

机械无级变速器 设计与选用指南

阮忠唐 主编

46

化学工业出版社





浙江省温岭市减速机厂

本厂自1971年至今专业生产P型齿壳式无级变速器、减速机系列产品，是机械部定点企业。产品畅销全国，并随机配套出口加拿大、俄罗斯、新加坡等国，在国内外客户中享有盛誉。



P0-P6 P型基本型无级变速器



D1型皮带行星无级变速器



PH-PH5 FPH-FPH5 NPH-NPH5 FPH1-FPH5
 MCI-PCS FPC1-FPC5 NPCI-NPC5 FPI-FPI5
 ED1-ED5 FPH1-FPC1 NPH1-NPH5 MP1-MP5

一至三类行星型无级变速器

厂址：浙江省温岭市太平镇南泉工业区

邮编：317500

电话：(0576)6120002 6221393

销售热线：(0578)6120002

传真：(0576)6120002 6223890

厂长：赵正平

机械无级变速器 设计与选用指南

阮忠唐 主编

阮忠唐 刘 凯 阮劲松 雷淑存 编著
黄吉平 杨征瑞 赵玉良 崔亚辉

化学工业出版社

(京)新登字 039 号

ISBN 7-5025-2465-7



图书在版编目(CIP)数据

机械无级变速器设计与选用指南 / 阮忠唐主编. — 北京: 化学工业出版社, 1999.8
ISBN 7-5025-2465-7

I. 机… II. 阮… III. ①无级变速装置-设计-手册
②无级变速装置-选型-手册 IV. TH132.46-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字(1999)第 45021 号

机械无级变速器设计与选用指南

阮忠唐 主编

责任编辑: 任文斗

责任校对: 马燕珠

封面设计: 于兵

*

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

新华书店北京发行所经销

北京市昌平振南印刷厂印刷

三河市宇新装订厂装订

*

开本 787×1092 毫米 1/16 印张 18 $\frac{1}{4}$ 字数 420 千字

1999 年 9 月第 1 版 1999 年 9 月北京第 1 次印刷

印数: 1-3500

ISBN 7-5025-2465-7/TH·55

定 价: 38.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换
京工商广临字 99007 号

前 言

机械无级变速传动具有结构简单、操纵与维修方便、传动效率较高、恒功率特性好、噪声低等优点；因此，能适应变工况工作、简化传动系统、节能和减少环境污染等要求。随着工业的发展和生产工艺流程机械化、自动化程度的提高，机械无级变速传动装置作为一类重要的机械传动部件，在国内外应用日益广泛，特别在生产流水线、变速机械中，甚至在轿车的变速传动系统中也采用了机械无级变速传动。

摩擦无级变速器问世已百余年，过去由于受到钢材材质、精密加工工艺水平和润滑剂品质三方面因素的限制，未能得到广泛应用。近 30 年来，由于钢材真空冶炼技术的应用、复合材料的出现、超精密机械加工工艺的日臻完善，特别是高牵引性能牵引油的研制成功，从而使干、湿摩擦传动转向了牵引传动 (Traction Drives)，使得机械无级变速传动的研制和应用有了快速的发展。

我国从 1960 年开始对滑片链 PIV 无级变速器和多盘式无级变速器进行了仿制，随后对 Kopp-B、Kopp-K、FU 无级变速器和 U 型卷绕无级变速器等进行了研制，在纺织、化工、机床行业取得了较好的使用效果；但无专业生产厂和研究机构，人们对它知之极少。1982 年出版的《机械工程手册》设专章介绍了机械无级变速器，1983 年出版了我国第一本专著《机械无级变速器》，尔后在相关的手册和教材中也列入了机械无级变速器的内容；高等院校也在此领域培养了一批硕士和博士。无级变速器专业生产厂也达到了近 50 个；生产了约 15 种机械无级变速器。1990 年在中国机械工程学会机械传动分会下成立了机械无级变速器专业委员会；随后又成立了中国减变速机行业协会、中国重型机械工业协会无级变速器专业委员会。举行过六次学术年会，在年会和各种学术杂志上发表了百余篇学术论文；制订了机械无级变速器方面的十个中华人民共和国机械行业标准，涉及名词术语、分类及产品型号编制、试验方法和产品标准。实现了产品的系列化和标准化。一些高校和研究所开展了机械无级变速器方面的科研工作。以上事实表明近 20 年来我国机械无级变速传动的理论研究和生产均取得了长足的发展。已形成了一个新兴的机械行业分支。

机械无级变速器传递的功率由数 10W 到 300kW；变速比为 12~40；传动效率可高达 95%；滑动率为 3%~10%，输入轴转速可达 7000r/min；最高输出转速可达 10^5 r/min，使用寿命可达 10^5 h 以上。

机械无级变速传动的设计，需综合运用行星传动理论、机构学、牵引传动理论、弹性流体动力润滑理论及控制工程方面的知识；本书在专著 [1] 的基础上，结合 15 年来国内、外理论与生产发展的成果和我们的研究成果，将基础性和共性的内容分别写在前 3 章，增强了弹流与牵引理论方面的内容，特别是对封闭行星无级变速传动系统作了较为深入而系统的介绍，因为这是无级变速传动向大功率发展的一个途径，需要理论上的指引和支持；对于无级变速器的稳速控制也作了简要的介绍，因此，初入门的读者应对这 3 章仔细阅读。4~8 章介绍了五类约 30 种变速器的结构和其自身的特定设计计算等问题，几乎覆盖了目前工业上应用的机械无级变速器品种。第 9 章介绍了机械无级变速器的选用和试验方法。附录收入 7 种机械无级变速器的我国机械行业标准及工厂规格以供选用参考。

目前对封闭行星无级变速器的传动机理、各种无级变速器的稳速控制及优化设计研究尚不充分，牵引设计及寿命设计的数据资料也不充分，变速器的应用研究等，均有待进一步深入。

参加本书编写工作的有：西安理工大学阮忠唐、刘凯、雷淑存、崔亚辉，西安金海实业有限责任公司的阮劲松，上海冶金专科学校的杨征瑞，浙东变速器厂的黄吉平和西安重型机械研究所的赵玉良。由阮忠唐汇总主编。

本书在编写过程中，承西北纺织工学院张治中先生审阅了大部分手稿，提出了不少宝贵的修改建议。承浙东变速器厂蒋南山、中国纺织机械厂赵风州、宁波市无级变速器厂范荣富、温岭变速器厂赵正平、永嘉微型减速器厂李雄超、广州机床研究所杨文质、台州市行星变速机械厂王依平等先生提供了技术资料和信息，在此一并表示感谢。

鉴于我们的水平和资料有限，本书的内容一定会有不妥甚至错误之处，殷切希望读者随时予以批评指正。来信请寄 710048（邮编）西安市西安理工大学 305 信箱。

作者

1999 年元旦于西安

目 录

1 无级变速传动概论	1
1.1 无级变速传动的意义	1
1.2 无级变速传动的分类	1
2 机械无级变速器的传动原理	11
2.1 机械无级变速器的组成、传动原理及运动学计算	11
2.1.1 机械无级变速器的组成与传动原理	11
2.1.2 变速方式与运动学关系	13
2.2 机械无级变速器的转矩与能量关系	20
2.2.1 不计损耗时变速器中的转矩与能量的关系	20
2.2.2 计入损耗时变速器中转矩与能量的关系	21
2.3 摩擦无级变速传动中的滑动	24
2.3.1 摩擦传动中的滑动	24
2.3.2 摩擦传动的滑动率 ϵ	26
2.3.3 摩擦传动几何滑动效率 η_g	31
2.3.4 提高传动效率的措施	31
2.4 机械无级变速器的失效方式和设计计算	31
2.4.1 失效方式与计算准则	31
2.4.2 接触应力的计算	32
2.4.3 强度计算	35
2.4.4 摩擦（牵引）传动副的材料、摩擦系数和许用应力	37
2.4.5 润滑、牵引油	38
2.4.6 牵引传动中的膜厚比 λ 计算	40
2.4.7 牵引传动的寿命计算	41
2.4.8 无级变速器的相似关系	42
2.4.9 无级变速器的强度、膜厚比和寿命计算例	43
2.4.10 设计注意事项	45
3 机械无级变速器的机械特性、加压装置和调速机构	46
3.1 机械特性	46
3.1.1 机械特性及其类型	46
3.1.2 容许输出特性	46
3.2 调速操纵机构	48
3.2.1 常用调速操纵机构的型式	48
3.2.2 转速显示的基本原理	49
3.2.3 调速操纵力矩的计算	49
3.3 无级变速器的加压装置	50

3.3.1	压紧力的确定	50
3.3.2	加压装置的特性、分类及位置配置	51
3.3.3	其他自动加压装置简介	56
3.4	转速伺服控制器简介	59
4	刚性定轴无级变速器	60
4.1	锥盘环盘无级变速器	60
4.2	多盘式无级变速器	64
4.3	滚锥平盘式 (FU 型) 无级变速器	68
4.4	钢环分离锥轮式无级变速器	71
4.5	弧锥滚轮式无级变速器	72
4.5.1	弦向配置的弧锥滚轮式无级变速器	72
4.5.2	中间轮径向配置的弧锥滚轮式无级变速器	76
4.6	钢球锥轮式无级变速器	77
4.6.1	Kopp-B 型钢球锥轮无级变速器	78
4.6.2	其他钢球锥轮无级变速器简介	81
4.7	菱锥锥轮式 (Kopp-K) 无级变速器	86
4.8	光轴转环直线移动式无级变速器	92
4.9	定传动比摩擦轮传动设计简介	95
5	行星式牵引无级变速器	97
5.1	行星锥盘式无级变速器	97
5.2	转臂输出式行星无级变速器	104
5.3	转臂输出式封闭行星锥轮无级变速器	110
5.4	行星锥鼓式无级变速器	113
5.5	内锥轮输出行星无级变速器	116
5.6	环锥行星 (RX) 无级变速器	120
5.7	钢球行星无级变速器	127
5.8	谐波行星无级变速器简介	135
5.9	封闭行星无级变速器的动力学分析例	137
6	带式无级变速器	140
6.1	变速方式及基本关系	140
6.2	带式无级变速器的结构	144
6.3	宽 V 带无级变速器的设计计算	156
6.4	宽 V 带无级变速器与减变速器	166
7	链式无级变速器	174
7.1	概述	174
7.1.1	链变速器的结构特点与传动原理	174
7.1.2	链变速传动的运动学	176
7.1.3	链变速器的机械特性	177
7.2	变速传动链	178
7.2.1	滑片链	178

7.2.2	滚柱链和套环链	180
7.2.3	摆销链	181
7.2.4	导带活节链	182
7.3	滑片链无级变速器	183
7.3.1	P型链变速器	183
7.3.2	PS (AS) 型链变速器	188
7.3.3	FMB 型链变速器	190
7.4	其他链式变速器	191
7.4.1	滚柱和套环链变速器	191
7.4.2	摆销链变速器	192
7.4.3	导带活节链变速器	195
7.5	链式卷绕变速器	197
8	脉动无级变速器	203
8.1	脉动无级变速器的传动原理与分类	203
8.1.1	传动原理	203
8.1.2	分类、特点和应用	207
8.2	三相并列连杆脉动无级变速器	208
8.2.1	GUSA 型无级变速器的工作原理与结构特点	208
8.2.2	GUSA 型无级变速器的运动和动力分析	210
8.2.3	GUSA 型无级变速器选用及标准	214
8.3	四相并列连杆脉动无级变速器	215
8.3.1	Zero-Max 型无级变速器的工作原理与结构特点	215
8.3.2	Zero-Max 型无级变速器的运动和动力分析	216
8.3.3	Zero-Max 型无级变速器选用及标准	220
8.4	脉动无级变速器用超越离合器	220
8.4.1	结构型式	220
8.4.2	滚柱式超越离合器设计计算	222
9	机械无级变速器的选用、试验和润滑	225
9.1	机械无级变速器的选用	225
9.1.1	类型选择	225
9.1.2	容量选择	226
9.2	机械无级变速器的润滑与密封	228
9.2.1	润滑方式与润滑油	228
9.2.2	机械无级变速器的密封	230
9.3	机械无级变速器的试验	231
9.3.1	机械无级变速器的试验设备	232
9.3.2	机械无级变速器的试验方法	235
9.3.3	关于机械无级变速器试验的几点说明	240
附录 1	JB/T 6950—93 行星锥盘无级变速器 (摘录)	241
附录 2	JB/T 6951—93 三相并列连杆脉动无级变速器 (摘录)	247

附录 3 JB/T 7010—93 环锥行星无级变速器 (摘录)	249
附录 4 JB/T 6952—93 齿链式无级变速器 (摘录)	258
附录 5 JB/T 7515—94 四相并列连杆脉动无级变速器 (摘录)	266
附录 6 JB/T 9668—95 多盘式无级变速器 (摘录)	267
附录 7 SPT (锥盘环盘) 无级变速器 (摘自浙东变速器厂产品说明书)	272
参考文献	274

1 无级变速传动概论

1.1 无级变速传动的意义^[1]

无级变速传动是指在某种控制的作用下,使机器的输出轴转速可在两个极值范围内连续变化的传动方式。无级变速器是一种独立的传动部件,它具有输入和输出两根轴,通过能传递转矩的中间介质(固体、流体、电磁流)将输入、输出轴直接或间接地联系起来,以传递动力。当对输入、输出轴的联系关系进行控制时,即可使两轴间的传动比在两个极值范围内连续而任意地变化。用固体、流体作为中间介质的变速器分别称为机械无级变速器和液压(力)无级变速器。电力无级变速传动实际上是通过不同的电气控制系统对交流电动机和直流电动机的控制(改变磁通、电压、电流或频率),分别称为直流调速和交流调速;这种变速方式不存在输入轴(与一次动力机的调速相仿),它们的恒功率特性差。无级变速传动和定传动比、有级变速传动相比,能够根据工作需要一定范围内连续变换速度,以适应输出转速和外界负荷变化的要求,而且恒功率特性好,因而在现代机械传动领域内占有重要地位。近年来,为了扩大无级变速传动的调速比(范围)、传动功率或过零调速,控制式无级变速传动——用无级变速器作为封闭机构去封闭二自由度差动轮系的两个基本构件所得的单自由度行星无级变速器,已成为研究热点之一,通常称之为封闭行星无级变速器;这种系统中大部分功率流过差动轮系,而只有小部分功率流经无级变速器。此外,车用无级变速器和无级变速器的稳速问题也是研究热点。

无级变速传动主要用于下列场合:

- (1) 为适应工艺参数多变或输出转速连续变化的要求,运转中需经常或连续地改变速度,但不应在某一固定速度下长期运转,如机床、卷绕机、车辆和搅拌机;
- (2) 探求最佳工作速度,如试验机、自动线等;
- (3) 几台机器或一台机器的几个部分协调运转;
- (4) 缓速启动以合理利用动力,通过调速以快速越过共振区;
- (5) 车辆变速箱,可节省燃料约9%,缩短加速时间,简化操纵。

如采用液力偶合器、液力变矩器或液体粘性传动无级变速器,则有吸振、缓冲和自适应性。

采用无级变速传动有利于简化变速传动结构、提高生产率和产品质量、合理利用动力和节能、便于实现遥控及自动控制,同时也减轻了操作人员的劳动强度。

1.2 无级变速传动的分类^[1~3]

按照机械特性的不同,无级变速传动可分成三类。

(1) 恒功率型:这种传动的输出转矩与输出转速成反比关系,输出功率恒定不变,这种特性的经济性好;机床的主传动系统、恒张力卷绕装置、试验装置和某些起重运输机械的传动需要这种特性。

(2) 恒转矩型:其输出转矩不随转速变化,而输出功率与输出转速呈正比关系;机床的

进给系统、某些工艺输送带（烘干、酸洗、染色等）和某些运输机的传动需要这种特性。

(3) 变转矩、变功率型：输出转矩和功率均随输出转速变化，例如纺织工业中的经纱卷绕装置和某些搅拌装置的传动就是这种使用特性。

实现无级变速大致可以从下列三种途径着手。

(1) 改变动力机（一次动力机——内燃机、汽轮机；二次动力机——电动机、液压马达等）的能源参数（油、汽量和电压、电流、供电频率等）以调节动力机的输出转速，实现无级变速。由于一次动力机的调速范围较小，二次动力机的惯量小、恒功率特性差，需要接入机械传动装置进行匹配。

(2) 改变输入、输出轴间传动元件的尺寸比例关系（如各种机械无级变速器），或改变工作腔中的油量（如液力耦合器和变矩器）来实现输出轴的无级变速。

(3) 通过调节作用在传动中某元件上的制动负载来实现传动系统的无级变速，如摩擦、电磁滑差和磁粉离合器，以及液粘传动，以耗能制动的方式进行无级变速，缺点是效率低、发热严重。

按传动介质的不同，无级变速传动可分为机械无级变速传动（表 1-1、表 1-4）、液压（力）无级变速传动（表 1-2）和电力无级变速传动（表 1-3）等三大类。

表 1-1 机械无级变速传动的特点和应用

型 式	固定轴式				行星式	脉动式	
	无中间体的		有中间体的				
	改变主 动轮工作 直径	改变从 动轮工作 直径	同时改 变主从动 轮工作直 径	改变中 间滚动体 主从动侧 工作直径			
传动原理	多借摩擦牵引力传动，改变传动构件间的长度（工作直径）比例进行变速 传动能力受加压机构和滚动体的强度以及润滑（牵引）油性能的限制				基本原理和固定轴式相同，并利用行星摩擦传动原理	用单向超越离合器将可调幅的摆动变为单向的脉动输出 传动能力受超越离合器的限制	
特点	结构简单，可制成系列化的独立部件，适应性强，维护方便；滑动率 $\epsilon < 3\% \sim 5\%$ ，在实现恒功率变速方面比电力、流体无级调速好 除少数可在停车时变速外，均需在运行时变速 对材料、热处理、加工精度、润滑油的要求高 适于中、小功率传动				在零转速附近，机械特性差，滑动率 $\epsilon < 7\% \sim 10\%$ ，可扩大传递功率和变速范围	输出为有脉动的旋转运动，变速稳定 适于中、低速小功率传动	
运动特征	变速比 R_b	3~5	<3	<16 (25)	<17 (20)	<40	>6
	升、降速	升、降				降	
	反转	可	可	否	否	可	否
动力参数	功率 P_{max} , kW	<40	多盘式达 300	40	40	75	18
	效率 η	0.50	~0.85	0.75~0.95	0.80~0.93	0.60~0.86	0.20~0.85
	机械特性	详见表 1-4					$T \approx C$
应用举例	食品、化纤、纺织、橡胶、制烟等机械，机床，搅拌机，运算机构		机床主传动、进给机构，电源及振动试验台，航空、汽车工业	机床，纺织、化工、印染、钟表等机械，工程机械，电机机械	机床进给系统、主传动系统，变速电机，化工、塑料机械，试验设备	食品机械，无线电装配线，热加工运输线	

表 1-2 流体无级调速传动的特点和应用

型 式	阀 控 式	泵 控 式	阀-泵控联合调速	调速型液力耦合器	液力变矩器	
传动原理	用阀改变流体(液、气)进出口流量进行调速 旁路或比例阀节流	改变泵的有效工作容积进行调速 变量泵-定量马达 定量泵-变量马达 变量泵-变量马达	阀控与泵控两类调速联合应用	改变喷嘴阀门的开度或改变导管的长度,以改变工作腔的充油量进行调速	改变叶片角度、充油量或泵轮转速进行调速	
特 点	结构简单,成本低 速度随载荷变化,效率低,温升高,有噪声	效率较高,功率使用合理 结构较复杂,成本较高,有噪声(高压时尤甚)	效率较高,温升较低 有噪声	快速性好,易于自动化调速; 有吸振和缓冲作用		
运动特征	变速比 R_b	5~100 (2000)	4~100	5~50 (100)	3~10 (14)	0~全速 (高效区 2~3)
	升、降速	降				
	反转	用换向阀实现	用变量泵变量装置超过中心位置或用换向阀实现	用换向阀实现	否	否
动力参数	功率 P_{max} , kW	10	550	50	10000	3000
	效率 η	0.20~0.65	0.80~0.90	0.40~0.80	~0.96	~0.87
	机械特性	较硬	$n=C$ 硬	较硬	较硬	软
应用举例	用于速度要求较稳定、载荷变化不大的小功率传动,如磨床、车床的进给系统	功率较大的拉床、起重机、车辆	中等功率的组机床	水泵、鼓风机	小客车、重型自卸卡车、军用履带车	

表 1-3 电力无级调速传动的特点和应用

型 式	传动原理	特 点	运动特征			动力参数		应用举例
			变速比 R_b	升、降速	反 转	功率 P_{max} , kW	机械特性	
直 流 传 动	改变磁通调速	在励磁回路中串入电阻或并入分路电阻,或改变励磁供电电压,以减弱磁通进行调速	调速性能好;采用可控硅整流线路可节约大量有色金属,效率高,体积小,噪声低;采用有放大器(如磁放大器、运算放大器等)的负反馈控制系统可大大提高调速精度和机械特性;采用电子线路控制的宽调速直流伺服电机调速,调速范围可达 2×10^4	1.5~2 (3~4)	升	可		轧钢磨床、砂轮传动系统
	改变电枢电压调速	用可调电压的直流电源,改变电枢电压进行调速	设备复杂,成本高,维护困难;采用机组供电时,效率低,体积大,噪声大	2.5~12	降	可		机床、印染、造纸机械,轧钢机主传动,大型起重机
	复合调速	上述两种调速方式的结合,基速下采用调压,基速上采用调磁	正逐步被交流电机调速系统取代	10~40	升、降	可		初轧机主传动,卷取机,龙门刨、龙门铣等重型机床

续表

型 式	传动原理	特 点	运动特征			动力参数		应用举例	
			变速比 R_0	升、 降速	反 转	功率 $P_{\text{额}}$ kW	机械 特性		
交 流 传 动	电磁滑差离合器调速	在异步电动机与工作机间,加一电磁滑差离合器,改变其励磁电流来调速,常用测速反馈稳定其转速	结构简单,成本低;工作平稳,能吸振,寿命长,操纵容易,维护简便 滑动量大时,效率低,需有良好的冷却与密封装置;无制动力矩 体积大,不适合于长期恒转矩或恒功率负载	3~10	降	否	160	$T \sim C$ 自然特性较软,测速反馈后得硬特性	纺织、印染、化工、造纸等机械
	调压调速	改变调压电动机或绕线型异步电动机的供电电压来调速,需用测速反馈稳定其转速	设备较简单,成本较低,能实现四象限运行,快速性好 效率与转速成正比,低速时效率低;轻载时失控	10	降	可	100		用于频繁启动、低速运行时间较短的场合,如起重运输机械,或用于风机、泵类负载
	串级调速	在线绕型异步电动机转子回路中,接入一反电势(可控硅逆变器或辅助机),改变反电势大小进行调速	传动效率较高,一般只在第一象限工作,也可做成能在四象限工作和超同步的,采用晶闸管自然换流逆变器的低同步串调系统,功率因数低	2~4	降	否	2500	较硬	大、中功率的空气压缩机、水泵、水泥窑、带飞轮的机组
	变频调速	由功率半导体器件为主组成的变频器得到的变频电源,向交流电机供电,通过变频调速	能实现四象限运行,效率较高,性能好、体积小、重量轻但成本较高	10~12 (5)	升、 降	可	2000	硬	用于工作环境恶劣、多电机协调传动,如港口机械、辊道、卷取机等,也可用于 $n > 3000\text{r/min}$ 的高速传动或不用减速装置的低速传动,如水泥磨及直流电机调速系统应用的各种场合
	换向器电动机	移动电刷调压调速	体积大、维护困难,调速范围较小	3~4	升、 降			$T = C$	纺织、印刷机械
	无换向器电动机	采用同步电动机转子位置检测器,功率半导体变流器等组成自同步控制变频调速系统	能实现四象限运行,调速范围宽,效率高 装置较复杂,低速时转矩有脉动,过载能力低	10		可		$T = C$ 测速反馈后得硬特性	能在一定范围内取代直流调速,并能高速驱动,如水泵、鼓风机、轧钢机、车辆等

表 1-4 机械无级变速器分类、特性和用途举例

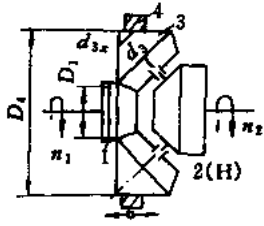
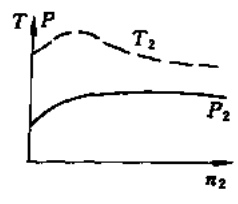
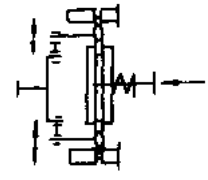
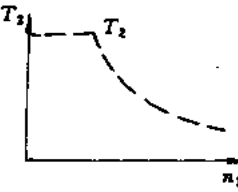
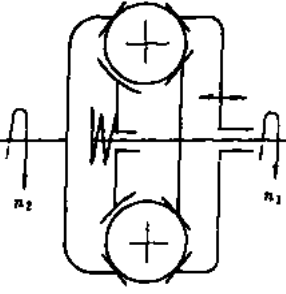
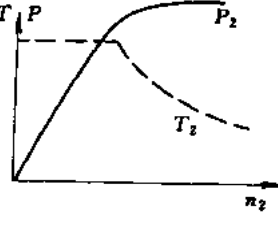
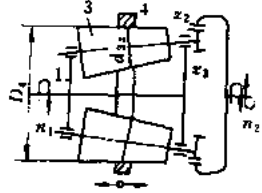
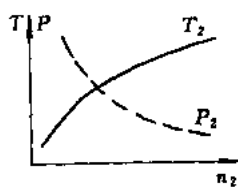
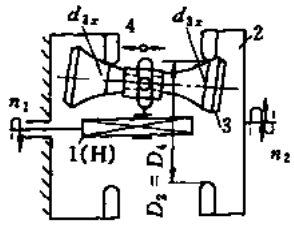
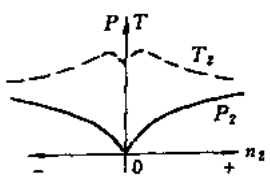
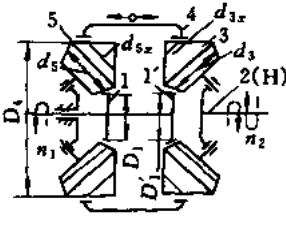
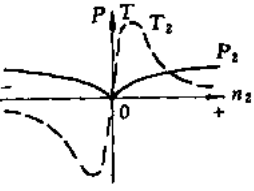
名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
I. 固定轴刚性无级变速器			
A. 无中间滚动体的			
1. 滚轮平盘式		轮主动, 恒功率。盘 2 主动恒转矩	$i_s = 0.5 \sim 2; R_b = 4$ (单滚), 15 (双滚); $P_1 \leq 4\text{kW}; \eta = 0.8 \sim 0.85$ 相交轴, 升、降速型, 可逆转; 用于机床、计算机机构、测速机构
2. 锥盘环盘式 (Pym-SH)			$i_s = 0.25 \sim 1.25; R_b \leq 5, P_1 \leq 11\text{kW}$ $\eta = 0.5 \sim 0.92$ 平行轴或相交轴, 降速型, 可在停车时调速; 用于食品机械、机床、变速电机等
			$i_s = 0.125 \sim 1.25, R_b \leq 10; P_1 \leq 15\text{kW}$ $\eta < 0.85 \sim 0.95$ 同轴或平行轴, 降速型; 船用辅机
3. 多盘式 (Beier)			$i_s = 0.2 \sim 0.8$ (单级), $0.076 \sim 0.76$ (双级) $R_b = 3 \sim 6$ (单级), $10 \sim 12$ (双级) $P_1 \leq 0.5 \sim 150\text{kW}; \eta = 0.75 \sim 0.87$ $\epsilon \leq 2\% \sim 5\%$ (单级), $4\% \sim 9\%$ (双级) 同轴线, 降速型; 用于化纤、纺织、造纸、橡塑、电缆、搅拌机械、旋转泵等
4. 光轴斜环式 (Uhing)			$v_2 = 0.0183 \sim 1.16\text{m/min}; n_1 = 100 \sim 1000\text{r/min}; F = 50 \sim 1800\text{N}$ 直线移动, 可正、反转, 可停车时调速; 用于电缆机械、举重器等
B. 有中间滚动体的			
a. 改变输入、输出轮工作直径调速的			
5. 滚锥平盘式 (FU)			$i_s = 0.17 \sim 1.46; R_b \leq 8.5; P_1 \leq 26.5 (R_b \sim 8.5) \sim 104 (R_b \sim 2)\text{kW}$ $\eta = 0.87 \sim 0.93$ 以上四滚锥 单滚锥: $R_b < 10, P_1 \leq 3\text{kW}$ $\eta = 0.77 \sim 0.92$ 同轴或平行轴, 升、降速型; 用于试验设备、机床主传动、运输、印染及化工机械

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
B. 有中间滚动体的 a. 改变输入、输出轮工作直径调速的			
6. 钢球平盘式 (PTV-KS)			$i_s = 0.05 \sim 1.5; R_{\Sigma} \leq 25$ $P_1 \leq 0.12 \sim 3 \text{ kW}; \eta \leq 0.85$ 平行轴, 升降速型; 用于计算机、办公及医疗设备、小型机床 两平盘可作成接触面内凹的锥盘, 中间只用一颗钢球, 制成 $R_{\Sigma} \leq 9$ 可传递数十瓦的小型变速器
7. 长锥钢环式			$i_s = 0.5 \sim 2; R_{\Sigma} \leq 4; P_1 \leq 3.7 \text{ kW}$ $\eta \leq 0.85$ 平行轴, 升降速型; 用于机床、纺织机械等, 有自紧作用, 不需加压装置。环夹在两长锥之间时, n_2 与 n_1 反向
8. 钢环分离锥式 (RC)			$i_s = \frac{1}{3.2} \sim 3.2; R_{\Sigma} \leq 10(16)$ $P_1 \leq 0.2 \sim 10 \text{ kW}; \eta = 0.75 \sim 0.9$ 平行轴, 对称调速型, 钢环自紧加压; 用于机床、纺织机械等
9. 杯轮环盘式 (RF 单级) (Hayes 双级)			$i_s = 0.1 \sim 3.5; R_{\Sigma} \leq 4 \sim 12$ $P_1 \leq 0.5 \sim 30 \text{ kW}; \eta = 0.8 \sim 0.95$ 同轴线, 升降速型; 用于航空工业、汽车
10. 弧锥环盘式 (Toroidal)			$i_s = 0.22 \sim 2.2; R_{\Sigma} \leq 6 \sim 10$ $P_1 \leq 0.1 \sim 40 \text{ kW}; \eta = 0.9 \sim 0.92$ 同轴线或相交轴, 升、降速型; 用于机床、拉丝机、汽车等
b. 改变中间轮工作直径调速的			
11. 钢球外锥轮式 (Kopp-B)			$i_s = \frac{1}{3} \sim 3; R_{\Sigma} \leq 9; P_1 \leq 0.2 \sim 12 \text{ kW}$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$ 同轴线, 升降速型, 对称调速; 用于纺织、电影机械、机床等

续表

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
b. 改变中间轮工作直径调速的			
12. 球环 外锥轮式 (Kopp-M)			<p>$i_n = 0.125 \sim 1.41; R_b = 11.28$ (15) $P_1 \leq 20\text{kW}; \eta = 0.56 \sim 0.86$ 同轴线, 升降速型, 可逆转</p>
13. 钢球 内锥轮式 (Free Ball)			<p>$i_n = 0.1 \sim 2; R_b \leq 10 \sim 12(20)$ $P_1 \leq 0.2 \sim 5\text{kW}; \eta = 0.85 \sim 0.90$ 同轴线, 升、降速型, 可逆转; 用于机床、电工机械、钟表机械、 转速表等</p>
14. 菱锥 式 (Kopp-K)			<p>$i_n = \frac{1}{7} \sim 1.7; R_b \leq 4 \sim 12(17)$ $P_1 \leq 88\text{kW}; \eta = 0.8 \sim 0.93$ 同轴线, 升、降速型; 用于化 工、印染、工程机械、机床主传 动、试验台等</p>
II. 行星无级变速器			
15. 内锥 输出行星锥 式 (B ₁ US)			<p>$i_n = -\frac{1}{115} \sim -\frac{1}{3}; R_b \leq 38.5$ (∞) $P_1 \leq 2.2\text{kW}; \eta = 0.60 \sim 0.70$ 同轴线, 降速型, 可在停车时 调速; 用于机床进给系统</p>
16. 外锥 输出行星锥 式 (RX)			<p>$i_n = 0 \sim -0.57; R_b = 33(\infty)$ $P_1 = 0.2 \sim 7.5\text{kW}; \eta = 0.6 \sim 0.8$ 同轴线, 降速型, 广泛用于食 品、化工、机床、印刷、包装、造 纸、建筑机械等, 低速时效率低 于 60%</p>

续表

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
II. 行星无级变速器			
17. 转臂输出行星锥式 (SC)			$i_s = \frac{1}{4} \sim \frac{1}{6}; R_{lm} \leq 4; P_1 \leq 15\text{kW}$ $\eta = 0.6 \sim 0.8$ 同轴线, 降速型; 用于机床、变速电机等
18. 转臂输出行星锥盘式 (Disco)			$i_s = 0.12 \sim 0.72; R_{lm} \leq 6$ $P_1 = 0.25 \sim 22\text{kW}; \eta = 0.75 \sim 0.84$ 同轴线, 降速型; 用于陶瓷、制烟等机械, 变速电机
19. 行星钢球无级变速器 (Planetroll, AR)			$i_s = 0 \sim 0.414; R_b = \infty$ $P_1 = 0.03 \sim 7.5\text{kW}; \eta \leq 0.84$ 同轴线、降速型、用于木工机械
20. 行星长锥式 (Graham)			$i_s = \frac{1}{3} \sim \frac{1}{100}; P_1 \leq 4\text{kW}; \eta = 0.85 \sim 0.9$ 同轴线, 降速型, 可逆转, 有零输出转速但特性不佳, 可在停车时调速; 用于变速电动机等
21. 行星弧锥式 (NS)			$i_s = 0.85 \sim 0 \sim 0.25$ $R_{lm} = \sim \infty; P_1 \leq 5\text{kW}; \eta = 0.75$ 同轴线, 降速型, 可逆转, 有零输出转速但特性不佳, 可在停车时调速; 用于化工、塑料机械、试验设备等
22. 封闭行星锥式 (OM)			$i_s = \frac{1}{6} \sim 0 \sim \frac{1}{5}$ $R_{lm} = \sim \infty$ (通常 $n_2 > 20\pi/\text{min}$) $P_1 \leq 3.7\text{kW}; \eta = 0.65$ 同轴线, 降速型, 可逆转, 有零输出转速但特性不佳, 用于机床、变速电机等

续表

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
----	----	------	-------------

III. 带式无级变速器

<p>23. 单变 速带轮式</p>			<p>$i_n = 0.50 \sim 1.25; R_{ln} = 2.5$ $P_1 \leq 25 \text{ kW}; \eta \leq 0.92$ 平行轴, 降速型, 中心距可变; 用于食品工业等</p>
<p>24. 长锥 移带式</p>		<p>基本为恒功率</p>	<p>平行轴, 升降速型, 尺寸大, 锥 体母线应为曲线; 用于纺织机 械, 混凝土制管机等</p>
<p>25. 普通 V 带、宽 V 带、 块带式</p>		<p>视加压弹簧位置而异, 在主动轮上 时为近似恒功率, 在从动轴上为近似 恒转矩</p>	<p>$i_n = 0.25 \sim 4$ (宽 V 带、块带); $R_{ln} = 3 \sim 6$ (宽 V 带); $P_1 \leq$ $55 \text{ kW};$ $R_{ln} = 2 \sim 10(16)$ (块带式); $P_1 \leq 44 \text{ kW};$ $R_{ln} = 1.6 \sim 2.5$ (普通 V 带); $P_1 \leq 40 \text{ kW};$ $\eta = 0.8 \sim 0.9$ 平行轴, 对称调速, 尺寸大; 用 于机床、印刷机械、电工、橡胶、 农机、纺织、轻工机械等</p>

IV. 链式无级变速器

<p>26. 齿链 式 (PIV-A) (PIV-AS) (FMB)</p>			<p>$i_n = 0.4 \sim 2.5; R_{ln} \leq 3 \sim 6; \eta =$ $0.9 \sim 0.95$ $P_1 = 0.75 \sim 22 \text{ (kW)}$ (A 型, 压 靴加压) $P_1 = 0.75 \sim 7.5 \text{ (kW)}$ (AS 型, 剪式杠杆加压) 平行轴, 对称调速; 用于纺织、 化工、重型机械、机床等</p>
<p>27. 光面 链链式 (RH) (RK) (RS)</p>			<p>$i_n = 0.38 \sim 2.4; R_{ln} \leq 2.7 \sim 10;$ $\eta \leq 0.93$ 摆销链 RH: $P_1 = 5.5 \sim 175 \text{ kW}, R_{ln} = 2 \sim 6$ 摆销链 RK: $P_2 = 3.7 \sim 16 \text{ kW}; R_{ln} = 3, 6, 10$ 滚柱链 RS: $P_2 = 3.5 \sim 17 \text{ kW}$, (恒功率用) $P_2 = 1.9 \sim 19 \text{ kW}$, (恒转矩用) 套环链 RS: $P_2 = 20 \sim 50 \text{ kW}$, (恒功率用) $P_2 = 11 \sim 64 \text{ kW}$, (恒转矩用) 平行轴, 升降速型, 可停车调 速; 用于重型机器、机床等 金属带推块链无级变速器 $P_{max} = 300 \text{ kW}$</p>

续表

名称	简图	机械特性	主要传动特性、用途举例
V. 脉动无级变速器			
28. 四相 摇杆脉动变 速器 (Zero-Max)		基本为恒转矩	$P_1 = 0.09 \sim 1.1 \text{kW}$; $T_2 = 1.34 \sim 23 \text{N}\cdot\text{m}$ $i_s = 0 \sim 0.25$ 平行轴, 降速型; 用于纺织、印刷、食品、农业机械等
29. 三相 摇块脉动变 速器 (Cusa)		低速时恒转矩 高速时恒功率	$P_1 = 0.12 \sim 18 \text{kW}$; $\eta = 0.6 \sim 0.85$; $i_s = 0 \sim 0.23$ 平行轴, 降速型; 用于塑料、食品、无线电装配运输带等

- 注: 1. 传动比 $i_{21} = \frac{n_2(\text{输出轴转速})}{n_1(\text{输入轴转速})}$, 按定轴轮系及动轴轮系的传动比公式, 以传动的特征几何尺寸(直径、角度)表示;
 i_s 为使用的传动比。
2. 变速比 $R_b = \frac{n_{2\text{max}}(\text{最高输出转速})}{n_{2\text{min}}(\text{最低输出转速})}$, 表示变速器的变速能力, R_{in} 为变速器的使用变速比。对称调速是指最大传动比与最小传动比对称于传动化为 1 的调速, 这种变速传动尺寸较小。
3. 除注明者外, 均不可在停车时调速。
4. n —转速, 下脚标为构件代号; g —滚动物体; T_2 —输出轴转矩; a 和 D 、 d —中心距和直径, 有下脚标 x 者为可变尺寸。

2 机械无级变速器的传动原理

2.1 机械无级变速器的组成、传动原理及运动学计算

2.1.1 机械无级变速器的组成与传动原理

现代机械无级变速器（除齿链式变速器具有准啮合作用外）都是利用主、从动构件接触处的牵引力（干式变速器中则称为摩擦力），将运动和转矩由主动构件传递给从动构件，并通过改变主、从动件的相对位置以改变接触处的工作半径来实现无级变速的。

利用牵引（摩擦）力来传动，而主、从动件的尺寸比例可以改变并进行变速的机构，称为变速传动机构。

为了保证在接触区产生一定的摩擦（牵引）力，而使各传动构件彼此压紧的装置，称为加压装置。

变速时用来改变传动构件的相对位置，以调节传动件间的尺寸比例关系和传动比的机构，称为调速控制机构。它可以通过人工手动或具有开环、闭环的自动控制系统实施控制。

变速传动机构、加压装置和调速控制机构是机械无级变速器的三个基本组成部分。

为了提高输出转矩降低输出转速，常在基本型变速器的输出端或输入端串联齿轮减速器，而构成一个整体的变减速器。为了扩大变速比、增大传动功率并实现精密调速或实现过零调速，常用基本型变速器的输入、输出轴将两自由度差动齿轮系的两个基本构件封闭（联接）起来，构成一个单自由度的封闭行星无级变速器，称之为控制（组合）式无级变速器，这是因为传递功率的一小部分流经基本型无级变速器，而大部分功率只通过差动轮系流出，基本型无级变速器只起了控制变速的作用。这种变速器设计时应避免循环（封闭）功率。

以图 2-1 所示的无级变速传动为例，其主、从动轮 1 和 2 组成变速传动机构，为了连续变速，滚轮表面应为以直线、曲线为母线的回转面或平面。弹簧 3 与凸轮 4 和 5 组成加压装置。螺杆 6、螺母 7 和拨叉 8 组成调速控制机构。

设轮 1、2 作无滑动传动时的转速分别为 n_1 、 n_{02} ，工作半径为 R_1 、 R_2 ， n_2 为有滑动时轮 2 的实际转速，则由轮 1、2 上接触点 A 处的线速度 v 相等的条件，可求得无滑动时的输出转速 n_{02} 与传动比 i_{21}^* 为：

$$n_{02} = R_1 n_1 / R_2 \quad (2-1)$$

$$i_{21}^* = \omega_{02} / \omega_1 = n_{02} / n_1 = R_1 / R_2 \quad (2-2)$$

式中， R_1 、 R_2 分别为接触点 A 至轮 1、2 旋转轴线的距离，称为工作半径，它是变速传动中的一个重要几何参数。

由式 (2-1)、式 (2-2) 可见，要改变传动比实现无级变速，必需连续地改变轮 1 或 2 的工作半径；例如轮 1 驱动轮 2 旋转，变速时，接触点 A 可沿轮 2 的母线 $A'A''$ 移动，在 A' 点接触时， $R_2 = R_{2\min}$ ，而 R_1 不变，所以轮的输出转速 $n_{02} = n_{02\max}$ ；当轮 1 在 A'' 位置接触时， $R_2 = R_{2\max}$ ， $n_{02} = n_{02\min}$ ；因此，适当地改变接触点 A 的位置，可得到介于 $n_{02\min} \sim n_{02\max}$ 间的任一种输出转速。图 2-1c 是通过使轮 1 的轴线绕 O 点转动来改变轮 2 的工作半径达到无级变速的。

上述传动原理可推广至输入、输出轴间有中间轮的变速传动。设主、从动轮 1、2 的工

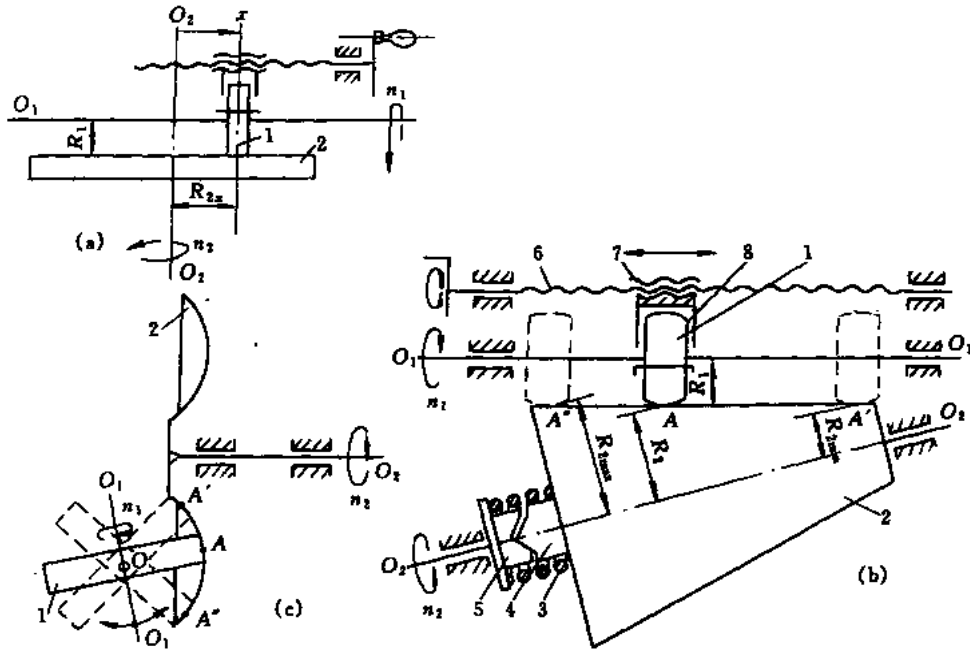


图 2-1 机械无级变速传动的原理

作半径及转速分别为 R_1 、 R_2 和 n_1 、 n_2 ，中间轮与主、从动轮 1、2 接触的工作半径分别为 r_1 、 r_2 ，转速为 n_g ，则有一般表达式为：

$$i_{21}^* = n_{02}/n_1 = n_{02}n_g/n_g n_1 = r_2 R_1 / r_1 R_2 \quad (2-3)$$

调速时，不论是改变主、从动轮的工作半径 R_1 、 R_2 （这时 r_1 、 r_2 不变），还是改变中间轮的工作半径 r_1 、 r_2 （这时 R_1 、 R_2 不变），传动比 i_{21}^* 、转速 n_g 、 n_{02} 均将发生变化。

表 1-4 给出了常见的各种变速传动的机构简图。其中各轮的接触表面是以光滑曲线（圆弧居多）或直线为母线的旋转曲面，通过改变轮子的相对位置，使接触点沿其中某些轮子的母线移动，从而改变某些轮子的工作半径以实现无级变速。

为了保证可靠地传动、防止打滑，必需使接触区产生的牵引（摩擦）力 F 大于其所需传递的圆周力 F_t ，即

$$F = \mu Q > F_t \quad (2-4)$$

式中 μ 、 Q 分别为接触区的牵引（摩擦）系数和法向压紧力。

引入传动系数 k_f ，使式 (2-4) 成为等式，可得

$$F_t = \mu Q / k_f \quad (2-5)$$

式中传动系数 k_f 与压紧装置有关，对恒压加装置，压紧力为常值，则 k_f 值与负载成反比；对自动加压装置，压紧力与负载成正比，则 k_f 基本上为定值， k_f 值应保证传动可靠（不打滑）而又不致于笨重。一般，动力传动取 $k_f = 1.25 \sim 1.5$ ，仪器或计算机械中的传动取 $k_f = 3.0$ 。

由于 μ 和 k_f 不一定是定值，它们受正压力 Q 、滑动速度等多种因素的影响，为此引入有效牵引（摩擦）系数 $\mu_e = \mu / k_f = F_t / Q$ ，这样 μ_e 也不是一个常数，而是在零和最大牵引系数 μ_{max} 之间变化，当 $\mu_e > \mu_{max}$ 时则传动失效。牵引（摩擦）系数的值见表 2-6 和表 2-7。

在润滑充分的闭式传动中通常 $\mu = 0.02 \sim 0.06$ 、 $k_f = 1.25 \sim 1.5$ ，这样，所需法向压紧力 Q 将为圆周力 F_t 的 20~75 倍；高的工作应力是限制变速器不能用于大功率传动的主要原因

