms}} = 1$)		1.76	± 5.53	± 34.7	+6.32 -4.86	各特性值都比对应的 $M_c = 2$ 的运动曲线好，因而对于一端停歇型运动要求不宜选用 $M_c = 2$ 的曲线
	12	正弦加速度 ($m = \frac{2}{3}$)		1.72	+6.75 -4.50	± 53.0	+7.53 -3.86	
	13	改进梯形 ($m = 1$)		1.92	± 4.44	± 55.8	± 7.11	
	14	改进梯形 ($m = \frac{2}{3}$)		1.91	+5.47 -3.65	± 78	+8.62 -5.85	
	15	改进梯形		1.92	+4.68 -4.22	± 58.9	+7.43 -6.81	
	16	改进正弦加速度 ($m = 1$)		1.65	± 5.21	+65.5 -21.8	+4.86 -4.23	

浏览器提醒你：说明
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

超星阅读器
使用本复制品
请尊重相关知识版权!

续表 41.4-17

M_C	编号	运动曲线名称	加速度线图	V_m	A_{ms}	J_{ms}	$(AV)_{ms}$	说明
					A_{md}	J_{md}	$(AV)_{md}$	
1 (单停歇)	17	梯形摆线		1.74	± 4.91	± 61.7	$+ 6.86$ $- 4.26$	
	21	正弦加速度		2.00	± 6.28	± 39.5	± 8.16	适用于高速轻载。 V_m 及 A_m 较大
	22	改进正弦加速度		1.76	± 5.53	$+ 69.5$ $- 23.2$	± 5.46	特性值较好, 能适应各种载荷情况
	23	改进梯形		2.00	± 4.89	± 61.4	± 8.09	A_m 值小, 适用于高速轻载
	24	改进等速		1.28	± 8.01	$+ 201.4$ $- 67.1$	± 5.73	V_m 小, 转矩小, 适用于低速重载, 代替等速规律, 避免冲击
	25	不对称正弦加速度 ($m = \frac{2}{3}$)		2.00	$+ 7.85$ $- 5.24$	± 61.7	$+ 10.20$ $- 6.80$	
	26	不对称改进梯形 ($m = \frac{2}{3}$)		2.00	$+ 6.11$ $- 4.07$	± 96.0	$+ 10.11$ $- 6.74$	$A_{md} < A_{ms}$, 对弹簧设计有利
2 (双停歇)	27	梯形摆线		2.18	± 6.17	± 77.5	± 10.84	

注: 在一个推程 (或回程), 从动件运动状态可分为三类:

$M_C = 0$ $S = 0$ 时, $V = 0, A \neq 0$; $S = 1$ 时 $V = 0, A \neq 0$

$M_C = 1$ $S = 0$ 时, $V = 0, A = 0$; $S = 1$ 时 $V = 0, A \neq 0$

$M_C = 2$ $S = 0$ 时, $V = 0, A = 0$; $S = 1$ 时 $V = 0, A = 0$

表 41.4-18 已知位移 s 系列求速度 v 和加速度 a

运动线图	参数名称	计算公式	说明
	速度因子 V_k	$V_k = S_{k+1} - S_{k-1}$	ω —凸轮角速度 $k = 1, 2, \dots,$ $n - 1$
	速度 v_k	$v_k = v_k \omega / 2\Delta\theta$	
	类速度 $S'(\theta)$	$S' = v_k / 2\Delta\theta$	
	加速度因子 A_k	$A_k = S_{k+1} + S_{k-1} - 2S_k$	
	加速度 a_k	$a_k = A_k \omega^2 / \Delta\theta^2$	
	类加速度 $S''(\theta)$	$S'' = A_k / \Delta\theta^2$	

表 41.4-19 已知加速度 a 数列求位移 s (梯形法)

运动线图	已知 行程 h 、凸轮转角 β_1 、加速度计算精度要求		
	求解步骤	公式或符号	说明
	拟定加速度曲线	$a(\theta)$	图形可尽量画大些
	将 β_1 分为 n 等分	$\Delta\theta = \beta_1/n$	按精度要求 $\Delta\theta$ 在 $\frac{1}{2} \sim 3^\circ$ 之间选取
	实测 $a(\theta)$ 上各分点的 a_k 值	$a_0, a_1, a_2, \dots, a_k, \dots, a_n$	测绘要准确
	调整 a_k 值使右式成立	$a_1 + a_2 + \dots + a_{n-1} + \frac{a_0 + a_n}{2} = 0$	以后计算中,就用这些 a_k 的值
	求比例系数 m	$m = h / \left[(n-1) \frac{a_0}{2} + \frac{a_0 + a_n}{4} + \sum_{k=1}^{n-1} (n-k)a_k \right]$	
求 $s_1, s_2, \dots, s_k, \dots, s_n$	$s_1 = s_0 + \frac{m}{n} \left[(n-1) \frac{a_0}{2} + \frac{a_0 + a_n}{4} \right]$ $s_k = ma_{k-1} + 2s_{k-1} - s_{k-2} (k=2, 3, \dots, n)$		

3 凸轮机构的几何参数

3.1 凸轮机构的压力角 α

凸轮机构的压力角是指不计主、从动件接触面间的摩擦, 凸轮给从动件正压力的方向线, 即

两接触面间公法线, 与从动件受力点的速度方向线所夹的锐角, 以 α 表示。压力角的大小直接影响机构的传力性能好坏, 并与机构总体尺寸密切相关。表 41.4-20 给出了不同从动件凸轮机构压力角计算公式。

表 41.4-20 凸轮机构压力角计算公式

类别	移动从动件	摆动从动件
滚子从动件盘形凸轮机构		
计算公式	$\alpha = \arctan \left[\frac{\frac{ds}{d\theta} \mp e}{\sqrt{R_b^2 - e^2 + s}} \right]$	$\alpha = \arctan \left[\frac{l \left(1 \pm \frac{d\psi}{d\theta} \right)}{a \sin(\psi + \psi_0) - \frac{1}{\tan(\psi + \psi_0)}} \right]$

超星浏览器提醒您：
使用本资源时，
请尊重知识产权。
续表 41.4-20

类别	移动从动件	摆动从动件
机构简图		
计算公式	$\alpha = \frac{\pi}{2} - \lambda$	$\alpha = \arctan \left[\frac{e \left(1 - N \frac{d\psi}{d\theta} \right)}{a \cos(\psi + \psi_0)} \right]$
说明	<p>λ—平底与从动件移动导轨中心线间的夹角 当 $\lambda = 90^\circ$ 时, $\alpha = 0$</p>	<p>N—转向系数。 当凸轮与摆杆转向相同时, 取 $N = +1$, 相反时, 取 $N = -1$ 当 $e = 0$ 时, $\alpha = 0$ $\psi = \arcsin \left(\frac{r_b - e}{a} \right)$</p>

3.1.1 临界压力角 α_c

在凸轮的推程和回程区段中, 压力角是变化的, 当压力角增至使机构产生自锁时, 称此时的

压力角为临界压力角, 用 α_c 表示。表 41.4-21 列出了凸轮机构受力分析及临界压力角计算公式。

表 41.4-21 推程从动件受力分析及临界压力角计算公式

项目	尖端移动从动件盘形凸轮机构	尖端摆动从动件盘形凸轮机构
受力图		
计算公式	$\alpha_c = \arctan \left[\frac{l_a}{\mu_2 (l_a + 2l_b)} \right] - \varphi_1$	<p>$\alpha + \varphi_1 + \delta + \varphi_2 = \frac{\pi}{2}$ 当 α 增大时, δ 减小, $\delta = 0$ 时的压力角即为临界压力角 α_c $\alpha_c = \frac{\pi}{2} - \varphi_1 - \varphi_2$</p>



续表 41.4-21

项目	尖端移动从动件盘形凸轮机构	尖端摆动从动件盘形凸轮机构
自锁条件	$\alpha \geq \alpha_c$	$\alpha \geq \alpha_c$
说明	φ_1 —从动件与凸轮间的摩擦角 μ_2 —从动件与导路间的摩擦因数 Q —从动件所受总载荷 R —凸轮给从动件的总反力 N_1, N_2 —导轨给从动件的正压力 l_s —从动件导轨长度 l_h —从动悬伸长度	φ_1 —从动件与凸轮间的摩擦角 φ_2 —从动件与转轴 O_2 之间的摩擦角 R —凸轮给从动件的总反力 ρ —摩擦圆半径, $\rho = \frac{4}{\pi} \mu r$ μ —从动件与转轴之间的摩擦因数 r —转轴 O_2 的半径

3.1.2 许用压力角 α_p

在生产实际中, 由于临界压力角与构件间的摩擦状态有关, 并与机构的具体尺寸亦有关, 因而难于准确计算。常根据经验给定许用压力角 α_p 作为设计限制条件。 α_p 值列于表 41.4-22。

表 41.4-22 许用压力角 α_p 值

类别	推程	回程	
		力封闭	形封闭
移动从动件	$\leq 30^\circ$	$\leq 70^\circ \sim 80^\circ$	$\leq 30^\circ$
摆动从动件	$\leq 35^\circ \sim 45^\circ$	$\leq 70^\circ \sim 80^\circ$	$\leq 35^\circ \sim 45^\circ$

注: 1. 移动从动件当要求凸轮尽可能小时, α_p 可用到 45° 或更大些。
 2. 滚子从动件比尖端从动件的 α_p 可稍大些。

最大压力角 α_m 、许用压力角 α_p 和临界压力角 α_c 三者应保持如下关系:

$$\alpha_m \leq \alpha_p < \alpha_c$$

3.1.3 减小压力角的方法

由于压力角的大小直接影响凸轮机构传动时的受力情况, 故在设计凸轮机构时, 应尽可能的减小 α_m 值或提高 α_c 值。

(1) 减小 α_m 的常用方法

1) 增大基圆半径 R_b 采用此法可有效的使压力角减小, 但同时亦增大了机构的尺寸。在凸轮机构无尺寸限制时, R_b 尽可能取大值, 以减小 α_m 值。

2) 从动件适当偏置 由表 41.4-20 滚子从动件盘形凸轮机构压力角计算公式知, 有利的偏

置可使机构压力角减小。设计时适当选取偏心距 e 值, 以达到减小 α_m 的目的。

(2) 提高 α_c 的方法

- 1) 降低摩擦系数 如改滑动摩擦为滚动摩擦、改善润滑条件和选用配对材料等。
- 2) 改变结构尺寸 如增加移动导轨的长度、减小从动件的悬伸长度等。
- 3) 提高构件刚度, 减小运动副间隙。

3.2 凸轮基圆半径 R_b 的确定

盘形凸轮的基圆半径 R_b , 一般是指凸轮理论廓线的最小向径。其值主要受到结构条件、传力条件和强度条件的限制。设计时可根据上述三个条件之一确定 R_b 的初值, 然后进行其它条件的校核。

3.2.1 尖端、滚子移动从动件盘形凸轮机构基圆半径的确定方法

(1) 根据结构条件确定 R_b 的初值

表 41.4-23 列出了凸轮与轴的联接形式。在给定的凸轮轴尺寸后, 可根据表中有关的结构条件确定 R_b 的初值。

(2) 根据传力条件确定 R_b 的初值

在保证传力条件 $\alpha_m \leq \alpha_p$ 的情况下, 为了得到最小的凸轮尺寸, 在设计时常取 $\alpha_m = \alpha_p$ 。具体方法介绍如下:

1) 图解法 该法的优点是能够较直观地给出满足传力条件时的凸轮转动中心的区域。具体求法列于表 41.4-24。

2) 线图法 该法应用的条件是从动件运动

曲线的加速段和减速段相等。具体方法列于表 41.4-25。

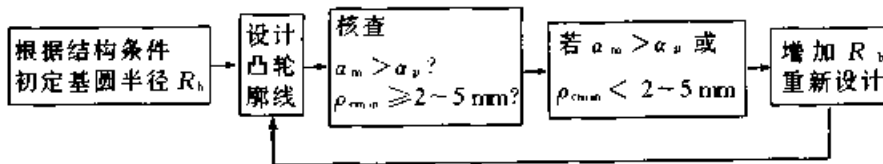
3) 电算法 按给定的从动件运动规律和初选的 R_b 值, 用表 41.4-20 所列压力角计算公式, 计算出从动件运动过程中每一位置的的压力角 α_i , 通过比较求出其中的最大值 α_m , 然后用 α_m 与 α_p 进行比较。当 $\alpha_m \neq \alpha_p$ 时, 根据比较结果调整 R_b 值, 再重新计算和比较。直至 $\alpha_m = \alpha_p$ 为止。调整后的 R_b 值就是满足传力条件的最小基圆半径。计算流程图见图 41.4-1。该法的优点是可避免求解超越方程式。

(3) 根据强度条件确定 R_b 的初值

接触应力与凸轮工作廓线上的曲率半径 ρ_c 的大小有关, 为了降低接触应力, 凸轮工作廓线的最小曲率半径 ρ_{min} 应加以限制, 一般要求 $\rho_{min} \geq 2 \sim 5 \text{ mm}$, 如不满足应加大基圆半径直至满足要求止。

(4) 确定基圆半径 R_b 的流程

1) 方式 1



2) 方式 2

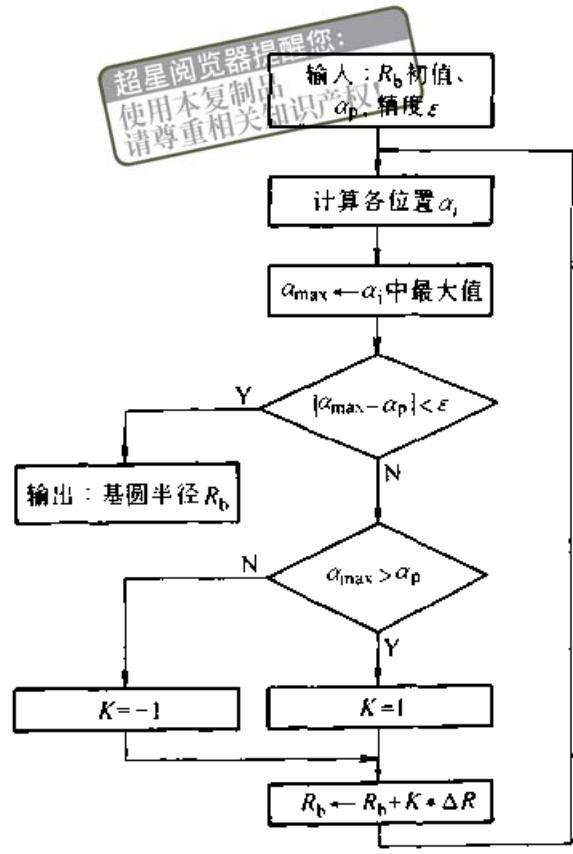
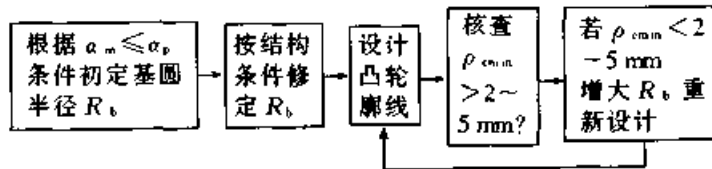


图 41.4-1 计算最小基圆半径的流程图

表 41.4-23 凸轮与轴的联接形式及 R_b 、 R_{min} 值的确定

类别	盘形凸轮			圆柱凸轮
	滚子从动件	平底移动从动件	平底摆动从动件	
简图				
公式	$R_b > R_c + R_r + (2 \sim 5) \text{ mm}$	$R_b > \frac{R_c}{\sin \lambda} + (2 \sim 5) \text{ mm}$	$R_b > R_c + (2 \sim 5) \text{ mm}$	$R_{min} > R_c + (2 \sim 5) \text{ mm}$

续表 41.4-23

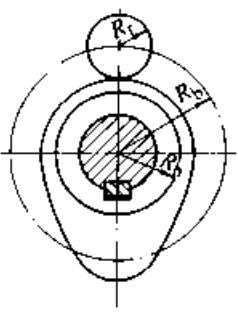
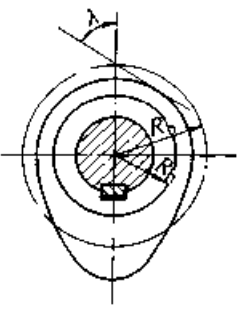
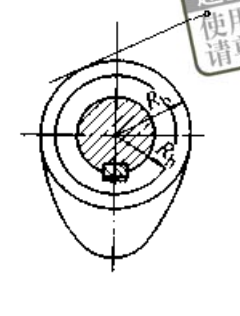
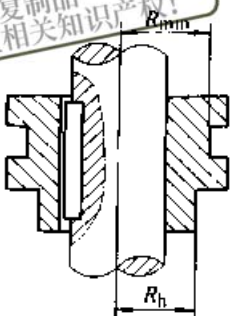
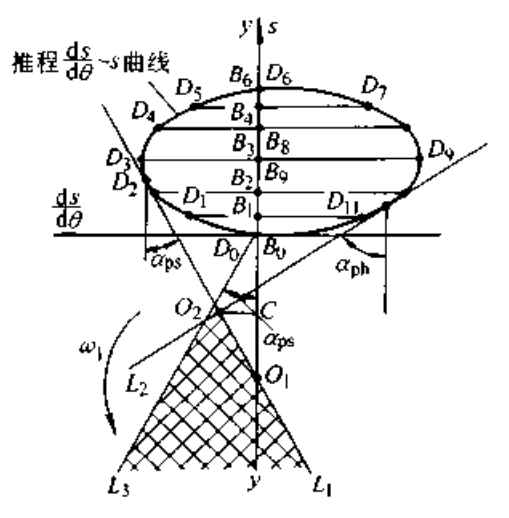
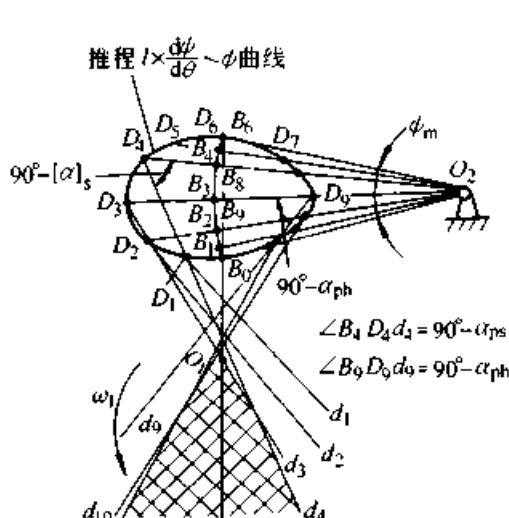
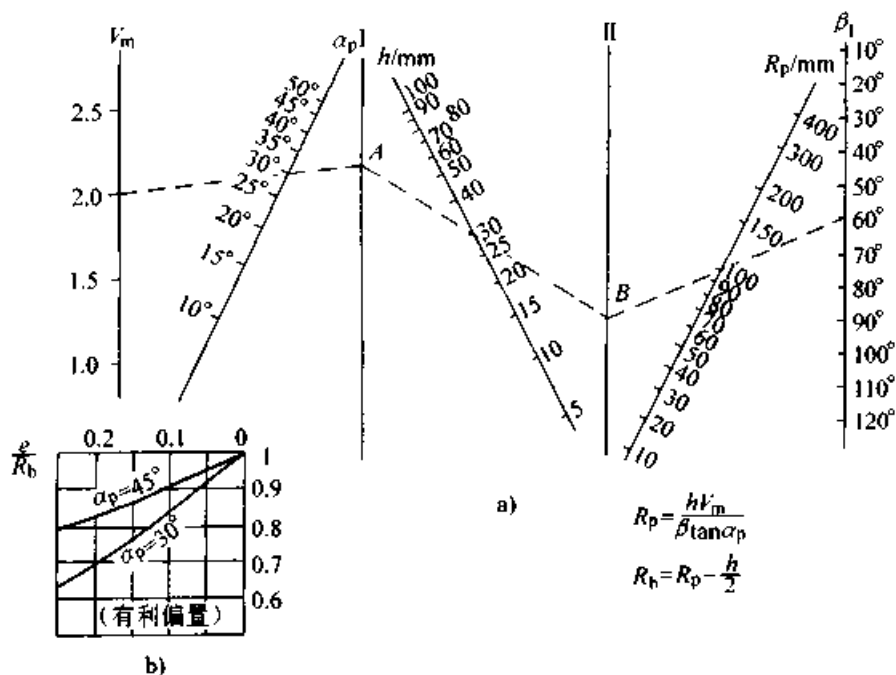
类别	盘形凸轮			圆柱凸轮
	滚子从动件	平底移动从动件	平底摆动从动件	
凸轮装在轴上				
公式	$R_1 > R_2 + R_3 + (2 \sim 5) \text{ mm}$	$R_1 > \frac{R_2}{\sin \lambda} + (2 \sim 5) \text{ mm}$	$R_1 > R_2 + (2 \sim 5) \text{ mm}$	$R_{\text{mm}} > R_h + (2 \sim 5) \text{ mm}$
说明	<p>R_1—凸轮轴半径; R_h—凸轮轮毂半径; λ—平底面与导轨的夹角; $R_2 \approx 1.75 R_1 + (4 \sim 2) \text{ mm}$; R_3—滚子半径; R_{mm}—圆柱凸轮的最小半径; 铸铁凸轮取大值, 钢凸轮取小值</p>			

表 41.4-24 根据 $\alpha_n = \alpha_p$ 图解确定 R_b 的初值

类别	移动从动件盘形凸轮机构	摆动从动件盘形凸轮机构
示图		
已知	$s = s(\theta)$ 线图, 行程 h , 推、回程许用压力角 α_{ps} 、 α_{ph} , 凸轮转向	$\psi = \psi(\theta)$ 线图, 摆杆长度 l , 最大摆角 ψ_m , 推、回程许用压力角 α_{ps} 、 α_{ph} , 凸轮转向
作图步骤	<ol style="list-style-type: none"> 取从动件移动方位为位移 s 坐标, 与 s 坐标垂直的为 $\frac{ds}{d\theta}$ 坐标, 其正向按 s 坐标的正向绕凸轮转向转 90° 将推、回程行程 h 等分, 得各分点 B_0, B_1, \dots, B_6 和 B_7, B_8, \dots, B_{12} 根据已知的 $s = s(\theta)$ 求出类速度 $\frac{ds}{d\theta}$ 	<ol style="list-style-type: none"> 根据已知 $\psi = \psi(\theta)$ 线图求出 $\frac{d\psi}{d\theta}(\theta)$ 线图 将推、回程最大摆角 ψ_m 等分, 得各分点 B_0, B_1, \dots, B_6 和 B_7, B_8, \dots, B_{12}, 并将各分点与 O_2 相连, 即为摆杆在推、回程中的不同位置 将推程 V_2 速度方向按 ω_1 方向转 90°, 图示指向左侧, 则在左侧作推程 $\frac{d\psi}{d\theta} \sim \psi$ 曲线, 即在 O_2B_i 的

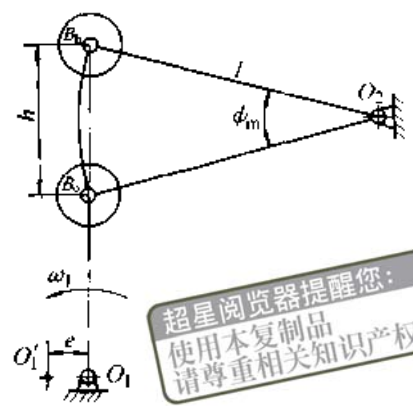
类别	移动从动件盘形凸轮机构	摆动从动件盘形凸轮机构
作图步骤	<p>4. 将推程 V_2 速度按 ω_1 转 90°, 如图指向左侧, 则将推程时的 $\frac{ds}{d\theta} \sim s$ 曲线画在左侧, 得 D_0, D_1, \dots, D_6 诸点。同法将回程时的 $\frac{ds}{d\theta} \sim s$ 画在右侧, 得 D_7, D_8, \dots, D_{12} 诸点</p> <p>5. 用光滑曲线连接 D_0, D_1, \dots, D_{12} 诸点</p> <p>6. 作 $\frac{ds}{d\theta} \sim s$ 曲线推程边切线 L_1 交 s 坐标负方向, 与 s 坐标的夹角为推程许用压力角 α_{ps}。同样作回程边切线 L_2 与 s 坐标的夹角为回程许用压力角 α_{ph}。再以 B_0 点起作射线 L_3 与 s 坐标夹角为推程许用压力角 α_{ps}, 且与 L_1 相交</p> <p>7. 凸轮的转动中心可取在 L_1, L_2 和 L_3 围起的阴影区内。对心安装时 $R_{bmin} = O_1B_0$, 偏置时 $R_{bmin} = O_2B_0$, 偏距 $e = O_2C$</p>	<p>延长线上截取 $B_1D_1 = l \left(\frac{d\psi}{d\theta} \right)$, 得 D_1, D_2, \dots, D_n 诸点, 同法在右侧作回程 $\frac{d\psi}{d\theta} \sim \psi$ 曲线, 即在 O_2B_1 线上截取 $B_1D_1 = l \left(\frac{d\psi}{d\theta} \right)$, 得 D_7, D_8, \dots, D_{12} 诸点</p> <p>4) 过 D_i 点作射线 $D_i d_i$, 且 $\angle B_i D_i d_i = 90^\circ - \alpha_{pi}$。推程 $\alpha_p = \alpha_{ps}$, 回程 $\alpha_p = \alpha_{ph}$, 则凸轮轴心应在这些射线的下方。同时满足推、回程要求, 凸轮轴心应位于 $D_i d_i$ 诸射线围起的阴影区内</p> <p>5) 连 B_0B_n 并延长, 视其为移动从动件导轨中心线, 在此线上取凸轮轴心得对心型凸轮机构, 取在线外则得偏置型凸轮机构。对心型凸轮的最小基圆半径为 $R_{bmin} = O_1B_0$。有利偏置位置的确定原则参见表 41.4-20</p>

表 41.4-25 线图法确定 R_b 初值



类别	移动从动件盘形凸轮机构	摆动从动件盘形凸轮机构
示例求解步骤	<p>已知 从动件运动规律为双停歇正弦加速度, 推程运动角 $\beta_1 = 60^\circ$, 行程 $h = 30$ mm, 最大压力角 $\alpha_m = 30^\circ < \alpha_{ps}$, 偏距 $e = 8.5$ mm 求 R_{bmin}</p>	<p>从动件运动规律为双停歇正弦加速度, 摆杆长度 $l = 90$ mm, 最大摆角 $\psi_m = 20^\circ$, $\alpha_p = 45^\circ$, $\beta_1 = 60^\circ$, 求 R_{bmin}</p>

续表 41.4-25

类别	移动从动件盘形凸轮机构	摆动从动件盘形凸轮机构
示例求解步骤 对心 偏置	1. 由表 41.4-17 查得 No.21 运动曲线最大无因次速度 $V_m = 2$ 2. 在线图中, 将 $V_m = 2$ 和 $\alpha_p = 30^\circ$ 的两点连直线 (如虚线所示), 与直线 I 交于 A 点, 将 A 点与 $h = 30 \text{ mm}$ 的点连直线交 II 线于 B 点。再将 B 点与 $\beta_1 = 60^\circ$ 的点连直线与 R_p 线相交, 由交点得 $R_p = 100 \text{ mm}$, $R_{b\max} = R_p - \frac{h}{2} = 85 \text{ mm}$	 <p style="text-align: center;">超星浏览器提醒您： 使用本复制品 请尊重相关知识产权！</p>
	1. 先根据无偏置处理, 由上求得 $R_b = 85 \text{ mm}$ 2. 再考虑偏置进行修正。计算修正系数 $\frac{e}{R_b} = 0.1$ 3. 根据系数和 α_p 由图 b 查得修正系数 $k = 0.83$ 4. 凸轮基圆半径 $R'_b = R_b \times k \approx 71 \text{ mm}$	1. 将滚子中心轨迹 B_0B_h 所对的弦长近似看作移动从动件的行程 h , 由图知 $h = 2l \sin \frac{\psi_m}{2} = 31.25 \text{ mm}$ 2. 按照对心移动从动件求 R_b 的方法求得 $R_b = 40 \text{ mm}$, 此时凸轮中心位置位于 B_0B_h 弦线的延长线上 3. 如采用偏置, 取 $e = 8.5 \text{ mm}$, 求法与偏置移动从动件方法相同。先求 $\frac{e}{R_b} \approx 0.21$, 再由图 b 查得修正系数 $k = 0.82$, 则 $R'_b \approx 33 \text{ mm}$ 。有利偏置位置的确定原则参见表 41.4-20

3.2.2 尖端、滚子摆动从动件盘形凸轮机构的基圆半径 R_b 、中心距 a 、摆杆长度 l 的确定

由表 41.4-20 摆动从动件压力角 α 和摆杆起始角 ψ_0 计算公式知, 机构尺寸 R_b 、 a 、 l 按同一比例增大或减小, 压力角和起始角均不变。因此影响压力角的因素只取决于它们的相对长度。图 41.4-2 至图 41.4-7 是根据最大压力角 $\alpha_m = 40^\circ$ 建立的选择基圆半径 R_b 和中心距 a 的线图。线图中设定: 摆杆长度为单位长度即 $l/l = l_0 = 1$, $R_b/l = r_0$ 称为基圆半径尺寸系数, $a/l = a_0$ 称为中心距尺寸系数, β_1 为推程运动角, ψ_m 为摆杆最大摆角。线图使用方法, 举例说明如下。

例 设有一摆动从动件盘形凸轮机构。已知凸轮推程运动角 $\beta_1 = 100^\circ$, 从动件的最大摆角 $\psi_m = 55^\circ$, 运动规律为正弦加速度, 凸轮转向与摆杆推程转向相同。根据凸轮轴直径, 凸轮基圆半径不得小于 30 mm 。试确定凸轮尺寸 R_b 、 a 、 l 。

解 由图 41.4-5, 按 $\beta_1 = 100^\circ$, $\psi_m = 55^\circ$ 查图 a 得尺寸系数 $R_0 = 0.64$, $a_0 = 1.14$, $l_0 = 1$

根据实际结构情况, 选基圆半径 $R_b = 32 \text{ mm}$, 则尺寸的放大倍数

$$\mu = R_b / r_0 = 32 / 0.64 = 50$$

故相应的中心距 a 和摆杆长度 l 分别为

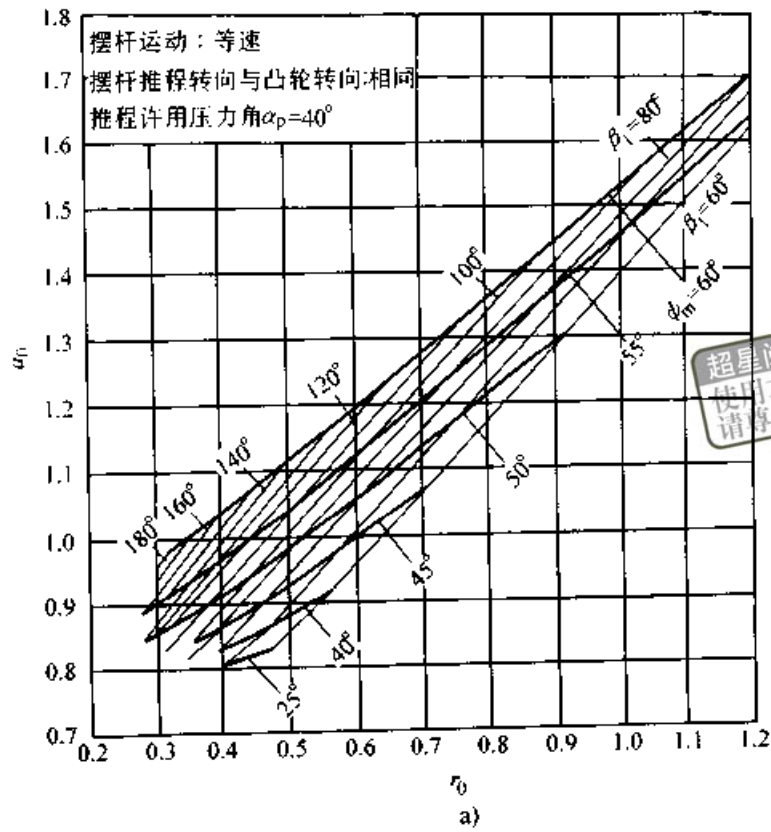
$$a = \mu a_0 = 57 \text{ mm}$$

$$l = \mu l_0 = 50 \text{ mm}$$

3.2.3 平底从动件盘形凸轮机构基圆半径 R_b 的确定

平底从动件凸轮机构的传力条件因压力角是常数易于满足。故 R_b 应由结构条件和强度条件来确定。根据结构条件确定时, 除满足表 41.4-23 中有关条件外, 还应满足凸轮的工作廓线外凸, 即廓线曲率半径 $\rho_c > 0$ 。而强度条件亦与 ρ_c 有关, 故设计时应着眼于最小曲率半径。用解析法设计时, 可用表 41.4-35 中给出的相应公式。用图解法设计时, 求解步骤列于表 41.4-26。亦可从图 41.1-8 查得。

$R_{l_0} - \rho_{c\min} = 0$ 时的基圆半径 $R_b = R_{b_0} + \rho_{c\min}$, $\rho_{c\min}$ 根据工作要求自由选定。



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

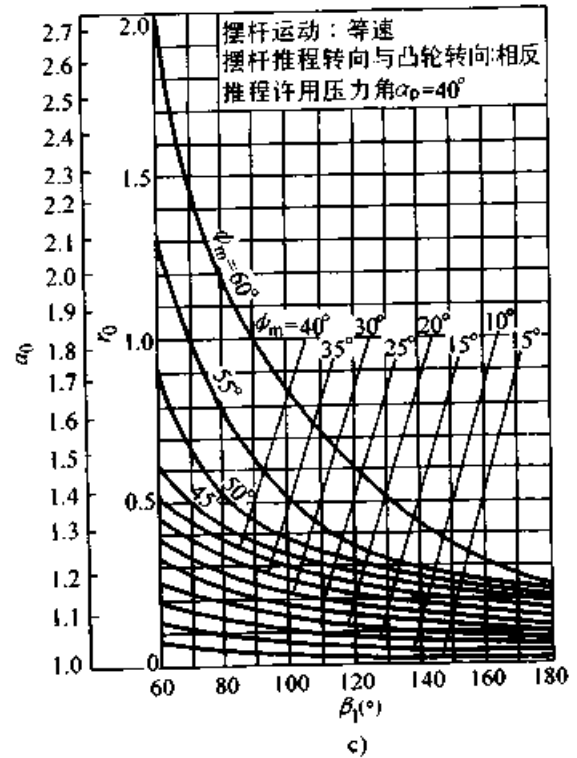
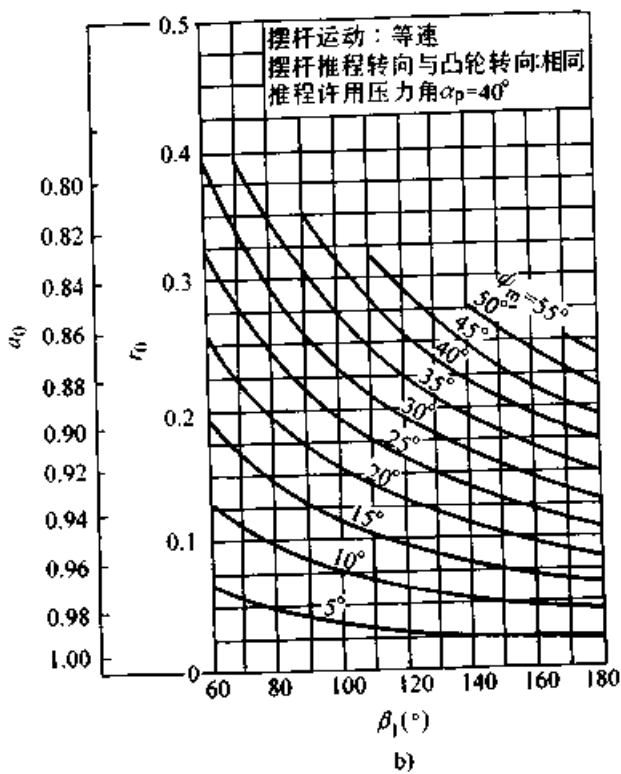


图 41.4-2 摆杆作等速运动的 r_0 - a_0 线图

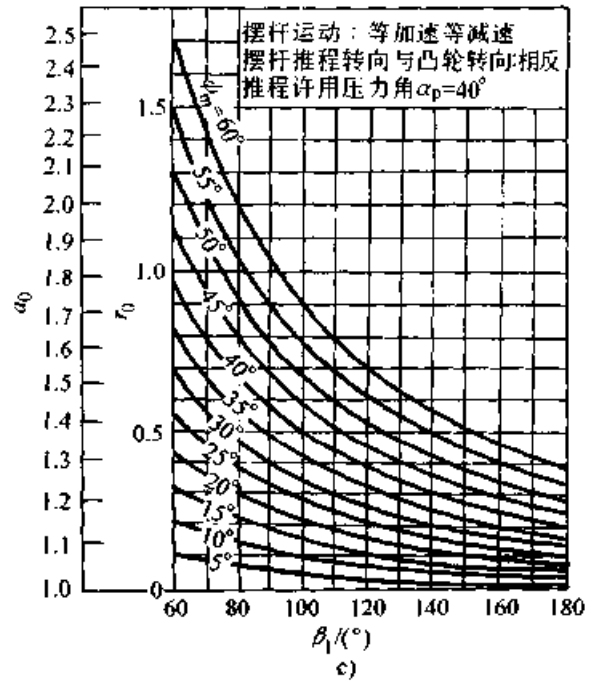
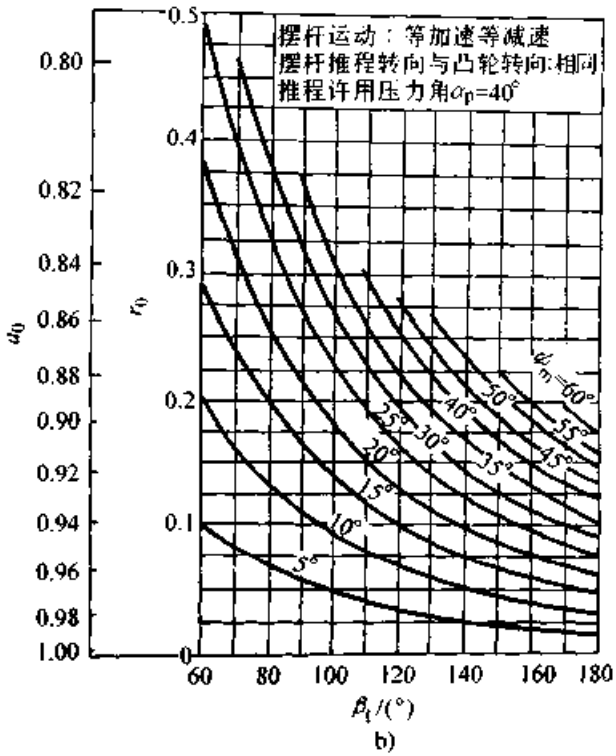
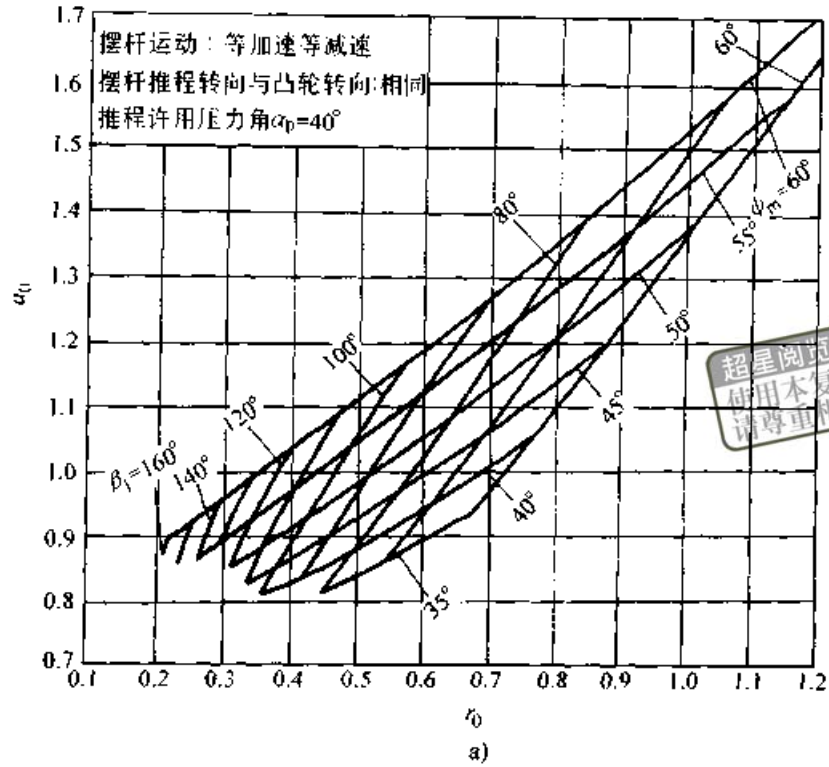
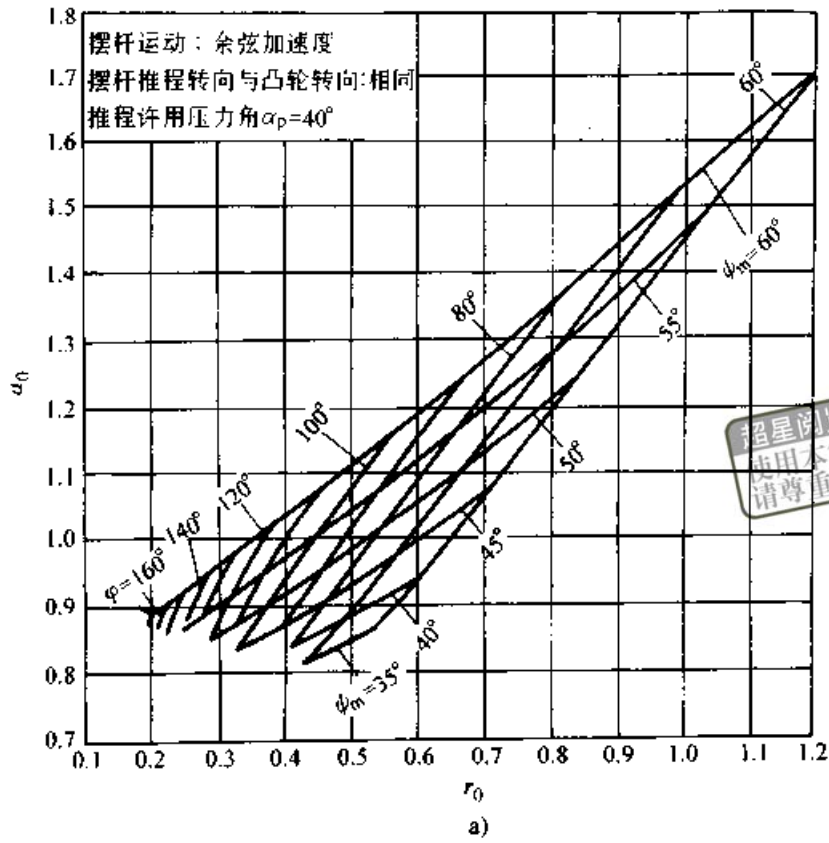


图 41.4-3 摆杆作等加速等减速运动的 r_0 - α_p 线图



超星浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

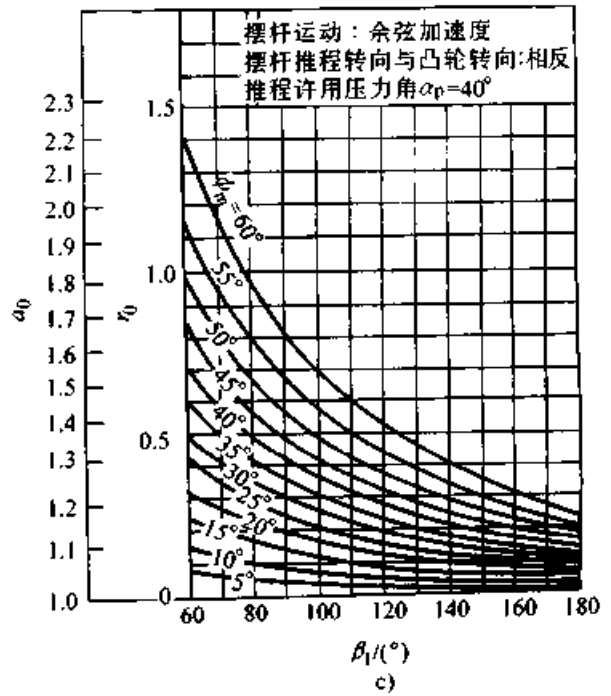
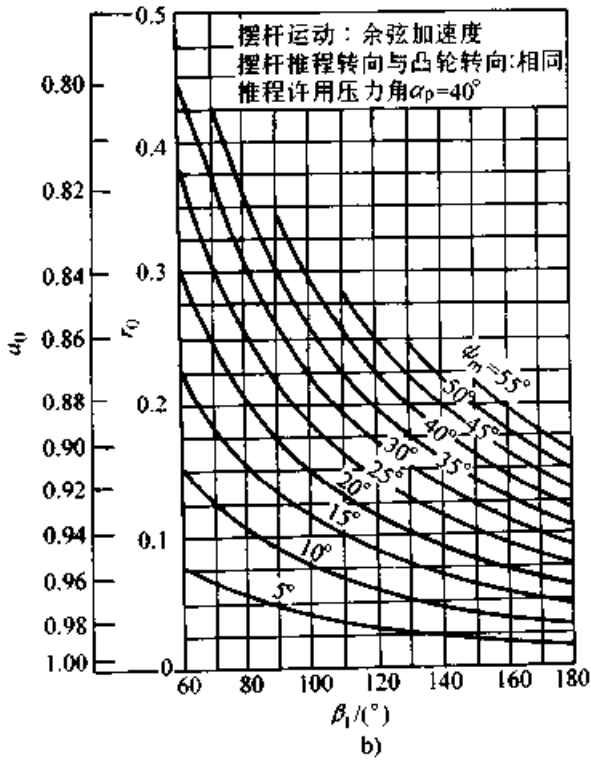