之一。

若以 $n(\text{r/min})$ 、 $R(\text{m})$ 、 $v(\text{m/s})$ 和 $F_t(\text{N})$ 分别表示变速器某一传动件的转速、工作半径、圆周速度和圆周力，则在不计损失时，变速器中该构件所传递的功率 P 和转矩 T 分别为

$$P = F_t v / 1000 = \mu Q v / 1000 k_f = n R \mu Q / 9550 k_f \quad (\text{kW}) \quad (2-6)$$

$$T = F_t R = \mu Q R / k_f = 9550 P / n \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (2-7)$$

2.1.2 变速方式与运动学关系

无级变速器的结构型式虽然很多，但按变速传动机构中运动副的配置方式，可分为以下两类。

(1) 无中间轮（输入、输出轮直接接触）的。它是通过改变输入轮的工作半径 R_1 （这时 R_2 不变）或改变输出轮的工作半径 R_2 （这时 R_1 不变）来实现变速的。其传动比可用式 (2-2) 计算。

(2) 有中间轮（或挠性体）的。这类传动有两种变速方式：

a. 输入、输出轮工作半径 R_1 与 R_2 可变，中间轮工作半径 r_1 、 r_2 不变的变速传动。如表 1-4 之 I、B、a 和 III。

b. 中间轮工作半径 r_1 、 r_2 可变，输入、输出轮工作半径 R_1 、 R_2 不变的变速传动。如表 1-4 之 I、B、b 和 II。

这两种变速方式的传动比可用式 (2-3) 进行计算。

由于传动中存在滑动，所以加载后从动轮的速度 v_2 和转速 n_2 要低于无滑动时从动轮的圆周速度 v_{02} 和转速 n_{02} 。这种因加载后滑动所引起的速度的相对降低率称为滑动率（亦称转差率、丢转率），以 ϵ 表示：

$$\epsilon = \frac{v_{02} - v_2}{v_{02}} \times 100\% = \frac{R_2 n_{02} - R_2 n_2}{R_2 n_{02}} \times 100\%$$

由于无滑动时 $n_{02} = R_1 n_{01} / R_2$ ， $i_{21}^* = n_{02} / n_{01}$ ，并假定 $n_1 = n_{01}$ 为定值（有些动力机的输出转速 n_1 随负载变化而变化，如异步电动机，但变化不大，可以近似视为常量），而 $i_{21} = n_2 / n_1$ ，则

$$\epsilon = \left(1 - \frac{n_2}{n_{02}} \right) \times 100\% = \left(1 - \frac{n_2 / n_1}{n_{02} / n_1} \right) \times 100\% = \left(1 - \frac{i_{21}}{i_{21}^*} \right) \times 100\% \quad (2-8)$$

因此，对无中间轮的变速器和有中间轮的变速器，变速器的实际输出转速 n_2 和实际传动比 i_{21} 可分别用式 (2-9)、式 (2-10) 和式 (2-11)、式 (2-12) 表示：

$$n_2 = n_{02} (1 - \epsilon) = R_1 n_1 (1 - \epsilon) / R_2 \quad (2-9)$$

$$i_{21} = i_{21}^* (1 - \epsilon) = R_1 (1 - \epsilon) / R_2 \quad (2-10)$$

$$n_2 = n_{02} (1 - \epsilon) = R_1 r_2 n_1 (1 - \epsilon) / r_1 R_2 \quad (2-11)$$

$$i_{21} = i_{21}^* (1 - \epsilon) = R_1 r_2 (1 - \epsilon) / r_1 R_2 \quad (2-12)$$

滑动率 ϵ 是无级变速器的重要质量指标之一，它与负载情况、输出转速、传动轮的材料、表面粗糙度和硬度、润滑条件及传动系统的刚度等有关。具体值应由实验测定，其理论计算方法见 2.2。

变速比（又称调速比） R_b 是无级变速器的另一个重要性能指标，它是变速器输出轴的最高输出转速 $n_{2\max}$ 与最低输出转速 $n_{2\min}$ 的比值，即

$$R_b = n_{2\max} / n_{2\min} = i_{21\max} / i_{21\min} \quad (2-13)$$

而变速范围则应是最高与最低输出转速值的范围，即 $n_{2\min} \sim n_{2\max}$ 。

因此, 对无中间轮的无级变速器, 改变输入轮工作半径 R_{1x} 调速时有:

$$i_{21} = n_2/n_1 = R_{1x}(1-\varepsilon)R_2, R_b = n_{2\max}/n_{2\min} = R_{1\max}/R_{1\min}$$

当改变输出轮工作半径 R_{2x} 进行调速时, 有

$$i_{21} = n_2/n_1 = R_1(1-\varepsilon)/R_{2x}, R_b = n_{2\max}/n_{2\min} = R_{2\max}/R_{2\min}$$

对有中间轮的通过改变输入、输出轮工作半径 R_{1x} 和 R_{2x} 进行调速的无级变速器, 有

$$i_{21} = n_2/n_1 = R_{1x}r_2(1-\varepsilon)/r_1R_{2x}, R_b = n_{2\max}/n_{2\min} = R_{1\max}R_{2\max}/R_{2\min}R_{1\min}$$

对有中间轮的通过改变中间轮输入、输出侧工作半径 r_{1x} 、 r_{2x} 进行调速的无级变速器, 有

$$i_{21} = n_2/n_1 = R_1r_{2x}(1-\varepsilon)/r_{1x}R_2, R_b = n_{2\max}/n_{2\min} = r_{1\max}r_{2\max}/r_{2\min}r_{1\min}$$

如 $R_{1\min} = R_{2\min}$ 、 $R_{1\max} = R_{2\max}$ 或 $r_{1\min} = r_{2\min}$ 、 $r_{1\max} = r_{2\max}$, 则有中间轮的无级变速器, 它们的最大传动比与最小传动比恰好互为倒数, 即 $i_{\max}i_{\min} = 1$, 这种调速方式称为对称调速, 其变速比为

$$\left. \begin{aligned} R_b &= \frac{R_{1\max}R_{2\max}}{R_{2\min}R_{1\min}} = \left(\frac{R_{1\max}}{R_{1\min}}\right)^2 = \left(\frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}\right)^2 = i_{21\max}^2 \\ \text{或} \quad R_b &= \frac{r_{1\max}r_{2\max}}{r_{2\min}r_{1\min}} = \left(\frac{r_{1\max}}{r_{1\min}}\right)^2 = \left(\frac{r_{2\max}}{r_{2\min}}\right)^2 = i_{21\max}^2 \end{aligned} \right\} \quad (2-14)$$

对称调速的变速器, 其输入轴转速 n_1 与输出轴的最高、最低转速必需严格满足式(2-15):

$$n_1 = \sqrt{n_{2\max}n_{2\min}} \quad (2-15)$$

对称调速的变速器与其他变速器相比, 在外形尺寸相同时可获得最大的变速比, 或在变速比相同时可获得小的外形尺寸, 主、从动轮的外形尺寸相同, 便于加工。缺点是不适用于只要求降速的场合。

行星式无级变速器的运动学计算, 可根据行星轮系的原理, 将其中的齿轮换成工作半径可调的摩擦轮而得。对于变速器中各轮轴线均平行的变速器, 其各轮转速可用转化机构的概念和公式来求解, 其基本公式为

$$i_{ab}^c = \frac{n_a - n_c}{n_b - n_c} = (-1)^m \frac{a \rightarrow b \text{ 路线中从动轮半径的乘积}}{a \rightarrow b \text{ 路线中主动轮半径的乘积}} \quad (2-16)$$

式中 i_{ab}^c 是轮系中任意两轮 a、b 对构件 (一般为行星架) 的相对传动比。 n_a 、 n_b 、 n_c 分别为构件 a、b、c 的转速, m 为外接传动次数, i_{ab}^c 的具体表达式视具体轮系而定。

在求解行星无级变速器的运动关系时, 由式 (2-16) 导出的下列公式在具体计算中很有用, 即

$$\left. \begin{aligned} i_{ab}^c \times i_{ba}^c &= 1 \\ i_{ba}^c + i_{bc}^a &= 1 \\ n_c &= i_{ca}^b n_a + i_{cb}^a n_b \end{aligned} \right\} \quad (2-17)$$

对于 3K 型 (如 RX 变速器) 变速器和封闭行星式无级变速器 (如 OM 变速器), 则是属于复合轮系, 它由两个以上基本轮系复合而成的, 因而应按“分清轮系, 各主方程, 找出联系, 联立求解”的思路进行求解。分清轮系是指变速器由哪几个基本轮系复合而成, 联在一起的定轴轮系只算一个基本轮系, 由一个行星架和二个太阳轮组成的行星轮系就算一个基本轮系; 各主方程就是对各个基本轮系主出如式 (2-16) 形式的方程; 找出联系就是找出各基本轮系中哪些运动量是相等的。例如 RX、BUS 变速器就是由三个基本动轴轮系复合而成; OM 变速器就是由一个基本定轴轮系和一个基本动轴轮系复合而成的。

对于 RX、BUS 和 OM 等变速器，由于其中行星轮的回转轴线与输入、输出轴线不平行，因而在求行星轮的自转速度与绝对转速时，不能用式 (2-16)，而需要用相对运动矢量法求解。现以图 2-2 所示的 OM 型变速器为例来说明。

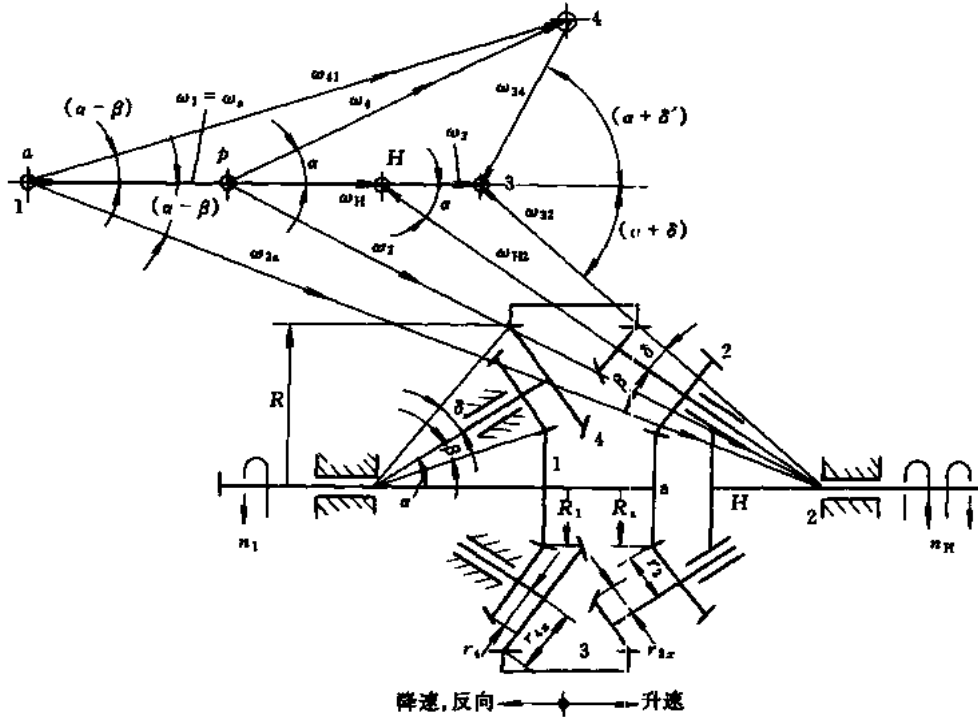


图 2-2 OM 型行星式无级变速器运动分析简图

OM 型无级变速器是由一个差动轮系 a-2-3-H 用一个定轴轮系 1-4-3 封闭而成的封闭行星轮系(图 2-2、图 5-9)。其中锥轮 4 受主动轮 1 驱动作定轴转动并带动内环 3 转动,行星锥轮 2 受主动轮 a 和内环 3 的共同作用而作行星运动,使行星架 H(输出轴)旋转。变速时,轴向移动内环 3 以改变锥轮 2 和 4 的工作半径 r 、 r' ,以实现无级变速。由定轴轮系 1-4-3 可得

$$n_4 = -R_1 n_1 / r_4, \quad n_3 = -R_1 r' n_1 / r_4 R_3$$

在差动轮系 a-2-3-H 中,应用式 (2-16) 得

$$\frac{n_3 - n_H}{n_a - n_H} = -\frac{R_a r}{r_2 R_3}$$

将 $n_3 = -R_1 r' n_1 / r_2 R_3$ 代入上式并经整理后,得到变速器的传动比:

$$i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} = \frac{R_a r_2 r - R_1 r_2 r'}{r_4 (r_2 R_3 + r R_a)}$$

若 $R_1 = R_a$ 、 $r_4 = r_2$, 则

$$i_{H1} = (r - r') / \left(r + r_2 \frac{R_2}{R_1} \right)$$

轴向移动内环 3 时, r 与 r' 同时发生变化,当环在 $r = r'$ 的中间位置时, $i_{H1} = 0$, $n_H = 0$,变速器无输出转速。向左移动环 3 至 $r' > r$ 时, $i_{H1} < 0$,即输入、输出轴的转动方向相反,称为反向输出。向右移动环 3 使 $r > r'$, $i_{H1} > 0$,输入、输出轴的转动方向相同。由于这种变速器可实现从 $+n_H \rightarrow 0 \rightarrow -n_H$ 的 E、反向输出转速的连续变化,理论上变速比为无限大,而且可以有零输

出转速(这时相当于一个离合器),因而是过零调速型,即 $R_b > 0$ 、 $R_b = 0$ 和 $R_b < 0$ 。

由于行星轮 2 的自转轴线是倾斜的,因而要求其自转转速 n_{2H} 和绝对转速 n_2 时,不能采用式 (2-16) 而需用相对运动矢量法来求解。现将其简介如下。

Michel Chasles (1793 ~ 1880) 定理^[4]指出:刚体的运动可以看作是绕固结于其上的一条瞬时(螺旋)轴的转动的同时又沿该轴作移动所构成的螺旋运动。联接两构件的转动副,可以看作是零导程的螺旋,其瞬时轴即为回转轴线;联接两构件的移动副可看成是零转动螺旋;其瞬时轴是导路;联接两构件的高副一般为零导程螺旋(如平行轴和相交轴齿轮副和摩擦轮副),这时其瞬时轴即为它们两个节曲面的公切线(母线),而交错轴齿轮副的相对运动则为螺旋运动,其瞬时轴的位置求法可参阅 [4、5]。

综上所述,对图 2-2 所示的变速器中,轮 1、a、3 和行星架 H 的绝对角速度矢量 $\omega_1 = \omega_a$ 、 ω_3 和 ω_H 均为水平方向,轮 4 的绝对角速度矢量 ω_4 与水平呈 α 角,轮 2 的相对(自转)瞬时角速度矢量 ω_{2H} 与水平呈 α 角,相对瞬时角速度矢量 ω_{2a} 、 ω_{41} 与水平呈 $\alpha - \beta$ 角, ω_{32} 、 ω_{34} 与水平呈 $\alpha + \delta$ 及 $\alpha + \delta'$; ω 矢量的指向按右手定则确定,对定轴轮系 1-4-3 有

$$\omega_4 = \omega_1 + \omega_{4a}, \quad \omega_3 = \omega_4 + \omega_{34}$$

对差动轮系 a-2-3-H 有

$$\omega_2 = \omega_1 + \omega_{21}, \quad \omega_H = \omega_2 + \omega_{H2}, \quad \omega_3 = \omega_2 + \omega_{32}$$

任取角速度矢量多边形极点($\omega = 0$) p , 取定角速度矢量比例尺 μ_ω , 可按上述各速度矢量方程作出图中细线所示的角速度矢量多边形。其中 $\overline{p1} = \omega_1 = \omega_a$, $\overline{a4} = \omega_{41}$ 、 $\overline{p4} = \omega_4$ 、 $\overline{43} = \omega_{34}$ 、 $\overline{p3} = \omega_3$, $\overline{a2} = \omega_{2a}$ 、 $\overline{p2} = \omega_2$ 、 $\overline{2H} = \omega_{H2}$ 、 $\overline{pH} = \omega_H$ 、 $\overline{23} = \omega_{32}$ 。由角速度矢量三角形 $\Delta 4p1$ 与 $\Delta 4p3$, 利用正弦定理可得:

$$\frac{\omega_3}{\omega_a} = \frac{\sin(\alpha - \beta)\sin\delta'}{\sin\beta\sin(\alpha + \delta')} = -\frac{R_a r'}{r_4 R_3} \quad (2-18)$$

在差动轮系部分,由 $\Delta 2aH$ 及 $\Delta 23H$ 利用正弦定理可得:

$$\frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_1 - \omega_H} = \frac{\sin(\alpha - \beta)\sin\delta}{\sin\beta\sin(\alpha + \delta)} = -\frac{R_a r}{r_2 R_3} \quad (2-19)$$

将式(2-18)代入上式,整理后即得变速器的传动比为

$$i_{H1} = \omega_H/\omega_1 = (r - r')/[r + (r_2 R_3/R_a)] \quad (2-20)$$

这与前面求得的结果相同。

由角速度矢量三角形 $\Delta a2H$ 有

$$\frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha - \beta)} = \frac{r_2}{R_a}$$

可得 $\omega_2 - \omega_H = (\omega_a - \omega_H)\sin(\alpha - \beta)/\sin\beta = (\omega_a - \omega_H)R_a/r_2 = \omega_a(1 - i_{H1})R_a/r_2$

$$\omega_2 = \omega_a \left[\frac{R_a}{r_2} + \left(1 - \frac{R_a}{r_2}\right) i_{H1} \right]$$

$\omega_2 - \omega_H$ 和 ω_2 分别是行星锥 2 相对于行星架 H 的相对角速度和绝对角速度,前者在进行轴承设计时要用到。

在不调速时 ω 均为常量,因而上述公式中的 ω 均可以转速 n 取代。

下面讲控制(组合)式封闭行星无级变速器的运动学计算。

差动齿轮系 X 有三个基本构件(二个太阳轮和一个行星架 H) a、b 和 c, 称此轮系为原

始机构。用一个无级变速器 P 的二根外伸轴 d、f (如 P 为行星式变速器则尚有一个固定的基本构件 e) 去联接 (封闭) 原始机构的两个基本构件, 而形成一个封闭行星无级变速系统 (或称器), 称 P 为封闭机构。我们约定, 组成系统后原始机构中未被 P 封闭的伸出轴以 c(a) 表示, 而被 P 封闭后的伸出轴以 I(P) 表示, 这样便形成了 c-I^[5] 或 P-s^[6] 封闭行星传动。在无级变速器行业, 将 P 置于系统输入端时称为 PX 型变速器, 这时 I 为输入轴。而将 P 置于系统的输出端时称为 XP 型变速器, 这时 I 为输出轴。

对系统中差动轮系三个基本构件 a、b、c 之间的运动关系, 由式 (2-17) 有

$$n_c = i_{ca}^b n_a + i_{cb}^a n_b$$

由图 2-3 有: $n_I = n_a = n_d$ 、 $n_b = n_f$ 、 $i_P = n_f/n_d$ 、 $n_b = i_P n_a = i_P n_I$, 则上式变成: $n_c = i_{ca}^b n_I + i_{cb}^a n_I i_P = n_I (i_{ca}^b + i_P i_{cb}^a)$

由于 $i_{ca}^b = 1/i_{ac}^b = 1/(1 - i_{ab}^c)$, $i_{cb}^a = 1/i_{bc}^a = 1/(1 - i_{ba}^c) = -i_{ab}^c/(1 - i_{ab}^c)$

于是得到 PX 和 XP 封闭行星无级变速器的速比公式分别为

$$i_{cl} = n_c/n_I = (i_{ca}^b + i_{cb}^a i_P) = (1 - i_{ab}^c i_P)/(1 - i_{ab}^c) \quad (2-21)$$

$$i_{lc} = n_I/n_c = (1 - i_{ab}^c)/(1 - i_{ab}^c i_P) = 1/i_{cl} \quad (2-22)$$

式中 a、b 和 c 分别是原始机构中被封闭机构 P 封闭了的二个基本构件和未被封闭的一个基本构件。在 PX 系统中 c 是输出轴, 而在 XP 系统中 c 则是输入轴。

PX 或 XP 系统的原始机构有 3 根基本构件 (轴), 将其中的 2 根轴封闭起来的方案有 3 种; 如封闭机构是行星传动, 则伸出轴的排列方式有 4 种, 如为定轴传动则排列方式只有 2 种, 因而 PX 或 XP 系统可有 12 种排列 (P 为行星传动) 或 6 种排列 (P 为定轴传动)。如以 2K-H 差动轮系作为原始机构, 理论上 2K-H 可有 20 种型式 (圆柱、圆锥各 10 种); 这样, PX 或 XP 系统各有 240 (行星)、120 (定轴) 种型式。即 PX 和 XP 系统共有 480 (行星)、240 (定轴) 种型式。因此在使用公式 (2-21)、式 (2-22) 时, 应将框图画成机构简图, 将各伸出轴按图 2-3 中的符号对号入座, 才不至产生错误。再者, 式 (2-21) 和式 (2-22) 中均有 i_P , 对同样的 P 由于联接方式不同, i_P 应严格按 $i_P = n_f/n_d$ 计算; 同时, X 中的行星架轴最好再标以符号 H, 以免发生错误。

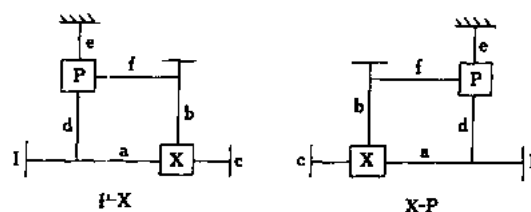


图 2-3 封闭行星无级变速器框图

由式 (2-21) 及式 (2-22) 可见, P 机构的运动性能参数 i_P 和 X 机构的运动性能参数 i_{ab}^c 对 PX 和 XP 系统的速比的大小和方向 (正或负)、系统的变速比 R_{bc} 、效率和滑动率 ϵ_s 均会产生影响。为了得到 i_{ab}^c 、 i_P 对 i_{cl} 及 i_{lc} 的影响规律, 令式 (2-21) 及式 (2-22) 中的 i_{cl} 及 i_{lc} 分别 = 0, > 1, < 1, > -1 和 < -1, 便可得到系统零输出转速、同向转动升速、降速和反向转动降速、升速的条件 (如图 2-4) 或下列表达式^[7]。

系统输入、输出轴同向转动:

a. PX 型降速 ($i_{cl} < 1$)、XP 型升速 ($i_{lc} > 1$)

条件:

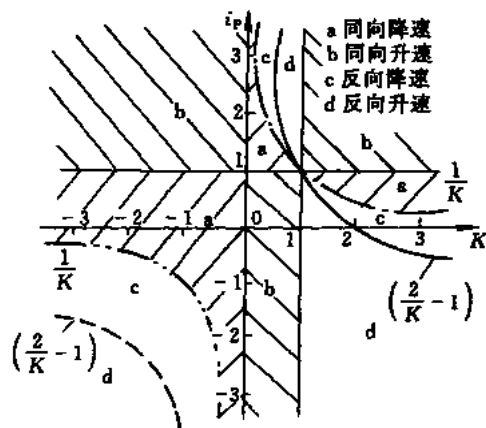


图 2-4 无级变速器升、降速转向分类图

$i_{ab}^c = K < 0$ 或 $K > 1, 1/K < i_p < 1$; 或 $0 < i_{ab}^c = K < 1, 1 < i_p < 1/K$ 。

b. PX 型升速 ($i_{cl} > 1$)、XP 型降速 ($i_{lc} < 1$) 条件:

$K < 0$ 或 $K > 1, i_p > 1$; 或 $0 < K < 1, i_p < 1$

系统输入、输出轴反向转动:

c. PX 型降速 ($i_{cl} > -1$)、XP 型升速 ($i_{lc} < -1$) 条件:

$K < 0$ 或 $K > 1, \frac{2}{K} - 1 < i_p < \frac{1}{K}$; 或 $0 < K < 1, \frac{1}{K} < i_p < \frac{2}{K} - 1$ 。

d. PX 型升速 ($i_{cl} < -1$)、XP 型降速 ($i_{lc} > -1$) 条件:

$K < 0$ 或 $K > 1, i_p < \frac{2}{K} - 1$; 或 $0 < K < 1, i_p > \frac{2}{K} - 1$ 。

e. 零输出转速条件: PX 型为 $1 - i_{ab}^c i_p = 0$, 即 $i_p = 1/K$; XP 型为 $K = i_{ab}^c = 1$ 。

图 2-4 中的 a、b、c、d 区域条件同上述条件式

为了判断 PX 及 XP 系统的变速比 R_{bs} 与封闭机构变速比 R_{bp} 的关系, 对一个具体的系统而

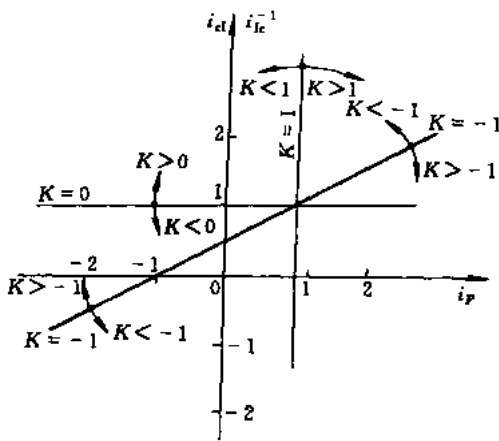


图 2-5 不同 K 值时的 $i_{cl} - i_p$

言, 由于 $i_{ab}^c = K$ 及 i_{pmax}, i_{pmin} 是给定的, 可以按式 (2-21)、式 (2-22) 用数值计算的方法求出 i_{cl} 或 i_{lc} 的最大和最小值, 便可按式 (2-13) 算出 R_{bs} 和 R_{bp} 。对系统作普遍分析时, 由于 i_{ab}^c, i_{pmax} 和 i_{pmin} 有正、负、 >1 和 <1 之分, 可有近 20 种组合情况, 需要给出一个用 $i_{ab}^c = K, i_{pmax}$ 和 i_{pmin} 来表达 i_{cl} 或 i_{lc} 最大及最小值的公式, 由式 (2-21)、式 (2-22) 令 $K = i_{ab}^c$ 可得:

$$i_{cl} = \frac{1 - Ki_p}{1 - K} = \frac{1}{1 - K} - \frac{K}{1 - K} i_p = 1/i_{lc}$$

由式可见 i_{cl} 及 $1/i_{lc}$ 是关于 i_p 的线性方程。

图 2-5 给出了 K 值不同值时的 $i_{cl} (i_{lc}^{-1}) - i_p$ 关系线图。

PX 系统传动比 i_{cl} 的极值表达式为

$$0 < K < 1: i_{clmax} = \frac{1 - Ki_{pmin}}{1 - K}, i_{clmin} = \frac{1 - Ki_{pmax}}{1 - K} \quad (2-23)$$

$$K < 0 \text{ 或 } K > 1: i_{clmax} = \frac{1 - Ki_{pmax}}{1 - K}, i_{clmin} = \frac{1 - Ki_{pmin}}{1 - K} \quad (2-24)$$

XP 系统传动比 i_{lc} 的极值表达式为

$$0 < K < 1 \quad i_{lcmax} = \frac{1 - K}{1 - Ki_{pmax}}, i_{lcmin} = \frac{1 - K}{1 - Ki_{pmin}} \quad (2-25)$$

$$K < 0 \text{ 或 } K > 1 \quad i_{lcmax} = \frac{1 - K}{1 - Ki_{pmin}}, i_{lcmin} = \frac{1 - K}{1 - Ki_{pmax}} \quad (2-26)$$

为了判别用变速比为 R_{bp} 的无级变速器封闭差动轮系后所形成的 PX 或 XP 变速系统的变速比 R_{bs} 的关系, 定义缩放系数 ξ 为

$$\xi = R_{bs}/R_{bp} \quad (2-27)$$

当 $\xi > 1$ 或 $\xi < -1$ 时, 称为扩大调速型, 即系统的变速比 R_{bs} 大于无级变速器的变速比 R_{bp} ; 当 $\xi < 1$ 或 $\xi > -1$ 时, 称为精密调速型。当 $\xi = 0$ 时称为零起变速型, 由于使用时 R_{bs} 和

R_{bp} 均在一定范围内变动,如在它们的变动范围内使 ξ 经过零值时,则称为过零调速型。

根据 ξ 的定义及 $R_{be} = i_{clmax}/i_{clmin} = i_{lmax}/i_{lmin}$, $R_{bp} = i_{pmax}/i_{pmin}$, 可写出:

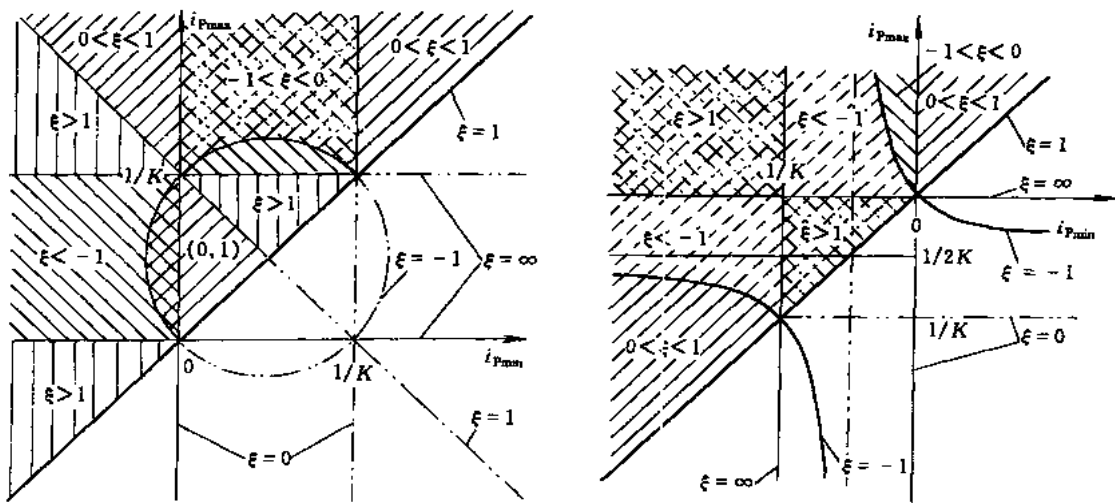
对 $0 < K < 1$ 的 PX 系统及 $0 < K < 1, i_p > 0$ 的 XP 系统有

$$\xi = R_{be}/R_{bp} = i_{pmin}(1 - Ki_{pmin})/i_{pmax}(1 - Ki_{pmax}) \quad (2-27a)$$

对 $K < 0$ 或 $K > 1$ 的 PX 系统; $K < 0$ 或 $K > 1$ 或 $0 < K < 1, i_p < 0$ 的 XP 系统有

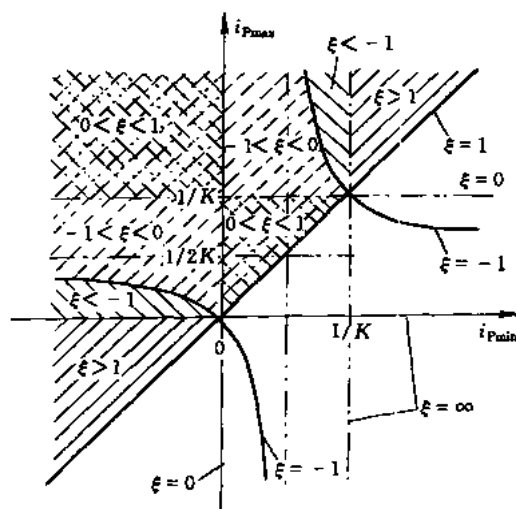
$$\xi = R_{be}/R_{bp} = i_{pmin}(1 - Ki_{pmax})/i_{pmax}(1 - Ki_{pmin}) \quad (2-27b)$$

分别令式 (2-27a、b) 中的 $\xi = 0, \pm 1$ 和 ∞ 便可得到零起调速型、精密调速型 ($|\xi| < 1$)、扩大调速型 ($|\xi| > 1$) 和无穷大调速型系统的分界线。图 2-6 给出了 $0 < K < 1, K < 0$ 及 $K > 1$ 三种情况下 ξ 的区域界限图。



(a) $0 < K < 1$ 的界限图

(b) $K < 0$ 的界限图



(c) $K > 1$ 的界限图

图 2-6 PX 及 XP 系统的 ξ 界限图

2.2 机械无级变速器的转矩与能量关系^[5-7]

2.2.1 不计损耗时变速器中的转矩与能量的关系

在进行传动的强度及效率计算之前,应作不计摩擦及惯性力的静力分析,再以此为基础计入摩擦及惯性力作动力分析,进行效率计算。

对一个不计摩擦的匀速运转系统,其伸出轴上的力矩和功率之和均应分别为零,在系统内部的各子系统也是如此。对PX和XP系统可以看成是由两个三轴子系统P(d、e、f)或X(a、b、c)组成的一个三轴系统I-e-c。考虑一般性,令*i*、*j*、*k*表示三轴系统的三根伸出轴,则由系统的力矩和功率平衡条件有

$$\left. \begin{aligned} T_i + T_j + T_k &= 0 \\ T_i n_i + T_j n_j + T_k n_k &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-28)$$

式中*T*是矢量,本身有正负号;*Tn*是二个矢量的数性积,当*T*与*n*同向时为正,是输入功率,反之为负,是输出功率。

若取转速为对某一轴(例如*k*、*j*轴)的相对转速,则由式(2-28)之第二式有

$$T_i = -i_j^k T_j = -T_j / i_j^k, T_i = -i_k^j T_k = -T_k / i_k^j = -T_k / (1 - i_j^k)$$

$$\text{写成连比形式} \quad T_i : T_j : T_k = 1 : (-i_j^k) : (i_j^k - 1) \quad (2-29)$$

上式表明,三轴系统的结构参数确定后, i_j^k 就固定不变了,因而三根轴上的力矩必需满足式(2-30)所确定的比例关系。

图2-3所示的PX或XP系统有三根轴I、c、e,子系统P有三根轴d、f、e,子系统X有三根轴a、b、c,于是由式(2-29)有

$$\text{P子系统:} \quad T_d : T_f : T_e = 1 : (-i_{df}^e) : (i_{df}^e - 1)$$

$$\text{X子系统:} \quad T_a : T_b : T_c = 1 : (-i_{ab}^c) : (i_{ab}^c - 1)$$

$$\text{总系统:} \quad T_1 : T_c : T_e = 1 : (-i_{1c}^e) : (i_{1c}^e - 1)$$

在系统内存在以下关系: $n_a = n_d = n_1, n_f = n_b, T_f = -T_b, T_1 = T_a + T_d$

式中 i_{ab}^c 和 $i_{df}^e = 1/i_{fd}^e = 1/i_{fp}$ 分别是X系统和P系统的结构参数,联立解以上诸式可得

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= -T_c / i_{1c}^e = -T_c i_{cd}^e = -T_c (1 - i_{ab}^c i_p) / (1 - i_{ab}^c) \\ T_e &= T_1 (i_{1c}^e - 1) = -T_1 i_{ab}^c (1 - i_p) / (1 - i_{ab}^c i_p) \\ T_a &= -T_c i_{ca}^b = T_1 / (1 - i_{ab}^c i_p) \\ T_b &= -T_c i_{cb}^a = -T_1 i_{ab}^c / (1 - i_{ab}^c i_p) \\ T_d &= -T_b i_{bd}^c = -T_1 i_{ab}^c i_p / (1 - i_{ab}^c i_p) \end{aligned} \right\} \quad (2-30)$$

在不计摩擦等损失时,系统的输入功率与输出功率是相等的,即 $P_1 = P_c$,对于PX或XP系统,由于 $T_1 = T_a + T_d, n_a = n_d = n_1$,因而有

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= T_1 n_1 = (T_a + T_d) n_a = P_a + P_d = P_c \\ P_a / P_1 &= T_a / T_1 = 1 / (1 - i_{ab}^c i_p) \\ P_d / P_1 &= T_d / T_1 = -i_{ab}^c i_p / (1 - i_{ab}^c i_p) \\ P_d / P_a &= -i_{ab}^c i_p \end{aligned} \right\} \quad (2-31)$$

由于 i_{ab}^c 和 i_P 本身有正负号, 因此, 当 $1 - i_{ab}^c i_P > 0$ (即 $i_{ab}^c i_P < 1$) 时, P_a 与 P_I 同号, 如 $-i_{ab}^c i_P > 0$ (即 $i_{ab}^c i_P < 0$) 时 P_d 与 P_I 也同号, 故为功率分流传动, 这时系统内无封闭(循环)功率; 如 $-i_{ab}^c i_P < 0$ (即 $i_{ab}^c i_P > 0$) 时, P_d 与 P_I 和 P_a 反号, 故为功率回流传动, 系统内有封闭功率, 反向流动的功率为循环功率。当 $1 - i_{ab}^c i_P < 0$ (即 $i_{ab}^c i_P > 1$) 时, P_a 与 P_I 反号; 如 $-i_{ab}^c i_P > 0$ 时 P_d 与 P_I 也反号, 故为功率分流传动, 这时系统由无循环功率; 如 $-i_{ab}^c i_P < 0$ 时 P_d 与 P_I 同号, 但与 P_a 反号, 故为功率回流传动, 系统内有循环功率。当 $|i_{ab}^c i_P| > 1$ 时 $P_d > P_a$; 反之, 当 $|i_{ab}^c i_P| < 1$ 时 $P_d < P_a$, 设计封闭行星无级变速传动时, 最好是能获得功率分流传动, 并且希望通过封闭机构 P 的功率 P_d 小于通过原始机构 X 的功率 P_a , 即 $|i_{ab}^c i_P| < 1$; 但由于 i_P 是在 i_{Pmax} 和 i_{Pmin} 之间变动的, 因此, 系统通常是在某一输出转速范围内是功率分流传动, 而在另一输出转速范围内是回流传动并有循环功率。设计人员应根据系统的具体结构, 用公式(2-31)进行具体计算分析。

2.2.2 计入损耗时变速器中转矩与能量的关系

当不计损耗时系统的输入功率 P_i 与输出功率 P_0 是相等的。在计入损耗时系统的输入功率 P_i 是输出功率 P_0 与损耗功率 P_f 之和。无级变速系统中的损耗包括传动副的摩擦或啮合损耗、轴承损耗、密封损耗与搅油液力损耗等。机械传动效率 η 是表示系统对能量的利用率的指标

$$\eta = P_0/P_i = T_0 n_0/T_i n_i = i_T i_n \quad (2-32)$$

或

$$\eta = (P_i - P_f)/P_i = P_0/(P_0 + P_f)$$

式中 $i_T = T_0/T_i$ ——机械效益(又称力矩比);

$i_n = n_0/n_i$ ——转速比(传动比的倒数)。

通常, 系统确定(几何参数)后转速比便可用 2.1.2 中的有关公式加以确定; 当给定输入转矩 T_i 时, 只要求出计入损耗时的输出转矩 T_0 后, 便可按式(2-32)求得系统的传动效率; 当给定输出转矩 T_0 时, 则在求出计入损耗时的输入转矩 T_i 后, 也可求得 η 值。

对于单自由度的定轴系统, 视各子系统之间的联接方式(串联、分流、汇流或混流)不同, 可参阅 [2, 3] 第一篇第三章的方法计算效率。

对于行星轮系或差动轮系组成的系统, 其效率的计算方法有啮合功率法、传动比法和力矩法等^[5,6]。

定轴传动系统的两根伸出轴分别对应于输入、输出轴; 齿轮副等的啮合效率可由专业书籍及手册查出, 摩擦轮副的传动效率计算见 2.3.3, 考虑到损耗功率 $P_f = P_i - P_0$, 由式(2-32)可得

$$P_f = P_i(1 - \eta) = P_0(1 - \eta)/\eta \quad (2-33)$$

由式(2-33)可知, 只要知道 P_i 、 P_0 、 P_f 中的两个便可求出 η 值。

对行星轮系而言, 它有三根轴, 但有一根轴(非行星架轴)是不转的, 因而也只有两根轴是和外界联接的。通常假定行星(差动)传动的摩擦(啮合)损失功率等于其转化机构(对行星或差动传动附加一个与转臂转速等值反向的转动后所得的定轴传动)的摩擦损耗功率, 在转化机构中各轮的转速是相对于转臂的相对轮速, 因而式(2-33)可写出:

$$P_f = P_f^c = P_i^c(1 - \eta^c) = P_i^c \psi^c = P_0^c(1 - \eta^c)/\eta^c = P_0^c \psi^c / (1 - \psi^c) \quad (2-33a)$$

式中 P_f^c 、 P_i^c 、 P_0^c 和 η^c 、 ψ^c 分别是转化机构中的损耗功率、输入与输出轴的啮合功率和传动效率、功耗系数。

在 2K-H 行星传动中, 设 c 为转臂轴、 a 、 b 为太阳轮轴, 且 b 轮固定不转; 则 a 、 c 轴为主动或从动轴。当 a 为主、从动轴时, 由式 (2-34a) 有 $P_f = P_f^c = P_a^c(1 - \eta^c) = T_a(n_a - n_c)(1 - \eta^c)$, $P_f^c = P_a^c(1 - \eta^c)/\eta^c = T_a(n_a - n_c)(1 - \eta^c)/\eta^c$ 及 $P_a = T_a n_a$; 因而有

$$P_a^c/P_a = (n_a - n_c)/n_a = 1 - i_{ca}^b = -i_{ab}^c/(1 - i_{ab}^c) \quad (2-34)$$

轴 a 、 c 在原始机构和转化机构中的主、从动关系完全取决于 P_a^c/P_a 是否同号。当 $P_a^c/P_a > 0$ (同号), 则 a 、 c 在两种机构中的主从动关系不变, 其条件为 $i_{ab}^c < 0$ 或 $i_{ab}^c > 1$; 当 $P_a^c/P_a < 0$ (反号), 则 a 、 c 轴在两种机构中的主、从动关系互换, 即在原始机构中的主动轴, 在转化机构中变为从动轴, 其条件为 $0 < i_{ab}^c < 1$ 。

由式 (2-32)、式 (2-33a) 和式 (2-34) 可得 2K-H 和 K-H-V 型行星传动的传动效率公式如表 2-1 所示。

表 2-1 b 轮固定时 2K-H 和 K-H-V 行星传动的效率公式

公式 \ 条件		$P_a^c/P_a < 0, 0 < i_{ab}^c < 1$	$P_a^c/P_a > 0, i_{ab}^c < 0, i_{ab}^c > 1$
主动轴	a	$\eta_{ac}^b = (1 - i_{ab}^c/\eta_{ab}^c)/(1 - i_{ab}^c)$	$\eta_{ac}^b = (1 - i_{ab}^c\eta_{ab}^c)/(1 - i_{ab}^c)$
	$c(H)$	$\eta_{ca}^b = (1 - i_{ab}^c)/(1 - i_{ab}^c\eta_{ab}^c)$	$\eta_{ca}^b = (1 - i_{ab}^c)/(1 - i_{ab}^c/\eta_{ab}^c)$

注: 在 K-H-V 传动中, 应以标号 v 代换标号 a 。

表 2-1 中 a 、 b 代表太阳轮, c 代表转臂, 如固定 a 轮时只需将公式中 a 、 b 对换即可, 表中公式给出了 η^b (η^a) 与 η^c 之间的关系, η^c 是转化机构的效率, 可按定轴轮系处理, 对于不计入离心惯性力及液力损失时上述公式是正确的, 否则应予修正, 可参见 [6]。

从表 2-1 的公式中可以看出: 对 $i_{ab}^c < 0$ 的负号机构, 其效率 η^b 总是高于转化机构的效率 η^c , 但随 i_{ab}^c 的增大而逐渐降低并趋近于 η^c 。对 $i_{ab}^c > 0$ 的正号机构, 当 $i_{ab}^c > 1$ 时, η^b 总是小于转化机构的效率 η^c , η^b 随着 i_{ab}^c 的增大而增大并趋近于 η^c ; 当 $i_{ab}^c = 1$ 时 $\eta^b < 0$ 而发生自锁; 在 i_{ab}^c 接近于 1 时, η^b 是急剧下降的, 只有在 i_{ab}^c 接近于零的一小段范围内 $\eta^b > \eta^c$, 但是这种机构在结构上基本无法实现。此外, 两类机构中转臂为主动件时的效率通常高于太阳轮为主动件时的效率。

差动轮系的三根轴只有两种组合: 两根轴输入动力另一根轴输出动力; 一根轴输入动力其他两根轴输出动力。对于一个具体的差动轮系而言, 由于其结构参数已经确定, 故其运动关系、力矩关系必然满足式 (2-17) 和式 (2-29), 在不计损耗时, 三根轴上的功率关系满足式 (2-28), 即

$$P_i : P_j : P_k = 1 : -i_{ji}^k : i_{ki}^j (i_{ij}^k - 1) \quad (2-35)$$

在计入损耗时, 如 i 、 j 二轴输入动力, k 轴输出动力时有

$$P_i \eta_{ik}^j + P_j \eta_{jk}^i = P_k; \eta = P_k / (P_i + P_j) \quad (2-36)$$

当 k 轴输入动力, i 、 j 轴输出动力时有

$$P_i / \eta_{ik}^j + P_j / \eta_{jk}^i = P_k, \eta = (P_i + P_j) / P_k \quad (2-37)$$

式中 $\eta_{ik}^j \approx \eta_{ki}^j$ 为 j 轴固定时 i 、 k 轴间的传动效率可参考表 2-1 计算。

对封闭行星传动 PX 或 XP 而言: 由式 (2-31) 第 2、3 两式可知: 当 $i_{ab}^c i_p < 0$ 时, 系统为分 (汇) 流传动, 无循环功率, P_a 、 P_d 的功率流向如图 2-7a 所示 (对 XP 系统则箭头指向相反)。当 $1 > i_{ab}^c > 0$ 时, 系统为回流传动, 有循环功率 P_d , 功率流向如图 2-7b。当 $i_{ab}^c > 1$

时, 系统亦为回流畅动, 有循环功率 P_a , 功率流向如图 2-7c。

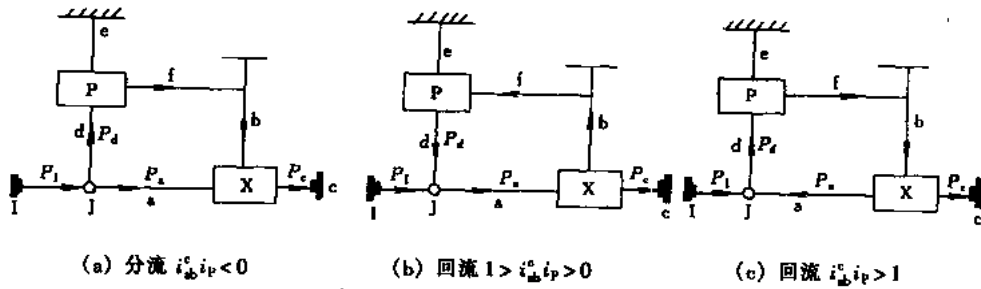


图 2-7 封闭行星传动中的功率流

设结点 J 至 X 中构件 a 路线上的传动效率为 η_a , J 至 X 中构件 b 路线上的效率为 $\eta_P \eta_b$ 。 η_{ac}^b 及 η_{bc}^a 为 X 中分别固定构件 b、a 时的传动效率, 其值可按表 2-2 所列公式计算。

对系统中 I 为输入、c 为输出的 PX 系统, 利用式 (2-31), 有

对 $i_{ab}^c i_P < 0$ 的分流传动: $P_c = P_a \eta_a \eta_{ac}^b + P_d \eta_b \eta_P \eta_{bc}^a$

$$\eta = \frac{P_c}{P_1} = \frac{\eta_a \eta_{ac}^b - i_{ab}^c i_P \eta_b \eta_P \eta_{bc}^a}{1 - i_{ab}^c i_P} \quad (2-38)$$