图 41.4.4 摆杆作余弦加速度运动的 $r_0 - \alpha_p$ 线图

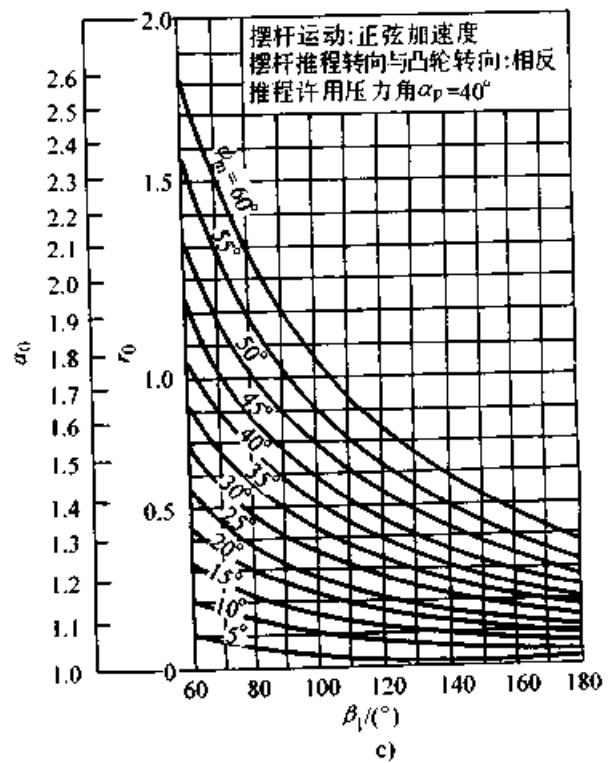
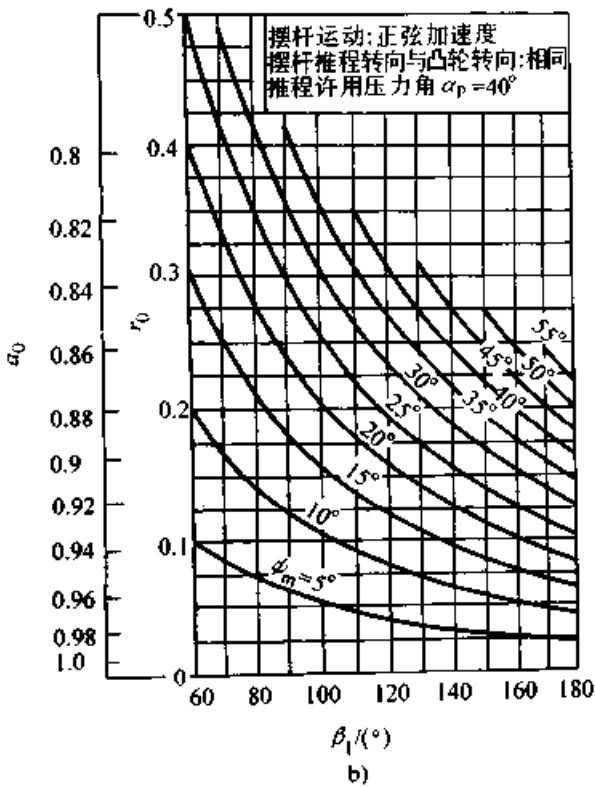
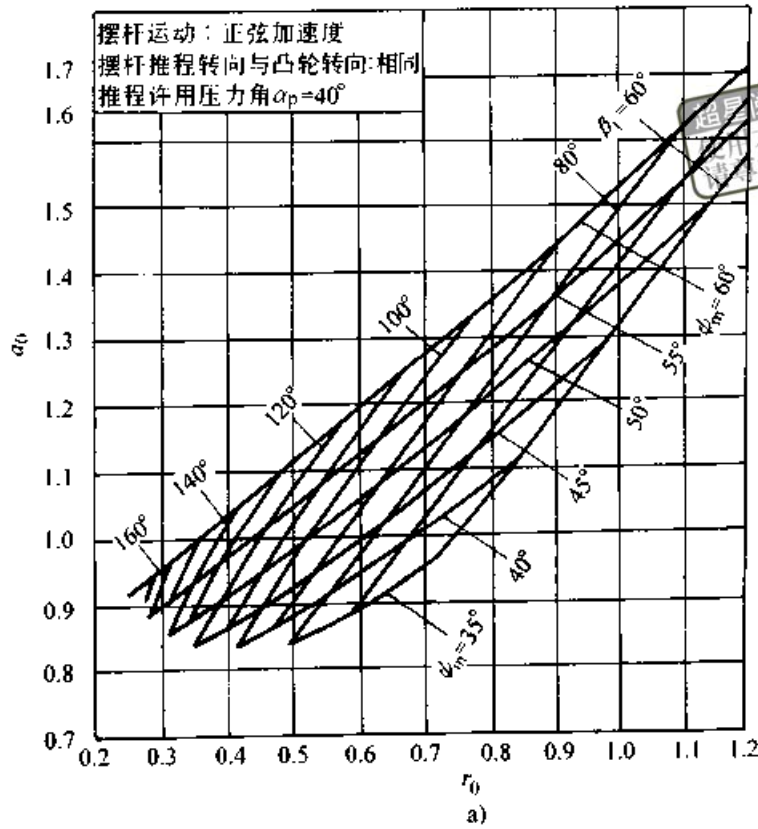


图 41.4-5 摆杆作正弦加速度运动的 r_0 、 a_0 线图

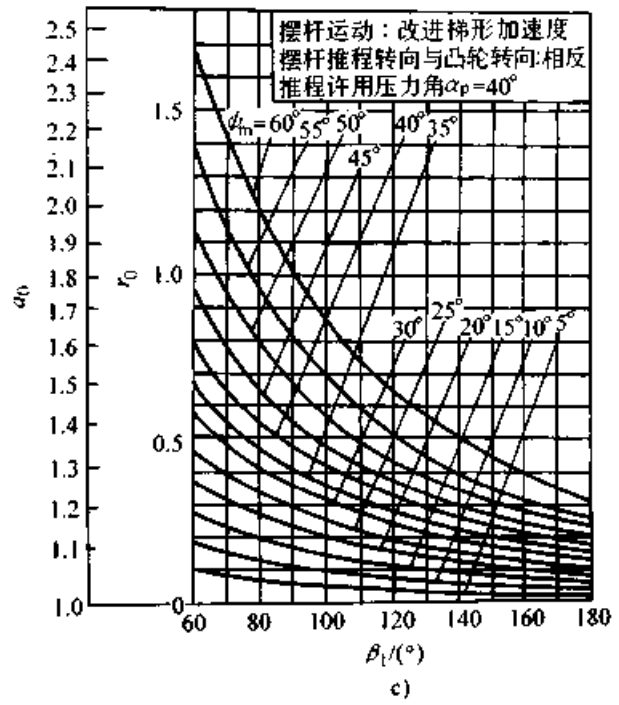
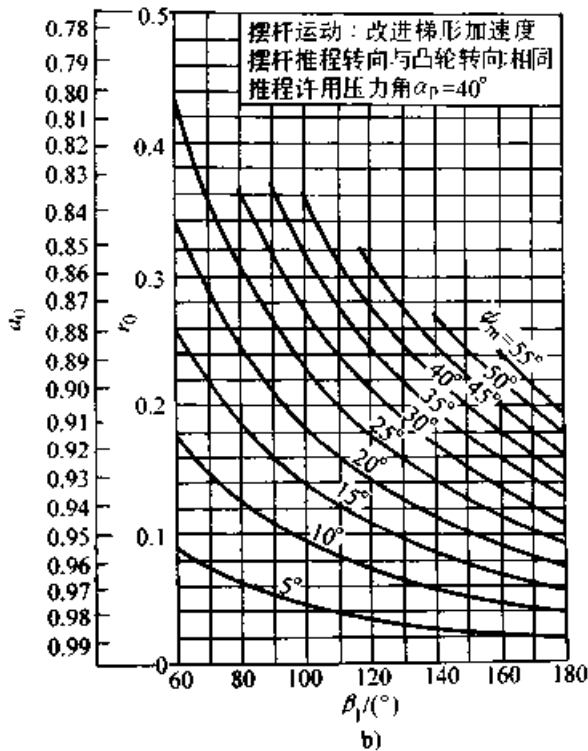
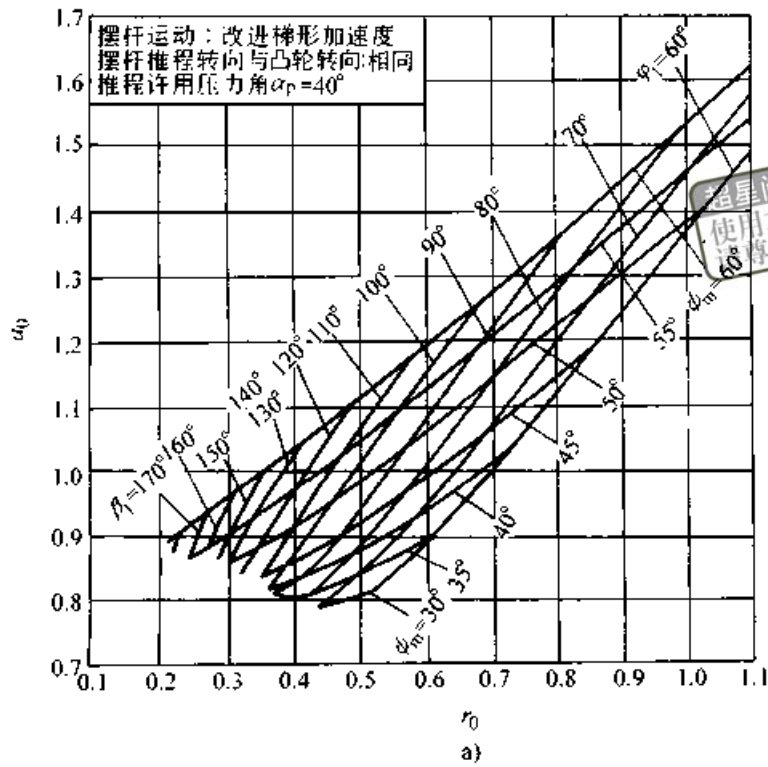


图 41.4-6 摆杆作改进梯形加速度运动的 r_0 - α_0 线图

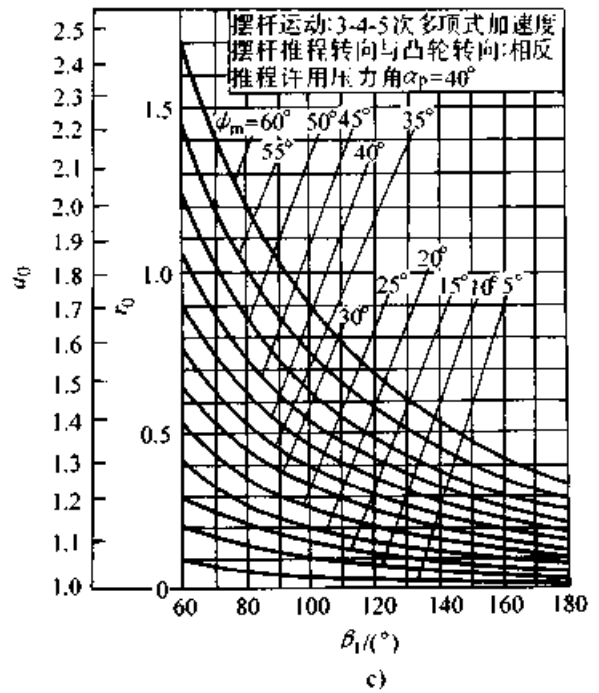
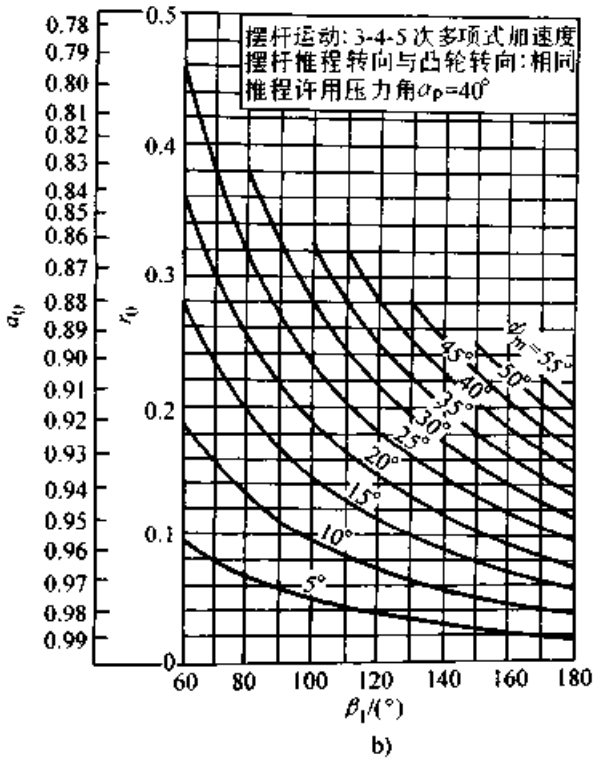
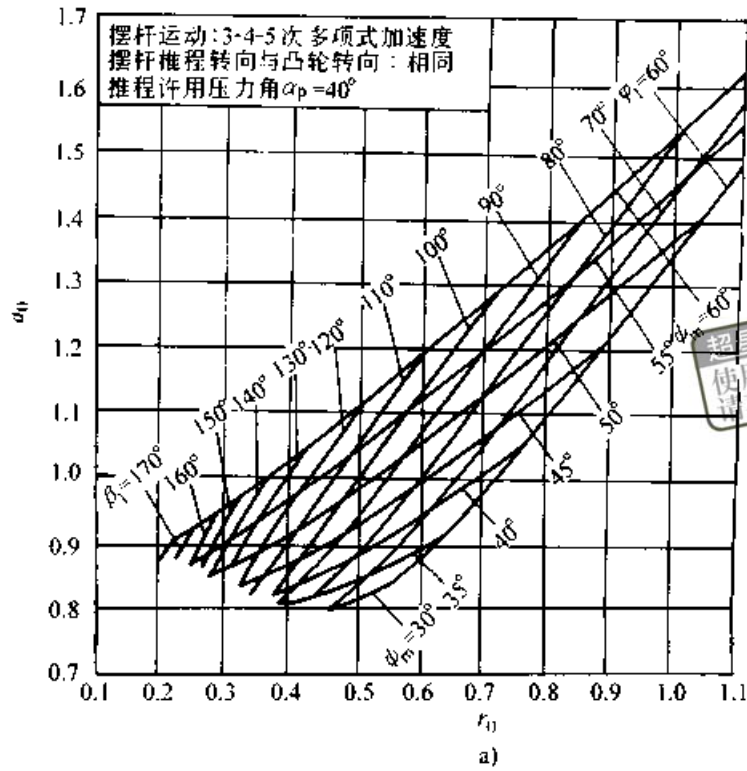


图 41.4-7 摆杆作 3-4-5 次多项式运动的 r_0 - a_0 线图

表 41.4-26 图解法确定平底从动件凸轮基圆半径 R_b

示 图	已知 从动件的运动规律 $s = s(\theta)$
	<p>步骤:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 以位移方向为 s 坐标, 与其垂直的方向为类加速度 $\frac{d^2s}{d\theta^2}$ 坐标 2. 根据 $s = s(\theta)$ 运动规律, 按 1:1 的比例作出 $\frac{d^2s}{d\theta^2} - s$ 曲线 3. 作 45° 直线切于 $\frac{d^2s}{d\theta^2} - s$ 曲线的负边, 并交 s 坐标轴于 B 点 4. 取 $R_{b\min} > OB$

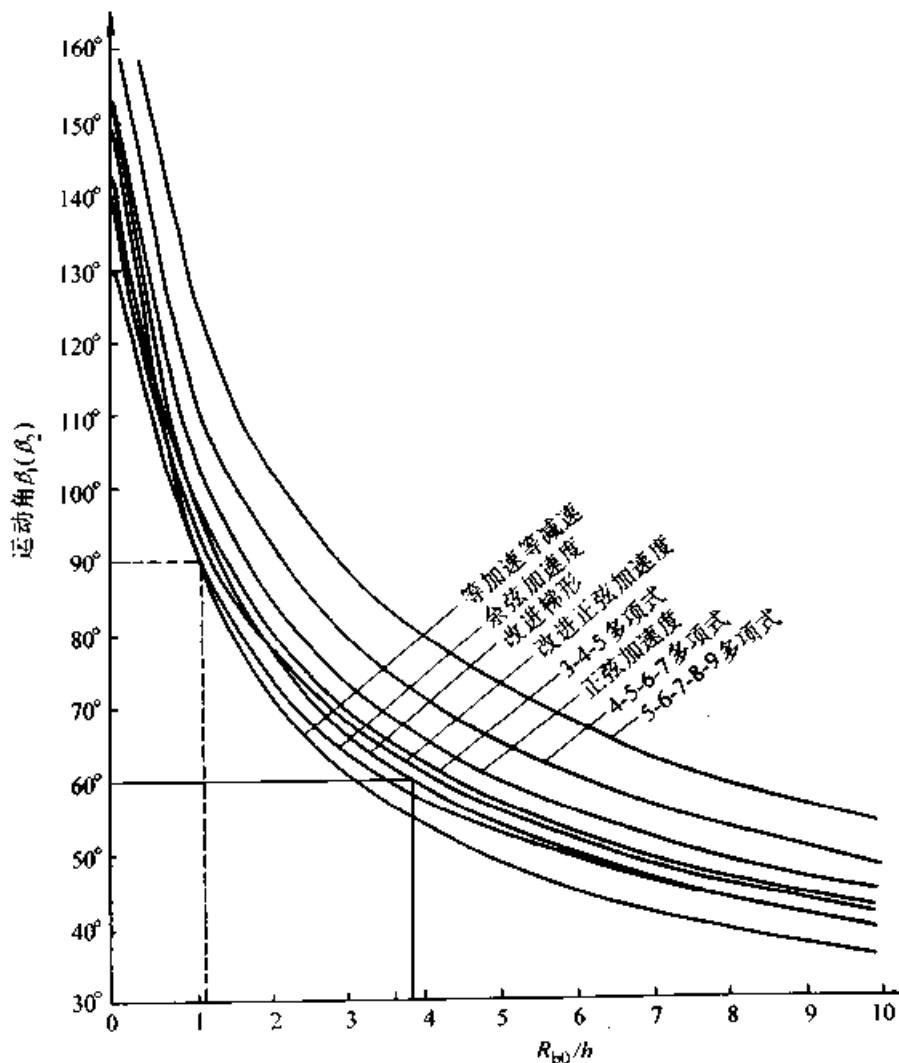


图 41.4-8 移动直角平底从动件凸轮机构 $R_b - \beta_1 (\beta_2)$ 线图

例 对心垂直平底移动从动件盘形凸轮机构, 已知从动件推程按余弦加速度规律运动, $h = 20 \text{ mm}$, $\beta_1 = 90^\circ$, $\rho_{\min} = 30 \text{ mm}$ 。求 R_b 应多

大。

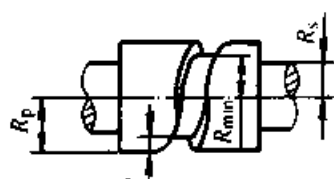
解 过纵坐标 $\beta_1 = 90^\circ$ 处作水平线, 交余弦加速度曲线, 再过其交点作铅垂线交横坐标, 横

坐标约为 1.15, 故 $R_{b0} = 1.15 \times 20 \text{ mm} = 23 \text{ mm}$,
 $R_p = 23 \text{ mm} + 30 \text{ mm} = 53 \text{ mm}$.

圆柱凸轮的最小半径是指工作表面沟槽的半径, 推荐按表 41.4-27 所列公式计算。

3.2.4 圆柱凸轮最小半径 R_{\min} 的确定

表 41.4-27 圆柱凸轮最小半径 R_{\min} 的确定

简 图	计 算 公 式
	圆柱体外圆半径 $R_p = f \frac{h}{\beta_1}$ 式中 h —行程, β_1 —推程运动角 f —凸轮尺寸系数 $f = \frac{1}{\tan \alpha_m} \frac{\beta_1}{h} \left(\frac{ds}{d\theta} \right)_{\max}$

常用运动规律的凸轮尺寸系数

运动规律名称	等 速	等加速等减速	余弦加速度	正弦加速度	五次多项式
凸轮尺寸系数 f	$\frac{1}{\tan \alpha_m}$	$\frac{2}{\tan \alpha_m}$	$\frac{\pi/2}{\tan \alpha_m}$	$\frac{2}{\tan \alpha_m}$	$\frac{1.74}{\tan \alpha_m}$

说明 首先将 f 计算式中的 α_m 用 α_p 代入, 求得 $\alpha_m = \alpha_p$ 的 f 值。再将 f 值代入计算 R_p 公式, 求得满足 $\alpha \leq \alpha_p$ 的圆柱凸轮外圆半径 R_p , 则圆柱凸轮的最小半径 $R_{\min} = R_p - t$, t —槽深。
 如圆柱凸轮的圆柱直径较小, 而滚子宽度又较大, 为保证工作时 $\alpha \leq \alpha_p$, 取 $R_{\min} = R_p$, 则圆柱凸轮实际外圆半径 $R'_p = R_p + t$

3.3 凸轮廓线的曲率半径

凸轮廓线的曲率半径是选择滚子从动件滚子半径的主要依据, 亦是进行接触强度计算时的重要参数。曲率半径的计算公式, 视凸轮廓线方程式表达方式不同, 有三种形式列于表 41.4-28。

表 41.4-28 曲率半径表达式

凸轮廓线数学方程式表达形式	曲率半径计算公式
参数形式 $x = x(\varphi)$ $y = y(\varphi)$	$\rho = \frac{(x^2 + y^2)^{3/2}}{xy - x'y'}$ $\dot{x} = \frac{dx}{d\varphi} \quad \dot{y} = \frac{dy}{d\varphi}$
直角坐标形式 $y = y(x)$	$\rho = \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''}$ $\dot{y} = \frac{dy}{dx} \quad \ddot{y} = \frac{d^2y}{dx^2}$
极坐标形式 $R = R(\theta)$	$\rho = \frac{(R^2 + R'^2)^{3/2}}{R^2 + 2R'^2 - RR''}$ $\dot{R} = \frac{dR}{d\theta}$

曲率半径的确定方法有下列三种。

1) 解析法 当给定从动件的运动规律和机构结构尺寸时, 可应用表 41.4-35 所列公式编写计算程序, 通过计算机算出理论廓线和工作廓线上任一点的曲率半径。

2) 图解法 在给出凸轮理论廓线或工作廓线时, 可用三圆法近似确定廓线上某一点的曲率半径。具体作法列于表 41.4-29。

3) 线图法 表 41.4-30 列出了对心滚子移动从动件盘形凸轮机构凸轮理论廓线上最小曲率半径 ρ_{\min} 和基圆半径 R_b 的关系图。

3.4 从动件滚子半径和平底尺寸的确定

3.4.1 滚子半径的确定

滚子半径与凸轮理论廓线、工作廓线上的曲率半径 ρ_c 、 ρ 之间的关系, 及滚子半径的选择列于表 41.4-31。

3.4.2 平底尺寸的确定 (表 41.4-32)

3.5 移动从动件支承宽度 B 的确定 (表 41.4-33)




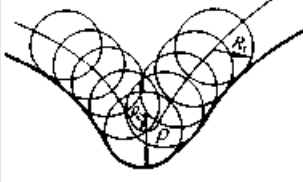
表 41.4-29 图解法求凸轮廓线曲率半径

示 图	作 图 步 骤
	<ol style="list-style-type: none"> 1. 根据曲线的弯曲程度用目测法估计 ρ_{\min} 所在的位置, 如图中 E 点 2. 以 E 点为圆心, 任选一较小半径 r 画圆, 交廓线于 F、G 两点 3. 分别以 F、G 两点为圆心, 以同样半径 r 画圆, 三个圆分别相交于 H、I、J、K 四点 4. 连 H、I 两点和 J、K 两点, HI、JK 两线延长线相交于 D 点。则 D 点近似为凸轮廓线 mm 上 E 点的曲率中心, 曲率半径 $\rho_E \approx DE$

表 41.4-30 基圆半径 R_b 与曲率半径 ρ_{\min} 关系线图及使用

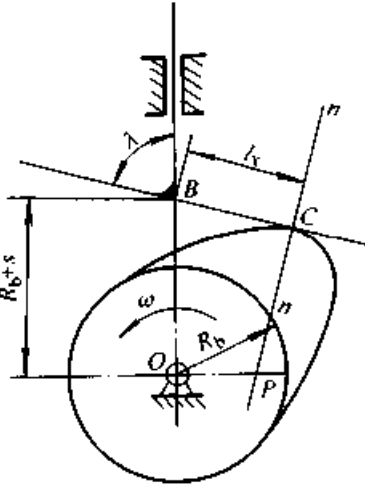
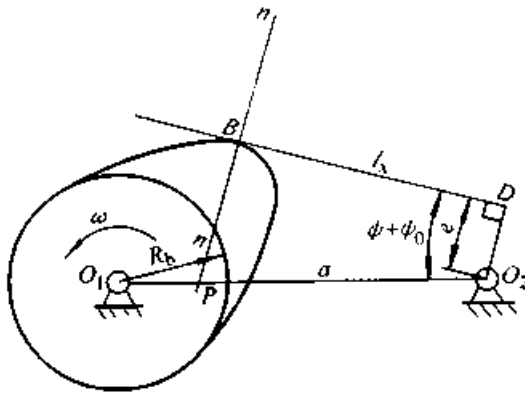
等加速等减速运动规律 ρ_{\min} 线图	余弦加速度运动规律 ρ_{\min} 线图
正弦加速度运动规律 ρ_{\min} 线图	示 例
	<p>已知 从动件推程按余弦加速度运动规律运动, $h = 15 \text{ mm}$, $\beta_1 = 60^\circ$, $R_b = 54 \text{ mm}$, 求 ρ_{\min}</p> <p>解 过纵坐标 $R_b/h = 54/15 = 3.6$ 处作水平线交 $\beta_1 = 60^\circ$ 曲线, 过其交点作铅垂线交横坐标, 横坐标约为 2.3。故 $\rho_{\min} = 2.3h = 34.5 \text{ mm}$</p> <p>若已知 $\rho_{\min} = 54 \text{ mm}$, 求 R_b。由 $\rho_{\min}/h = 3.5$ 反向作图, $R_b = 5.2h = 78 \text{ mm}$</p>

表 41.4-31 滚子半径与曲率半径的关系及推荐值

		外凸形		内凹形
盘形凸轮廓线图				
		$\rho_c > R_r$	$\rho_c = R_r$	$\rho_c < R_r$
关系式	$\rho = \rho_c \mp R_r$ (“-”用于外凸, “+”用于内凹) ρ_c —理论廓线曲率半径, ρ —工作廓线曲率半径, R_r —滚子半径			
分析	$\rho_c > R_r$ $\rho > 0$ 工作廓线存在	$\rho_c = R_r$ $\rho = 0$ 工作廓线形成尖点, 易磨损, 磨损后产生运动失真	$\rho_c < R_r$ $\rho < 0$ 工作廓线相交而产生干涉, 干涉部分加工时, 被切去, 产生运动失真现象	$\rho = \rho_c + R_r$ 不论 R_r 大小, 工作廓线均不会产生尖点和干涉问题
	滚子半径取值	保证运动不失真, 并具有一定的接触强度, 取 $R_r \leq 0.8\rho_{\min}$ 考虑凸轮机构的合理性, 取 $R_r \leq 0.4R_b$ 考虑滚子结构的合理性及滚子的强度, 取 $R_r \geq (2\sim 3)R_s$ R_s —滚子轴半径		

超星阅读器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

表 41.4-32 平底尺寸及推杆偏心距 e 的确定

		移动从动件	摆动从动件
机构简图			
	平底长度	推程 $l_s = \left \frac{ds}{d\theta} \sin\lambda + (R_b + s) \cos\lambda \right _{\max}$ 回程 $l_h = \left \frac{ds}{d\theta} \sin\lambda + (R_b + s) \cos\lambda \right _{\max}$ 平底长度 $l_{\min} = l_s + l_h = 2l_{\max}$ 一般取 $l = 2l_{\max} + (10\sim 15) \text{ mm}$ l_{\max} 是指 l_s, l_h 中最大者 $\lambda = 90^\circ$ 时所求为垂直平底尺寸	$l_r = \frac{a \cos(\phi + \psi_0)}{1 - d\phi/d\theta}$ $l = l_{\max} + (10\sim 15) \text{ mm}$ $\psi_0 = \arcsin\left(\frac{R_b - e}{a}\right)$

	移动从动件	摆动从动件
偏距 e 及其位置确定	$e = N \left(\frac{l_s - l_h}{2} \right)$ <p>N—凸轮转向系数, 顺时针转为 -1, 逆时针转为 $+1$</p> <p>$N = +1$ 时 当 $l_s > l_h$, $e > 0$, 杆偏左 当 $l_s < l_h$, $e < 0$, 杆偏右</p> <p>$N = -1$ 时 当 $l_s > l_h$, $e < 0$, 杆偏左 当 $l_s < l_h$, $e > 0$, 杆偏右</p>	
说明	移动从动件偏置较对心的受力情况好, 减小力作用线与导路间的距离可提高机械效率, 避免自锁现象的发生	

表 41.4-33 移动从动件支承宽度 B

	滚子从动件	平底从动件
	$B \geq 0.2 (h + R_f)$	$B > 0.1h$

h —行程, R_f —滚子半径

4 凸轮廓线设计

4.1 图解法设计凸轮廓线

对精度要求不高的低速凸轮机构, 可用反转

法原理图解设计凸轮廓线。设计时, 先按尖端从动件设计出凸轮的理论廓线 (对尖端从动件即是工作廓线), 再按从动件端部的具体形状, 包络出工作轮廓曲线, 表 41.4-34 列出了几种不同类型的凸轮机构凸轮廓线的图解设计方法。

表 41.4-34 图解法设计凸轮廓线

类别	偏置滚子移动从动件盘形凸轮机构凸轮廓线设计
图解图形	

续表 41.4-34

类别	偏置滚子移动从动件盘形凸轮机构凸轮廓线设计
已知	$s = s(\theta)$, h , 从动件导路偏置于凸轮轴心左侧, 偏距为 e , R_b , R_r 和凸轮转向
作图步骤	<p>1. 取比例尺 μ_1 作凸轮与从动件相对位置图, 即任取一点 O 作为凸轮回转中心, 以 O 为圆心以 R_b, e 为半径, 分别作基圆和偏距圆。选定从动件的起始位置与偏距圆相切于 K_0 点, 与基圆相交于 B_0 点, B_0 点即是尖端从动件的尖端, 也就是滚子从动件的滚子中心</p> <p>2. 等分 $s-\theta$ 曲线横坐标轴, 如图示 12 等分。将偏距圆从 K_0 点开始, 按 $-\omega$ 方向作与 $s-\theta$ 曲线相同分点, 并自各分点作偏距圆的切线, 各切线分别与基圆相交, 得交点 $A_0, A_1, A_2, \dots, A_{12}$</p> <p>3. 在各分点的切线上分别截取长度 $A_0B_0 = 0, A_1B_1 = 11' \times \mu_s / \mu_1, A_2B_2 = 22' \times \mu_s / \mu_1, \dots$ 得 B_0, B_1, B_2, \dots 等点</p> <p>4. 用光滑曲线连接 B_0, B_1, B_2, \dots 诸点, 该曲线即尖端从动件凸轮工作轮廓曲线, 也就是滚子从动件凸轮的理论轮廓曲线</p> <p>5. 以理论轮廓上的点为圆心, R_r 为半径画一系列滚子圆, 并作滚子圆的内包络线, 所得曲线即为滚子从动件凸轮的工作轮廓曲线</p>

类别	滚子摆动从动件盘形凸轮机构凸轮廓线设计
图解图形	

已知	$\psi = \psi(\theta)$, 中心距 a , 摆杆长 l , 基圆半径 R_b , ψ_m 和凸轮转向
作图步骤	<p>1. 取比例尺 μ_1 作凸轮与从动件相对位置图, 即任取一点 O 为凸轮回转中心, 以 O 为圆心, R_b, a 为半径, 分别作基圆和中心圆。在中心圆上取 A_0 点为摆杆的摆动中心, 以 A_0 点为圆心 l 为半径作圆弧, 交基圆于 B_0 点 (如要求从动件逆时针摆动, 则 B_0 点取在 OA_0 左侧, 反之取在 OA_0 右侧), 连 A_0B_0 它便是从动件的起始位置</p> <p>2. 等分 $\psi-\theta$ 曲线中推程和回程区间的横坐标轴, 如图 8 等分。将中心圆自 A_0 点开始以 $-\omega$ 方向分成与 $\psi-\theta$ 曲线中横坐标相应的区间和等分, 得 A_1, A_2, \dots 等点, 再以这些点为圆心 l 为半径作圆弧分别与基圆相交于 B'_1, B'_2, \dots 得线段 $A_1B'_1, A_2B'_2, \dots$</p> <p>3. 自线段 $A_1B'_1, A_2B'_2, \dots$ 分别作 $\psi_1 = 11' \times \mu_\psi, \psi_2 = 22' \times \mu_\psi, \dots$ (或分别量弧长 $\widehat{B_1B'_1} = l\psi_1, \widehat{B_2B'_2} = l\psi_2, \dots$) 得线段 A_1B_1, A_2B_2, \dots</p>

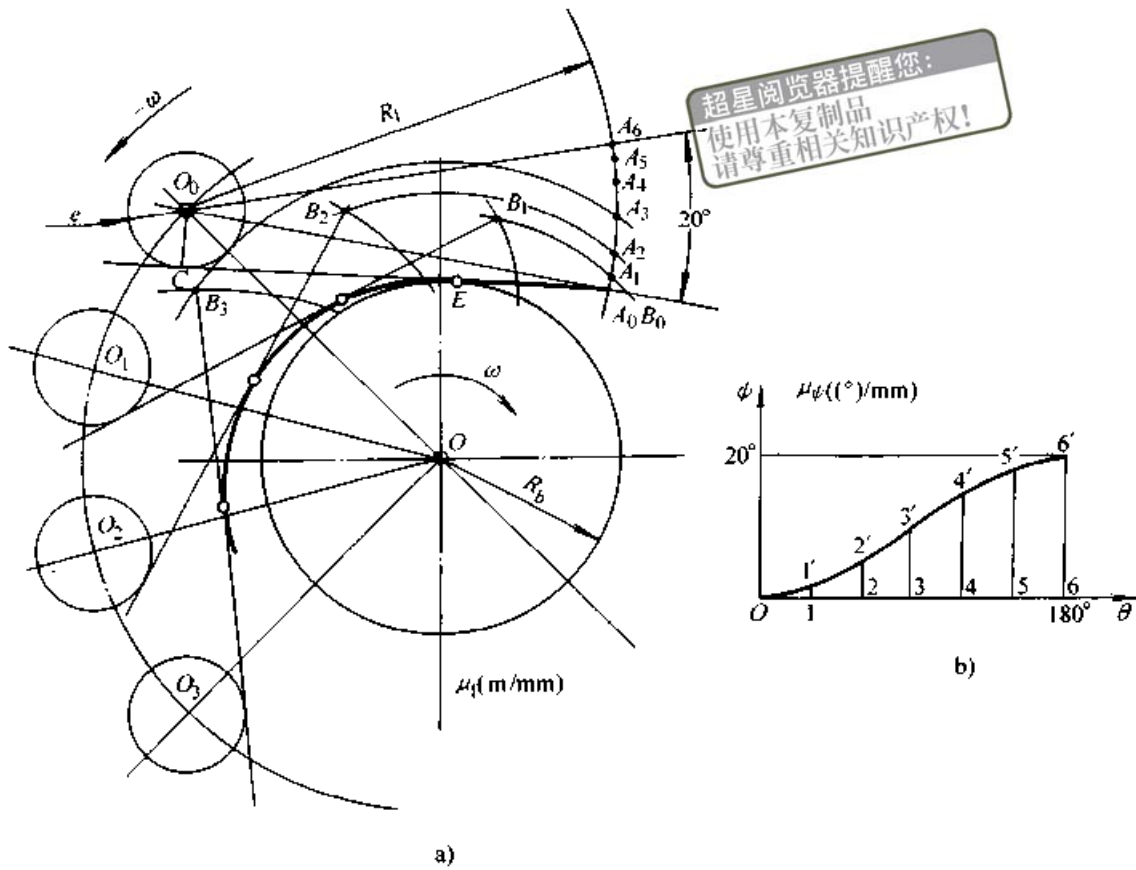
类别 滚子摆动从动件盘形凸轮机构轮廓线设计

作图步骤

4. 用光滑曲线连接 B_0, B_1, B_2, \dots 诸点, 该曲线即为尖端从动件凸轮的工作廓线, 也就是滚子从动件凸轮的理论廓线
5. 以理论廓线上的点为圆心, R_1 为半径画一系列滚子圆, 并作其内包络线, 该曲线即为凸轮的工作廓线

类别 平底摆动从动件盘形凸轮机构凸轮廓线设计

图解图形



超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

已知 $\psi = \psi(\theta), \psi_m, R_b, a$. 平底偏距 e 和凸轮转向, ($\psi-\theta$ 曲线只画了回程)

作图步骤

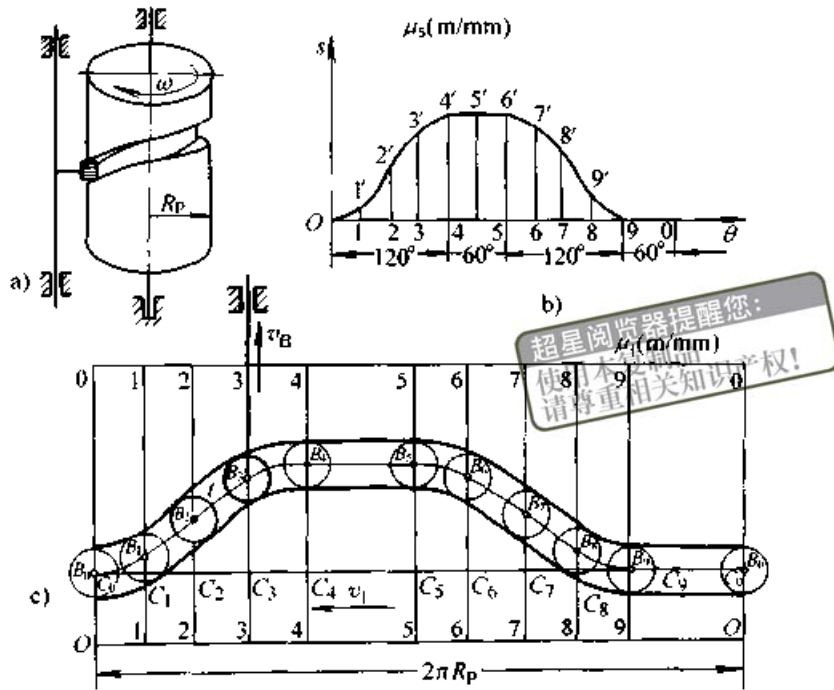
1. 取 μ_1 比例尺作凸轮与从动件的相对位置, 即任取一点 O 作凸轮回转中心, 以 O_1 为圆心, 取 R_b, a 为半径分别作基圆和中心圆。在中心圆上任取一点 O_0 作为摆杆的转动中心, 以 O_0 为圆心、 e 为半径作偏距圆, 并作偏距圆与基圆的内公切线, O_0CE 即为从动件平底的起始位置
2. 对 $\psi-\theta$ 曲线横坐标作分段等分, 如图示为 6 等分 (回程未画)
3. 以 O_0 为圆心, 任取 R 为半径作圆弧与平底位置 O_0CE 交于 A_0 点。以 O_0A_0 为边作摆角 ψ_m 。以 O_0A_0 为起始边, 作 ψ_m 的分角, 使 $\psi_1 = 11' \times \mu_\psi, \psi_2 = 22' \times \mu_\psi, \dots, \psi_6 = 66' \times \mu_\psi$, 在 R 圆弧上得分点 $A_0, A_1, A_2, \dots, A_6$ 诸点
4. 以 O_0 点为起始点, 按 $-\omega$ 方向分段等分中心圆, 等分数与 $\psi-\theta$ 曲线横坐标相对应, 在中心圆上得分点 O_1, O_2, O_3, \dots (图上画了一部分)。以 O_1, O_2, O_3, \dots 为圆心, e 为半径作偏距圆
5. 以凸轮回转中心 O 为圆心, OA_0, OA_1, OA_2, \dots 为半径作一系列圆弧, 与相应的以 $O_0, O_1, O_2, O_3, \dots$ 为圆心, R 为半径所作圆弧相交于 $B_0, B_1, B_2, B_3, \dots$ 诸点。过 $B_0, B_1, B_2, B_3, \dots$ 点作对应位置 $O_0, O_1, O_2, O_3, \dots$ 处偏距圆的切线, 即为从动件平底的相应位置。作诸平底位置的内包络线, 该曲线即为凸轮的工作廓线 (图中只画了一部分)

续表 41.4-34

类别

滚子移动从动件圆柱凸轮机构凸轮廓线设计

图解图形



超星阅读器提醒您：
使用本阅读器时，请尊重相关知识产权！

已知

$s = s(\theta)$, R_p , 凸轮圆柱半径 R_p , 和凸轮转向

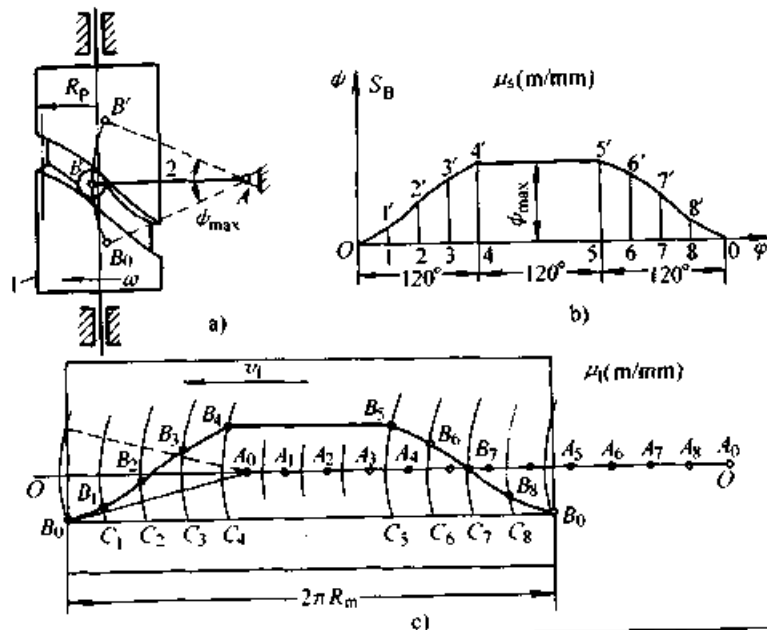
作图步骤

1. 取 μ_l 比例尺，以 $2\pi R_p$ 为底边作一矩形，表示展开后的以 R_p 为半径的圆柱面，形似移动凸轮，移动速度 $v_1 = R_p \omega$
2. 对 $s-\theta$ 曲线横坐标分段等分，如图示
3. 作 $B_0 B_0$ 线定为从动件的起始位置，按 $-v_1$ 方向将矩形底边 OO 分段等分与 $s-\theta$ 曲线横坐标相同。等分线与 $B_0 B_0$ 线分别相交得分点 C_1, C_2, \dots 诸点
4. 截取线段 $C_1 B_1 = 11' \times \mu_s / \mu_l$, $C_2 B_2 = 22' \times \mu_s / \mu_l$, \dots 得 B_1, B_2, \dots 诸点。用光滑曲线连接 B_0, B_1, B_2, \dots 诸点，该曲线即为圆柱凸轮展开图的理论廓线
5. 以理论廓线上的点为圆心， R_p 为半径画一系列滚子圆，并作滚子圆的上、下两条包络线，该包络线即为圆柱凸轮展开图的工作廓线

类别

滚子摆动从动件圆柱凸轮机构凸轮廓线设计

图解图形



类别	滚子摆动从动件圆柱凸轮机构凸轮廓线设计
已知	$\psi = \psi(\theta)$, R_r , 凸轮圆柱半径 R_0 , 摆杆长度 l , 摆角 ψ_m 和凸轮转向
作图步骤	<ol style="list-style-type: none"> 1. 取 μ_1 比例尺, 作圆柱面展开图矩形面, 其底边长为 $2\pi R_0$, 作 OO 线垂直于凸轮轴线, 并作 $\angle OA_0B = \frac{1}{2}\psi_m$, 从而得到摆杆的初始位置 2. 对 $\psi-\theta$ 曲线进行分段并等分, 如图示 3. 按 $-\psi_1$ 方向分段并等分 $A_0 - A_0$, 与 $\psi-\theta$ 曲线横坐标等分点相一致, 得 A_0, A_1, A_2, \dots 诸点 4. 以 A_0, A_1, A_2, \dots 等点为圆心, l 为半径画一系列圆弧, 与 $B_0 - B_0$ 线相交于 C_1, C_2, C_3, \dots 诸点。在各圆弧上分别截取弧长 $\widehat{C_1B_1} = 11' \times \mu_s / \mu_1$, $\widehat{C_2B_2} = 22' \times \mu_s / \mu_1$, $\widehat{C_3B_3} = 33' \times \mu_s / \mu_1, \dots$ 得 $B_0, B_1, B_2, B_3, \dots$ 诸点。用光滑曲线连接 $B_0, B_1, B_2, B_3, \dots$ 诸点, 该曲线即为圆柱凸轮展开面的理论廓线 5. 以理论廓线上的点为圆心, R_r 为半径画一系列滚子圆, 并作这些圆的上、下两条包络线, 该包络线即为圆柱凸轮展开面工作廓线

超星浏览器提醒您
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

4.2 解析法设计凸轮廓线

种不同类型的凸轮机构的凸轮廓线方程、刀具中心轨迹方程和廓线曲率半径计算公式列于 41.4-35。共轭凸轮理论廓线方程式见表 41.4-36。

对于要求较高的中、高速凸轮机构, 均常用解析法设计凸轮廓线, 并借助于计算机进行。几

表 41.4-35 解析法设计凸轮廓线

项目	移动滚子从动件盘形凸轮机构	摆动滚子从动件盘形凸轮机构
机构简图		
已知	从动件运动规律 $s = s(\theta)$, 基圆半径 R_b , 偏距 e , 滚子半径 R_r , 刀具半径 R , 和凸轮转向	$\psi = \psi(\theta)$, R_b, R_r, R_f , 摆杆长度 l , 中心距 a 和凸轮转向
理论廓线方程式及曲率半径	<p>直角坐标</p> $x_c = (s + s_0) \sin\theta + e \cos\theta$ $y_c = (s + s_0) \cos\theta - e \sin\theta$ $s_0 = \sqrt{R_b^2 - e^2}$ <p>极坐标</p> $r_c = \sqrt{x_c^2 + y_c^2}$ $\delta_c = \arctan\left(\frac{y_c}{x_c}\right)$	<p>直角坐标</p> $x_c = a \sin\theta - l \sin(\theta + \psi_0 + \psi)$ $y_c = a \cos\theta - l \cos(\theta + \psi_0 + \psi)$ $\psi_0 = \arccos\left(\frac{a^2 + l^2 - R_b^2}{2al}\right)$ <p>极坐标</p> $r_c = \sqrt{x_c^2 + y_c^2}$ $\delta_c = \arctan\left(\frac{y_c}{x_c}\right)$

续表 41.4-35

项目	移动滚子从动件盘形凸轮机构	摆动滚子从动件盘形凸轮机构
理论廓线方程式及曲率半径	$\rho_c = \frac{\left[\left(\frac{ds}{d\theta} - e \right)^2 + (s + s_0)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{\left(2 \frac{ds}{d\theta} - e \right) \left(\frac{ds}{d\theta} - e \right) - (s + s_0) \left[\frac{d^2s}{d\theta^2} - (s + s_0) \right]}$	$\rho_c = \left[a^2 + l^2 \left(\frac{d\psi}{d\theta} - 1 \right)^2 + 2al \left(\frac{d\psi}{d\theta} + 1 \right) \cos(\psi_0 + \psi) \right]^{\frac{3}{2}} / \left[a^2 + l^2 \left(\frac{d\psi}{d\theta} + 1 \right)^2 - al \frac{d\psi}{d\theta} \sin(\psi_0 + \psi) - al \left(\frac{d\psi}{d\theta} + 2 \right) \left(\frac{d\psi}{d\theta} + 1 \right) \cos(\psi_0 + \psi) \right]$
工作廓线方程式及曲率半径	<p>直角坐标</p> $x = x_c \pm R_c \frac{dy_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta} \right)^2}}$ $y = y_c \mp R_c \frac{dx_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta} \right)^2}}$ <p>极坐标</p> $\frac{dx_c}{d\theta} = (s + s_0) \cos\theta + \left(\frac{ds}{d\theta} - e \right) \sin\theta$ $\frac{dy_c}{d\theta} = -(s + s_0) \sin\theta + \left(\frac{ds}{d\theta} - e \right) \cos\theta$ $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ $\delta = \arctan\left(\frac{y}{x}\right)$	<p>直角坐标</p> $x = x_c \pm R_c \frac{dy_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta} \right)^2}}$ $y = y_c \mp R_c \frac{dx_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta} \right)^2}}$ <p>极坐标</p> $\frac{dx_c}{d\theta} = a \cos\theta - l \left(1 + \frac{d\psi}{d\theta} \right) \cos(\theta + \psi_0 + \psi)$ $\frac{dy_c}{d\theta} = -a \sin\theta + l \left(1 + \frac{d\psi}{d\theta} \right) \sin(\theta + \psi_0 + \psi)$ $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ $\delta = \arctan\left(\frac{y}{x}\right)$
曲率半径	$\rho = \rho_c \mp R_c$	$\rho = \rho_c \mp R_c$
刀具中心轨迹方程式	<p>直角坐标</p> $x_1 = x_c \pm (R_r - R_c) \frac{dy_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta} \right)^2}}$ $y_1 = y_c \mp (R_r - R_c) \frac{dx_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta} \right)^2}}$ <p>极坐标</p> $r_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$ $\delta_1 = \arctan\left(\frac{y_1}{x_1}\right)$	<p>直角坐标</p> $x_1 = x_c \pm (R_r - R_c) \frac{dy_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta} \right)^2}}$ $y_1 = y_c \mp (R_r - R_c) \frac{dx_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta} \right)^2}}$ <p>极坐标</p> $r_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$ $\delta_1 = \arctan\left(\frac{y_1}{x_1}\right)$
说明	<p>1. 公式中上面一组加、减号用于滚子内包络线，下面一组减、加号用于滚子外包络线 2. $e=0$ 时，为对心安装</p>	

项目	平底移动从动件盘形凸轮机构	平底摆动从动件盘形凸轮机构
机构简图		
已知	$s = s(\theta)$, R_b , R_c , 平底与移动导轨夹角 λ 和凸轮转向	$\psi = \psi(\theta)$, R_b , R_c , 中心距 a , 平底线至从动件摆动中心距离 e 和凸轮转向
工作廓线方程式及曲率半径	直角坐标 $x = \left[(R_b + s) \cos(\lambda - \theta) + \frac{ds}{d\theta} \sin(\lambda - \theta) \right] \sin \lambda$ $y = \left[(R_b + s) \sin(\lambda - \theta) - \frac{ds}{d\theta} \cos(\lambda - \theta) \right] \sin \lambda$ 极坐标 $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ $\delta = \arctan\left(\frac{y}{x}\right)$	直角坐标 $x = a \sin \theta \frac{d\psi/d\theta}{1 + d\psi/d\theta} - \left[e + \frac{a \sin(\psi_0 + \psi)}{1 + d\psi/d\theta} \right] \cdot \cos(\theta + \psi_0 + \psi)$ $y = a \cos \theta \frac{d\psi/d\theta}{1 + d\psi/d\theta} + \left[e + \frac{a \sin(\psi_0 + \psi)}{1 + d\psi/d\theta} \right] \cdot \sin(\theta + \psi_0 + \psi)$ $\psi_0 = \arcsin \frac{R_b - e}{a}$ 极坐标 $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ $\delta = \arctan(y/x)$
	曲率半径 $\rho = \left(R_b + s + \frac{d^2s}{d\theta^2} \right) \sin \lambda$	$\rho = \frac{\left[\left(\frac{dx}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy}{d\theta} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{\frac{dx}{d\theta} \frac{d^2y}{d\theta^2} - \frac{d^2x}{d\theta^2} \frac{dy}{d\theta}}$
刀具中心轨迹方程式	直角坐标 $x_1 = x + R_c \cos(\lambda - \theta)$ $y_1 = y + R_c \sin(\lambda - \theta)$ 极坐标 $r_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$ $\delta_1 = \arctan\left(\frac{y_1}{x_1}\right)$	直角坐标 $x_1 = x - R_c \cos(\theta + \psi_0 + \psi)$ $y_1 = y - R_c \sin(\theta + \psi_0 + \psi)$ 极坐标 $r_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$ $\delta_1 = \arctan\left(\frac{y_1}{x_1}\right)$
说明	当 $\lambda = 90^\circ$ 时为垂直平底	当凸轮转向与图示方向相反时, 式中 θ 用 “ $-\theta$ ” 代入

续表 41.4-35

项目	滚子移动从动件圆柱凸轮机构	滚子摆动从动件圆柱凸轮机构
机构简图		
已知	$s = s(\theta)$, 圆柱凸轮外径 R_p 和凸轮转向	$\psi = \psi(\theta)$, R_p , 摆杆长度 l , 摆角 ψ_m 和凸轮转向
方法	将圆柱凸轮展开成平面, 从而使圆柱凸轮转化为平面移动凸轮	
理论廓线方程式及曲率半径	方程式	直角坐标 $x_c = R_p \theta$ $y_c = s$
	曲率半径	直角坐标 $x_c = R_p \theta + N \left[l \cos \left(\frac{\psi_m}{2} - \psi \right) - l \cos \frac{\psi_m}{2} \right]$ $y_c = l \sin \frac{\psi_m}{2} - l \sin \left(\frac{\psi_m}{2} - \psi \right)$
说明	N —旋向系数, 当俯视凸轮时, 顺时针转动取 $N = -1$, 逆时针转动取 $N = +1$	

表 41.4-36 共轭凸轮理论廓线方程式

机构简图	方程式
	凸轮 1 $x_{c1} = a \cos \theta - l_1 \cos(\psi_0 + \psi - \theta)$ $y_{c1} = a \sin \theta + l_1 \sin(\psi_0 + \psi - \theta)$
	凸轮 2 $x_{c2} = a \cos \theta - l_2 \cos(\psi_0 + \psi - \gamma - \theta)$ $y_{c2} = a \sin \theta + l_2 \sin(\psi_0 + \psi - \gamma - \theta)$

4.3 圆弧凸轮机构凸轮工作廓线设计

4.3.1 单圆弧凸轮(偏心轮)机构

单圆弧凸轮机构适用于要求从动件作连续推、回运动的场合。其运动参数的计算列于表 41.4-37。

4.3.2 多圆弧凸轮机构

多圆弧凸轮是指凸轮工作轮廓曲线是由几段圆

弧连接组成。圆弧连接应满足两个条件, 即保持原始数据行程 h 、推程运动角 β_1 、回程运动角 β_2 不变; 所得从动件实际运动规律与预定的运动规律要接近。为保证光滑连接, 相邻两段圆弧的连接点和两段圆弧的圆心应位于同一条直线上。表 41.4-38 列出了两种不同类型四圆弧凸轮机构的凸轮轮廓曲线图解设计方法。

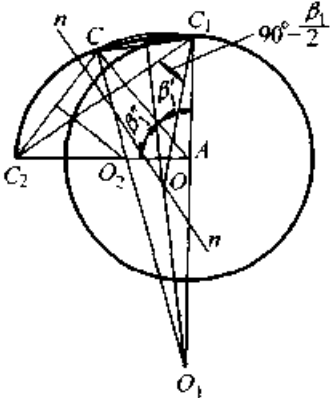
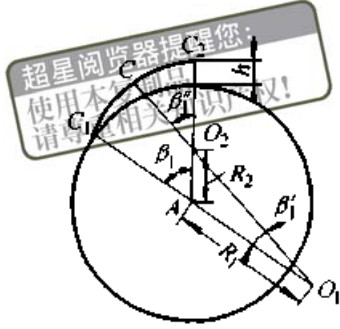
表 41.4-37 单圆弧凸轮机构运动参数计算

		对心移动滚子从动件单圆弧凸轮机构	移动平底从动件单圆弧凸轮机构
机构简图			
运动特点		从动件的运动与相应的对心曲柄滑块机构中的滑块的运动相同	从动件的运动类属于简谐运动规律。偏心盘的半径 R_b 值不影响从动件的运动参数，其值可由接触强度决定
计算项目	压力角	$\alpha = \arcsin\left(\frac{e \sin \theta}{R_k + R_r}\right)$	$\alpha = 0$
	位移	$s = (R_k + R_r) \cos \alpha - e \cos \theta - R_b$	$s = \frac{h}{2} (1 - \cos \theta)$
	速度	$v = e \omega_1 \sin(\theta - \alpha) / \cos \alpha$	$v = \frac{h}{2} \omega_1 \sin \theta$
	加速度	$a = \frac{e \omega_1^2}{\cos \alpha} \left[\cos(\theta - \alpha) - \frac{e \cos^2 \theta}{(R_k + R_r) \cos \alpha} \right]$	$a = \frac{h}{2} \omega_1^2 \cos \theta$
凸轮尺寸		$R_r \geq (2 \sim 3)r$ $R_b \geq R_r + R_{d(h)} + (2 \sim 5) \text{ mm}$ $R_k = R_b - R_r + \frac{h}{2}$ $R_k > R_r$	$R_b \geq R_{d(h)} + (2 \sim 5) \text{ mm}$ $R_k = R_b + \frac{h}{2}$
说明		R_r —滚子半径； r —滚子轴半径； R_b —基圆半径； $R_{d(h)}$ —凸轮轴或凸轮轮毂的半径； R_k —凸轮盘半径； h —行程； θ —凸轮转角； e —偏心距， $e = R_k - R_b$	

表 41.4-38 四圆弧凸轮机构凸轮廓线的图解设计方法

		对心移动滚子从动件四圆弧凸轮机构	移动直角平底从动件四圆弧凸轮机构
已知	行程 h ，推、回程运动角 β_1 、 β_2 ，平均加速度比例系数 p ，基圆半径 R_b ，许用压力角 α_p 和加速段凸轮转角 β'_1		h ， β_1 ， β_2 ， p ， β'_1 和最小曲率半径 ρ_{\min}
设计参数	加速段凸轮转角 $\beta'_1 = \beta_1 / (1 + p)$ 减速段凸轮转角 $\beta''_1 = p \beta_1 / (1 + p)$ 平均加速度比例系数 $p = \beta''_1 / \beta'_1$ $\beta'_1 + \beta''_1 = \beta_1$		β_1 ， β'_1 ， p 同左 $R_1 = \frac{h}{2} \cos \frac{\beta_1}{2} / \left(\sin \frac{\beta_1}{2} \sin \frac{\beta'_1}{2} \right)$ $R_2 = \frac{h}{2} \cos \frac{\beta_1}{2} / \left(\sin \frac{\beta_1}{2} \sin \frac{\beta'_1}{2} \right)$

续表 41.4-38

对心移动滚子从动件四圆弧凸轮机构		移动直角平底从动件四圆弧凸轮机构		
图解 图形				
	画基圆及 β_1, β_2 等	任选凸轮轴心 A 点, 作 $\angle C_1AC = \beta_1$, $\angle CAC_2 = \beta_1$, 取 $AC_1 = R_b$, $AC_2 = R_b + h$	画三角形 $\triangle AO_1O_2$	任选凸轮轴心 A 点, 使 $\angle O_1AO_2 = 180^\circ - \beta_1$, $AO_1 = R_1$, $AO_2 = R_2$
	确定加速段及减速段	连 C_1C_2 , 作 $\angle C_2C_1O = 90^\circ - \beta_1/2$, C_1O 与 C_1C_2 的中垂线 $n-n$ 相交于 O 点, 以 O 为圆心 OC_1 为半径作圆弧交 AC 与 C 点, C_1C 之间为加速段, CC_2 间为减速段	画减速段凸轮工作轮廓	延长 O_1O_2 至 C, 使 $O_2C \geq \rho_{min}$, 以 O_2 为圆心, O_2C 为半径画圆弧 $\widehat{CC_2}$, $\widehat{CC_2}$ 即为所求
	画加速段凸轮理论轮廓	作 C_1C 的中垂线与 C_1A 的延长线交于 O_1 点, 以 O_1 为圆心 O_1C 为半径画圆弧 $\widehat{C_1C}$, $\widehat{C_1C}$ 即为所求	画加速段凸轮工作轮廓	以 O_1 为圆心, O_1C 为半径画圆弧, 交 O_1A 延长线于 C_1 点, 得 $\widehat{CC_1}$ 圆弧, 该圆弧即为所求
	画减速段凸轮理论轮廓	作 CC_2 的中垂线与 C_2A 交于 O_2 点 (O_1, O_2, C 三点应共线), 以 O_2 为圆心, O_2C_2 为半径作圆弧 $\widehat{CC_2}$, $\widehat{CC_2}$ 即为所求	检查 R_b 值	$R_b = AC_1$, 若 $R_b < R_1 + (2 \sim 5) \text{ mm}$, 则加大 O_2C 重新设计 $R_{s(b)}$ —凸轮轴半径或轮毂半径
	画回程凸轮理论轮廓	与推程方法相同	画回程凸轮工作轮廓	与推程方法相同
画凸轮工作轮廓	以 O_1 为圆心, $O_1C - R_r$ 为半径画圆弧, 以 O_2 为圆心 $O_2C_2 - R_r$ 为半径画圆弧, 两圆弧即为所求			

4.4 移动凹圆弧底从动件盘形凸轮机构

移动凹圆弧底从动件盘形凸轮机构与移动滚子、平底从动件盘形凸轮机构相比较, 前者为外接触的高副, 而后者为内接触的高副。在其他条

件相同的情况下, 内接触的高副比外接触的高副, 增大了接触处的综合曲率半径, 从而加大了接触面积, 降低了接触应力, 减轻了磨损, 大大提高了凸轮机构的寿命。移动凹圆弧底从动件盘形凸轮廓线的设计见表 41.4-39。

表 41.4-39 移动凹圆弧底从动件盘形凸轮机构凸轮廓线设计及参数计算

已知	$s = s(\theta)$, h , R_b , 凹圆弧底半径 R_r , 偏心距 e 和凸轮转向										
图解法设计凸廓		<p>根据反转法原理, 使整个机构以 $-\omega$ 绕凸轮回转中心 A 转动, 则从动件 2 相对于凸轮 1 的运动 (反转加往复移动) 中, 凹圆弧圆心 O 所走的轨迹, 即为凸轮的理论轮廓曲线 β_c, 而凹圆弧的内包络线即为凸轮的工作轮廓曲线 β</p> <p>为了使运动过程中不失真, 应满足 $R_r > \rho_{\max}$ 或满足 β_c, β 两曲线上对应点曲率半径之和等于凹圆弧底半径, 即 $\rho + \rho_c = R_r$ (基圆上的点 O_1 除外, 其余的点, 只要不是圆弧轮廓, 对应点 O、Q 连线不会经过凸轮回转中心 A)</p>									
凸轮廓线方程		<p>理论廓线方程</p> $x_c = (s_0 + s - R_r) \cos\theta - e \sin\theta$ $y_c = (s_0 + s - R_r) \sin\theta - e \cos\theta$ $s_0 = R_r - \sqrt{(R_r - R_b)^2 - e^2}$ <p>工作廓线方程</p> $x = x_c - R_r \frac{dy_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta}\right)^2}}$ $y = y_c + R_r \frac{dx_c/d\theta}{\sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\theta}\right)^2}}$ $\frac{dx_c}{d\theta} = \left(\frac{ds}{d\theta} - e\right) \cos\theta - (s_0 + s - R_r) \sin\theta$ $\frac{dy_c}{d\theta} = \left(\frac{ds}{d\theta} - e\right) \sin\theta + (s_0 + s - R_r) \cos\theta$									
尺寸参数计算	<p style="text-align: center;">计算公式及说明</p> <table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td data-bbox="159 1444 319 1691">压力角 α</td> <td data-bbox="319 1444 981 1691"> 对心 $\alpha = \arctan \left \frac{ds}{d\theta} \right / [R_r - (R_b + s)]$ 偏置 $\alpha = \arctan \left e \pm \frac{ds}{d\theta} \right / (\sqrt{(R_r - R_b)^2 - e^2} - s)$ 正、负号分别用于推、回程不同情况, 偏置的位置要 有利于减小压力角 </td> <td data-bbox="981 1444 1428 2063" rowspan="4"> </td> </tr> <tr> <td data-bbox="159 1691 319 1848">凹圆弧底 圆弧半径 R_r 初选值</td> <td data-bbox="319 1691 981 1848"> 对心 $R_r = 1.5 (R_b + h)$ 偏置 $R_r = 1.2 (R_b + h + e)$ </td> </tr> <tr> <td data-bbox="159 1848 319 1915">基圆半径</td> <td data-bbox="319 1848 981 1915">按结构要求初定 R_b (参见表 41.4-23)</td> </tr> <tr> <td data-bbox="159 1915 319 2063">确定最小 曲率半径 ρ_{\min}</td> <td data-bbox="319 1915 981 2063"> 为保证凸轮廓线全部外凸, 应满足 $\rho > 0$, 或 $\rho > \rho_{\min}$, ρ_{\min} 根据工作条件定 </td> </tr> </table>		压力角 α	对心 $\alpha = \arctan \left \frac{ds}{d\theta} \right / [R_r - (R_b + s)]$ 偏置 $\alpha = \arctan \left e \pm \frac{ds}{d\theta} \right / (\sqrt{(R_r - R_b)^2 - e^2} - s)$ 正、负号分别用于推、回程不同情况, 偏置的位置要 有利于减小压力角		凹圆弧底 圆弧半径 R_r 初选值	对心 $R_r = 1.5 (R_b + h)$ 偏置 $R_r = 1.2 (R_b + h + e)$	基圆半径	按结构要求初定 R_b (参见表 41.4-23)	确定最小 曲率半径 ρ_{\min}	为保证凸轮廓线全部外凸, 应满足 $\rho > 0$, 或 $\rho > \rho_{\min}$, ρ_{\min} 根据工作条件定
压力角 α	对心 $\alpha = \arctan \left \frac{ds}{d\theta} \right / [R_r - (R_b + s)]$ 偏置 $\alpha = \arctan \left e \pm \frac{ds}{d\theta} \right / (\sqrt{(R_r - R_b)^2 - e^2} - s)$ 正、负号分别用于推、回程不同情况, 偏置的位置要 有利于减小压力角										
凹圆弧底 圆弧半径 R_r 初选值	对心 $R_r = 1.5 (R_b + h)$ 偏置 $R_r = 1.2 (R_b + h + e)$										
基圆半径	按结构要求初定 R_b (参见表 41.4-23)										
确定最小 曲率半径 ρ_{\min}	为保证凸轮廓线全部外凸, 应满足 $\rho > 0$, 或 $\rho > \rho_{\min}$, ρ_{\min} 根据工作条件定										

续表 41.4-39

已知	$s = s(\theta)$, h , R_b , 凹圆弧底半径 R_r , 偏心距 e 和凸轮转向	
尺寸参数计算	项目	计算公式及说明
	确定 R_b , R_r 的流程	
	凹圆弧底的宽度 L	$l_n = R_r \tan \alpha_{hmax} + \Delta l$ $l_s = R_r \tan \alpha_{shmax} + \Delta l$ $L = l_h + l_s$ <p style="text-align: right;">Δl — 根据结构需要增加的宽度 α_s、α_h — 凸轮在推、回程时的压力角</p>

5 凸轮机构强度计算

凸轮机构最常见的失效形式是磨损，故受力不大时，可不进行接触强度校核。对工作载荷较

大，或带有冲击，或凸轮转速较高时，可能发生疲劳点蚀，此时需进行接触强度校核。接触应力大小随从动件结构以及接触位置不同而变化。不同接触面的接触强度校核公式列于表 41.4-40。

表 41.4-40 接触强度校核公式

类别	校核公式	说明
滚子、柱状曲面、平底从动件	$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{N}{\pi b} \frac{\frac{1}{\rho_2} \pm \frac{1}{\rho_1}}{1 - \nu_1^2 + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}} \leq \sigma_{PH}$	ρ_1 — 凸轮在接触点处的曲率半径 ρ_2 — 从动件在接触点处的曲率半径 ν_1 — 凸轮材料的泊松比 ν_2 — 从动件材料的泊松比 E_1 — 凸轮材料的拉伸弹性模量 E_2 — 从动件材料的拉伸弹性模量 N — 作用在凸轮轮廓上的法向力 b — 凸轮与从动件接触宽度 σ_{PH} — 许用接触应力，见表 41.4-41 负号对应于从动件凸面与凸轮内凹面轮廓的接触情况
球面、鼓形从动件	$\sigma_{Hmax} = \frac{0.0469N^{\frac{1}{3}}}{\left(1 + \frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{0.237}} \left[\frac{\frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_1}}{1 - \nu_1^2 + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \right]^{\frac{2}{3}} \leq \sigma_{PH}$	ρ_1 — 凸轮在接触点处的曲率半径 ρ_2 — 从动件在接触点处的曲率半径 ν_1 — 凸轮材料的泊松比 ν_2 — 从动件材料的泊松比 E_1 — 凸轮材料的拉伸弹性模量 E_2 — 从动件材料的拉伸弹性模量 N — 作用在凸轮轮廓上的法向力 b — 凸轮与从动件接触宽度 σ_{PH} — 许用接触应力，见表 41.4-41 负号对应于从动件凸面与凸轮内凹面轮廓的接触情况

表 41.4-41 许用接触应力 σ_{PH}

材料	45 钢调质	45 钢淬火	20Cr 渗碳淬火	铸 铁	球墨铸铁
σ_{PH}/MPa	2.6HBS	27HRC	(28~30)HRC	1.5HBS	1.8HBS

注：当润滑条件不好，或零件的制造工艺水平较低时，可取本表的 70%~80%。

6 凸轮和从动件的常用材料及热处理 (表 41.4-42)

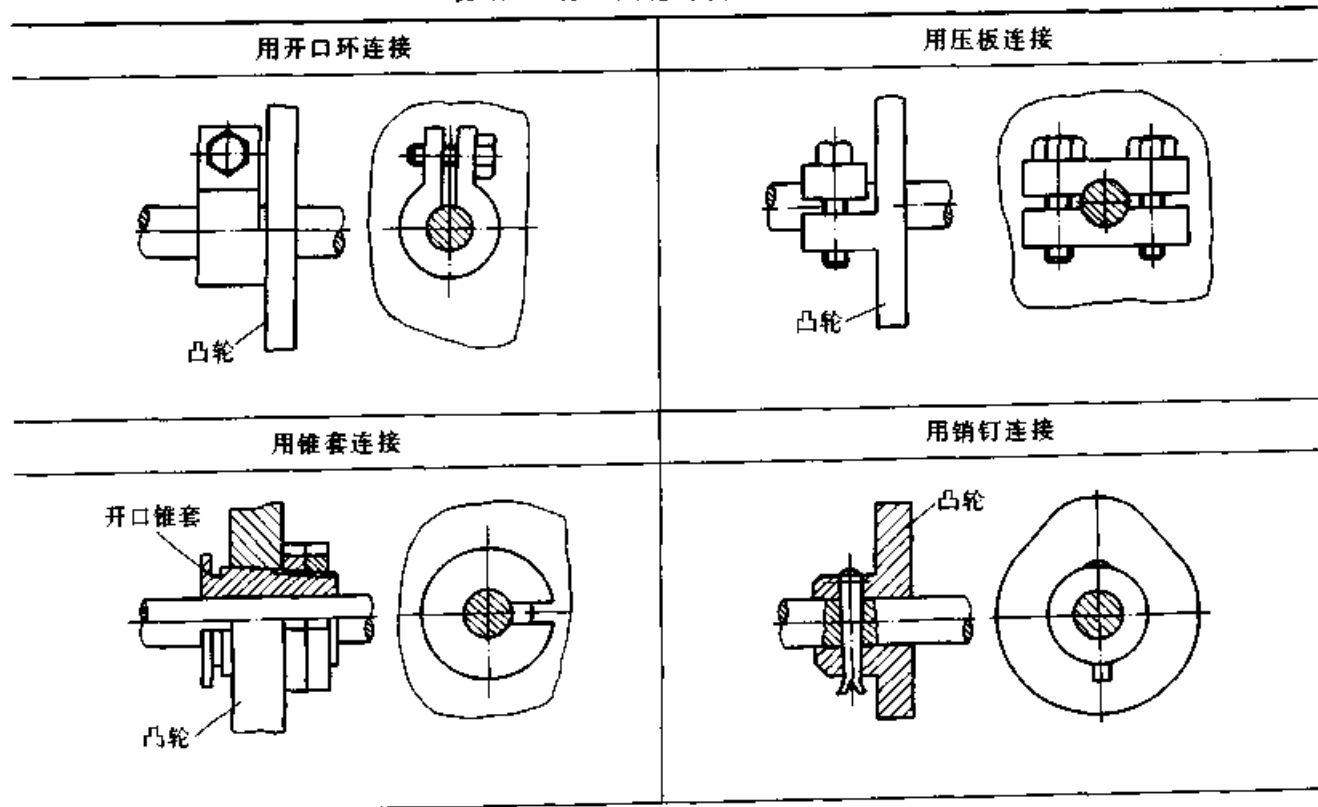
表 41.4-46 凸轮机构常用材料及热处理

凸 轮			从动件接触面	
材 料	热 处 理	工作条件	材 料	热 处 理
40、45、50	调质 220~260HBS	低速轻载	45	表面淬火 40~45HRC
HT200、HT250、HT300	170~250HBS			
QT500-7、QT600-3	190~270HBS			
45	表面淬火 40~45HRC	中速中载	尼龙	
45、40Cr	表面高频淬火 52~58HRC			
15、20、20Cr、20CrMn	渗碳淬火, 渗碳层深 0.8~1.5 mm, 56~62HRC			
40Cr	高频淬火, 表面 56~60HRC, 心部 45~50HRC	高速重载 或靠模凸轮	T8 T10 T12	淬火 58~62HRC
38CrMnAl	渗氮, 表面硬度 700~900HV (约 60~67HRC)			

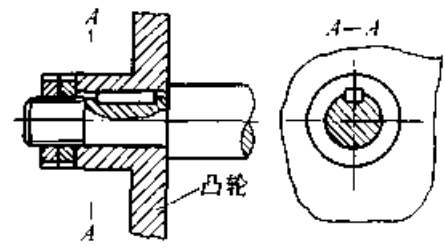
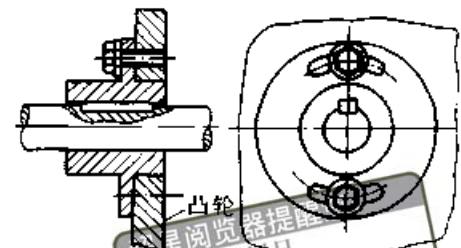
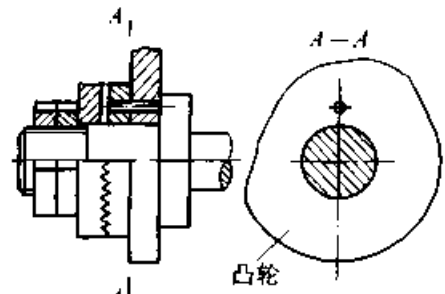
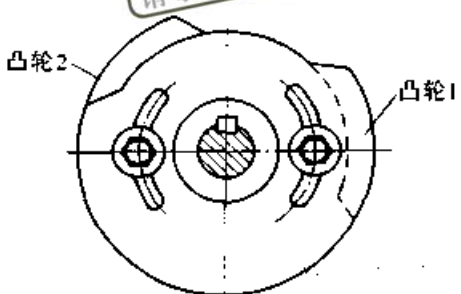
7 凸轮机构的结构设计

7.1 盘形凸轮的结构形式 (表 41.4-43)

表 41.4-43 凸轮与传动轴的连接

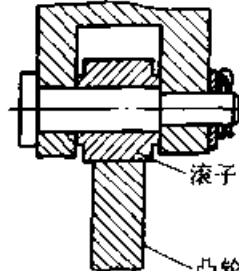
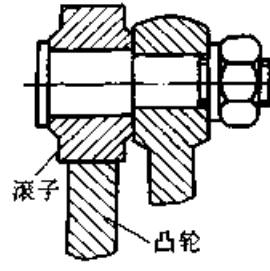
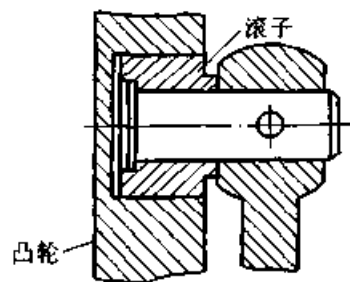
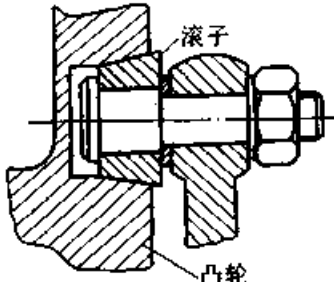
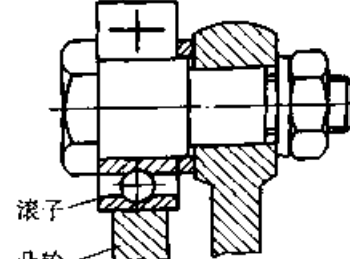
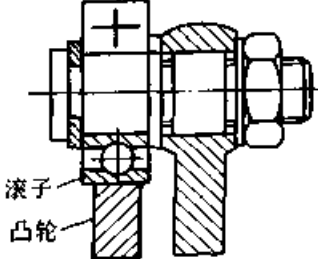


续表 41.4-43

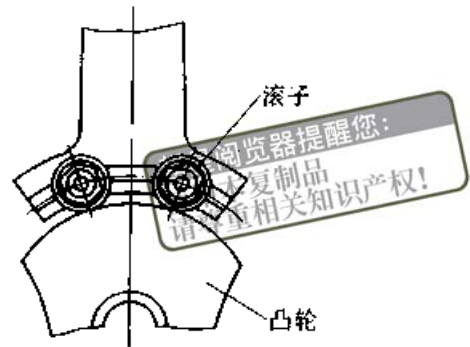
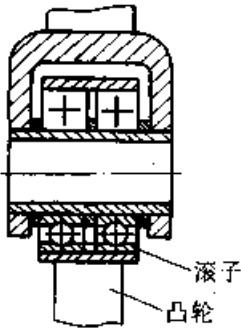
<p>用键连接</p>  <p>凸轮</p>	<p>用法兰盘连接</p>  <p>凸轮</p>
<p>用细牙离合器连接</p>  <p>凸轮</p>	<p>凸轮1和凸轮2均可调整的连接</p>  <p>凸轮2</p> <p>凸轮1</p>

7.2 从动件滚子结构的各种形式 (表 41.4-44)

表 41.4-44 常用的滚子从动件结构

<p>用滑动轴承做的滚子</p>	
 <p>滚子</p> <p>凸轮</p>	 <p>滚子</p> <p>凸轮</p>
 <p>滚子</p> <p>凸轮</p>	 <p>滚子</p> <p>凸轮</p>
<p>用滚动轴承做的滚子</p>	
 <p>滚子</p> <p>凸轮</p>	 <p>滚子</p> <p>凸轮</p>

用滚动轴承做的滚子



7.3 凸轮的工作图

对凸轮工作图的要求主要有以下几点:

- (1) 标注凸轮理论廓线或工作廓线的尺寸。
- (2) 用图解法设计的滚子从动件盘形凸轮, 应标注出凸轮廓线上点的向径和极角。平底从动件凸轮应标注在工作廓线上。
- (3) 当同一轴上装有数个凸轮时, 应根据凸轮的工作循环图确定各凸轮的键槽位置。

(4) 凸轮的精度和表面粗糙度应有适当的要求。当凸轮的向径在 300~500 mm 以下时, 可参考表 41.4-45 选取。为保证凸轮工作表面与从动件端部有良好的接触, 对凸轮的工作表面与其轴线或端面的平行度或垂直度都应提出具体要求。

盘形凸轮、沟槽凸轮、圆柱凸轮的工作图示例分别见图 41.4-9、41.4-10、41.4-11。

表 41.4-45 凸轮的公差和表面粗糙度

凸轮精度	极限偏差				表面粗糙度 $Ra/\mu m$	
	向径/mm	极角	基准孔	凸轮槽宽	凸轮工作面	凸轮槽壁
高精度	$\pm (0.05 \sim 0.1)$	$\pm (10' \sim 20')$	H7	H8 (H7)	0.8	1.6
一般精度	$\pm (0.1 \sim 0.2)$	$\pm (30' \sim 40')$	H7 (H8)	H8	1.6	3.2
低精度	$\pm (0.2 \sim 0.5)$	$\pm 1'$	H8	H8, H9 (H10)	1.6	3.2

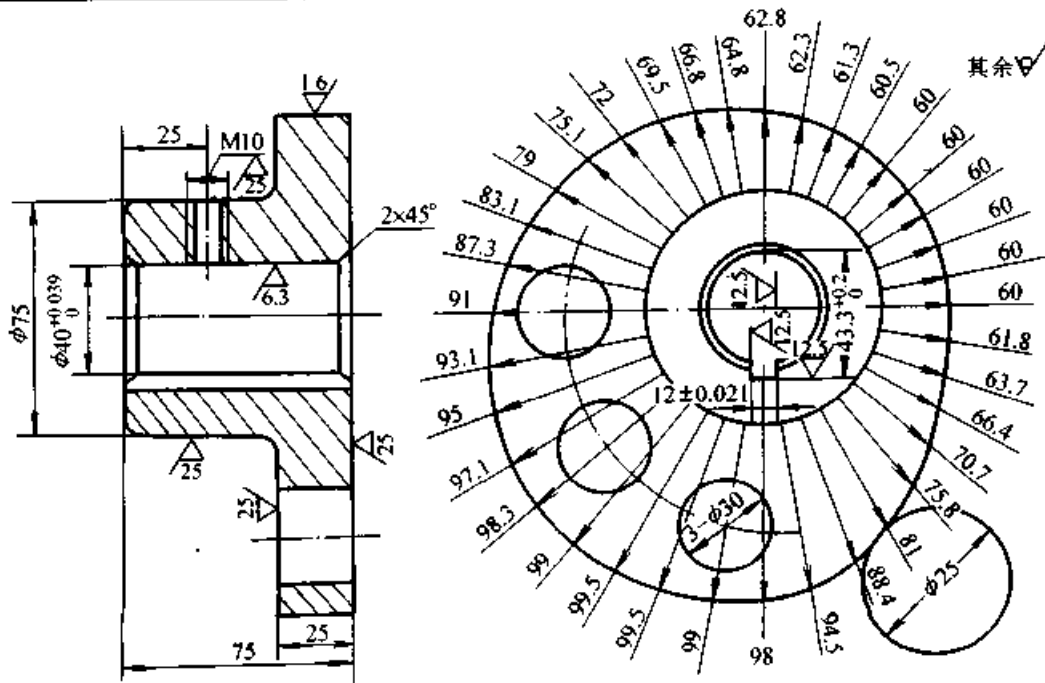


图 41.4-9 盘形凸轮工作图

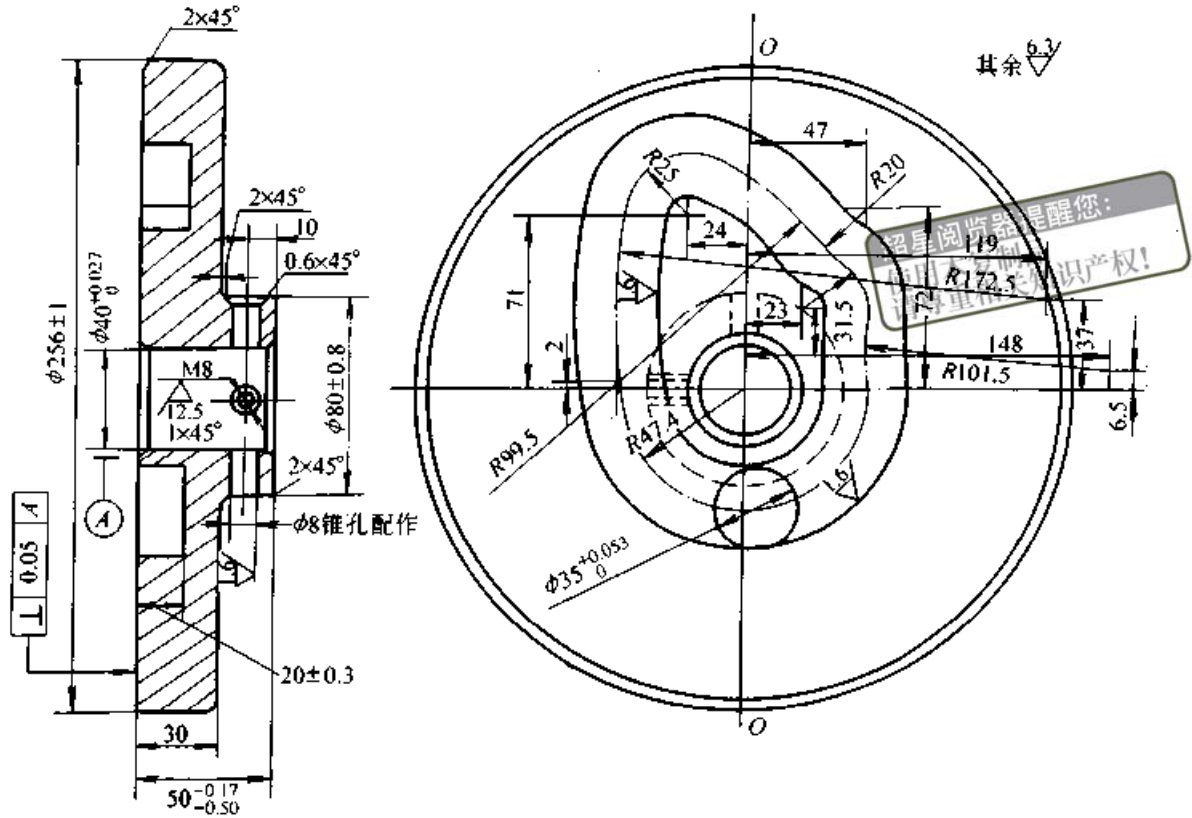
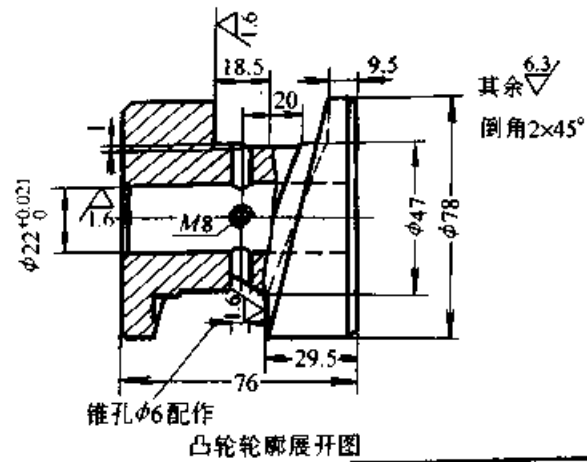
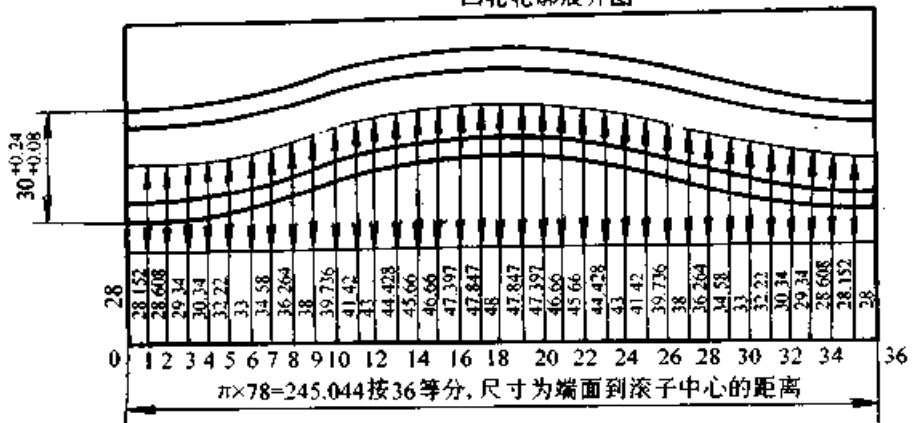


图 41.4-10 沟槽凸轮工作图



凸轮轮廓展开图



第 5 章 间歇运动机构

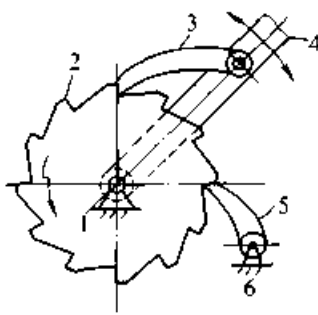
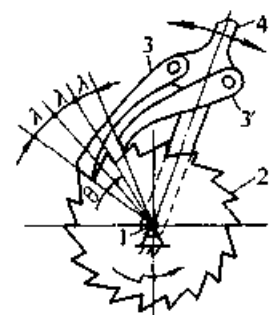
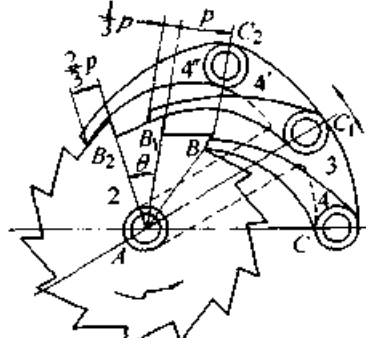
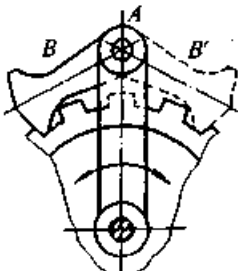
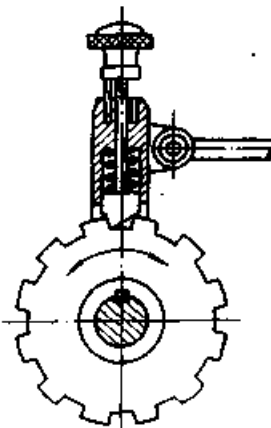
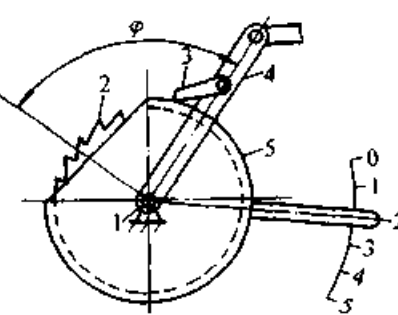
超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

1 棘轮机构

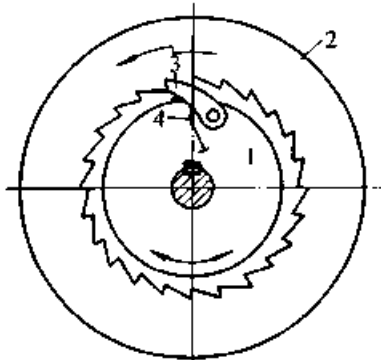
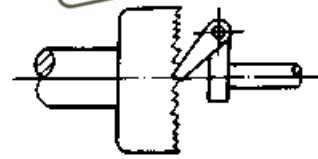
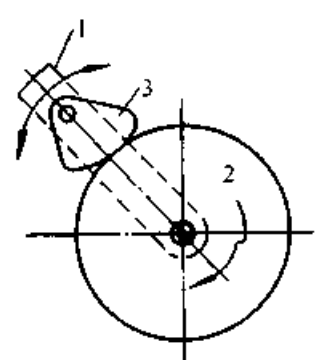
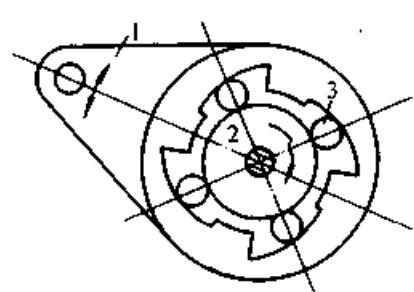
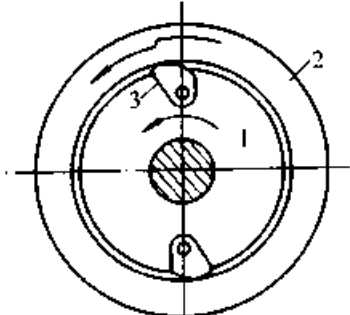
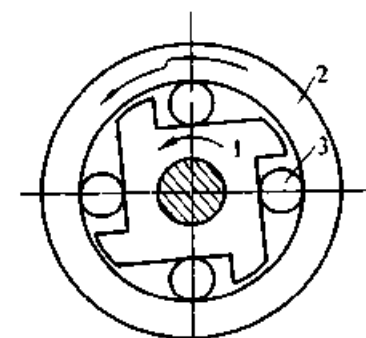
根据结构和工作原理，棘轮机构可分为齿式棘轮机构和摩擦式棘轮机构两大类（见表 41.5-1）。齿式棘轮机构主要由棘爪、齿式棘轮和机架

组成，其运动传递靠轮缘上轮齿的刚性推动来实现。而摩擦式棘轮机构是靠棘爪与棘轮接触面之间的摩擦力来实现运动传递。一般情况下，棘轮为从动件，作单向间歇运动。

表 41.5-1 常用棘轮机构类型

类型	外 接 式		
	单爪棘轮机构	双爪棘轮机构	三爪棘轮机构
机构简图			
齿 说 明	<p>1—棘轮轴；2—棘轮；3—棘爪；4—摆杆；5—止回棘爪；6—机架</p> <p>棘轮每次的转角等于齿距所对中心角或它的整数倍</p>	<p>两棘爪间相距 $1\frac{1}{2}$（或 $2\frac{1}{2}$、$3\frac{1}{2}$...）齿距。棘轮每转一次的转角 λ 为齿距角的一半或它的整数倍</p> <p>此机构在不减弱棘齿强度的条件下，可得到较小的棘轮转角</p>	<p>三个棘爪工作端在棘轮圆周上相隔 $\frac{4}{3}$ 个齿距，这时摆杆摆动三次棘轮转过一个齿距角。此机构常用于载荷较大且尺寸受限制，齿数只能很少时及摆杆摆角小于齿距角的场合</p>
式	外 接 式		
	双向式棘轮机构 1	双向式棘轮机构 2	棘轮转角可调棘轮机构
机构简图			

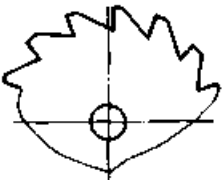
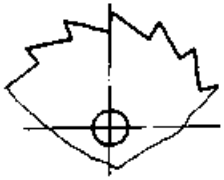
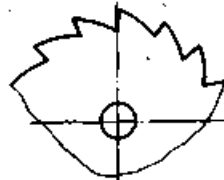
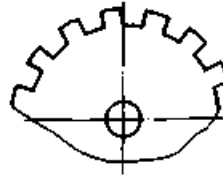
续表 41.5-1

类型		外 接 式		
		双向式棘轮机构 1	双向式棘轮机构 2	棘轮转角可调棘轮机构
齿 式	说明	将棘爪翻转放下, 再开始工作转动, 棘轮转向与前转向相反	把棘爪提起转 180° 后放下, 再开始工作转动, 棘轮转向与前转向相反	摆杆的摆角不变, 通过调整遮板的位置, 来改变遮齿的多少, 以调整棘轮的转角
	机构简图	<p style="text-align: center;">内 接 式</p> 	<p style="text-align: center;">端 齿 式</p> 	
	说明	棘爪 3 与轴 1 以转动副相铰接, 当轴 1 作正反向转动时, 内棘轮 2 则作单向转动		
类型		外 接 式		
		偏心扇形块式棘轮机构	滚子式棘轮机构	
摩 擦 式	机构简图			
	机构简图	<p style="text-align: center;">内 接 式</p> <p style="text-align: center;">偏 心 扇 形 块 式 棘 轮 机 构</p> 	<p style="text-align: center;">滚 子 式 棘 轮 机 构</p> 	
说明		运动不准确, 但转角可无级调节, 噪声小。棘轮为圆盘形或圆环形, 为增大摩擦力, 截面可做成梯形槽。内接式常用于作超越离合器		

超星阅读器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

棘轮机构具有结构简单、制造方便、运动可靠等优点。缺点是：对于齿式棘轮机构，由于回程时棘爪在棘轮齿上滑行，齿尖容易磨损，且产生噪声，同时由于空程（为使棘爪能落入棘齿，摆杆摆角要比棘轮运动角略大，而产生空程）的存在而产生冲击。对于摩擦式棘轮机构虽无上述缺点，但运动准确性较差。因此，棘轮机构一般不宜用于高速或运动精度要求较高的场合。常用

表 41.5-2 棘轮的齿形

类型	棘轮单向转动			棘轮双向转动
	不对称梯形齿形	直线三角齿	圆弧形三角齿	对称梯形齿
简图				
说明	工作面为接近于径向线的齿廓，这种齿形最常用，尺寸已标准化	接近或为径向线的齿廓为工作面，这种齿形多用于小载荷		两侧径向直线齿廓均可作为工作面

于各种机床和自动机械的进给、转位或分度机构，也可用于防止逆转的制动装置等。

1.1 棘轮机构的常用类型（见表 41.5-1）

1.2 齿式棘轮机构的参数选择与设计

1.2.1 棘轮的齿形

常用的几种棘轮齿形列于表 41.5-2。

超星网... 使用本复制品 请尊重知识产权!