对 $1 > i_{ab}^c i_P > 0$ 的回流畅动: $P_c = P_a \eta_a \eta_{ac}^b - P_d \eta_b \eta_P \eta_{bc}^a$

$$\eta = \frac{P_c}{P_1} = \frac{\eta_a \eta_{ac}^b + i_{ab}^c i_P \eta_b \eta_P \eta_{bc}^a}{1 - i_{ab}^c i_P} \quad (2-39)$$

对 $i_{ab}^c i_P > 1$ 的回流畅动: $P_c = P_d \eta_b \eta_P \eta_{bc}^a - P_a \eta_a \eta_{ac}^b$

$$\eta = \frac{P_c}{P_1} = \frac{-i_{ab}^c i_P \eta_b \eta_P \eta_{bc}^a - \eta_a \eta_{ac}^b}{1 - i_{ab}^c i_P} \quad (2-40)$$

对 c 为输入、I 为输出的 XP 系统, 只需将图 2-7 中的功率流向反向, 同 PX 系统作类似的分析可有:

对 $i_{ab}^c i_P < 0$ 的分流传动, $P_c = \frac{P_a}{\eta_a \eta_{ca}^b} + \frac{P_d}{\eta_b \eta_P \eta_{cb}^a}$

$$\eta = \frac{P_1}{P_c} = \frac{(1 - i_{ab}^c i_P) \eta_a \eta_b \eta_P \eta_{ca}^b \eta_{cb}^a}{\eta_b \eta_P \eta_{cb}^a - i_{ab}^c i_P \eta_a \eta_{ca}^b} \quad (2-41)$$

对 $1 > i_{ab}^c i_P > 0$ 的回流畅动, $P_c = \frac{P_a}{\eta_a \eta_{ca}^b} - \frac{P_d}{\eta_b \eta_P \eta_{cb}^a}$

$$\eta = \frac{P_1}{P_c} = \frac{(1 - i_{ab}^c i_P) \eta_a \eta_b \eta_P \eta_{ca}^b \eta_{cb}^a}{\eta_b \eta_P \eta_{cb}^a + i_{ab}^c i_P \eta_a \eta_{ca}^b} \quad (2-42)$$

对 $i_{ab}^c i_P > 1$ 的回流畅动, $P_c = \frac{P_d}{\eta_b \eta_P \eta_{cb}^a} - \frac{P_a}{\eta_a \eta_{ca}^b}$

$$\eta = \frac{P_1}{P_c} = \frac{(i_{ab}^c - 1) \eta_a \eta_b \eta_P \eta_{ca}^b \eta_{cb}^a}{\eta_b \eta_P \eta_{cb}^a + i_{ab}^c i_P \eta_a \eta_{ca}^b} \quad (2-43)$$

式 (2-38) ~ 式 (2-43) 便是计算封闭行星传动效率的公式, 使用时务必将具体的结构与图 2-7 所示的模型对号入座。如 P 的输入、输出构件 d、f 分别直接与 X 的 a、b 构件直接相联时, 则 $\eta_a = \eta_b = 1$ 。

以上公式中均未计入搅油的液力损失。搅油液力损失最好用实验的方法加以确定,即将行星传动在油池中和不在油池中分别运行并测出各自的传动效率,前者效率与后者效率之比即为搅油液力效率 η_L 。液力损失与搅油体的圆周速度、宽度、浸油深度、润滑油的粘度等因素有关,一般约为 0.01~0.04。令 v (m/s)、 h (mm)、 B (mm) 分别表示搅油体的圆周速度、浸油深度和宽度, P 为传递功率 (kW), k 为行星轮个数,则行星传动的搅油液力效率 η_c 可近似表达为^[8]

$$\eta_L = 1 - (4Bhw^{1.5}k/P) \times 10^{-7} \quad (2-44)$$

式(2-44)的缺点是未计入润滑油的粘度影响。[9]给出的搅油液力效率的近似计算公式为

$$\eta_L = 1 - (736wh \sqrt{E^0}/P) \times 10^{-5} \quad (2-44a)$$

式中 E^0 为润滑的恩氏粘度值。其余符号的意义同式 (2-45)。

定轴传动中每对齿轮副的效率约为:圆柱齿轮副 $\eta_g = 0.97 \sim 0.99$;圆锥齿轮副 $\eta_g = 0.94 \sim 0.98$;蜗杆蜗轮副 $\eta_g = 0.7 \sim 0.92$,视精度而定。对圆柱齿轮副亦可按下式作近似计算:

$$\eta_g = 1 - (0.14 - 0.23) \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$$

式中 z_1 、 z_2 分别为主、从动轮的齿数,精度高的传动取小的系数,精度低者取大的系数。

轴承的传动效率,每对滚动轴承的效率可取为 $\eta_b = 0.99$ 。每对滑动轴承的效率可取为 0.97。

摩擦轮的牵引效率的计算见 2.3.3。

2.3 摩擦无级变速传动中的滑动

2.3.1 摩擦传动中的滑动

滑动将影响摩擦传动的输出转速和传动效率,它有弹性滑动、几何滑动和打滑之分。打滑意味着传动失效,因而应予避免。

(1) 弹性滑动 它是摩擦副工作时,由于材料的弹性变形所引起的滑动。传动时,在摩擦力的作用下,主动轮轮缘上的接触微段由进口处的压缩状态转变为出口处的拉伸状态,从动轮轮缘的对应微段则相反,致使二者产生弹性滑动。弹性滑动一般仅产生在接触区的出口部分;载荷愈大、材料的弹性模量愈小,弹性滑动在接触区所占的比例愈大。弹性滑动在摩擦传动中是不可避免的,但绝对值不大,通常略去不计。

(2) 几何滑动 它是摩擦副传动时由于几何形状及相对位置等因素引起的滑动。摩擦副元件的几何形状比较复杂,调速时其接触部位是变化的。为便于分析,通常以其接触点(区)相切的一对当量圆锥近似代替;对于无级变速器,当量圆锥副的参数 (l 、 a) 是随传动比的变动而变化的。当量圆锥的配置为图 2-8 所示的四类八种情况。现以图 2-8a 的情况进行分析,设轮 1 主动,轮 1 和轮 2 的锥距分别为 l_1 、 l_2 ; 锥顶半角为 α_1 、 α_2 ; 角速度为 ω_1 、 ω_2 ; 转矩为 T_1 、 T_2 。 ω_1 、 ω_n 分别为 ω 沿当量圆锥副的公切线和公法线方向的分量。

空载时,两轮在接触区中点 O 处的线速度相等,由此求得轮 2 的空载角速度:

$$\omega_{02} = \omega_1 l_1 \sin \alpha_1 / l_2 \sin \alpha_2 \quad (2-45)$$

这时两轮母线上各点的线速度按 $\triangle O_1 A I$ 及 $\triangle O_2 A II$ 分布,其交点为 O' ,如当量圆锥

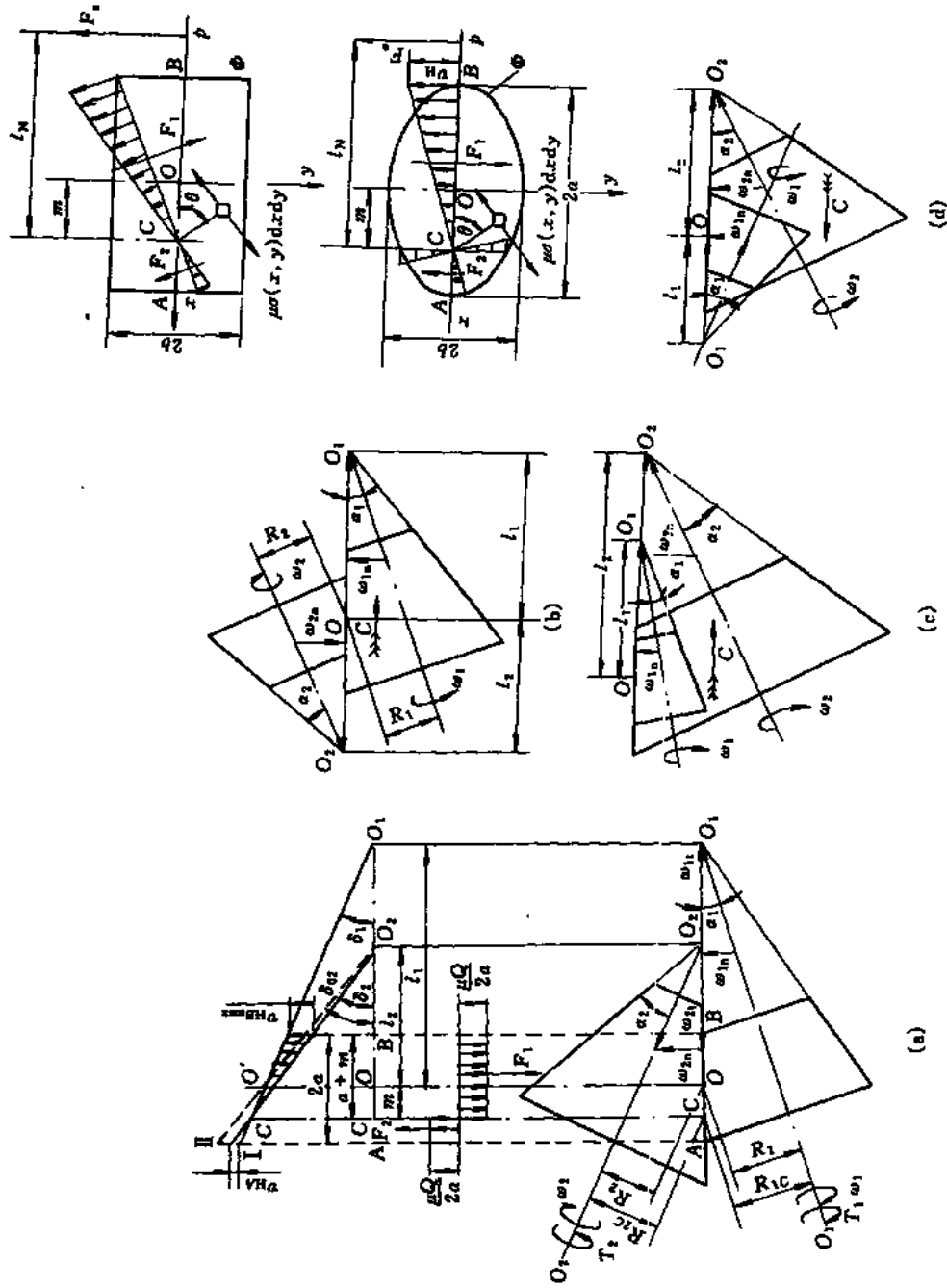


图 2-8 摩擦副当量圆锥的几何滑动分析简图
 (a) 节点在两锥顶外的外接摩擦副; (b) 节点在两锥顶外的内接摩擦副; (c) 节点在两锥顶外的内接摩擦副; (d) 节点在两锥顶外的内接摩擦副

副的锥顶共点，即 $l_1 = l_2$ ，则 $\overline{O_1 I}$ 与 $\overline{O_2 II}$ 重合，母线上各对应接触点间无滑动。如锥顶不共点，即 $l_1 \neq l_2$ ，则 $\overline{O_1 I}$ 与 $\overline{O_2 II}$ 不重合，母线上除 O 外的各对应接触点间均有几何滑动；滑动速度对称分布于 O 点两侧，其大小为接触点至节点 O 的距离 x 和钻动 (Spin) 角速度 $\omega_b = \omega_{2b} \pm \omega_{1b} = \omega_{02} \sin \alpha_2 \pm \omega_1 \sin \alpha_1$ 的乘积；而滚动角速度 $\omega_r = \omega_{2r} \pm \omega_{1r} = \omega_{02} \cos \alpha_2 \pm \omega_1 \cos \alpha_1$ ；滑滚比 ω_b / ω_r 愈大则几何滑动愈大。

负载运行时，两轮的节点由 O 移至 C ，相距为 $\overline{OC} = m$ 称为节点偏移量；载荷愈大 m 值愈大，节点的移动方向将使从动轮的角速度由 ω_{02} 降至 ω_2 ，这时 $\omega_b = \omega_2 \sin \alpha_2 \pm \omega_1 \sin \alpha_1$ ， $\omega_r = \omega_2 \cos \alpha_2 \pm \omega_1 \cos \alpha_1$ ，由于 $\omega_2 < \omega_{02}$ ，经分析知：外接触摩擦副的滑滚比将较空载时减小，内接触摩擦副则相反。负载运转时从动轮的角速度为

$$\omega_2 = \omega_1 (l_1 + m) \sin \alpha_1 / (l_2 + m) \sin \alpha_2 \quad (2-46)$$

(3) 打滑 它是一种过载效应。无几何滑动的摩擦副，当载荷所引起的弹性滑动布满全接触区时，便出现打滑。有几何滑动的摩擦副则需当节点 C 超出接触区，即 $m > a$ 时，出现打滑。打滑的外因是过载，而内因则是摩擦（牵引）系数过小、法向压紧力过小、摩擦元件的弹性模量太小以及几何形状和相对位置设计不合理；只有克服这些不利因素才能避免打滑。

2.3.2 摩擦传动的滑动率 ϵ

摩擦传动中滑动的大小可用式 (2-8) 所示的滑动率 ϵ 表示，它是弹性滑动率 ϵ_e 和几何滑动率 ϵ_g 之和， ϵ_e 不易计算， ϵ_g 可按表 2-2 中的公式计算。传动系统实际的滑动率应由实测数据按式 (2-8) 计算确定；其值是随调速位置变化的，通常画成 $\epsilon-n_2$ 曲线来表示，是无级变速器的重要性能指标之一。由于 ϵ_e 不便计算且数值小，今后理论计算时认为 $\epsilon \approx \epsilon_g$ 。

(1) 无中间滚动体的摩擦传动的 ϵ 以图 2-8a 的摩擦传动为例，将式 (2-45)、式 (2-46) 代入式 (2-8) 便可得到

$$\omega = \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_{02}} \right) \times 100\% = \frac{(l_1 - l_2)m}{l_1(l_2 + m)} \times 100\%$$

其余 7 种情况下无中间滚动体摩擦传动的 ϵ_g 的计算公式见表 2-2。

表 2-2 图 2-8 的 8 种情况下的 ϵ_g 、 η_g 的计算公式

公式 情况	项目	轮 1 主动		轮 2 主动	
		节点 锥距	ϵ_g, η_g	节点 锥距	ϵ_g, η_g
两锥外切	O_1, O_2 在接 触点同侧	$l_1 + m$	$\epsilon_g = m(l_2 - l_1) / l_1(l_2 + m)$	$l_1 - m$	$\epsilon_g = m(l_1 - l_2) / l_2(l_1 - m)$
		$l_2 + m$	$\eta_g = \frac{(l_2 + m - l_N)(l_1 + m)}{(l_1 + m - l_N)(l_2 + m)}$	$l_2 - m$	$\eta_g = \frac{(l_1 - m + l_N)(l_2 - m)}{(l_2 - m + l_N)(l_1 - m)}$
	O_1, O_2 在接 触点异侧	$l_1 - m$	$\epsilon_g = m(l_1 + l_2) / l_1(l_2 - m)$	$l_1 + m$	$\epsilon_g = m(l_1 + l_2) / l_2(l_1 + m)$
		$l_2 + m$	$\eta_g = \frac{(l_2 + m - l_N)(l_1 - m)}{(l_1 - m + l_N)(l_2 + m)}$	$l_2 - m$	$\eta_g = \frac{(l_1 + m - l_N)(l_2 - m)}{(l_2 - m + l_N)(l_1 + m)}$
两锥内切	O_1, O_2 在接 触点同侧	$l_1 - m$	$\epsilon_g = m(l_2 - l_1) / l_1(l_2 - m)$	$l_1 + m$	$\epsilon_g = m(l_2 - l_1) / l_2(l_1 + m)$
		$l_2 - m$	$\eta_g = \frac{(l_2 - m + l_N)(l_1 - m)}{(l_1 - m + l_N)(l_2 - m)}$	$l_2 + m$	$\eta_g = \frac{(l_1 + m - l_N)(l_2 + m)}{(l_2 + m - l_N)(l_1 + m)}$
	O_1, O_2 在接 触点异侧	$l_1 - m$	$\epsilon_g = m(l_1 + l_2) / l_1(l_2 + m)$	$l_1 + m$	$\epsilon_g = m(l_1 + l_2) / l_2(l_1 + m)$
		$l_2 + m$	$\eta_g = \frac{(l_2 + m - l_N)(l_1 - m)}{(l_1 - m + l_N)(l_2 + m)}$	$l_2 - m$	$\eta_g = \frac{(l_1 + m - l_N)(l_2 - m)}{(l_2 - m + l_N)(l_1 + m)}$

(2) 有中间滚动体定轴摩擦传动的 ϵ 有中间滚动体的摩擦传动可以看成是由两个无中间滚动体的摩擦传动串联而成的多级传动, 因而只需按表 2-2 的相应公式, 分别计算主、从动轮与中间轮之间的滑动率 ϵ_1 和 ϵ_2 , 然后再加以合成。

设中间轮两侧当量圆锥的半锥角、锥距及转速分别为 α_{g1} 、 α_{g2} , l_{g1} 、 l_{g2} 、 n_g , 中间轮与主、从动轮间接触区上纯滚动点的偏移量分别为 m_1 和 m_2 , 考虑到 ϵ 为一数量, 因而由表 2-2 中的公式可有

$$\begin{aligned}\epsilon_1 &= |l_{g1} - l_1| m_1 / l_1 (l_{g1} \pm m_1) \\ \epsilon_2 &= |l_2 - l_{g2}| m_2 / l_{g2} (l_2 \pm m_2)\end{aligned}\quad (2-47)$$

式中“+”号用于 O_1 、 O_2 在接触区同侧且 $l_2 < l_1$ 及 O_1 、 O_2 在接触区不同侧时; “-”号用于 O_1 、 O_2 在接触区同侧且 $l_2 > l_1$ 时。

令 R_1 、 R_2 分别为主、从动轮的工作半径, r_1 、 r_2 为中间轮与主、从动轮侧的工作半径, 则负载时中间轮和从动轮的转速分别为

$$\begin{aligned}n_g &= R_1(1 - \epsilon_1)n_1/r_1 \\ n_2 &= n_g(1 - \epsilon_2)r_2/R_2 = R_1 r_2(1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2)n_1/R_2 r_1 \\ n_{02} &= n_1 R_1 r_2 / R_2 r_1\end{aligned}$$

而

$$\text{由式(2-8)有} \quad \epsilon = \left(1 - \frac{n_2}{n_{02}}\right) \times 100\% = \epsilon_1 + \epsilon_2 - \epsilon_1 \epsilon_2 \approx \epsilon_1 + \epsilon_2 \quad (2-48a)$$

图 2-9a、b、c 分别为 Kopp-B 型变速器的简图及主、从动侧的当量摩擦圆锥。按图示符号, 可得钢球 g 及从动轮 2 的实际转速 n_g 、 n_2 为

$$\begin{aligned}n_g &= n_1(l_1 - m_1)\sin\alpha / (l_{g1} + m_1)\sin(\alpha - \theta) \\ n_2 &= n_1(l_1 - m_1)(l_{g2} - m_2)\sin(\alpha + \theta) / (l_{g1} + m_1)(l_{g2} + m_2)\sin(\alpha - \theta)\end{aligned}$$

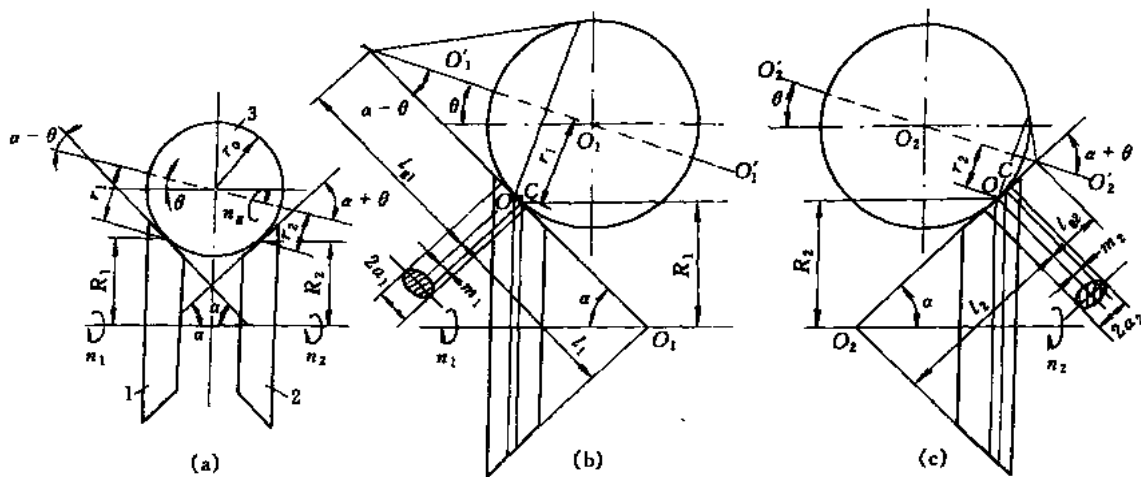


图 2-9 Kopp-B 变速器的分析简图

于是 Kopp-B 变速器的滑动率 ϵ 为:

$$\epsilon = 1 - \frac{n_2}{n_{02}} = 1 - \frac{\left(1 - \frac{m_1 \sin\alpha}{R_1}\right) \left(1 - \frac{m_2 \tan(\alpha + \theta)}{r_0}\right)}{\left(1 + \frac{m_2 \sin\alpha}{R_2}\right) \left(1 + \frac{m_1 \tan(\alpha - \theta)}{r_0}\right)} \quad (2-48b)$$

(3) 有中间轮的行星摩擦传动的 ϵ 求这种传动 ϵ 的思路与上述 2 的思路是相仿的, 不同之处在于行星轮系中各轮的转速是通过转化机构中相对运动传动比公式 (2-16) 来求得的^[10]。

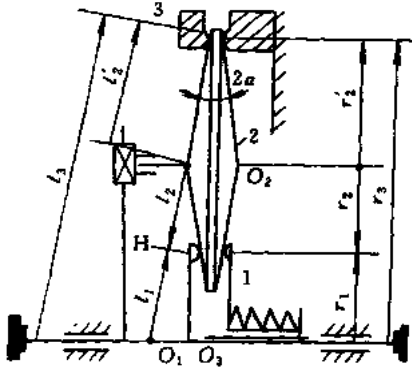


图 2-10 Disco 变速器分析简图

现以图 2-10 所示的 Disco 行星锥盘无级变速器为例说明。它属于 2K-H 行星传动; 动力由太阳轮 1 输入, 经行星轮 2、固定太阳轮 3 的作用, 由行星架 H 将动力输出。轮 1、2 是属于接触区在锥顶不同侧的情况, 负载运行时节点 C 向主动轮锥顶移动, 按图 2-10 的规定符号有:

$$\frac{n_2 - n_H}{n_1 - n_H} = \frac{l_1 - m_1}{l_2 + m_1}$$

轮 2 与 3 属于接触区在锥顶 O_1 、 O_3 同侧的内啮合情况, 轮 2 主动, 负载时节点 C 向锥顶 O_1 、 O_3 移动, 因而有

$$\frac{n_2 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{l_3 - m_2}{l'_2 - m_2}$$

考虑到 $n_3 = 0$, 联立求解以上两式得

$$n_H = \frac{(l_1 - m_1)(l'_2 - m_2)n_1}{(l_3 - m_2)(l_2 + m_1) + (l_1 - m_1)(l'_2 - m_2)}$$

将此式代入式(2-8)得到其滑动率 ϵ 的计算公式为

$$\epsilon_{1H} = \left\{ 1 - \frac{(l_1 - m_1)(l'_2 - m_2)[1 + (l_2 l_3 / l_1 l'_2)]}{(l_1 - m_1)(l'_2 - m_2) + (l_2 + m_1)(l_3 - m_2)} \right\} \times 100\% \quad (2-49)$$

当 Disco 变速器以 H 作为输入, 轮 1 作为输出, 则节点 C 偏移方向相反, 故上述公式中 m 前的符号反向, 略去中间过程可得

$$\epsilon_{H1} = \left\{ 1 - \frac{(l_1 + m_1)(l'_2 + m_2) + (l_2 - m_1)(l_3 + m_2)}{(l_1 + m_1)(l'_2 + m_2)[1 + (l_2 l_3 / l_1 l'_2)]} \right\} \times 100\% \quad (2-50)$$

凡 2K-H 型摩擦行星传动均可仿上述方法求得其 ϵ 的表达式。而 3K 型摩擦行星传动尚未找到其 ϵ 的解析表达式, 目前只能实测 ϵ 。

(4) 封闭行星摩擦传动的 ϵ 由式 (2-8) 可得封闭机构 (变速器) 负载与空载时的传动比的关系为 $i_p = i_p^0(1 - \epsilon_p)$, 再利用式(2-8)、式 (2-21) 和式 (2-22) 可得 PX 和 XP 系统的滑动率 ϵ_{PX} 和 ϵ_{XP} 分别为 (令 $K = i_{ab}^0$):

$$\epsilon_{PX} = \left(1 - \frac{i_{cl}}{i_{cl}^0} \right) \times 100\% = -K i_p^0 \epsilon_p / (1 - K i_p^0) \quad (2-51)$$

$$\epsilon_{XP} = \left(1 - \frac{i_{kc}}{i_{kc}^0} \right) \times 100\% = K i_p^0 \epsilon_p / [1 - K i_p^0(1 - \epsilon_p)] \quad (2-52)$$

大体上无循环功率的分流传动系统 ϵ_{PX} 及 ϵ_{XP} 均小于 ϵ_p , 而有循环功率的回流传动系统, 则系统的滑动率将大于 ϵ_p 。尚缺乏深入的研究。

(5) 节点偏移量 m 的计算^[1] m 值是计算 ω_2 、 ϵ 和摩擦传动副效率 η_e 的重要数据。它可以根据作用在主动轮或从动轮上的摩擦转矩与所需传递的有效转矩相平衡的原理来确定。

如图 2-8a, 设线接触摩擦副负载运行时, 节点由接触中点 O 移至 C 点, 其两侧的滑动

速度 v_H 呈不对称分布且方向相反, \overline{BC} 及 \overline{AC} 部分的摩擦合力 F_1 与 F_2 分别对从动轮起驱动和制动作用, $F_1 > F_2$ 而其合力为有效圆周力 F_0 。所平衡, 其合力矩 T_{2a} 则为从动轮的负载转矩 T_{2e} 所平衡, 即

$$F_0 = F_1 + F_2 = \frac{Q}{2a} \mu [(a+m) - (a-m)] = \mu Qm/a$$

$$T_{2a} = \{F_1[l_2 - 0.5(a-m)] - F_2[l_2 + 0.5(a+m)]\} \sin \alpha_2 = \frac{\mu Q}{2a} (m^2 + 2l_2m - a^2) \sin \alpha_2 \quad (2-53)$$

同理轮 1 的阻转矩: $T_{1r} = \frac{\mu Q}{2a} (m^2 + 2l_1m - a^2) \sin \alpha_1$

$$\text{于是有} \quad m_i = \pm \left(l_i^2 + a^2 + \frac{2aT_i}{\mu Q \sin \alpha_i} \right)^{1/2} - l_i, \quad i=1 \text{ 或 } 2 \quad (2-54)$$

有效圆周力 F_0 并不作用在节点 C , 而是作用在距 C 为 l_N 的力极点处, 有效负载转矩 T_{2e} 可表达为

$$T_{2e} = \frac{\mu Q}{k_f} (l_2 + m - l_N) \sin \alpha_2$$

由轮 2 的转矩平衡条件 $T_{2a} = T_{2e}$ 有

$$l_N = l_2 + m + \frac{k_f}{2a} [l_2m - (a^2 - m^2)] \quad (2-55)$$

以上两式表明: 力极距 l_N 、节点偏移量 m 与传动系数 k_f 、接触区长度 $2a$ 、锥距 l 、负载转矩 T_2 、摩擦系数 μ 及压紧力 Q 等有关。

简化计算时, 可取

$$m \approx a/k_f, \quad l_N \approx a(1 + k_f^2)/2k_f \quad (2-56)$$

精确计算 m 值时, 应考虑受载后接触区的形状及接触应力分布的影响。图 2-8d 中椭圆及矩形域 Φ 分别表示点、线接触摩擦副受载后的接触区, 坐标系 xOy 的原点为理论节点 O , Ox 轴通过锥顶 O_1 、 O_2 , 并与 Φ 的边界交于 A 、 B 点, 受载时 Φ 内的速度分布如图示。设 $\sigma(x, y)$ 为接触应力的分布函数, 在点 (x, y) 处微元 $dx dy$ 上的摩擦力为 $\mu \sigma(x, y) dx dy$, 则区域 Φ 上由摩擦力对轮 2 产生的驱动力矩 T_{2a} 为

$$T_{2a} = \mu \sin \alpha_2 \iint_{\Phi} \frac{(l_2 + x)(m - x)}{\sqrt{(m - x)^2 + y^2}} \sigma(x, y) dx dy \quad (2-57)$$

由式(2-53)与式(2-57)等价, 得

$$\iint_{\Phi} \frac{(l_2 + x)(x - m)\sigma(x, y)}{[2l_2m - (a^2 - m^2)]\sqrt{(m - x)^2 + y^2}} dx dy = \frac{Q}{2a} \text{sign}(l_1 - l_2) \quad (2-58)$$

式中 sign ——符号函数, 当 O_1 、 O_2 在接触区异侧和 O_1 、 O_2 在接触区同侧 $l_1 > l_2$ 时取 + 号, 除此以外均取一号。

显然式 (2-58) 是关于 m 的非线性方程, 难以得到解析解; 只能进行数值计算, 可以用 21 点高斯积分法求出二重积分, 再用快速弦截法求解。

为了简化计算也可采用图 2-11a、b 的诺谟图^[11]。图 a 和 b 分别适用于初始点或线接触的情况, 它们的纵坐标为曲率系数 $\cos \tau$ (见表 2-3) 或 a/b (b/a), 横坐标为 m/\sqrt{ab} , 虚线为 $1/k_f$ 、点划线或实线为 \sqrt{ab}/l_N 。其使用方法如下:

a. 由滚动体的几何尺寸及载荷算出在接触区的 $\cos \tau$ 或 a/b , 在纵坐标上找出相应点 A

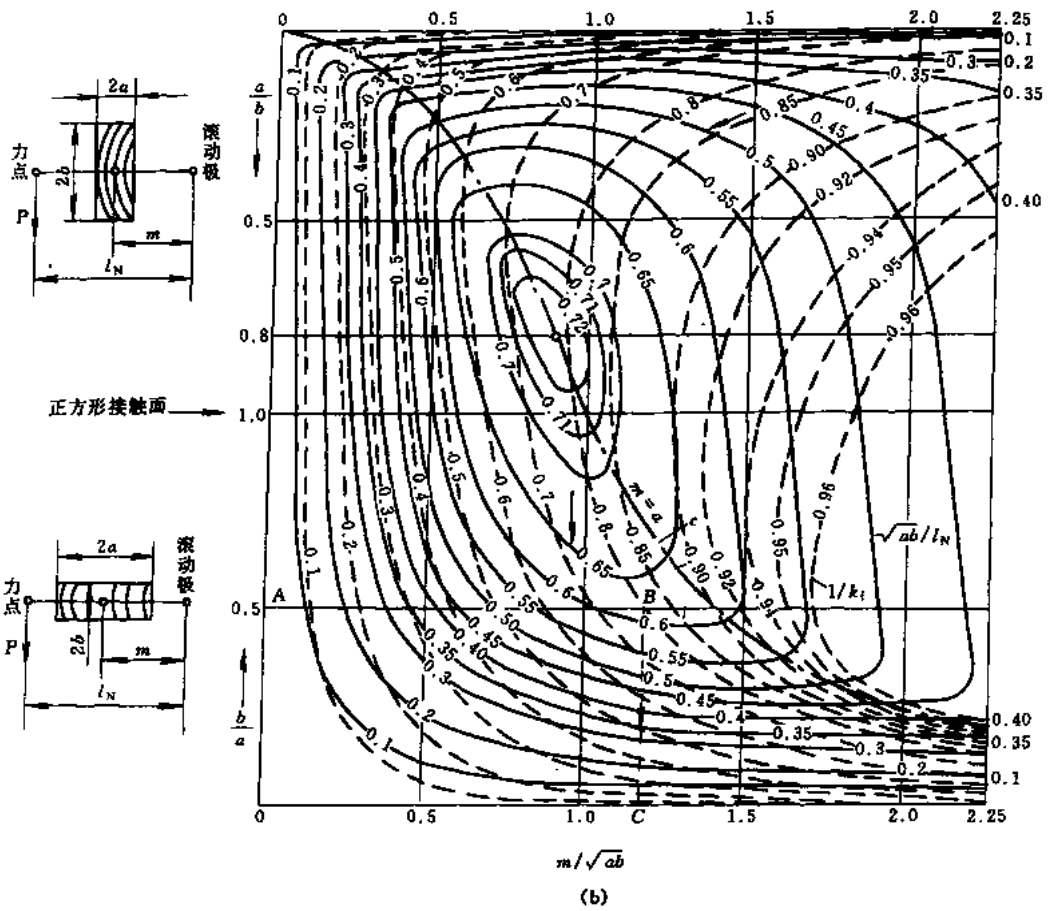
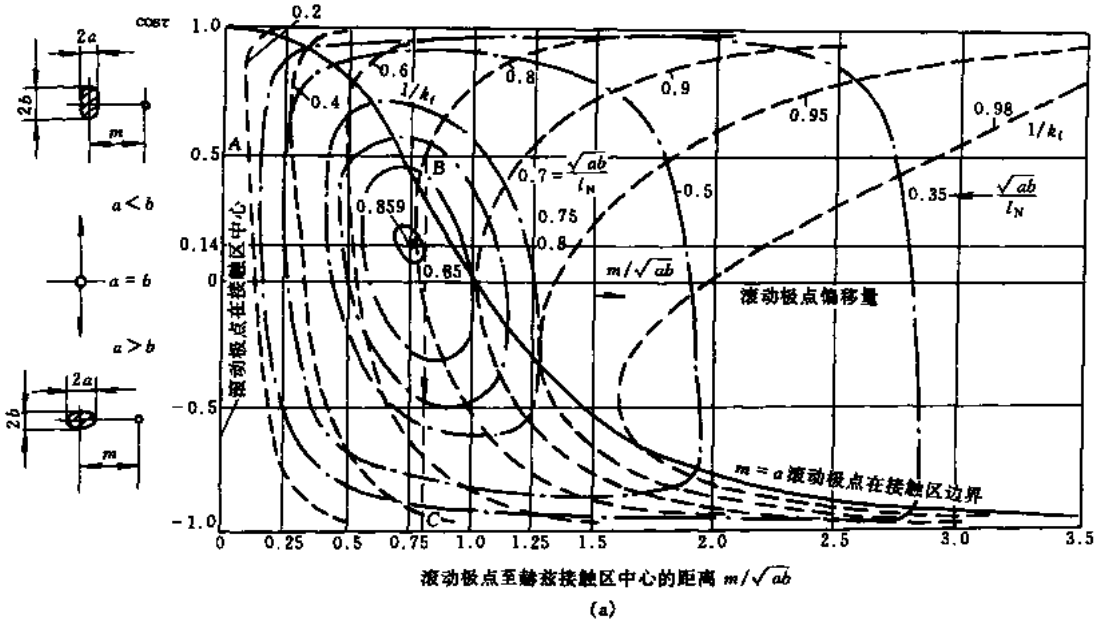


图 2-11 确定节点偏移距 m 和力极距 l_N 的诺谟图

(图 a 中 $\cos\tau = 0.5$, 图 b 中 $b/a = 0.5$) 过该点作水平线。

b. 按设计取定的 k_f 算出 $1/k_f$, 例如取 $k_f = 1.25$, 则 $1/k_f = 0.8$, 找到相应的曲线与前述过 A 点的水平线交于点 B。

c. 过点 B 作铅垂线交横坐标于 C, 得 $m/\sqrt{ab} \approx 0.8$ (图 a), $m/\sqrt{ab} = 1.2$ (图 b)。

d. 点 B 处于曲线 \sqrt{ab}/l_N 为 $0.75 \sim 0.8$ 之间, 因而 $\sqrt{ab}/l_N \approx 0.775$ (图 a); 在图 b 中则 C 点之 $\sqrt{ab}/l_N \approx 0.62$ 。

(6) 按式 (2-66) 算出 \sqrt{ab} 后, 则有 $m = (m/\sqrt{ab})\sqrt{ab}$, $l_N = \sqrt{ab}/(\sqrt{ab}/l_N)$ 。

2.3.3 摩擦传动几何滑动效率 η_g

摩擦传动中有几何滑动、弹性滑动、滚动弹性滞后、轴承、密封和介质(油、气)阻力等 6 种功率损耗。[12] 曾对某变速器作过一次分析计算, 指出几何滑动功耗所占的比例甚大。根据 $\eta_g = T_2\omega_2/T_1\omega_1$ 的定义, 表 2-2 给出了单个摩擦副 8 种配置情况下的几何滑动效率 η_g 的计算公式, 可用以估计单级无级变速器的效率, 单流多级摩擦传动的几何滑动效率则是各级几何滑动效率的乘积。

2.3.4 提高传动效率的措施

为了提高传动效率, 应力求做到以下几点。

1) 减少几何滑动, 相交轴传动应使两滚轮锥顶尽量重合或接近(锥顶重合原则); 平行轴传动应使接触线尽量与轴线平行。

2) 对初始线接触传动的接触线尽量短些; 对初始点接触传动, 应使其接触区椭圆的长轴沿着运动的方向。点接触传动对滚轮的制造和安装误差不敏感, 有利于生产。

3) 采用自动加压装置, 以保证压紧力与负载相适应, 有较小的或不变的传动系数 k_f 值。

4) 提高轴承效率, 采用较高精度的轴承, 采用卸荷结构, 使传动元件和加压装置上的各个力在本身内部平衡(如多盘式和 FU 型变速器等); 以尽可能降低轴承负荷。

5) 提高滚轮、轴、轴承和箱体的刚度, 以减少变形, 使滚轮接近理想接触状态。

6) 滚轮材质要有高的弹性模量和硬度, 滚轮工作表面应有低的表面粗糙度。高速转动的滚轮尚应进行动平衡。

2.4 机械无级变速器的失效方式和设计计算

2.4.1 失效方式与计算准则

传动元件和加压装置的失效是限制机械无级变速器传动能力的两大因素。

闭式机械无级变速器的传动元件及加压装置均采用高硬度合金钢制成, 并在润滑充分的条件下工作。由于它是靠高的压紧力作用下的摩擦力进行传动的, 且有不可避免的滑动, 接触区受到交变的高接触应力(通常高达 $1000 \sim 2000\text{MPa}$), 其通常的失效形式是接触疲劳点蚀和磨损, 在高速时还将发生胶合破坏, 带来的后果是产生振动、冲击和噪声, 最终不能工作。实践表明: 接触应力愈高, 润滑油粘度愈低, 供油量多, 则点蚀扩展越快; 工程上常用控制最大接触应力 $\sigma_{H\max}$ 不超过许用接触应力 $[\sigma_H]$ 的接触疲劳强度方法来进行设计。高速运转的无级变速器常发生胶合失效, 通常是限制其接触区瞬时温度不超过某一许用的数值, 或根据热平衡条件算出油温小于油品所限定的最高温度, 而进行的热承受能力计算, 国外一些变速器已在其产品样本中给出了其热功率值, 变速器所能传递的最大功率, 视工况的不同应分别小于样本中所规定机械功率或热功率值。

链式无级变速器通常亦按接触疲劳强度进行设计,但滑片链式无级变速器,尚应考虑滑片链弯脚的磨损和弯曲折断失效。脉动无级变速器通常是由于超越离合器的滚子在高的切换频率下工作,导致疲劳点蚀或磨损而失效,亦按接触疲劳强度进行设计。

实践和理论分析证实:提高工作表面的硬度、降低其表面粗糙度、选择具有适当粘度和添加剂合成润滑油和充足的油量,控制工作表面层的金相组织,进行良好的跑合以提高接触精度等,对于提高工作表面抵抗点蚀、胶合和磨损均有利。这说明了为什么变速器的传动元件要具有高硬度、高强度、低表面粗糙度及高的加工和装配精度。

随着摩擦学的发展,在闭式无级变速器的设计中,已将弹性流体动力润滑理论中的膜厚比 λ 的计算(见2.4.6)用于摩擦副的设计或校核计算,以保证工作表面间有足够的油膜厚度而不致过多磨损。

开(干)式机械无级变速器,通常采用钢-铸铁或钢、铸铁-非金属材料制作传动件,其摩擦系数较大;其主要失效方式是由于滑动引起的磨损和由于散热不良等引起的烧伤,为避免过度磨损,设计时可控制接触区的线压力 q 小于许用线压力 $[q]$,或控制接触区的Stribeck 滚压应力 K 小于材料所允许的 $[K]$ 值^[8],后者更适用软性或弹性模量不确定的材料。它们相应的计算公式为

$$q = Q/b \leq [q] \quad (\text{N/mm}) \quad (2-59)$$

$$K = Qk_d/2b \leq [K] \quad (\text{MPa}) \quad (2-60)$$

式中 Q ——法向压紧力, N;
 b ——接触线长度, mm;
 k_d ——当量曲率, mm^{-1} 。

$[q]$ 及 $[K]$ 的许用值见表 2-6。

摩擦轮传动中常采用橡胶制品或汽车轮胎做驱动轮,被动轮为金属轮;这时,按许用法向力 $[Q]$ 进行计算,轮胎的 $[Q]$ 值由生产厂提供,橡胶轮的 $[Q]$ 值按式(2-61)计算:

$$[Q] = R_1 b [C] \geq Q \quad (\text{N}) \quad (2-61)$$

式中 R_1 、 b ——橡胶轮的半径和宽度, mm;

$[C]$ ——橡胶轮的许用单位载荷, MPa, 普通橡胶圈 $[C] = 0.999 - 0.0316v$, 有钢丝的橡胶圈 $[C] = 1.026 - 0.0463v$, v 为轮的圆周速度 m/s 。

带式无级变速器的主要失效形式是打滑和疲劳(带断裂、起毛或脱层),有时也可能带侧压过大、横向刚度不足而使带塌腰或翻转。通常仍按保证不打滑的前题和有足够的疲劳强度的原则进行设计,验算带的侧压以保证其横向稳定性。

2.4.2 接触应力的计算^[1,13]

(1) 初始点接触情况下的接触应力

初始点接触是指两滚轮在未受载情况下呈点接触状态,而当二者沿法向受压后,接触处由于局部变形而成一椭圆面接触,椭圆的方程为

$$Ax^2 + By^2 = C \quad (2-62)$$

式中 A 、 B ——与滚动体接触点的主曲率以及主曲率平面之间的夹角 ψ 有关的常数;

C ——与滚动体材料变形性质有关的常数。

由微分几何知:曲面上某点沿不同方向的曲率 k 是不同的,其最大值和最小值称为主曲率,它们所在的截平面称为主平面。如图 2-12a 所示,设 k_{11} 和 k_{21} 为滚动体 1、2 在接触

点处的最大曲率, k_{12} 和 k_{22} 为最小曲率; ψ 为 k_{11} 、 k_{21} 所在的主平面之间的夹角 (ψ 值与滚动体的相对位置有关); 则系数 A 、 B 可写成:

$$A = \frac{1}{4} \{ (k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}) - [(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 - 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})\cos 2\psi]^{1/2} \}$$

$$B = \frac{1}{4} \{ (k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}) + [(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 - 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})\cos 2\psi]^{1/2} \}$$

式中 $k_{ij} = 1/\rho_{ij}$ 为第 i 个滚动体 ($i=1, 2$) 在第 j 个主平面 ($j=1, 2$) 内的主曲率, 当其曲率在滚动体内部 (即凸曲面) 时对应的曲率为正, 如曲率中心在滚动体之外 (即凹曲面) 时对应的曲率为负。机械无级变速器中的滚动体多为球、圆柱或截锥体, 球的曲率处处相等; 圆柱体的轴截面及母线的法截面为主平面, 其主曲率分别为 0 及 $\pm 1/r$; 截锥体的轴截面及母线的法截面为主平面, 其主曲率分别为 0 及 $\pm \cos\alpha/r$, α 为锥顶半角。通常主平面夹角 ψ 即为轴夹角, 一般为 0° 或 90° 。读者不难根据以上原则求得 A 、 B 的表达式及数值。

根据弹性力学的分析^[13,1], 对式 (2-62) 所给出的一般情况, 其法向接触应力 σ_H 在椭圆接触区上按半球分布 (图 2-12b), 椭圆中心 (初始接触点) 的最大接触应力为 σ_{Hmax} 及接触区内任一点 (x, y) 处的接触应力 σ_H 为

$$\sigma_H(x, y) = \sigma_{Hmax} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-63)$$

$$\sigma_{Hmax} = 3Q/2\pi ab \quad (2-64a)$$

式中 a 、 b ——接触区椭圆的长、短轴半径。

$$a = \alpha \left[\frac{3Q}{2k_d} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3}$$

$$b = \beta \left[\frac{3Q}{2k_d} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3}$$

式中 μ_1 、 μ_2 、 E_1 、 E_2 ——分别为滚动体 1 和 2 所用材料的泊松比和弹性模量;

α 、 β ——与接触点各曲率有关的椭圆积分函数, 其值由表 2-3 插值查取。

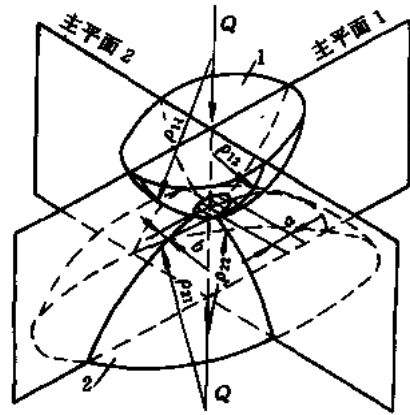
将 a 、 b 代入式 (2-64a) 整理后得

$$\sigma_{Hmax} = \frac{Z_E}{\alpha\beta} [Qk_d^2]^{1/3} \quad (2-64b)$$

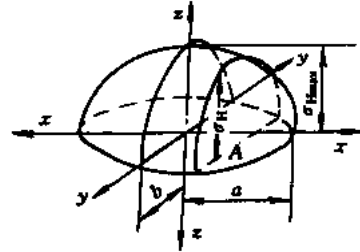
式中 $k_d = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}$ ——当量曲率;

$Z_E = \left[3/2\pi^3 \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2 \right]^{1/3}$ ——与滚动体材质有关的弹性系数。

为了计算上的方便, 引入曲率系数 $\cos\tau$:



(a)



(b)

图 2-12 滚动体接触时的主平面、曲率半径和应力分布

$$\cos\tau = \frac{B-A}{B+A} = [(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 - 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})\cos 2\psi]^{1/2}/k_d \quad (2-65)$$

表 2-3 给出了各种 $\cos\tau$ 时的 α 、 β 和 $1/a\beta$ 的值, 供设计时查用。

表 2-3 $\cos\tau$ 、 α 、 β 、 $1/a\beta$ 的数值^[1]