1.2.2 棘轮机构的主要参数

1) 模数 m 标准模数列于表 41.5-6。对于传力不大的棘轮机构，可根据实际需要适当选取

模数。对于传力较大的棘轮机构，应按棘轮齿的弯曲强度确定。棘轮齿的弯曲强度计算公式列于表 41.5-3。

表 41.5-3 弯曲强度计算公式及许用弯曲应力

弯曲强度计算公式	说 明
$m \geq 1.75 \sqrt[3]{\frac{T}{2\psi\sigma_{bw}}}$	T—棘轮所受的力矩 (N·mm); σ_{bw} —棘轮齿的许用弯曲应力 (N/mm ²); ψ —齿宽系数, $\psi = \frac{b}{m}$, b—棘轮宽度 (mm)

齿宽系数和许用弯曲应力

棘轮材料	HT150	ZG270-500 ZG310-570	Q235	45 钢
齿宽系数 ψ	1.5~6.0	1.5~4.0	1.0~2.0	1.0~2.0
许用弯曲应力 σ_{bw}/MPa	30	80	100	120

2) 齿数 z 对于某些起重运输机械，齿数可按表 41.5-4 所列数据选取，一般情况下可取 8~30；对于齿数较多的小模数棘轮，可参考表 41.5-5 所列数据选用。

表 41.5-4 棘轮齿数

类 型	齿 数 z
齿条式顶重机	6~8
蜗轮蜗杆滑车	6~8
棘轮停止器	12~20
带棘轮的制动器	16~25

1.2.3 不对称梯形齿的棘轮和棘爪的尺寸

尺寸标注见图 41.5-1，主要尺寸计算和选用列于表 41.5-6。

表 41.5-5 多齿小模数棘轮的顶圆直径 (mm)

模数	0.6	0.8	1.0	1.25	1.5	2	2.5
齿数	顶圆直径						
24							60
30							75
32						64	80
36						72	90
40					60	80	100
45			45	56.2	67.5	90	112.5
48			48	60	72	96	120
50	30	40	50	62.5	75	100	125
55	33	44	55	68.75	82.5	110	137.5
60	36	48	60	75	90	120	150
70	42	56	70	87.5	105	140	175
72	43.2	57.6	72	90	108	144	180
80	48	64	80	100	120	160	200
90	54	72	90	112.5	135	180	
100	60	80	100	125	150		
120	72	96	120	150	180		
144	86.4	115.2	144	180			
180	108	144	180				
200	120	160	200				

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重知识产权

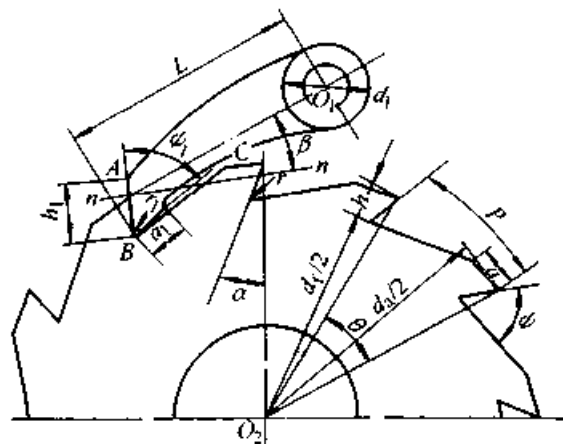


图 41.5-1 棘轮和棘爪的尺寸

表 41.5-6 不对称梯形齿的棘轮和棘爪的尺寸

(mm)

模数 m	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30												
	30~200												6~30																					
齿数 z																																		
齿距 $p = \pi m$	1.88	2.51	3.14	3.92	4.71	6.28	7.85	9.42	12.57	15.71	18.85	25.13	31.42	37.70	43.98	50.27	56.55	62.83	69.12	75.40	81.69	94.25												
齿高 h	0.8	1.0	1.2	1.5	1.8	2.0	2.5	3	3.5	4.0	4.5	6	7.5	9	10.5	12	13.5	15	16.5	18	19.5	22.5												
齿顶弦厚 a	(1.2~1.5) m																																	
齿根圆角半径 r	0.3	0.5					1																	1.5										
齿面倾角 α	10°~20°																																	
齿槽角 ψ	60°																																	
齿距角 θ	$\theta = 360^\circ / z$																																	
齿顶圆直径 d_a	$d_a = mz$																																	
齿根圆直径 d_f	$d_f = d_a - 2h$																																	
轮宽 b	铸铁: $b = (1.5 \sim 6) m$, 铸钢: $b = (1.5 \sim 4) m$, 锻钢: $b = (1 \sim 2) m$																																	
工作面边长 h_1	3	4		5		5		5	5	6	6	8	8	10	12	14	14	16	18	20	22	25												
非工作面边长 a_1	1~2												2	3	3	4	4	6	6	8	8	12	14	16										
爪尖圆角半径 r_1	0.4	0.8					1.5																	2										
齿形角 ψ_1	55°																																	
棘爪长度 L	按结构确定																																	
棘爪数 j	一般 $j = 1 \sim 3$, 最常用 $j = 1$, 当棘爪每次摆角小于 θ 时, 应采用多棘爪																																	



1.2.4 棘爪自动啮紧条件和轴心位置选定

(1) 自动啮紧条件

棘爪在工作负荷作用下能自动滑向棘轮齿根的条件，称为自动啮紧条件。它与棘轮齿面倾角 α 正确选择有关。现以图 41.5-2 为例解说如下。

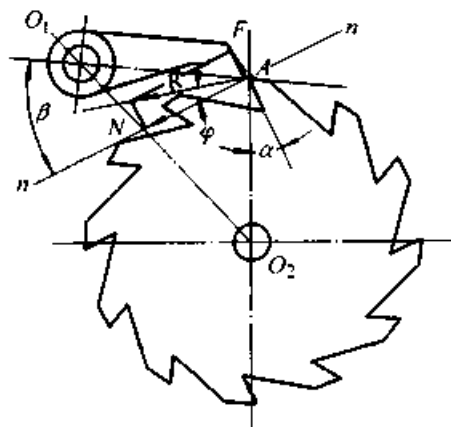


图 41.5-2 棘爪进入啮合时受力情况

1) 假设条件 不计棘爪自重、弹簧力、轴颈摩擦等。

2) 力分析 设棘爪顶端和棘轮齿顶在 A 点接触，为保证棘爪能自动啮紧而不致滑脱，则应使棘爪顺时针滑向齿根的力矩大于阻止棘爪滑向齿根的力矩，即应满足下列关系式

$$N \cdot O_1 A \sin \beta > F \cdot O_1 A \cos \beta$$

式中 N —— 棘爪工作面所受法向力；

F —— 棘爪工作面所受摩擦力；

β —— 棘爪方位线 $O_1 A$ 与棘轮工作齿面法线 nn 之间夹角。

又 $F = fN$ $f = \tan \varphi$

式中 f —— 摩擦因数； φ —— 摩擦角。

3) 自动啮紧条件 综上分析自动啮紧条件为

$$\tan \beta > \tan \varphi \quad \text{或} \quad \beta > \varphi$$

即棘爪方位线 $O_1 A$ 与棘轮工作齿面法线 nn 间的夹角应大于摩擦角。此时棘爪所受的总反力 R ($R = \sqrt{F^2 + N^2}$) 的作用线必通过中心距连线 $O_1 O_2$ 之间。

(2) 棘爪轴心位置选定

为确保自动啮紧条件成立，棘爪轴心位置应位于与棘轮齿顶法线成 β 角的方向线上。图示如使 $\angle O_1 A O_2 = 90^\circ$ 时，此时 $\beta = \alpha$ (棘轮齿面倾角)，不但满足自动啮紧条件 $\beta > \varphi$ ，且能使棘爪受力最小。故最佳条件是棘爪轴心位置应位于与棘轮齿顶法线成 α 角的方向线上。

1.2.5 不对称梯形齿棘轮和棘爪的齿形画法

(表 41.5-7)

表 41.5-7 齿形画法

类型	步骤	图例
$z \leq 30$	<p>1) 以 O_2 为圆心，r_a、r_f 为半径作棘轮的齿顶圆和齿根圆 (图 a)</p> <p>2) 作齿距角 θ，在齿顶圆上定出 A 点和 D 点</p> <p>3) 取弦长 DC 等于齿顶弦厚 a，定出 C 点。作 AC 弦的中垂线 mm，$\angle ACB = 90^\circ - \varphi$ (齿槽角)，BC 与 mm 相交于 E 点，以 E 点为圆心，EC 为半径作圆交齿根圆于 B 点。用齿根圆角半径 r 将角 ABC 圆顺，即得棘轮齿廓。并检验齿面倾角 α 是否在推荐值范围内</p> <p>4) 图 b，作 AB 的垂线 nn，并向外作与 nn 成 β 角的直线 AO_1，在此线上截取棘爪长度 L，定出棘爪的转动中心 O_1。β 角按 $\beta > \varphi$ 选定，或取 $\beta = \alpha$</p> <p>5) 如 $O_1 O_2$ 中心距已知，则以 A 为圆心，L 为半径画圆，以 O_2 为圆心，$O_1 O_2$ 为半径画圆，两圆之交点即为 O_1。若 nn 与 $O_1 O_2$ 的交点位于 $O_1 O_2$ 之外，因不能保证自动啮紧条件，需重选 $O_1 O_2$ 和 L</p> <p>6) 以 AB 为基准，用 h、ψ_1、a_1 和 r_1 作出棘爪齿形。注意，棘爪的非工作边 a_1 并不与棘轮齿的非工作边重合</p>	

类型	步 骤	图 例
$z > 30$	1)、2) 同 $z \leq 30$ 时的步骤 1)、2) 3) 作与 AO_2 夹 α 角的直线, 与齿根圆交于 B 点。作与 AB 成 ψ 角的直线, 与齿顶圆交于 C 点, 用齿根圆角半径 r 圆顺角 ABC, 即得棘轮齿廓。CD 即为齿顶弦厚 a , 并校核 a 是否在选择范围之内。如 BC 线与齿顶圆交点在 D 点的右侧, 则应改变齿高 h 重新作图 4)、5)、6) 同 $z \leq 30$ 的步骤 4)、5)、6)	

1.2.6 三角形棘齿的齿高 h

有关, 其关系列于表 41.5-8。

棘齿形状若为三角形, 则其齿高 h 与齿形

表 41.5-8 三角形棘齿的齿高 h

类型	径向齿面 ($\alpha=0$)	倾斜齿面 ($\alpha \neq 0$)
简 图		
计算式	$h = mz \sin \frac{\pi}{z} \cos \left(\psi - \frac{\pi}{z} \right) / \sin \psi$	$h \approx AD \cos \alpha = mz \sin \frac{\pi}{z} \cos \left(\psi + \alpha - \frac{\pi}{z} \right) \cos \alpha / \sin \psi$
说明	ψ —齿槽角; z —齿数; α —齿面倾角; m —模数	

1.3 摩擦式棘轮机构的参数选择与设计

- 1.3.1 扇形块式棘轮机构(表 41.5-9、表 41.5-10)
- 1.3.2 滚子式棘轮机构(表 41.5-11)
- 1.3.3 不对称梯形齿棘轮和棘爪的零件图

图 41.5-3 和图 41.5-4 是曲轴磨床横进给机构中的棘轮和棘爪零件图。

2 槽轮机构

2.1 槽轮机构的常用类型

槽轮机构由槽轮 1、装有圆销的转臂(拨盘)和机架组成(见表 41.5-12)。通常拨盘为主动件作等速连续转动, 通过拨销带动从动件槽轮作间歇单向转动。槽轮机构具有结构简单、制造容易、工作可靠和效率高等特点, 但槽轮机构在工作过程中有冲击, 随着转速的增加及槽轮槽数的减少而加剧, 故不宜用于高速。常用于某些自动机械和轻工机械中作转位机构。

表 41.5-9 扇形块式棘轮机构受力分析

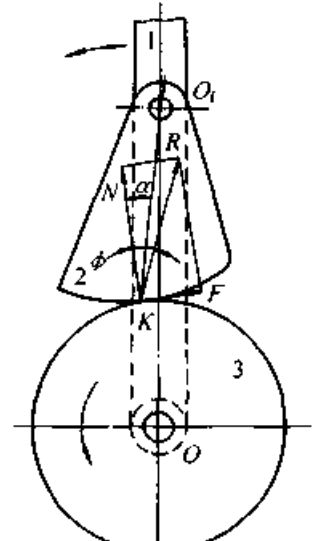
受力图	自动啮紧条件
	<p>扇形块 2 与轮 3 楔紧，并带动轮 3 一起转动。保持楔紧而不被推开的条件是：</p> $\alpha < \varphi$ <p>α—扇形块在接触点 K 处的法线与径向线 O_2K 之间的夹角，即扇形块廓线在 K 点的升角</p> <p>φ—摩擦角</p> <p>若取扇形块廓线各点的升角 α 均相等，且满足 $\alpha < \varphi$，则不论在扇形块工作边上那一点接触均不会被推开</p> <p>图中 N—正压力；F—摩擦力； R—N 和 F 的合力</p>

表 41.5-10 楔形块工作廓线类型

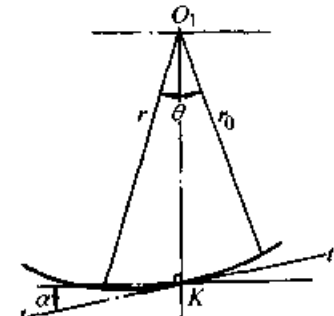
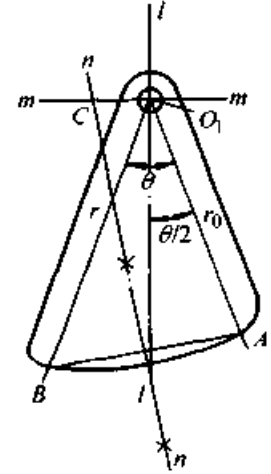
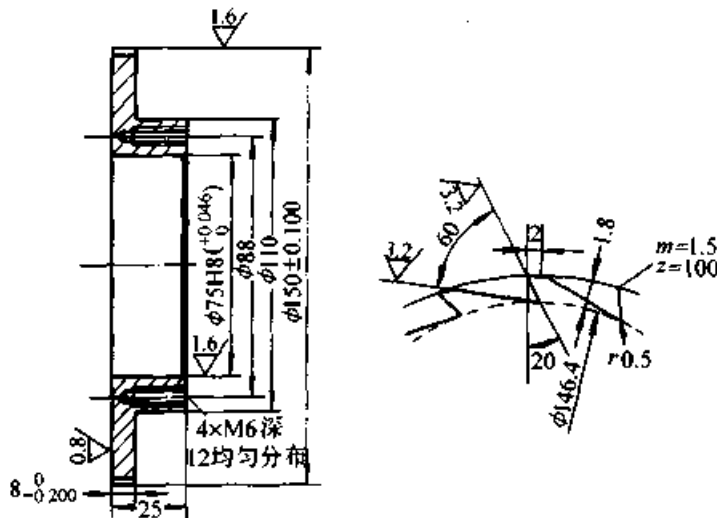
类型	对数螺旋线廓线	圆弧廓线
简图		
廓线方程及说明	<p>廓线方程：</p> $r = r_0 e^{a\theta}$ <p>式中 $a = \tan \alpha = \text{常数}$ r_0—起始半径 r—离 r_0 为 θ 处的半径</p> <p>对数螺旋线上每一点的 α 均相等，满足廓线要求</p>	<p>在 θ 较小时，对数螺旋线可用圆弧代替。</p> <p>圆弧作法：</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 按结构要求选定 r_0 和 θ 2) 作 θ 角的平分线 ll 3) 通过 O_1 点作 ll 的垂线 mm 4) 按选定的 a 值代入螺旋线方程计算出 r 5) 连 r_0、r 的端点 AB，并作其中垂线 nn 与 mm 交于 C 点，以 C 点为圆心，CA 为半径作圆弧 \widehat{AB}，\widehat{AB} 即为所求的代替对数螺旋线的圆弧。 <p>扇形块和棘轮均为钢制时，通常取 $a \leq 6'$</p>

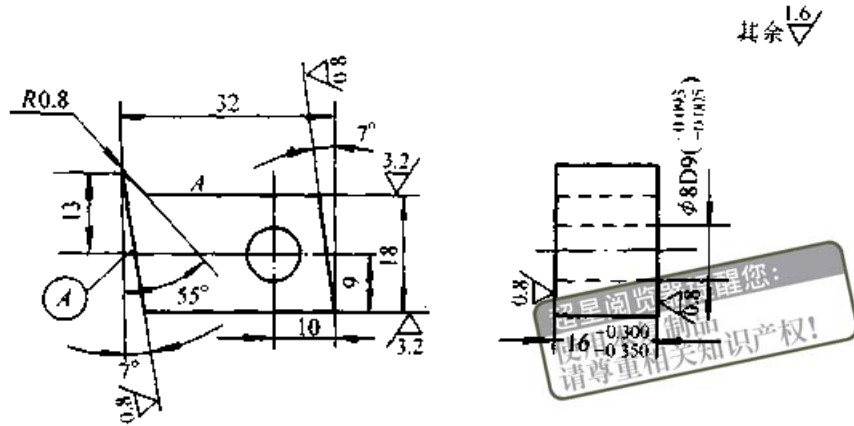
表 41.5-11 受力分析与自动楔紧条件

类型	圆弧对数螺旋线型	圆弧直线型
工作行程受力图		
自动楔紧条件与说明	<p>输入件 1 工作面为圆弧，输出件 3 工作面为对数螺旋线，用圆柱滚子代替楔形块。为保证正常传动，应使滚子向狭窄处越楔越紧而不推出，应满足自动楔紧条件：</p> $\beta < 2\varphi$ <p>β—两接触点处公切线的夹角，称为楔紧角 φ—摩擦角</p> <p>在输入、输出件和滚子均采用淬硬钢时，一般取 $\beta = 2.5^\circ \sim 8.5^\circ$，负载大时取大值。$\beta$ 角不宜过小，否则在回程时不易退出，甚至会发生咬死现象</p>	<p>输入件 1 工作面为圆弧，输出件 3 工作面为直线，用圆柱滚子代替楔形块。自动楔紧条件由图 a 知</p> $\beta < 2\varphi$ <p>楔紧角 β 的选择同圆弧对数螺旋线型。</p> <p>由图 b 知：β、r_c 与轮 1、3 的廓形间应保持下列关系</p> $h = (R - r_c) \cos\beta - r_c$ <p>式中 β—楔紧角，r_c—滚子半径 R—轮 1 内径，h—保证滚子楔紧在 β 角处的轮 3 台阶高度</p>



材料：45 钢 热处理：齿部淬硬 48HRC
 技术条件： $\phi 75H8$ 与 $\phi 150$ 的同轴度 0.05

图 41.5-3 棘轮零件图



材料: 65Mn 热处理: 爪部淬硬 53HRC
 技术条件: 1. A 面与 φ8D9 孔的平行度 0.09。
 2. 宽 16 两端面间的平行度 0.02,
 与 φ8D9 孔的垂直度 0.05

图 41.5-4 棘爪零件图

表 41.5-12 槽轮机构常用类型

类型	机构简图	说明
单销式 外接型		<p>图示 1 为主动拨盘, 2 为从动槽轮。在拨盘上的圆销 A 未进入槽轮的径向槽时, 由于槽轮的内凹锁止弧 S_2 被主动件的外凸锁止弧 S_1 锁住, 故槽轮停止不动。当圆销 A 进入槽轮径向槽时, 锁止弧 S_2 松开, 圆销 A 驱使槽轮反向回转。当圆销 A 开始脱出槽轮径向槽时, 槽轮的另一锁止弧又被主动件上的外凸锁止弧 S_1 锁住, 又使槽轮静止不动, 直至下一个运动循环开始</p> <p>为避免槽轮 2 在起动和停歇时发生刚性冲击, 圆销 A 开始进入径向槽或自径向槽中脱出时, 径向槽的中心线应切于圆销中心的运动圆周, 即图示 $O_2A \perp O_1A$</p>
多销式		<p>在不提高拨盘转速 n_1 的情况下, 为使槽轮在拨盘转动一周内转过 2β 角的倍数角, 可在拨盘同一圆周上均布安装 m 个滚子, 图示为对称双销式</p> <p>因后一个圆销只有在前面一个圆销脱离槽轮后, 才能进入槽轮槽内, 每两个圆销间的夹角 γ 应大于 2α</p> <p>2β—槽轮转位一次转过的角度 2α—槽轮转过 2β 角度时, 拨盘相应转过的角度</p>

类型	机构简图	说明
内 接 型		<p>内槽轮机构的结构原理和工作过程与外槽轮机构基本相同，内槽轮与拨盘转向相同，圆销数只有一个。多用于槽轮停歇时间短、机构占用空间地位小和传动要求较平稳的场合。</p>
外 接 型		<p>主、从动轴 1、2 垂直相交于球心 O。从动槽轮 2 呈半球形，主动转臂上的圆销 3 的轴线亦通过球心 O。 槽轮转动时间和停歇时间相等</p>

于表 41.5-13。


2.2 平面槽轮机构的运动设计

平面槽轮机构的运动参数和几何尺寸计算列

表 41.5-13 平面槽轮机构运动参数和几何尺寸计算

机构简图	外接槽轮机构	内接槽轮机构

续表 41.5-13

序号	项 目	计算公式与说明	
		外 接	内 接
1	槽数 z 中心距 a 圆销半径 R_r	$3 \leq z \leq 18$, z 少时, 动力学性能差, 按工作要求选定 a 和 R_r , 根据结构选定 	
2	槽轮运动角 2β	$2\beta = 360^\circ / z$ 即槽轮转位角	
3	转盘运动角 2α	$2\alpha = 180^\circ - 2\beta$	$2\alpha = 180^\circ + 2\beta$
		即槽轮每次转位时, 拨盘的相应转角	
4	拨盘半径 R_1	拨盘上, 圆销中心圆的半径 $R_1 = O_1A = a \sin\beta$	
5	槽轮名义外圆半径 R_2	从槽轮轴心到槽口长度, $R_2 = O_2A$ 可按中心距 a 和 β 角计算 $R_2 = O_2A = a \cos\beta$	
6	圆销半径 R_r	一般取 $R_r \approx R_1/6$	
7	槽轮实际外圆半径 R'_2	如取槽轮半径为 R_2 , 则当滚子开始进入径向槽时, 将与轮槽两侧顶端产生间隙 Δ , 导致冲击 (图 41.5-5)。故实际半径 R'_2 应为 O_2 至轮槽侧边延长线与滚子切点 D 间的距离, 即 $R'_2 = O_2D = \sqrt{R_2^2 + R_r^2}$	
8	拨盘相对半径 λ	$\lambda = R_1/a = \sin\beta$	
9	槽轮相对半径 ξ	$\xi = R_2/a = \cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2}$	
10	槽底半径 R_d	$R_d = a - (R_1 + R_r) - e$	$R_d = a + (R_1 + R_r) + e$
		e —滚子与槽底间的空隙, 一般取 $e = 2 \sim 5$ mm	
11	槽深 h	$h = R_2 - R_d$	$h = R_d - R_2$
12	拨盘回转轴直径 d_1	$d_1 < 2(a - R_2)$ 悬臂时不受此限制	均为悬臂安全, 可按结构选定
13	槽轮轴直径 d_2	$d_2 < 2(a - R_1 - R_r - e)$	$d_2 < 2(a - R_1 - R_r)$
14	锁止弧半径 R_o	$R_o \leq R_1 - R_r - b$ 槽顶厚度 $b = (0.6 \sim 0.8) R_r$, 但一般 $b > 3 \sim 5$ mm	$R_o > R_1 + R_r$
15	凸锁止弧所对中心角 γ	锁止圆弧应与拨盘上圆销的位置对称, 且使圆销刚进入槽轮时, 拨盘上的凸锁止弧的边缘正好位于凹锁止弧的位置 $\gamma = (360^\circ / j) - 2\alpha$	
16	拨盘上的圆销数 j	$j \leq 2z / (z - 2)$, 参见表 41.5-14	$j = 1$
17	槽轮每循环运动时间 t_t	$t_t = \left(\frac{z-2}{z}\right) \frac{30}{n_1}$	$t_t = \left(\frac{z+2}{2}\right) \frac{30}{n_1}$
		n_1 —拨盘转速	
18	槽轮每循环停歇时间 t_d	$t_d = \left[\frac{2z-j(z-2)}{jz}\right] \frac{30}{n_1}$	$t_d = \left(\frac{z-2}{z}\right) \frac{30}{n_1}$

序号	项 目	计算公式与说明	
		外 接	内 接
19	槽轮机构的动停比 k	$k = \frac{t_1}{t_d} = \frac{z-2}{(2z/j) - (z-2)}$	$k = \frac{t_1}{t_d} = \frac{z+2}{z-2}$
20	槽轮机构的运动系数 τ	$\tau = \frac{t_1}{t_1+t_d} = \frac{j(z-2)}{2z}$	$\tau = \frac{t_1}{t_1+t_d} = \frac{z+2}{2z}$
21	拨盘角位移 θ_1 和角速度 ω_1	θ_1 由中线 O_1O_2 起度量 $\omega_1 = \pi n_1/30$ n_1 —拨盘转速 (r/min)	
22	槽轮角位移 θ_2	$\theta_2 = \arctan\left(\frac{\lambda \sin\theta_1}{1 - \lambda \cos\theta_1}\right)$	$\theta_2 = \arctan\left(\frac{\lambda \sin\theta_1}{1 + \cos\lambda}\right)$
		θ_2 由中心线 O_1O_2 起度量, 式中 θ_1 的取值范围为 $0 \leq \theta_1 \leq \alpha$	
23	槽轮角速度 ω_2	$\omega_2 = \frac{\lambda (\cos\theta_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos\theta_1 + \lambda^2} \omega_1$	$\omega_2 = \frac{\lambda (\cos\lambda + \lambda)}{1 + 2\lambda \cos\theta_1 + \lambda^2} \omega_1$
24	$\omega_{2\max}$ 相对应的拨盘转角 θ_{1m}	$\theta_{1m} = 0$ $\omega_{2\max} = \frac{\lambda \omega_1}{1 - \lambda}$	$\theta_{1m} = 0$ $\omega_{2\max} = \frac{\lambda \omega_1}{1 + \lambda}$
25	槽轮角加速度 ϵ_2	$\epsilon_2 = \frac{(\lambda - \lambda^3) \sin\theta_1 \omega_1^2}{(1 - 2\lambda \cos\theta_1 + \lambda^2)^2}$	$\epsilon_2 = \frac{(\lambda - \lambda^3) \sin\theta_1 \omega_1^2}{(1 + 2\lambda \cos\theta_1 + \lambda^2)^2}$
		$\omega_1 = \text{常数}$, ω_2 , ϵ_2 随 θ_1 变化。在起始和终止位置时, $\omega_2 = 0$, $\epsilon_2 \neq 0$, 故存在柔性冲击。由于 $\lambda = \sin(\pi/z)$, 故 ω_2 、 ϵ_2 的变化取决于槽数 z , 图 41.5-6a、b 表示不同 z 时 ϵ_2 的变化曲线。在相同 z 的情况下, 内槽轮 ϵ_2 的变化较外槽轮平缓	
26	$\epsilon_{2\max}$ 相对应的拨盘转角	$\theta'_{1m} = \arccos\left[-\left(\frac{1+\lambda^2}{4\lambda}\right) + \sqrt{\left(\frac{1+\lambda^2}{4\lambda}\right)^2 + 2}\right]$	$\theta'_{1m} = \pm \alpha$
		将 θ'_{1m} 代入上述 ϵ_2 计算公式即可求出 $\epsilon_{2\max}$	

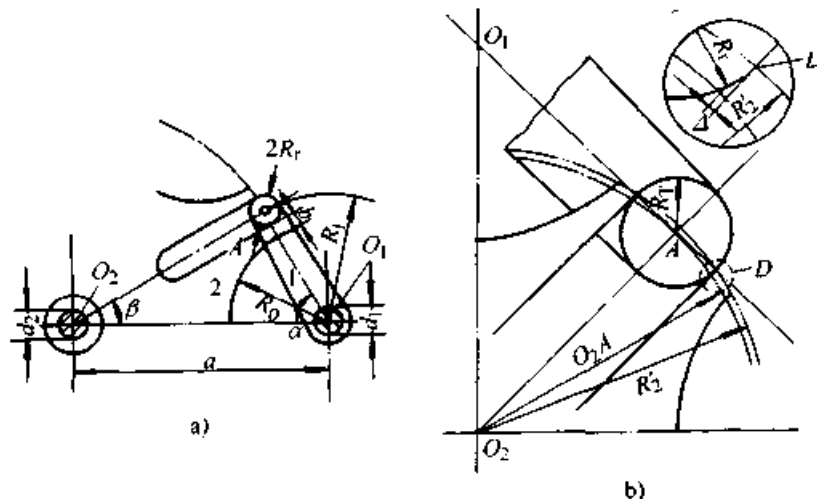


图 41.5-5 槽轮的名义外圆半径和实际外圆半径

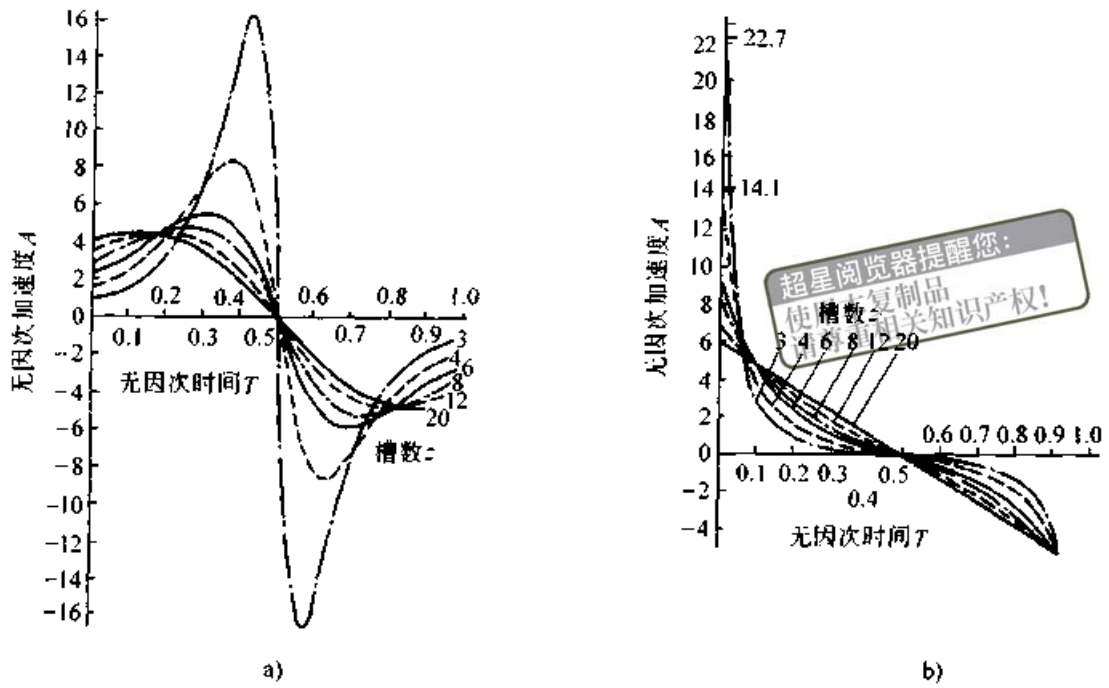


图 41.5-6 不同槽数时槽轮机构的 ϵ_2 曲线
a) 外接 b) 内接

表 41.5-14 槽轮机构中槽数 z 、圆销数 j 、动停比 k 和运动系数 τ

z	3					4			5			6		7		8		9		10		12		15		18			
外槽轮	j	1	2	3	4	5	1	2	3	1	2	3	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
	k	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{2}$	1	2	5	$\frac{1}{3}$	1	3	$\frac{2}{7}$	$\frac{3}{2}$	9	$\frac{1}{2}$	2	$\frac{5}{9}$	$\frac{5}{2}$	$\frac{3}{5}$	3	$\frac{7}{11}$	$\frac{7}{2}$	$\frac{2}{3}$	4	$\frac{5}{7}$	5	$\frac{13}{17}$	$\frac{13}{2}$	$\frac{4}{5}$	8	
	τ	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{5}{6}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{10}$	$\frac{3}{5}$	$\frac{9}{10}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{5}{14}$	$\frac{5}{7}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{18}$	$\frac{7}{9}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{4}{5}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{5}{6}$	$\frac{13}{30}$	$\frac{13}{15}$	$\frac{4}{9}$	$\frac{8}{9}$	
内槽轮	j	1																											
	k	5					3			$\frac{7}{3}$			2		$\frac{9}{5}$		$\frac{5}{3}$		$\frac{11}{7}$		$\frac{3}{2}$		$\frac{7}{5}$		$\frac{17}{13}$		$\frac{5}{4}$		
	τ	$\frac{5}{6}$					$\frac{3}{4}$			$\frac{7}{10}$			$\frac{2}{3}$		$\frac{9}{14}$		$\frac{5}{8}$		$\frac{11}{18}$		$\frac{3}{5}$		$\frac{7}{12}$		$\frac{17}{30}$		$\frac{5}{9}$		

外、内槽轮机构的主要参数见表 41.5-15 和 表 41.5-16。

表 41.5-15 外槽轮机构的主要参数

槽数	槽轮运动角	拨盘运动角	凸锁止弧所对中心角	拨盘相对半径	槽轮相对半径	最大类角速度	最大类角加速度	圆销进出轮槽时的类角加速度	ϵ_{2max} 相对应的拨盘转角
z	2β	2α	γ	λ	ϵ	$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{max}$	$\left(\frac{\epsilon_2}{\omega_1^2}\right)_{max}$	$\left(\frac{\epsilon_2}{\omega_1^2}\right)_s$	θ'_{rm}
3	120°	60°	300°	0.866 0	0.500 0	6.464	31.400	1.732	4.76°
4	90°	90°	270°	0.707 1	0.707 1	2.414	5.406	1.000	11.46°

超星浏览器提醒您: 续表 41.5-15
 禁止复制或
 传播

槽数	槽轮运动角	拨盘运动角	凸锁止弧所 对中心角	拨盘相 对半径	槽轮相 对半径	最大类角 速度	最大类角 加速度	圆销进出 轮槽时的 类角加速度	ϵ_{2max} 相对应 的拨盘转角
z	2β	2α	γ	λ	ξ	$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{max}$	$\left(\frac{\epsilon_2}{\omega_1^2}\right)_{max}$	$\left(\frac{\epsilon_2}{\omega_1^2}\right)_s$	θ'_{1m}
5	72°	108°	252°	0.587 8	0.809 0	1.425	2.299	0.727	17.57°
6	60°	120°	240°	0.500 0	0.866 0	1.000	1.350	0.577	22.91°
7	51.43°	128.57°	231.43°	0.433 9	0.900 9	0.766	0.928	0.481	27.55°
8	45°	135	225	0.382 7	0.923 9	0.620	0.699	0.414	31.56°
9	40°	140	220	0.342 0	0.939 7	0.520	0.559	0.364	35.27°
10	36°	144°	216°	0.309 0	0.951 1	0.447	0.465	0.325	38.50°
12	30°	150°	210°	0.258 8	0.965 9	0.349	0.348	0.268	44.00°
15	24°	156°	204°	0.207 9	0.978 2	0.263	0.253	0.213	50.50°
18	20°	160°	200°	0.173 7	0.984 8	0.210	0.200	0.176	55.50°

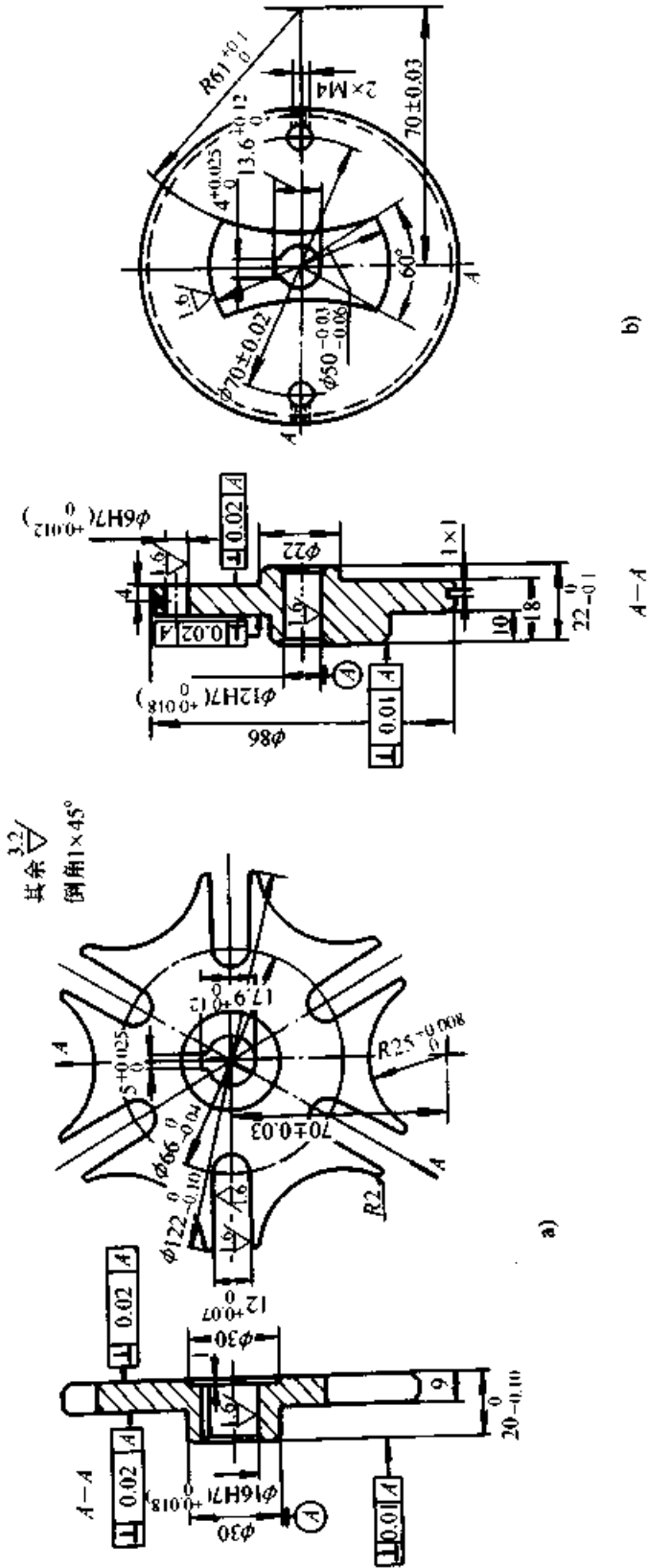
注: γ 仅指圆销数 $j=1$ 的情况。

表 41.5-16 内槽轮机构主要参数

槽数	槽轮运动角	拨盘运动角	凸锁止弧所 对运动角	拨盘相 对半径	槽轮相 对半径	最大类 角速度	最大类 角加速度
z	2β	2α	γ	λ	ξ	$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{max}$	$\left(\frac{\epsilon_2}{\omega_1^2}\right)_{max}$
3	120°	300°	60°	0.666 0	0.500 0	0.464	1.732
4	90°	270°	90°	0.707 1	0.707 1	0.414	1.000
5	72°	252°	108°	0.587 8	0.809 0	0.370	0.727
6	60°	240°	120°	0.500 0	0.866 0	0.333	0.577
7	51.43°	231.43°	128.57°	0.433 9	0.900 9	0.303	0.481
8	45°	225°	135°	0.382 7	0.923 9	0.277	0.414
9	40°	220°	140°	0.342 0	0.939 7	0.255	0.364
10	36°	216°	144°	0.309 0	0.951 1	0.236	0.325
12	30°	210°	150	0.258 8	0.965 9	0.206	0.268
15	24°	204°	156°	0.207 9	0.978 2	0.172	0.213
18	20°	200°	160°	0.173 7	0.984 8	0.148	0.176

2.3 平面槽轮机构的主要零件图 (图 41.5-7)

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！



1. 槽轮
材料与热处理: 38CrMoAl, 调质 240HBS,
渗氮 0.5 mm, 550HV
2. 拨盘
材料与热处理: 45 钢 调质 240HBS
3. 拨盘圆销
材料与热处理: 45 钢, 表面淬火 42HRC

图 41.5-7 槽轮机构主要零件图
a) 槽轮 b) 拨盘 c) 拨盘圆销

2.4 平面槽轮机构的动力性能

平面槽轮机构的动力性能是指槽轮角速度的变化对传动平稳性的影响，通常用 ϵ_2/ω_1^2 比值表示。图 41.5-8a、b 分别为外槽轮和内槽轮 $\epsilon_2/\omega_1^2-\theta_1$ 线图。由图中看出槽轮角加速度的变化随着槽数的减小而加剧，故槽数越多动力性能愈

好，传动越平稳。在相同条件下，内槽轮角加速度的变化比外槽轮小，所以内槽轮传动平稳性要优于外槽轮。

为了改善槽轮机构的动力性能，可采用槽轮机构与其他机构组合使用。表 41.5-17 列出了几种常用形式。

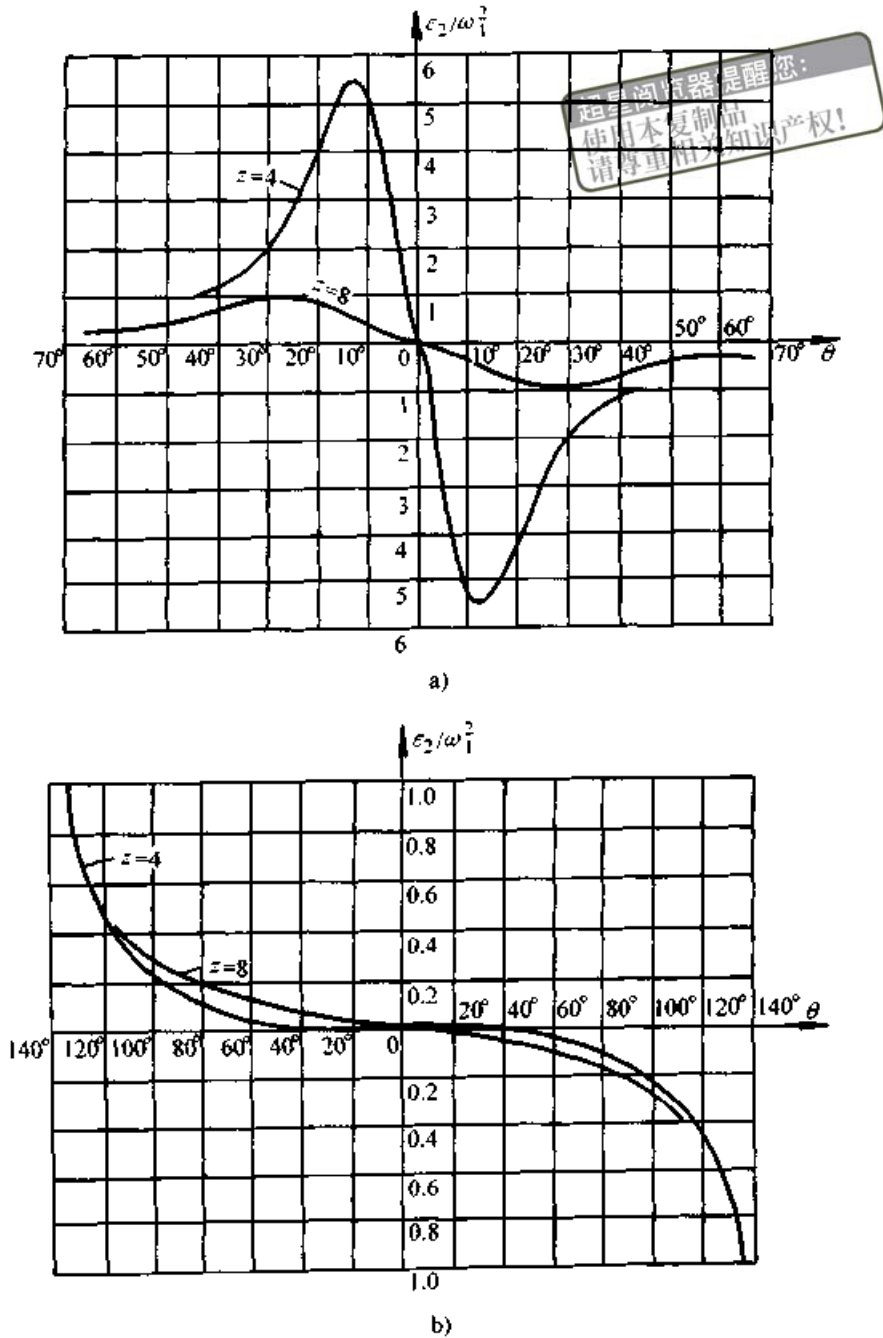


图 41.5-8 平面槽轮机构的 $\frac{\epsilon_2}{\omega_1^2}-\theta_1$ 线图

a) 外槽轮 b) 内槽轮

表 41.5-17 改善动力性能的槽轮机构

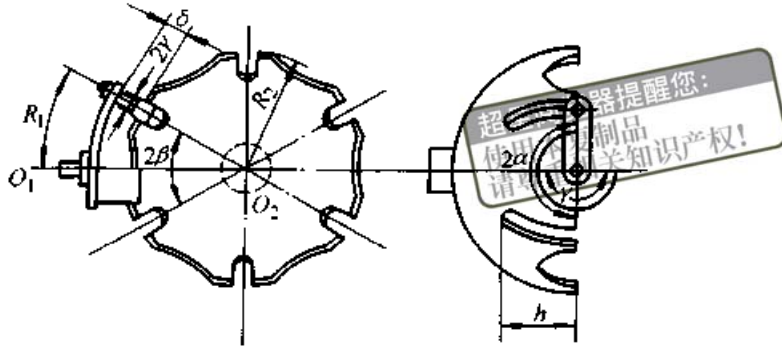
类型	齿轮-槽轮机构	椭圆齿轮-槽轮机构
机构简图		
说明	<p>拨盘 2 与蜗轮 6 固联，由蜗杆 1 带动；槽轮 3 与齿轮 4 固联；工作台（图中未画出）与齿轮 5 固联。齿轮 5 由齿轮 4 带动。增速比为 2，这样就可用力性能较好的 8 槽轮机构代替动力性能较差的四槽轮机构。其缺点是机构尺寸增大</p>	<p>拨盘 3 与从动椭圆齿轮 2 固联。根据椭圆齿轮的传动特性，当主动椭圆齿轮 1 等速转动时，椭圆齿轮工作变速转动，从而带动拨盘 3 作变角速转动。圆销刚进入轮槽图示位置时</p> $\omega_2 = \omega_1 \left(\frac{1-e}{1+e} \right)$ <p>圆销进入轮槽瞬间时</p> $\epsilon_3 = \left[\omega_1 \left(\frac{1-e}{1+e} \right) \right]^2 \tan \frac{\pi}{2}$ <p>式中 e—椭圆偏心率（焦距与长轴之比）</p> <p>由椭圆齿轮带动的槽轮机构在不降低拨盘转速的情况下，可使槽轮角加速度下降</p> <p>例如 $e=0.24$ 时，ϵ_3 可减少 62.4%</p>
	曲柄摆动导块-槽轮机构	凸轮-槽轮机构
机构简图		
说明	<p>驱动槽轮的圆销 A，安装在曲柄摆动导块机构 O_2BO_1 中导杆 1 的外伸段上，圆销中心 A 点的轨迹不再是一个圆，从而改善了槽轮 2 的动力学特性</p>	<p>圆销 A 装在杆 1 的弹性支承上，当它进入固定凸轮 3 的导槽后，圆销即沿导槽运动。适当的设计固定导槽的凸轮曲线，可使圆销在工作过程中不断改变转臂 1 的回转半径，从而改善了槽轮 2 运动的不均匀性</p>

2.5 球面槽轮机构的主要参数 (表 41.5-18)

表 41.5-18 球面槽轮机构的主要参数

项 目	计算公式与说明				
	槽数 z	3	4	5	6
槽轮运动角 2β	120°	90°	72°	60°	45°
拨盘运动角 2α	180°				
球面槽轮半径 R_2	按结构需要选定				
两轴位置	立交, 主动件 I 的轴线通过球面槽轮的球心				
拨盘半径 R_1 (弧长)	$R_1 = (R_2 + \delta)\beta$ δ —由结构确定的间隙				
圆销半径 R_c	$h > R_2 \sin\beta + R_c$				
槽深 h (沿槽轮轴线方向)	根据结构和强度要求确定。圆销中心线通过球心				
凸锁止弧所对中心角 γ	180°				
圆销数 j	1				
动停比 k	1				
运动系数 τ	1/2				
槽轮最大类角速度 $\omega_{2\max}/\omega_1$	1.732	1.000	0.727	0.577	0.414
槽轮最大类角加速度 $\varepsilon_{2\max}/\omega_1^2$	2.172	0.880	0.579	0.456	0.354

机构简图



3 不完全齿轮机构

不完全齿轮机构是由渐开线齿轮机构演变而成的一种间歇运动机构。它与普通渐开线齿轮机构主要不同点是：轮齿在分度圆周上不是全布

满，故当主动轮连续等速转动时，从动轮作间歇回转运动。

3.1 常用类型和特点 (表 41.5-19)

表 41.5-19 不完全齿轮机构常用类型和特点

类型	外啮合不完全齿轮机构	内啮合不完全齿轮机构
机构简图		

续表 41.5-19

类型	外啮合不完全齿轮机构	内啮合不完全齿轮机构
说明	图中1为主动轮, 2为从动轮, S_1 、 S_2 分别为外凸和内凹锁止弧, 主动轮1作连续等速转动时, 从动轮作间歇单向转动。外啮合式, 两者转向相反; 内啮合式, 两者转向相同。轮1凸锁止弧与轮2凹锁止弧配合时, 可使轮2在一定时间内停歇不动。这种机构结构简单, 动停比不受机构结构限制。但从动轮在转动的始末存在速度突变, 会引起较大的冲击。故该机构只能用于低速、轻载和冲击不影响正常工作的场合	

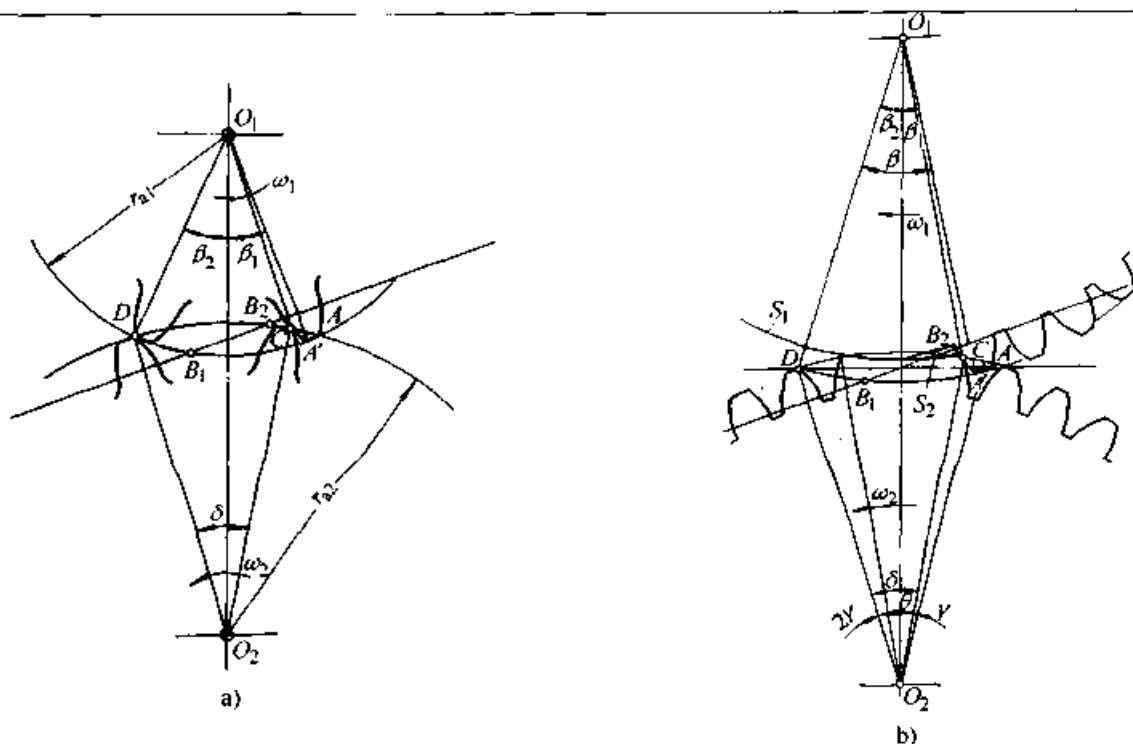
3.2 啮合过程分析

机构有所不同, 它在进入和退出啮合时有速度突变。其啮合过程分析见表 41.5-20。

不完全齿轮机构啮合过程与普通渐开线齿轮

表 41.5-20 不完全齿轮机构啮合过程分析

啮合图



啮合分析

1) 设主动轮1齿数 $z_1=1$, 先不考虑锁止弧的设置问题。如图 a 所示, 两轮齿顶圆相交于 A、D 两点, 轮1的轮齿只有进入 \widehat{AD} 内, 才能推动轮2的齿转动。图示为一对齿廓在进入与退出啮合时的位置。当主动轮齿廓和从动轮齿顶在 C 点接触时, 从动轮2开始运动, 这时轮2的齿顶在轮1齿廓上向齿根滑动, 两轮齿廓的接触点将沿着从动轮齿顶圆从 C 点移到实际啮合线上的 B_2 点。在这个过程中, 从动轮作加速转动。当主动轮继续转动时, 两轮进入正常啮合运动, 同时啮合点将开始沿实际啮合线 B_2B_1 移动, 从动轮作等速转动。当啮合点到达 B_1 点时, 两轮并未脱离啮合, 由于没有后续轮齿处于啮合状态, 故轮1的齿顶将沿作齿轮2的齿廓向齿顶滑动, 直到两轮齿的接触点, 沿着主动轮的齿顶圆从 B_1 点移到 D 点后才脱离接触, 在此过程中, 从动轮作减速转动。图示轮2转过的角度为 δ , 相应主动轮转过的角度为 $\beta_1 + \beta_2 = \beta$

2) 如图 b 所示, 主动轮齿数 $z_1 > 1$ 的情况。图示状态为从动轮的停歇状态即将结束, 将要开始转动的位置。锁止弧 S_2 两侧为渐开线齿廓, 其对应的中心角为 θ 。主动轮上的第一个齿 (首齿) 进入啮合的情况与主动轮 $z_1=1$ 的情况相同。在首齿与轮2的轮齿在 B_2 点接触之后, 两轮作等角速比传动, 且随后各对齿的传动都与普通渐开线齿轮传动一样。当主动轮最后一个齿 (末齿) 与轮2轮齿啮合点到达 B_1 点时, 由于没有后续齿, 所以它又与主动轮 $z_1=1$ 时退出啮合的情况相同

3.3 设计计算

3.3.1 设计中应考虑的几个问题

(1) 动停比的校核

由啮合过程分析知，由于不完全齿轮传动过程中存在定传动比啮合线外的齿顶滑动接触，因此，运动系数 τ 要大于设计要求值。为此，可以用改变主动轮假想齿数（即假想分度圆上布满轮齿时的齿数） z'_1 的方法进行调整，以保证动停比满足设计要求。

(2) 齿顶干涉和主动轮首末两齿齿顶高系数 h_{as}^* 和 h_{am}^* 的确定

图 41.5-9 所示，细实线表示从动轮处于开始啮合位置，主动轮首齿的齿顶被从动轮齿顶顶住（A'点）而不能进入啮合，即发生干涉。解

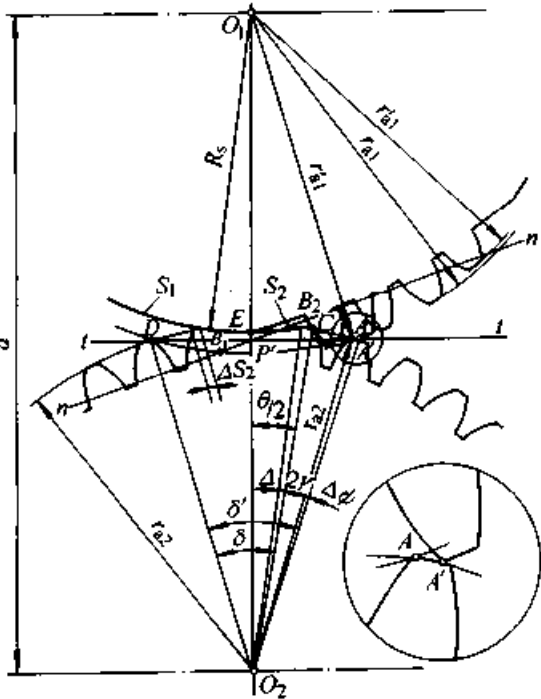


图 41.5-9 不完全齿轮机构中主动轮的首、末齿齿顶高与干涉现象

决的方法是降低主动轮首、末齿的齿顶高。主动轮的中间齿和从动轮齿的齿顶高与普通渐开线齿轮相同。一般取齿顶高系数 $h_{a1}^* = h_{a2}^* = 1$ 。为保证从动轮在每次转位前、后均有相同的对称静止位置，从动轮锁止弧中应包含有整数 k 个齿，在此情况下 $h_{am}^* < 1$ ，如 k 选得不合适。有可能 $h_{am}^* > 1$ 。 h_{as}^* 的选取应满足首齿进入啮合时不产生齿顶干涉。理论上可取 $h_{as}^* = h_{am}^*$ ，实际上考虑加工精度的影响，常取 $h_{as}^* < h_{am}^*$ 。关于 h_{am}^* 的值可查表 41.5-21。

(3) 重合度的校核

主动轮首、末齿齿顶高修正值，必然影响啮合传动时的重合度 ϵ ，若 $\epsilon < 1$ ，当主动轮首齿已啮合至终止啮合点 B_1 时，而第二对齿尚未啮合，从动轮速度将发生突变，称此为第二次冲击，设计时必须保证首齿工作时的重合度 $\epsilon > 1$ ，其校核方法与渐开线齿轮相同。

(4) 锁止弧配置问题

锁止弧 S 的大小和尺寸需视锁止弧的配置情况而定，没有严格要求。图 41.5-9 所示的锁止弧应满足如下条件。

1) 对从动轮锁止弧 S_2 的要求 在静止位置时，锁止弧应对称于中心线；必须保证锁止弧两侧齿廓完整，锁止弧与齿廓不能直接相连，两端必须保证有一定的齿顶厚度，一般取 $\Delta S > 0.5m$ 的齿顶厚。

2) 对主动轮上锁止弧 S_1 的要求 在主动轮首齿进入啮合和末齿脱离啮合时，锁止弧的终点和始点均需位于两轮中心线上；必须保证首齿和末齿的齿形完整，齿根高和齿根圆角都应保持正常值。在首齿之前和末齿之后，齿根以内凹的过渡曲线或直线与锁止弧相连。

表 41.5-21 k 和不产生齿顶干涉的主动轮末齿齿顶高系数 h_{am}^*

z'_2	$k=1$			$k=2$											
15	0.27	0.011	0.011			0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0.77	0.74	0.73	0.71	$k=2$
20	0.08	—	0.89	0.75	0.66	0.58	0.53	0.47	0.44	0.40	0.38	0.35	0.34	0.31	
25	—	0.85	0.66	0.52	0.42	0.35	0.30	0.25	0.21	0.17	0.15	0.12	0.11	0.97	$k=3$
30	—	0.70	0.51	0.37	0.27	0.20	0.14	0.98	0.91	0.86	0.81	0.77	0.74	0.70	
35	0.90	0.59	0.40	0.26	0.16	0.97	0.87	0.79	0.73	0.67	0.63	0.58	0.55	0.52	

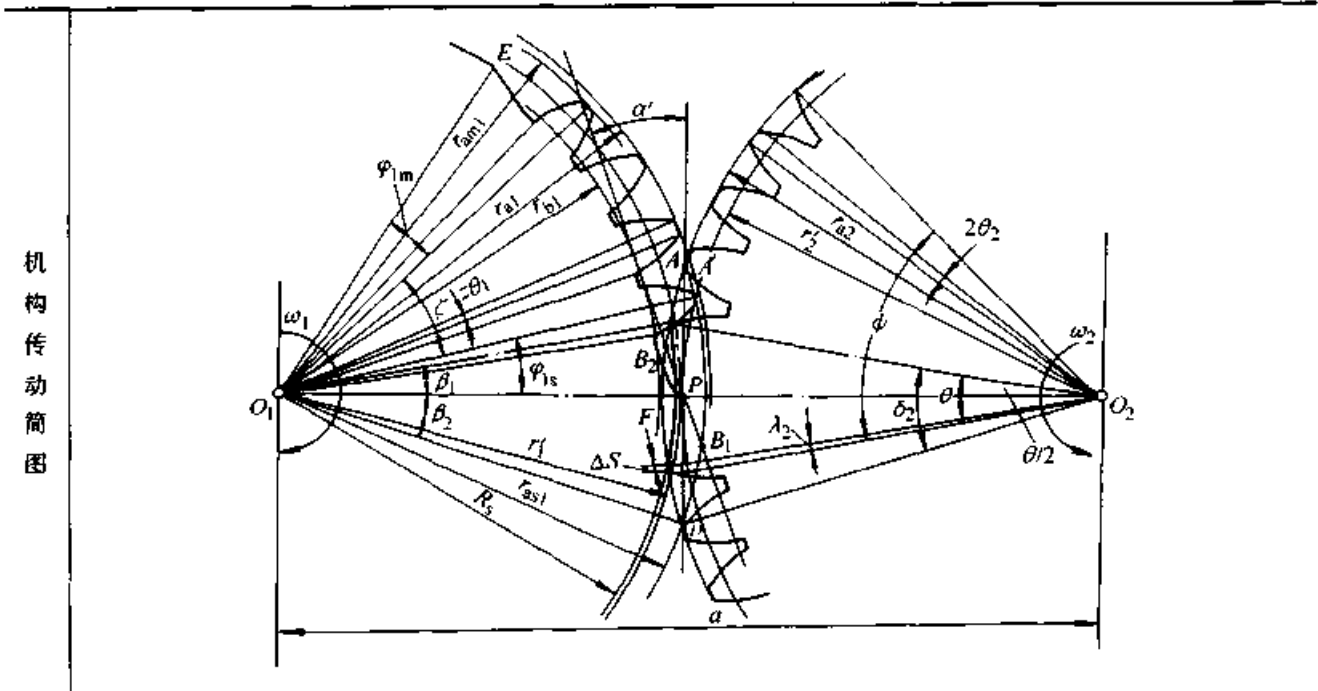
续表 41.5-21

z_2	$k=1$			$k=2$											z_1		
40	0.83	0.52	0.32	0.18	0.95	0.83	0.74	0.65	0.59	0.53	0.49	0.44	0.41	0.38	$k=3$		
45	0.77	0.46	0.26	0.12	0.85	0.73	0.63	0.55	0.48	0.43	0.38	0.34	0.30	0.27			
50	0.72	0.40	0.21	0.93	0.76	0.64	0.54	0.46	0.40	0.34	0.29	0.98	0.93	0.87			
55	0.68	0.37	0.16	0.86	0.70	0.57	0.47	0.39	0.33	0.27	0.93	0.87	0.82	0.77	$k=4$		
60	0.65	0.33	0.13	0.80	0.64	0.51	0.41	0.33	0.27	0.91	0.84	0.78	0.73	0.68			
65	0.62	0.30	0.98	0.76	0.59	0.46	0.36	0.28	0.93	0.84	0.77	0.71	0.65	0.61			
70	0.60	0.28	0.94	0.72	0.55	0.42	0.32	0.96	0.86	0.78	0.70	0.64	0.59	0.54			
75	0.57	0.26	0.91	0.68	0.51	0.39	0.29	0.91	0.80	0.72	0.65	0.58	0.53	0.48			
80	0.55	0.24	0.87	0.64	0.48	0.35	0.98	0.85	0.75	0.67	0.60	0.53	0.48	0.43			
z_2	z_1	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80		

注：1. 本表适用于 $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$ 的情况。
 2. z'_1 、 z'_2 ——主、从动轮的假想齿数（即假想分度圆周上布满轮齿时的齿数）。

3.3.2 外啮合不完全齿轮机构的主要参数和几何尺寸计算（表 41.5-22）

表 41.5-22 外啮合不完全齿轮机构设计计算



序号	项目	计算公式与说明
1	假想齿数 z'_1 、 z'_2	主动轮 1 和从动轮 2 假想，在分度圆周上布满轮齿时的齿数。按工作条件选定
2	模数 m (mm)	为标准值，同渐开线直齿圆柱齿轮。按传动能力决定
3	分度圆压力角 α	为标准值 $\alpha = 20^\circ$
4	齿顶高系数 h_a^*	标准正常齿 $h_a^* = 1$

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
侵害知识产权
续表 41.5-22

序号	项 目	计算公式与说明
5	顶隙系数 C'	标准正常齿 $C' = 0.25$
6	从动轮停歇次数 N	从动轮每转一周停歇的次数, 亦即从动轮含有的锁止弧数, 按工作要求选定
7	从动轮一个停、动周期中的运动角 ψ	$\psi = 360^\circ/N$
8	ψ 角中所包含的齿数 z_2	$z_2 = z'_2/N$
9	从动轮两相邻锁止弧间的实际齿槽数 z''_2	z''_2 与主动轮实际齿数相等即 $z''_2 = z_1$
10	从动轮锁止弧所跨越的整齿距数 k	从动轮每个锁止弧所跨越的齿距数加 +0.5 后取整数 $k = z_2 - z_1 + 1$
11	主动轮末齿齿顶高系数 h_{am}^*	按 z'_1 、 z'_2 和 k 值查表 41.5-21
12	主动轮首齿齿顶高系数 h_a^*	按 $h_a^* \leq h_{am}^*$ 条件选定
13	主动轮首齿齿顶圆压力角 α_{a1}	$\alpha_{a1} = \arccos[z'_1 \cos \alpha / (z'_1 + 2h_a^*)]$
14	从动轮齿顶圆压力角 α_{a2}	$\alpha_{a2} = \arccos[z'_2 \cos \alpha / (z'_2 + 2h_a^*)]$
15	重合度 ϵ_a	$\epsilon_a = [z'_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z'_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]/2\pi$ α' —啮合角, 标准安装 $\alpha' = \alpha$
16	主动轮基圆半径 r_{b1}	$r_{b1} = \frac{1}{2} m z'_1 \cos \alpha$
17	从动轮基圆半径 r_{b2}	$r_{b2} = \frac{1}{2} m z'_2 \cos \alpha$
18	主动轮齿顶圆半径 r_{a1}	$r_{a1} = m(z'_1 + 2h_a^*)/2$
19	主动轮首齿顶圆半径 r_{a1}^*	$r_{a1}^* = m(z'_1 + 2h_a^*)/2$
20	主动轮末齿顶圆半径 r_{am1}	$r_{am1} = m(z'_1 + 2h_{am}^*)/2$
21	从动轮齿顶圆半径 r_{a2}	$r_{a2} = m(z'_2 + 2h_a^*)/2$
22	主动轮齿根圆半径 r_{f1}	$r_{f1} = m(z'_1 - 2h_f^* - 2C')/2$
23	从动轮齿根圆半径 r_{f2}	$r_{f2} = m(z'_2 - 2h_f^* - 2C')/2$
24	中心距	$a = m(z'_1 + z'_2)/2$
25	与主动轮首齿相啮合的从动轮齿厚中心线与连心线 O_1O_2 间夹角 γ_2	$\gamma_2 = \pi(k-1)/z'_2$
26	从动轮顶圆齿厚所对中心角之半 θ_2	$\theta_2 = [\pi/(2z'_2)] - (\text{inv} \alpha_{a2} - \text{inv} \alpha)$
27	从动轮顶圆齿厚为 0.5 m 时所对中心角 λ_2	$\lambda_2 = 1/(z'_2 + 2h_a^*)$

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请注明知识产权。
续表 41.5-22

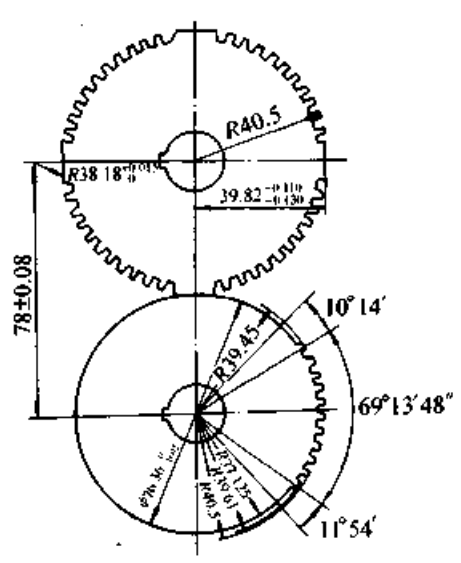
序号	项 目	计算公式与说明
28	锁止弧半径 (圆心为主动轮圆心) R_s	$R_s = \frac{m}{2} [(z'_2 + 2)^2 + (z'_1 + z'_2)^2 - 2(z'_2 + 2)(z'_1 + z'_2)\cos(\gamma_2 + \theta_2 - \lambda_2)]^{\frac{1}{2}}$
29	单齿传动 ($z_1 = 1$) 中, 从动轮每次转角 δ_2	$\delta_2 = 2\pi k / z'_2$
30	主动轮末齿齿顶圆压力角 α_{am1}	$\alpha_{am1} = z'_1 \cos \alpha / (z'_1 + 2h_{am}^*)$
31	主动轮顶圆齿厚所对中心角之半 θ_1	$\theta_1 = \frac{\pi}{2z'_1} - (\text{inv} \alpha_{am1} - \text{inv} \alpha)$
32	主动轮首齿齿廓在开始啮合点 C 处的压力角 α_c	$\alpha_c = \arccos \frac{z'_1 \cos \alpha}{[(z'_1 + 2)^2 + (z'_1 + z'_2)^2 - 2(z'_1 + 2)(z'_1 + z'_2)\cos(\gamma_2 + \theta_2)]^{\frac{1}{2}}}$
33	主动轮首齿中心线与过锁止弧终点的半径间夹角 φ_{1s}	<p>当 $(\gamma_2 + \theta_2) > (\alpha_{a2} - \alpha)$ 时:</p> $\varphi_{1s} = \frac{\pi}{2z'_1} - \text{inv} \alpha_c + \text{inv} \alpha + \arcsin \left\{ \frac{(z'_2 + 2)\sin(\gamma_2 + \theta_2)}{[(z'_2 + 2)^2 + (z'_1 + z'_2)^2 - 2(z'_2 + 2)(z'_1 + z'_2)\cos(\gamma_2 + \theta_2)]^{\frac{1}{2}}} \right\}$ <p>当 $(\gamma_2 + \theta_2) \leq (\alpha_{a2} - \alpha)$ 时:</p> $\varphi_{1s} = \pi k / z'_1$
34	主动轮首、末两齿中心线间夹角 ξ	$\xi = 2\pi(z_1 - 1) / z'_1$
35	主动轮末齿中心线与过锁止弧起点的半径间夹角 φ_{1m}	$\varphi_{1m} = \arcsin \left[\frac{(z'_1 + 2h_a^*)\sin(\delta_2 - \gamma_2 - \theta_2)}{z'_1 + 2h_a^*} - \theta_1 \right]$
36	主动轮回转一周的时间 t	$t = \frac{2\pi}{\omega_1}$
37	从动轮每一次运动的时间 t_f	$t_f = t(\varphi_{1s} + \xi + \varphi_{1m}) / 2\pi$
38	从动轮每一次停歇时间 t_d	$t_d = t - t_f$
39	动停比 k	$k = \frac{t_f}{t_d} = \frac{\varphi_{1s} + \xi + \varphi_{1m}}{2\pi - (\varphi_{1s} + \xi + \varphi_{1m})}$

3.3.3 计算示例 (表 41.5-23)

表 41.5-23 不完全齿轮机构设计计算示例

已知 设计某卷烟包装机械中应用的外接不完全齿轮机构。根据工艺要求给出的条件是: 中心距 $a = 78 \text{ mm}$, $m = 1.5 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $k_s = 1$, 主、从动轮分度圆半径相等, 主动轮实际齿数 $z_1 = 11$, 从动轮转一周停歇次数 $N = 4$ 。

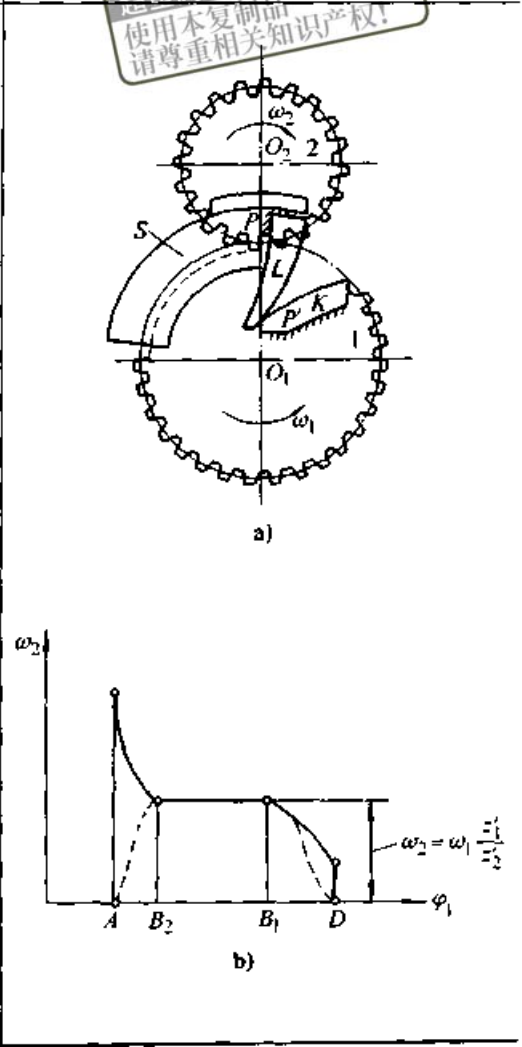
序号	项 目	计算结果与说明	序号	项 目	计算结果与说明
1	主、从动轮假想齿数	$z'_1 = z'_2 = a / m = 52$	3	从动轮运动角中所包含的齿数	$z_2 = \frac{z'_2}{N} = 13$
2	从动轮运动角	$\varphi = 360^\circ / N = 90^\circ$	4	从动轮锁止弧所跨越的整齿距数	$k = z_2 - z_1 + 1 = 3$

序号	项 目	计算结果与说明	序号	项 目	计算结果与说明
5	从动轮两相邻锁止弧间的实际齿槽数	$z'_2 = z_1 = 11$	17	重合度	按表 41.5-22 公式计算 $\epsilon_a = 1.17$
6	主动轮末齿齿顶高系数	由表 41.5-21 按 z'_1 、 z'_2 、 k 用插入法求得 $h'_{am} = 0.41$	18	动停比	按表 41.5-22 公式计算 $k = 0.34$
7	主动轮首齿齿顶高系数	按 $h'_{av} \leq h'_{am}$ 取 $h'_{av} = 0.3$	19	中心距	$a = \frac{1}{2} m (z'_1 + z'_2) = 78$
8	主动轮首齿齿顶圆半径	$r_{as1} = \frac{1}{2} m (z'_1 + 2 h'_{av}) = 39.45$	不完全齿轮副工作图 		
9	主动轮末齿齿顶圆半径	$r_{am1} = \frac{m}{2} (z'_1 + 2 h'_{am}) = 39.61$			
10	主动轮齿顶圆半径	$r_{a1} = \frac{1}{2} m (z'_1 + 2 h'_a) = 40.5$			
11	主动轮齿根圆半径	$r_{f1} = \frac{1}{2} m (z'_1 - 2 h'_a - 2 c^*) = \frac{1}{2} \times 1.5 \times (52 - 2 \times 1 - 2 \times 0.25) = 37.12$			
12	从动轮齿顶圆半径	$r_{a2} = \frac{1}{2} m (z'_2 + 2 h'_a) = 40.5$			
13	锁止弧半径	按表 41.5-22 公式计算 $R_s = 38.18$			
14	主动轮首、末两齿中心线间夹角	按表 41.5-22 公式计算 $\xi = 69^\circ 13' 48''$			
15	主动轮首齿中心线与过锁止弧终点半径间夹角	按表 41.5-22 公式计算 $\varphi_{1s} = 10^\circ 14'$			
16	主动轮末齿中心线与过锁止弧起点的半径间夹角	按表 41.5-22 公式计算 $\varphi_{1m} = 11^\circ 54'$			
20	从动轮锁止弧中点至从动轴心距离	$L = a - R_s = 39.82$			

注：表中长度单位均为 mm。

3.4 改善传动性能的措施 (表 41.5-24)

表 41.5-24 装有瞬心线板的不完全齿轮机构

工作原理说明	机构简图
<p>图 a 中, S 为锁止弧。在主、从动轮上各固联有 K 和 L 瞬心线板, 在首齿啮合之前, K 与 L 超前在 P' 点 (在中心线 O_1O_2 上) 接触, 此时轮 2 的角速度 $\omega_2 = \omega_1 (O_1P'/O_2P')$。如果开始啮合时, P' 与 O_1 重合, 则 $\omega_2 = 0$。这样就无冲击。实际上由于轴 O_1 的尺寸不可能为零, 故 P' 与 O_1 不可能重合。随着瞬心板 K、L 的作用, P' 点沿着 O_1O_2 中心线逐渐向 O_2 点方向移动, ω_2 值随之增大, 当 P' 点与节点 P 重合时, $\omega_2 = \omega_1 O_1P/O_2P$。然后由首齿与后续各齿相继在啮合线上啮合, 从动轮保持等速转动, 瞬心板 K、L 就脱离接触。直至主动轮上末齿在啮合线上脱离啮合时, 又可借助另一对瞬心线板 (图中未画出) 使从动轮由正常角速度 ω_2 逐渐减小, 以使从动轮 2 在首、末齿啮合期间保持速度平稳的变化。加上瞬心线板后, ω_2 的变化情况如图 b 中虚线所示</p>	 <p>The diagram shows two gears, 1 and 2, with centers O_1 and O_2. Gear 1 rotates with angular velocity ω_1 and gear 2 with ω_2. A cam profile S is on gear 1. Two cam profiles, K and L, are mounted on the gears. Their instantaneous center of rotation is P'. The contact point P is the pitch point. The graph below shows the angular velocity ω_2 of gear 2 as a function of the input angle φ_1. The horizontal axis is φ_1 and the vertical axis is ω_2. A solid line shows the normal velocity profile, which is zero at the start (A) and end (D) of the meshing period. A dashed line shows the velocity profile with the cam profiles, which starts at a high value at A, drops to zero at B₂, remains constant at the normal value between B₂ and B₁, and then drops to zero at D. The constant velocity level is labeled $\omega_2 = \omega_1 \frac{r_1}{r_2}$.</p>

第 6 章 瞬心线机构和共轭曲线机构

1 瞬心线和瞬心线机构

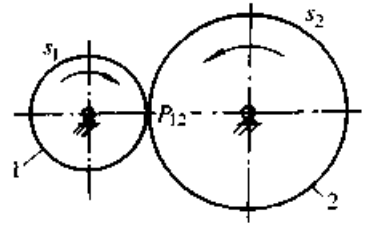
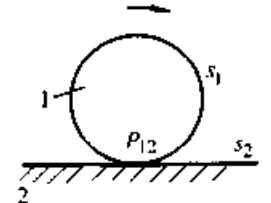
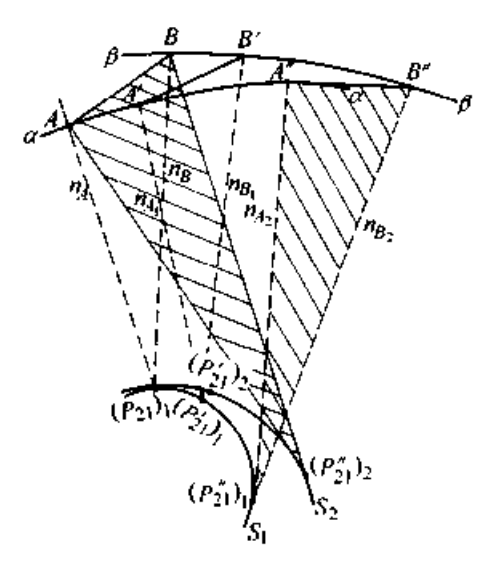
1.1 瞬心和瞬心线

两个互相作平面相对运动的构件 i 和 j ，其上速度相同的瞬时重合点称为速度瞬心，简称瞬心，以 P_{ij} ($= P_{ji}$) 表示。通常瞬心的位置随两

构件的连续运动而变化。如果将这两构件上曾经作为瞬心的所有各点分别连接，即可获得两构件上各自的瞬心轨迹，即相对瞬心线。在固定构件上的瞬心轨迹称为定瞬心线；而在运动构件上的瞬心轨迹则称为动瞬心线。几种简单机构的瞬心线见表 41.6-1。

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

表 41.6-1 简单机构的瞬心线

机构名称	相对运动情况	相对瞬心和瞬心线	
		瞬心确定	瞬心线形状
摩擦轮机构	轮 1 和轮 2 作纯滚动	两轮 1 和 2 高副元素接触点 (线) 为两构件同速点，即瞬心 P_{12}	 <p>s_1—动瞬心线, s_2—动瞬心线</p>
滚轮机构	轮 1 沿固定轨道 2 纯滚动	两构件高副元素接触点 (线) 为同速点，即瞬心 P_{12}	 <p>s_1—动瞬心线, s_2—定瞬心线</p>
滑动机构	构件 2 平面上参考直线 ΔAB ，其点 A 和 B 分别沿固定机架 1 上轨道 $\alpha\alpha$ 和 $\beta\beta$ 滑动，并连续占有一系列位置 $AB, A'B', A''B'', \dots$	<p>a) 在件 2 位置 AB 时分别作点 A 和 B 处 $\alpha\alpha$ 和 $\beta\beta$ 的法线 n_A 和 n_B</p> <p>b) 线 n_A 和 n_B 的交点为瞬心 $(P_{21})_1$</p> <p>c) 在位置 $A'B', A''B''$ 等处作出瞬心 $(P'_{21})_1$ 和 $(P''_{21})_1, \dots$</p> <p>d) 将各瞬心 $(P_{21})_1, (P'_{21})_1, \dots$ 相连即为与件 1 相固连的定瞬心线 S_1</p> <p>e) 作 $\Delta AB (P'_{21})_2 = \Delta A'B' (P'_{21})_1, \Delta AB (P''_{21})_2 = \Delta A''B'' (P''_{21})_1, \dots$ 得点 $(P_{21})_2 = (P_{21})_1, (P'_{21})_2, (P''_{21})_2, \dots$ 将这些点相连即为与件 2 相固连的动瞬心线 s_2</p>	

瞬心线特征

- a) 任何两个按一定规律作平面相对运动的构件，总可以作出其相对运动瞬心线
- b) 互相作平面相对运动的两构件的相对瞬心线，必然随两构件的相对运动而作纯滚动
- c) 两构件的相对运动可以用与这两构件分别固连的一对相对瞬心线的纯滚动来实现

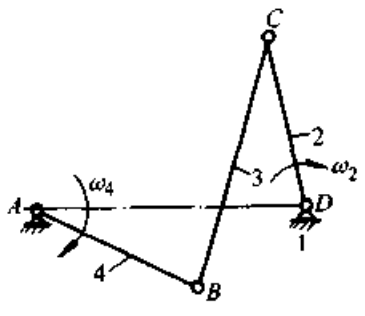
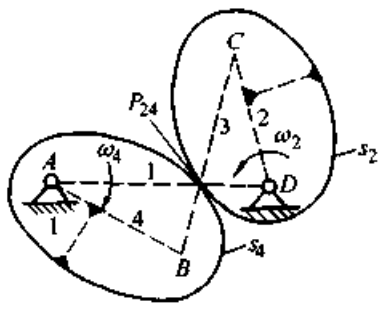
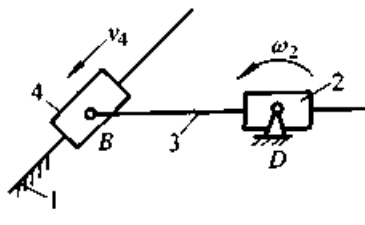
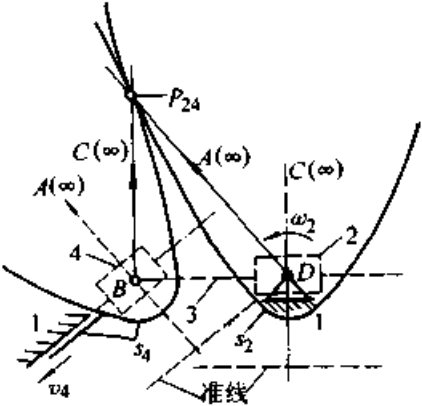
1.2 瞬心线机构

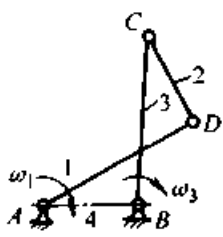
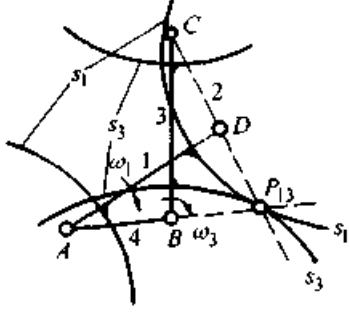
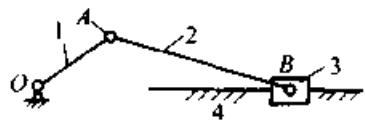
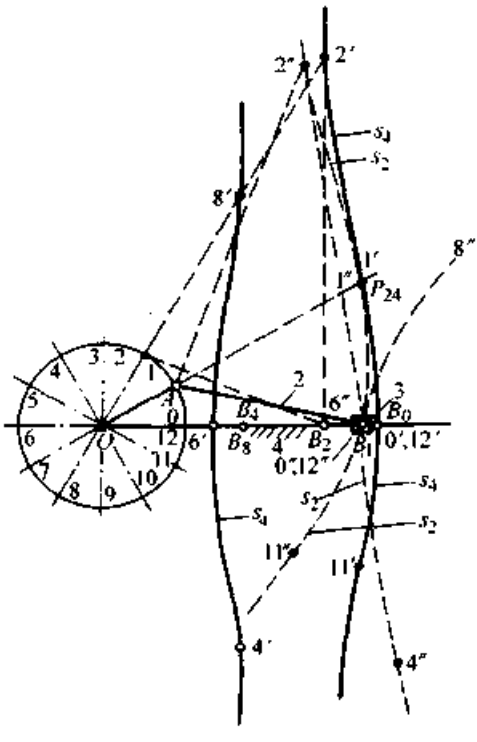
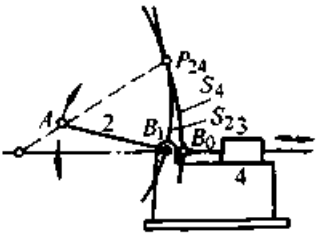
利用瞬心线作为高副机构的轮廓曲线来实现传递运动的机构，称为瞬心线机构。它是一种在接触处作纯滚动的高副机构。在生产中采用的通常为瞬心线封闭的瞬心线机构，它可以传递定传动比或变传动比的连续转动。

瞬心线机构结构简单，能精确再现所需的运动规律。但一般瞬心线的形状是极为复杂的曲线，加工较困难，且瞬心线机构是依靠摩擦力来传递运动，因而会出现打滑、运动精度较差等问题，故使其应用受到一定限制。

(1) 再现平面机构运动的瞬心线机构 (表 41.6-2)

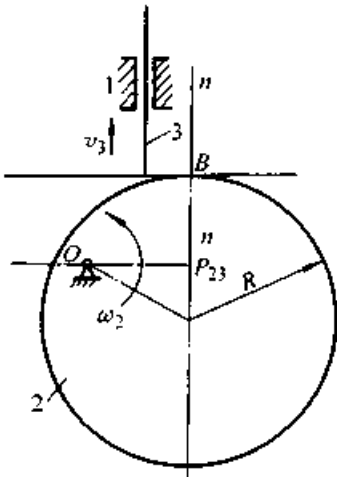
表 41.6-2 再现平面机构运动的瞬心线机构

平面机构	瞬心线机构	说明
<p>反平行四边形四杆机构 ABCD (长边 AD 为机架，且 $AD = BC$ 和 $AB = CD$)</p>  <p>a)</p>	 <p>b)</p>	<p>a) 反平行四边形机构中主、从动连架杆 2 和 4 转向相反，其角速度分别为 ω_2 和 ω_4 (图 a)</p> <p>b) 连架杆 2 和 4 的相对瞬心为 P_{24}，其相对瞬心线分别为与杆 2 和 4 相固连的瞬心线 s_2 和 s_4，它们分别为以点 D、C 和 A、B 为焦点的两个全等椭圆 (图 b)</p> <p>c) 当 s_2 和 s_4 相互滚动时，即可再现反平行四边形机构中主、从动连架杆具有 ω_2 和 ω_4 的运动</p>
<p>双移动副四杆摆块机构</p> 		<p>a) 双移动副四杆摆块机构中主、从动连架杆 2 和 4 分别以 ω_2 和 v_4 运动</p> <p>b) 杆 2 和 4 的相对瞬心为 P_{24}，其相对瞬心线为焦点位于 B 和 D 的两全等抛物线 s_4 和 s_2</p> <p>c) s_2 和 s_4 的相互滚动能再现双移动副四杆机构中连架杆 2 和 4 的运动</p>

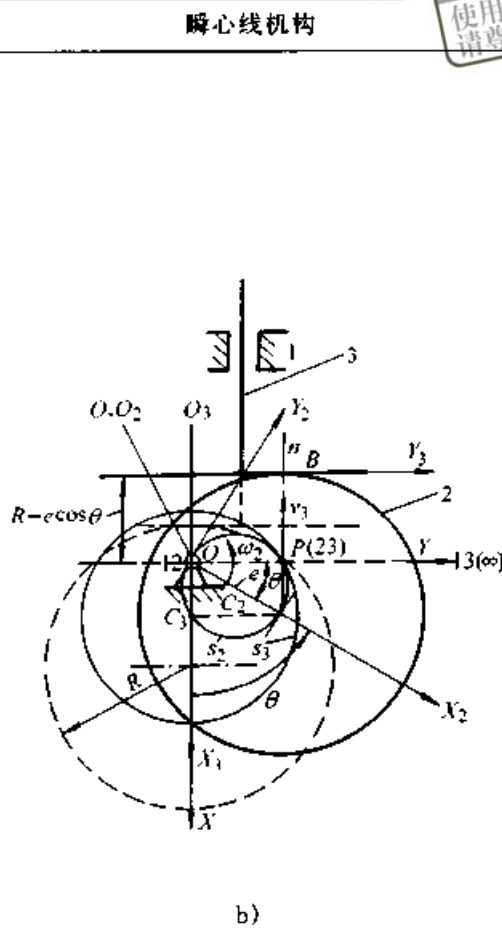
平面机构	瞬心线机构	说明
<p>反平行四边形机构 ABCD (短边 AB 为机架, 且 $AD = BC$ 和 $AB = CD$)</p>  <p>a)</p>	 <p>b)</p>	<p>a) 反平行四边形机构中, 连架杆 1 和 3 分别为主、从动杆; 杆 1 以 ω_1 等速转动时, 杆 3 以 ω_3 同向变速转动 (图 a)</p> <p>b) 杆 1 和 3 的相对瞬心为 P_{13}, 其相对瞬心线为分别以点 A、D 及 B、C 为焦点的两全等的双曲线 s_1 和 s_3 (图 b)</p> <p>c) s_1 和 s_3 的相互滚动可再现机构中连架杆 1 和 3 的运动 (由 $\omega_1 \rightarrow \omega_3$)</p>
<p>曲柄滑块机构</p>  <p>a)</p>	 <p>b)</p>  <p>c)</p>	<p>a) 曲柄滑块机构 (图 a) 运动时, 连杆 2 相对机架 4 的瞬心为 P_{24}</p> <p>b) 瞬心 P_{24} 画在连杆 2 和机架 4 上的动、静瞬心线分别为 s_2 和 s_4 (图 b)</p> <p>c) 当 s_2 相对 s_4 滚动时, 就能再现连杆 2 相对机架, 也即再现曲柄滑块机构的运动</p> <p>d) 图 c 所示为利用动瞬心线 s_2 推压静瞬心线 s_4 来实现压碎动作的压碎机。它可以将杆 2 的转动转换为杆 4 的移动, 机构调整灵活, 并能克服一般高副中的滑动磨损</p>