$\cos\tau$	α	β	$1/a\beta$	$\cos\tau$	α	β	$1/a\beta$	$\cos\tau$	α	β	$1/a\beta$
1.0000	∞	0.0000	—	0.7406	2.0376	0.5835	0.8411	0.4600	1.4281	0.7380	0.9489
0.9923	8.6088	0.2722	0.4267	0.7197	1.9660	0.5963	0.8530	0.4500	1.4146	0.7432	0.9512
0.9803	5.9760	0.3273	0.5112	0.6997	1.9043	0.6082	0.8634	0.4403	1.4016	0.7483	0.9535
0.9601	4.5147	0.3777	0.5864	0.6807	1.8503	0.6192	0.8728	0.4204	1.3760	0.7587	0.9579
0.9510	4.1557	0.3942	0.6104	0.6608	1.7980	0.6306	0.8820	0.4003	1.3513	0.7692	0.9621
0.9383	3.7807	0.4142	0.6386	0.6503	1.7721	0.6365	0.8866	0.3802	1.3275	0.7797	0.9661
0.9187	3.3733	0.4398	0.6740	0.6400	1.7478	0.6422	0.8909	0.3600	1.3047	0.7904	0.9697
0.9007	3.1014	0.4600	0.7009	0.6300	1.7249	0.6477	0.8950	0.3398	1.2827	0.8011	0.9732
0.8805	2.8682	0.4799	0.7265	0.6203	1.7034	0.6531	0.8989	0.3198	1.2617	0.8118	0.9764
0.8587	2.6690	0.4993	0.7503	0.5999	1.6605	0.6642	0.9067	0.2998	1.2414	0.8225	0.9793
0.8499	2.5994	0.5067	0.7592	0.5803	1.6221	0.6747	0.9137	0.2503	1.1942	0.8495	0.9857
0.8412	2.5369	0.5137	0.7674	0.5602	1.5850	0.6854	0.9205	0.2004	1.1501	0.8774	0.9909
0.8192	2.3966	0.5305	0.7865	0.5505	1.5678	0.6906	0.9236	0.1502	1.1089	0.9063	0.9949
0.8010	2.2971	0.5436	0.8008	0.5396	1.5492	0.6963	0.9270	0.1001	1.0705	0.9363	0.9978
0.7790	2.1915	0.5587	0.8167	0.5200	1.5169	0.7066	0.9329	0.0500	1.0342	0.9674	0.9994
0.7605	2.1130	0.5709	0.8290	0.4999	1.4857	0.7171	0.9386	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000
0.7493	2.0697	0.5780	0.8359	0.4795	1.4556	0.7278	0.9440				

对钢质滚动体副, $E_1 = E_2 = 206\text{GPa}$, $\mu_1 = \mu_2 = 0.25 \sim 0.3$, 则 $Z_E = 835.8 \sim 852.6 \sqrt{\text{N/mm}^2}$ 。由于强度计算时关心的是最大接触应力, 为了简化符号, 以后记 $\sigma_H = \sigma_{H\max}$, 于是钢质滚动副的最大接触应力为

$$\sigma_H = \frac{853}{a\beta} (Qk_d^2)^{1/3} \quad (\text{MPa}) \quad (2-64)$$

对于两个球体或一个球体与一个平面接触的情况, 由于 $\cos\tau = 0$, 故 $\alpha = \beta = 1/a\beta = 1$, 这时的接触区边界是半径为 $a = b$ 的圆, 对钢滚动体而言, 有

$$\sigma_H = 1353 (Qk_d^2)^{1/3} \quad (\text{MPa}) \quad (2-64c)$$

$$a = 1.86 \times 10^{-2} (Q/k_d)^{1/3} \quad (\text{mm}) \quad (2-66)$$

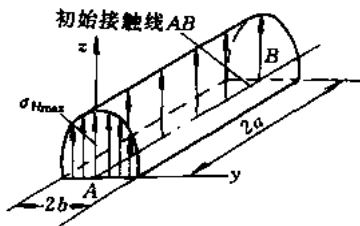


图 2-13 初始线接触滚动体的接触应力分布

(2) 初始线接触情况下的接触应力

直母线的柱或锥体与直母线的柱体、锥体或平面接触, 在未受载时呈线接触, 当受法向载荷 Q 压紧后, 由于弹性变形, 其接触区是长度为 $2a$ 、宽度为 $2b$ 的矩形 (图 2-13), 接触应力按半椭圆柱规律分布。由弹性力学知其中心最大接触应力 σ_H 和接触区半宽 b 分别为

$$\sigma_H = 0.564 \left[Qk_d/2a \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/2} \quad (\text{MPa}) \quad (2-67)$$

$$b = 0.13 \left[Q \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) / 2ak_d \right]^{1/2} \quad (\text{mm}) \quad (2-68)$$

对钢质滚动体副有

$$\sigma_H = 190 (Qk_d/2a)^{1/2} \quad (\text{MPa}) \quad (2-67a)$$

$$b = 3.36 \times 10^{-3} (Q/2ak_d)^{1/2} \quad (\text{mm}) \quad (2-68a)$$

2.4.3 强度计算

变速器的结构方案确定之后,滚动体的尺寸应通过强度计算来确定,计算时应选变速器工作范围内工作条件最差的那点位置,作为计算工况点。

闭式传动中,限制承载能力和可靠性的是滚轮工作表面的接触强度、足够的油膜牵引力和油膜厚度。所以计算工况的公称圆周力 F_0 应按最大接触应力出现的位置来确定。

对于初始线接触的传动,由式(2-67)可以看出 σ_H 是 Qk_d 或 F/R_2 的增函数,因而应取 Qk_d 或 F/R_2 取最大值位置的 F 值作为计算工况时的公称圆周力。而由式(2-64)知,对初始点接触的传动 σ_H 是 Qk_d^2 或 F/R_2^2 的增函数,因而应取 Qk_d^2 或 F/R_2^2 最大位置的 F 值作为计算工况时的公称圆周力。

由以上分析可知:变速器作恒功率输出时的公称圆周力为

$$F = 1000P\eta/v_{2\min} \quad (2-69)$$

变速器作恒转矩输出时的公称圆周力为

$$F = 1000P\eta/v_{2\max} \quad (2-70)$$

式中 P ——变速器的额定功率, kW;

η ——变速器的总传动效率;

v_2 ——输出轴滚轮的圆周速度, m/s。

其他输出特性变速器的公称圆周力仍按 F/R_2 或 F/R_2^2 最大的位置来确定。

考虑到变速器的工作条件、载荷性质、可靠性和寿命等因素,进行强度计算时将分别以工况系数 k_g 、传动系数 k_f 和寿命系数 k_s 来计入以上因素的影响。

闭式传动中滚动体的强度计算步骤大致如下。

(1) 根据设计任务确定计算圆周力 F_c 。

$$F_c = k_g F \quad (\text{N}) \quad (2-71)$$

式中 k_g ——工况系数,通用变速器按表 2-4 查用。专用变速器由用户与设计人员参考表 2-4 商定。

(2) 确定滚动体的法向压紧力 Q ;

$$Q = k_f F_c / \mu \quad (\text{N}) \quad (2-72)$$

式中 μ ——牵引(摩擦)系数,由表 2-5 和表 2-6 查用;

k_f ——传动系数,按传动的可靠性、效率等要求确定,通常,动力传动取 $k_f = 1.2 \sim 1.5$, 仪器传动取 $k_f = 3.0$ 。

(3) 选滚动体材料及热处理方式并确定许用应力

$$[\sigma_H] = k_s [\sigma_H]_c \quad (\text{MPa}) \quad (2-73)$$

式中 $[\sigma_H]$ 、 $[\sigma_H]_c$ ——许用接触应力和应力循环次数为 10^7 时的许用接触应力, $[\sigma_H]_c$ 参照表 2-5 和表 2-6 选取;

k_s ——寿命系数,对单向稳定变应力 k_s 按式(2-74)计算,对单向不稳定变应力 k_s 按式(2-75)计算。

$$k_s = (10^7 / 60anT)^{1/6} \quad (2-74)$$

表 2-4 通用变速器的 k_g 值

载荷性质	间歇工作	每天连续工作 10h 以上
轻载: 载荷平稳, 小于额定功率, 停开、倒转次数少	1.00	1.50
中载: 惯性大, 有冲击, 最大载荷小于 1.25 额定载荷	1.25	1.75
重载: 冲击较大, 经常正反向转动, 最大载荷不超过 1.5 倍额定载荷	1.50	2.00

$$k_s = \left[10^7 \times \sum_{i=1}^n \frac{T n_i}{T_i n_i} \left(\frac{Q_i}{Q_1} \right)^m / 60 a n T \right]^{1/s} \quad (2-75)$$

式中 m 、 s ——幂指数，滚动轴承钢 $m = 10/3$ ，钢及合金钢 $m = 3$ ；初始线接触时，滚动轴承钢 $s = 6.6$ ，合金钢 $s = 6$ ；初始点接触时，滚动轴承钢 $s = 10$ 、合金钢 $s = 9$ ；
 T ——滚动体的总工作期限，h；
 a ——同一接触点在一转中受载的重复次数；
 Q_1 、 n_1 ——最大的法向压紧力，N，对应于 Q_1 的滚动体转速，r/min；
 T_i 、 n_i ——对应于法向压紧力 Q_i 作用下的工作小时数及滚动体的转速，r/min。

计算时如 $k_s > 1$ ，则取 $k_s = 1$ 。

(4) 作接触强度计算

接触强度计算所依据的基本公式是式(2-64)、公式(2-67a)，将其作适当变形后，可以得到确定几何尺寸的设计计算性公式(2-76)、公式(2-77)，和确定承载能力的计算公式(2-78)至公式(2-81)。

$$\text{初始点接触情况 } k_d = 1/\rho_d = 4(\alpha\beta[\sigma_H])^{1.5} Q^{-0.5} \times 10^{-5} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (2-76)$$

$$\text{初始线接触情况 } k_d = 1/\rho = 5.55\alpha[\sigma_H]^2 Q^{-1} \times 10^{-5} \quad (\text{mm}^{-1}) \quad (2-77)$$

变速器滚动体所允许承受的法向压紧力 $[Q]$ 、许用转矩 $[T]$ 和许用功率 $[P]$ 分别为：

$$\text{初始点接触情况 } [Q] = (\alpha\beta[\sigma_H]/853)^3/k_d^2 \quad (\text{N}) \quad (2-78)$$

$$\text{初始线接触情况 } [Q] = 5.55\alpha[\sigma_H]^2 k_d^{-1} \times 10^{-5} \quad (\text{N}) \quad (2-79)$$

$$\text{许用转矩 } [T] = Z\mu[Q]R/k_t \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (2-80)$$

$$\text{许用传递功率 } [P] = [T]n/9550 = Z[Q]\mu v/1000k_t \quad (\text{kW}) \quad (2-81)$$

以上求得的 k_d 、 $[Q]$ 、 $[T]$ 、 $[P]$ 是指单级变速器滚动副的值，对多级、多副变速器则是指系统中最薄弱传动副的值，其中 Z 、 R 、 n 均指该薄弱传动副同时接触的滚动体数（在分、汇流传动中）、薄弱传动副的工作半径及转速。从以上各式可以看出：提高许用接触应力 $[\sigma_H]$ 和降低当量曲率（增大当量曲率半径 ρ_d ）对提高 $[Q]$ 、 $[T]$ 、 $[P]$ 均有利。而采用分汇流传动以增大 Z 对提高 $[T]$ 、 $[P]$ 有利，但这时对加压装置提出了更高的要求，这时所需压紧力将增大 Z 倍。对初始线接触者增大接触线长 $2a$ 将有利于提高承载能力，但将增大几何滑动与磨损，通常限制 $2a$ 小于锥距 l 的 $1/4$ 。提高滚动体的转速或圆周速度、增多接触区的数量 Z 、采用作用力内部平衡的卸荷结构和内接触的滚动摩擦副均有利于提高承载能力。

对于开（干）式无级变速器，则主要按选定的尺寸和给定的功率 P 及转速 n ，按式(2-59)、式(2-60) 验算其线压力 q 或 Stribeck 滚压应力 K 即可。

对于大功率、高速传动，除进行强度计算外，尚需进行热承载能力计算，其基本出发点是变速器单位时间的发热量 H_1 等于同时时间内的散热量 H_2 ，由此可以得出变速的热功率表达式为

$$P = S\alpha_d(t_0 - t_a)/1000(1 - \eta) \quad (\text{kW}) \quad (2-82)$$

式中 S ——变速器的散热面积， m^2 ，指内表面能被润滑油所飞溅到，而外表面又可为周围空气所冷却的箱体表面积；

α_d ——箱体表面的散热系数，可取 $\alpha_d = (8.15 \sim 17.45) \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，当周围空气流通良好时取偏大的值；

t_0 、 t_a ——分别为油的工作温度（一般限制在 $60 \sim 70^\circ\text{C}$ ，最高不应超过 $85 \sim 90^\circ\text{C}$ ）和周围空气温度（一般取 20°C ）。

变速器的热功率 P_t 值应以实验测定为佳, 部分变速器的 P_t 值已列入产品样本。

(5) 作传动副的润滑状态 (通常为膜厚比 λ) 和寿命计算。

计算方法参见 2.4.6。

2.4.4 摩擦 (牵引) 传动副的材料、摩擦系数和许用应力

摩擦传动副及加压机构的主要失效形式是表面失效, 在选择元件的材料时应强调表面性能方面的要求, 即: 1) 高的接触疲劳强度和耐磨性, 2) 高的弹性模量, 3) 对牵引油的吸附性好 (油式), 4) 导热性好, 5) 摩擦系数大 (干式), 6) 吸湿性小 (非金属轮), 7) 加工及热处理性能好。

实践证明湿式机械无级变速器的滚动元件绝大多数采用滚动轴承钢, 并控制其硬度在 HRC61~64 之间, 以保证上述第 1 项要求, 如采用经真空感应熔炼 (VIM) 或真空电弧熔炼 (VAR) 的滚动轴承钢, 则可提高疲劳寿命 3~7 倍。轴承钢热处理后的金相组织应是隐晶或细针状马氏体加均匀分布的小球状碳化物。表 2-5 和表 2-6 给出了变速器滚动副及加压盘的常用材料、热处理、摩擦系数 μ 及许用应力值。

表 2-5 机械无级变速器滚动体的常用材料、热处理及许用应力^[1]

材 料	热处理方式 ^①	许用接触应力 [σ_H], MPa	应 用
GCr15 GCr15SiMn	C62±1 ^② 金相组织: 隐晶或细针状马氏体 + 均匀分布的小球状碳化物	线接触: 1500~1800 ^③ 点接触: 2200~2500	各种机械无级变速器的主、从动 轮、滚动体、加压盘; GCr15SiMn 淬透 性好, 用于尺寸大于 30mm 者
60SiCrA	C60~63 ^④	500~800	多盘变速器的 T 形盘
CrW5	C55~60		多盘变速器的锥形盘
Ti6Al 20Cr	G55 S1.2CS9		加压盘
45、40Cr	C58~60	许用压应力 [σ] = 3~4HRC	加压凸轮
GCr6、GCr9	C65		加压滚子

① 热处理代号: C—淬火; G—高频淬火; 其后数值为硬度值 HRC; S—渗碳; 其后数值为渗碳层厚度, mm。

② 接触循环次数多的零件表面应比配偶件表面的硬度高 2~3 度。

③ 用作加压装置零件时, 因其为静应力, 许用接触应力取此值的 2~2.5 倍。

④ T 形盘表面硬度越高, 磨损愈小; 硬度低于 HRC55 时, 磨损急剧增加; 锥盘硬度变化对磨损影响不大。

表 2-6 摩擦副的摩擦系数 μ 和线压力 q 、接触应力 σ_H 、滚压应力 K 的许用值^[1,4]

材 料 组 合	μ	[q], N/mm	[σ_H], MPa	[K], MPa
淬火钢对淬火钢 (油式)	0.03~0.05 ^①	—	(25~30) HRC	30~45
钢对钢 (干式)	0.10~0.20	—	(1.2~1.5) HB	—
铸铁对钢 (铸铁) (干式)	0.10~0.15	100~150	1.5 σ_B	0.3~0.5
钢 (铸铁) 对布质酚醛层压板 (干式)	0.20~0.25	40~80	50~100	1.0~1.4
铸铁对纤维制品 (干式)	0.15~0.20	25~45	—	0.2~0.4
铸铁对皮革 (干式)	0.25~0.35	30~35	12~15	0.1~0.2
钢 (铸铁) 对木料 (干式)	0.40~0.50	5~15	—	0.7~1.1
铸铁对特殊橡胶 (干式)	0.50~0.70	2.5~5	10	0.2
钢 (铸铁) 对石棉基材料 (干式)	0.30~0.40	—	—	—
橡胶、槽纹黄铜对纸 (干式)	0.40	—	—	—
金属陶瓷对钢 (干式)	0.30~0.35	—	150	—
汽车轮胎对钢	0.35~0.5	—	—	—

① μ 值与润滑油种类、滑液比有关, 表值是环烷基油、滑液比小时的值, 滑液比大则取小值。合成环烷油的 μ 值可达 0.08。

应该指出：1) 为使摩擦副磨损均匀和避免磨出凹坑，主动轮的硬度应低于从动轮；2) 变速器中的滚动体通常均用滚动轴承钢制造并淬火，切勿轻易用其他钢材代替；3) 由于高硬度、高强度的合金钢不易跑合，且对应力集中敏感，因而滚动体应有高的制造精度（不低于2级）和低的表面粗糙度（ $R_a < 0.8\mu\text{m}$ ）；对分汇流传动中的一组中间滚动体，应进行选择装配，使它们的尺寸差及圆度公差等在 $3\mu\text{m}$ 以内；4) 干式摩擦轮副常采用金属陶瓷、工程塑料以及硬碳含量在80%~90%的酚醛树脂制品等新材料与金属轮匹配，可取得良好的效果；且将其做成可更换的零件。5) 湿式传动中为了提高牵引系数 μ ，是通过选择性能优良的牵引油来实现的。

2.4.5 润滑、牵引油

干式摩擦传动的表面不允许有润滑剂，以免降低摩擦系数和承载能力，其轴承一般用脂润滑，并加以严密的密封。

湿式摩擦传动又称牵引传动，润滑方式和牵引油的正确选择对其承载能力至关重要。小功率无级变速器采用油池飞溅润滑，较大功率（大于15kW）者应采用油泵强制润滑；必要时应校核其热负荷能力，并采取冷却措施。牵引油应有高的牵引系数和油膜强度，保证牵引副有足够的油膜牵引力和适当的油膜厚度，以传递动力和减少磨损。

摩擦传动中用的牵引油，依牵引系数的大小为序排列有：1) 具有螺旋状分子结构的合成环己基牵引油，2) 具有环状分子结构的环烷基牵引油，3) 具有链状分子结构的石蜡基牵引油。它们是在基础油中添加摩擦系数调节剂（脂肪酸、皂、二烷基磷酸盐等）、抗氧剂（二苯胺

表 2-7 常用牵引油的牵引系数 μ [3,13]
(平均的最大值)

名称	牵引系数 μ	试验条件
多元醇酯 (Mil-L-23699)	0.035	2.04m/s
双酯 (Mil-L-7808)	0.040	9659MPa
硅酸酯、聚乙二醇	0.045	82.2℃
石蜡基矿物油	0.050	
芳香族变速器油	0.055	
磷酸酯	0.060	
环烷基矿物油 Mobil No62	0.058 ~ 0.065	
硅油、氟苯基硅油	0.075 ~ 0.078	
合成环己基油	0.084 ~ 0.095	
Santotrac 30	0.084	3000r/min
Santotrac 40、50、70	0.095	$\epsilon = 1\%$
S-20、30、80		2756MPa
		93.3℃
聚异丁烯油	0.043 ~ 0.052	5.1m/s
聚丁烯油	0.042 ~ 0.044	3516MPa
氯化环烷系矿物油	0.042	98.9℃
机械无级变速器油 Ub-1	0.11 ~ 0.105	4.5m/s
Ub-2	0.08 ~ 0.065	0.25GPa
Ub-3	0.09 ~ 0.074	60℃
Ub-4	0.102 ~ 0.086	
N32 N68 HM-150		

等)、防锈剂（碱性石油磺酸钙、十二烷基丁二酸等）和抗泡剂（硅酮油等）等制成的，其目的在于增大内摩擦力、油和金属表面的亲油性，以防止金属表面直接接触。但不宜随意增加极压添加剂以免带来拉伤、胶合等不良后果。在牵引传动中不宜追求过大的油膜厚度，从而降低了牵引能力；而是通过降低表面粗糙度（ $R_a < 0.8\mu\text{m}$ ）来增大膜厚比，但不降低牵引能力，这就是牵引传动滚轮要求低表面粗糙度的原因。

60年代末美国 Monsato 公司推出 Santotrac 牵引油，英国推出 Mobil Fluid62，日本出光公司推出 Dophne CR-33 等油品，我国在80年代末期广州机床研究所和中国石油化工科学研究院分别推出了 Ub 系列及 S 系列牵引油，使牵引传动的性能得到了提高。表 2-7 给

出了常用牵引油的牵引系数值，可供设计时参考。

影响牵引系数 μ 的因素有：滑滚比 ω_b/ω_r 、滑动率 ϵ 、自旋、摩擦副的材料匹配、表面形貌、载荷及温度等。Loewenthal 等对 Santotrac 50 及 TDF-88 牵引油在 $\sigma_H = 2.5 \sim 10\text{GPa}$ 、 $u = 1 \sim 100\text{m/s}$ 、 $T = 30 \sim 100^\circ\text{C}$ 、椭圆率 $k = 0.5 \sim 8$ 、 $\omega_b \sqrt{ab}/v = 0 \sim 0.04$ 的工况范围内进行了

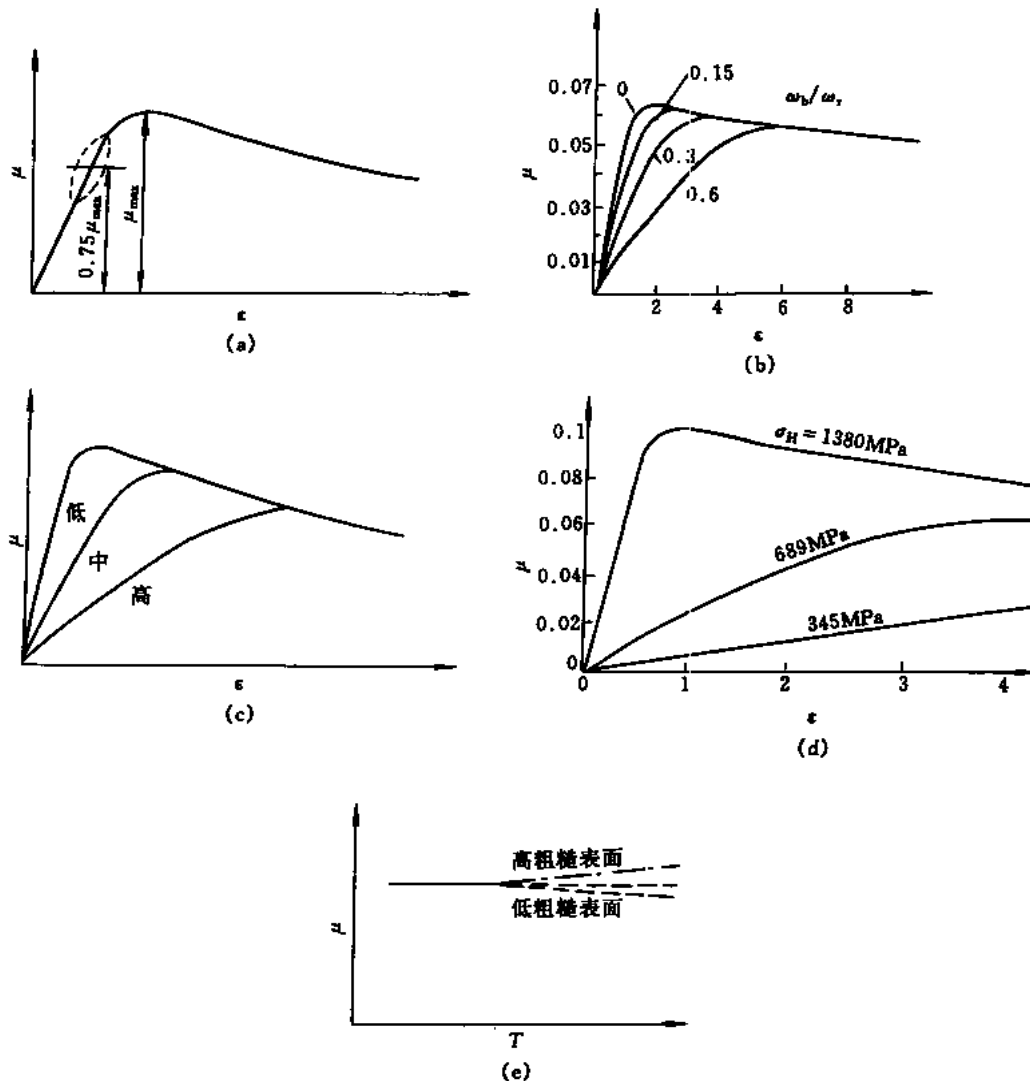


图 2-14 牵引油的 μ - ϵ 及 μ - T 曲线^[14]

实验研究。图 2-14^[14]是牵引油的 μ - ϵ 曲线；图 a 曲线表明： μ 随着 ϵ 的增大近似线性增大，接近某一 ϵ 值时 μ 达到最大值 μ_{\max} ，超过 μ_{\max} 值， μ 随着 ϵ 的增大而降低，这时摩擦发热和磨损均加剧，因而在设计时 μ 应取 $0.75\mu_{\max}$ 附近的值。由其他图形可以看出，随着 σ_H （载荷）的增大、速度 U 的降低、 ω_b/ω_r 油温、椭圆率 k 及自旋的降低，对增大 μ 及 μ - ϵ 曲线的初始斜率 m 均是有利的，但是 σ_H 的增大对寿命不利；而速度 V 的降低将减小油膜厚度，从而增大磨损和降低寿命。由于影响 μ 的因素众多，Loewenthal 等在大量实验数据的基础上用回归分析的方法，提出了 Santotrac 50、TDF-88 油品确定最大牵引系数 μ_{\max} 及初始斜率 $m = d\mu/d\left(\frac{\Delta U}{U}\right)$ 的公式^[15]：

$$\mu_{\max} = C_0 + C_1\sigma_H + C_2\sigma_H^2 + C_3U + C_4U^2 + C_5T + C_6k + C_7\frac{\omega_b\sqrt{ab}}{U}$$

$$m = B_0 + B_1\sigma_H + B_2\ln\sigma_H + B_3U + B_4U^2 + B_5T + B_6k$$

式中 σ_H ——最大接触应力，GPa；

U ——表面平均速度, m/s;

T ——牵引油入口处的温度, $^{\circ}\text{C}$;

k 、 a 、 b ——分别接触椭圆的椭圆率和长、短轴半径, m。

公式中的系数值为: $C_0 = 0.0726(0.0733)$ 、 $C_1 = 477(443) \times 10^{-4}$ 、 $C_2 = -102(-116) \times 10^{-4}$ 、 $C_3 = -6.92(-7.36) \times 10^{-4}$ 、 $C_4 = 2.47(2.38) \times 10^{-6}$ 、 $C_5 = -2.13(-9.08) \times 10^{-5}$ 、 $C_6 = -3.41(-18.8) \times 10^{-4}$ 、 $C_7 = -1.22(-0.433)$ 。 $B_0 = 101.4(51.3)$ 、 $B_1 = -45.49(-6.53)$ 、 $B_2 = 69.44(17.20)$ 、 $B_3 = -0.289(-0.646)$ 、 $B_4 = 1.3(4.99) \times 10^{-3}$ 、 $B_5 = 663(2360) \times 10^{-4}$ 、 $B_6 = -2.99(-1.24)$ 。()中的值为TDF-88油的值, ()外的值为SANTOTRAC-50油的值。

从表 2-7 的数据及使用效果看, 多环烷类合成牵引油的性能优于矿物油, 既可提高承载能力, 亦可提高疲劳寿命。

2.4.6 牵引传动中的膜厚比 λ 计算^[16,17]

牵引传动的接触区在高压下进行工作, 承载区表面将产生很大的弹性变形, 这时相对运

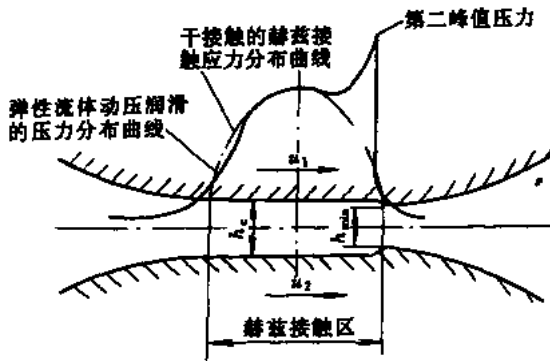


图 2-15 弹流接触区的弹性变形、油膜厚度及压力分布

动表面的弹性变形和流体的动压作用都对牵引油膜的牵引性能起重要影响的润滑状态, 叫做弹性流体动力润滑, 简称弹流润滑。典型的初始线接触弹流润滑的压力分布和油膜形状如图 2-15。在出口侧, 油膜压力有一个二次高峰; 油膜有一个颈缩并具有最小油膜厚度 h_{\min} ; 中心区域的油膜厚度变化甚小, 常用中心线处的油膜厚度来代表, 称为中心膜厚 h_c 。为了避免金属表面直接接触而加快磨损, 常用最小油膜厚度 h_{\min} 与两表面粗糙度的均方根值 R_{Rms} 的比值 λ 来作为校核指标, λ 称为膜厚比。

为了预测牵引传动的牵引功率损失, 需要计算中心膜厚 h_c , 牵引功率损失可写作 $P_f = 9h_c \bar{w} \times 10^7$ (W)。

哈姆罗克和道森 (1977) 提出了适用于点接触弹流工况下膜厚的简化计算公式, 他们引进了一组无量纲变量 U 、 G 、 W 、 H_{\min} 和 H_c :

最小油膜厚度:

$$h_{\min} = H_{\min} \rho_{\text{dx}} \quad (2-83)$$

中心油膜厚度:

$$h_c = H_c \rho_{\text{dx}} \quad (2-84)$$

式中 H_{\min} 、 H_c ——分别为无量纲最小油膜厚度及中心膜厚;

ρ_{dx} ——滚动方向滚动副的当量曲率半径, m。

$$\text{点接触工况: } H_{\min} = 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{-0.68k}) \quad (2-85)$$

$$H_c = 2.69 U^{0.67} G^{0.53} W^{-0.067} (1 - 0.61e^{-0.73k}) \quad (2-86)$$

线接触工况下, 可令上两式中椭圆率 $k = \infty$ 来进行计算, 亦可采用道森、希金森提出的膜厚计算公式:

$$H_{\min} = 2.65 U^{0.7} G^{0.54} W^{-0.13} \quad (2-87)$$

$$H_c = 3.06 U^{0.69} G^{0.56} W^{-0.1} \quad (2-88)$$

U 、 G 、 W 的定义如下:

$U = \eta_0 u / E_d \rho_x$ 称为无量纲速度参数, 其中 η_0 为牵引油在大气压下的动力粘度, $N \cdot s / m^2$; $u = 0.5(u_i + u_j)$ 为滚动体 i 、 j 的平均表面速度, m/s ; ρ_x 为滚动副接触点处的当量曲率半径, m ; $E_d = 2 \left(\frac{1 - \mu_i^2}{E_i} + \frac{1 - \mu_j^2}{E_j} \right)^{-1}$ 为当量弹性模量, MPa , E_i 、 E_j , μ_i 、 μ_j 分别为滚动体 i 、 j 的弹性模量与泊松比。

$G = \alpha E_d$, 称为无量纲材料参数, 其中 α 为牵引油的压粘系数 m^2/N ;

$W = Q / E_d \rho_x^2$, 称为无量纲载荷参数, Q 为油膜承受的法向载荷, N 。

公式中的椭圆率 $k = a/b$, 为避免繁琐的数值迭代计算, 可采用以下简化公式:

$$k = 1.034 (\rho_{dy} / \rho_{dx})^{0.64} \quad (2-89)$$

式中 ρ_{dx} 、 ρ_{dy} 分别为接触点沿滚动方向和垂直于滚动方向的当量曲率半径, m 。

求出最小膜厚 h_{\min} 后, 可按式 (2-90) 计算膜厚比 λ :

$$\lambda = h_{\min} / \sqrt{R_{d1}^2 + R_{d2}^2} \quad (2-90)$$

式中 R_{d1} 、 R_{d2} 为滚动体 1、2 表面轮廓的算术平均偏差, μm 。

实践指出: $\lambda < 1$ 时, 表面可能被划伤磨损; $1 < \lambda < 1.5$ 时表面可能发生点蚀; $1.5 < \lambda < 3$ 时可能在次表面产生疲劳, 出现表面抛光; $\lambda > 3$ 时, 可以期望最小磨损和最长的寿命。[14] 指出: $\lambda = 2$ 的设计寿命竟比 $\lambda = 1$ 时提高 3 倍。过大的油膜厚度 h_{\min} 会使牵引系数和传动能力降低, 因此为了既得到大的 λ 又能得到大的牵引力, 必需选择低的表面粗糙度。通常希望 R_a 在 $0.2 \sim 0.4 \mu m$ 之间。这就提高了对加工的要求, 实践证明 $R_a < 0.8 \mu m$ 再加上装配后的空载跑合是能满足工作要求的。

2.4.7 牵引传动的寿命计算^[14,15]

牵引传动的寿命计算, 通常采用朗德贝格-帕尔姆格林提出的疲劳寿命理论; 单个滚动体 A 按可靠度 90% 以 10^6 应力循环次数为单位的寿命 L_A 的计算公式 (两滚动体均为钢时):

$$\text{点接触 } L_A = 2.32 (z_H/b)^{1.2} (\tau_H/\sigma_H)^{-9.3} \alpha^{8.4} \beta^{10.5} (Q^{-3} k_d^{-6.3} R_A^{-0.9}) \times 10^{19} \quad (2-91)$$

$$\text{线接触 } L_A = 2.15 R_A^{4.3} l^{3.11} Q^{-4} \left(1 + \frac{R_A}{R_B} \right)^{-5.19} \times 10^{34} \quad (2-92)$$

$$\text{配偶滚动体 B 的寿命为 } L_B = L_A (R_A/R_B)^{0.9} \quad (2-93)$$

式中 Q ——滚动体表面的法向载荷, N ;

R_A 、 R_B ——分别为配偶滚动体 A、B 接触点的回转半径, m ;

l ——接触线长度, m ;

k_d ——滚动体接触处的当量曲率半径, m ;

σ_H 、 τ_H 和 z_H ——分别为最大法向和切向接触应力, MPa , 以及 τ_H 发生处距接触表面的深度;

α 、 β ——按表 2-3 查用。

(z_H/b) 及 (τ_H/σ_H) 可由椭圆率 k 查图 2-16

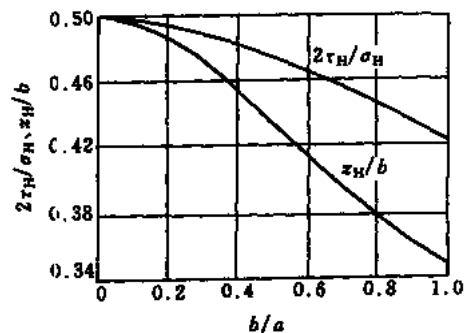


图 2-16 $\left(\frac{\tau_H}{\sigma_H} \right)$ 及 (z_H/b) 值

求得。

为了简化计算, 式 (2-91) 可用式 (2-94) 取代, 其误差为 10%。

$$L_A = 2.391(1-F)^{-1.233}(1+F)^{-5.067}(Q^{-3}k_d^{-6.3}R_A^{-0.9}) \times 10^{25} \quad (2-94)$$

式中 $F = \cos \tau$ 为相对曲率系数, 按式 (2-65) 计算。

用小时数表示的滚动体寿命 L_h (h) 的计算公式为

$$L_h = 10^6 L / 60jn \quad (h) \quad (2-95)$$

式中 n ——滚动体的转速, r/min;

j ——滚动体每转一圈的受力次数;

L ——滚动体以 10^6 转计的寿命。

一个牵引系统如由 N 个牵引元件组成, 则整个牵引系统的寿命 L_s 为

$$L_s = \left(\sum_{i=1}^N L_{hi}^{-\epsilon} \right)^{-\frac{1}{\epsilon}} \quad (2-96)$$

式中 L_{hi} 为第 i 个滚动体的寿命, h; $\epsilon = 10/9$ (点接触)、 $\epsilon = 9/8$ (线接触)。

当牵引系统在周期性变负荷工况下运行时, 应按不稳定变应力的疲劳损伤累积理论求解其寿命问题, 可有多种处理方法, 一种简单的方法是先按各负荷 Q_i 求出在该负荷下的寿命 L_i , 再将其乘以该负荷在工作周期 T 中所占的时间百分比 $(t_i/T)\%$ 后求和, 便得到系统的寿命 $L_\Sigma^{[14]}$, 即

$$L_\Sigma = \sum_{i=1}^N L_i (t_i/T)\% \quad (2-97)$$

式中 L_i 、 t_i ——在负荷 Q_i 下的寿命及该负荷在负荷变化一个周期 T 内的工作时间;

N ——负荷变化的工况数。

第二种计算方法是按前述计算方法先计算出额定最大负荷 Q_H 作用下的寿命 L_H , 然后再按疲劳等效原则求出一个当量负荷 Q_e ; 最后按式 (2-98) 求出系统的寿命。

$$L_\Sigma = L_H (Q_H/Q_e)^\epsilon \quad (2-98)$$

式中 $Q_e = \left[\sum_{i=1}^N Q_i^\epsilon (t_i/T)\% \right]^{1/\epsilon}$ 为当量负荷; $\epsilon = 3$ (点接触)、 $\epsilon = \frac{10}{3}$ (线接触) $(t_i/T)\%$ 为一个负荷变化周期 T 内负荷 Q_i 的工作时间百分比。

对于用户来说, 只需将由制造商提供的该变速器在额定工况下的寿命值 L_H , 除以寿命折算系数 S_H , 即得在使用工况下的寿命值。

$$S_H = \sum_{i=1}^N (P_i/P_H)^\epsilon \times (t_i/T) \quad (2-99)$$

式中 P_i/P_H 为负荷率, 亦可写成 (T_i/T_H) , (Q_i/Q_H) ; (t_i/T) 为负荷工作时间百分比, $\epsilon = 3$ (点接触工况), $\epsilon = 10/3$ (线接触工况)。

于是有: $L_\Sigma = L_H/S_H \quad (2-100)$

2.4.8 无级变速器的相似关系^[1]

若两台无级变速器的内部结构型式和各部分几何形状相似, 且各对应尺寸的比值相同, 则称这两台变速器是几何相似的。两(多)台几何相似的变速器在材质和工作条件相同的条件下, 其性能(功率、圆周速度、转矩、工作应力、体积和重量等)与其相似比有一定的关系, 这种关系称为几何相似准则。利用这一准则可以根据已有变速器的结构和性能参数来预估新的相似结构变速器的近似性能; 计算时如发现某些性能达不到要求时, 可根据相似准则

适当地修改某些尺寸来满足要求，而不必重新设计。相似准则也有利于对各个结构方案进行简便的比较和选用。

如定义两台几何相似的变速器的主要传动元件的对应几何尺寸之比值 A 为相似比，则按几何相似的定义和简单的因次分析，可知这两台变速器的几何尺寸、曲率和曲率半径、圆周速度之比与相似比 A 呈线性关系，而接触区面积、压紧力 Q 之比与 A^2 呈正比；转矩 T 、功率 P 之比则与 A^3 呈正比。例如功率分别为 0.6kW 和 1.5kW 的两台锥盘环盘干式无级变速器，其结构相似，材质与输入轴转速相同，主要传动件环盘的直径分别为 94mm、128mm，则其相似比 $A = 128/94 \approx 1.35$ ，则其功率比应为 $P_2/P_1 = A^3 = 2.46 \approx 1.5/0.6 = 2.5$ 。又如三台输入轴转速均为 1450r/min，功率分别为 3kW、5.5kW 和 7.5kW 的 Kopp-K 无级变速器，其参数为：

	变速器 1	变速器 2	变速器 3	相似比 A_{21}	A_{31}
主动锥轮直径, mm	85	102	112	1.20	1.318
输出锥轮直径, mm	173.8	210	230	1.208	1.323
锥盘最大直径, mm	56.7	69.8	74	1.23	1.304
平均相似比				$\bar{A}_{21} = 1.213$	$\bar{A}_{31} = 1.315$

由相似准则可得三台变速器的功率比为 $P_1:P_2:P_3 = 1:1.785:2.274$ ，而三台变速器的公称功率比为 $P_{1H}:P_{2H}:P_{3H} = 1:1.83:2.5$ 。由此可见，相似准则基本上反映了几何相似的变速器对应性能参数与相似比之间的内在联系。应该指出：由相似准则求得的功率比与由公称功率求得的功率比的不完全相同，是由于公称功率值与驱动电机的功率配套而进行了数值圆整的缘故。

2.4.9 无级变速器的强度、膜厚比和寿命计算例^[14,15]

现以表 1-4 中的 9. 杯轮环盘式无级变速器为例（参阅图 2-17），杯轮 1、3 和 3 个环盘 2 均以 GCr15 制成，HRC = 61 ~ 63，表面经磨削，表面粗糙度 $R_a = 0.36\mu\text{m}$ ；杯轮腔圆半径 $r_1 = r_3 = 50\text{mm}$ ， $z = 62.5\text{mm}$ ；环盘呈鼓形 $r = 35\text{mm}$ ，中截面圆半径 $r_2 = 50\text{mm}$ ；综合弹性模量 $E' = 2.26 \times 10^5 \text{MPa}$ ，主动轮角速度 $\omega_1 = 314 \text{rad/s}$ ，现拟用 Santotrac40、50 或 70 号油润滑，试计算 $\varphi = 30^\circ$ 位置时的强度、膜厚比和寿命。轴向压力 $Q_a = 16000\text{N}$ 。

解：现取一个鼓形环盘与主、从动杯轮的接触处 A、B 进行计算（图 2-17）。

(1) 法向力 Q

$$Q = Q_a / \cos \varphi = 16000 / \cos 30^\circ = 18475\text{N}$$

(2) 曲率计算

三轮的主平面分别为低平面（包含三轴）及垂直环盘轴线（亦垂直于纸面），现取后者为 x 方向、前者为 y 方向，于是有

$$k_{1x} = \frac{\sin \varphi}{z - r_2 \sin \varphi} = 0.013 \text{mm}^{-1} \quad k_{2x} = \frac{1}{r_2} = 0.02 \text{mm}^{-1} \quad k_{3x} = -\frac{z + r_2 \sin \varphi}{\sin \varphi} = -0.00517 \text{mm}^{-1}$$

$$k_{1y} = \frac{-1}{r_1} = -0.02 \text{mm}^{-1} \quad k_{2y} = \frac{1}{r} = 0.0286 \text{mm}^{-1} \quad k_{3y} = -\frac{1}{r_3} = -0.02 \text{mm}^{-1}$$

当量曲率

$$k_d = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}$$

$$k_{dA} = 0.013 - 0.02 + 0.02 + 0.0286 = 0.0419 \text{mm}^{-1}, \quad k_{dB} = 0.02286 \text{mm}^{-1}$$

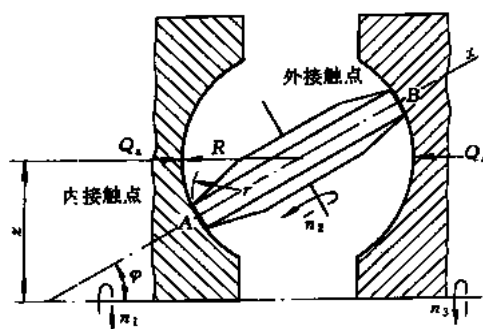


图 2-17 杯轮环盘无级变速器计算简图

当量曲率差

$$k_f = (k_{11} + k_{21}) - (k_{12} + k_{22})$$

$$k_{1A} = 0.0248\text{m}^{-1}, \quad k_{1B} = 0.00571\text{m}^{-1}$$

相对曲率系数 $\cos\tau = F = k_f/k_d$, $\cos\tau_A = F_A = 0.591$, $\cos\tau_B = F_B = 0.249$

由表 2-3 查得 $(1/\alpha\beta)_A = 0.9376$, $(1/\alpha\beta)_B = 0.9857$

滚动方向(x)当量曲率半径 $\rho_{xA} = 1/(k_{1x} + k_{2x}) = 0.03\text{m}$ $\rho_{xB} = 1/(k_{2x} + k_{3x}) = 0.07\text{m}$

垂直滚动方向(y)当量曲率半径 $\rho_{yA} = 1/(k_{1y} + k_{2y}) = 0.116\text{m} = \rho_{yB}$

接触面积椭圆率 $k = 1.034(\rho_x/\rho_y)^{0.64}$ $k_A = 2.457$ $k_B = 1.434$

(3) 接触应力计算

$$\sigma_{HA} = \frac{853}{(\alpha\beta)_A} \sqrt[3]{Qk_{dA}^2} = 853 \times 0.9376 \sqrt[3]{18475 \times 0.0419^2} = 2547\text{MPa}$$

$$\sigma_{HB} = \frac{853}{(\alpha\beta)_B} \sqrt[3]{Qk_{dB}^2} = 853 \times 0.9875 \sqrt[3]{18475 \times 0.02286^2} = 1788\text{MPa}$$

点接触表面的许用接触应力按表 2-5 知为 $[\sigma_H] = 2000 \sim 2500\text{MPa}$, 因而接触区 A 的应力已过大, 但按 1.5(25~30)HRC = 2280~2800MPa 则尚不致破坏。

(4) 膜厚比计算

油的动力粘度 η_0 及压粘系数 α

	Santotrac 40		50		70	
	$\eta_0 = 0.0047\text{Pa}\cdot\text{s}$		$0.0062\text{Pa}\cdot\text{s}$		$0.020\text{Pa}\cdot\text{s}$	
	$\alpha = 2.4 \times 10^{-9}\text{Pa}^{-1}$		$2.6 \times 10^{-9}\text{Pa}^{-1}$		$3.28 \times 10^{-9}\text{Pa}^{-1}$	
无量纲速度参数	A 点	B 点	A 点	B 点	A 点	B 点
$U = u\eta_0/E'\rho_x$	$U_A = 8.091 \times 10^{-12}$	$U_B = 3.468 \times 10^{-12}$	10.673×10^{-12}	4.574×10^{-12}	34.43×10^{-12}	14.755×10^{-12}
无量纲材料参数	5424		5876		7413	
无量纲载荷参数	A 点 9.0034×10^{-9}		B 点 116537×10^{-9}			
无量纲最小油膜厚度	$H_{\min} = 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{-0.081})$					
	11416×10^{-9}	4735×10^{-9}	14328×10^{-9}	5847×10^{-9}	35218×10^{-9}	14832×10^{-9}

最小油膜厚度 h_{\min} , 膜厚比 λ : $h_{\min} = \rho_x H_{\min}$ $\lambda = h_{\min} / \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}$

h_{\min} μm	0.343	0.331	0.430	0.401	1.057	1.038
λ	0.951	0.921	1.194	1.136	2.935	2.884

根据计算结果, 用油的顺序应是 S70、S50, 而 S40 是不佳的。

(5) 寿命计算

以 10^6 转计的杯轮 1 和 3 的寿命

$$L_1 = 2.3911(1 + F_A)^{-5.06}(1 - F_A)^{-1.213}(Q^{-3}k_{dA}^{-6.3}R_A^{-0.9}) \times 10^{25}$$

$$= 2.3911(1 + 0.591)^{-5.06}(1 - 0.591)^{-1.213}(18475^{-3} \times 41.905^{-6.3} \times 0.0375^{-0.9}) \times 10^{25}$$

$$= 1255.52$$

$$L_3 = 2.3911(1 + 0.249)^{-5.06}(1 - 0.249)^{-1.213}(18475^{-3} \times 22.857^{-6.3} \times 0.0875^{-0.9}) \times 10^{25}$$

$$= 42980.36$$

以 10^6 转计的环盘 2 在 A、B 区的寿命

$$L_{2A} = L_1 \left(\frac{R_A}{r_2}\right)^{0.9} = 1255.52 \left(\frac{0.0375}{0.05}\right)^{0.9} = 969.13$$

$$L_{2B} = L_3 \left(\frac{R_B}{r_2} \right)^{0.9} = 42980.36 \left(\frac{0.0875}{0.05} \right)^{0.9} = 71122.05$$