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！
续表 41.6-2
说明

平面机构
平底直动移动推杆盘形凸轮机构



a)



b)

a) 偏心轮 2 (半径为 R) 以角速度 ω_2 转动 (图 a), 平底直动推杆 3 以速度 v_3 往复移动

b) 构件 2 和 3 高副元素接触点 B 处的公法线为 nn , 相对瞬心为 P_{23}

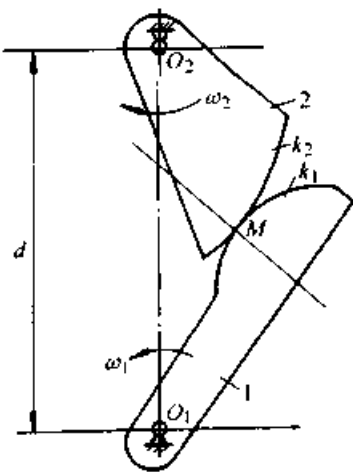
c) 取与机架 3 相连的定坐标系 $O_2x_2y_2$, 以及分别固连于凸轮 2 和从动推杆 3 的动坐标系 $O_2x_2y_2$ 和 $O_3x_3y_3$

d) 确定定坐标系中 $P_{23}(0, e \sin \theta)$ 在动坐标系 $O_2x_2y_2$ 和 $O_3x_3y_3$ 中的坐标, 即 $P_{23}^2(0, e \sin^2 \theta_1, e \sin \theta \cos \theta)$ 和 $P_{23}^3(R - e \cos \theta, e \sin \theta)$

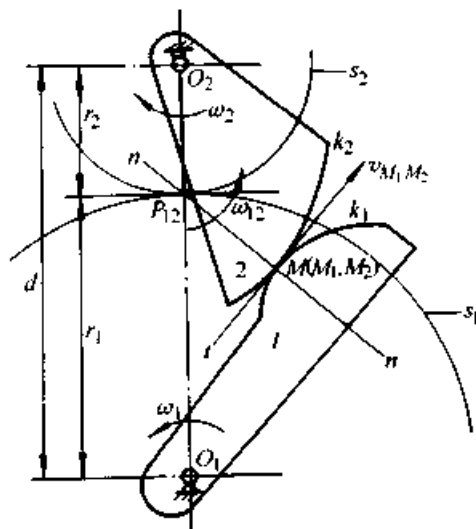
e) 确定相对瞬心线 s_2 和 s_3
 $s_2: (x_2 - \frac{e}{2})^2 + y_2^2 = (\frac{e}{2})^2$, 圆 $(\frac{e}{2}, \frac{e}{2})$, 过 O_2 点

$s_3: (x_3 - R)^2 + y_3^2 = e^2$, 圆 (c_3, e)
 f) 将 s_2 与凸轮 2 相固连; s_3 与从动推杆固连; 当 s_2 绕 O_2 以 ω_2 转动, 同时在 s_3 内周滚动时, 就能再现凸轮与推杆间的运动

三构件高副机构



a)



b)

a) 三构件高副机构中构件 1 和 2 的高副元素 k_1 和 k_2 接触于 M 点, 通过元素推压传递运动 (图 a)

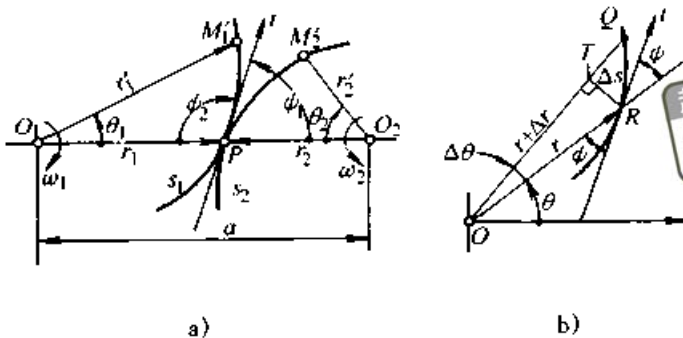
b) 构件 1、2 相对瞬心为过接触点 M 所作公法线 nn 与连心线 O_1O_2 交点 P_{12} (又称节点), 传动比为 $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}$

c) 构件 1、2 上的相对瞬心线 (动瞬心线) 为 s_1 和 s_2 , 当 i_{12} 为常数时, s_1 和 s_2 分别为半径 r_1 和 r_2 的圆

d) 一对 s_1 和 s_2 的滚动可再现高副 k_1 和 k_2 的传动 (图 b)

(2) 瞬心线机构的基本运动关系式 (表 41.6-3)

表 41.6-3 瞬心线机构基本运动关系式

瞬心线机构 参数表达	图 例	说 明
传动比	 <p>a) b)</p>	<p>a) s_1 和 s_2 分别为两构件 1 和 2 的瞬心线 (图 a)</p> <p>b) 转角 θ_1 (θ_2) 为逆 (顺) 时针量度提醒您: c) 公切线 t 正方向为 θ 角增大方向 (图 b)</p> <p>d) 角 ψ_1 和 ψ_2 分别为极矢 r_1 和 r_2 与 t 线的正方向之间的夹角</p> <p>e) s_1 和 s_2 线上的 M'_1 和 M'_2 点分别为 $\theta_1 = \theta_2 = 0$ 时在 O_1O_2 线接触时的对应点</p>
基本运动关系式	<p>a) 两瞬心线 s_1 和 s_2 在连心线 $\overline{O_1O_2}$ 上接触, 中心距 $l_{O_1O_2} = a = r_1 + r_2$</p> <p>b) 两构件传动比 $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$</p> <p>c) 矢径 r_1 和 r_2 与传动比、中心距的关系式为: $r_1 = a / (1 + i_{12})$ $r_2 = i_{12} a / (1 + i_{12})$</p>	<p>a) 瞬心线 s_1、s_2 在互滚时, 相互滚过的弧长 ds_1 和 ds_2 相等</p> <p>b) $\Delta s^2 \approx (r\Delta\theta)^2 + (\Delta r)^2$ (图 b)</p> <p>c) 因 $ds_1 = ds_2 = \sqrt{(r_1 d\theta_1)^2 + (dr_1)^2} = \sqrt{(r_2 d\theta_2)^2 + (dr_2)^2}$ 故 $r_1 d\theta_1 = r_2 d\theta_2$</p>
相切	<p>a) 瞬心线 s_1 和 s_2 在接触点 P (相对瞬心) 处相切</p> <p>b) $\psi_1 + \psi_2 = 180^\circ$, $\tan\psi_1 = -\tan\psi_2$</p> <p>c) $\tan\psi_1 = \frac{r_1}{\left(\frac{dr_1}{d\theta_1}\right)}$; $\tan\psi_2 = \frac{r_2}{\left(\frac{dr_2}{d\theta_2}\right)}$</p>	

注: 三个基本运动关系式中只有两个是独立的。

1.3 瞬心线机构的图解设计

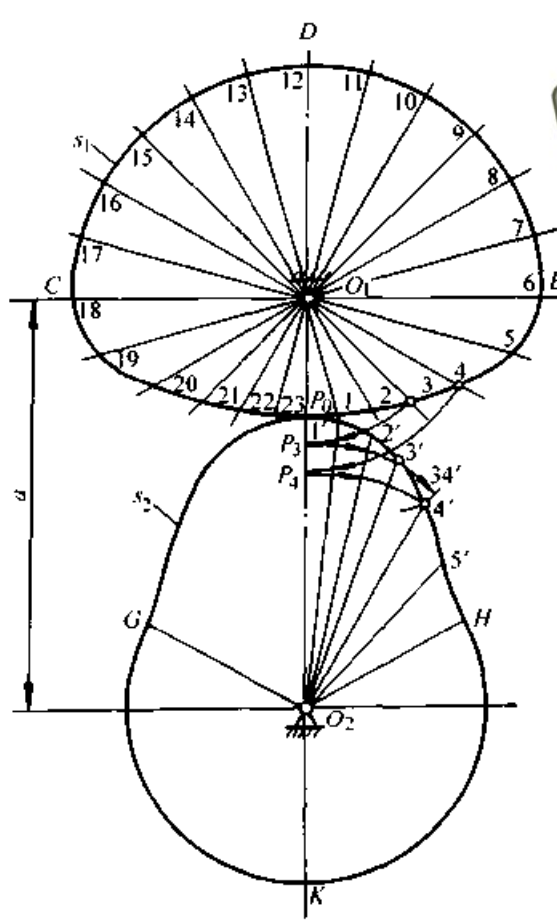
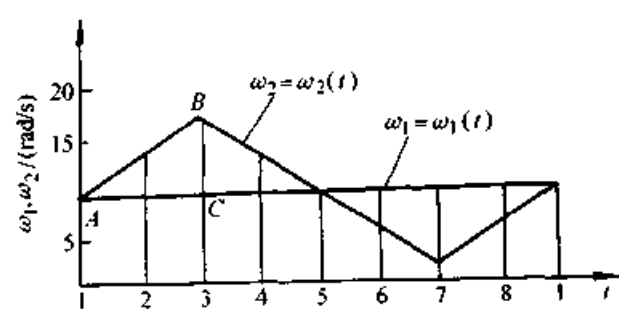
(表 41.6-4)

1.4 用解析法设计瞬心线机构的基本方程和使用时的注意事项 (表 41.6-5)

1.5 变传动比传动机构的瞬心线

工程中广泛采用椭圆、变形椭圆、卵圆和双数螺旋线等作为具有变传动比传动机构的瞬心线, 如果在其上作出轮齿, 即为非圆齿轮的节线。表 41.6-6 列举了常见的几种变传动比瞬心线机构。

表 41.6-4 瞬心线机构的图解设计

已知条件和待求瞬心线	图 例	方法和步骤
<p>a) 给定封闭曲线 s_1 (CDE 为半圆、EP_0C 为半椭圆)</p> <p>b) 转数比 $\bar{i}_{12} = \frac{n_1}{n_2} = 1$</p> <p>c) 求作与 s_1 相滚动的瞬心线 s_2</p>		<p>a) 将瞬心线 s_1 分成 $\widehat{P_01}$、$\widehat{12}$、$\widehat{23}$ 等各小弧段</p> <p>b) 试选一合适的中心距 a，定出 s_2 中心 O_2；</p> <p>c) 根据两瞬心线在连心线 O_1O_2 上接触和互滚等弧的条件：作出 $1'$、$2'$、\dots 等点，连结这些点，即得待求瞬心线 s_2 (图示 $3'$ 点的求法为：以 O_1 为圆心，$\widehat{O_13}$ 为半径作弧交 O_1O_2 线于 P_3 点，再以 O_2 为圆心，$\widehat{O_2P_3}$ 为半径作弧，与以 $2'$ 点为圆心，$\widehat{23}$ 为半径的弧相交于 $3'$ 点)</p> <p>d) 图中，$\widehat{HKG} = \widehat{EDC}$；$\widehat{GP_0H} = \widehat{CP_0E}$</p> <p>e) 如果 s_2 不封闭或重叠，则所选的 a 太大或太小，应重选 a 值，直至 s_2 封闭</p> <p>f) 图中 P_0、P_3、P_4、\dots 所形成的直线称为副瞬心线</p> <p>g) 若选一较大的 a，也可作出 $\frac{n_1}{n_2} = \frac{2}{1}$ 的 s_2</p>
<p>a) 已知中心距 $a = O_1O_2$</p> <p>b) 两构件 1 和 2 的运动规律 $\omega_1 = \omega_1(t)$ 和 $\omega_2 = \omega_2(t)$</p> <p>c) 求作瞬心线 s_1 和 s_2</p>		<p>a) 由图 a 示角速度运动规律 $\omega_1 = \omega_1(t)$ 和 $\omega_2 = \omega_2(t)$，用图解积分法求出图 b 所示构件 1 和 2 的角位移规律 $\phi_1 = \phi_1(t)$ 和 $\phi_2 = \phi_2(t)$</p> <p>b) 由 $\omega_1(t)$ 和 $\omega_2(t)$ 用方程</p> $\begin{cases} \overline{O_1P_i} + \overline{O_2P_i} = a \\ \omega_2(t_i) = \frac{\overline{O_1P_i}}{\overline{O_2P_i}} \omega_1(t_i) \end{cases}$ <p>($i = 1, 2, \dots$)</p> <p>求出在 O_1O_2 线上的点 P_1, P_2, \dots, P_i</p>

已知条件和待求瞬心线	图 例	方法和步骤
<p>a) 已知中心距 $a = O_1O_2$</p> <p>b) 两构件 1 和 2 的运动规律 $\omega_1 = \omega_1(t)$ 和 $\omega_2 = \omega_2(t)$</p> <p>c) 求作瞬心线 s_1 和 s_2</p>		<p>c) 将各个 P_i 点以及相应于 t_i 时的 $(\varphi_1)_i$ 和 $(\varphi_2)_i$，可作出 s_1 和 s_2 (如图示分别以 O_1 和 O_2 为中心，O_1P_3 和 O_2P_3 为半径作弧与所作 $\angle O_2O_13 = -(\varphi_1)_3$ 和 $\angle O_1O_23 = -(\varphi_2)_3$ 的角度线 O_13 和 O_23 交于点 $3'$ 和 $3''$)</p> <p>d) 分别将各 $1', 2', \dots$ 以及 $1'', 2'', \dots$ 等点连接起来即为所求的 s_1 和 s_2</p> <p>e) 当采用 s_1 和 s_2 进行传动时，即能实现所要求的 $\omega_1(t)$ 和 $\omega_2(t)$；s_1 上的点 $3'$ 和 s_2 上的点 $3''$ 在 $t = t_3$ 时于连心线 O_1O_2 上 P_3 处滚动接触，瞬时角速度为 $\omega_1(t_3)$ 和 $\omega_2(t_3)$</p>
<p>a) 转动构件 1 $\omega_1 = \omega_1(t) = \text{常数}$； 移动构件 2 $v_2 = v_2(\varphi_1)$</p> <p>b) 周期转角为 $\frac{3\pi}{2}$</p> <p>c) 求作相对瞬心线 s_1 和 s_2</p>		<p>a) 构件 1 和 2 的相对瞬心 P 位于由构件 1 回转中心 O_1 所作构件 2 速度 (位移) 方向的垂线上</p> <p>b) 图 a 为构件 1、2 运动状态</p> <p>c) 图 b 为 $v_2 = v_2(\varphi_1)$ 或 $\frac{v_2}{\omega_1} = i_{21}(\varphi_1)$ 的图线，将横坐标 $\frac{3\pi}{2}$ 周期加以等分 (图示为 9 等分)，得各分点处的 i_{21} 值</p> <p>d) 由图 b 示 $i_{21} = i_{21}(\varphi_1)$ 曲线用图解积分法求得构件 2 在 $\frac{3\pi}{2}$ 周期内的位移曲线 $s_2 = s_2(\varphi_1)$，见图 c</p>

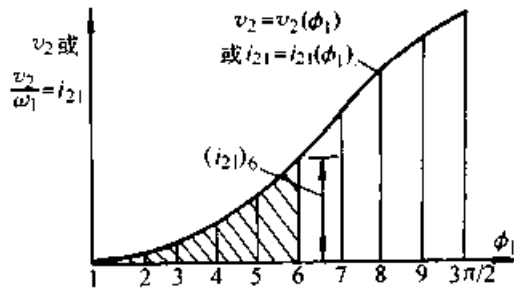
续表 41.6-4

已知条件和待求瞬心线

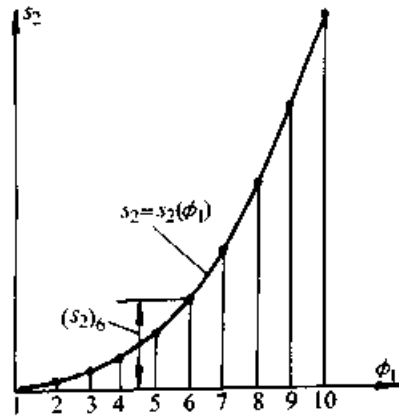
图 例

方法和步骤

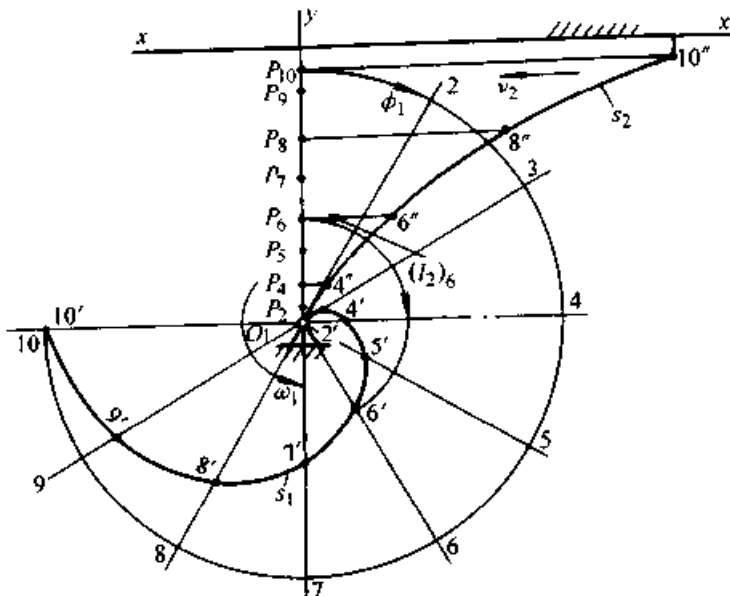
a) 转动构件 1
 $\omega_1 = \omega_1(t)$
 = 常数
 移动构件 2
 $v_2 =$
 $v_2(\phi_1)$
 b) 周期转角为 $\frac{3\pi}{2}$
 c) 求作相对瞬心线 s_1 和 s_2



b)



c)



d)

e) 因 $\frac{v_2}{\omega_1} = \overline{O_1P} = i_{21}$, 故在图 d 中在 O_1y 线 ($O_2 \rightarrow \infty$) 上作出各 P_i 点 (如 P_6 点为 $\overline{O_1P_6} = (i_{21})_6$)

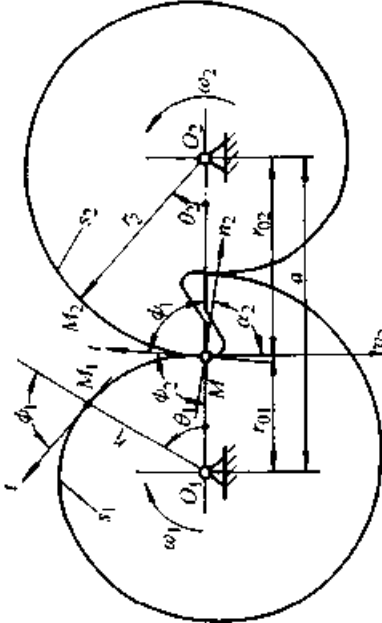
f) 由各 P_i 点在 v_2 反方向, 据图 c 量取各 s_i 线段, 得 $1'', 2'', \dots, 10''$ 等点 (如 $6''$ 点为取 $\overline{P_66''} = (s_2)_6$); 点 $1'', 2'', \dots, 10''$ 的连线为瞬心线 s_2

g) 自 O_1y 线起逆 ω_1 转向将 $\frac{3}{2}\pi$ 加以 n 等分 (图示为 9 等分), 得各等分线 O_12, O_13, \dots, O_110 ; 再以 O_1 为圆心, $\overline{O_1P_1}, \overline{O_1P_2}, \dots, \overline{O_1P_{10}}$ 为半径作弧交各对应等分线于点 $1', 2', \dots, 10'$, 将点 $1', 2', \dots, 10'$ 连线即为所求的瞬心线 s_1

h) 当 s_1 和 s_2 传动时, 即能在 $\frac{3\pi}{2}$ 内实现预定规律 $i_{21} = i_{21}(\phi_1)$

表 41.6.5 瞬心线机构设计的基本方程及注意事项

第一类基本方程

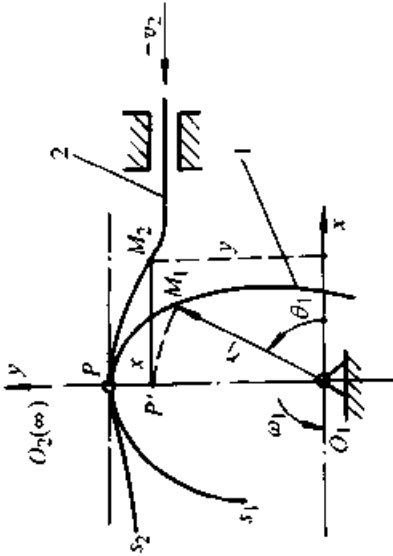
已知条件和计算公式	图 例	计 算 过 程
<p>a) 已知中心距 a 和 s_1 方程 $r_1 = r_1(\theta)$ 或 s_1 的性质 b) $r_2 = a - r_1 = a - r_1(\theta_1)$ c) 因 $r_1 d\theta_1 = r_2 d\theta_2$ 故 $\theta_2 = \int_0^{\theta_1} d\theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{r_1 d\theta_1}{r_2}$ 即 $\theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{r_1(\theta_1) d\theta_1}{a - r_1(\theta_1)}$ 或 $\theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{(a - r_2) d\theta_1}{r_2}$ $= - \int_0^{\theta_1} d\theta_1 +$ $a \int_0^{\theta_1} \frac{d\theta_1}{a - r_1(\theta_1)}$</p>		<p>a) 已知: a, s_2 上压力角 $\alpha_2 =$ 常值, 转数比 $\frac{n_1}{n_2} = 1$ ($\theta_1 = 2\pi$ 时 $\theta_2 = 2\pi$) 求: s_1 和 $s_2; i_{12}, r_{01}$ b) 设 $\theta_1 = 0^\circ$ 时, $\theta_2 = 0^\circ; r_1 = r_{01}; r_2 = a - r_{01} = r_{02}$ c) 求 s_1: 因压力角 α_2 定义为从动件受力点(图示为 M 点)沿法线 n_2 方向所受力与该点绝对速度 v_2 之间的夹角。由图 a 知 $\tan\psi_1 = \tan\alpha_2 = \frac{1}{k}$ (k 为常数) 又因 $\tan\psi_1 = r_1 \left(\frac{d\theta_1}{dr_1} \right)$, 故 $\int_{r_{01}}^{r_1} \frac{dr_1}{r} = \int_0^{\theta_1} k d\theta_1$ 即瞬心线 s_1 方程为 $r_1 = r_{01} e^{k\theta_1}$ (对数螺线) d) 求 s_2: 因 $\tan\psi_2 = -\tan\psi_1 = -\tan\alpha_2 = -\frac{1}{k}$ 且 $r_2 \left(\frac{d\theta_2}{dr_2} \right) = \tan\psi_2$ 故 s_2 方程 $r_2 = r_{02} e^{-k\theta_2}$ (对数螺线) e) 求 $i_{12}: i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{k r_1}{r_1} = k$ $i_{12} - \theta_1$ 变化曲线如图 b 所示 f) 求 r_{01}: 因 $r_2 = a - r_1 = a - r_{01} e^{k\theta_1} = r_{02} e^{-k\theta_2}$ 且 $r_{02} = a - r_{01}$ 故 $(a - r_{01}) e^{-k\theta_2} = a - r_{01} e^{k\theta_1}$ 解得 $r_{01} = \frac{a(1 - e^{-k\theta_2})}{(e^{k\theta_1} - e^{-k\theta_2})}$ 当 $\theta_1 = 2\pi$ 时, $\theta_2 = 2\pi$, 代入上式后得 $r_{01} = a / (1 + e^{2\pi k})$</p>

基 本 方 程

图灵教育提醒您：
 未经许可，不得复制或传播。
 侵权必究！

续表 41.6-5

第二类基本方程

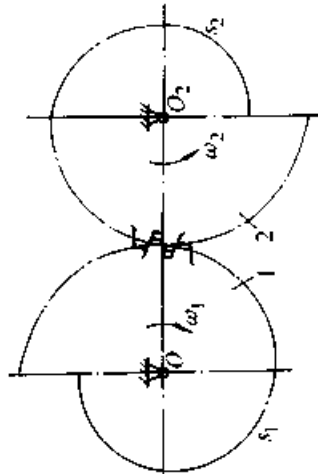
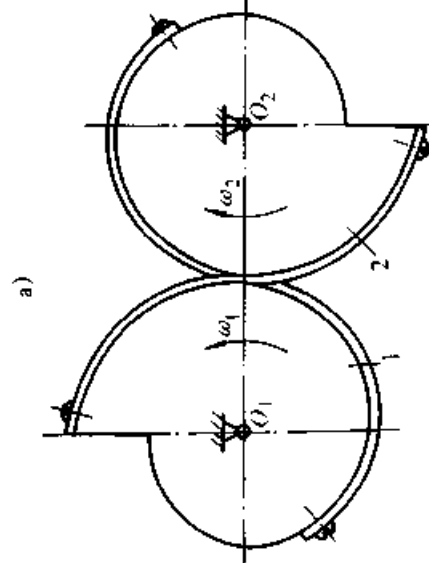
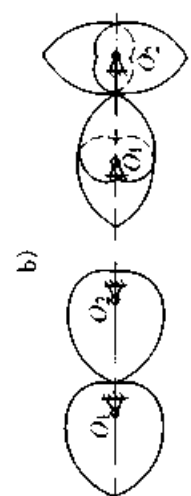
已知条件和计算公式	图例	计算过程
<p>a) 已知中心距 a、主从动件运动规律 $\theta_2 = \theta_2(\theta_1)$ 或 $i_{21} = \frac{d\theta_2}{d\theta_1}$</p> <p>b) 当已知 a 和 $\theta_2 = \theta_2(\theta_1)$ 时</p> <p>$S_1: r_1 = \frac{a}{1 + i_{12}} = \frac{a i_{21}}{1 + i_{21}} = \frac{a \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)}{1 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)}$</p> <p>$r_1 = \frac{a \left(\frac{d\theta_2}{d\theta_1} \right)}{1 + \left(\frac{d\theta_2}{d\theta_1} \right)}$</p> <p>$S_2: r_2 = a - r_1 = \frac{a}{1 + \left(\frac{d\theta_2}{d\theta_1} \right)}$</p> <p>c) 当已知 a 及 $i_{21} = \frac{d\theta_2}{d\theta_1} = f(\theta_1)$ 时</p> <p>$s_1: r_1 = \frac{a i_{21}}{1 + i_{21}} = \frac{a f(\theta_1)}{1 + f(\theta_1)}$</p> <p>$s_2: r_2 = a - r_1$</p> <p>$\theta_2 = \int_0^{\theta_1} d\theta_2 = \int_0^{\theta_1} i_{21} d\theta_1 = \int_0^{\theta_1} f(\theta_1) d\theta_1$</p>		<p>a) 已知 $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = f(\theta_1)$, 件1转动, 件2移动</p> <p>b) 建立直角坐标系 xO_1y, 原点 O_1 与构件1转动中心重合, O_1y 轴垂直于件2速度 v_2 方向</p> <p>c) 件1、2相对瞬心 P 均位于 O_1y 轴上, 如 P' 点, 其位置 $y = \overline{O_1P'} = r_1 = \frac{v_2}{\omega_1} = \frac{1}{i_{12}} = \frac{1}{f(\theta_1)}$ (极坐标)</p> <p>d) s_1 方程 $r_1 = \frac{v_2}{\omega_1} = \frac{1}{f(\theta_1)}$ (极坐标)</p> <p>e) s_2 方程(直角坐标)</p> <p>因 $v_2 = \frac{dx}{dt} = -r_1 \omega_1 = -r_1 \frac{d\theta}{dt}$</p> <p>故 $x = -\int_{\frac{\pi}{2}}^{\theta_1} r_1 d\theta_1 = -\int_{\frac{\pi}{2}}^{\theta_1} \frac{d\theta_1}{f(\theta_1)}$</p> <p>$y = r_1 = 1/f(\theta_1)$</p> <p>f) 若 $i_{21} =$ 常数, 则</p> <p>$s_1: r_1 = \frac{1}{f(\theta_1)} =$ 常数, 中心在 O_1、半径为 r_1 的圆</p> <p>$s_2: x = r_1 \left(\frac{\pi}{2} - \theta_1 \right)$</p> <p>$y = r_1 =$ 常数</p> <p>为过点 $P(O, r_1)$ 且平行于 O_1x 轴的直线</p>

超星浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

基本方程

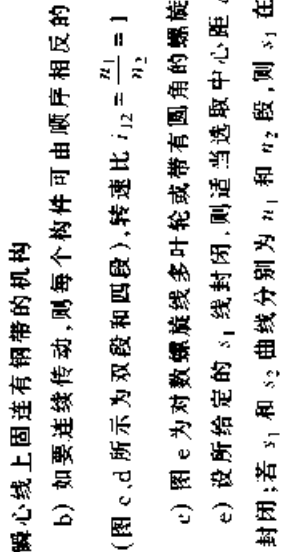
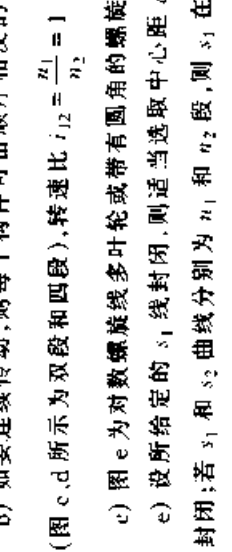
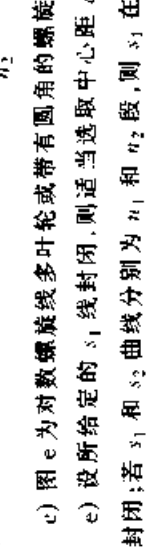
续表 41.6-5

使用时注意事项

存在问题	图 例	说 明
<p>a) 当 s_1 驱动 s_2 时, 压力角 α_2 往往很大, 并需靠摩擦力进行驱动, 工作可靠性较差</p> <p>b) s_1 反向驱动时, 压力角 $\alpha > 90^\circ$, 无法驱动</p> <p>c) 瞬心线 s 不封闭, 不能连续传动</p>	  	<p>a) 为保证 s_1, s_2 能双向驱动和工作过程的可靠, 可采用图 a 所示瞬心线上带有轮齿的机构(成为包络线机构)和图 b 所示瞬心线上固连有钢带的机构</p> <p>b) 如要连续传动, 则每个构件可由顺序相反的螺旋线组成(图 c, d 所示为双段和四段), 转速比 $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = 1$</p> <p>c) 图 e 为对数螺旋线多叶轮或带有圆角的螺旋线多叶轮</p> <p>e) 设所给定的 s_1 线封闭, 则适当选取中心距 a, 可使线 s_2 封闭; 若 s_1 和 s_2 曲线分别为 n_1 和 n_2 段, 则 s_1 在转过周期为 $\frac{2\pi}{n_1}$ 时, s_2 也转过一个周期 $\frac{2\pi}{n_2}$ (n_1, n_2 均为整数); 且要求廓线周期性重复出现, 滚过的弧长应相等</p> <p>f) 图 f 所示 $n_1 = 2, n_2 = 3, A_1 B_1 C_1 = A_2 B_2 C_2$; 弧始末点处半径各自相同</p> <p>由 $r_1 d\theta_1 = r_2 d\theta_2$, 即 $\int_0^{2\pi} r_1 d\theta_1 = \int_0^{2\pi} r_2 d\theta_2 = \int_0^{2\pi} \frac{r_1(\theta_1) d\theta_1}{a - r_1(\theta_1)}$, 解出中心距 a</p> <p>由式 $i_{12} = \frac{a - r_1}{r_1} = \frac{a}{r_1(\theta_1)} - 1$ 求得 $i_{12}(\theta_1)$</p> <p>由式 $\begin{cases} r_2 = a - r_1 = a - r_1(\theta_1) + i_{12} r_1(\theta_1) \\ \theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{r_1}{r_2} d\theta_1 = \int_0^{\theta_1} \frac{e\theta_1}{i_{12}} d\theta_1 \end{cases}$ 求出 s_2</p>

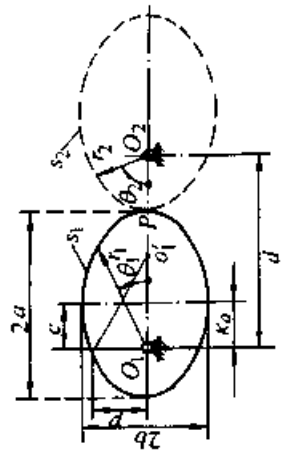
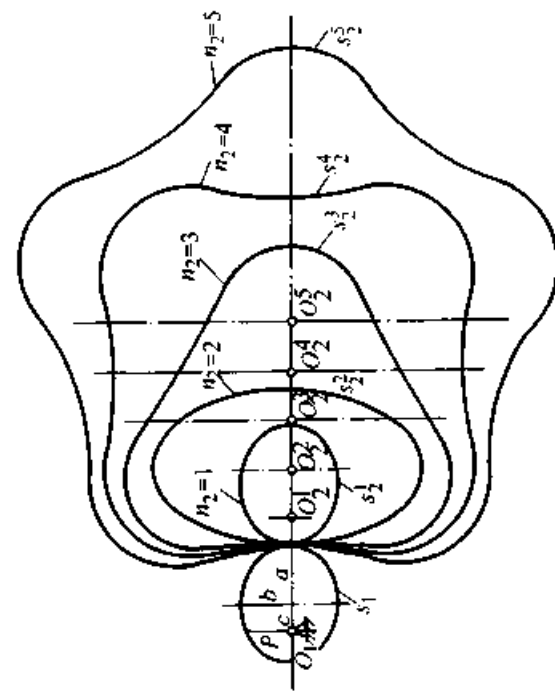
浏览器提醒您: 请尊重相关知识产权!

使用时注意事项

存在问题	图 例	说明
<p>a) 当 s_1 驱动 s_2 时, 压力角 α_2 往往很大, 并需靠摩擦力进行驱动, 工作可靠性较差</p> <p>b) s_1 反向驱动时, 压力角 $\alpha > 90^\circ$, 无法驱动</p> <p>c) 瞬心线 s 不封闭, 不能连续传动</p>		<p>a) 为保证 s_1, s_2 能双向驱动和工作过程的可靠, 可采用图 a 所示瞬心线上带有轮齿的机构(成为包络线机构)和图 b 所示瞬心线上固连有钢带的机构</p> <p>b) 如要连续传动, 则每个构件可由顺序相反的螺旋线组成(图 c, d 所示为双段和四段), 转速比 $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = 1$</p> <p>c) 图 e 为对数螺旋线多叶轮或带有圆角的螺旋线多叶轮</p> <p>e) 设所给定的 s_1 线封闭, 则适当选取中心距 a, 可使线 s_2 封闭; 若 s_1 和 s_2 曲线分别为 n_1 和 n_2 段, 则 s_1 在转过周期为 $\frac{2\pi}{n_1}$ 时, s_2 也转过一个周期 $\frac{2\pi}{n_2}$ (n_1, n_2 均为整数); 且要求廓线周期性重复出现, 滚过的弧长应相等</p>
		<p>f) 图 f 所示 $n_1 = 2, n_2 = 3, A_1 B_1 C_1 = A_2 B_2 C_2$; 弧始末点处半径各自相同</p>
		<p>由 $r_1 d\theta_1 = r_2 d\theta_2$, 即 $\int_0^{2\pi} r_2 d\theta_2 = \int_0^{2\pi} r_1(\theta_1) d\theta_1$, 解出中心距 a</p> <p>由式 $i_{12} = \frac{a - r_1}{r_1} = \frac{a}{r_1(\theta_1)} - 1$ 求得 $i_{12}(\theta_1)$</p> <p>由式 $\begin{cases} r_2 = a - r_1 = ai_{12}/(1 + i_{12}) \\ \theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{r_1}{r_2} d\theta_1 = \int_0^{\theta_1} \frac{e\theta_1}{i_{12}} \end{cases}$ 求出 s_2</p>

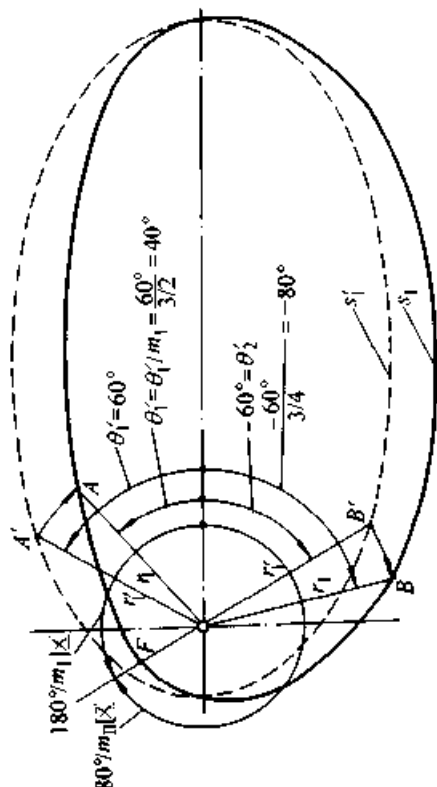
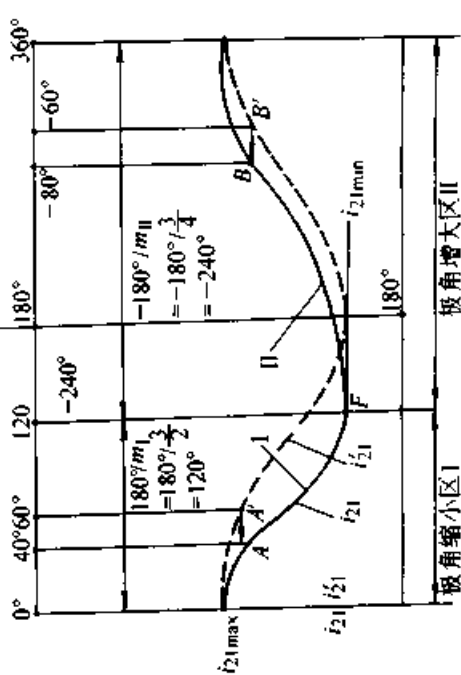
超星浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

表 41.6-6 变传动比瞬心线机构

名 称	图 例	瞬心线表达式和传动比
<p>椭圆瞬心线 已知: 椭圆型瞬心线 s_1, 表达式为 $r_1 = r_1(\theta_1)$, 且 s_1 闭线周期 $n_1 = 1$ 求: 瞬线周期为 n_2 的封 闭瞬心线 $s_2(r_2, \theta_2)$</p>	 <p style="text-align: center;">a)</p> <p>d—中心距, a—半长轴, b—半短轴, c—半焦距, κ—离心率 $(\kappa = \frac{c}{a})$, $p = \frac{a^2 - c^2}{a} = \frac{b^2}{a} = a(1 - \kappa^2)$</p>	<p>a) s_1 线方程为 $r_1 = \frac{p}{1 - \kappa \cos \theta_1} = r_1(\theta_1)$ b) 据 s_1, s_2 相互滚动和 s_2 封闭条件, 得中心距 $d = a[1 + \sqrt{n_2^2 + \kappa^2(n_2^2 - 1)}]$ c) s_2 线方程为 $\theta_2 = \frac{2}{n_2} \arctan \left(\sqrt{\frac{d-p+d\kappa}{d-p-d\kappa}} \tan \frac{\theta_1}{2} \right)$ $r_2 = \frac{n_2^2 p}{\sqrt{n_2^2 - \kappa^2(n_2^2 - 1)} + \kappa \cos(n_2 \theta_2)}$ d) 当 $n_2 = 1$ 时 $d = 2a$ $r_2 = \frac{p}{(1 + \kappa \cos \theta_2)}$ s_1, s_2 为一对全等的椭圆传动(图 a) e) 当 n_2 任意值时, 机构传动比 $i_{12} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\kappa^2 - \kappa \cos \theta_1 + (1 - \kappa \cos \theta_1) \sqrt{n_2^2 - \kappa^2(n_2^2 - 1)}}{(1 - \kappa^2)}$ 当 $n_2 = 1$ 时 $i_{12} = i'_{12} = (1 - 2\kappa \cos \theta_1 + \kappa^2) / (1 - \kappa^2)$ $(i'_{12})_{\min} _{\theta_1=0} = \frac{1 - \kappa}{1 + \kappa} = \frac{a - c}{a + c}$ $(i'_{12})_{\max} _{\theta_1=\pi} = \frac{1 + \kappa}{1 - \kappa} = \frac{a + c}{a - c}$ f) 当 $n_2 = 2, 3, 4$ 和 5 时的瞬心线 s_2 分别为 s_2^1, s_2^2, s_2^3 和 s_2^4, 见图 b</p>
	 <p style="text-align: center;">b)</p>	

超星浏览器提醒您:
 使用本复制品
 请尊重相关知识版权!

续表 41.6-6

名称	图例	瞬心线表达式和传动比
变形椭圆瞬心线 已知: 原始椭圆 s_1, s_2 极角缩小系数 $m_I (>1)$ 极角增大系数 $m_{II} (>1)$ 求: 变形椭圆瞬心线 s_1, s_2 方程 传动比 i_{21}		<p>a) 如图 a 虚线所示原始椭圆瞬心线 s_1</p> <p>b) 使 s_1 上各点向径不变, 而其极角放大和缩小, 则经放大和缩小后的各点连线即为变形椭圆瞬心线 s_1</p> <p>c) 如图 a 所示, 设 $m_I = \frac{3}{2} (>1)$ 和 $m_{II} = \frac{3}{4} (<1)$, 且 $180^\circ/m_I + 180^\circ/m_{II} = 360^\circ$, 例如</p> <p>$s_1$ 上点 A' ($r_1', \theta_1' = 60^\circ$); s_1 上对应点 A ($r_1 = r_1'$, $\theta_1^I = \frac{60^\circ}{3} = 40^\circ$)</p> <p>$s_1$ 上点 B' ($r_1', \theta_2' = -60^\circ$); s_1 上对应点 B ($r_1 = r_1'$, $\theta_1^{II} = \frac{-60^\circ}{3} = -80^\circ$)</p> <p>因此, 在极角缩小区 I ($\frac{180^\circ}{m_I}$) 内, s_1' 上每点向径 r_1' 不变, 极角 θ_1' 缩小为 $\theta_1^I = \frac{\theta_1'}{m_I}$; 而在极角增大区 II ($\frac{180^\circ}{m_{II}}$) 内, s_1' 上每点向径 r_1' 不变, 极角 θ_1' 增大为 $\theta_1^{II} = \frac{\theta_1'}{m_{II}}$</p> <p>d) 变形椭圆瞬心线 s_1 的极坐标方程为</p> <p>I 区: $r_1 = \rho / [1 - \kappa \cos(m_I \theta_1^I)]; \theta_1^I = 0^\circ \sim 180^\circ$</p> <p>II 区: $r_1 = \rho / [1 - \kappa \cos[360^\circ - m_{II} (360^\circ - \theta_1^{II})]]$;</p> <p>$\theta_1^{II} = \frac{180^\circ}{m_{II}} \sim \frac{180^\circ}{m_{II}}$</p> <p>e) 变形椭圆瞬心线 s_2 的极坐标方程为</p> <p>I 区: $r_2 = d - p / [1 - \kappa \cos(m_I \theta_1^I)]$</p> <p>$\theta_2 = \frac{2}{n_2} \arctan \left(\sqrt{\frac{d-p+d\kappa}{d-p-d\kappa}} \tan \frac{m_I \theta_1^I}{2} \right)$</p>
		

续表 41.6-6

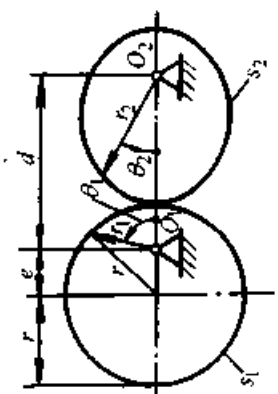
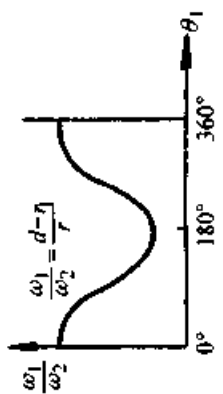
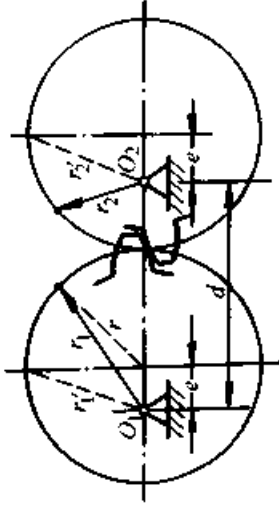
名称	图 例	瞬心线表达式和传动比
<p>变形椭圆瞬心线 已知: 原始椭圆 s'_1, s'_2 极角缩小系数 $m_I (>1)$ 极角增大系数 $m_{II} (>1)$ 求: 变形椭圆瞬心线 s_1, s_2 方程 传动比 i_{21}</p>		<p>II区: 将 I 区式中的“$m_I \theta_1'$”以“$360^\circ - m_{II} (360^\circ - \theta_1')$”代替 f) 传动比 I 区: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = [1 - 2\kappa \cos(m_I \theta_1') + \kappa^2] / (1 - \kappa^2)$ II区: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = (1 - \kappa^2) / [1 - 2\kappa \cos[m_{II}(360^\circ - \theta_1')]] + \kappa^2$ g) 图 b 为 $n_1 = n_2$, 且 $m_I = \frac{3}{2}$ 和 $m_{II} = \frac{3}{4}$ 时... 对变形椭圆齿轮传动的传动比变化曲线 (i_{21})_{max} = $(a+c)/(a-c)$, (i_{21})_{min} = $(a-c)/(a+c)$ h) 图 c 为 $m_I = 1.38, m_{II} = 0.7$ 且 $n_1 = n_2$ 的一对变形椭圆齿轮传动; 图 d 为 $n_1 = 2n_2$, 且 $m_I = \frac{3}{2}, m_{II} = \frac{3}{4}$ 的一对变形椭圆齿轮传动</p>
<p>椭圆瞬心线 已知: 原始椭圆 s'_1, s'_2 极角缩小系数 m 求: 椭圆瞬心线 s_1 和 s_2 传动比 i_{12}</p>		<p>a) 设原始椭圆瞬心线 s'_1, 中心为 O_1, 极角缩小系数 m; 由原始椭圆 s'_1 所导出的 s_1 称为卵圆如图 a 所示, 其极角 $\theta_1 = \frac{\theta_1'}{m}, r$ 不变, 其图形对称 b) 图 b 表示了由同一 m 或不同 m 以及各种 n_1, n_2 ($\frac{n_1}{n_2}$) 所导出的双叶、三叶、四叶卵圆传动</p>

超星浏览器提醒
使用本复制品
请尊重相关知识

续表 41.6-6

名称	图例	瞬心线表达式和传动比
<p>卵圆瞬心线</p> <p>已知：原始椭圆 s'_1, s'_2 极角缩小系数 m</p> <p>求：卵圆瞬心线 s_1 和 s_2 传动比 i_{12}</p>		<p>c) 两全等卵圆瞬心线的极坐标方程为</p> $r_1 = \frac{(a+c)(a-c)}{a+c\cos(m\theta_1)}$ $r_2 = d - r_1 = \frac{a^2 + c^2 + 2ac\cos(m\theta_1)}{a+c\cos(m\theta_1)}$ <p>传动比为</p> $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{(a+c)(a-c)}{[a^2 + c^2 + 2ac\cos(m\theta_1)]}$
	<p>b)</p>	<p>图 c 和 d 分别为 $m=2$ 时两全等卵圆机构及其传动比 i_{21} 变化图线</p>
		<p>d) 对不等叶数的卵圆传动, 其瞬心线方程应根据 m_1, m_2 和中心距 d 等参数决定每叶所对中心角, 然后列出其表达式</p>
		<p>e) 卵圆瞬心线机构传动比 i 作对称变化, 转动中心为形心, 其平衡性能较变形椭圆为好</p>