以小时计的轮 1、2、3 的寿命 $H = 10^6 L / 60 a n$

由运动学计算得 $n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi} = 2998.48 \text{r/min}$, $n_2 = \frac{R_1}{r_2} n_1 = 2248.86 \text{r/min}$,

$$n_3 = n_2 \frac{r_2}{R_B} = 1285.06 \text{r/min}$$

对轮 1 和 3 $a = 3$, 对环盘 2 $a = 1$

代入公式计算得 $H_1 = 2326.22 \text{h}$, $H_{2A} = 7182.16 \text{h}$, $H_{2B} = 527097.1 \text{h}$, $H_3 = 185812.16 \text{h}$

无级变速器传动系统的寿命

$$H_{\text{sys}} = \left[\left(\frac{1}{2326.22} \right)^{10/9} + 3 \left(\frac{1}{7182.16} \right)^{10/9} + 3 \left(\frac{1}{527097.1} \right)^{10/9} + \left(\frac{1}{185812.16} \right)^{10/9} \right]^{-\frac{9}{10}} = 13231 \text{h}$$

以上的计算仅是指变速器在一个工作点的结果,而且是应力、润滑和寿命都比较恶劣的工况,并不能代表变速器的整个工况。但也表明了变速器在某一固定工况下工作是不利的,应经常变速,这种变速器属对称调速型,其单级变速比 $R_b \leq 5$,例题的计算工况为 $R_b = 5.4$ 已超出常用工况,这也说明了一台变速器的许用变速比的确定,受到强度、润滑和寿命等因素的限制。例如本变速器如取 $\varphi = 45^\circ$,则其变速比可达 13,但这在动力传动中是做不到的。

2.4.10 设计注意事项

为了提高变速器的承载能力,应注意以下事项:

- (1) 采用分、汇流多接触区传动,并采用卸荷结构,如多盘式、滚锥平盘及行星无级变速器;
 - (2) 尽可能增大摩擦副和加压装置接触区到回转轴线间的距离;
 - (3) 多接触区传动采用浮动均载结构,并严格控制一组滚动体的尺寸偏差和旋转精度;
 - (4) 增大轴系刚度,限制轴伸的长径比,尽量使变速器与相联机器呈直线联接;
 - (5) 使用中起动转矩大、起制动频繁、载荷变动大或有冲击时,应在变速器及相联机器间加装电磁离合器、安全离合器或飞轮等装置;
 - (6) 采用自动加压装置并合理布置其位置及数量;
 - (7) 采用高弹性模量和硬度的材料制造滚动体,滚动体的精度应在 6 级以上,并进行选配分组,工作表面的粗糙度 $R_a = 0.2 \sim 0.8 \mu\text{m}$;
 - (8) 通过试验或经验选用合适的牵引油和润滑方式(油量、换油时间和油路的畅通等);
 - (9) 校核热承载能力,并考虑采用冷却装置。
- 为了提高变速器的传动效率,降低滑动和磨损,应注意:
- (1) 力求摩擦副在任何调速位置,其当量圆锥均能共顶点,或两锥顶在接触区同侧并尽量接近,提高两平行轴的平行度精度;
 - (2) 在满足强度的条件下,减小接触宽度或采用点接触结构;
 - (3) 采用摩擦损失小的轴承;减少搅油损失;
 - (4) 使传动装置的布置有较小的滑滚比 ω_0/ω_r 和自旋;
 - (5) 不盲目增加安全系数;
 - (6)、(7)、(8) 同提高变速器承载能力措施中的 (6) ~ (8)。

3 机械无级变速器的机械特性、加压装置和调速机构

3.1 机械特性

3.1.1 机械特性及其类型^[1]

无级变速器在输入转速一定的情况下，其输出轴上转矩 T_2 或功率 P_2 与转速 n_2 的关系称为无级变速器的（输出）机械特性。它常以 n_2 为横坐标， T_2 或 P_2 为纵坐标的平面曲线 $T_2 = T(n_2)$ 或 $P_2 = P(n_2)$ 来表示。 $T_2 = T(n_2)$ 曲线上任一点 A （图 3-1）切线斜率的负值，称为传动机械特性在该工况时的刚度系数 k （或称传动刚度）：

$$k = -dT_2/dn_2 = \tan\alpha \quad (3-1)$$

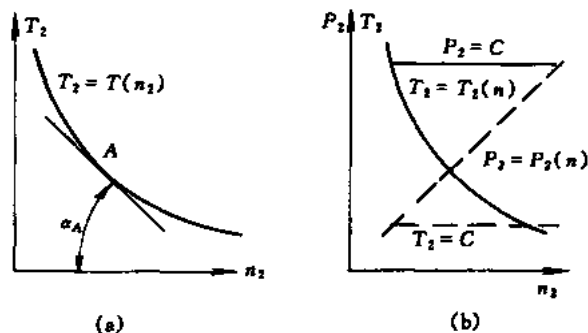


图 3-1 机械特性及刚度系数

由式可见，传动刚度 k 是输出转矩对输出转速的变化率， T_2-n_2 曲线上各点的 k 值愈大，说明该传动转矩 T_2 的变化对输出转速 n_2 的影响愈小，称这种机械特性较“硬”；反之，当 T_2-n_2 曲线上各点的 k 值愈小，则负载转矩的很小变动，就足以引起输出转速的巨大变动，这种机械特性就很“软”。

机械无级变速器的机械特性，大致可以归纳为下列三类：

(1) 恒功率特性 如图 3-1b 中的实线所示，其特点是传动过程中输出功率不因输出转速的变化而改变，因而 P_2-n_2 为一水平直线；而输出转矩 T_2 与输出转速 n_2 呈双曲线关系，有低速时负载的变化对转速的影响很小，机械特性硬，在工作中能充分利用原动机的全部功率。机床主传动系统要求这种特性。

(2) 恒转矩特性 在运转过程中输出转矩 T_2 为定值（图 3-1b 中虚线），因此，其输出功率与输出转速成正比变化，刚度系数 $k=0$ 。只要负载转矩大于其输出转矩时，输出转速立即下降，甚至引起打滑和运转中断，不能充分利用原动机的功率。机床进给系统要求这类特性。

(3) 变功率、变转矩特性 变速器的输出转速随其负载转矩或功率的变化而变化，其变化规律复杂多样，通常以试验方法来确定。

3.1.2 容许输出特性

无级变速器的传动能力受结构强度和热因素等条件的限制。通常将变速器在调速过程中由强度条件所限定的。变速器所能提供的转矩（或功率）与输出转速的关系称为变速器的容许输出特性。而将受热因素限制、变速器所能提供的功率称为变速器的热负载能力。

容许输出特性是对变速器的各传动副，取其工作应力值等于许用应力，按不同输出转速的对应位置逐点算出其所能传递的最大输出转矩和功率，便可画出各传动副的容许输出特性曲线 $[T] = T(n_2)$ 或 $[P] = P(n_2)$ ，这些曲线共同包容的区域便是整个变速器由强度条件所限定的安全工作区，而其边界线便构成了变速器容许输出特性曲线，例如 Kopp-K 无级变速器

有两个传动副（主动轮-菱锥、外环-菱锥），它们各自的 $[P]-n_2$ 曲线分别如图 3-2a 中的虚线和点划线所示，二者相交于 b 点，整个变速器的输出功率特性曲线则由曲线 $abcd$ 表示。由图可见：输出转速的变动范围愈大允许的输出功率愈小，例如 $n_2 = 200 \sim 2400 \text{r/min}$ 时，变速器的容许输出功率只能标为 1kW ；而当 $n_2 = 380 \sim 2400 \text{r/min}$ 时，则变速器的容许输出功率可标为 2.2kW ；这时变速器的容许输出功率特性曲线表示为曲线 abe 。这台变速器的容许输出功率随着调速比 R_b 的减小还可以增大。

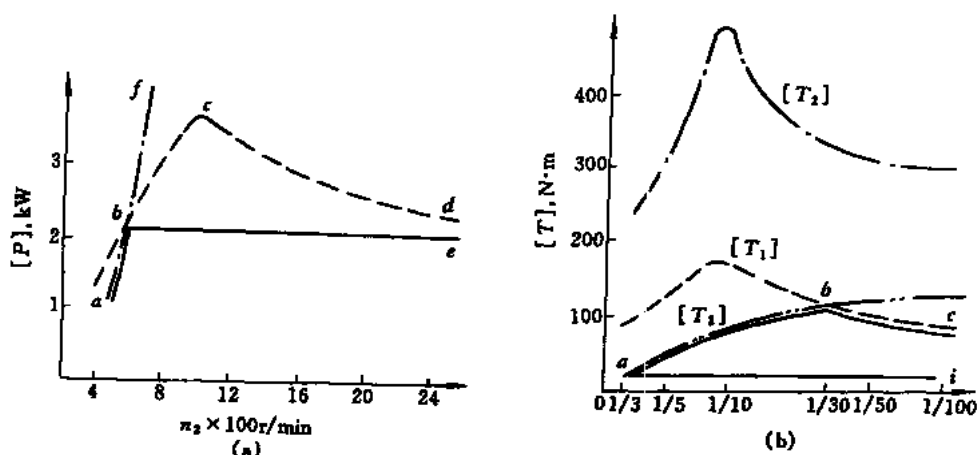


图 3-2 变速器的容许输出特性

图 3-2b 为某 BUS 行星无级变速器三个传动副的容许输出转矩特性曲线，由图可见：当 $i > 1/30$ 时，其承载能力取决于外环与行星锥接触区；而当 $i < 1/30$ 时，承载能力取决于主动轮与行星锥接触区，输出侧传动件的承载能力远大于前二者。因而变速器的容许输出转矩特性曲线为 abc ，当 $i = 1/3 \sim 1/100$ 时， $[T_2] = 20 \text{N}\cdot\text{m}$ ；而当 $i = 1/30 \sim 1/100$ 时， $[T_2]$ 可达 $100 \text{N}\cdot\text{m}$ 。

通过以上两例可以看出：无级变速器的容许输出特性并非恒功率型亦非恒转矩型；而使用时，用户根据生产厂提供的输出特性曲线，参照上述分析，便可合理地使用无级变速器了，即 $[T_2]$ 、 $[P_2]$ 是随 n_2 变化的。

以滚轮平盘式无级变速器（图 2-1a）为例，滚轮为鼓形，工作半径为定值 R_1 ，平盘的工作半径 R_{2x} 为变值。不难理解，不论在何处接触其当量曲率 k_d 为定值。由式 (2-78)、式 (2-79) 可写出初始点、线接触情况下，传动副的容许法向压紧力 $[Q]$ ，现以点接触为例，分别写出轮 1 或 2 为主动时的容许输出转矩 $[T]$ 和功率 $[P]$ 的表达式：

$$\begin{aligned} \text{轮 1 主动时} \quad [T_2] &= \mu R_{2x} (\alpha\beta[\sigma_H]/853)^3 / k_f k_d^2 \quad (\text{N}) \\ [P_2] &= \mu R_{2x} n_2 (\alpha\beta[\sigma_H]/853)^3 / 9550 k_f k_d^2 \quad (\text{kW}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{轮 2 主动时} \quad [T_1] &= \mu R_1 (\alpha\beta[\sigma_H]/853)^3 / k_f k_d^2 \quad (\text{N}) \\ [P_1] &= \mu R_1 n_1 (\alpha\beta[\sigma_H]/853)^3 / 9550 k_f k_d^2 \quad (\text{kW}) \end{aligned}$$

由于 $[\sigma_H]$ 、 R_1 、 k_d 、 $\alpha\beta$ 、 μ 、 k_f 均为常数，可见轮 1 主动时 $R_{2x} n_2 = R_1 n_1$ 为常数，故 $[P_2]-n_2$ 为恒功率型输出，输出转矩 $[T_2]$ 则是随着 R_{2x} 的变化呈线性变化。而当轮 2 主动时，由于 R_1 为常量，故 $[T_1]-n_1$ 为恒转矩输出型，输出功率 $[P_1]$ 与输出转速 n_1 呈正比。

以上仅是基于传动接触区的工作应力恒等于许用应力这一假定所作的分析。实际上，一般变速器在调速过程中不仅工作半径和当量曲率是变化的，而且有时甚至 μ 及 k_f 也是变化

的。因此，变速器的输出特性将与传动方案、加压装置等有关。所以只能说：某些变速器具有近似于恒功率或恒转矩的输出特性，而有些则是介乎二者之间，如在低速时具有近似恒转矩特性，而在高速时具有近似恒功率特性，或者相反。

同一型号的变速器既可用于恒功率亦可用于恒转矩传动。首先要考虑最大输出转矩是否在容许输出转矩范围内；其次要考虑所配备的电机功率是否足够，因为恒转矩传动的功率是与输出转速成正比的，输出转速愈高，电机的功率愈大；此外，尚应考虑加压装置的配置位置与类型；例如恒压加压装置的带式无级变速器，作恒功率传动时，加压装置应放在主动轴上；而作恒转矩输出时则应放在输出轴上。

3.2 调速操纵机构

3.2.1 常用调速操纵机构的型式

调速操纵机构的作用是：根据工作要求以手动或自动控制方式，改变滚动体（杆件等）间的尺寸比例关系，以实现无级调速；同时通过速度表盘上的指针或速度显示器的数字直接指出任一调速位置时的输出转速。为了调速的可靠和稳定，要求调速机构具有反行程自锁性，有时还增加速度补偿环节。

通常滚动体均是以直线或圆弧为母线的回转体，因此，调速时使滚动体沿另一滚动体表面作相对运动的方式，只有直线移动和旋转（摆动）两种方式。这样可将调速机构分为以下二类。

(1) 通过使滚动体移动来改变工作半径的。主要用于两滚轮的母线均为直线的情况，且两轮的回转轴平行或相交时，移动的方向是两轮的接触线方向。具体的机构有：螺旋机构，如滚轮平盘式、锥盘环盘式（表 1-4 之 1、2、5 等）；齿轮齿条机构，如锥盘环盘式、钢环分离锥轮式和菱锥式（表 1-4 之 2、8、14 等）；螺旋机构与杠杆的复合，如带、链式（表 1-4 之 25~27、8 等）；螺旋与连杆组合机构，如多盘式、连杆脉动式（表 1-4 之 3、28、29 等）；偏心轮机构，如锥盘环盘式；偏心轮与行星轮系的组合机构（图 8-4）等。

(2) 通过使滚轮轴线的偏转来改变工作半径的。主要用于滚轮的母线为圆弧的情况。具体的机构有：齿轮齿条与正弦机构的组合，如弧锥环盘式变速器（表 1-4 之 10）；蜗轮凸轮组合机构，如 Kopp-B 变速器（表 1-4 之 11）；锥齿轮机构，如杯轮环盘式变速器（表 1-4 之 9）；蜗轮导向滚子机构，如钢球内锥轮式变速器（表 1-4 之 13）；反平行四边形机构，如光轴转环直线移动无级变速器（表 1-4 之 4）。

为了提高调速的精度和稳定性，常增设电气或液压控制的调速系统。它可设计成开环或闭环控制系统。

开环控制系统的输出信（变速器滚轮的位置或输出转速）由输入信号（变速器调速机构操纵手柄的位置或转角）直接控制，这种控制方式的调速精度，需要有高精度的系统和控制元件。

具有反馈回路的闭环控制系统比较复杂，其输入信号并不直接进入控制器，而是进入比较元件（误差检测器），比较元件还同时接收由输出端反馈回来的、经过转换为与输入信号物理量相同的信号（如变速器输出转速经测速发电机转换而成的电压反馈信号等）；比较元件的输出信号为输入信号与反馈信号之差，它进入控制器并转换为输出信号以进行调速。这种控制方式能够将各种因素引起的速度变化，通过反馈，自动进行修正、调速，因而即使控制元件的精度稍差，也能获得比较稳定和较高精度的控制，适用于自动控制和遥控。详细的

论述可参考现代控制工程、机械控制工程及液压控制系统方面的专著或手册。

直流电机和交流电机的调速是设计一电气调速系统,通过调整励磁磁通、电枢电压或供电频率来获得的,在恒转矩传动方面具有优势,而恒功率特性不佳。在机械无级变速传动领域,可以设计一个电气调速系统来控制调速操纵机构,实现精确调速与稳速,同时保留了机械无级变速器在恒功率、大调速比方面的优势,国内宁波浙东变速器厂已研制成功。

3.2.2 转速显示的基本原理^[1]

无级变速器输出转速的显示方法有两种。

(1) 转速表显示 由变速器输出轴通过一个 $i = 1$ 的传动驱动测速发电机直接显示输出轴的实际转速,或用数字式转速表显示。这种方法结构复杂、成本高,但能实时显示。

(2) 刻度盘显示 变速器的输出转速,由调速手轮上的指针直接在装于变速器上的圆形或条状刻度盘上显示;由于滑动和传动误差,指示值与实际值将略有偏差。表盘的刻度值应根据手轮转角与其控制的传动比之间的函数关系来计算确定。其计算的基本方法是:

1) 按所给摩擦传动机构先求出变速器的传动比 i_{21} 与被移(转)动的滚轮的位移 x (转角 θ) 的关系,即 $i_{21} = n_2/n_1 = f(x)$, 或 $i_{21} = n_2/n_1 = f(\theta)$;

2) 由调速操纵机构写出滚轮的位移 x (转角 θ) 与调速手轮转角 β 间的函数关系,即 $x = x(\beta)$; 或 $\theta = \theta(\beta)$;

3) 消去上述两种函数中的 x 或 θ , 得到调速手轮转角 β 与输出转速 n_2 或传动比 i_{21} 间的关系式,即 $\beta = \beta(n_2)$ 或 $\beta = \beta(i_{21})$ 。

例如,图 2-1a 所示的滚轮平盘式无级变速器中,设轮 1 位于盘 2 圆心位置时,轮 1 的位移及调速手轮的转角 β 均为零,则被调滚轮 1 在任意位置时的位移量为 $x = R_{2x}$; 若盘 2 为主动时,变速器的传动比为:

$$i_{12} = n_{1x}/n_2 = R_{2x}/R_1 = x/R_1$$

设 i_d 为调速手轮至螺杆间的传动比, p 为螺杆的螺距, β 为螺母移动 x (mm) 时的手轮转角。则由手轮至螺杆间的传动关系有:

$$\beta = 360^\circ x / i_d p = 360^\circ R_1 n_{1x} / i_d p n_2$$

式中 R_1 、 i_d 、 p 、 n_2 均为定值,所以 β 与 n_{1x} 呈线性关系,因此转速显示盘上的刻度可按等分刻度。

当轮 1 为主动时, n_1 为常数, n_2 、 $x = R_{2x}$ 为变量,仿前可得:

$$\beta = 360^\circ x / i_d p = 360^\circ R_1 n_1 / i_d p n_{2x}$$

β 与 n_{2x} 呈双曲线关系,因而转速显示盘上的刻度是不均匀的,要将其刻成均匀刻度,则应做成对数值的刻度,因为上式可写 $\beta n_{2x} = C$, 于是有 $\log \beta = \log C - \log n_{2x}$ 。

上述计算中均未计入滑动与调速机构的传动误差,需在安装调试时予以修正。对于主、从动轴可以互逆使用时,其调速特性如发生变化,则其转速显示函数 $\beta = \beta(n)$ 也将发生变化,这时不能用同一刻度盘显示转速。滚轮平盘式变速器便是证例。

3.2.3 调速操纵力矩的计算

变速器调速时要求轻便灵活,一旦调定后又要求调速机构反行程自锁,通常要求操纵力不大于 120N,操纵力矩是确定调速机构零件尺寸的基本数据,也是衡量该变速器调速操纵性能的一项重要指标。

操纵力矩不易准确计算,应由实测决定。调速时,被调滚轮通常沿滚轮圆周速度的垂直方向移动,根据调速时接触微元上的移轮力 F_s 与有效圆周力的合力应与微元上的总摩擦力

相平衡的原则, 可求得 $F_s^{[1]}$ 为

$$F_s = \mu Q (a \pm m) \delta \ln [\lambda (\sqrt{1 - \delta^2} + 1) / (\sqrt{1 - (\lambda \delta)^2} - 1)] / 2 a k_f \quad (3-2)$$

式中 δ ——几何滑动比, $\delta = 1\% \sim 1.5\%$ 钢-钢, $\delta = 1.5\% \sim 3\%$, 塑料-钢;

a ——接触区半宽; $\lambda = (a + m) / (a - m)$;

m ——节点偏移量, 见 2.3.1。

根据操纵力矩 T_{ad} 所作的功与调速机构传动效率的乘积和移轮力 F_s 所作的功相等的原则, 可求得操纵力矩 T_{ad} 与操纵力 F_{ad} 的表达式为

$$T_{ad} = 180^\circ F_s s / \pi \beta \eta_s = F_{ad} R_{ad} \quad (3-3)$$

式中 s ——滚轮的位移, mm;

R_{ad} ——手轮作用半径, mm;

β ——手轮转角, ($^\circ$)。

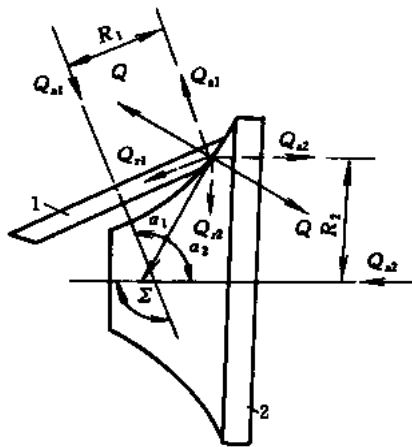
3.3 无级变速器的加压装置

加压装置是影响无级变速器传动性能与承载能力的关键部件, 它应保证各摩擦传动副之间相互压紧并满足 $\mu Q = k_f F$, 以传递运动和动力。

加压装置的设计要考虑: (1) 加压装置所提供的压紧力和输出转速的关系与变速器输出特性所要求的压紧力与输出转速的关系相一致; (2) 施压滚轮的位移与调速时要求滚轮的位移相适应, 例如钢球 V 型槽自动加压装置与碟簧所能提供的位移量是较小的; (3) 加压装置的类型、个数和配置位置; (4) 加压装置的主要参数, 如弹簧的刚度和长度、V 型槽或凸轮的升角 λ 等; (5) 强度与表面硬度等。

3.3.1 压紧力的确定

图3-3为摩擦轮副的压紧力的分析简图, 设 Q 为接触处的法向压紧力, α_1 、 α_2 为接触处当量圆锥的锥顶半角, Σ 为两轮的轴夹角, n_1 、 R_1 、 T_1 、 P_1 和 n_2 、 R_2 、 T_2 、 P_2 分别为轮 1 和 2 的转速、工作半径、转矩和传动功率, 则有



$$Q = \frac{k_f F}{\mu} = \frac{k_f T_i}{\mu R_i} = 9550 \frac{k_f P_i}{\mu n_i R_i} \quad (\text{N}) \quad (i = 1, 2)$$

(3-4)

由加压装置所需提供的轴向压紧力 Q_a 及径向压紧力 Q_r 则为

$$Q_{ai} = Q \sin \alpha_i = \frac{k_f T_i \sin \alpha_i}{\mu R_i} = 9550 \frac{k_f P_i \sin \alpha_i}{\mu n_i R_i} \quad (\text{N})$$

(3-5)

$$Q_{ri} = Q \cos \alpha_i = \frac{k_f T_i \cos \alpha_i}{\mu R_i} = 9550 \frac{k_f P_i \cos \alpha_i}{\mu n_i R_i} \quad (\text{N})$$

(3-6)

图 3-3 摩擦轮的压紧力分析

由式 (3-5) 可见, 当传递圆周力 F 相同, 且 k_f 和 μ 一定时, 摩擦轮的当量圆锥锥顶半角 α 愈小, 则所需的轴向压紧力 Q_a 也愈小, 因此在结构条件许可时, 加压装置应装在锥顶半角小的摩擦轮轴上, 以利于减小加压装置的尺寸。例如 FU、Kopp-B 和 Kopp-B 型无级变速器中装加压装置的锥轮锥顶半角 α 分别为 90° 、 45° 和 7° , 因此, 相应的轴向压紧力之比为 1:

0.707:0.122, 可见相差达 8 倍之多。

以上讨论的是单传动副的压紧力。对于多中间轮的分汇流传动, 轴向总压紧力 Q_a 与每一个接触区上的轴向压紧力 Q_{za} 的关系, 与变速器中滚轮的排列方式 (并联、串联和混联) 有关。

z 个中间轮在主、从动轮间均布并列情况 (图 3-4a) 时, 有

$$Q_a = zQ_{za} = z \frac{k_f F}{z \cdot \mu} \sin \alpha = \frac{k_f T_2}{\mu R_2} \sin \alpha \quad (\text{N}) \quad (3-7)$$

其应用例为 Kopp-B、Kopp-K 及绝大多数行星无级变速器。

z 个主动轮和 $z+1$ 个从动轮交错夹叠串联排列时 (图 3-4b), 有

$$Q_a = Q_{za} = k_f F \sin \alpha / 2z\mu = k_f T_2 \sin \alpha / 2z\mu R_2 \quad (\text{N}) \quad (3-8)$$

即轴向总压紧力等于每一个接触区上的轴向压紧力, 在传递相同圆周力的情况下, 串联传动所需的轴向压紧力仅为单接触区传动的 $1/2z$, 而且作用在轴上的轴向压紧力内部平衡, 起了卸荷作用。其应用例为大变速范围多盘无级变速器。

m 组 T 型盘均布并列在锥盘周向, 每组 z 个 T 型盘被交错夹叠在 $z+1$ 个锥盘之间的情况 (图 3-4c), 这时共有 $2mz$ 个接触区, 有

$$Q_a = mQ_{za} = k_f F \sin \alpha / 2z\mu = k_f T_2 \sin \alpha / 2z\mu R_2 \quad (\text{N}) \quad (3-9)$$

多盘无级变速器采用了这种布置, 用增多 m 和 z 来减小作用在每个接触区上的轴向压紧力, 同时也弥补了因提高接触强度而采用大锥角 ($\alpha \approx 87^\circ \sim 88^\circ$) 所带来的轴向压紧力大的缺点。这也是多盘无级变速器具有高承载能力的结构特点。

经分析指出: 带式及某些链式无级变速器中, 主动轮上所需的轴向压紧力大于从动轮上所需的轴向压紧力, 作为简化计算, Q_a 可写成:

$$Q_a = k_q F \cos \frac{\varphi}{2} / 2\mu = k_q T_i \cos \varphi / 2 / 2\mu R_i \quad (i=1, 2) \quad (3-10)$$

式中 k_q ——压紧力系数, 主动轮加压时取 $k_q = 1.7 \sim 2.2$, 从动轮加压时取 $k_q = 1.2 \sim 1.4$ 。

3.3.2 加压装置的特性、分类及位置配置

(1) 加压装置的特性

加压特性是指加压装置提供的轴向压紧力 Q_a 与变速器输出转速的关系。它与变速器的结构、机械特性 $T(n_2)$ 、 $P(n_2)$ 等有关。由式 (3-5) 可以看出: 在 k_f 和 μ 一定的条件下, 要实现恒转矩变速, Q_a 应与从动轮的工作半径 R_2 成反比, 而与接触区当量圆锥的锥顶半角成正比; 若要实现恒功率变速, 则除上述条件外, 还和输出转速成反比。

(2) 加压装置的分类

加压装置可分为准恒压加压装置和自动加压装置两大类。

1) 准恒压加压装置 变速器工作过程中压紧力 Q_a 基本不变, 由式 (3-5) 可见要实现恒转矩变速时应使 $\sin \alpha / R_2$ 为定值, 而要实现恒功率变速时, 应使 $\sin \alpha / n_2 R_2$ 为定值, 正如 3.1 中所分析的那样, 只有少数几种变速器才有这种特性, 准恒压加压装置一般采用弹簧、

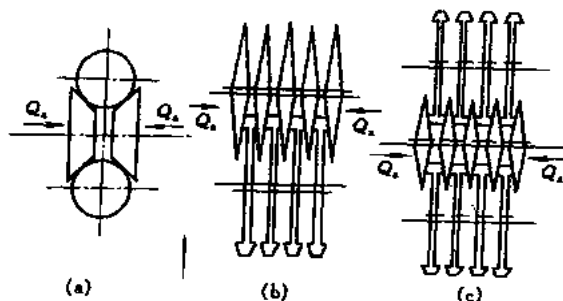


图 3-4 变速器内滚轮的排列情况
(a) 并联; (b) 串联; (c) 混联

离心力加压, 由于加压过程中弹簧长度的变化、离心加压装置当转速和回转半径发生变化时, 压紧力也随之发生变化, 因而称之为准恒压加压装置。恒压加压装置的缺点是压紧力需按最大负载来调整, 所以滚轮、轴与轴承等始终处于很大的压紧力作用下, 对传动效率和寿命均不利。

2) 自动加压装置 多数无级变速器均采用压紧力与负载成正比变化的自动加压装置, 可以减小滑动、提高传动效率和寿命, 便于实现恒功率变速, 但不能防止过载, 因而应设置过载保护装置; 为了保证空载时起动, 在自动加压装置中亦应设置一个刚度适当的预压弹簧, 这样, 其加压特性为

$$Q_a = Q_{a0} + C'T_2 = Q_{a0} + C\frac{P_2}{n_2} \quad (3-11)$$

式中 C' 、 C ——与加压装置参数 (如螺旋升角 λ 等) 有关的系数;

Q_{a0} ——预压弹簧提供的预紧力。

自动加压装置的基本原理是斜面相对运动产生楔紧, 因而 V 型槽、凸轮、螺旋、斜齿轮等均可实现自动加压。

常用加压装置的结构、特点及有关计算列于表 3-1。详细的分析参见 [1]。

(3) 加压装置的位置配置

弹簧加压装置的设置位置与变速器的输出特性有关。例如: 作恒功率变速的宽 V 带变速器的加压弹簧应装在主动轮轴上, 而作恒转矩变速时, 则应装在输出轴上。因为, 恒功率变速当输出转速最高时, 两片主动轮彼此靠得最近, 弹簧的高度最大, 压紧力最小; 反之, 输出转速最低时两片主动轮相距最远, 弹簧被压缩, 压紧力最大; 压紧力大致与输出转速成反比, 与式 (3-5) 所要求的加压特性一致。恒转矩变速输出转速最低时, 两片从动轮靠得最近, 弹簧高度最大压紧力最小; 输出转速最高时, 两片从动轮相距最远, R_2 最小, 弹簧被压缩压紧力最大, 与式 (3-5) 中恒转矩要求的加压特性一致。

从保证可靠而又灵敏的加压要求出发, 自动加压装置应装在转矩最大的轴上。对恒功率变速而言, 应放在低速轴上。仅作降速变速的变速器 (大多数行星无级变速器), 只需在输出轴上装一个自动加压装置。既升速又降速的变速器 (如 Kopp-B、Kopp-K、FU 等), 如采用压紧力内部平衡的传动结构 (如多盘、FU 等), 只需装一加压装置。否则, 应在输入和输出轴上各装一个自动加压装置, 降速输出时由输出轴上的加压装置确定压紧力; 升速输出时由输入轴上的加压装置确定压紧力。两套加压装置所产生的轴向压紧力 Q_a 相等时, 输出轴的转速 n_2 特称为转换转速 n_{ch} , 其通用表达式为

$$n_{ch} = n_1 d_{p1} \tan \lambda_1 / d_{p2} \tan \lambda_2 \quad (3-12)$$

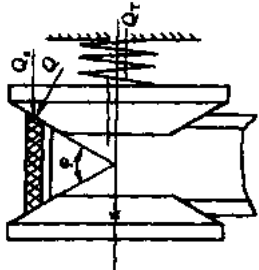
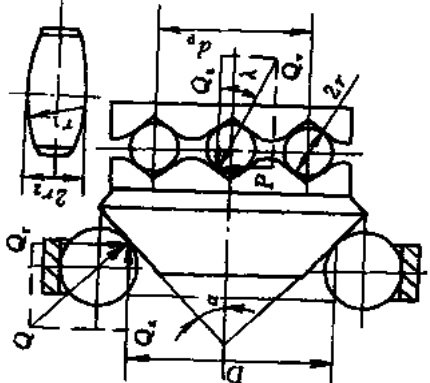
式中 n_1 、 d_{p1} 、 λ_1 ——分别为输入轴转速、输入轴加压盘有效工作直径及槽升角;

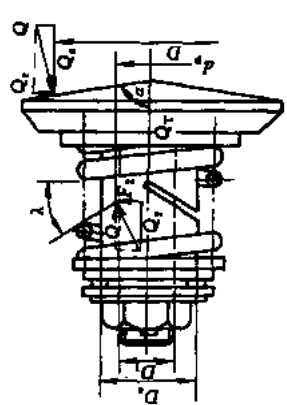
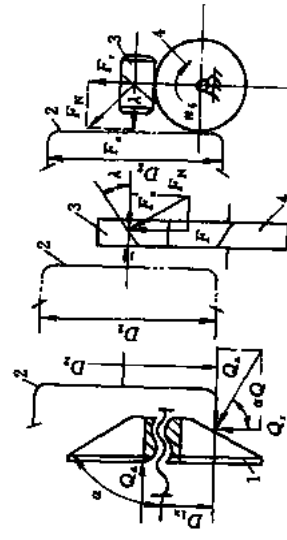
d_{p2} 、 λ_2 ——分别为输出轴加压盘的有效工作直径和槽升角。

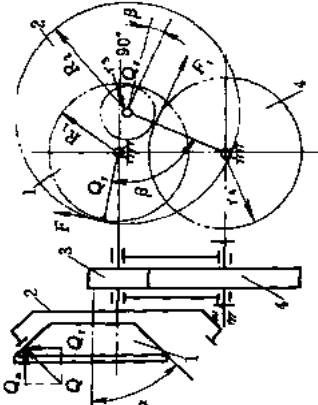
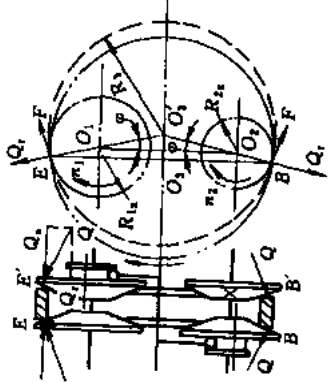
当 $n_2 > n_{ch}$ 时, 输入轴加压装置起加压作用; $n_2 < n_{ch}$ 时, 输出轴加压装置起加压作用。例如 Kopp-B 变速器中 $d_{p1} = d_{p2}$ 、 $\lambda_1 = \lambda_2$, 故 $n_{ch} = n_1$, 而 2.2kW 的 Kopp-K 变速器中 $d_{p1} = 59\text{mm}$ 、 $d_{p2} = 193\text{mm}$ 、 $\lambda_1 = 25^\circ$ 、 $\lambda_2 = 15^\circ$ 当 $n_1 = 1420\text{r/min}$ 时的转换转速 $n_{ch} = 755.5\text{r/min}$ 。

钢球 (鼓) V 型槽式自动加压装置的承载能力相对较低, λ 较小时可以获得较大的压紧力, 但 λ 较小时槽深较浅, 容易出现钢球越岭现象发出“塔塔”声而不能加压, 由于摩擦系数有一定的变动, 因而最好由实验方法确定 λ 值较为可靠, 这在新产品试制时是需要认真对待的, 此外 V 型槽表面应有适当厚度的硬度层。

表 3-1 机械无级变速器加压装置及其计算

名称	恒压加压装置		自动加压装置	
	1. 弹簧加压式		3. 钢球(柱)V形槽式	
结构				
	压紧力	$Q = \frac{1000k_f T}{\mu D}, Q_c = Q \cos \frac{\varphi}{2}$ 弹簧力 $Q_r = Q$	$Q_b + Q_c = Q_a, Q_r / Q_c = c/b$ $Q_c = \frac{1000k_f T (b+c) \cos \beta}{\mu R b}$	$Q = \frac{2000k_f T}{\mu D}, Q_a = Q \sin \alpha$ $Q_r = \frac{2000k_f T}{d_f \sin \lambda}, Q_c = Q_r \cos \lambda$
强度计算	$Q_{\max} = \frac{1000k_f T}{\mu D_{\min}} \cos \frac{\varphi}{2}$ $Q_{\min} = \frac{1000k_f T}{\mu D_{\max}} \cos \frac{\varphi}{2}$ $\lambda = z = \frac{D_{\max} - D_{\min} \tan \frac{\varphi}{2}}{2}$ 由此确定簧丝直径 d 、簧簧平均直径 D 和圈数 z	$G \leq \min \left\{ \begin{aligned} & \frac{[Q]g(b+c) \cos \beta}{b_{\max} R \omega_H^2}, \frac{[Q]g(b+c) \cos \beta}{C_{\min} R \omega_H^2} \end{aligned} \right\}$ G ——单个锥簧重量, N g ——重力加速度 $[Q]$ ——接触区的容许法向压紧力, N ω_H ——行星架角速度	钢球式: $\sigma_{\max} = 1374 \sqrt{\frac{K_s Q_c}{\pi r^2}} \leq [\sigma]_H$ (MPa) 鼓形滚子: $\sigma_{\max} = \frac{853}{\alpha \beta} \sqrt{\frac{K_s Q_c}{z} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)^2} \leq [\sigma]_H$ 式中 K_s ——载荷不均匀系数, 取 1.1~1.2 $[\sigma]_H$ ——见 表 2-5、表 2-6 z ——滚子数 $\alpha \beta$ 由 $\cos \alpha = (r_1 - r_2) / (r_1 + r_2)$ 查表 2-3	
特点和应用	结构简单, 工作可靠, 压紧力不随载荷变化; 机械效率高, 寿命较短, 不可停车调速 用于带式、多盘式无级变速器 簧簧用于滚轴轴向位移小处	不需另设加压装置, 有自动保护作用, 可停车调速; 传递功率受输入轴转速 n_1 、行星锥重力 G 和用半径 r 的限制 用于行星锥式、行星长锥式无级变速器	动作灵敏, 对载荷变化反应快; 承载能力稍差, 结构稍复杂; 工艺要求较高, 鼓形滚子承载能力较好 应通过预测滚形弹簧的刚性及其线性度, 调整垫圈厚度, 确定合理的最大可压缩量和预压量, 以避免翘顶现象 广泛用于滚轴轴向位移小的无级变速器; 如钢球外锥轮式、美锥式、行星锥式等	

名称		自动加压装置	
4. 凸齿锥(套)式		5. 螺旋、斜齿锥、蜗杆式	
结构			
压紧力	$Q = \frac{2000k_f T}{\mu D}, Q_a = Q \sin \alpha$	$Q = \frac{2000k_f T_2}{\mu D_2}, Q_a = Q \sin \alpha$	
强度	$Q_T = \frac{2000k_f T \cos \rho'}{d_p \sin(\lambda + \rho')}, Q_a = Q \cos(\lambda + \rho')$	$Q_T = \frac{2000k_f T_2}{d_p \sin(\lambda + \rho')}, Q_a = Q \cos(\lambda + \rho')$	
计算	$\sigma = \frac{4Q_T \cos \lambda}{K_f \sigma d_p (D_o - D_i)} \leq [\sigma] \quad (\text{MPa})$ $\tan(\lambda + \rho') = \frac{\mu D}{d_p \sin \alpha}$ $\tan \rho' = \mu', \mu = 0.12 \sim 0.2$ <p>式中 K_f——承压面积变化系数, 取 0.75 ~ 0.90 $[\sigma]$——许用压应力, 见表 2-6 D_o, D_i——加压凸轮的、内径 弹簧力 $Q_T = Q_a - Q$</p>	齿轮、蜗轮和螺旋的强度计算见一般设计手册 $\tan(\lambda + \rho') = \frac{\mu D_2}{d_p \sin \alpha}$ $\tan \rho' = \mu', \mu' = 0.12 \sim 0.2$	
特点和应用	承载能力较锥球 V 形槽式大, 但灵敏性差, 适用于较大功率传动; 也可在凸齿块之间设置滚子; 选用较大升角时, 可用于滚动物体轴向位移较大的多盘式、宽 V 带式及锥式无级变速器 多盘式变速器采用变升角凸齿, 以适应两端传动比范围内的运动情况 滚锥平盘式变速器的凸齿升角按 $i = i_{\max}$ 的条件确定 压紧力在同一根轴上内部平衡, 螺旋面制造较困难	结构简单, 不需专设加压装置, 只适用于单向回转、大幅度降速的变速器。 蜗杆等的轴向应接回转方向确定 用于锥盘环盘、滚锥平盘式无级变速器	

名称		自动加压器	弹性自紧环式
名称		6. 摆齿齿轮式	7. 弹性自紧环式
	结构		
压紧力	摩擦轮处	$Q = \frac{1000k_1 T_2}{\mu R_2}, Q_1 = Q \cos \theta, Q_2 = Q \sin \alpha$	$Q = \frac{1000k_1 T_2}{R_{2a}}, Q_1 = Q \cos \alpha, Q_2 = Q \sin \alpha$
	加压盘处	—	—
强度计算		齿轮按转矩 $T_4 = K_R i_{34} T_2$ 进行计算	按圆环计算, 或按曲杆作近似计算。起始间隙 $\delta_0 = \frac{a \sin^2 \varphi}{2} \left[1 - \left(\frac{R_{2a} - R_{1a}}{a} \right)^2 \right] - \delta$ $\delta = 0.149 \frac{Q_2 R_2^3}{E I_a}$ 式中 R_c — 环截面重心的半径 E — 环材料的弹性模量 I_c — 环截面对其轴线的惯性矩
	特点和应用	半锥角 α 与摆角 β 间应满足下述关系 $\cos \alpha = \frac{i_{34} R_2}{r_4 \sin \beta}$ $i_{34} = 3 \sim 4.5; R_3 = 5; \beta = 75^\circ \sim 85^\circ$ 结构较复杂, 适用于大降速比变速器 用于锥盘环盘式无级变速器	结构简单, 无需专用加压装置, F_0/Q 基本为常数; 启动、制动易出现打滑, 传递功率受到一定限制 用于解环分离锥式、钢环长锥式无级变速器, 卸载环摩擦轮传动

注: 各量的单位: 力(N); 转矩(N·m); 长度(mm)。

3.3.3 其他自动加压装置简介

(1) 变升角端面凸轮加压装置^[1]

参照表 3-1 之 4 凸轮加压装置的结构简图及其符号, 设 Q_T 为加压弹簧力、 Q_{a1} 为滚轮接触处的轴向压紧力、 Q_a 为加压凸轮提供给滚轮的轴向压紧力。由滚轮的轴向力平衡条件: $Q_{a1} = Q_a + Q_T$ 可写出

$$\frac{2k_f T}{\mu D} \sin \alpha = \frac{2h_f T}{d_p \tan(\lambda + \rho')} + Q_T$$

式中 T 、 D 、 α 、 μ ——滚轮上的转矩、工作直径、锥顶半角和摩擦系数;

d_p 、 λ 、 ρ' ——加压凸轮的工作直径、螺旋升角和滑动摩擦角。

由此可求凸轮的螺旋升角 λ 应为

$$\lambda \leq \arctan \left[\frac{2k_f T \mu D}{d_p (2h_f T \sin \alpha - \mu D Q_T)} \right] - \rho' \approx \arctan \frac{\mu D}{d_p \sin \alpha} - \rho' \quad (3-13)$$

由式 (3-13) 可见: 式中 T 、 D 是变量, 因而 λ 如取定值则不能完全满足工作要求, 因而有必要设计变升角凸轮。若略去弹簧力 Q_T , 则滚轮处所需的轴向压紧力 Q_{a1} 应与加压凸轮提供的轴向压紧力 Q_a 平衡。由于 Q_a 是输出转速 n_2 的函数, 而 n_2 往往又是加压凸轮轴向位移 x (通常也是滚轮的轴向位移) 的函数, 故可表达为

$$Q_a = \phi(x) = 2k_f T / d_p \tan(\lambda + \rho') \quad (3-14)$$

设将加压凸轮在沿其中径 d_p 的圆柱面上展开, 建立坐标系 xO_s (图 3-5), x 为加压凸轮的轴向位移, S 为加压凸轮的圆周坐标 (它与凸轮转角 θ 成正比), 则凸轮廓线上任一接触点的切线与 S 坐标的夹角即为凸轮廓线上该点的升角 λ , 显然有

$$\tan \lambda = dx/dS$$

将其代入式 (3-14), 展开整理后得

$$\frac{dx}{dS} = \frac{2k_f T - \mu' d_p \phi(x)}{d_p \phi(x) + 2k_f T \mu'}$$

式中 μ' ——凸轮工作面之间的滑动摩擦系数。

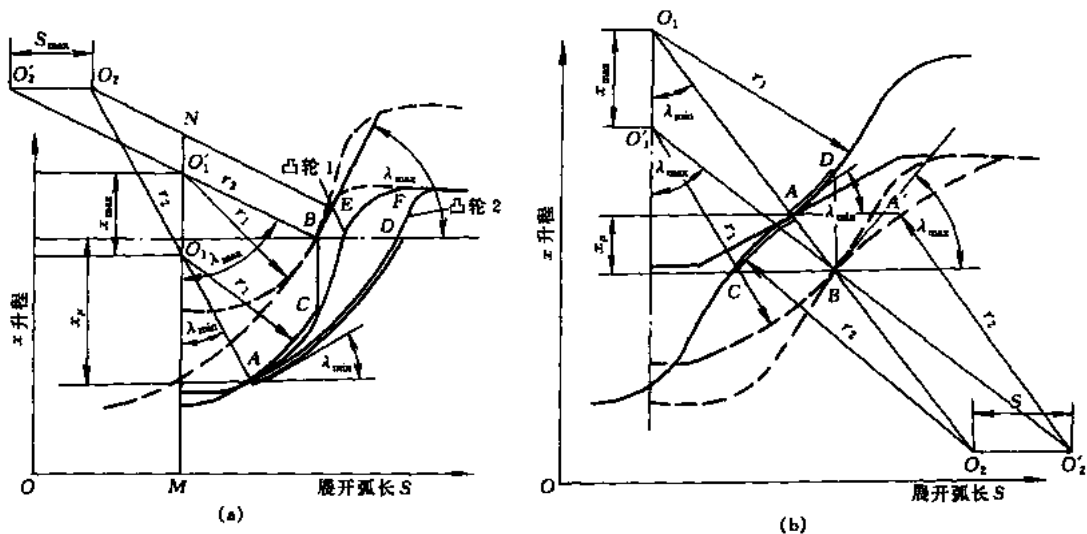


图 3-5 变升角端面凸轮廓线的展开图

(a) 内接圆弧; (b) 外接圆弧

由此得凸轮的廓线方程为

$$S = \int \frac{d_p \phi(x) + 2k_f \mu' T}{2k_f T - \mu' d_p \phi(x)} dx$$

由于加压特性函数 $\phi(x)$ 比较复杂, 且 $T = T[\phi(x)]$ 也是变量, 故上述凸轮廓线方程只能用数值计算方法求解。现介绍一种圆弧逼近的作图设计法。

升角 λ 是升程 x 的单调函数, 可能有两种情况: 1) λ 是 x 的增函数, 即 $x=0$ 时 $\lambda = \lambda_{\min}$, 而 $x = x_{\max}$ 时 $\lambda = \lambda_{\max}$, 这时可以用两个相互内切的圆弧廓线凸轮来实现 (图 3-5a)。2) λ 是 x 的减函数, 即 $x=0$ 时 $\lambda = \lambda_{\max}$ 而 $x = x_{\max}$ 时 $\lambda = \lambda_{\min}$; 这时可用两个相互外切的端面圆弧凸轮来实现 (图 3-5b)。其设计步骤如下:

1) 按式 (3-14) 求出两个极限调速位置 $x=0$ 和 $x = x_{\max}$ 时, 凸轮廓线对应的升角 λ_{\min} 和 λ_{\max} 。

2) 按结构和强度上的考虑, 参考下式初选一个适当的凸轮廓线圆弧半径 r_1 :

$$r_1 \geq \left\{ \frac{x_{\max}}{\cos \lambda_{\min} - \cos \lambda_{\max}} \pm \left[\left(\frac{x_{\max}}{\cos \lambda_{\min} - \cos \lambda_{\max}} \right)^2 + \frac{0.03 k_f T_{\max}}{(D_e^2 - D_i^2) \sin(\lambda + \rho')} \right]^{1/2} \right\} / 2 \quad (\text{mm})$$

式中符号参见表 3-1 之 4 的图。

3) 在坐标系 SOx 中平行于 x 轴的直线 MN 上, 任取相距为 x_{\max} 的两点 O_1 与 O_1' 为凸轮 1 廓线的圆弧中心; 过 O_1 及 O_1' 作直线 O_1A 与 $O_1'B$ 分别与 MN 呈 λ_{\min} 及 λ_{\max} 角; 分别以 O_1 、 O_1' 为圆心, 以 r_1 为半径作圆弧, 它们分别与直线 O_1A 、 $O_1'B$ 相交于点 A 和 B , 则 A 、 B 为两极限调速位置时凸轮廓线的切触点; 凸轮 2 廓线的圆弧中心 O_2 及 O_2' 一定分别在 O_1A 和 $O_1'B$ 的延长线上。

若取 O_2O_2' 平行于端面凸轮的圆周方向 S , 则相当于凸轮副相对转过弧长 O_2O_2' 后, 凸轮 1 沿轴向移动 $x_{\max} = O_1O_1'$, 而升角则在 $\lambda_{\min} \sim \lambda_{\max}$ 间连续变化, 比较接近变速器所需的加压过程, 而 O_1O_2 的大小则取决于凸轮副的相对转角 (以弧长 S 表示) 及凸轮 2 廓线的圆弧半径 r_2 。

过 B 点分别引垂线和水平线与圆弧 AE (圆心 O_1 半径 r_1) 和 AF (圆心 O_2 半径 r_2) 相交于 C 和 D 点, 则圆弧 AC 和 AD 分别为所求凸轮 1 和 2 的展开廓线, 图中双线为工作廓线, 细实线为非工作廓线, 虚线为在 B 点接触时的廓线位置。

4) 将上述展开廓线包到圆柱面上便得到所需的凸轮廓线, 为便于应用, 展开图可按外圆柱面展开绘制, 并应画出若干个完整的凸齿与凹槽; 非工作部分廓线可根据工艺与结构的要求自定。

在作图法的基础上, 可得图中各几何尺寸的解析关系为:

$$x_{\max} = (r_2 \mp r_1)(\cos \lambda_{\min} - \cos \lambda_{\max})$$

$$S_{\max} = (r_2 \mp r_1)(\sin \lambda_{\max} - \sin \lambda_{\min})$$

式中上方符号用于 λ 是 x 的增函数 (凸轮内接), 下方符号用于 λ 是 x 的减函数 (凸轮外接); 在式中以 λ 取代 λ_{\max} 便可求得以 λ_{\min} 为起始位置时的 x 和 S ; 如以 $\lambda = \lambda_{\max} = 0$ 代入上式求出 x 及 S 即为以 $\lambda = \lambda_{\min}$ 为基准时的 $\overline{O_1O_2}$ 在 x 和 S 方向的距离。

(2) 无空隙转换的自动加压装^[17]

为了达到无空隙转换转速或转向, 实现准确变速, 可采用图 3-6 所示的自动加压装置; 它由钢球 1、挡环 2、滚轮轮毂斜面槽 3 和凸轮 4 (通常为偏心圆弧凸轮) 等组成。斜面槽的

轴向斜度按由传动比决定的钢球位置而变化。这种加压装置使所传递动力的圆周分量首先通过斜槽产生的径向压紧力 Q_r ，然后通过挡环 2 的支撑平面和滚轮上的斜槽而产生轴向压紧力 Q_a 。调速时滚轮的轴向位置发生变化，这时钢球随同滚轮的移动而在斜槽中移动，达到由传动比所规定的位置，这里的斜面斜度正好产生正比于所需传递的转矩需要的压紧力。由于调速时钢球总是在斜槽中，因而不再出现一般自动加压装置伴随的那种转换越程，达到无空隙转换转速或转向，实现准确变速。即使起动转矩的峰值是电动机额定转矩的多倍时也能稳妥地起动。

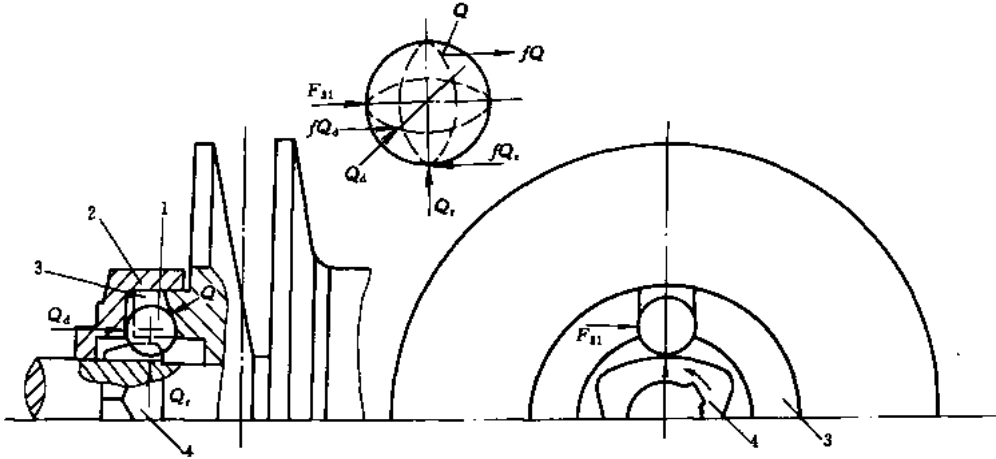


图 3-6 无空隙转换的自动加压装置
1—钢球；2—挡环；3—轴斜槽；4—径向曲面凸轮

(3) 机械式自动调速加压装置^[18]

为了使无级变速器的输出速度自动适应负载的变化，宜采用自动调速装置。汽车、拖拉机上采用了自动调速控制装置的带、链式无级变速器，可节省燃料达 8.99%。

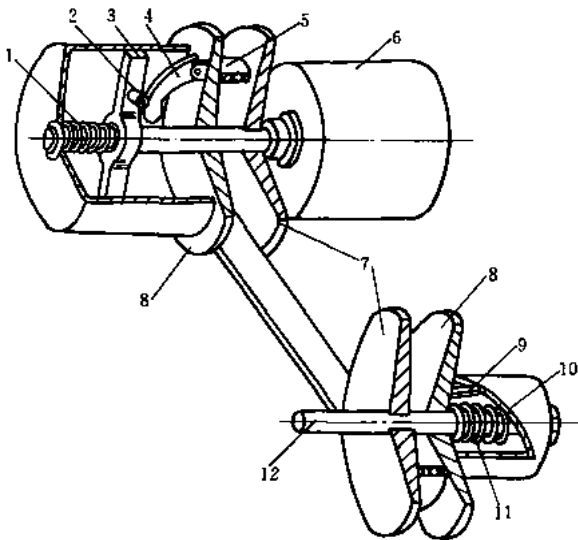


图 3-7 机械式自动调速加压装置
1—压簧；2—滚子；3—滑杆；4—飞锤；5—带；
6—发动机；7—固定盘；8—可动盘；9—滑块；
10—凸轮；11—扭簧；12—输出轴

图 3-7 所示带式无级变速器的主动轮上安装了一个离心式速度反应器，从动轮的可动盘 8 上装有一个转矩反应器。当主动轮转速升高时，铰接在主动轮可动盘上的飞锤 4 在离心力的作用下向外飞出，推动滑杆 3 并压缩弹簧 1；当飞锤之力不足以使带轮与带之间产生足够的压紧力时，带不运转。当主动轮的转速超过某值时，飞锤离心力增大使带轮与带之间的压紧力增大而带动带运动。当主动轮转速进一步增高，压紧力进一步增大将主动轮上的可动盘推向固定盘，使带轮工作节圆直径增大，带速随之提高，这时从动轮可动盘离开固定盘 7，使其节圆直径减小，输出转速提高。与此同时，从动轮可动盘向外分开

时,其上滑块 9 沿凸轮 10 的斜槽滑动,转动并压缩扭簧 11,使带的张力始终保持不变。负载转矩增大时,扭簧反向作用,使从动轮 7、8 间 V 型槽变窄,节圆直径增大、主动轮节圆直径减小,使输出转速降低,从而实现了近于恒功率变速。增大扭簧 11 的预紧力和减小凸轮 10 的螺旋升角,均可提高从动轮开始调速点的转速。[1] 第 107 页介绍了 Morse 传动的离心调速-加压机构。

将上述各种加压装置与一些控制机构相组合,可演变许多型式的加压控制系统,如液压控制的、可自动调速的加压装置,限于篇幅不作介绍了。

3.4 转速伺服控制器简介^[19]

不论是恒功率还是恒转矩型机械无级变速器,都存在着输出转速随着工作(输出)负载的变化而变化的情况,即负载增大输出转速降低,或相反的现象,为了稳定输出转速,需要人为地通过调速机构来调整传动比,使输出转速稳定在设定转速上。因而希望有一种装置,能在负载发生变化时,自动地对转速进行调节,使输出转速稳定在设定输出转速上。浙东无级变速器厂推出了 CD-II 型数显伺服控制器,它是利用新型集成电路与电力电子器件制成的转速显示与伺服控制合一的新型转速控制器,可以通过遥控使无级变速器的输出转速稳定在用户设定的转速上而不受负载变化的影响,因而适用于高精度的工业过程或生产流水线。

CD-II 型数显伺服控制器采用的是一个转速反馈的控制系统,其基本原理如下。将变速器的输出轴的转速通过一用稀土磁性材料制成的非接触式高灵敏度测量传感器发出的脉冲信号传给控制器,将信号放大、整形后,一路经分频、时序计数后进行转速显示,另一路经具有高精度的 F/V(频率/电压)芯片的 F/V 转换电路后,再经比较、分步、互锁、光电隔离系统后的信号驱动执行(调速)机构,以改变变速器中各摩擦轮的相对位置,从而改变摩擦轮的工作半径,使变速器的输出转速发生变化,直到与设定的输出转速一致后再稳速运行。为了使控制器适用于不同输出转速的变速器上,需要解决实际输出转速值与传感器输出脉冲值之间不同比例值 k 的矛盾,设计了一个比例值 k 连续可调的电子电路,通过一个电位器可以方便地进行调节,使其具有通用性。为了实现转速的自动校正,需要解决快速性与正确性之间的矛盾,设计了实际转速与脉冲数之比值 k 可调的电路和高精度的 F/V 转换电路。为了解决执行机构的振荡,即执行电机在设定转速值附近正、反转而不能停止;CD-II 控制器中一方面采用了大速比的蜗杆蜗轮副和步进式控制电路,即在转速校正到设定转速值附近时,采用短脉冲驱动方式使执行电机驱动执行机构,让变速器的输出转速逐渐接近设定值。该控制器对某变速器实行控制结果为:变速器的可调输出转速为 10~50r/min。负载变化范围为 0~200N·m,在全变速范围内转速波动为 $\pm 0.2r/min$,用户所需的转速控制精度最高可达 1%转。应该指出:速度的控制是在负载转矩不超过原动机所能提供的最大输出转矩前提下进行的,超载时则无效,控制精度的选择在满足用户需要的前提下,不宜选得过高,以免影响执行电机的寿命。

4 刚性定轴无级变速器

刚性定轴无级变速器由刚性传动元件组成，不调速时各传动件的回转轴位置固定不变，而在调速时轴线位置变动。它具有结构简单、形式多样的特点。它分为有中间滚轮和无中间滚轮的两大类，前者有较大的调速比 ($R_b \leq 16 \sim 20$)，后者的 $R_b < 6$ 。为提高功率体积比常采用多中间体的分汇流传动方式。对于既升速又降速的变速装置一般需用两套加压装置。传动件接触区可设计成初始点或线接触的结构，前者承载能力稍差，但相对滑动较小，并能补偿受力变形及加工装配等误差；后者承载能力较高，但对制造和装配要求较高。

4.1 锥盘环盘无级变速器

这种变速器有单级和双级两类。单级的可分为输入、输出轴轴线相交或平行的两种；双级的则分为中间轴与输入、输出轴轴线相交或平行的两种。相交轴者采用齿轮齿条或螺旋机构调速，平行轴者采用蜗杆蜗轮和偏心轮机构调速。

图 4-1 为干摩擦、相交轴、单级锥盘环盘无级变速器的结构和几何计算简图。输入轴上装有一个半锥角 $\alpha_1 = 85^\circ \sim 87^\circ$ 的铸铁（或钢）锥盘 1，取大锥角 α_1 是为了在较小的轴向尺寸小范围内获得较大的调速比和提供较大的法向压紧力 Q 。从动环盘 2 做成装配式，其工作部分为可更换的硬碳酚醛树脂合成材料、布质酚醛层压板或塑料环；其锥顶半角 $\alpha_2 = \alpha_1 + \gamma$ ，为了工艺和调速上的方便常取 $\alpha_2 = 90^\circ$ ，主、从动轴的轴夹角 $\gamma = \alpha_2 - \alpha_1$ ，接触区常制成初始线接触的。调速时转动调速齿轮通过齿条移动滑座 3 上的电机位置，以改变锥轮的工作半径 R_1 ，使盘 2 的输出转速得到调节。调速齿轮的转角 β 与盘 2 的工作直径 D_2 、盘 1 的最小工

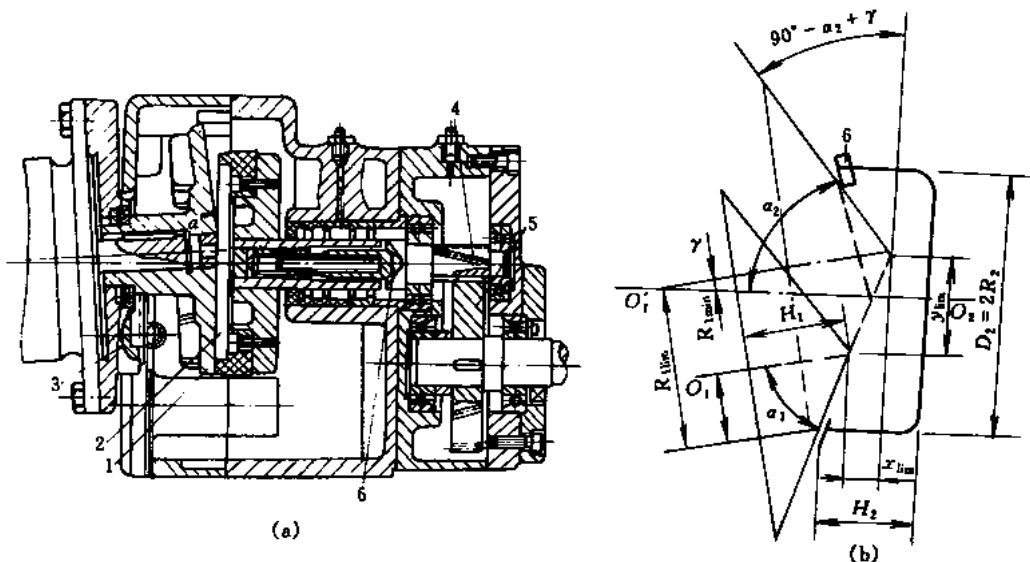


图 4-1 单级相交轴锥盘环盘无级变速器
(浙东变速器厂提供)

1—锥盘；2—环盘；3—调速滑座；4、5—斜齿轮副；6—加压凸轮

作直径 $D_{1\min}$ 、传动比 $i_{21} = n_2/n_1$ 和轴夹角 γ 等的关系 (图 4-1b) 为 $\beta = (i_{21}D_2 - D_{1\min})/mz\cos[90^\circ - (\alpha_2 - \gamma)]$, 当 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时则 $\beta = (i_2D_2 - D_{1\min})/mz\cos\gamma$ 。式中 m 、 z 为调速齿轮的齿数和模数, β 的单位为弧度。加压装置为圆柱螺旋弹簧及端面凸轮 6 复合加压。传动可正、反转。当 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时滑座 3 应沿锥盘 1 母线方向移动。基本型无斜齿轮副 4、5, 孳生型可后加多级齿轮或蜗轮减速。这种变速器的调速比为 5 (4), 功率范围为 0.25 ~ 11kW, 基本型的最高输出转速可达 3548r/min。传动效率为 0.5 ~ 0.9, 低速时效率低、滑动率大。

按图 4-1b 的符号, 当锥轮移动到虚线位置时, 环盘与锥轮上下接触发生干涉而不能传动, 由此确定了锥轮的极限半径为

$$R_{1\lim} \leq R_2 \left[\frac{\cos(2\alpha_1 - \alpha_2)}{\cos\alpha_1} - \frac{i_{\min}\sin 2(\alpha_2 - \alpha_1)}{2\psi\sin 2\alpha_1} \right]$$

当 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时有

$$R_{1\lim} \leq R_2 [2\sin\alpha_1 - (i_{\min}/2\psi)\cot 2\alpha_1]$$

锥轮的最小半径为

$$R_{1\min} = i_{\min}R_2/(1 - \epsilon) \geq \psi b \sin\alpha_1$$

式中 $\psi = b \sin\alpha_1 / i_{\min}R_2$, 其值取 6 ~ 10。

锥轮高度 H_1 和半角 α_1 : $H_1 = R_{1\lim}\cot\alpha_1$, $\alpha_1 = 80^\circ \sim 87^\circ$ 。

调速时, 锥轮 1 由 i_{\min} 位置移到 i 位置的铅垂和水平位移 y 和 x 分别为: $x = (i - i_{\min})R_2\cos\alpha_2/\sin\alpha_1$, $y = (i - i_{\min})R_2\sin\alpha_2/\sin\alpha_1$ 。当 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时不需水平位移量 x , 故常采用之, 否则电动机滑座需沿锥轮母线方向移动, 在结构上不便设计。极限传动比为

$$i_{\lim} = R_{1\lim}/R_2 = \frac{\cos(2\alpha_1 - \alpha_2)}{\cos\alpha_1} - \frac{i_{\min}\sin 2(\alpha_2 - \alpha_1)}{2\psi\sin 2\alpha_1}$$

环盘 2 的工作直径 D_2 由强度条件确定, 见公式(4-1)至式(4-4)。

环盘工作区宽度 $b = R_{1\min}/\psi\sin\alpha_1 = i_{\min}R_2/\psi\sin\alpha_1$, $\psi = 6 \sim 10$ 。

盘高 $H_2 = (R_{1\lim} + 0.5b) \frac{\cos\alpha_2}{\sin\alpha_1} + (3 \sim 5)$ (mm)

盘锥顶半角 $\alpha_2 = \alpha_1 + \gamma$, $\gamma = 3^\circ \sim 5^\circ$

恒功率传动时按接触强度和线压强确定 D_2 的公式分别为

$$D_2 \geq 237 \sqrt[3]{\frac{k_f P_1 \eta \psi \sin\alpha_1 \cos\alpha_1 E_d}{\mu n_1 i_{\min}^3 [\sigma_H]^2} \left(1 - \frac{i_{\min} \cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (4-1)$$

$$D_2 \geq 6181 (k_f P_1 \eta \psi \sin\alpha_1 / f n_1 i_{\min}^2 [q])^{1/2} \quad (\text{mm}) \quad (4-2)$$

恒转矩传动时按接触强度和线压强确定 D_2 的公式分别为

$$D_2 \geq 1.12 \sqrt[3]{\frac{k_f T_2 \psi \sin\alpha_1 \cos\alpha_1 E_d}{\mu n_1 i_{\max} i_{\min} [\sigma_H]^2} \left(1 - \frac{i_{\min} \cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}\right)} \quad (\text{mm}) \quad (4-3)$$

$$D_2 \geq 2 (k_f T_1 \psi \sin\alpha_1 / \mu i_{\min} [q])^{1/2} \quad (\text{mm}) \quad (4-4)$$

以上诸式中, E_d 为摩擦副的综合弹性模量, MPa; T_1 为环盘 2 上的输出转矩, N·mm; $[\sigma_H]$ 、 $[q]$ 、 μ 值由表 2-5 查取。

这种变速器虽然古老, 但由于其性能优良, 国内外均为传统产品, 国内浙东变速器厂等定点生产。其尺寸及技术参数见附录 7。

图 4-2 为湿式、平行轴单级锥轮环盘无级变速器的结构和调速机构简图。输入轴 1 上的锥轮 7 通过牵引传动轴线与其平行的蜗杆轴 10 上的内锥盘 8, 再经蜗杆 10 传动蜗轮 12 而将动力输出。

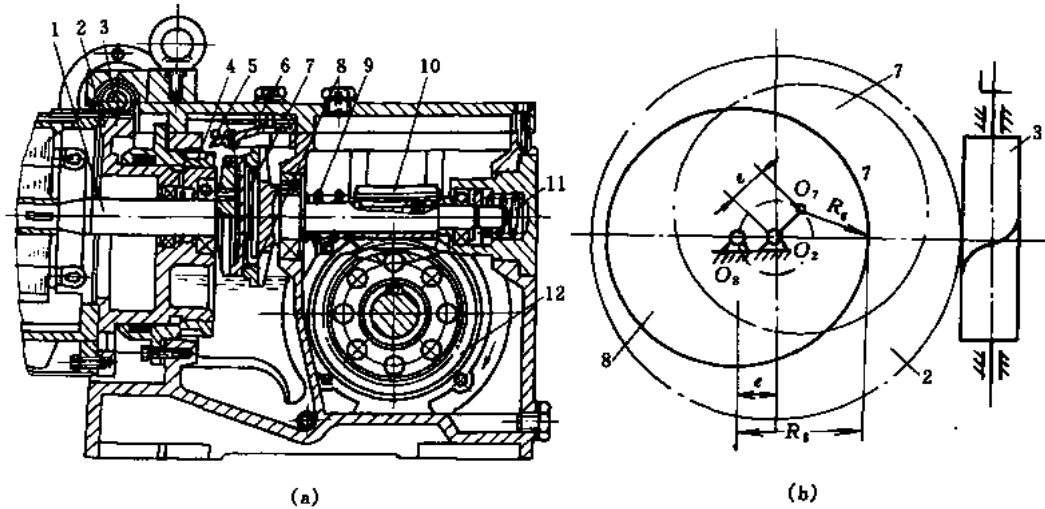


图 4-2 湿式锥轮环盘无级变速器

1—输入轴；2、3—调速蜗轮副；4—螺旋副；5—磁铁；6—油桥；7—锥盘；
8—环盘；9、11—弹簧；10—蜗杆；12—蜗轮副

由于盘 8 和 7 均有锥度，故调速与调压需联合进行，即转动调速蜗杆 3 使蜗轮 2 带着电动机轴 1 及盘 7 转动一个角度 β_2 ，使盘 7 的工作半径 R_7 改变，从而改变输出转速；同时，蜗轮 2 右端与箱体间的螺旋副 4 又使电机与盘 7 一起作轴向移动，才能保证盘 7、8 间的压紧力。弹簧 9 及蜗杆 10 可提供轴向压紧力，但蜗杆的旋向及转向应保证提供的轴向力应是由右向左的，这时蜗杆支承处的轴承外圈应与机座间呈动配合才能保证压紧力的传递。该装置亦可采用弹簧及自动加压装置加压。

由于轴 1 与蜗轮 2 的轴线是偏心的，如图 4-2b 所示，当 O_7 与 O_8 重合时 $R_7 = R_8$ ， $n_7 = n_8$ ；当 $O_2O_7O_8$ 共面时， $R_7 = R_{7\min}$ ， $n_8 = n_{8\min}$ 。令 $i_{87} = n_8/n_7$ 并以 $R_{7\min}$ 为计算起始位置，则由 $i_{87\min}$ 位置调速到 i_{87} 位置时，蜗轮 2 需转过的角度 β_2 可利用余弦定理求得为 $\beta_2 = \arccos \left[1 - \frac{i_{87}^2 R_8 - R_{7\min}}{2e(R_{7\min} + e)} \right]$ ，调速蜗杆 3 的转动角度为 $\beta_3 = \beta_2 z_3/z_2$ 。

该变速器在 0.05~1.5kW 容量下的调速比可达 $R_b = 10$ ；为了使传动部分润滑良好以减少磨损，在传动副上方设有油桥 6 并用两个磁铁 5 吸滤铁沫。这种变速器有 TW、TS 和 PK 等型号^[9,20]。国内常德纺织机械厂、温岭水产总公司船舶修造厂生产该类产品的。

图 4-3a 为德国 Pym 公司 SH 型双级锥盘环盘无级变速器^[20]的截面图。该变速装置的调速比 $R_b = 10$ ，传递功率 4~7.5kW，属降速型。主动锥盘 1 固联在输入轴或电动机轴上，输出环盘 7 装在输出轴上，输入、输出轴同轴线。中间环盘 2 和锥盘 6 共同装在偏心套筒 8 中并可轴向移动。转动调速蜗杆 4 可使偏心支承的套筒 8 在支座中转动；此时，传动副 1、2 和 6、7 的工作半径发生变化从而实现变速；其传动比为 $i_{17} = \frac{n_1}{n_7} = r_2 r_7 / r_1 r_6$ ，其中 r_1 、 r_2 可变， r_6 、 r_7 为定值。压紧力是由圆柱螺旋弹簧 3 和碟簧 5 提供，弹簧 3 装在一根空心丝杠 9 中，将环盘 2 和锥盘 6 分别压向输入锥盘 1 和输出环盘 7；左旋梯形丝杠 9 拧入螺纹套 10 中，套 10 以其外部的右旋螺纹拧入环盘 2 尾部的螺纹孔中；丝杠 9 右端通过导键插入锥盘 6 内孔可作轴向移动，通过碟簧 5 来保持正常位置。2 和 6 用无内圈的圆柱或滚针轴承安装在

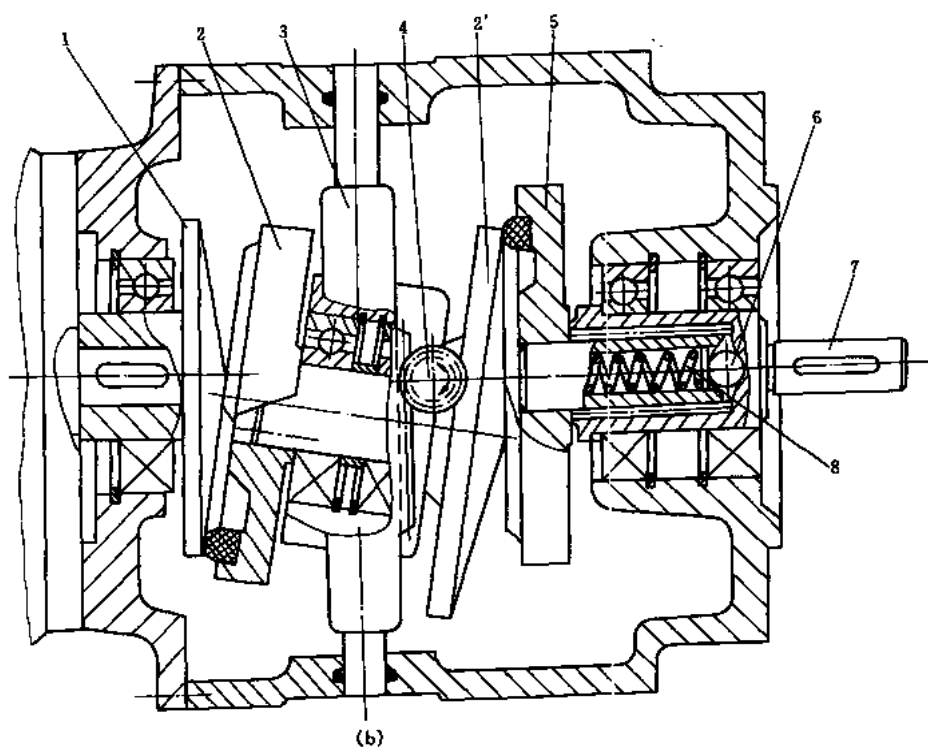
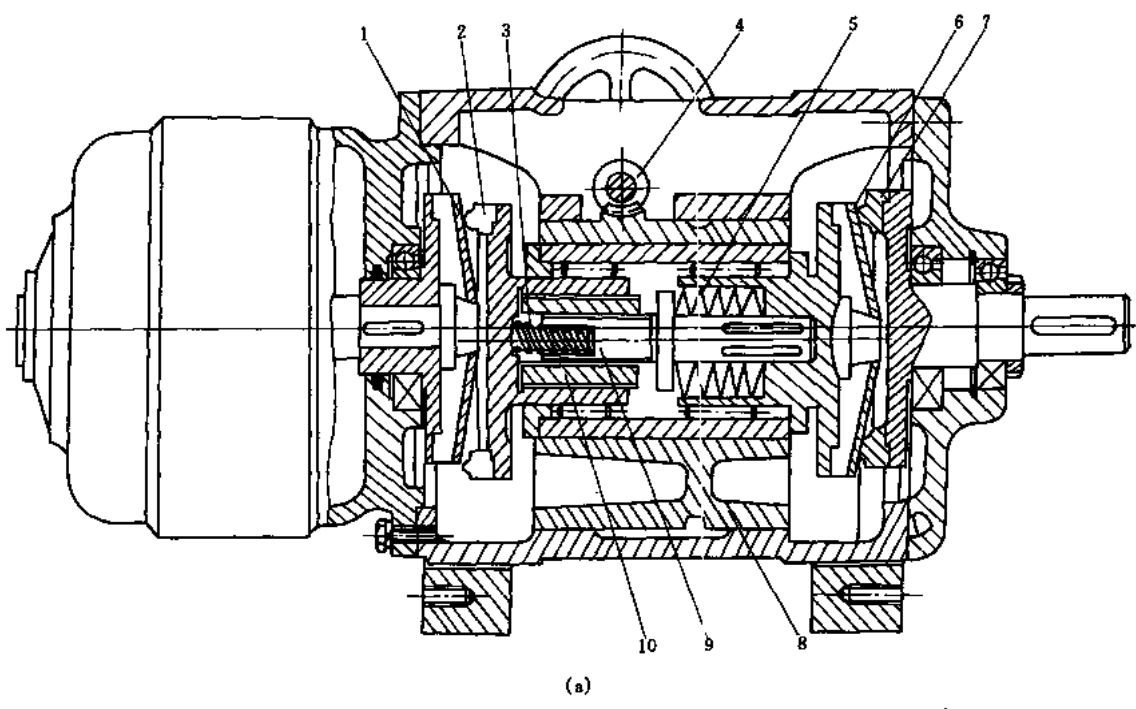


图 4-3 双级无级变速器

偏心套筒 8 中。主动锥盘 1 顺时针向旋转时，通过摩擦力带动 2 同向旋转，通过螺纹套 10 外表面的右旋螺纹使套 10 向左移动，并拧紧在 2 上。拧紧以后，套 10 与环盘 2 同步转动，因而又以其左旋内螺纹将丝杠 9 压向右方，通过碟簧 5 使摩擦副 6、7 产生压紧力并随输出

轴上的负载而变化,直到摩擦副 6、7 上的摩擦转矩与输出轴上的负载转矩达到平衡为止。由于丝杠 9 和调速蜗轮 4 的并用,满足了调速时摩擦副径向位移和轴向位移的要求。在 SH 基本型后面接装减速器的结构称为 SH-U 型。

图 4-3b 为 Knödler 公司出品的 FK 型^[82]双级锥盘环盘干摩擦式无级变速器的结构示意图。这类变速器的功率范围为 0.12~4kW,调速比 $R_b = 10$ (可扩大到 20),其动力特性在低转速 $n_2 < 9550P\eta/T_{\max}$ (P 为电机功率, kW; η 为传动效率,一般 $\eta = 0.85$; T_{\max} 为最大输出转矩 $N\cdot m$) 时为恒转矩特性,在 $n_2 > 9550P\eta/T_{\max}$ 时为恒功率特性。其派生系列可在基本型的输出轴后加接单、两和三级减速器。国内浙东变速器厂和永嘉强生变速机制造有限公司正在开发与这种变速器相似的变速器。

FK 变速器的工作原理如下:图 4-3b 中主动锥盘 1 装在电动机轴上,借摩擦力驱动环盘 2 和锥盘 2', 2 与 2' 固联并装在调速架 3 的轴承座内,再经 2' 驱动环盘 5,经加压凸轮 6 驱动输出轴 7 将动力输出。圆柱螺旋弹簧 8 提供预压力。调速时通过手柄转动小齿轮 4 经齿条使调速架 3 带着盘 2、2' 上下移动,从而改变了摩擦盘 1-2、2'-5 的工作半径实现调速。

4.2 多盘式无级变速器

多盘式 (Beier) 无级变速器是 1952 年问世的国内外应用较成功而用途广泛的一种变速器,已系列化并成批生产,有卧式、立式近 100 种规格。这种变速器及它和摆线针轮减速器组合而成的变减速机已制定了标准,相应的标准号为 JB/T 7668—95 和 JB/T 7254—94,也可与其他减速器组成多种派生系列。

多盘无级变速器的变速传动元件是锥盘 (通常作主动件、双锥面单面斜角为 $2^\circ \sim 2.5^\circ$) 和 T 形盘 (通常为从动件,接触半径 R_2 为定值),通过调速控制机构 (通常为丝杠螺母和滑块曲柄机构的组合机构) 使锥盘和 T 形盘的中心距 a_v 改变以改变锥盘的工作半径,从而实现变速。其加压装置有弹簧式 (用于小功率) 和端面凸轮式 (用于较大功率) 两种;大功率时同时使用两种加压装置,但 2/3 的压紧力由凸轮提供。多盘变速器采用 m 片锥盘和 $m+1$ 片 T 形盘交错夹杂排列, s 组传动件均布在中心轮圆周方向,形成 $2ms$ 个接触区的分汇流传动,可传递大功率,最大可达 7kW,单级的调速比 $R_b = 3.3 \sim 4$ (4.7),双级的 $R_b = 10 \sim 12$,传动效率为 $\eta = 0.7 \sim 0.87$ 。调速时,由于变速传动元件的轴向总位移量较大,故只能采用圆柱螺旋弹簧和大升角圆柱端面凸轮加压装置。从结构原理上说它是由平行轴锥盘环盘变速器演化而来的,锥盘环盘是属于内接的,主、从动轮转向相同,但调速比小而且制造困难,因而极少采用;一般采用外接的,这时主、从动轮转向相反,制造也较方便,更重要的是主、从动轮可以像周转轮系那样采用多“行星”轮结构。能始终保持锥盘和 T 形盘均与各自的轴线正交,而且轴向压紧力在轴上内部平衡,有利于轴和轴承的设计。本节仅介绍基本型的结构和工作原理。整体结构图均请参见^[21,22]。

图 4-4 为凸轮加压多盘无级变速器的传动结构,输入轴 5 经齿轮 4、惰轮、齿轮 3、摆动花键轴 2 传动锥盘 1;弹簧 10 和加压凸轮 6 使交替夹在一起的 T 形盘 7 和 s (3~9) 组锥盘 1 压紧,借牵引力将动力传给 T 形盘 7,然后加压凸轮 6、8 通过键驱动输出轴 9 将动力输出。图 4-4b 为其调速机构简图,转动调速手轮通过丝杠 14、螺母 13 带动滑块曲柄机构 13、12、11 和双摇杆机构 11、15、16 以改变锥轮 1 和 T 形盘的中心距,即改变了锥盘 1 的工作半径 r_1 ,从而实现了变速。调速手轮转角 β 与变速器传动比 i 的关系,读者可利用 3.2.2 节的原理自行推导或参阅 [1] 第 139 页。图 4-4c 为其受力与运动计算简图。设 P_i 、 T_i 、 n_i 为

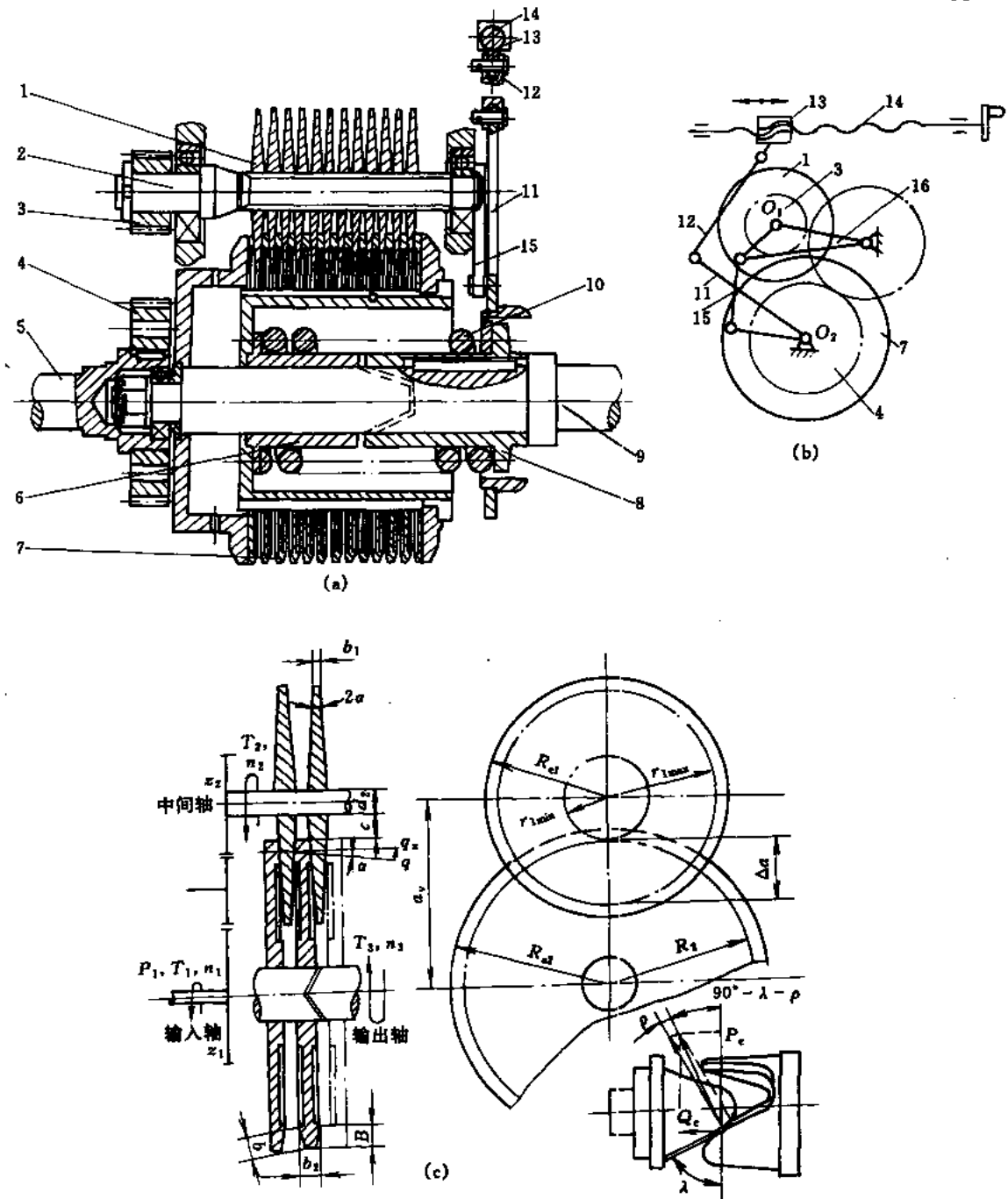


图 4-4 凸轮加压式多盘无级变速器

(a) 传动机构; (b) 调速机构; (c) 计算简图

1—锥盘; 2—摆动花键轴; 3、4—齿轮; 5—输入轴; 6、8—加压凸轮; 7—T形盘; 9—输出轴;
10—预压弹簧; 12、15—连杆; 11—曲柄; 13、14—调速螺杆螺母; 16—摆臂

各轴的功率、转矩和转速, 按图中的符号有

$$\text{传动比: } i_{95} = n_9/n_5 = z_4 r_1/z_3 R_2 = z_4(a_v - R_2)/z_3 R_2 = i_p z_4/z_3$$

$$\text{调速比: } R_6 = n_{9\max}/n_{9\min} = (a_{\max} - R_2)/(a_{\min} - R_2)$$

摩擦盘单接触区的法向压紧力为

$$q = k_f T / 2 s m \mu R_2 = 9550000 z_3 P k_f \eta_i \eta_e / s m a_4 \mu n_5 i_p D_2 \quad (N)$$

式中 T ——输出轴转矩, $N \cdot mm$;

P ——输入轴功率, kW ;

η_t 、 η_g ——分别为摩擦传动和齿轮传动效率。

由于当量曲率 $k_d = (r_1 + R_2) \sin \alpha / r_1 R_2 = 2(i_p + 1) \sin \alpha / i_p D_2$, $i_p = r_1 / R_2$, $b \approx B / \cos \alpha = r_{1\min} / \psi \cos \alpha = i_{p\min} D_2 / 2 \psi \cos \alpha$ (mm), $E_d = 2.07 \times 10^5$ (MPa), 代入线接触的接触强度计算公式, 略去中间过程可得确定 T 形盘主要尺寸 D_2 的设计公式为

$$\text{恒功率工况: } D_2 \geq 8840 \sqrt[3]{\frac{k_f P z_3 (i_p + 1) \psi \eta_t \eta_g \sin 2\alpha}{s m \mu z_4 n_4 i_p^2 i_{p\min} [\sigma_H]^2}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{恒转矩工况: } D_2 \geq 42 \sqrt[3]{\frac{k_f T \psi (i_p + 1) \sin 2\alpha}{s m i_p i_{p\min} [\sigma_H]^2 \mu}} \quad (\text{mm})$$

式中 P ——输入功率 kW ;

T ——输出轴转矩 $N \cdot mm$;

μ ——牵引系数;

ψ ——接触宽度系数, 通常取 $\psi = 8 \sim 10$;

$i_p = r_1 / R_2$ 通常可取 $i_p = i_{p\max}$ 。

图 4-5 为弹簧加压多盘无级变速器的传动结构及分析简图。装在输入轴上的锥盘 1 在圆柱螺旋弹簧的作用下, 借牵引力驱动装在中间花键轴上的 T 形盘 2 转动, 再经齿轮 3、惰轮、齿轮 4 和输出轴将动力输出。图 4-5b 为其调速机构简图, 经手轮、丝杠、螺母 (滑块) 和连杆机构, 以改变 T 形盘和锥盘的中心距 $O_1 O_2$, 从而达到变速的目的。图 4-5c 为其受力及运动分析简图, 按图中的符号有

传动比: $i_{41} = n_4 / n_1 = r_1 z_3 / R_2 z_4 = i_p z_3 / z_4$

调速比: $R_b = n_{4\max} / n_{4\min} = (a_{\max} - R_2) / (a_{\min} - R_2)$

接触区法向压紧力: $q = k_f T z_3 / s m \mu z_4 D_2 \eta_t \eta_g = 9550000 k_f P z_3 / s m \mu z_4 D_2 \eta_t \eta_g n_3$ (N)

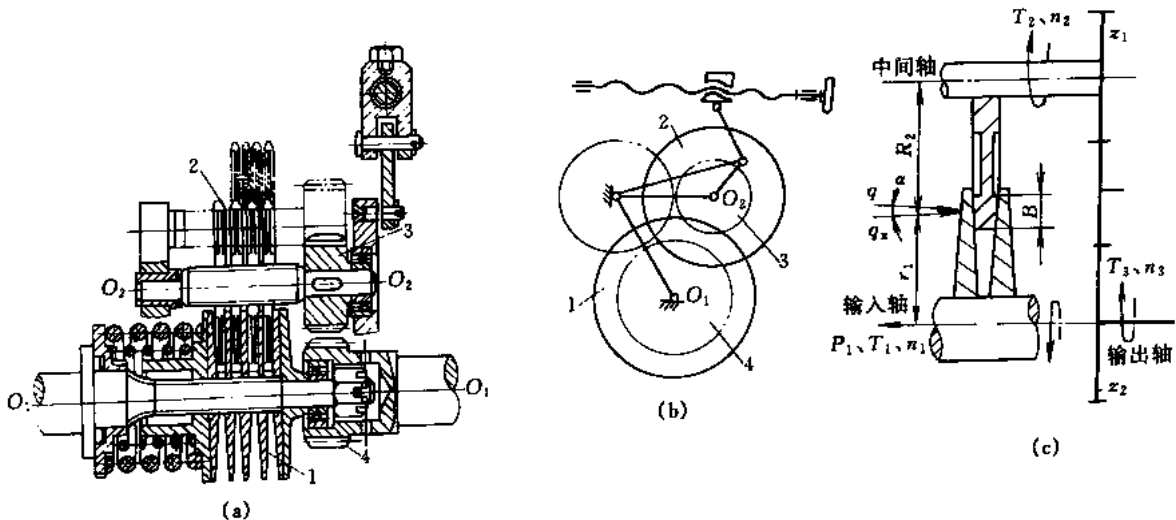


图 4-5 弹簧加压多盘无级变速器
(a) 传动机构; (b) 调速机构; (c) 计算简图

同凸轮加压多盘无级变速器相同的几何关系, 由接触强度基本公式, 略去中间过程可得确定 T 形盘主要尺寸 D_2 的设计公式为

$$\text{恒功率工况: } D_2 \geq 8840 \sqrt[3]{\frac{k_f P z_3 (i_p + 1) \sin 2\alpha \cdot \psi}{s m \mu z_4 n_3 \eta_f \eta_g [\sigma_H] i_p^2 i_{p\min}}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{恒转矩工况: } D_2 \geq 42 \sqrt[3]{\frac{k_f T z_3 (i_p + 1) \psi \sin 2\alpha}{s m \mu z_4 i_p i_{p\min} \eta_f \eta_g [\sigma_H]}} \quad (\text{mm})$$

式中 P 、 T 分别为输出轴的功率 (kW) 和转矩 (N·mm), 其余符号的含义同前。

多盘无级变速器的尺寸及技术参数见附录 6。

图 4-6 为多盘变速器的传动效率 η 、滑动率 ε 、输入功率比 η_p ($\eta_p =$ 容许输入功率/电机额定功率)、输出转矩比 η_T ($\eta_T =$ 容许输出转矩/电机额定转矩) 随传动比 i_p 及负荷率而变化的特性曲线, 其传动功率范围为 0.75 ~ 75kW。