超星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！

名称	图 例	瞬心线表达式和传动比
<p>偏圆心瞬心线</p> <p>已知: s_1 为偏圆心偏距为 e, 半径为 r</p> <p>$\frac{n_1}{n_2} = 1$</p> <p>求 s_2</p>		<p>a) 图 a 所示为将偏圆心 (e, r_1) 作为瞬心线 s_1, 其极坐标方程为</p> $r_1^2 = r^2 - e^2 - 2er_1 \cos \theta_1$ <p>b) 当取中心距为 $d = \overline{O_1 O_2}$ 时, 瞬心线 s_2 的表达式为</p> $\theta_2 = -\theta_1 + d \int_0^{\theta_1} \frac{d\theta_1}{d - r_1}$ <p>当 $n_{12} = \frac{n_1}{n_2} = 1$ 时, $\theta_1 = \theta_2 = 360^\circ$, 求得 s_2 封闭的中心距 d, 故</p> $r_2 = d \cdot r_1$ <p>c) $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d - r_1}{r_1}$, 见图 b</p> <p>d) 当 s_1 和 s_2 均为偏圆心, 且 e 和 r 相同时, 则 $d_{\min} = r + e + r - e = 2r$</p> $d_{\max} = r'_1 + r'_2 = 2\sqrt{r^2 + e^2}$ <p>显然, 一对全等的偏圆心圆传动时, 由于 d 是变化的, 其中心距应按 d_{\max} 安装, s_1 和 s_2 上制出轮齿, 可代普椭圆齿轮作变速传动(图 c)为了不使 d 变化太大, 应使 $\sum \frac{e}{r} =$</p>
		
		

星浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

2 共轭曲线机构（互包络线机构）

2.1 共轭曲线的形成和特征

由于瞬心线机构必须依靠摩擦力来传递运动，故其应用受到一定限制。在生产中，常常将瞬心线机构转化为运动完全相同的共轭曲线机构，例如圆形瞬心线的摩擦轮机构转化为圆柱齿轮机构；非圆形瞬心线的摩擦轮机构转化为非圆齿轮机构等。

1) 共轭曲线的形成（图 41.6-1）

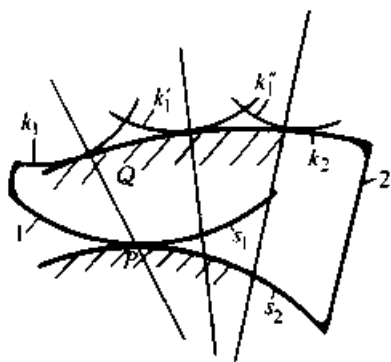


图 41.6-1 共轭曲线的形成

构件 1 和构件 2 上的曲线 k_1 和 k_2 在 Q 点接触，当两构件运动时，曲线 k_1 和 k_2 始终保持接触，并互作带滑动的滚动。设曲线 s_1 和 s_2 分别为构件 1 和 2 的相对瞬心线（图示当构件 1 和 2 上 k_1 、 k_2 于 Q 点接触时，相对瞬心为 s_1 和 s_2 的接触点 P ），且设构件 2 固定不动，则 s_2 为定瞬心线。当 s_1 沿 s_2 作纯滚动时，与 s_1 相固连的 k_1 将在固定曲线 k_2 上连滚带滑，并依次占有位置 k'_1 、 k''_1 、…。曲线 k_2 与 k_1 的各个位置相切，即曲线 k_2 包络了 k_1 的各个位置，故 k_2 称为包络线，而 k_1 称为被包络线。反之，当构件 1 固定时，动瞬心线 s_2 沿定瞬心线 s_1 纯滚动，则 k_1 为包络线，而 k_2 为被包络线。因此，曲线 k_1 和 k_2 称为互包络曲线或共轭曲线。

(2) 共轭曲线运动特征

在具有瞬心线 s_1 和 s_2 的机构中，任意给出构件 1 的高副廓线 k_1 ，按包络原理可求出相应的与 k_1 共轭的曲线 k_2 ；高副廓线 k_1 和 k_2 接触点的公法线 nn 必通过相应的相对瞬心 P （图 41.6-2），且共轭曲线 k_1 、 k_2 在其接触点（图示为 Q 点）的相对滑动速度 v_r 方向为沿接触点的公切线方向，其值为 $v_r = \omega_{12}l$ ，式中 ω_{12} 为相对

角速度， l 为接触点至瞬心间的距离。

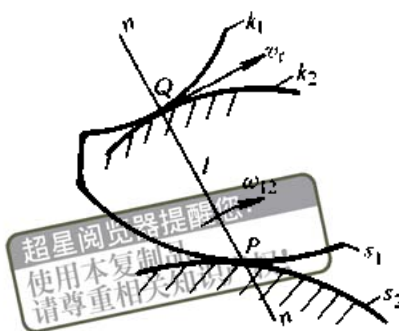


图 41.6-2 共轭曲线特性

一般当给定两构件运动规律（或给定 s_1 和 s_2 ）时，任意给定某一廓线 k_1 ，可设计出与之共轭的另一廓线 k_2 。因此，可从无穷多共轭曲线中，选择理想的一对共轭曲线作为两构件的高副廓线。

2.2 共轭曲线（互包络线）机构的设计

2.2.1 共轭曲线机构的图解设计

- (1) 包络法（表 41.6-7）
- (2) 法线法（表 41.6-8）

2.2.2 共轭曲线机构的解析法设计

- (1) 包络法（表 41.6-9）
- (2) 法线法

设给定两传动件 1 和 2 的中心距 $\overline{O_1O_2}$ （= A ）、传动比 i_{12} （= 常值）以及共轭曲线（齿廓） k_1 ，利用法线法确定啮合线及共轭曲线（齿廓） k_2 。

首先应根据已知的中心距 A 和传动比 i_{12} 确定 r_1 、 r_2 ，作瞬心圆 s_1 、 s_2 及其切点 P （相对瞬心，当 i_{12} 为常值时，它在 O_1O_2 线上的位置恒定不变）。然后建立三个直角坐标系，如图 41.6-3 所示，分别与件 1 和件 2 相固连的动坐标系 $X_1O_1Y_1$ 和 $X_2O_2Y_2$ 以及与机架相固连的定坐标系 XPY ，三个坐标系的始位相互平行。在传动起始位置时， k_1 上的 M_1 点和 k_2 上的 M_2 点在 M 点相啮合（接触），因 M 点的公法线 nn 通过节点（相对瞬心） P 。设件 1（ k_1 ）逆时针向转过 ϕ_1 角， k_1 转至 k'_1 ，过点 P 作 k'_1 的法线 $n'n'$ 。交 k'_1 线于点 M' ，因在此点啮合时法线 $n'n'$ 过 P 点，故此点必为 k'_1 和 k'_2 的啮合点，此时 k'_2 上的 M'_2 和 k'_1 上的 M'_1 在 M' 点啮合。点 M 、 M' 、 P 、…等的连线即为啮合点在

表 41.6-7 共轭曲线机构的包络法

超星浏览器提醒您：
 使用本复制品
 请尊重知识产权！
 设计步骤

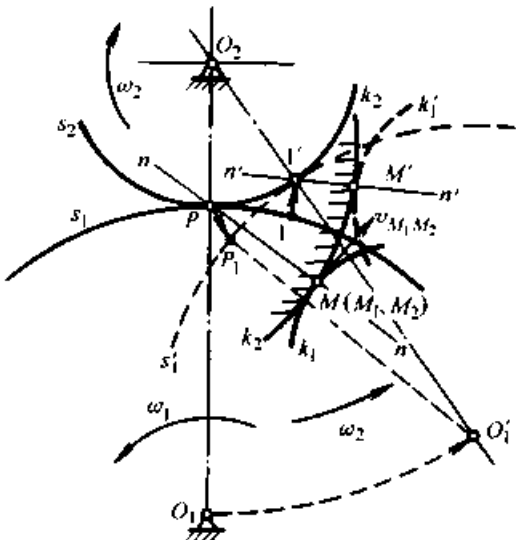
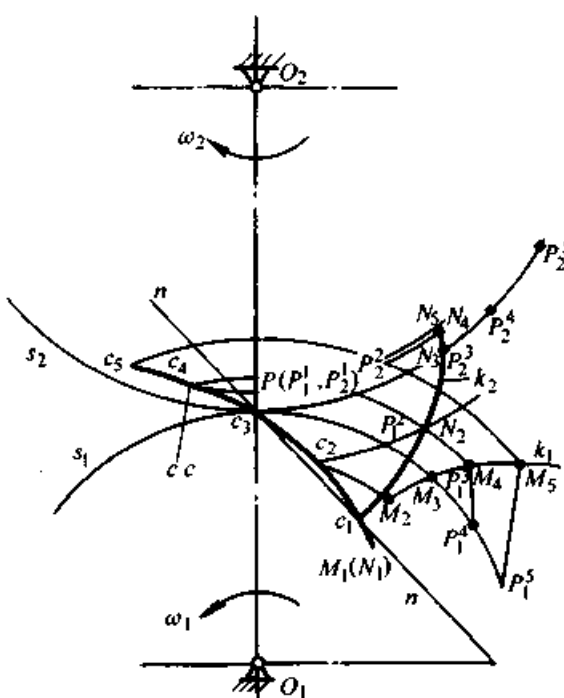
已知条件	图 例	设计步骤
a) 实现给定运动规律的一对瞬心线 s_1 和 s_2 b) 中心距 $d = \overline{O_1O_2}$ c) 任一共轭曲线 k_1 d) 求作另一共轭曲线 k_2		a) 应用运动反转法, 给整个机构以一附加角速度 $-\omega_2$, 则件 2 连同 s_2 固定; s_1 沿 s_2 以 $\omega_{12} (= \omega_1 + \omega_2)$ 滚动, 如图示 $P1 = P1', \dots$ b) 当件 1 由 O_1 到 O_1', P 到 P_1 , s_1 上的 1 点接触于 s_2 上的 1' 点时, k_1 运动至 k_1' , s_1 运动至 s_1' ; 当件 1 继续运动时, k_1 在平面内将依次占有 k_1', k_1'', \dots ; c) k_1 运动中各位置的包络线即为所求的共轭曲线 k_2 ; k_1 也称发生线。同样, k_1 也是以 k_2 为发生线的包络线 d) 共轭曲线 k_1, k_2 常称为(互)包络线, 由高副元素 k_1, k_2 接触的传动能满足由 s_1, s_2 决定的运动规律 e) 共轭曲线 k_1, k_2 接触点 $M(M_1, M_2)$ 间存在滑动速度 $v_{M_1M_2}$, 其值为 $v_{M_1M_2} = \omega_{12} \times \overline{PM_1} = (\omega_1 + \omega_2) \times \overline{PM_1}$ f) 包络线机构的压力角(图示为 $\alpha = 90^\circ - \angle PMO_2$)与瞬心线机构相比较小, 有利于传动

表 41.6-8 共轭曲线机构的法线法

已知条件	图 例	设计步骤
a) 传动比 $i_{12} =$ 常数 b) 中心距 $d = \overline{O_1O_2}$ c) 共轭曲线 k_1 d) 求啮合线及共轭曲线 k_2		a) 据 $d = r_1 + r_2$ 和 $i_{12} = \frac{r_2}{r_1}$ 求出 r_1 和 r_2 ; $r_1 = \frac{d}{1 + i_{12}}, r_2 = \frac{i_{12}d}{1 + i_{12}}$ b) 因 r_1 和 r_2 值不变, 瞬心线 s_1 和 s_2 为瞬心圆; 分别以 O_1 和 O_2 为圆心, r_1 和 r_2 为半径作瞬心圆 s_1 和 s_2 c) 作啮合线 α (两共轭曲线 k_1 和 k_2 在传动时接触点在固定平面上的轨迹); 作与 s_1 相固连的共轭曲线 k_1 上各点 M_i 的法线 nm , 各 M_i 点法线, 交 s_1 圆于 P_i^1 ; 以 O_1 为圆心, $\overline{O_1M_i}$ 为半径作弧, 交与 P_i^1 (s_1 与 s_2 圆切点) 为圆心, $\overline{P_i^1M_i}$ 为半径的弧于 C_i 点; 连结各 C_i 点即为两共轭曲线的啮合线 α d) 作共轭曲线 k_2 ; 在 s_2 圆上, 以 $P(P_1^2, P_1^1)$ 为始点, 作 $\overline{P_1^2P_2^2} = \overline{P_1^1P_1^1}$, $\overline{P_2^2P_2^2} = \overline{P_1^2P_1^2}, \dots$, 得 P_2^2, P_2^3, \dots 等点; 以 O_2 点为圆心, $\overline{O_2C_1}$ 为半径作弧, 与以 P_2^2 点为圆心, $\overline{P_2^2N_1} (= \overline{P_1^1M_1})$ 为半径所作的弧交于 N_1, N_2, \dots, N_i 等点, 连结各 N_i 点, 即为所求的共轭曲线 k_2

续表 41.6-8

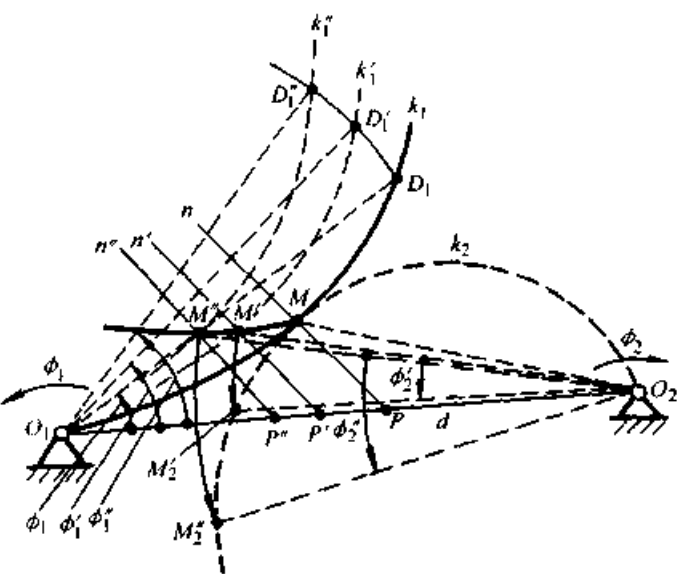
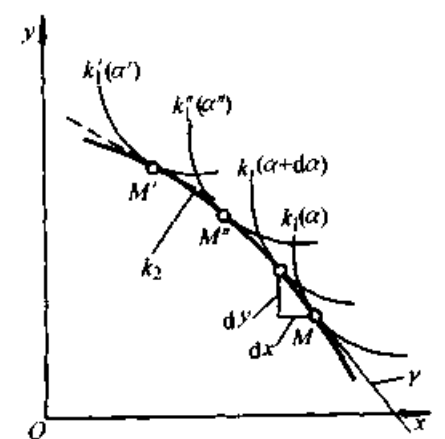
已知条件	图 例	设计步骤
<p>a) 传动比 $i_{21} = \text{常数}$</p> <p>$i_{21} =$</p> <p>$i_{21}(\phi_2)$</p> <p>ϕ_2 为件 2 转角</p> <p>b) 中心距 $\overline{O_1O_2} = d$</p> <p>c) 共轭曲线 k_1</p> <p>d) 求作另一共轭曲线 k_2</p>		<p>超星浏览器提醒：设计步骤</p> <p>a) 据 $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\phi_2}{d\phi_1}$ 得 $\phi_1 = \int_0^{\phi_2} \frac{d\phi_2}{i_{21}}$, 从而求出 $\phi_1 = \phi_1(\phi_2)$</p> <p>b) 据 i_{21} 和中心距 d 确定不同瞬时 (ϕ_2) 相对瞬心 P 在 O_1O_2 线上的位置。图示为 P, P', P'', \dots</p> <p>c) 作出共轭曲线 k_1 的初始位置 (位置线为 $O_1D_1, \angle O_2O_1D_1 = \phi_1$)</p> <p>d) 过点 P (相应于 ϕ_1 和 ϕ_2) 作 k_1 的法线 nm, 交 k_1 于 M 点, 为 k_1 和 k_2 相啮合始点, 也即为 k_2 上一点</p> <p>e) 作出相应于 ϕ_2' 时件 1 转角 ϕ_1' 的 k_1', 位置线为 $O_1D_1', \angle O_2O_1D_1' = \phi_1'$, 过点 P' 作 k_1' 的法线 $n'n''$, 交 k_1' 于 M' 点, 将 O_2M' 线按 $-\omega_2$ 转向转过 ϕ_2' 角, 得 M_2' 点; 同理, 作出 M_2'', \dots 等点</p> <p>f) 将 M, M', M'', \dots 等点连线即为 k_1, k_2 在定平面上的啮合线; M, M_2', M_2'', \dots 等点连线为所求的共轭曲线 k_2</p> <p>g) 因 k_1 可任意给定, 故所能实现给定运动规律的共轭曲线有很多解</p> <p>h) 法线法较包络法简单、精确</p>

表 41.6-9 共轭曲线机构的包络法设计

已知条件	图 例	计算依据	计算式
<p>a) $k_1(\alpha)$ 的方程为: $f(x, y, \alpha) = 0$</p> <p>式中 α 为位置参变量</p> <p>b) 求包络线 k_2</p>		<p>a) 共轭曲线 k_1 与 k_2 在其接触点 M 有公切线, 其斜率 $\tan\gamma$ 应相等</p> <p>b) 包络线 k_2 由与 $k_1(\alpha)$ 上的各接触点 (切点) M', M'', \dots 连接而成, 每个切点坐标由参变量 α 确定, k_2 的参数方程为</p> $\begin{cases} x = x(\alpha) \\ y = y(\alpha) \end{cases}$ <p>c) $\frac{df(x, y, \alpha)}{d\alpha} = 0$</p>	<p>1) 直角坐标系 (α 为族参数)</p> $a) \begin{cases} k_1: f(x, y, \alpha) = 0 \\ k_2: \begin{cases} f(x, y, \alpha) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial \alpha} f(x, y, \alpha) = 0 \end{cases} \end{cases}$ <p>b) $\begin{cases} k_1: y = f(x, \alpha) \\ k_2: \begin{cases} y = f(x, \alpha) \\ \frac{\partial}{\partial \alpha} f(x, \alpha) = 0 \end{cases} \end{cases}$</p> <p>c) $\begin{cases} k_1: x = x(t, \alpha), y = y(t, \alpha) \\ k_2: \begin{cases} x = x(t, \alpha), y = y(t, \alpha) \\ \frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial x}{\partial \alpha} = 0, \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial y}{\partial \alpha} = 0 \end{cases} \end{cases}$</p> <p>2) 极坐标系 ($\beta$ 为族参数)</p> $k_1: R = R(\alpha, \beta)$ $k_2: \begin{cases} R = R(\alpha, \beta) \\ \frac{\partial R(\alpha, \beta)}{\partial \beta} = 0 \end{cases}$

已知条件	图 例	计算依据	计算式
<p>a) 凸轮机构平底推杆廓线 k_1 (图 a)</p> <p>b) 推杆运动规律 $s = s(\theta)$ s—推杆位移 θ—凸轮转角</p> <p>c) 凸轮基圆半径 r_0</p> <p>d) 求凸轮廓线 k_2</p>		<p>a) 利用反转法, 给整个凸轮机构以 $-\omega_1$, 凸轮 2 将静止不动, 平底推杆 1 连同其底部直线 k_1 以 $-\omega_1$ 绕 O 转动, 同时又以 $s(\theta)$ 规律相对导路 3 移动; 平底直线族的包络线 k_2 即为凸轮廓线</p> <p>b) 平底推杆底部直线任一瞬时与凸轮相切, 其切点连线为凸轮廓线</p>	<p>a) 任一 θ 角时平底推杆底部直线 k_1 方程 (图 b) 为</p> $x \cos \theta + y \sin \theta = r_0 + s(\theta)$ $F(x, y, \theta) = x \cos \theta + y \sin \theta - [r_0 + s(\theta)] = 0$ <p>b) 求 $\frac{\partial F}{\partial \theta}$</p> $\frac{\partial F}{\partial \theta} = -x \sin \theta + y \cos \theta - s'(\theta) = 0$ <p>c) 解出 x, y 由以上两式解出</p> $x = [r_0 + s(\theta)] \cos \theta - s'(\theta) \sin \theta = x(\theta)$ $y = [r_0 + s(\theta)] \sin \theta + s'(\theta) \cos \theta = y(\theta)$ <p>方程 $x = x(\theta)$ 和 $y = y(\theta)$ 即为和平底直线 k_1 相共轭的凸轮廓线 k_2</p>
<p>a) 花键齿廓 k_1 方程 $x_1 \pm b = 0$</p> <p>b) 中心距 d 和传动比 i_{12}</p> <p>c) 求与花键齿廓 k_1 相共轭的刀具方程 k_2</p>		<p>a) 在件 1 (花键) 和件 2 (刀具) 上分别建立动坐标系 $x_1 O_1 y_1$ 和 $x_2 O_2 y_2$; 在机架上建定坐标系 $x O y$</p> <p>b) 利用共轭曲线互为包络线的性质, 先求得 k_1 运动过程中在坐标系 2 中的一系列位置, 即得到一个曲线族, 然后作该曲线族的包络线, 即为刀具齿形 k_2</p> <p>c) 求曲线族方程可用坐标转换法完成</p>	<p>a) 花键齿廓 k_1 方程已知为 $x_1 \pm b = 0$ 式中“\pm”号表示花键的左右齿廓</p> <p>b) 据已知的 i_{12} 和 d 求出 r_1 和 r_2 瞬心 P, 以及 s_1 和 s_2</p> <p>c) 曲线 k_1 在坐标系 2 中的曲线族方程为</p> $x_1 = x_2 \cos(\phi_1 + \phi_2) - y_2 \sin(\phi_1 + \phi_2) + d \sin \phi_1$ <p>因 $x_1 = \pm b$ 故 $f(x_2, y_2, \phi_1) = x_2 \cos(\phi_1 + \phi_2) - y_2 \sin(\phi_1 + \phi_2) + d \sin \phi_1 \pm b = 0$</p> <p>d) 曲线 k_2 方程为</p> $\begin{cases} \frac{\partial f}{\partial \phi_1} = -x_2 \sin(\phi_1 + \phi_2)(1 + i_{21}) - y_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)(1 + i_{21}) + d \cos \phi_1 = 0 \\ f(x_2, y_2, \phi_1) = x_2 \cos(\phi_1 + \phi_2) - y_2 \sin(\phi_1 + \phi_2) + d \sin \phi_1 \pm b = 0 \end{cases}$ <p>由上两式解得</p> $\begin{cases} x_2 = \mp b \cos(\phi_1 + \phi_2) + r_2 \cos \phi_1 \\ \sin(\phi_1 + \phi_2) - d \sin \phi_1 \cos(\phi_1 + \phi_2) \\ y_2 = \pm b \sin(\phi_1 + \phi_2) - r_2 \cos \phi_1 \\ \cos(\phi_1 + \phi_2) - d \sin \phi_1 \sin(\phi_1 + \phi_2) \end{cases}$ <p>e) 当给定一个 ϕ_1 值, 由 $i_{21} = \frac{\phi_2}{\phi_1}$, 求出相应的 ϕ_2 值, 由上两方程求得一组 x_2 和 y_2, 即为对应 ϕ_1 角时插刀齿廓 k_2 上的一个点</p>

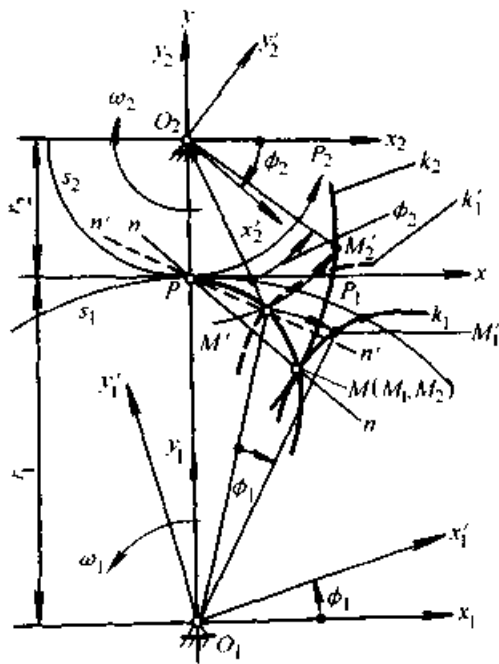


图 41.6-3 法线法

定坐标系中的轨迹，称为啮合线；啮合点画在动坐标系 X_2OY_2 中的轨迹即为所求的共轭曲线（齿廓） k_2 。如图示，当啮合点为 M' (M'_1, M'_2) 时，因 $\phi_2 = \frac{i_{12}}{\phi_1}$ ，故以 O_2 为圆心、 $\overline{O_2M'}$ 为半径作弧， k_2 上的 M'_2 应在该弧上，同时在 ω_2 反方向作 $\angle M'O_2M'_2 = \phi_2$ ，其角度线与弧的交点即为 k_2 上的一点 M'_2 ； MM'_2P_2 为待求的 k_2 齿廓。与包络法相比，法线法有较高的精度。法线解析法用于设计的实例见表 41.6-10。

3 非圆齿轮机构

非圆齿轮具有非圆形的瞬心线（节线为曲线）。一对非圆齿轮传动时，两轮的瞬心线作纯滚动，并通过共轭齿廓实现变速比传动。它比连杆机构结构紧凑，传动平稳，且能实现连续的单

表 41.6-10 啮合传动的法线法设计

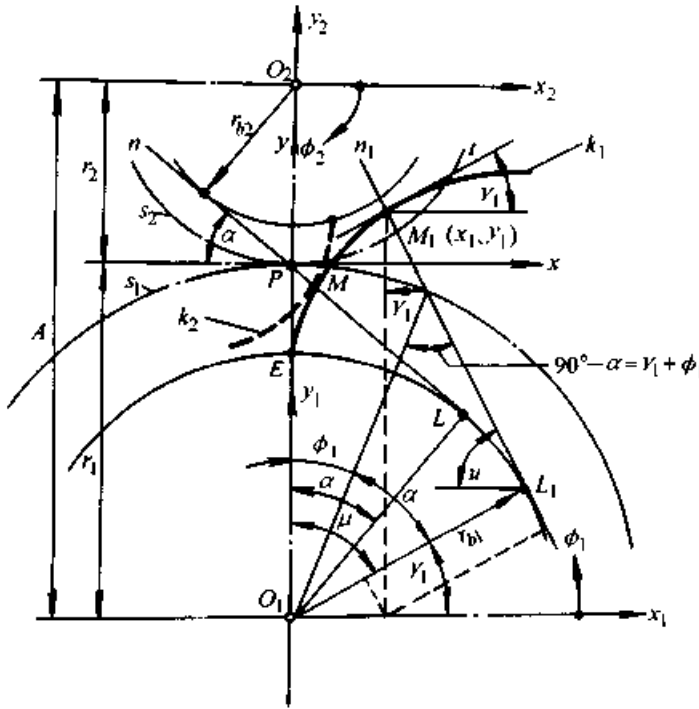
传动类型	图 例	计算过程
外啮合共轭齿廓传动		<p>a) 据给定的中心距 A 和传动比 i_{12} 计算 r_1 和 r_2，定出瞬心（节点）P：$r_2 = i_{12}A / (1 + i_{12})$，$r_1 = A - r_2$</p> <p>b) 由 k_1 方程确定斜率 参变量式：$x_1 = x_1(\mu), y_1 = y_1(\mu)$； 斜率 $\tan \gamma_1 = \frac{dy_1/d\mu}{dx_1/d\mu}$ 显函数式：$y_1 = f(x_1)$；斜率 $\tan \gamma_1 = dy_1/dx_1$ 隐函数式：$f_1(x_1, y_1) = 0$； 斜率 $\tan \gamma_1 = -\frac{\partial f_1 / \partial x_1}{\partial f_1 / \partial y_1}$</p> <p>c) 求出 k_1 上点 M_1 进入啮合时的转角 ϕ_1，在啮合点 M 时，其公法线 mn 过节点 P；当 M_1 点坐标 x_1, y_1 及该点 r_1 已知时，则由图可知 $r_1 \sin(\gamma_1 + \phi_1) = x_1 \cos \gamma_1 + y_1 \sin \gamma_1$ 由上式可求得 M_1 点进入啮合时应转过的角 ϕ_1，或将 γ 求出后代入上式后得 k_1 族方程 $f_1(x_1, y_1, \phi_1) = 0$</p> <p>d) 将 k_1 上的 $M_1(x_1, y_1)$ (坐标系) 变换到坐标系 2 即得 k_2 上的 $M_2(x_2, y_2)$ 和 k_2 k_2: $\begin{cases} x_2 = x_1 \cos(\phi_1 + \phi_2) - y_1 \sin(\phi_1 + \phi_2) + A \sin \phi_2 \\ y_2 = x_1 \sin(\phi_1 + \phi_2) + y_1 \cos(\phi_1 + \phi_2) - A \cos \phi_2 \end{cases}$ 式中 $\phi_2 = \frac{r_1}{r_2} \phi_1$</p> <p>e) 将 k_1 上的 $M_1(x_1, y_1)$ (坐标系) 变换到定坐标系得啮合线 m m: $\begin{cases} x = x_1 \cos \phi_1 - y_1 \sin \phi_1 \\ y = x_1 \sin \phi_1 + y_1 \cos \phi_1 - r_1 \end{cases}$</p>

传动类型

图 例

计算过程

外啮合共轭齿廓传动



a) 已知 i_{12}, A, k_1 (渐开线、分度圆压力角 α)
 b) 据 i_{12}, A 求出 r_1, r_2 , 作出瞬心线 (圆) s_1, s_2 以及相对瞬心 P
 c) 据渐开线和 α , 得基圆半径 $r_{b1} = r_1 \cos \alpha$; 据渐开线特性知, k_1 上点 $M_1(x_1, y_1)$ 的法线切于基圆 L_1 , 点 L_1 至渐开线始点 E 间圆弧

提示: 浏览器提醒: 请仔细阅读! 侵权!

d) k_1 在直角坐标系中, 参数方程为

$$k_1: \begin{cases} x_1 = r_{b1} \sin \mu - r_{b1} \mu \cos \mu \\ y_1 = r_{b1} \cos \mu + r_{b1} \mu \sin \mu \end{cases}$$

 e) 参变量方程 k_1 上任一点 $M_1(x_1, y_1)$ 的斜率为

$$\tan \gamma_1 = \frac{dy_1/d\mu}{dx_1/d\mu} = \cot \mu, \text{ 故 } \gamma_1 = 90^\circ - \mu$$

f) 求出 $M_1(x_1, y_1)$ 进入啮合时的转角 ϕ_1 ,
 $r_1 \sin(\gamma_1 + \phi_1) = r_1 \cos \alpha$

将 $\gamma_1 = 90^\circ - \mu$ 代入上式后, 得 $\phi_1 = \mu - \alpha$

g) 求啮合线 m : 将进入啮合时的 ϕ_1 角式和 x_1, y_1 代入啮合线方程, 得

$$\begin{cases} x = r_{b1} \sin \alpha - r_{b1} \mu \cos \alpha \\ y = r_{b1} \cos \alpha + r_{b1} \mu \sin \alpha - r_1 \end{cases}$$

将上两式消去参变量 μ 后, 得啮合线 m 的方程为

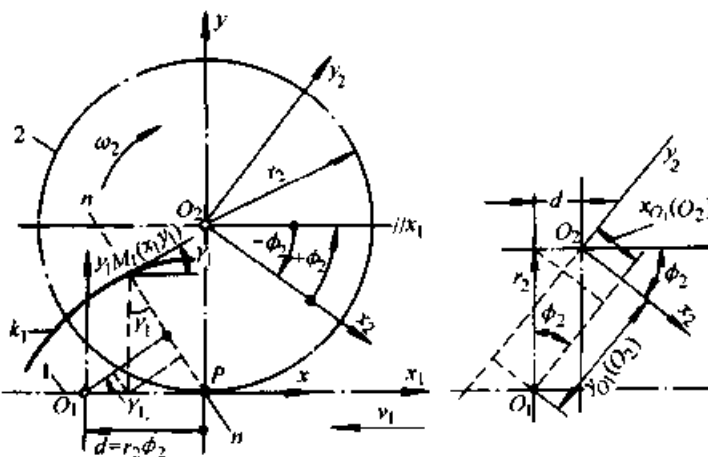
$y = -x \tan \alpha$ (在 xPy 系中为一过原点 P 的直线方程)

h) 求 k_2 : 将已求得的 x_1, y_1, ϕ_1 和 $i_{12} = \phi_2/\phi_1$ 代入 k_2 表达式, 得

$$k_2: \begin{cases} x_2 = x_2(\mu) = r_{b1} \sin(\alpha - \phi_1) - r_{b1} \mu \cos(\alpha - \phi_2) + A \sin \phi_2 \\ y_2 = y_2(\mu) = r_{b1} \mu \cos(\alpha - \phi_2) + r_{b1} \mu \sin(\alpha - \phi_2) - A \cos \phi_2 \end{cases}$$

可以证明, k_2 为一渐开线, $r_{b2} = r_{b1} r_2 / r_1$

齿轮与齿条共轭齿廓传动



a) 齿条 k_1 的表达式有三种形式 (见外啮合齿廓传动)

b) 传动比 $i_{12} = \frac{v_1}{\omega_2} = r_2$ 为已知

c) 齿条上的点 $M_1(x_1, y_1)$ 要成为啮合点时, 应由起始位置左移一距离 $d = r_2 \phi_2$

d) k_1 上啮合点 M_1 切线的斜率 $\tan \gamma_1 = \frac{r_2 \phi_2 - x_1}{y_1}$

e) 在坐标系 $x_2O_2y_2$ 中 k_2 的表达式为

$$\begin{cases} x_2 = (x_1 - d) \cos \phi_2 - (y_1 - r_2) \sin \phi_2 \\ y_2 = (x_1 - d) \sin \phi_2 + (y_1 - r_2) \cos \phi_2 \end{cases}$$

f) 啮合线 m 的表达式为

$$\begin{cases} x = x_1 - d = x_1 - r_2 \phi_2 \\ y = y_1 \end{cases}$$

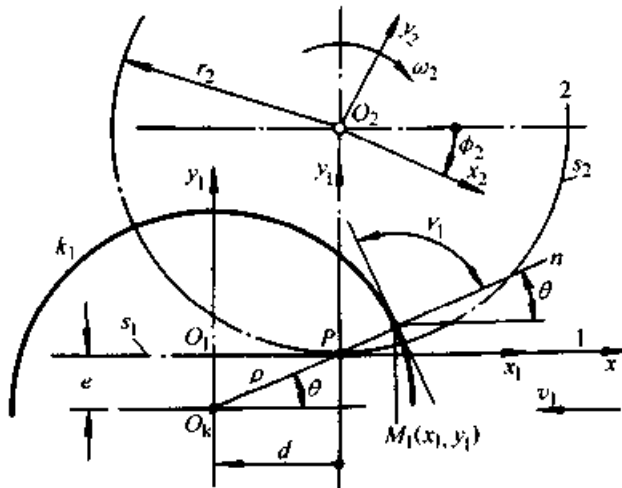
续表 41.6-10

传动类型

图例

计算过程

齿轮与齿条共轭齿廓传动



a) 给定的 k_1 为以 O_k 为圆心、 ρ 为半径的圆弧, 偏置距离为 e (见图)

b) 传动比 $i_{12} = \frac{v_1}{\omega_2} = r_2$ 为已知

c) 在 $x_1O_1y_1$ 坐标系中, k_1 的参数表达式为

$$x_1 = \rho \cos \theta, y_1 = \rho \sin \theta - e$$

式中 $\theta = \arctan\left(\frac{e}{d}\right), d = r_2 \omega_2$

d) 在坐标系 $x_2O_2y_2$ 中 k_2 的表达式为

$$x_2 = (x_1 - d) \cos \phi_2 - (y_1 - r_2) \sin \phi_2$$

$$y_2 = (x_1 - d) \sin \phi_2 + (y_1 - r_2) \cos \phi_2$$

将 x_1, y_1 和 θ 的表达式代入上式后, 得 k_2 表达式为

$$x_2 = (\rho \cos \theta - d) \cos\left(\frac{d}{r_2}\right) - (\rho \sin \theta - e - r_2) \sin\left(\frac{d}{r_2}\right)$$

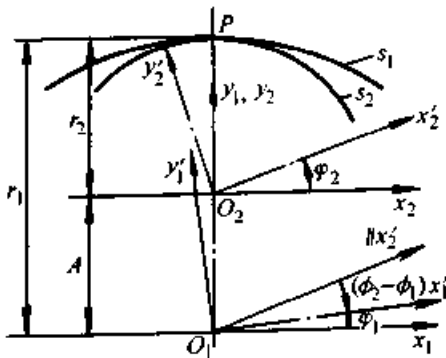
$$y_2 = (\rho \cos \theta - d) \sin\left(\frac{d}{r_2}\right) + (\rho \sin \theta - e - r_2) \cos\left(\frac{d}{r_2}\right)$$

e) 啮合线 m 方程

$$x = x_1 - d = \rho \cos \theta - d$$

$$y = \rho \sin \theta - e$$

内啮合共轭齿廓传动



a) 由给定的中心距 A 和 i_{21} 求出 s_1 和 s_2 的半径

$$r_1 = \frac{A i_{21}}{(i_{21} - 1)}, r_2 = \frac{A}{(i_{21} - 1)}$$

b) 据已知在 $x_1O_1y_1$ 中 k_1 的方程, 求得在 $x_2O_2y_2$ 坐标系中 k_2 的方程

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \cos(\phi_1 - \phi_2) - y_1 \sin(\phi_1 - \phi_2) - A \sin \phi_2 \\ y_2 = x_1 \sin(\phi_1 - \phi_2) + y_1 \cos(\phi_1 - \phi_2) - A \cos \phi_2 \end{cases}$$

式中 $\phi_2 = i_{21} \phi_1$

c) 啮合线 m 的表达式为

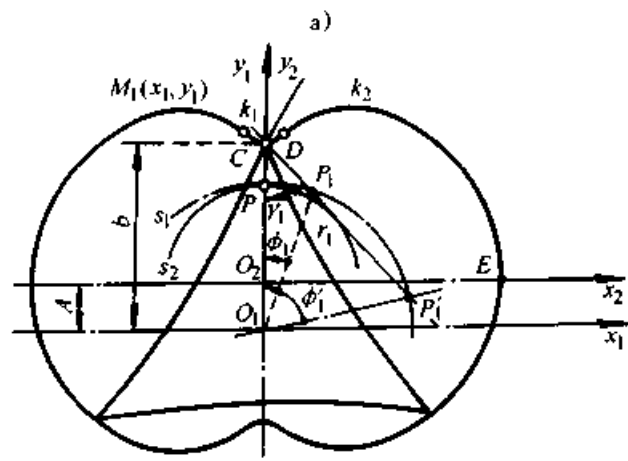
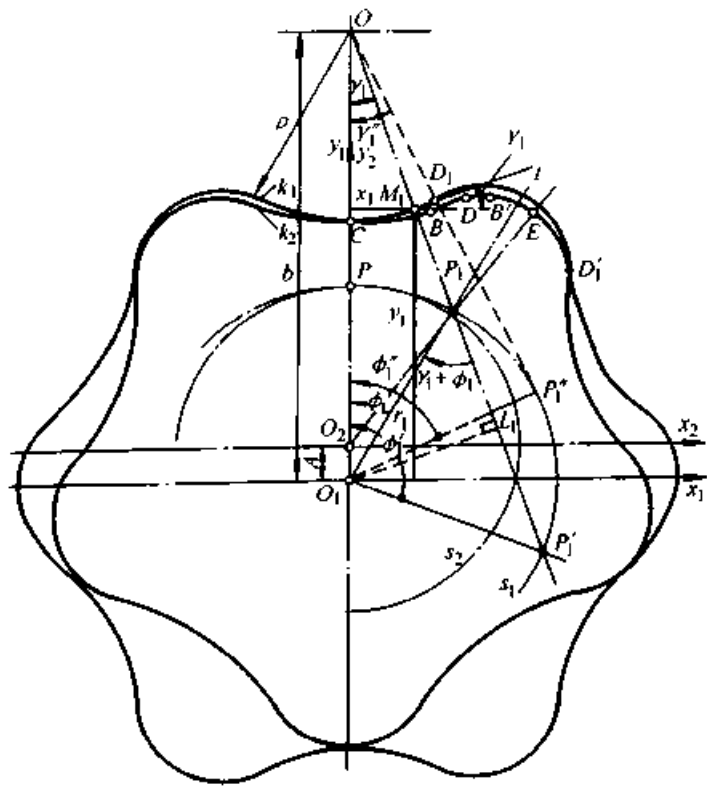
$$\begin{cases} x = x_1 \cos \phi_1 - y_1 \sin \phi_1 \\ y = x_1 \sin \phi_1 + y_1 \cos \phi_1 - r_1 \end{cases}$$

五星浏览器提醒您：
使用本复制品
请尊重相关知识产权！
计算过程
续表 41.6-10

传动类型

图 例

内啮合共轭齿廓传动



a) 如图 a 示, 设给定液压泵内齿廓 k_1 (圆心为 O 、半径为 ρ 的圆), 传动比 $i_{21} = \frac{6}{5}$, 中心距 A

b) 在 $x_1O_1y_1$ 坐标系中, 圆心 O 位于 O_1y_1 轴, 且其尺寸 $b > r_1$

c) 据 $i_{21} = \frac{r_1}{r_2}$ 和 $A = r_1 - r_2$ 得

$$r_1 = \frac{i_{21}A}{(i_{21}-1)}, r_2 = r_1 - A$$

d) k_1 在 $x_1O_1y_1$ 中方程表达式为

$$x_1 = \rho \sin \gamma_1, y_1 = b - \rho \cos \gamma_1$$
 式中 γ_1 为 k_1 上各点的位置参数, 也是各点 (如 M_1) 处的 k_1 曲线切线 t 与轴 x_1 的夹角

e) 求 M_1 点进入啮合时的 ϕ_1 角, 由图知

$$b \sin \gamma_1 = r_1 \sin(\gamma_1 + \phi_1)$$
 由此得 $\sin \phi_1 + \tan \gamma_1 \cos \phi_1 = F \tan \gamma_1$
 式中 $F = \frac{b}{r_1} (> 1)$
 由上式解得 ϕ_1

$$\tan \phi_1 = \frac{-\tan \gamma_1 \pm F \tan \gamma_1 \sqrt{1 + \tan^2 \gamma_1 - F^2 \tan^2 \gamma_1}}{(1 - F^2 \tan^2 \gamma_1)}$$
 式中根式前的“ \pm ”号对应 ϕ_1 的两个解: ϕ_1 和 ϕ_1' ; 如图示, 过 M_1 点所作法线交 s_1 于 P_1 和 P_1' 两点, 故点 M_1 将先后两次与 k_2 上两不同点啮合

f) 由 $x_1 = \rho \sin \gamma_1$ 和 $y_1 = b - \rho \cos \gamma_1$ 得 k_2 表达式

$$x_2 = \rho \sin[\gamma_1 + (1 - i_{21})\phi_1] - b \sin[(1 - i_{21})\phi_1] - A \sin(i_{21}\phi_1)$$

$$y_2 = -\rho \cos[\gamma_1 + (1 - i_{21})\phi_1] + b \cos[(1 - i_{21})\phi_1] - A \cos(i_{21}\phi_1)$$

g) k_1 线上 CD_1 与 k_2 线上 CBD 和 $DB'E$ 相共轭, 而 k_1 上的 D_1, D_1' 为与 k_2 不啮合的过渡曲线 (适当设计的光滑曲线)

h) 设 k_1 蜕化为一点 (与圆心 O 重合, 如图 b 示), $\rho = 0$, 则

$$x_1 = 0, y_1 = b$$

i) k_2 表达式为

$$\begin{cases} x_2 = -b \sin[(1 - i_{21})\phi_1] - A \sin(i_{21}\phi_1) \\ y_2 = b \cos[(1 - i_{21})\phi_1] - A \cos(i_{21}\phi_1) \end{cases}$$

j) 图 b 为当 $i_{21} = 3/2, A = 10 \text{ mm}, b = 38 \text{ mm}$ 时与 k_1 (为一点) 相共轭的 k_2 曲线 (旋转发动机廓线)

向周期运动。非圆齿轮机构也能和连杆机构、槽轮机构等组合为其他组合机构, 以实现具有良好运动和动力特性的运动规律。非圆齿轮可以在数

控机床上用轮形插齿刀加工。

3.1 非圆齿轮的参数 (表 41.6-11)

表 41.6-11 非圆齿轮参数

名称	定义和设计要求	附图和计算式	说明
齿形角 α	<p>a) 两齿廓 k_1、k_2 啮合点公法线 N_{12} 和两瞬心线 s_1、s_2 的公切线 t 间所夹锐角</p> <p>b) 用齿条形刀具加工时, 也即齿条形刀具的齿形角, 一般为 $\alpha = 20^\circ$</p>		<p>a) 非圆齿轮的齿形角实质是圆齿轮在分度圆上的压力角</p> <p>b) 非圆齿轮的压力角与圆齿轮的压力角定义不同 (圆齿轮的压力角为轮齿上接触点受力方向与该点绝对速度方向所夹锐角)</p> <p>c) $\alpha_{12} = \frac{d(r_{12})}{d\theta_1}$ 提醒您:</p> <p>d) α_{12} 有正有负, 当 N_{12} 偏于 v_P 的另一侧时, α_{12} 为负但计算 α_{12max} 时, 应按绝对值计算</p> <p>e) 当 $\tan\mu_1$ 小于零时, 取第二象限</p>
压力角 α_{12}	<p>a) 在节点啮合时, 啮合点公法线 N_{12} 与节点 P 速度 v_P 方向间夹角</p> <p>b) 为了使轮齿间有良好的受力特性, 应使 $\alpha_{12max} \leq 65^\circ$</p>	<p>a) $\alpha_{12} = \mu_1 + \alpha - \frac{\pi}{2}$</p> <p>b) $\tan\mu_1 = \frac{r_1}{dr_1} = -\frac{1+i_{12}}{i'_{12}}$</p>	
模数 m	<p>a) $m = \frac{s}{\pi z}$, s 为瞬心线周长</p> <p>b) 为了避免根切, 应控制最大模数 m_{max}</p>	<p>a) $m_{max} = \frac{2\rho_{min}}{z_{min}}$</p> <p>b) 当 $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$ 时 $m_{max} = 0.117\rho_{min}$</p> <p>c) ρ_{min} 为瞬心线上最小曲率半径</p>	<p>用轮形插齿刀加工时, 为了避免轮齿根切, 宜使插齿刀齿数 $z_c > 17$</p>
齿数 z	<p>因瞬心线 s_1、s_2 的周长 s 和 m、z 均有关, 因此在计算 s 时必须保证 m 为标准值, z 为整数</p>	<p>$s = n_1 \int_0^{2\pi n_1} \sqrt{r^2 + (\frac{dr}{d\theta})^2} d\theta$</p> <p>$= \pi m z$</p> <p>式中 n_1 为非圆瞬心线弧长的分点数</p>	<p>设计时, 由瞬心线方程 $r = r(\theta)$ 初算 s 值, 从而确定 m 和 z 的大小, 然后反过来再修正瞬心线的参数 (如椭圆齿轮的偏心率 λ 和中心距等)</p>

3.2 椭圆齿轮机构

种, 特别是一对全等的椭圆齿轮, 其瞬心线 s_1 和 s_2 均为椭圆。机构的设计内容和步骤见表

椭圆齿轮机构是非圆齿轮机构中最常用的一 41.6-12。

表 41.6-12 椭圆齿轮机构设计步骤

机构简图和参数	机构简图	参 数
	<p>$\lambda = \frac{e}{a}$ (偏心率)</p> <p>e—偏距</p> <p>a—长轴半径</p> <p>b—短轴半径</p> <p>A—中心距</p> <p>K—变速范围</p>	