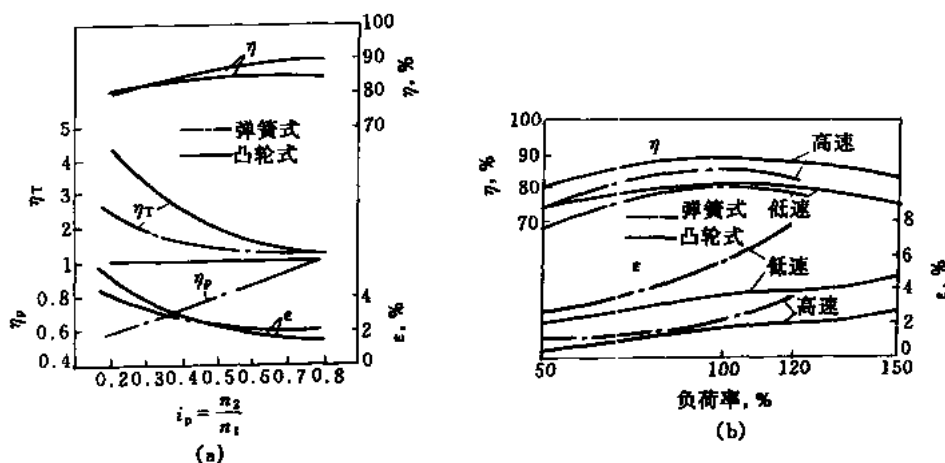


图 4-6 多盘变速器的特性曲线

将两个单级多盘无级变速器串联便形成了大变速范围型多盘无级变速器, 在高速级的输入轴和低速级的输出轴上各设一个加压装置。它又分为 $s=1$ 和 $s>1$ 的两种, 前者用于小功率传动。其调速比 $R_b = 10 \sim 12$ 。其具体结构见 [21, 22]。

图 4-7 为单锥双盘型无级变速器的传动简图, 它实质上是一种展开式的双级变速器, 是通过改变中间轴与主、从动轴间的中心距, 以改变中间锥盘主、从侧的工作半径来实现变速的。用于小功率传动, $R_b = 6$ 。

多盘无级变速器有以下特点:

(1) 它采用了分汇流多接触区传动, 因而每个接触区所承担传递的功率很小, 故能通过增加传动件的组数 s 和每组的片数 m 来增大传动功率, 但应保证不同组同一序号传动件尺寸 (厚度) 的一致性, 其变动量不超过 $20\mu\text{m}$, 这可以通过选配来实现;

(2) 锥盘和 T 形盘具有大的锥顶半角 ($87^\circ 45' \sim 87^\circ 30'$), 故接触区的当量曲率很小, 接触应力低, 且在接触表面形成一层坚韧的牵引油膜来传递动力, 因而承载能力和寿命高, 在正常使用情况下可连续使用多年, 并可承受一定的冲击载荷;

(3) 采用大锥顶半角及串联排列结构, 所需的轴向压紧力小, 每根轴上的压紧力内部平衡, 轴不受弯矩作用, 对轴及轴承的设计有利;

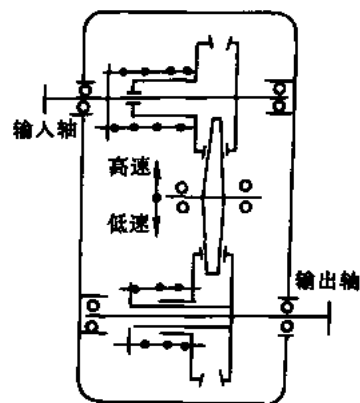


图 4-7 单锥双盘型无级变速器

(4) 转动部分惯性矩小且无不平衡零件，因而振动小，如 22kW 电机直联型多盘变速器，放在平台上作空运转时的振幅约为 $10\mu\text{m}$ ；

(5) 速度稳定性好， $\varepsilon < 4\%$ ；传动效率可高达 90%；

(6) 变速器具有近似恒功率特性，只允许在运转时调速，严禁停车调速。

4.3 滚锥平盘式 (FU 型) 无级变速器

FU 变速器是 Parker/F.U.Unicum 公司于 1936 年研制成功的产品，是具有中间滚轮的，通过改变其位置以改变主、从动盘的工作半径来实现无级变速的变速器。从结构上可以分为单滚锥双盘、双滚锥三盘和四滚锥四盘 (图 4-8)，最多的有八滚锥八盘。从滚锥的形状来分

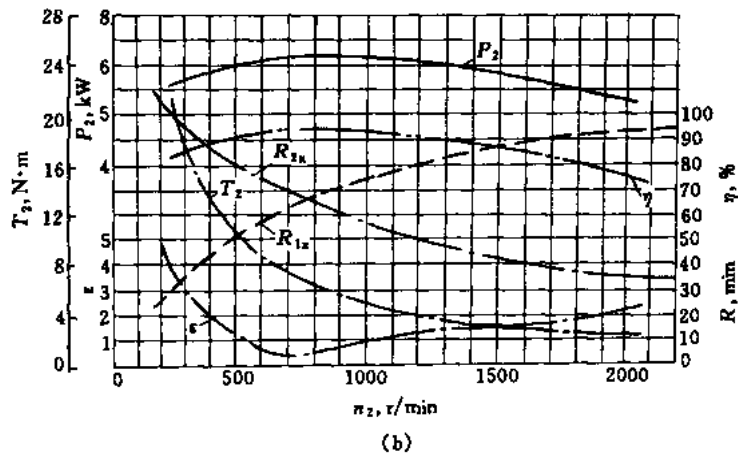
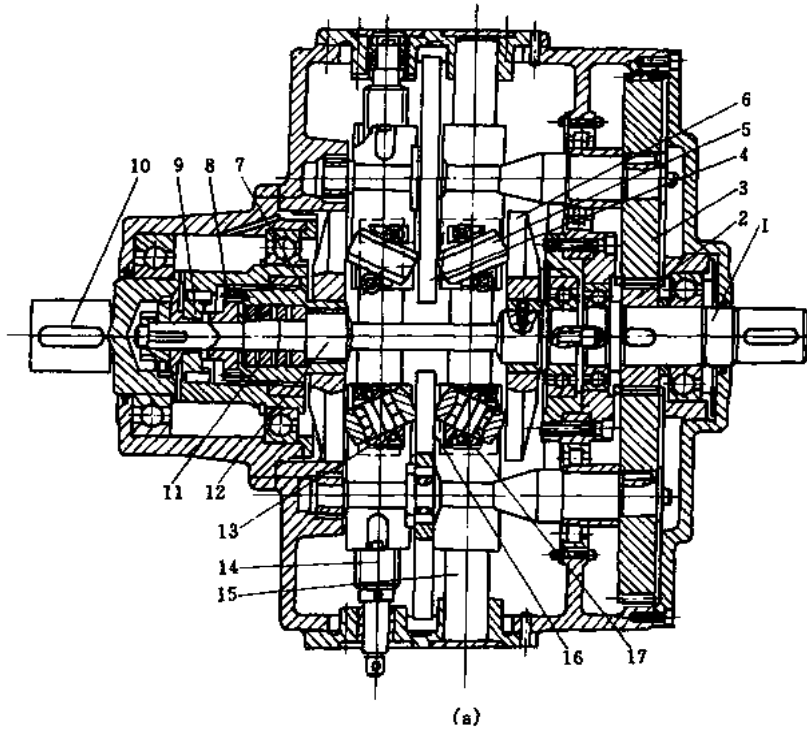


图 4-8 FU 滚锥平盘无级变速器

1—输入轴；2、3—斜齿轮；4—主动盘；5—滚锥；6—从动盘；7—联接套；8、9—加压凸轮；10—输出轴；11—矩形螺旋弹簧；12—中轴；13、17—滚锥座；14—螺杆；15—光杠；16—支架

有二端一样大的等径滚锥和二端不一样大的不等径滚锥,在不对称调速时才采用不等径滚锥。以等径滚锥四滚锥四盘者应用最广泛。加压方式大多采用端面凸轮-弹簧联合加压。接触形式一般为线接触。它具有调速比大($R_b = 8.5 \sim 10$)、传递功率大($P \leq 104\text{kW}$)、传动效率高($\eta = 0.87 \sim 0.93$)、滑动率小($\epsilon \leq 5\%$)、近似恒功率特性,以及结构简单和制造方便等特点。

图 4-8 是 FU 型变速器的结构和特性曲线图。动力经输入轴 1、齿轮 2、3 分两路驱动两个对称的主动盘 4,经四个滚锥 5 驱动两个输出盘 6,共同驱动联接套 7,经凸轮加压装置 8、9 传动输出轴 10,弹簧 11 和端面凸轮共同加压。中间轴 12 分别用键和花键与右盘 6 及套 7 联接;凸轮 9 与轴 10 用花键联接,故固接在套 7 上的左盘 6 可以轴向移动进行加压。弹簧 11 的预压力可由其左端的调压螺母进行调整。

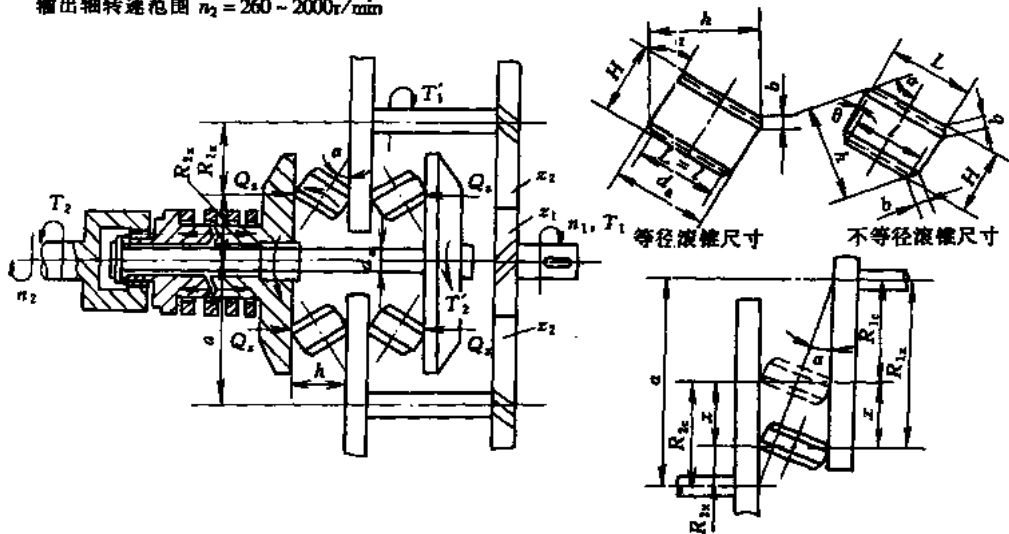
滚锥座 13、17 分别装在螺杆 14 和光杠 15 上,用支架 16 对应联接,滚锥装在滚锥座可自由旋转。调速时,转动具有左、右螺旋的螺杆 14,螺杆和光杠上两对应滚锥沿相反方向同步移动,改变了滚锥与输入输出盘的工作半径实现无级变速。由于采用了多滚锥传动,几何滑动小,接触线长,能传递较大的功率。采用压紧力内部平衡的对称布置,只需一个加压装置(单滚锥的需两个加压装置),主要轴承及箱体所受轴向力较小。

表 4-1 给出了一个四滚锥平盘无级变速器的计算实例。其数据及符号见表头。

表 4-1 滚锥平盘无级变速器的计算

已知:输入轴功率 $P = 8\text{kW}$, 输入轴转速 $n_1 = 1450\text{r/min}$

输出轴转速范围 $n_2 = 260 \sim 2000\text{r/min}$



序号	计算项目	符号	单位	计算公式	备注
1	使用传动比	i_s		$i_{\min} = \frac{n_{2\max}}{n_1} \leq \frac{R_{1\max} k_1}{R_{2\min} L z_2}$ $i_{\max} = \frac{n_{2\min}}{n_1} \geq \frac{R_{1\min} k_1}{R_{2\max} L z_2}$	通常 $L = l$ 本例 $z_1 = 34$ $z_2 = 67$ $i_{\min} = 1.441$ $i_{\max} = 1/5.577$
2	使用变速范围	R_b		$R_b = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} \leq \frac{R_{1\max} R_{2\max}}{R_{2\min} R_{1\min}}$	为提高效率、减小体积和几何滑动,应控制 $R_b \leq 8$, 本例取 $R_b = 8.05$
3	滚锥轴倾斜角	α	(°)	$\alpha = 23^\circ \sim 45^\circ$	α 大轴向尺寸大、径向尺寸小,承载能力大,大功率时取较大的 α 本例取 $\alpha = 23^\circ 42' 41''$
4	接触宽度系数	ψ		$\psi = R_{\min}/b$	常取 $\psi = 5 \sim 20$, ψ 大轴向尺寸大。本例取 $\psi = 5$

续表

序号	计算项目	符号	单位	计 算 公 式	备 注
5	每个从动盘上的压紧力	Q_s	N	$Q_s = 1.91 \times 10^7 \frac{k_f P \eta}{\mu z R_2 n_2}$	r —滚锥数 本例取 $\eta = 0.8$, $\mu = 0.04$, $k_f = 1.2$, $z = 4$ 高速: $Q_s = 12533$ 低速: $Q_s = 35500$
6	凸轮轴向压紧力	Q_a	N	$Q_a = 9.55 \times 10^6 \frac{k_f P \eta}{r_p \tan(\lambda + \rho_s) n_2}$	$\lambda = 21^\circ 23' 36''$ $r_p = 15.3 \text{mm}$ 高速: $Q_a = 4266$ 低速: $Q_a = 34324$
7	弹簧压紧力	Q_1	N	$Q_1 = Q_s - Q_a$	高速: $Q_1 = 8267$ 低速: $Q_1 = 1176$
8	滚锥工作高度	h	mm	$h \geq 8883 \sqrt[3]{\frac{k_f \psi z_2 P \eta}{\mu z z_1 n_1} \left[\frac{(1 + \sqrt{R_b}) \tan \alpha}{[\sigma]_H} \right]^2}$	适用于 $L = l$, 本例材质: 锥 GCr15SiMn, HRC62~63 盘 GCr15, HRC60~61 [σ] _H = 1800MPa 取 $h = 59$
9	滚锥接触宽度	b	mm	$b = h \cot \alpha / \psi (1 + \sqrt{R_b})$	b 不大于 5~9mm 本例取 $b = 7$
10	滚锥长度	H	mm	$H = h \sin \alpha + b \cos \alpha$	30.13
11	滚锥外直径	d_s	mm	$d_s = h \cos \alpha + b \sin \alpha$	56.83
12	中心距	a	mm	$a = h \cot \alpha$	134.33
13	主、从动盘最小工作半径	$R_{1\min}$ $R_{2\min}$	mm	$R_{1\min} = R_{2\min} = a / (1 + \sqrt{R_b})$	对称调速 35.0
				$R_{1\min} = a / \left(1 + \frac{z_1}{i_{\min} z_2} \right)$	非对称调速
				$R_{2\min} = a / \left(1 + i_{\min} \frac{z_2}{z_1} \right)$	
14	轴与滚锥间的间隙	Δ	mm	$\Delta = R_{\min} - 0.5d_s - d_s \sin \alpha - 0.5b(1 - 4\sin^2 \alpha)$	d_s —轴径 $\Delta = 1.1$ 单滚锥者不计算
15	主动盘最大工作半径	$R_{1\max}$	mm	$R_{1\max} = a - R_{2\min}$	99.33
16	从动盘最大工作半径	$R_{2\max}$	mm	$R_{2\max} = a - R_{1\min}$	
17	滚锥位移量	x	mm	$x = a \frac{l(i_{21x} - z_1/z_2)}{L \left(1 + \frac{l}{L} \right) \left(1 + \frac{l z_1}{L z_2} \right)}$	x 是以 $i_{21x} = \frac{z_1}{z_2}$, $R_{1c} = \frac{l a}{L + l}$ 的位置为零位; 升速时 x 为正值 $x_+ = 6.19$ $x_- = -2.18$
18	调速手轮转角	θ_p	(°)	$\theta_p = \frac{2\pi z}{i_p P} 57.3$	P —螺纹螺距、齿轮齿距 i_p —螺杆、齿轮至手轮间的传动比
19	加压凸轮的升角	λ	(°)	$\tan(\lambda + \rho) = \frac{2\mu R_{\min}}{r_p}$ $\tan \rho = 0.12 \sim 0.20$	算出的 λ 应圆整, 使凸轮的螺旋导程为整数, 便于加工 本例取 $\tan \rho = 0.12$, 经计算圆整取 $\lambda = 21^\circ 23' 36''$, 相应导程为 48mm
20	加压凸轮端面的挤压强度	σ	MPa	$\sigma = \frac{4Q_{\max} \cos \rho \cos \lambda}{K_A \pi d_p (D_c - D_1) \cos(\lambda + \rho)} \leq [\sigma]$	$\sigma = 102.5 \text{MPa}$ [σ] = 174~232MPa (HRC3~4)

注: 1. 本表按等径 ($L = l$) 滚锥与主、从动盘在中径 ($R_1 = a/2$) 接触时, 滚锥锥顶与主、从动盘中心重合的条件计算。

2. 不对称调速时, 可采用不等径 ($L \neq l$) 滚锥, 这时锥顶重合位置在 $R_{1c} = \frac{l a}{L + l}$ 、 $R_{2c} = a - R_{1c}$ 处, i_{\max} 与 i_{\min} 值和对称调速时的数值不同, 相应的计算公式均应变更。为避免滚锥与平盘干涉 (相碰), 应使 $\frac{l}{L} = 0.78 \sim 1.3$ 。

3. 本表的计算实例, 数据由北京曙光电机厂提供。

4.4 钢环分离锥轮式无级变速器

图 4-9 是这种变速器的典型结构图。在平行的主、从动轴 1、4 上各装两对锥轮 2、3 和 8、10；一个无支承的钢环 9 紧套在两对锥轮之间形成一定的预紧力；锥轮 2、8 与轴 4、1 用花键联接，并可在轴上作轴向移动；半锥轮 3、10 则用平键固联于轴 4、1 上；依靠钢环与锥轮之间的牵引力将轴 1 的动力传给轴 4 而输出。

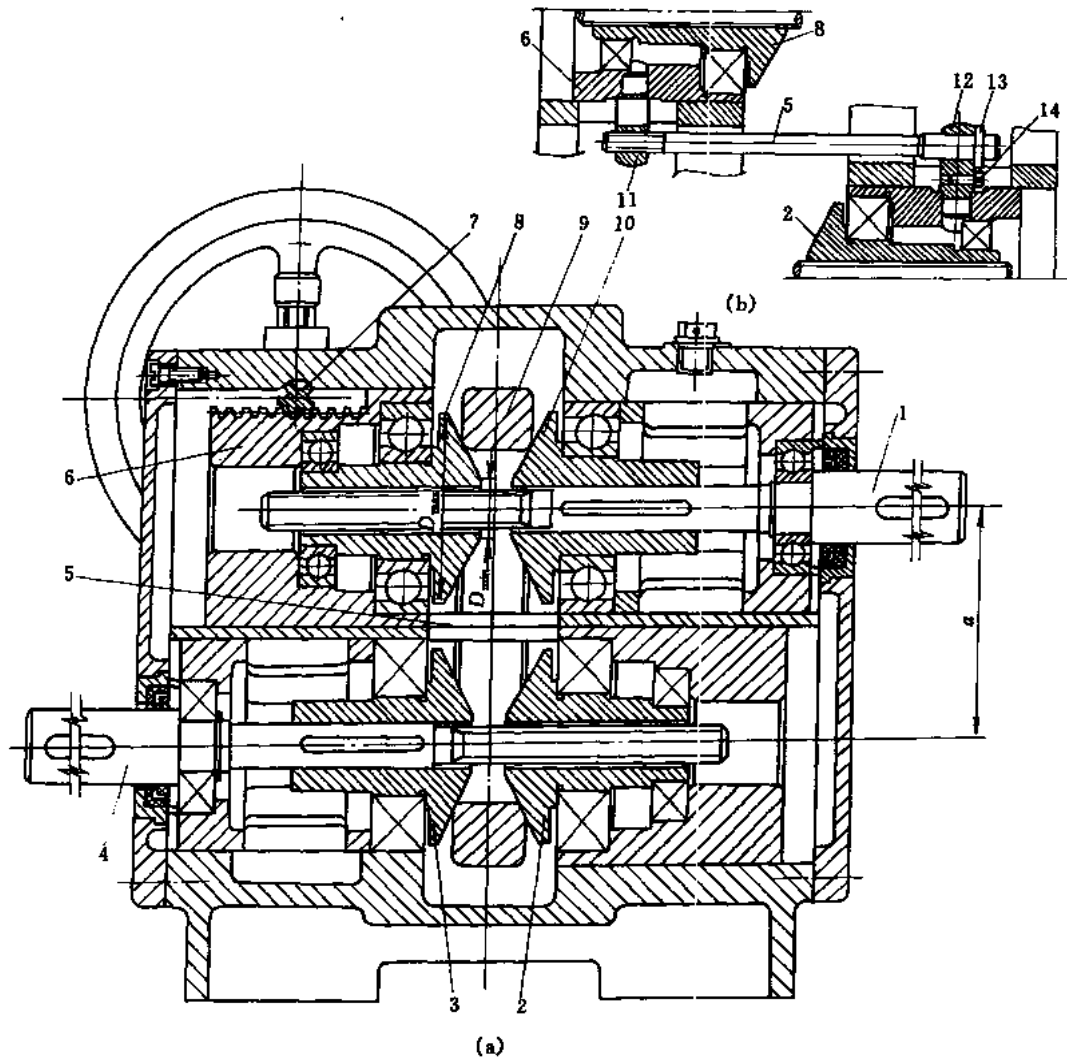


图 4-9 钢环分离锥轮式变速器

(a) 结构图；(b) 拉杆局部示意

1—主动轴；2、3—从动锥轮；4—从动轴；5—拉杆；6—调节套；7—小齿轮；
8、10—主动锥轮；9—钢环；11、12—销；13—蜗轮；14—止动销

调速时，转动手轮由小齿轮 7 带动调节套 6 上的齿条，使 6 右（左）移，通过拉杆 5 使锥轮 2 的支承套也右（左）移，使主动锥轮的工作直径 D_1 增大（缩小），从动锥轮工作直径缩小（增大），从而达到变速目的。

钢环与主、从动锥轮间的初始过盈（或间隙）是通过拉杆 5 来调节的，调节时，松开止动销 14，转动拉杆，其左端的螺杆使锥轮 2、8 的轴向相对位置发生变化，当获得所需的过

盈后, 再将销 14 插入拉杆右端棘轮 13 的齿间而定位, 这种调节工作在装配调试时进行。

这种变速器在国外称为 Heynau-H 型, 其特点是:

(1) 钢环具有自动楔紧加压作用, 不需另设加压装置, 结构简单、紧凑, 制造也容易。

(2) 具有近似恒功率特性, 调速比 $R_b = 9$ (16) 对称调速, 传动效率 $\eta = 0.7 \sim 0.85$; 传动功率小于 10kW; 静止或运行时均可调速。

(3) 为了提高承载能力, 锥轮的锥顶角取为 $127^\circ \sim 130^\circ$, 为了减少几何滑动和提高传动效率, 亦可设计成点接触结构, 这时将钢环接触区作成圆弧形, 圆弧半径为钢环工作直径的 $0.8 \sim 0.9$ 倍, 即 $R = CD_r = (0.8 \sim 0.9)D_r$, 并经磨削。

这种变速器的主要尺寸参数是锥轮的最小工作直径 D_{\min} , 按接触强度略去中间过程, 可得确定 D_{\min} 的设计公式为

$$\text{恒功率工况线接触时: } D_{\min} \geq 8840 \sqrt[3]{\frac{k_f P_1 \psi \sin 2\alpha}{\mu n_1 [\sigma_H]^2} \left(1 - \frac{1}{C_r \sqrt{R_b}}\right)} \quad (\text{mm})$$

$$\text{恒功率工况点接触时: } D_{\min} \geq \frac{180762}{\alpha \beta [\sigma_H] \sqrt[3]{\frac{k_f P_1}{\mu n_1 R_b} \left[\frac{2C(C_r \sqrt{R_b} - 1) \cos \alpha + 1}{CC_r} \right]^2}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{恒转矩工况线接触时: } D_{\min} \geq 42 \sqrt[3]{\frac{k_f T_2 \psi \sin 2\alpha}{\mu [\sigma_H]^2} \left(1 - \frac{1}{C_r \sqrt{R_b}}\right)} \quad (\text{mm})$$

$$\text{恒转矩工况点接触时: } D_{\min} \geq \frac{852}{\alpha \beta [\sigma_H] \sqrt[3]{\frac{k_f T_2}{\mu R_b} \left[\frac{2C(C_r \sqrt{R_b} - 1) \cos \alpha + 1}{CC_r} \right]^2}} \quad (\text{mm})$$

上述诸式中, P_1 为输入轴功率, kW; T_2 为输出轴转矩, N·mm; R_b 为调速比; $\psi = 3 \sim 4$ 为宽度系数; $\alpha = 127^\circ \sim 130^\circ$ 为锥顶角, $C_r = D_r/D_{\max} = 1.8 \sim 1.9$; $C = R/D_r = 0.8 \sim 0.9$ 为圆弧半径系数; $\alpha \beta$ 为曲率系数按 $\cos \tau$ 由表 2-3 查取, 在此,

$$\cos \tau = [2C(C_r \sqrt{R_b} - 1) \cos \alpha - 1] / [2C(C_r \sqrt{R_b} - 1) \cos \alpha + 1]$$

这种变速器的零件结构图例及详细计算公式分别参见 [20]、[1]。

利用钢环自动加压原理制成的长锥轴向移环式无级变速器, 日本称之为 RC 型变速器, 为近似恒功率型, $R_b = 4$ 的对称调速, $P = 0.1 \sim 5.5$ kW。其缺点是轴向较长, 输入、输出轴同向转动, 转动方向再加压机构确定、严禁停车时调速。

4.5 弧锥滚轮式无级变速器

这类变速器的主、从动轮的工作表面是以圆弧为母线的回转面, 国外称为超环面 (Toroidal), 而中间轮是半径为 r 的截球台; 主、从动轴同轴线。按中间轮相对于主、从轮的位置的不同, 可分中间轮沿主、从动轮截形腔圆的弦向配置的 Arter 型及 ЦНННТМАШ a 型 (图 4-10a) 和中间轮沿形腔圆直径配置的 RF 型和 Hayes 型 (图 4-10b、c) 两类。其雏形分别出现于 1932 和 1877 年, 并用于汽车、机床等行业。不难看出图 a、b 是对称调速升、降速型变速器, 后者的调速比大于前者, 图 c 是降 (升) 速非对称调速型变速器, R_b 值也较小。

4.5.1 弦向配置的弧锥滚轮式无级变速器

图 4-11a、b 为其基本型的结构图和计算简图。动力由轴 1 输入, 经钢球 (滚子) V 型槽自动加压装置 2、3 带动主动弧锥轮 4, 经中间滚轮 5 (2~3 个) 借牵引力传动从动弧锥轮 6, 再经自动加压装置 7、8 传动轴 9 而输出动力。由于结构的对称性, 主、从动侧可互换。

调速时, 转动手轮, 经齿轮 10、齿条 11、滑块 12 和拨杆 13 使安装中间轮的框架 14 绕

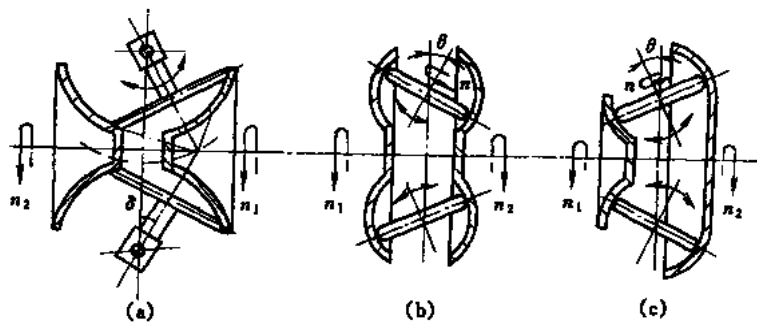


图 4-10 弧锥滚轮式无级变速器
(a) 弦向配置式 (b)、(c) 直径配置式

直立轴转动一个角度 δ ；中间轮 5 的回转轴水平地装在框架上可绕水平轴自由转动。由于水平轴转动了角度 δ ，使与中间轮相接触的主、从动轮工作半径发生变化，从而实现了无级变速。

为了消除轴的弯曲和增大传递功率，常采用多中间轮结构，为了均载，其摆动轴均固定在挠性或浮动框架上。采用三个中间轮时，它们的摆动轴线呈等腰三角形布置，其调速操纵机构采用蜗杆、蜗轮及扇形锥齿轮块传动。

这种变速器早期曾采用夹布胶木为材质作成可更换结构的中间轮，但其寿命短、发热大，目前已基本不用。现代采用的都是湿式工作全钢质的变速器，通常其 $R_b = 3 \sim 10$ (12)，功率 $P \leq 20\text{kW}$ ，效率 $\eta = 90\% \sim 95\%$ ，但要求较高的制造和安装精度。

图 4-12 是双腔弧锥滚轮式无级变速器的传动简图^[14,23]，日本、美国等国将其与锁闭离合器、液力偶合器、差动轮系及控制离合器等组成一个汽车用的无级变速传动系统，可减少油耗与排污，减缓换档冲击，便于实现自动控制，据报道已制成输入转矩为 $333\text{N}\cdot\text{m}$ ，功率为 250kW 输入转速为 $7000\text{r}/\text{min}$ 的双腔变速器。动力由输入轴 1 上的齿轮经齿轮副 2 驱动与之固联的双联主动弧锥 3，再经装在挠性支架 4 上的四个滚轮 5 传动两侧从动弧锥 6，最后经与输出轴以花键联接滚子 V 槽自动加压装置 7 驱动输出轴 8 将动力输出。在此装置中压紧力是内部平衡的，由于压紧力较大，支承处采用静压轴承。

参照图 4-11b 的符号，可写出弧锥滚轮变速器的运动学及几何计算公式：

$$\text{传动比} \quad i_{21} = n_2/n_1 = \frac{H - r\cos(\theta + \delta)}{H - r\cos(\theta - \delta)}$$

$$\text{调速比} \quad R_b = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \left[\frac{H - r\cos(\theta + \delta_{\max})}{H - r\cos(\theta - \delta_{\max})} \right]^2$$

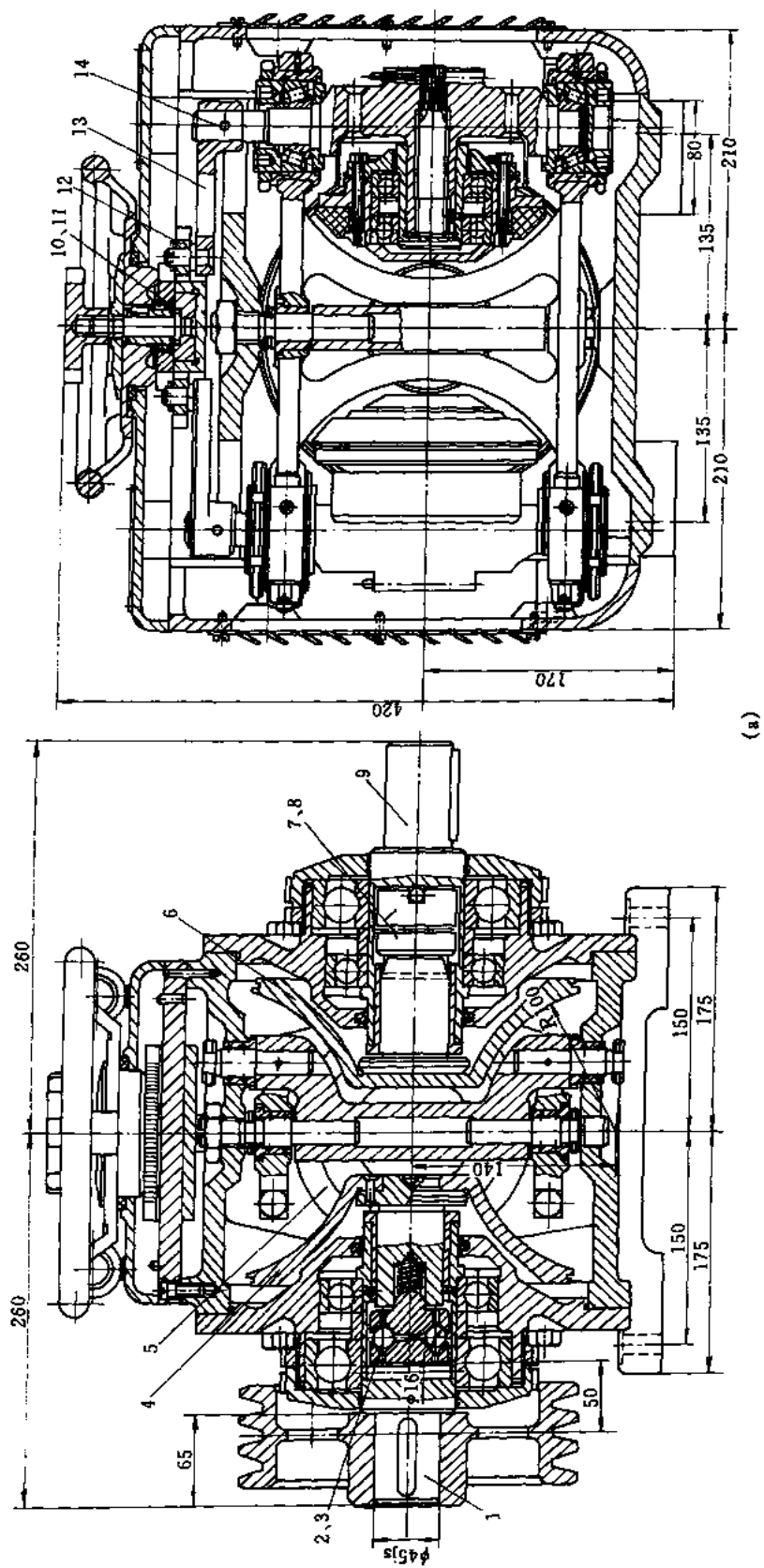
$$\text{中间轮转速} \quad n_5 = n_1 [H - r\cos(\theta + \delta)] / r \sin\theta$$

弧锥的最小工作半径 R_{\min} 是变速器的主要尺寸参数，由线接触强度可得恒功率工况时的计算公式为

$$R_{\min} \geq 7012 \sqrt[3]{\frac{k_f P_1 [C_2 \sqrt{R_b \cos(\theta - \delta_{\max})} + 1]}{\mu z v_1 C_2 C_3 R_b [\sigma_H]^2}} \quad (\text{mm})$$

当传递输出转矩 T_2 并作恒转矩运转时的计算公式为

$$R_{\min} \geq 33 \sqrt[3]{\frac{k_f T_2 [C_2 \sqrt{R_b \cos(\theta - \delta_{\max})} + 1]}{\mu z C_2 C_3 R_b [\sigma_H]^2}} \quad (\text{mm})$$



(a)

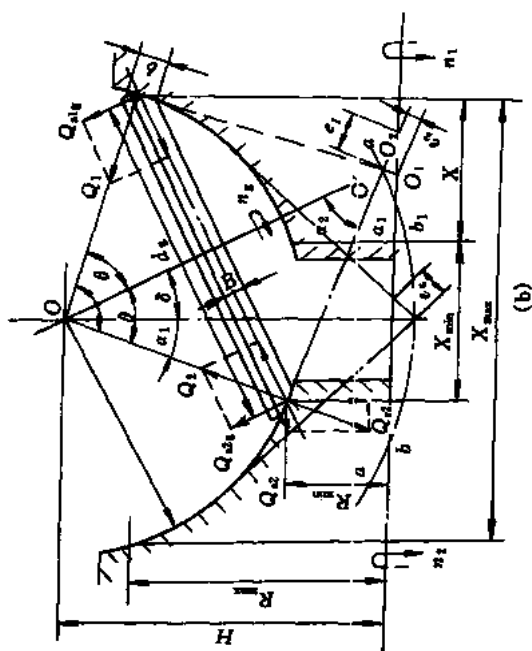


图 4-11 单腔弧锥滚轮式无级变速器

1、9—主、从动轴；2、3、7、8—自动加压装置；4、6—主、从动圆锥轮；5—中间轮；
10—覆盖齿轮；11—齿条；12—滑块；13—拨杆；14—框架

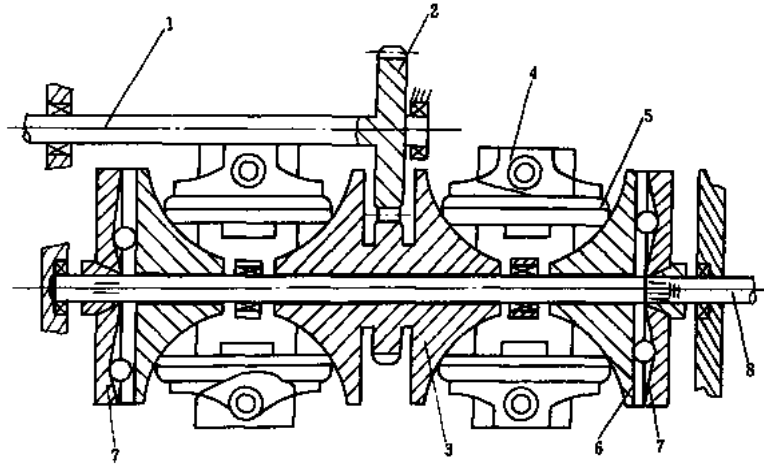


图 4-12 双腔弧锥滚轮无级变速器简图

在取定 R_{\min} 后便可求得主要几何尺寸(参见图 4-11b):

$$R_{\max} = \sqrt{R_b R_{\min}}; d_g = 2C_2 \sqrt{R_b R_{\min}} \sin \theta; b = C_3 \sqrt{R_b R_{\min}}$$

$$H = [1 + C_2 \cos(\theta + \delta_{\max})] \sqrt{R_b R_{\min}}; r = C_2 \sqrt{R_b R_{\min}}; B = b \sin \theta$$

$$X_{\min} = 2C_2 \sqrt{R_b R_{\min}} \sin(\theta - \delta_{\max}), X_{\max} = 2C_2 \sqrt{R_b R_{\min}} \sin(\theta + \delta_{\max})$$

$$X = 0.5(X_{\max} - X_{\min})$$

B. A. Снегосаров 建议取: $C_2 = 0.85 \sim 1.07$, $C_3 = 0.1 \sim 0.23$, $\theta = 46^\circ \sim 47^\circ$ 。

为了减少几何滑动和提高传动效率,选择主要参数 H 、 r 、 θ 时应使当量圆锥锥顶 O' 的轨迹尽可能地不偏离直线 $\overline{bb_1}$ 。对于通用变速器,则应使 $i = 1$ 及 $i = i_{\max}$ (或 i_{\min}) 时满足 $e_1 + e_2 \approx 2e_c$ 的关系。[1] 第 179 页给出了四种规格变速器的尺寸参数。

4.5.2 中间轮径向配置的弧锥滚轮式无级变速器^[1]

图 4-13a、b 分别为这种变速器的结构图和计算简图。动力由输入轴上齿轮 1 输入,经齿轮 2、轴套 3、拨环 4 带动主动弧锥轮 5,借牵引力经 z 个中间轮 7 驱动从动弧锥轮 8,再经右拨环 4a、自动加压装置 10~12 传给输出轴 13 将动力输出。为了补偿锥轮 5、8 与滚轮 7 的接触面间的误差,轮 5、8 以一定的间隙装在各自的轴上,使其能借弹簧垫片 14 和弹簧 9 稍作调整;空载起动时由弹簧 9 提供压紧力,预压力可以通过轴 13 两端的螺母进行调整。为了使加压装置中各个滚珠均载,加压盘 10 与轴 13、拨环 4a 之间有适当间隙,以便浮动。

调速时,通过调速机构(图中未示出)使滚轮 7 的支架 6 在垂直于图面绕 O_6 转动一定角度,从而改变了与滚轮 7 相接触的主、从动锥轮 5、8 的工作半径,达到变速的目的。

这类变速器的 $R_b = 4 \sim 10$ (12)、 $\eta = 0.8 \sim 0.9$,传动功率一般小于 20kW,特殊的可做到 30kW 以上,但需提高输入转速和加工精度。

这种变速器的主要运动和几何计算公式(参见图 4-13b 符号)为

$$\text{传动比: } i_{21} = n_{2z} / n_1 = (H + r \sin \theta) / (H - r \sin \theta)$$

$$\text{调速比: } R_b = n_{2\max} / n_{2\min} = \left(\frac{H + r \sin \theta_{\max}}{H - r \sin \theta_{\max}} \right)^2$$

$$R_{\max} = \sqrt{R_b R_{\min}}, H = 0.5(\sqrt{R_b} + 1) R_{\min}, r = 0.5(\sqrt{R_b} - 1) R_{\min} / \sin \theta_{\max}$$

$$b = (0.3 \sim 0.4) r, h = r(1 - \cos \theta_{\max}) + 0.5 b \sin \theta_{\max}, X_{\min} = 2r \cos \theta_{\max}, X_{\max} = 2r$$

式中 R_{\min} 可根据点接触接触强度公式进行计算,恒功率时按 $n_{2\min}$ 位置,恒转矩 T_2 时按 $n_{2\max}$ 位置进行计算,略去中间推导可得 R_{\min} 的计算公式分别为

$$\text{恒功率时: } R_{\min} \geq \frac{180762}{\alpha\beta[\sigma_H]}\sqrt[3]{\frac{k_t P_1 (\sqrt{R_b} + 5)^2 \sin^2 \theta_{\max}}{\mu z n_1 (\sqrt{R_b} - 1)^2}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{恒转矩时: } R_{\min} \geq \frac{852}{\alpha\beta[\sigma_H]}\sqrt[3]{\frac{k_t T_2 (\sqrt{R_b} + 5)^2 \sin^2 \theta_{\max}}{\mu z (\sqrt{R_b} - 1)^2}} \quad (\text{mm})$$

式中 $\alpha\beta$ 按 $\cos\tau = (\sqrt{R_b} + 1)/(\sqrt{R_b} + 5)$ 由表 2-3 查取, P_1 、 T_2 的单位分别为 kW 和 N·mm。
推导公式时取滚轮截面圆弧半径 $r_1 = r/3$ 。

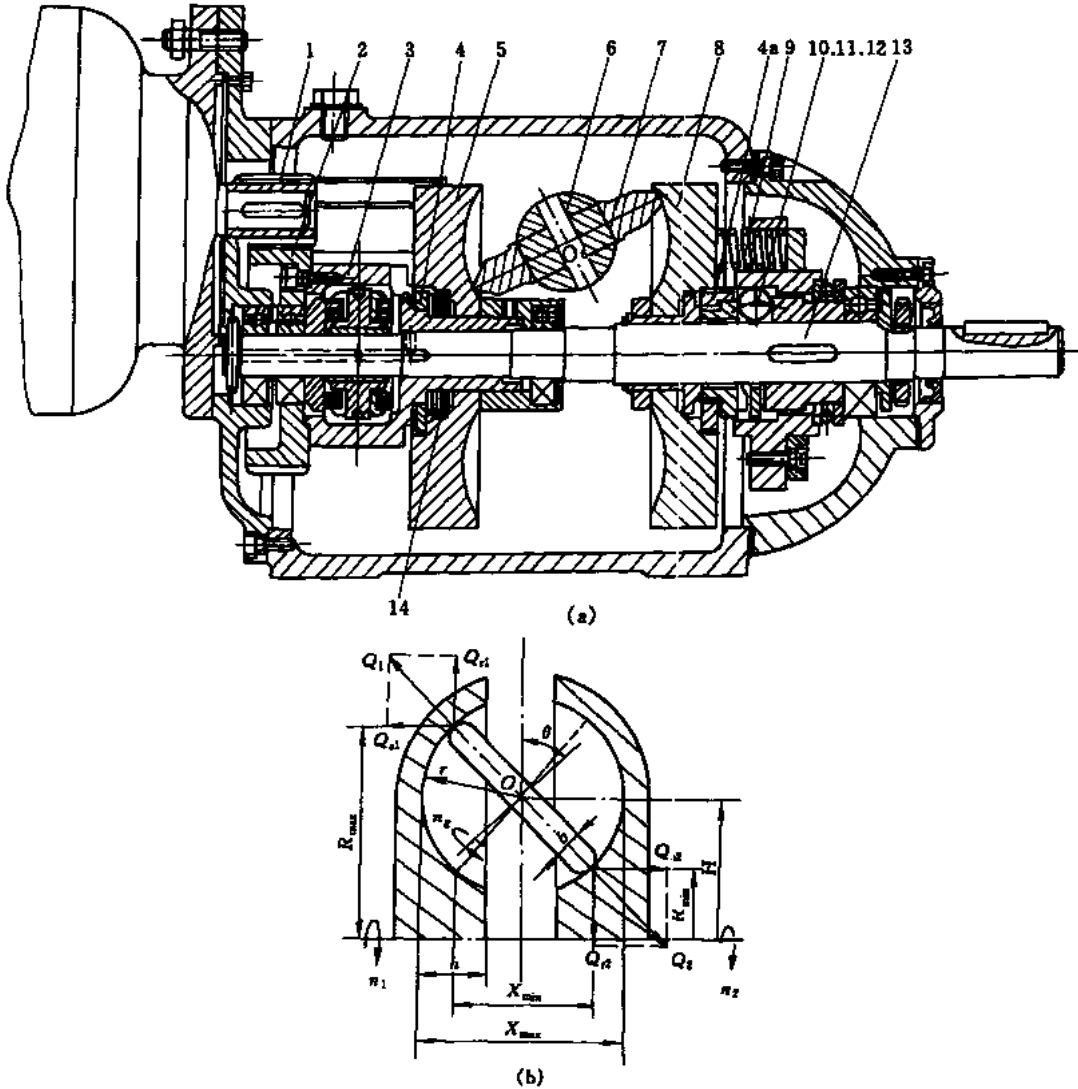


图 4-13 中间轮径向配置的弧锥滚轮无级变速器

1、2—齿轮；3—轴套；4、4a—接环；5、8—主、从动锥轮；6—调速支架；7—中间轮；
9—预压弹簧；10、11、12—自动加压装置；13—输出轴；14—弹簧垫片

4.6 钢球锥轮式无级变速器

这类变速器常见的基本形式有图 4-14 所示的五种定轴式的和图 5-22 所示的一种行星式的。它们的共同特点是：中间轮为一或多个钢球，主、从动轮是直母线的锥轮或平盘，行星式的为弧锥轮。接触区呈点接触。图 a~c 为同轴线的，调速时靠改变中间轮两侧工作半径