步骤	内 容	计 算 式	说 明
1	根据从动轮变速范围 K 确定偏心率 λ	$K = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \left(\frac{1+\lambda}{1-\lambda} \right)^2$ $\lambda = \frac{\sqrt{K}-1}{\sqrt{K}+1}$	K 值应根据机构工作要求加以确定, 为了使速度波动不致太大而影响运转平稳, 一般取 $K \leq 5$
2	为了确定齿轮的模数 m 与齿数 z , 应先求出椭圆的最小曲率半径 ρ_{\min}	$\rho_{\min} = a(1-\lambda^2)$	a 值可据机构结构尺寸初选
3	不产生根切的最大模数 m_{\max}	$m_{\max} = \frac{2\rho_{\min}}{17}$	对齿形角 $\alpha = 20^\circ$ 的正常齿圆柱齿轮, 不产生根切的最少齿数为 17
4	初算椭圆瞬心线周长 s	$s = 4a \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \psi} d\psi = 4aE$	a) 式中 $k = \lambda = \frac{e}{a}$ b) E 为椭圆积分, 可由附表 41.6-13 查出
5	确定 m 与 z , 再计算 s 的精确值	$s = \pi m z$	a) 应使 $m < m_{\max}$, 且为标准值 b) z 应为整数, 为了加工方便, 宜为奇数
6	计算 a 的精确值	$a = \frac{s}{4E}$	如必要时, 可重新验算 ρ_{\min} 和 m_{\max}
7	确定短轴半径 b 、偏(焦)距 e 及中心距 A	$e = \lambda a;$ $b = a \sqrt{1-\lambda^2}; A = 2a$	λ 由给定的 k 确定
8	瞬心线方程 r_1 、 r_2	$r_1 = r_1(\theta_1) = \frac{a(1-\lambda^2)}{1+\lambda \cos \theta_1}$ $r_2 = r_2(\theta_1) = A - r_1 = \frac{a(1+2\lambda \cos \theta_1 + \lambda^2)}{1+\lambda \cos \theta_1};$ $\theta_2 = 2 \arctan \left(\frac{1-\lambda}{1+\lambda} \tan \frac{\theta_1}{2} \right) = \theta_2(\theta_1)$	
9	传动比 i_{12}	$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{1+2\lambda \cos \theta_1 + \lambda^2}{1-\lambda^2}$	
10	压力角 α_{12}	$\alpha_{12} = \arctan \left(\frac{1+\lambda \cos \theta_1}{\lambda \sin \theta_1} \right) + \alpha - 90^\circ$	a) 负值的反正切取第二象限 b) 式中的 α 一般取 20°
11	最大压力角 $\alpha_{12\max}$	$\alpha_{12\max} = \arctan \left(-\frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{\lambda} \right) + \alpha - 90^\circ$	a) $\alpha_{12\max}$ 以绝对值计算 b) 一般应使 $\alpha_{12\max} \leq 65^\circ$

例：试设计一对全等椭圆齿轮传动，变速比范围 $K=4$ ，中心距 $A=100$ mm 左右。

解：应用表 41.6-12 所示步骤进行设计。

1) 根据从动轮变速范围 K 确定椭圆齿轮的偏心率 λ

$$\lambda = \frac{\sqrt{K-1}}{\sqrt{K+1}} = \frac{\sqrt{4-1}}{\sqrt{4+1}} = \frac{1}{3}$$

2) 初选长轴 $a=50$ mm (可参照初值 $A=100$ mm)，故椭圆瞬心线的最小曲率半径 ρ_{\min} 为

$$\rho_{\min} = a(1-\lambda^2) = 44.44 \text{ mm}$$

3) 不产生根切的最大模数

$$m_{\max} = \frac{2\rho_{\min}}{17} = 5.229 \text{ mm}$$

4) 计算椭圆瞬心线长 s 。根据 λ 由表 41.2-

13 知，当 $\arcsin k (= \lambda) = \arcsin \frac{1}{3} = 19.47^\circ$ 时，

$$E = 1.526 2$$

$$\text{故 } S = 4aE = 305.24 \text{ mm}$$

表 41.6-13 椭圆积分数值表 $E = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \psi} d\psi$

$\arcsin k$	E	$\arcsin k$	E	$\arcsin k$	E	$\arcsin k$	E	$\arcsin k$	E	$\arcsin k$	E
0°	1.570 8	15°	1.544 2	30°	1.467 5	45°	1.350 6	60°	1.211 1	75°	1.076 4
1°	1.570 7	16°	1.540 5	31°	1.460 8	46°	1.341 8	61°	1.201 5	76°	1.068 6
2°	1.570 3	17°	1.536 7	32°	1.453 9	47°	1.332 9	62°	1.192 0	77°	1.061 1
3°	1.569 7	18°	1.532 6	33°	1.446 9	48°	1.323 8	63°	1.182 6	78°	1.053 8
4°	1.568 9	19°	1.528 3	34°	1.439 7	49°	1.314 7	64°	1.173 2	79°	1.046 8
5°	1.567 8	20°	1.523 8	35°	1.432 3	50°	1.305 5	65°	1.163 8	80°	1.040 1
6°	1.566 5	21°	1.519 1	36°	1.424 8	51°	1.296 3	66°	1.154 5	81°	1.033 8
7°	1.564 9	22°	1.514 1	37°	1.417 1	52°	1.287 0	67°	1.145 3	82°	1.027 8
8°	1.563 2	23°	1.509 0	38°	1.409 2	53°	1.277 6	68°	1.136 2	83°	1.022 3
9°	1.561 1	24°	1.503 7	39°	1.401 3	54°	1.268 1	69°	1.127 2	84°	1.017 2
10°	1.558 9	25°	1.498 1	40°	1.393 1	55°	1.258 7	70°	1.118 4	85°	1.012 7
11°	1.556 4	26°	1.492 4	41°	1.384 9	56°	1.249 2	71°	1.109 6	86°	1.008 6
12°	1.553 7	27°	1.486 4	42°	1.376 5	57°	1.239 7	72°	1.101 1	87°	1.005 3
13°	1.550 7	28°	1.480 3	43°	1.368 0	58°	1.230 1	73°	1.092 7	88°	1.002 6
14°	1.547 6	29°	1.474 0	44°	1.359 4	59°	1.220 6	74°	1.084 4	89°	1.000 8

5) 根据式 $S = \pi m z$ ；选定 $m = 3.5$ mm ($m < m_{\max}$)

由此算得 $z = 27.76$ ，取 $z = 28$ ；则 S 的精确值为

$$S = 3.1416 \times 3.5 \times 28 \text{ mm} = 307.88 \text{ mm}$$

6) 计算长轴半径 a 的精确值

$$a = \frac{S}{4E} = 50.43 \text{ mm}$$

7) 计算短轴半径

$$b = a \sqrt{1-\lambda^2} = 50.43 \text{ mm} \sqrt{1 - \left(\frac{1}{3}\right)^2} = 47.55 \text{ mm}$$

8) 焦距 $e = \lambda a = \frac{1}{3} \times 50.43 \text{ mm} =$

$$16.81 \text{ mm}$$

9) 中心距 $A = 2a = 2 \times 50.43 \text{ mm} =$

$$100.86 \text{ mm}$$

10) 压力角 $\alpha_{12} = \arctan\left(\frac{3 + \cos\theta_1}{\sin\theta_1}\right) - 70^\circ$

11) 最大压力角

$$\alpha_{12\max} = \arctan\left(-\frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{\lambda}\right) + \alpha - 90^\circ =$$

$$\arctan\left[-\frac{\sqrt{1-\frac{1}{9}}}{\frac{1}{3}}\right] + 20^\circ - 90^\circ = 39.47^\circ < 65^\circ$$

12) 瞬心线 s_1, s_2 的方程

$s_1: r_1 = r_1(\theta_1) =$

$$\frac{a(1-\lambda^2)}{1+\lambda\cos\theta_1} = \frac{134.48}{3+\cos\theta_1}$$

$s_2: r_2 = A - r_1 = 100.86 - \frac{134.48}{3+\cos\theta_1}$

$\theta_2 = \theta_2(\theta_1) =$

$$2\arctan\left(\frac{1-\lambda}{1+\lambda}\tan\frac{\theta_1}{2}\right) = 2\arctan\left[\frac{\tan\frac{\theta_1}{2}}{2}\right]$$

13) 作出该对齿轮传动的 $\theta_2 - \theta_1$ 、 $i_{12} - \theta_1$ 和 $\alpha_{12} - \theta_1$ 的变化图线 (图 41.6-4)。

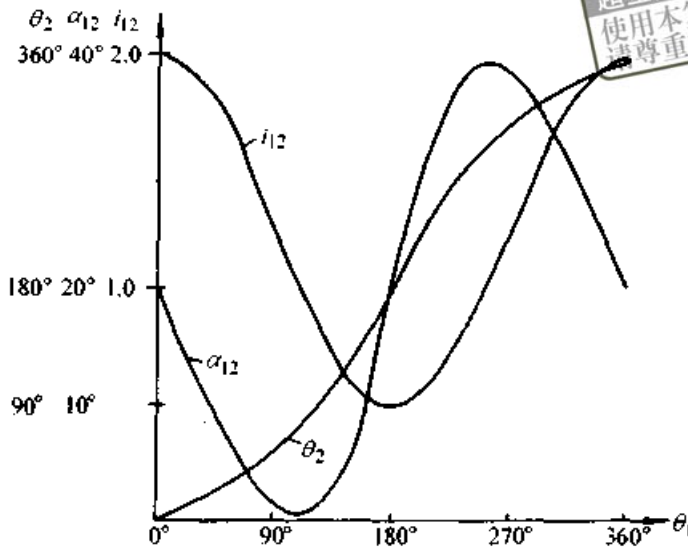


图 41.6-4 全等椭圆齿轮机构 $\theta_2(\theta_1)$ 、 $i_{12}(\theta_1)$ 、 $\alpha_{12}(\theta_1)$ 图线

超星浏览器提醒
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

3.3 卵形齿轮传动

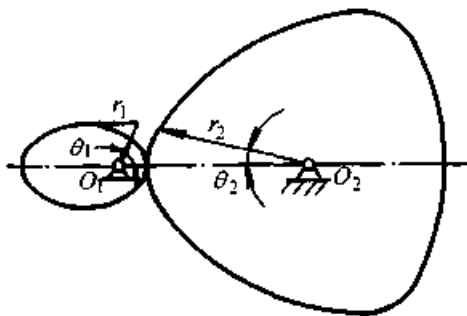
卵形齿轮瞬心线是椭圆齿轮椭圆形瞬心线的变形，它是使椭圆瞬心线径向半径的长度不变而仅使其极角缩小 m_1 倍而获得。 $m_1 = 1$ 为原始椭圆， $m_1 = 2, 3, 4$ 时分别为双叶、三叶和四叶卵

形齿轮瞬心线，但卵形齿轮的转动中心仍位于形心。卵形齿轮可以和卵形齿轮或椭圆齿轮相啮合而组成多种类型的传动。从动轮变速范围较大且运转平稳。卵形齿轮传动的设计内容和步骤见表 41.6-14。

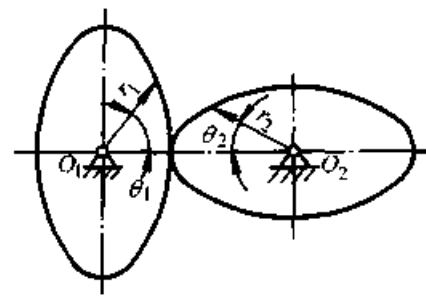
表 41.6-14 卵形齿轮传动设计计算

步骤	设计内容和要点	计 算 式	
		椭圆齿轮与三叶卵形齿轮 (图 a)	双叶卵形齿轮 (图 b)
1	应根据轮 1 和 2 的转速 n_1 和 n_2 之比选取极角缩小倍数 (即周期数) m_1	$\bar{i}_{21} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{m_2}{m_1} = m_2$	$\bar{i}_{21} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{m_2}{m_1} = 1$

机构简图



a) $m_1 = 1, m_2 = 3$



b) $m_1 = 2, m_2 = 2$

续表 41.6-14

步骤	设计内容和要点		计 算 式	
			椭圆齿轮与三叶卵形齿轮 (图 a)	双叶卵形齿轮 (图 b)
2	瞬心线不出现内凹时主动轮的极限偏心率 $\lambda_{1\max}$	主动轮不出现内凹时	主动轮为椭圆, 不会出现内凹	$\lambda_{1\max} = \frac{1}{m^2 - 1}$ ($m_1 = m_2 = m$)
		从动轮不出现内凹时	$\lambda_{1\max} = \frac{1}{\sqrt{m_2^2 - 1}}$ 如 $m_2 = 1$, 则 λ_1 为任何值时均不会出现内凹	$\lambda_{1\max} = \frac{1}{\sqrt{i_{21}^2 m^4 - 2m^2 + 1}}$
3	瞬心线不出现内凹时的最大变速范围 $K_{\max} = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}}$		$K_{\max} = \frac{(1 + \lambda_{1\max})(\sqrt{m_2^2 - 1} + \lambda_{1\max})}{(1 - \lambda_{1\max})(\sqrt{m_2^2 - 1} - \lambda_{1\max})}$ 如: $m = 2, \lambda_{1\max} = \frac{1}{\sqrt{3}}, K_{\max} = 7.45$ $m = 3, \lambda_{1\max} = \frac{1}{\sqrt{8}}, K_{\max} = 2.69$	
4	在变速范围 $K < K_{\max}$ 条件下, 选定偏心率 λ_1 和 λ_2		$K = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{(1 + \lambda_1)(1 + \lambda_2)}{(1 - \lambda_1)(1 - \lambda_2)}$ $\lambda_2 = \frac{\lambda_1}{\sqrt{1 + (m_2^2 - 1)(1 - \lambda_1^2)}}$	$K = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \left(\frac{1 + \lambda_1}{1 - \lambda_1}\right)^2$ $\lambda_2 = \lambda_1$
5	计算瞬心线最小曲率半径 ρ_{\min} 确定模数 m 和齿数 z , 长轴半径 a_1 可根据结构尺寸初步选定		当 $\lambda_1 < \lambda_{1\max}$ 时 $\rho_{1\min} = a_1 (1 - \lambda_1^2)$ $\rho_{2\min} = \frac{a_1 (1 - \lambda_1^2) \lambda_2 m_2^2}{\lambda_1 [1 + \lambda_2 (m_2^2 - 1)]}$	当 $\lambda_1 < \lambda_{1\max}$ 时 $\rho_{1\min} = \frac{a_1 (1 - \lambda_1^2)}{1 + \lambda_1 (m^2 - 1)}$ $\rho_{2\min} = \rho_{1\min}$
6	不发生根切的最大模数 m_{\max}		$m_{\max} = \frac{2\rho_{\min}}{17}$	
7	计算瞬心线周长		$s_1 = 4Ea_1$ E 值可据表 41.6-13 查得 (E 式中的 k 值应等于 λ_1)	$s_1 = 4Ea_1 \sqrt{1 + (m^2 - 1)\lambda_1^2}$ E 值可据表由 k 值查得。 而 $k = \frac{m\lambda_1}{\sqrt{1 + (m^2 - 1)\lambda_1^2}}$
8	确定 m 和 z , 应使 $m < m_{\max}$ 且为标准值; z 应为整数		$s_1 = \pi m z_1$ $s_2 = \bar{i} s_1$ $z_2 = \bar{i} z_1$ (\bar{i} 为转速比)	
9	计算长轴半径的精确值		$a_1 = \frac{s_1}{4E}$ $a_2 = a_1 \frac{\lambda_1}{\lambda_2}$	$a_1 = \frac{s_1}{4E \sqrt{1 + (m^2 - 1)\lambda_1^2}}$ $a_2 = a_1$
10	中心距 A		$A = \frac{a_1 (\lambda_1 + \lambda_2)}{\lambda_2}$	$A = 2a_1$

超星网
浏览器提醒您:
使用本复制品
请尊重相关知识产权!

步骤	设计内容和要点	计 算 式		
		椭圆齿轮与三叶卵形齿轮 (图 a)	双叶卵形齿轮 (图 b)	
11	瞬心线方程	s_1	$r_1 = r_1(\theta_1) = \frac{a_1(1-\lambda_1^2)}{1+\lambda_1\cos\theta_1}$	$r_1 = r_1(\theta_1) = \frac{a_1(1-\lambda_1^2)}{1+\lambda_1\cos(m\theta_1)}$
		s_2	$r_2 = A - r_1 = r_2(\theta_1)$ $\theta_2 = \theta_2(\theta_1) = \frac{2\arctan\left(\sqrt{\frac{A-B-C}{A-B+C}}\tan\frac{\theta_1}{2}\right)}{m_2}$ 式中 A 为中心距; $B = a_1(1-\lambda_1^2)$; $C = A\lambda_1$	$r_2 = A + r_1 = r_2(\theta_1)$ $\theta_2 = \theta_2(\theta_1) = \frac{2\arctan\left(\frac{1-\lambda_1}{1+\lambda_1}\tan\frac{m\theta_1}{2}\right)}{m}$
12	瞬时传动比 i_{12}	$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$		
13	压力角 α_{12} (负值的反正切取第二象限)	$\alpha_{12} = \arctan\left(\frac{1+\lambda_1\cos\theta_1}{\lambda_1\sin\theta_1}\right) + \alpha - 90^\circ$ 一般 $\alpha = 20^\circ$	$\alpha_{12} = \arctan\left(\frac{1+\lambda_1\cos m\theta_1}{m\lambda_1\sin m\theta_1}\right) + \alpha - 90^\circ$ 一般取 $\alpha = 20^\circ$	
14	最大压力角 $\alpha_{12\max}$ ($\alpha_{12\max} \leq 65^\circ$)	$\alpha_{12\max} = \arctan\left(-\frac{\sqrt{1-\lambda_1^2}}{\lambda_1}\right) + \alpha - 90^\circ$ 一般取 $\alpha = 20^\circ$	$\alpha_{12\max} = \arctan\left(-\frac{\sqrt{1-\lambda_1^2}}{m\lambda_1}\right) + \alpha - 90^\circ$ 一般取 $\alpha = 20^\circ$	

例试设计一对卵形齿轮传动, 已知平均传动比 $\bar{i}_{21} = 1$ 。变速范围 $k \approx 2.78$, 周期数 $m = 2$, 中心距 A 约 100 mm 左右。

解: 1) 主动轮不出现内凹时主动轮的极限偏心率

$$\lambda_{1\max} = \frac{1}{m^2 - 1} = \frac{1}{3}$$

从动轮不出现内凹时主动轮的极限偏心率

$$\lambda_{1\max} = \frac{1}{\sqrt{i_{21}^2 m^4 - 2m^2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{1^2 \times 2^4 - 2 \times 2^2 + 1}} = \frac{1}{3}$$

2) 根据给定的变速范围 $k = 2.78$, 解得 λ_1 初值为

$$\lambda_1 = \frac{\sqrt{K} - 1}{\sqrt{K} + 1} = \frac{\sqrt{2.78} - 1}{\sqrt{2.78} + 1} = 0.2518$$

3) 据算得的 $\lambda_{1\max} \left(= \frac{1}{3} \right)$, 取 $\lambda_1 = \frac{1}{4}$, 故

$$K = \left(\frac{1+\lambda_1}{1-\lambda_1} \right)^2 = 2.778$$

4) 据结构尺寸要求初选椭圆长轴半径 $a = 50$ mm, 则椭圆的最小曲率半径

$$\rho_{1\min} = \rho_{2\min} = \frac{a_1(1-\lambda_1)^2}{1+\lambda_1(m^2-1)} = \frac{50(1-0.25)^2}{1+0.25(2^2-1)} \text{ mm} = 26.79 \text{ mm}$$

5) 不产生根切时的最大模数 m_{\max}

$$m_{\max} = \frac{2\rho_{\min}}{17} = \frac{2 \times 26.79}{17} \text{ mm} = 3.15 \text{ mm}$$

6) 初算瞬心线周长

$$\text{系数 } k = \frac{m\lambda_1}{\sqrt{1+(m^2-1)\lambda_1^2}} = \frac{2 \times 0.25}{\sqrt{1+(2^2-1)0.25^2}} = 0.4588$$

$$\arcsin k = \arcsin 0.4588 = 27.312^\circ$$

由表 41.6-13 据 $\arcsin k$ 值查得 $E = 1.4845$, 故瞬心线周长

$$s_1 = 4Ea_1 \sqrt{1+(m^2-1)\lambda_1^2} = 4 \times 1.4845 \times 50 \sqrt{1+3 \times 0.25^2} \text{ mm} = 323.54 \text{ mm}$$

7) 根据 s_1 选定 m 和 z , 再精算 s_1

$$\text{因 } mz = \frac{s_1}{\pi} = 102.986 \text{ mm}$$

取 $m = 2.5 \text{ mm} (< m_{\max})$, 则 $z_1 = z_2 = z = 42$

重新计算 $s_1 = s_2 = \pi m z = 329.87 \text{ mm}$

8) 精算椭圆长轴半径

$$a_1 = a_2 = \frac{s_1}{4E \sqrt{1 + (m^2 - 1)\lambda_1^2}} = 50.89 \text{ mm}$$

9) 中心距 $A = 2a = 2 \times 50.89 \text{ mm} = 101.96 \text{ mm}$ (符合要求)

10) 最大压力角

$$\alpha_{12\max} = \arctan\left(-\frac{\sqrt{1 - \lambda_1^2}}{m\lambda_1}\right) + \alpha - 90^\circ = 47.31^\circ < 65^\circ$$

11) 瞬心线方程

$$s_1: r_1 = r_1(\theta_1) = \frac{a_1(1 - \lambda_1^2)}{1 + \lambda_1 \cos(mz_1)} =$$

$$\frac{191.18}{4 + \cos 2\theta}$$

$s_2: r_2 = r_2(\theta_1) = 101.96 - r_1(\theta_1)$

$$\theta_2 = \frac{2\arctan\left(\frac{1 - \lambda_1}{1 + \lambda_1} \tan \frac{m\theta_1}{2}\right)}{m}$$

$$= \frac{2\arctan\left(\frac{1 - 0.25}{1 + 0.25} \tan \frac{2\theta_1}{2}\right)}{2}$$

$$= \arctan(0.6 \tan \theta_1)$$

12) 压力角 α_{12}

$$\alpha_{12} = \arctan\left(\frac{1 + \lambda_1 \cos m\theta_1}{m\lambda_1 \sin m\theta_1}\right) + \alpha - 90^\circ =$$

$$\arctan\left(\frac{4 + \cos 2\theta_1}{2\sin 2\theta_1}\right) - 70^\circ$$

13) 瞬时传动比 i_{12} $i_{12} = i_{12}(\theta_1) = \frac{r_2}{r_1}$

14) 机构的 $i_{12} - \theta_1$ 、 $\theta_2 - \theta_1$ 和 $\alpha_{12} - \theta_1$ 变化图线见图 41.6-5。

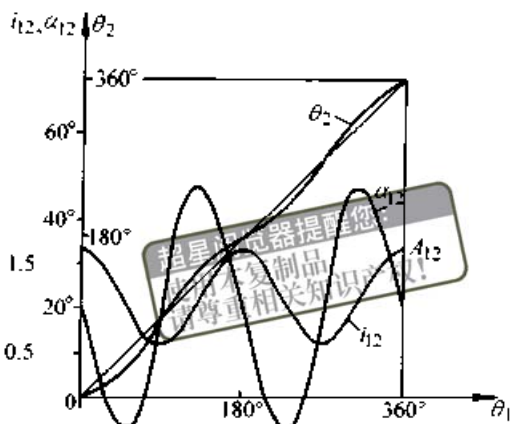


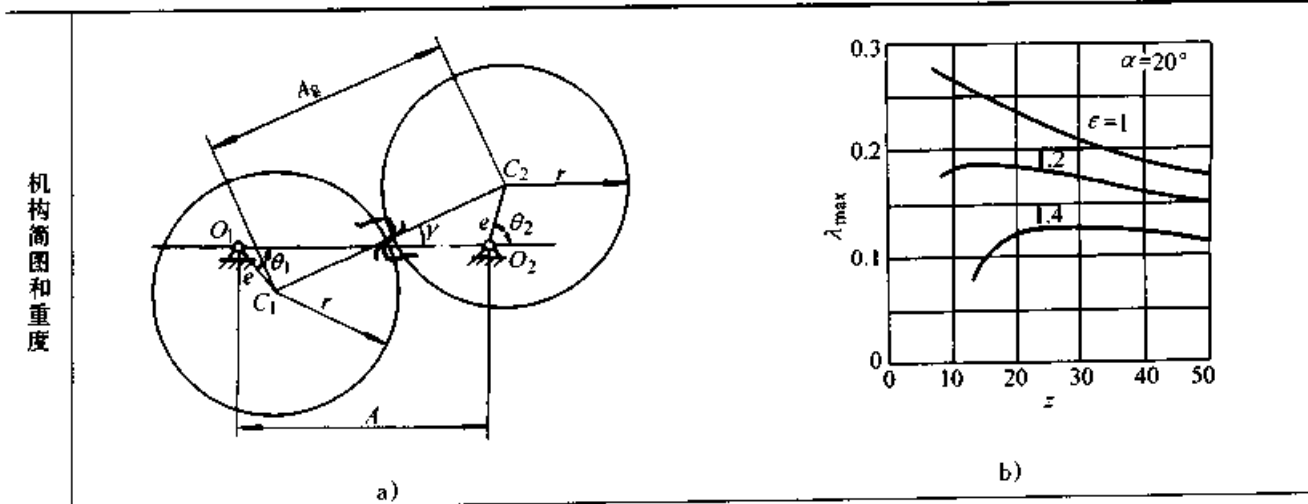
图 41.6-5 全等卵圆齿轮机构 $\theta_2(\theta_1)$ 、 $\alpha_{12}(\theta_1)$ 、 $i_{12}(\theta_1)$ 图线

4 偏心圆齿轮机构

4.1 一对全等的偏心圆齿轮机构

由于偏心圆齿轮的加工与一般渐开线圆柱齿轮相同，因而制造简单，加工方便。用两个全等的偏心圆齿轮也同样可以得到周期性的变速传动，从而在一定范围内可以代替一对椭圆齿轮机构。但偏心圆齿轮机构在工作过程中其几何中心距 A_e 是变化的，两齿轮的分度圆不相切，因而其齿侧间隙也是变化的，显然这不符合标准的侧隙要求。此外，也可能由于中心距变动（加大）时因重合度小于许用重合度而无法连续传动。因此在设计这种齿轮机构时，必须限制偏心圆的偏心率，其变速范围也因此而受到较大的限制，一对全等的偏心圆齿轮机构的设计内容和步骤见表 41.6-15。

表 41.6-15 一对全等的偏心圆齿轮机构的设计计算



续表 41.6-15

步骤	设计内容和要点	计 算 式	说 明
1	确定模数 m 和齿数 z , 计算分度圆半径 r	$z_1 = z_2 = z$ $r = r_1 = r_2 = \frac{mz}{2}$	确定 m, z 以及计算齿轮各部分尺寸可参照标准圆柱齿轮
2	根据已知的变速范围 K 确定离心率 λ	$K = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} \approx \left(\frac{1+\lambda}{1-\lambda}\right)^2$ $\lambda \approx \frac{\sqrt{K}-1}{\sqrt{K}+1} \leq \lambda_{\max}$	λ_{\max} 受重合度 ϵ 的限制, 可据表图 6 图线查取
3	偏心距 e	$e = \lambda r$	
4	标准中心距 A_0	$A_0 = mz = 2r$	
5	安装中心距 A	$A = 2r \sqrt{1+\lambda^2} = A_0 \sqrt{1+\lambda^2}$	
6	几何中心距 A_g	$A_g = A \cos \gamma$ $\gamma = \arctan\left(\frac{\sin \theta_1}{A/2e + \cos \theta_1}\right)$	齿轮传动时, 几何中心距 A_g 值随主动轮转角 θ_1 而改变, A 和 A_0 分别为最大值和最小值
7	当 $A_g = A_0$ 时的 γ 和 θ_1 角	$\gamma' = \gamma_{\max} = \arcsin\left(\frac{2e}{A}\right)$ $\theta'_1 = \gamma_{\max} + \frac{\pi}{2}$	当 $A_g = A_0$ 位置时, 齿轮机构为无侧隙啮合
8	当 $A_g = A$ 时的 γ 和 θ_1 角	$\gamma' = 0^\circ$ $\theta'_1 = 0^\circ$ 或 180°	当 $A_g = A$ 位置时, 齿轮机构有最大侧隙
9	机构瞬时传动比 i_{12}	$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{A_2 + 4Ae \cos \theta_1 + 4e^2}{A^2 - 4e^2} = i_{12}(\theta_1)$	当 $\theta_1 = 0^\circ$ 时 $i_{12} = i_{12\max} = \frac{A+2e}{A-2e}$ 当 $\theta_1 = 180^\circ$ 时 $i_{12} = i_{12\min} = \frac{A-2e}{A+2e}$ 当 $\theta_1 = \gamma_{\max} + \frac{\pi}{2}$ 时 $i_{12} = 1$
10	角速度变化范围 K 的精确值	$K = \left(\frac{A+2e}{A-2e}\right)^2 = \frac{i_{12\max}}{i_{12\min}}$	

例 试设计一对全等的偏心圆齿轮机构, 已知变速范围 $K=1.5$, 中心距 $A=100$ mm 左右。

解: 采用表 41.6-15 算法进行设计。

1) 按所要求的中心距 $A=100$ mm 和载荷情况, 选定 $m=2$ mm, $z=50$, 故 $r_1=r_2=r=\frac{mz}{2}=50$ mm

2) 离心率 λ 和偏心距 e 的确定

$$\lambda = \frac{\sqrt{K}-1}{\sqrt{K}+1} = 0.101; e = \lambda r = 5.05 \text{ mm}$$

3) 标准中心距 A_0 和安装中心距 A

$$A_0 = mz = 100 \text{ mm};$$

$$A = A_0 \sqrt{1+\lambda^2} = 100.51 \text{ mm}$$

4) 求 θ'_1 ($A_g = A_0$ 时) 和 θ''_1 ($A_g = A$ 时)

$$\theta'_1 = \arcsin\left(\frac{2e}{A}\right) + \frac{\pi}{2} = 95.767^\circ \text{ 或 } 264.333^\circ$$

$$\theta''_1 = 0^\circ \text{ 或 } 180^\circ$$

5) 瞬时传动比的最大值 $i_{12\max}$ 和最小值 $i_{12\min}$

$$i_{12\max} = \frac{A+2e}{A-2e} = 1.2234$$

$$i_{12\min} = \frac{A-2e}{A+2e} = 0.817$$

6) 变速范围精确值

$$K = \left(\frac{A+2e}{A-2e}\right)^2 = 1.497 \quad (\approx 1.5)$$

7) 几何中心距 A_g

$$A_g = A \cos \gamma = 100.51 \cos \gamma;$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{\sin \theta_1}{\frac{A}{2e} + \cos \theta_1}\right) = \arctan\left(\frac{\sin \theta_1}{9.95 + \cos \theta_1}\right)$$

8) 瞬时传动比 $i_{12}(\theta_1)$

$$i_{12} = \frac{A^2 + 4Ae \cos \theta_1 + 4e^2}{A^2 - 4e^2} = 1.02 + 0.203 \cos \theta_1$$

9) 机构的参数 $i_{12}-\theta_1$ 和 $A_g-\theta_1$ 的变化图线见图 41.6-6。

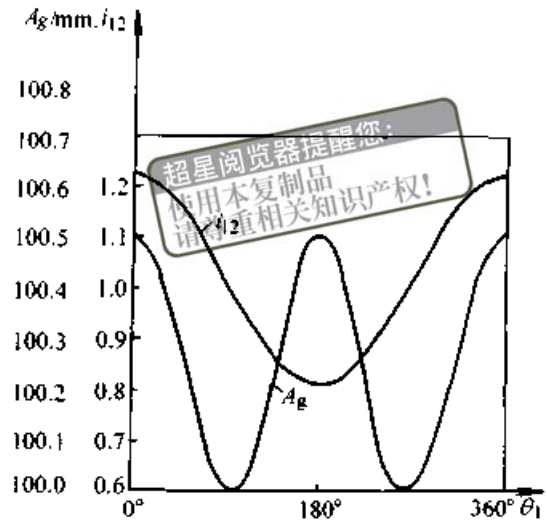


图 41.6-6 全等偏心圆齿轮机构的 $i_{12}(\theta_1)$ 和 $A_g(\theta_1)$ 图线

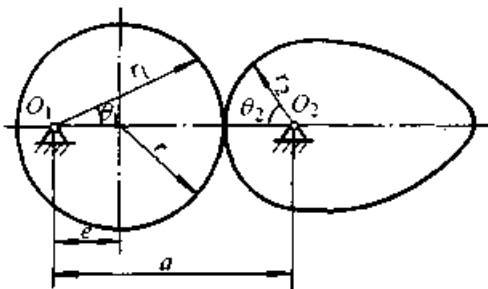
4.2 偏心圆齿轮与椭圆齿轮机构

一对全等的偏心圆齿轮机构，其变速范围受到限制。当要求机构的变速范围较大时，可采用一个偏心圆齿轮和一个与其相共轭的非圆齿轮传动。一般取主动偏心圆齿轮的周期数 $m_1 = 1$ ，而从动非圆齿轮的周期数 m_2 则不受限制。这种传动的设计内容和步骤见表 41.6-16。

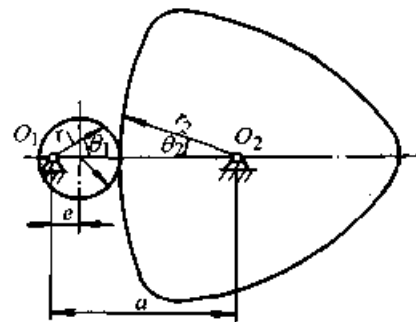
表 41.6-16 偏心圆齿轮和非圆齿轮机构的设计计算

步骤	设计内容	计 算 式	说 明
1	确定齿轮的模数 m 与齿数 z	$z_1 \geq 17$ $z_2 = i_{21} z_1 = m_2 z_1$	a) 周期数 m_2 与 i_{12} 相同， 可据工作要求选定 b) 模数应按标准选定
2	偏心圆齿轮的分圆半径	$r_1 = \frac{1}{2} m z_1$	
3	从动轮瞬心线不出现内凹时轮 1 的极限偏心率 $\lambda_{\max} = \frac{e_{\max}}{r_1}$	$m_2 = 1-3$ 时 $\lambda_{\max} = 1$ $m_2 = 4$ 时 $\lambda_{\max} = 0.4$ $m_2 = 5$ 时 $\lambda_{\max} = 0.27$	当瞬心线出现内凹时，计算与加工较繁琐，应尽量避免

机构简图



a) $m_2 = 1$



b) $m_2 = 3$

步骤	设计内容	计 算 式	说 明
4	根据变速范围 K 及瞬心线的封闭条件确定偏心率 λ $\left(= \frac{e}{r} \right)$ 和中心距系数 $s = \frac{A}{r}$	$K = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{(1+\lambda)(s+\lambda-1)}{(1-\lambda)(s-\lambda-1)}$ $s \approx (m_2+1) \left[1 - \frac{(m_1-2)}{4m_2} \lambda^2 + \frac{(-3m_2^3+2m_2^2+12m_2+24)}{64m_2^3} \lambda^4 \right]$	超星浏览器提醒您: 使用本复制软件, 请尊重原作者。 a) 据工作需要选定 K 后, 可由公式解得 λ 和 s b) 应使 $\lambda \leq \lambda_{\max}$
5	瞬心线外凸时的最小曲率半径 $\rho_{2\min}$	$\rho_{2\min} = \frac{(1-\lambda)(s+\lambda-1)}{(1-\lambda)^2-s\lambda} r$	
6	避免根切的最大模数 m_{\max}	$m_{\max} = \frac{2\rho_{2\min}}{17}$	当模数 $m > m_{\max}$ 时, 应修正模数 m , 重新计算
7	确定偏心距 e 及中心距 A	$e = \lambda r, A = sr$	
8	轮 1 和 2 瞬心线 s_1 和 s_2 的方程	$s_1: r_1 = r_1(\theta_1) = e \cos \theta_1 + \sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \theta_1}$ $s_2: r_2 = r_2(\theta_1) = A - e \cos \theta_1 - \sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \theta_1}$ $\theta_2 \approx b \arctan \left(u \tan \frac{\theta_1}{2} \right) + p \theta_1 + q \sin \theta_1$ 式中: $q = B_2/\lambda; B_2 = \frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{16} \lambda^4; u = \sqrt{\frac{(s-1)^2 - \lambda^2}{(s+1)^2 - \lambda^2}}$ $p = \frac{B_2}{2s\lambda^2} (s^2 + \lambda^2 - 1) - \frac{1}{2}$ $b = \sqrt{\frac{(s+1)^2 - \lambda^2}{(s-1)^2 - \lambda^2}} - \frac{B_2}{s\lambda^2} \frac{(s^2 + \lambda^2 - 1)^2}{\sqrt{[(s+1)^2 - \lambda^2][(s-1)^2 - \lambda^2]}}$	
9	瞬时传动比 i_{12}	$i_{12} = \frac{A}{\sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \theta_1} + e \cos \theta_1} - 1$	
10	压力角 α_{12}	$\alpha_{12} = \arctan \left(\frac{\sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \theta_1}}{e \sin \theta_1} \right) + \alpha - 90^\circ$	a) 一般取 $\alpha = 20^\circ$ b) α_{12} 负值的反正切取第二象限
11	最大压力角 $\alpha_{12\max}$	$\alpha_{12\max} = \arctan \left(-\frac{\sqrt{r^2 - e^2}}{e} \right) + \alpha - 90^\circ$	应使 $\alpha_{12\max} \leq 65^\circ$

例 试设计一偏心圆齿轮和非圆齿轮相啮合的传动。已知平均传动比 $\bar{i}_{12} = 4$, 变速范围 $K = 2$ 左右, 中心距 $A = 150 \text{ mm}$ 。

解: 参照表 41.6-16 计算方法进行设计。

1) 根据已知转数比、中心距和载荷情况, 选取 $m = 2 \text{ mm}$, $z_1 = 30$, $z_2 = \bar{i}_{12} z_1 = 120$

2) 偏心圆齿轮分圆半径 $r_1 = \frac{1}{2} m z_1 = 30 \text{ mm}$

3) 根据变速范围 K 和瞬心线的封闭条件确定中心距系数 s 和偏心率 λ

a) 初算 s 和 λ 因

$$K = \frac{(1+\lambda)(s+\lambda-1)}{(1-\lambda)(s-\lambda-1)}$$

$$s \approx (m_2+1) \left[1 - \frac{(m_2-2)}{4m_2} \lambda^2 \right] \quad (\text{略去 } \lambda^4 \text{ 项})$$

将 $m_2 = 4$ ($m_2 = \bar{i}_{12}$) 和 $K = 2$ 代入以上两式, 解得 $\lambda = 0.26$ 和 $s = 4.9578$

b) 计算 s 和 K 的精确值 由式

$$s \approx (m_2 + 1) \left[1 - \frac{(m_2 - 2)\lambda^2}{4m_2} + \frac{(-3m_2^3 + 2m_2^2 + 12m_2 + 24)\lambda^4}{64m_2^3} \right]$$

将 λ 和 m_2 代入后得

$$s \approx 4.9573$$

将 $\lambda = 0.26$ 和 $s = 4.9573$ 代入 $K =$

$$\frac{(1+\lambda)(s+\lambda-1)}{(1-\lambda)(s-\lambda-1)}$$

$$K = 1.94$$

4) 瞬心线外凸时瞬心线 s_2 的最小曲率半径

$$\rho_{2\min} = \frac{(1-\lambda)(s+\lambda-1)}{(1-\lambda)^2 + s\lambda} r = 50.98 \text{ mm}$$

5) 避免根切的最大模数

$$m_{\max} = \frac{2\rho_{2\min}}{17} = 5.998 \text{ mm}$$

现已取 $m = 2 \text{ mm} (< m_{\max})$

6) 偏心距 $e = \lambda r = 7.8 \text{ mm}$

7) 中心距 $A = sr = 148.72 \text{ mm}$

8) 最大压力角 $\alpha_{12\max}$

$$\alpha_{12\max} = \arctan\left(-\frac{\sqrt{r^2 - e^2}}{e}\right) + \alpha - 90^\circ$$

$$\alpha_{12\max} = \arctan\left(-\frac{\sqrt{30^2 - 7.8^2}}{7.8}\right) + 20^\circ - 90^\circ = 35.07^\circ < 65^\circ$$

9) 瞬心线 s_1, s_2 方程

$$s_1: r_1 = e\cos\theta_1 + \sqrt{r^2 - e^2\sin^2\theta_1} = 7.8\cos\theta_1 + \sqrt{900 - 60.84\sin^2\theta_1} = r_1(\theta_1)$$

s_2 : a) 计算各系数 B_2, b, u, p 和 q 的值

$$B_2 = \frac{1}{4}\lambda^2 + \frac{1}{16}\lambda^4 = 0.0172$$

$$b = \frac{\sqrt{\frac{(s+1)^2 - \lambda^2}{(s-1)^2 - \lambda^2}}}{\frac{B_2(s^2 + \lambda^2 - 1)^2}{\lambda^2 \sqrt{[(s+1)^2 - \lambda^2][(s-1)^2 - \lambda^2]}}} = 0.2875$$

$$u = \sqrt{\frac{(s-1)^2 + \lambda^2}{(s+1)^2 - \lambda^2}} = 0.6635$$

$$p = \frac{B_2}{2s\lambda^2} (s^2 + \lambda^2 - 1) - \frac{1}{2} = 0.1062$$

$$q = \frac{B_2}{\lambda} = 0.06615$$

$$b) r_2 = A - r_1 = 148.72 - 7.8\cos\theta_1 -$$

$$\sqrt{900 - 60.84\sin^2\theta_1} = r_2(\theta_1)$$

$$\theta_2 = b\arctan\left(\frac{u \tan\frac{\theta_1}{2} + p\theta_1 + q\sin\theta_1}{0.6635 \tan\frac{\theta_1}{2}\right) +$$

$$0.1062\theta_1 + 0.06615\sin\theta_1$$

10) 瞬时传动比 i_{12}

$$i_{12} = \frac{A}{\sqrt{r^2 - e^2\sin^2\theta_1} + e\cos\theta_1} - 1 = \frac{148.72}{\sqrt{900 - 60.84\sin^2\theta_1} + 7.8\cos\theta_1} - 1$$

11) 压力角 α_{12}

$$\alpha_{12} = \arctan\left(\frac{\sqrt{r^2 - e^2\sin^2\theta_1}}{e\sin\theta_1}\right) + \alpha - 90^\circ = \arctan\left(\frac{\sqrt{900 - 60.84\sin^2\theta_1}}{7.8\sin\theta_1}\right) + 20^\circ - 90^\circ = \arctan\left(\frac{\sqrt{14.79 - \sin^2\theta_1}}{\sin\theta_1}\right) - 70^\circ$$

12) 机构的 $\theta_2 - \theta_1$ 、 $i_{12} - \theta_1$ 和 $\alpha_{12} - \theta_1$ 变化图线见图 41.6-7。

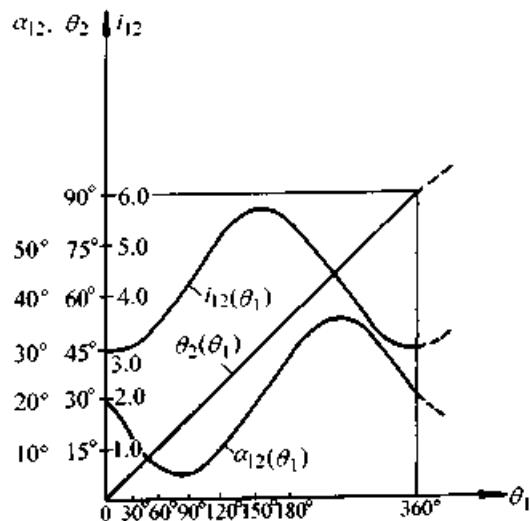


图 41.6-7 偏心圆齿轮和非圆齿轮啮合传动的参数变化图线

参 考 文 献

- 1 机械工程手册编委会编. 机械工程手册 (第二版): 第 2 篇机构. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 2 徐灏主编. 机械设计手册 第 2 卷: 第 8 篇机构及机械系统设计. 北京: 机械工业出版社, 1991
- 3 孟宪源主编. 现代机构手册. 北京: 机械工业出版社, 1994
- 4 J Volmer (德) 等著. 连杆机构. 石则昌等译. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 5 张启先编著. 空间机构的分析与综合. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 6 谢存禧等编著. 空间机构设计. 上海: 上海科学技术出版社, 1996
- 7 机械工程手册编委会编. 机械工程师手册 第 7 篇机械设计基础. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 8 郭芝俊等主编. 机械设计便览. 天津: 天津科学技术出版社, 1988
- 9 楼鸿棣, 邹慧君主编. 高等机械原理. 北京: 高等教育出版社, 1990
- 10 祝毓琥主编. 机械原理 (第二版). 北京: 高等教育出版社, 1986
- 11 来虔编. 瞬心线及共轭曲线机构. 北京: 高等教育出版社, 1992
- 12 曹龙华主编. 机械原理. 北京: 高等教育出版社, 1986
- 13 华大年主编. 机械原理. 北京: 高等教育出版社, 1994
- 14 常见机构的原理及应用编写组编. 常见机构的原理及应用. 北京: 机械工业出版社, 1978
- 15 卜炎主编. 机械传动装置设计手册, 上册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 16 [德] 丁·伏尔默等著. 凸轮机构. 郭连声等译. 北京: 机械工业出版社, 1976
- 17 管荣法等编著. 凸轮与凸轮机构基础. 北京: 国防工业出版社, 1985
- 18 赵韩等编著. 凸轮机构设计. 北京: 高等教育出版社, 1993
- 19 邹慧君等编译. 凸轮机构的现代设计. 上海: 上海交通大学出版社, 1991
- 20 彭国勋, 肖正扬编著. 自动机械的凸轮机构设计. 北京: 机械工业出版社, 1990
- 21 [日] 牧野洋著. 自动机械机构学. 胡茂松译. 北京: 科学出版社, 1980
- 22 詹启贤. 自动机械设计. 北京: 轻工业出版社, 1987
- 23 许林成主编. 包装机械原理及设计. 上海: 上海科技出版社, 1988
- 24 殷鸿梁, 朱邦贤主编. 间歇运动机构设计. 上海: 上海科技出版社, 1996
- 25 江耕华等编著. 机械传动设计手册 (修订本) 上册. 北京: 煤炭工业出版社, 1991
- 26 徐灏主编. 新编机械设计师手册上册. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 27 辛一行主编. 现代机械设备设计手册第一卷. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 28 现代综合机械设计手册编委会编. 现代综合设计手册 (中). 北京: 北京出版社, 1999
- 29 成大仙主编. 机械设计手册 (第三版) 第一卷. 北京: 化学工业出版社, 1997
- 30 现代机械传动手册编委会编. 现代机械传动手册. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 31 贾延龄等. 一种新型凸轮机构——凹圆弧底从动件盘形凸轮机构的设计 (一)、(二). 机械设计. 1998, No. 11: 39~41, 1998, No. 12: 28~29
- 32 汪萍, 侯慕英. 摆动从动件盘状凸轮机构基本尺寸对推程压力角影响规律的探讨. 机械设计. 1991, No. 5: 23~25
- 33 秦荣荣等. 平面分度凸轮机构 CAD 和间接检测原理. 农业机械学报. 1994 年增刊 (第 25 卷): 40~47
- 34 李宗良, 李永立编译. 现代机构百科 (上). 金华科技图书有限公司印行. 北京: 世界图书出版公司重印, 1990
- 35 江华等主编. 机械设计传动手册 (上册). 北京: 煤炭工业出版社, 1990
- 36 黄继昌等编. 实用机械机构图册. 北京: 人民邮电出版社, 1996