实现变速，用于动力传动，高速时为恒功率型，低速时为恒转矩型。图 d、e 为平行轴的，靠改变主、从动轮的工作半径实现变速，用于恒转矩的小功率传动。

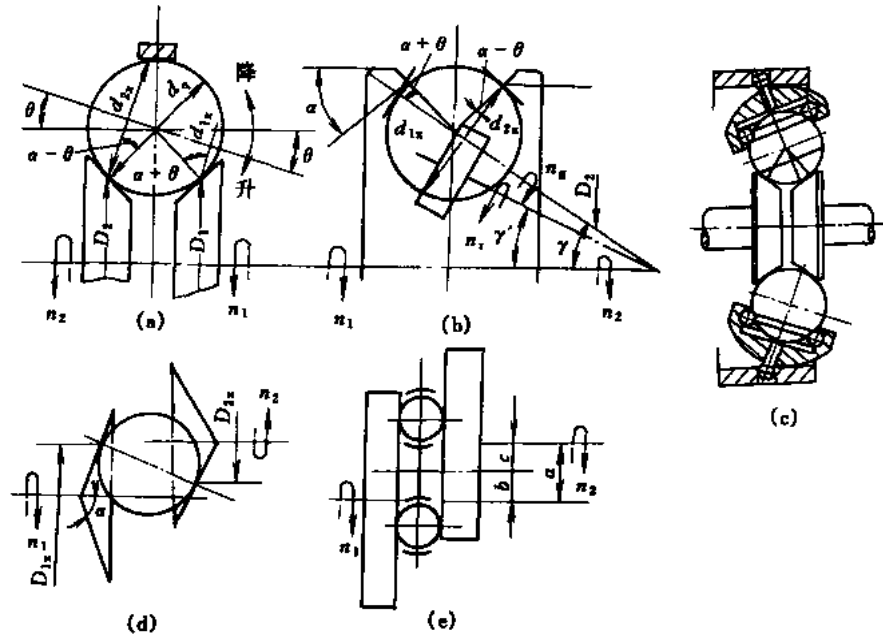


图 4-14 钢球锥轮无级变速器的型式

(a) Koop-B 型; (b) Contraves 型; (c) Koop-M 型; (d) Heynau 型; (e) PIV-KS 型

本节主要介绍 Koop-B 型变速器，其他类型仅作简介。

4.6.1 Koop-B 型钢球锥轮无级变速器^[1]

图 4-15a、b 分别为 Koop-B 型无级变速器的结构图及计算简图。动力由轴 1 输入，经自动加压装置 2 带动主动轮 3 同速转动，再经一组 (3~8 个) 钢球 4 利用牵引力驱动外环 7 和从动轮 9，最后经锥轮 9、自动加压装置 10 驱动输出轴 11 将动力输出。传动钢球的支承轴 8 的两端嵌装在端盖 12 和 13 的径向弧形导槽内，轴 8 通过调速蜗轮 5 上的凸轮槽；调速时，通过蜗杆 6 使蜗轮 5 转动，由于凸轮槽的作用，使钢球轴心线的倾斜角 θ 发生变化，导致钢球与主、从动轮的工作直径 d_{1x} 、 d_{2x} 改变，输出轴的转速得到调节。

钢球 4 与支承轴 8 之间常用滚针或滚针轴承支承；对于小功率者可采用滑动支承，为了减少磨损，支承轴用青铜棒料制成。外环 7 是一个刚度适当的弹性环，其作用为：(1) 保持钢球始终与锥轮接触且不沿径向飞出，环刚性不足时将导致加压不足而无法传动；(2) 起润滑油环的作用；(3) 缓冲与吸振。

在设计、制造与安装时应注意：一组钢球直径的一致性、球孔轴线与直径的一致性、端盖径向圆弧槽的等分性及其圆弧中心和球心的一致性、调速蜗轮上凸轮槽的等分性，以及钢球、锥轮、加压盘的制造精度和表面硬度。

按图 4-15b 中的符号，可得到运动学与几何计算的公式为

$$\text{传动比} \quad i_{21} = n_{2x}/n_1 = D_1 d_{2x}/d_{1x} D_2 = \frac{\cos(\alpha - \theta)}{\cos(\alpha + \theta)}$$

$$\text{调速比} \quad R_b = n_{2\max}/n_{2\min} = [\cos(\alpha - \theta_{\max})/\cos(\alpha + \theta_{\max})]^2$$

$$\text{钢球转速} \quad n_q = D_1 n_1 / d_q \cos(\alpha + \theta)$$

$$\text{外环转速} \quad n_r = D_1 n_1 \cos\theta / [D_1 + d_q(1 + \cos\alpha)] \cos(\alpha + \theta)$$

当 $\alpha = 45^\circ$ 时有 $i_{21} = \cot(\alpha - \theta)$, 即传动比 i_{21} 是 $(\alpha - \theta)$ 的余切函数, α 为定值, 随着轴倾角 θ 的增大并超过某一数值后, θ 值的少量变化将会引起 i_{21} 的很大变化, 不易做到稳定而准确地调速, 为此通常取 $\theta_{\max} = \pm 26^\circ 34'$ 这时 $i_{\max} = 1/i_{\min} = 3$ 、 $R_b = 9$ 。在保证支承轴 8 不与锥轮干涉的条件下, 可以适当增大 θ 角以提高调速比 R_b 。

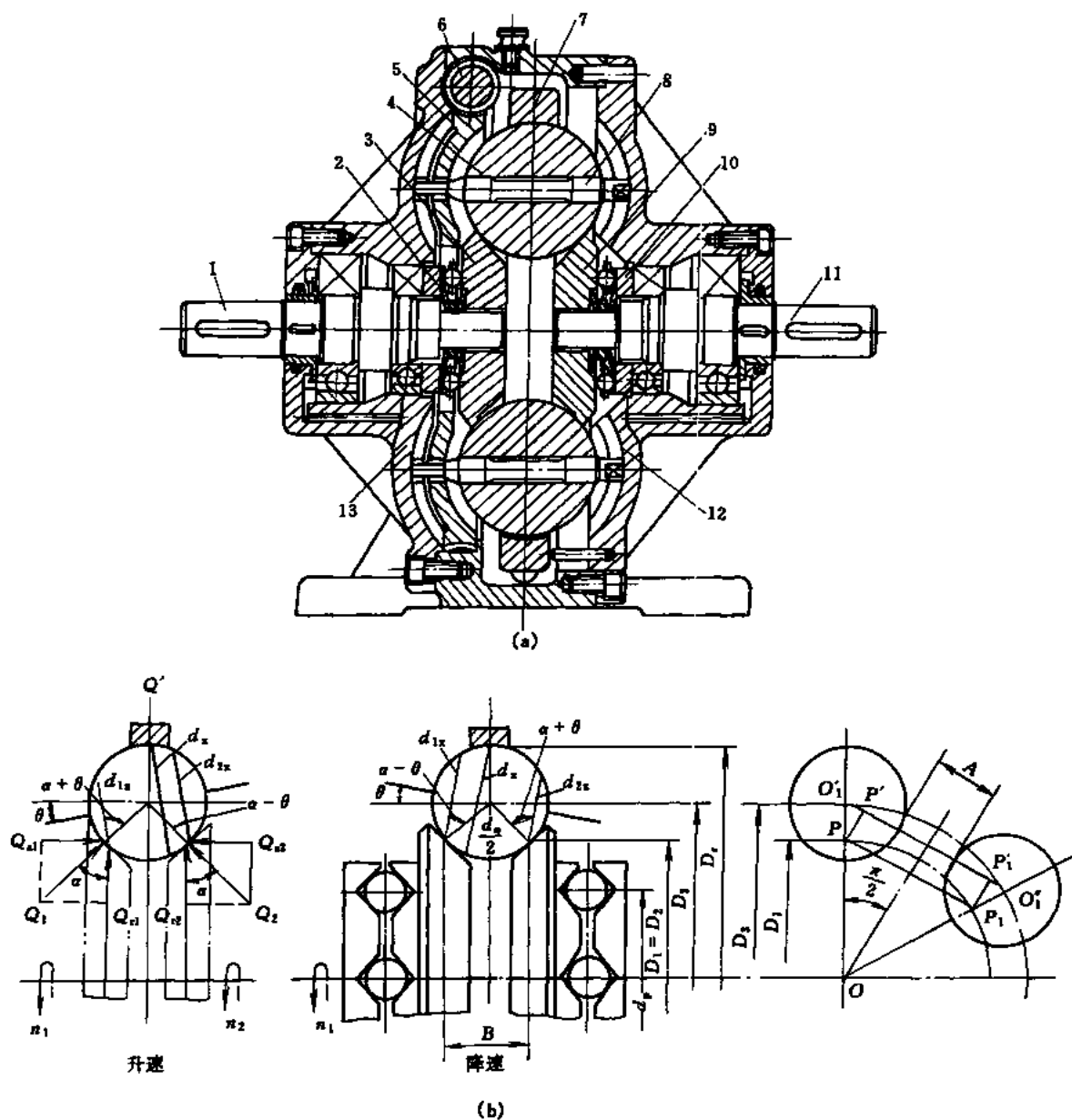


图 4-15 Kooop-B 无级变速器的结构与计算简图

1、11—输入、输出轴；2、10—加压装置；3、9—主、从动锥轮；4—传动钢球；5—调速蜗轮；6—调速蜗杆；7—外环；8—传动钢球轴；12、13—端盖

钢球直径 d_q 是这种变速器的主要参数, 其值可根据点接触的强度计算公式推得如下:

$$\text{恒功率时} \quad d_q \geq \frac{361524}{\alpha\beta[\sigma_H]C_1} \sqrt[3]{\frac{k_i P_1 \eta (2C_1 + \cos\epsilon)^3}{\mu z n_1 i_{\min}}} \quad (\text{mm})$$

恒转矩时

$$d_q \geq \frac{1074}{\alpha\beta[\sigma_H]C_1} \sqrt[3]{\frac{k_f T_2 (2C_1 + \cos\alpha)^2}{\mu z}} \quad (\text{mm})$$

式中 $\alpha\beta$ 可按 $\cos\tau = \cos\alpha / (2C_1 + \cos\alpha)$ 值由表 2-3 查取。 $z=3$ 时 $C_1=1.05 \sim 1.20$, $z=5$ 时 $C_1=1.13 \sim 1.25$, $z=6$ 时 $C_1=1.37 \sim 1.59$, $z=8$ 时 $C_1=2.01 \sim 2.16$ 。表 4-2 给出了按所传递功率选取钢球直径 d_q 的参考值, 表 4-3 为 Koop-B 变速器的外形尺寸系列, 供设计时参考。

表 4-2 按传递功率 P_1 选取钢球直径 d_q 的参考值^[2]

P_1, kW		11	7.5	5.5	4.0	3.0	2.2	1.5	1.1	0.75	0.5
z	3	—	—	—	—	—	—	69.85	63.5	57.15	47.625
	5	118.475	107.95	101.6	88.9	76.2	69.85	63.5	57.15	47.625	42.00
	6	112.125	101.6	88.9	76.2	69.85	63.5	57.15	17.625	42.0	36.513
	7	101.6	88.9	76.2	69.85	63.5	57.15	47.625	42.0	36.513	—
	8	88.9	76.2	69.85	—	—	—	—	—	—	—

注: 1. 本表按 $C_2=0.06 \sim 0.12$ ($z=3$ 时 $C_2=0.5 \sim 0.65$), $n_1=1450\text{r/min}$, $\mu=0.04$, $k_f=1.25$, $\alpha=45^\circ$, $\eta=0.8$, $i_{\min}=\frac{1}{3}$, $[\sigma_H]=2200 \sim 2500\text{MPa}$, 计算, 并按钢球规格进行了圆整。

2. $n_1 \neq 1450\text{r/min}$ 时, 应将传递的功率值除以 $k_N = (n_1/1450)^2$, 然后再查此表, 点接触 $\alpha=0.7$, 线接触 $\alpha=2/3$ 。

3. 当 $i_{\min} \neq \frac{1}{3}$ 时应将传递功率值除以 $3i_{\min}$ 后再查此表。

表 4-3 Koop-B 型无级变速器外型尺寸参考值^[17]

P_1, kW $n_1=1440\text{r/min}$	A	B	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	重量 kg
0.2	65	10	20	143	166	115	90	7	70	48	11.2	3	4.5
0.5	90	15	30	195	244	165	130	10	100	72	17.2	5	13
1.1	130	20	40	279	305	250	190	11	140	76	22.5	6	33
1.5 (2.2)	170	30	50	348	374	300	220	15	150	103	33	8	55 (59)
4.0	180	35	60	365	450	334	240	17	180	136	38.5	10	73
7.5 (11)	220	45	75	440	574	430	300	19	260	147	49	14	171 (177)

在确定了 d_q 之后, 主要的几何尺寸可按下列公式计算:

$$D_1 = D_2 = C_1 d_q = \left[\left(1 - \sin \frac{\pi}{z} \cos\alpha + C_2 \right) / \sin \frac{\pi}{z} \right], \quad D_3 = (C_1 + \cos\alpha) d_q$$

$$D_r = (1 + C_1 + \cos\alpha) d_q, \quad B = d_q \sin\alpha, \quad \tan\theta = \frac{i_{21} - 1}{i_{21} + 1} \cot\alpha,$$

$$\Delta = d_q \left[(C_1 + \cos\alpha) \sin \frac{\pi}{z} - 1 \right]$$

外环横截面圆弧半径: $R_r = (0.7 \sim 0.8) d_q$

加压装置中加压盘的作用直径 d_p 及加压钢球直径 d_{qy} 可取为

$$d_p = (0.5 \sim 0.6)D_1, \quad d_w = \left(\frac{1}{6} \sim \frac{1}{10}\right)d_q$$

如钢球接触强度不足时,可采用鼓形滚子。

Koop-B 变速器的调速机构比较特殊,是采用的如图 4-16 所示的摆动从动件(支承轴 8)的盘状槽凸轮机构。凸轮槽做在调速蜗轮的球面上,将其投影到铅垂平面上,以 $R(\varphi)$ 表示凸轮转动 φ 角后的槽中心线向径,放 $\varphi = 0^\circ$ 时 $i = i_{\max}$, $\varphi = \psi$ 时, $i = i_{\min}$; 调速过程中要求传动比按线性变化,考虑传动比公式,有

$$i_x = i_{\max} - \frac{i_{\max} - i_{\min}}{\psi} \varphi = \frac{\cos(\alpha - \theta)}{\cos(\alpha + \theta)}$$

由此可求得钢球旋转轴的倾斜角 θ 与凸轮转角 φ 的关系为

$$\theta = \arctan \left[\frac{(1 - i_{\max})\psi + (i_{\max} - i_{\min})\varphi \cot \alpha}{(1 + i_{\max})\psi - (i_{\max} - i_{\min})\varphi} \right]$$

于是可写凸轮槽中心线的极坐标方程为

$$\left. \begin{aligned} R(\varphi) &= 0.5D_3 + l \sin \left[\arctan \left[\frac{(1 - i_{\max})\psi + (i_{\max} - i_{\min})\varphi \cot \alpha}{(1 + i_{\max})\psi - (i_{\max} - i_{\min})\varphi} \right] \right] \\ \varphi &= \frac{i_{\max} - i_x}{i_{\max} - i_{\min}} \psi \end{aligned} \right\}$$

其中 D_3 、 l 、 ψ 、 i_{\max} 、 i_{\min} 为定值,给出 i_x 便可求得 φ 代入第一式便可得到对应的 $R(\varphi)$ 。当 $i_x = 1$ 时 $\theta = 0^\circ$, $R(\varphi) = 0.5D_3$ 。通常 $\psi = 80^\circ \sim 120^\circ$, 多数取 $\psi = 90^\circ$ 。考虑到加工方便,有时将凸轮槽作成阿基米德螺旋线或用圆弧替代,这时应保证 i_{\max} 、 i_{\min} 及 $i = 1$ 三个位置时的向径。

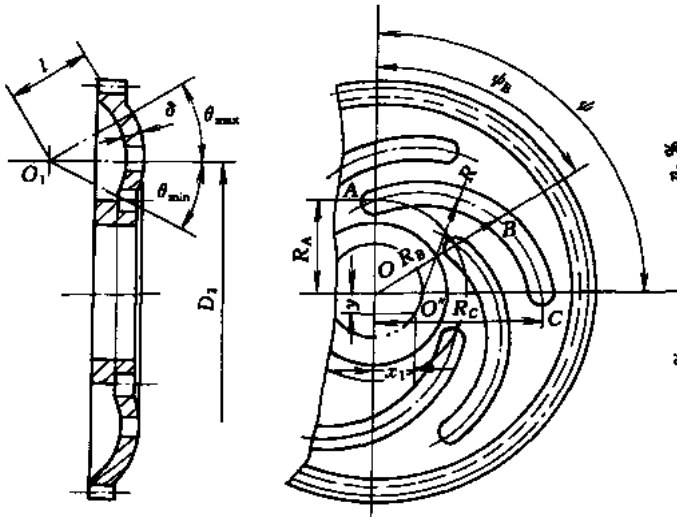


图 4-16 调速凸轮槽形曲线

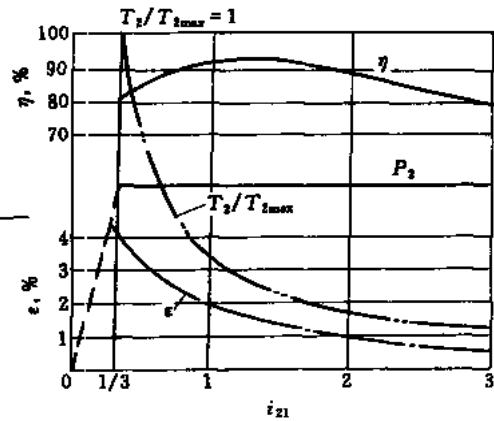


图 4-17 Koop-B 无级变速器的特性曲线

调速蜗杆宜采用单头蜗杆以保证反行程自锁。各凸轮槽的圆周不等分性应小于 $2'$, 以免造成各钢球转速不一致而加剧磨损,球轴与槽的最大间隙应小于 $30\mu\text{m}$ 以免造成冲击和断轴。

Koop-B 变速器的典型特性曲线如图 4-17, 其 $R_b \leq 9$, $P \leq 11\text{kW}$; 严禁停车时调速; 输入输出轴可互换使用, 为升、降速型对称调速。

4.6.2 其他钢球锥轮无级变速器简介^[1,14,20]

图 4-18a 为 Contraves 型钢球内锥无级变速器的结构。

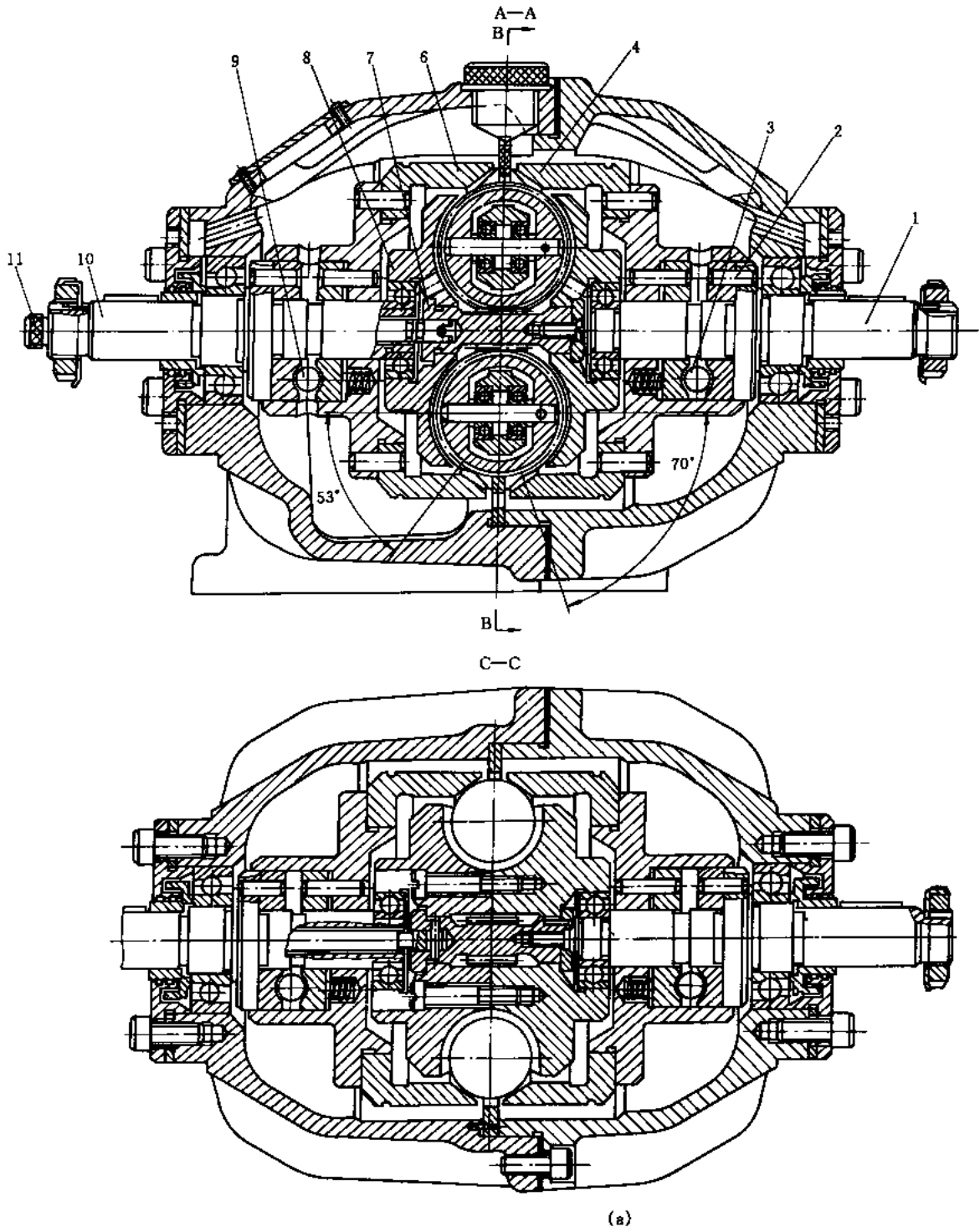
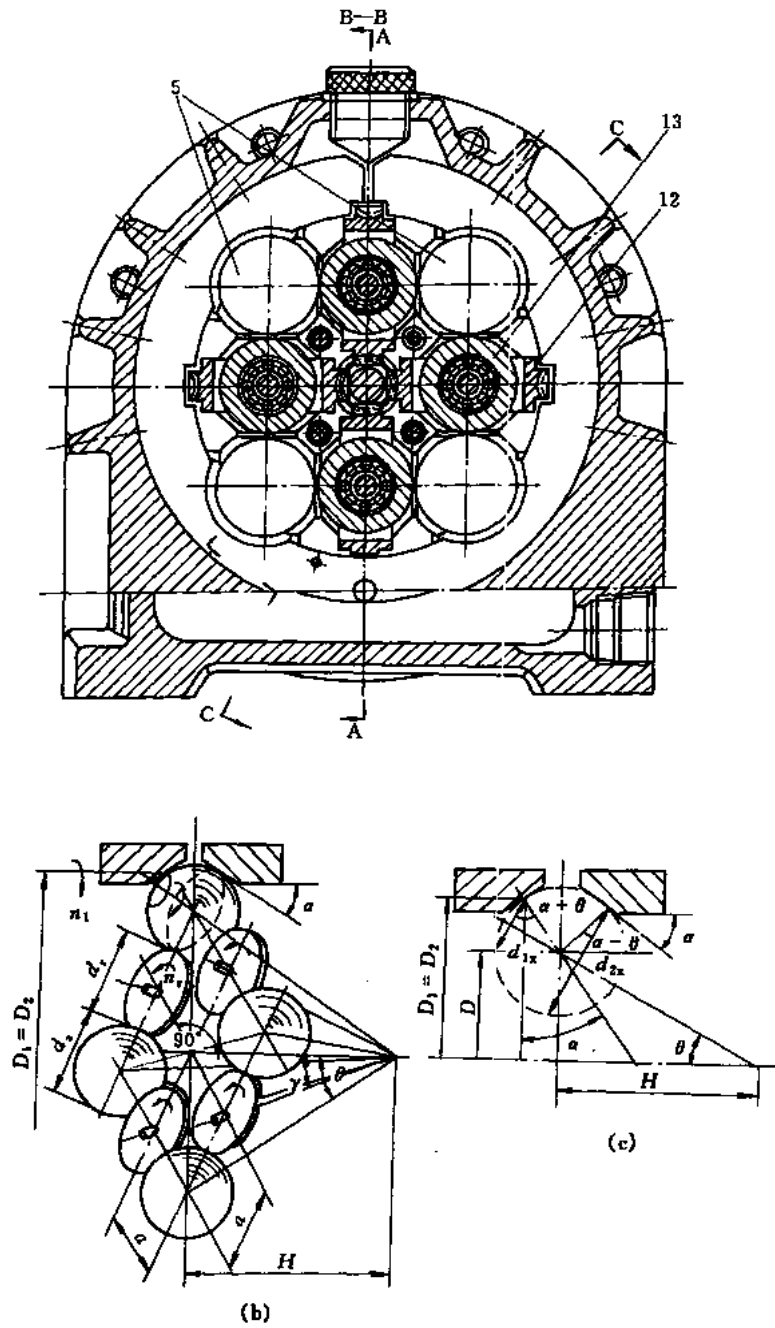


图 4-18 钢球内
1、10—输入、输出轴；2—钢销；3、9—加压装置；4、6—主、从动内锥轮；5—



锥无级变速器

传动钢球；7—调速蜗杆；8—球座；11—调速心轴；12—调速蜗轮；13—导向滚子

动力由轴 1 输入, 经钢销 2 带动加压装置 3 及主动内锥轮 4, 借牵引力驱动无物理心轴的传动钢球 5 和从动内锥轮 6, 最后经加压装置 9 和钢销 2 带动轴 10 而将动力输出。

四个中间传动钢球 5 自由地置于固定的球座 8 中, 一方面分别与主、从动内锥轮接触, 另一方面被四个导向滚子 13 相隔离并支承着。滚子 13 的轴分别装在四个调速蜗轮 12 中, 四个蜗轮 12 同时与中心调速蜗杆 7 相啮合。蜗轮 12 也是装在球座 8 的导槽中, 它可在通过轴线的径向平面内绕与主轴正交的轴线回转。蜗轮 12 与导槽之间应有足够的间隙, 使各传动钢球、导向滚子之间能自适应地定位, 以免卡死或偏载。调速时, 转动调速心轴 11, 经蜗杆 7 使四个调速蜗轮 12 同步回转某一角度 γ , 导向滚子 13 的回转心轴亦随之转动同一角度。依靠滚子钢球间的摩擦力使钢球 5 按某一几何轴线回转, 并改变了钢球 5 的回转轴线(非物理轴线)与主轴线之间的倾斜角 θ , 从而改变了传动钢球 5 与主、从动内锥轮之间的工作直径 d_{1x} 、 d_{2x} , 以达到调速的目的。

由图 4-18b 可见: 四个导向滚子和传动钢球的回转心轴均与主轴线相交于一点, 形成一个棱锥体, 钢球联心线 $2a$ 所组成的正方形是它的底, 四个钢球的回转心轴是它的棱, 导向滚子的回转轴线是它的边心距(顶点至底边中点的距离), 钢球回转轴线和主轴线的交角是 θ , 导向滚子回转轴线与主轴线的交角是 γ , 由几何关系可得:

$$\tan\theta = \sqrt{2}a/H = \sqrt{2}\tan\gamma$$

导向滚子的回转轴线应严格地与调速蜗轮轮齿按一定方向装配, 以保证四个滚子的回转轴线同时与变速器主轴线相交于一点。构成四个相等的 γ 角, 设 α 为内锥轮的锥顶半角, 可得变速器的传动比为

$$i_{21} = n_{2x}/n_1 = d_{2x}/d_{1x} = \cos(\alpha - \theta)/\cos(\alpha + \theta) = (1 + \tan\alpha \tan\gamma)/(1 - \tan\alpha \tan\gamma)$$

$$\text{调速比} \quad R_b = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{(1 + \sqrt{2}\tan\alpha \tan\gamma_1)(1 + \sqrt{2}\tan\alpha \tan\gamma_2)}{(1 - \sqrt{2}\tan\alpha \tan\gamma_1)(1 - \sqrt{2}\tan\alpha \tan\gamma_2)}$$

i_{21} 表达式中升速时 γ 以正值代入, 降速时以负值代入, γ_1 、 γ_2 为升速和降速时的 γ 值; 通常 $\alpha = 35^\circ 15' 51''$, 这时如取 $\gamma = 45^\circ$, 则 $n_2 = 0$ 。

设计时常取(参见图 4-18c 符号): $D = 3d_q$ 、 $D_1 = D_2 = (3 + \cos\alpha)d_q$, $d_r = 1.1213d_q$ 。

d_q 值可近似按下列公式计算后按钢球规格进行圆整:

$$\text{恒功率时} \quad d_q \geq \frac{505085}{[\sigma_H]} \sqrt[3]{\frac{k_f P_1 \eta}{\mu z z_{\min} n_1}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{恒转矩时} \quad d_q \geq \frac{2121}{[\sigma_H]} \sqrt[3]{\frac{k_f T_2}{\mu z}} \quad (\text{mm})$$

Controves 变速器的特点是: $P < 5\text{kW}$, $\eta = 0.85 \sim 0.9$, $R_b = 10 \sim 20$, 一般 $R_b < 12$; 高输出转速时为恒功率特性, 低输出转速时为恒转矩特性。钢球不需加工。变速器的主、从动轴不能均与动力机、工作机直联。

图 4-19 为 Koop-M 钢球无级变速器的结构示意图。1 为机壳。动力由轴 3 输入, 经自动加压装置带动主动锥轮 5, 借牵引力驱动多个周向均布的中间钢球 7, 再经从动锥轮 6 带动加压装置驱动输出轴 4 将动力输出。调速时, 转动手轮 2 经丝杠螺母使环 10 移动, 球鞍 9 与环 10 呈球铰, 因而球鞍 9 倾斜, 球 7 上的环形槽卡在滚动轴承 8 的滚珠上, 鞍座 9 倾斜时, 钢球 7 的旋转轴线(滚动轴承的轴线)随之倾斜, 从而改变了球 7 与主、从动锥轮的接触工作半径, (右图

所示右侧工作半径减小左侧工作半径增大,变速器升速输出,反之,则降速输出)从而实现变速传动。这种变速器与 Koop-B 相比,调速机构简单,传动钢球不需钻中心孔和装支承轴,有利于提高承载能力和降低工艺难度。减少了外环的摩擦损耗与搅油损耗。其机械特性与 Koop-B 相仿。但 R_b 可达 12,传动功率更大些,我国已制成 15kW 的这种变速器。

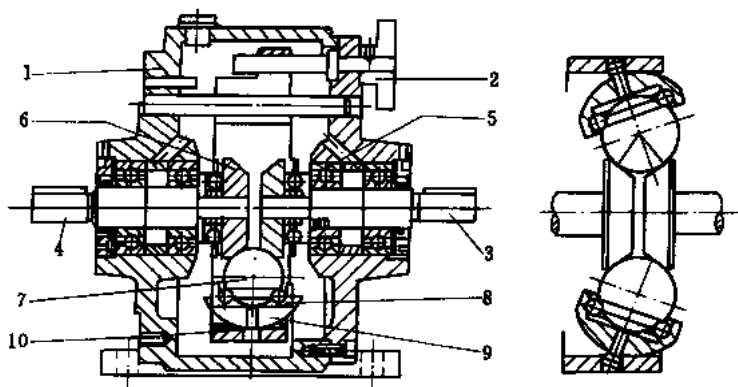


图 4-19 Koop-M 钢球无级变速器

图 4-20 为 PIV-KS 钢球平盘无级变速器的结构。主、从动平盘固装在相距为 a 的平行轴 1 和 5 上,其间用保持架隔开的一组传动钢球 3 作为中间轮(亦可采用深沟球轴承将内、外圈两端磨薄替代),采用碟形弹簧 2 或自动加压装置加压,并借以产生牵引力。动力由主动盘经钢球 3 和从动盘由轴 5 输出。调速时,转动调速螺母使螺杆 4 带着装在调速架内的钢球移动,使保持架轴线至主、从动轴轴线之间的距离 b 和 c 发生变化,从而使输出轴的转速得到调节。这种变速器理论上调速比 $R_b = b_{\max}c_{\max}/b_{\min}c_{\min}$ 可为无穷大,但为了提高传动效率、降低磨损,通常取 $i_x = n_2/n_1 = b/c = 0.05 \sim 1.5$, 即 $R_{b\max} = 30$ 。PIV 公司已进行系列化生产,共有五种规格, $P = 0.25 \sim 3\text{kW}$, $\eta < 0.85$, n_1 可达 2800r/min,主要用于小功率的

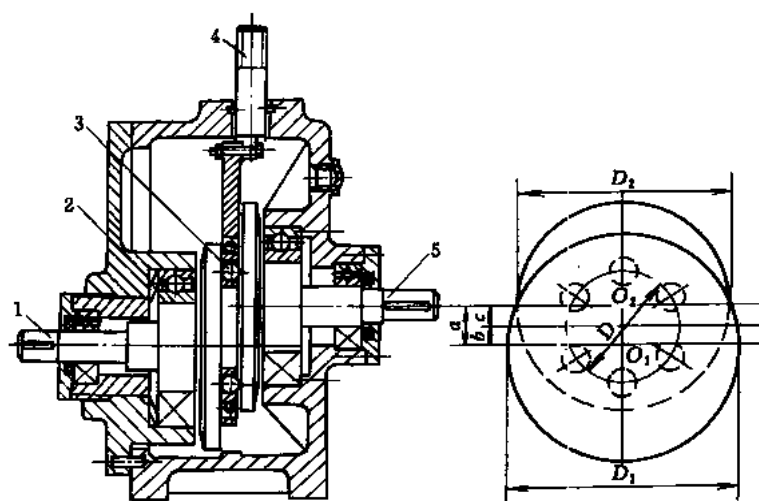


图 4-20 PIV-KS 钢球平盘无级变速器

1、5—主、从动轴; 2—碟形弹簧; 3—传动钢球; 4—调速螺杆

办公及医疗设备、小型机床等。传动钢球在传动过程中受力是不均匀的，球在平盘上的运动轨迹也很复杂，[75] 对其作过分析。

图 4-21 为 Heynau 钢球微型无级变速器的结构。它与 PIV-KS 的不同在于其只有一个钢球 1，主、从动盘为内凹杯盘 2、3，是通过支架 4 移动钢球以改变主、从动杯盘的工作半径来实现变速的，采用碟簧加压，其调速比 $R_b = 6 \sim 9$ ，传动功率 $P = 0.09 \sim 0.37\text{kW}$ ， $\eta = 85\%$ ，最高输出转速可达 5400r/min 。内锥顶半角常取为 75° 。

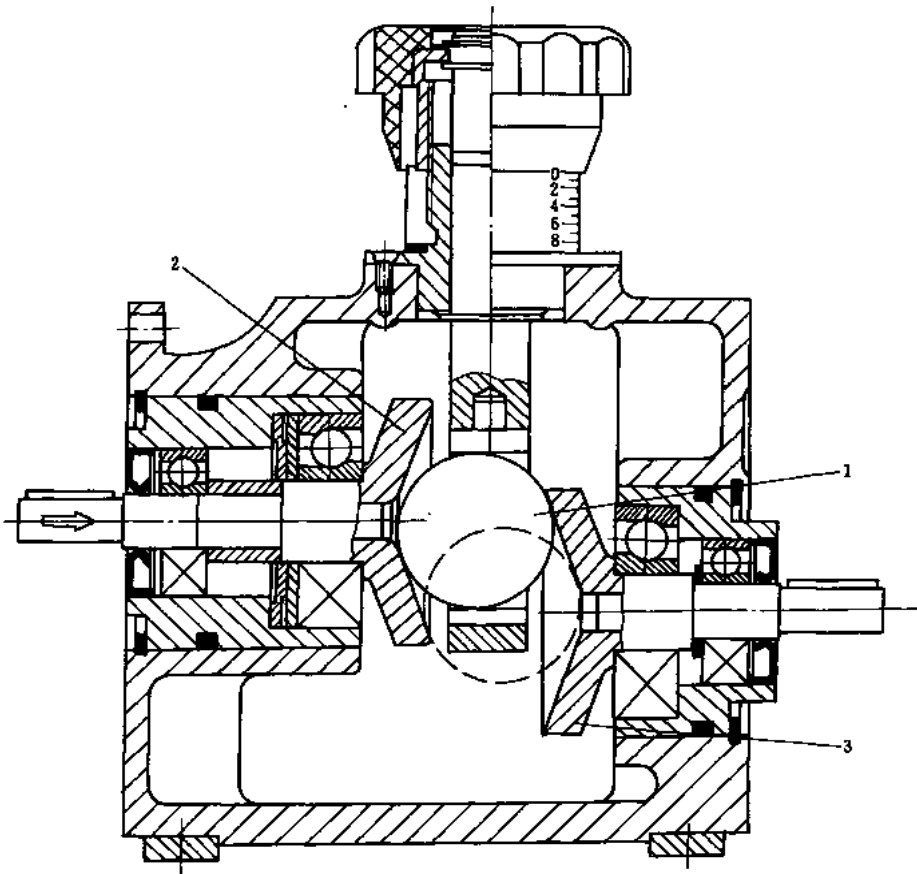


图 4-21 Heynau 微型钢球无级变速器

4.7 菱锥锥轮式 (Koop-K) 无级变速器^[1]

这种变速器是瑞士人 J. E. Koop 在 Koop-B 的基础上于 1959 年发明并问世的。由于它具有变速范围宽、传动功率大 (75kW)、恒功率特性好和输出转速低等一系列优点，因此是升、降速型变速器中被广泛采用的一种，国际上已系列化生产。

图 4-22 是 Koop-K 无级变速器的两种结构。动力由轴 1 输入，由固联在轴上的自动加压装置 2 带动滑套在轴上的主动锥轮 3，经装在调速支架 11 上的 3~8 个菱锥 4、外环 8、自动加压装置 7 驱动从动轮 6，由轴 5 将动力输出。由于这种变速器是升、降速变速型的，所以采用了两套自动加压装置 2 和 7，当输出转速高于转换转速 n_{ch} (见式 (3-11)) 时，输入侧

自动加压装置 2 起加压作用；反之当输出转速低于 n_{cb} 时，输出侧自动加压装置 7 起加压作用，因而不会打滑，起动时的压紧力是由预压碟簧提供的。

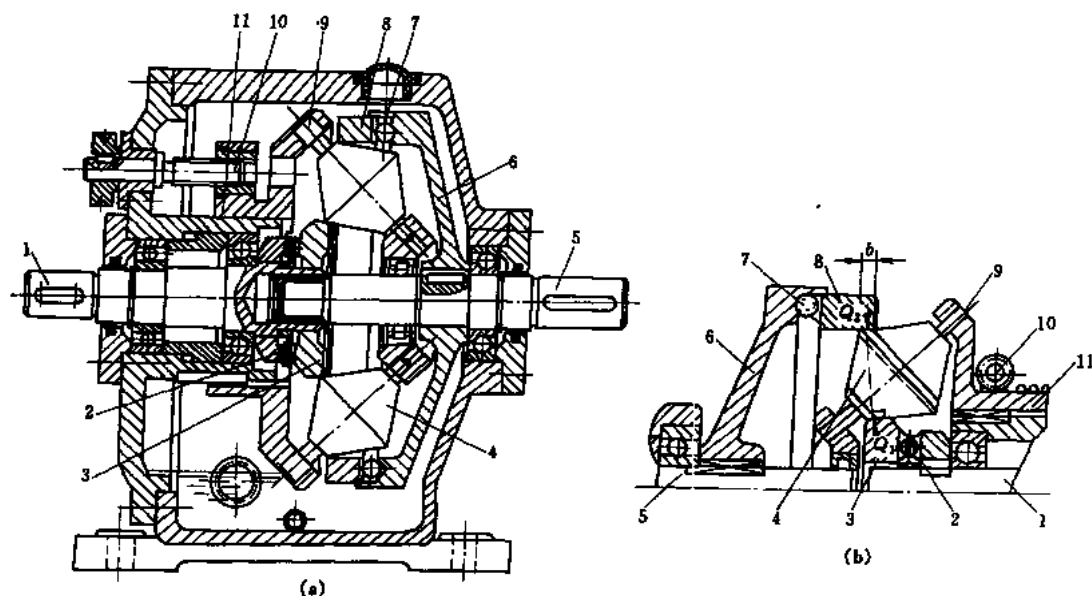


图 4-22 Koop-K 无级变速器

1—输入轴；2—输入侧加压装置；3—主动轮；4—菱锥；5—输出轴；6—从动轮；
7—输出侧加压装置；8—从动外环；9—菱锥心轴；10—调速齿轮（螺杠）；11—支架

调速时，转动丝杠（齿轮）10，通过调速支架 11 上的螺母（齿条）使支架带着菱锥 4 作水平移动，与此同时，菱锥还沿心轴 9 作相对移动，即在调速时菱锥作复合移动，使菱锥与主、从动轮两侧接触的工作直径发生变化，从而实现无级变速。图 4-22a 为降速输出状态，图 4-22b 为升速输出状态。菱锥在小尺寸时作成联轴的，在大尺寸时作成与轴分离的，支承可采用滚针轴承或滑动轴承，视结构尺寸而定。

Koop-K 变速器有以下特点：

(1) 输入、输出轴同轴线，分汇传动，结构紧凑、承载能力最大功率为 75kW 大，输入轴与输出轴转向相反；

(2) 菱锥形状对称，两侧锥体母线平行，主、从动轮作用在菱锥上的法向压紧力 Q 共线，支承轴不受弯矩，且轴承摩擦损失小；

(3) 安装时菱锥母线与水平轴线的夹角 $\beta = 7^\circ$ ，主、从动锥轮上所受轴向压紧力仅为总法向压紧力的 $1/8$ ，因此传递大功率时轴承负载不严重，变速器的极限调速比 $R_{lim} = 1/\cos^2(\alpha - \beta)$ ，当 $\alpha = 45^\circ$ 、 $\beta = 6^\circ \sim 7^\circ$ 时 $R_{lim} = 23 \sim 17$ ；

(4) 采用了两套自动加压装置，保证了传动件不受过大的压紧力，对提高传动效率与寿命有利，由于加压装置的槽升角 $\lambda = 15^\circ \sim 25^\circ$ ，而 $\beta = 6^\circ \sim 7^\circ$ ，传动副上所受的轴向压紧力较小，加压装置的动作灵敏，抗冲击能力也较强，使用寿命可达十年之久；

(5) 由于结构对称，变速器可以正、反转使用；

(6) 10kW 以下者常与电动机直联，采用飞溅润滑、自然冷却，10kW 以上者采用油泵强

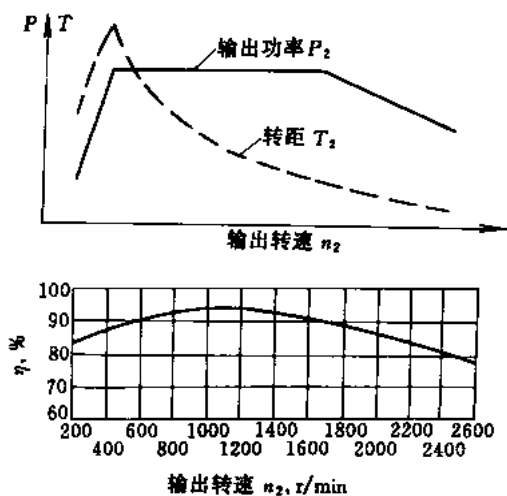


图 4-23 Koop-K 变速器的机械特性

制润滑、风扇冷却，油泵的排油端装有高灵敏度流量开关，当排油量下降时，它立即使主电机停机。

Koop-K 变速器的传动容量为： $P = 0.37 \sim 37 (75) \text{kW}$ ， $i = \frac{1}{7} \sim 1.7$ ， $R_b = 12$ ， $\eta = 0.80 \sim 0.93$ ， $\epsilon < 3\%$ 。图 4-23 给出了 Koop-K 变速器的典型机械特性与效率曲线。应该指出：对于同一台变速器而言，选取不同的输出转速范围时，其所对应的输出功率和转矩是不相同的，通常输出转速范围愈大则许用功率和转矩就愈小。一般产品说明书上所给的许用功率等，均指额定输出转速范围时的值。

图 4-24 和图 4-25 是 Koop-K 变速器的计

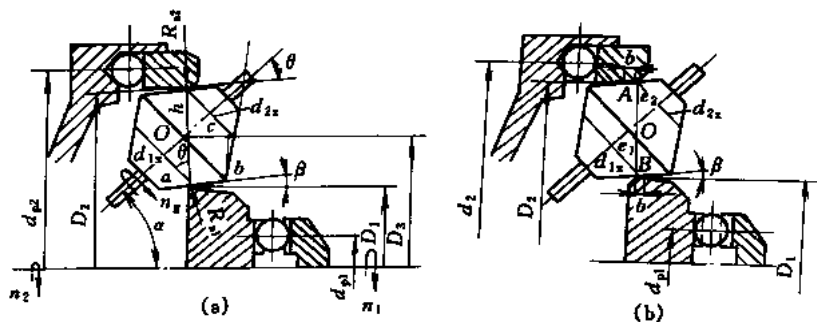


图 4-24 Koop-K 变速器的运动和几何计算简图

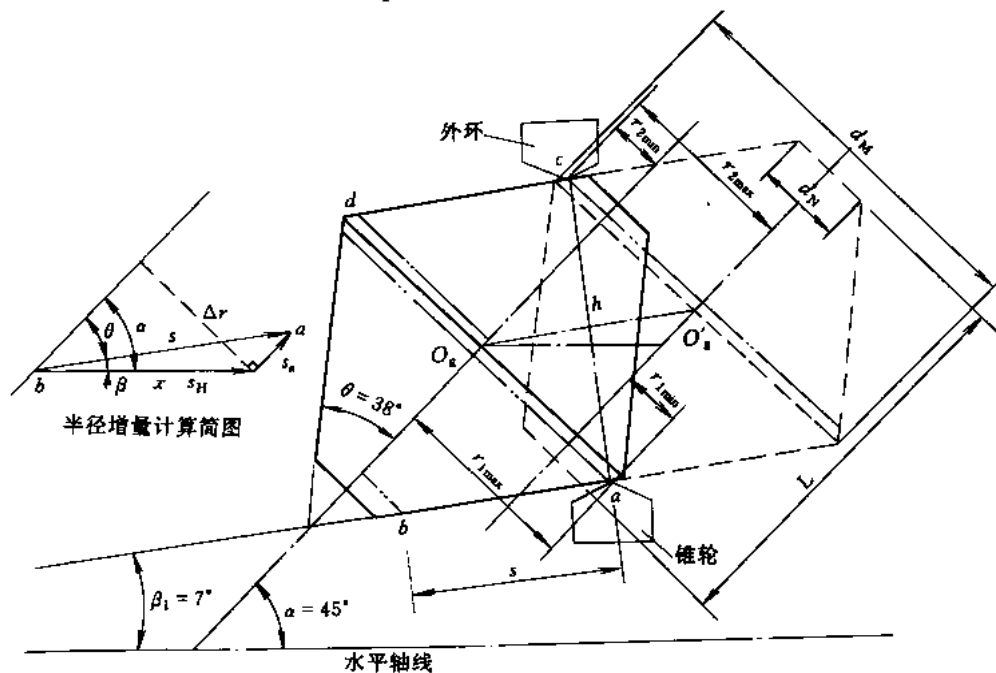


图 4-25 菱锥在调速过程中的位置

算简图。按图示符号可写出以下运动和几何尺寸计算公式：

$$\text{传动比} \quad i_{21} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1 d_{2z}}{d_{1x} D_2}$$

$$\text{调速比} \quad R_b = n_{2\max}/n_{2\min} = (d_{1\max} d_{2\max}/d_{2\min} d_{1\min}) = \left(\frac{d_{\max}}{d_{\min}}\right)^2$$

$$\text{极限调速比} \quad R_{b\text{lim}} = [1/\cos 2(\alpha - \beta)]^2$$

$$\text{菱锥转速} \quad n_g = D_1 n_1 / d_{1x} \approx (1 + i_{21}) n_1 / \cos \theta$$

菱锥尺寸

$$\alpha = 45^\circ, \beta = 7^\circ, \theta = \alpha - \beta = 38^\circ, L = 2h \sin \theta, d_M = h / \cos \theta$$

$$d_N = h \cos 2\theta / \cos \theta, s = (d_{\max} - d_{\min}) / 2 \sin \theta = (\sqrt{R_b} - 1)h / (\sqrt{R_b} + 1) \tan \theta \text{ (对称调速时)}$$

主动轮及外环尺寸(按 $d_{1\max} = d_{2\max}$ 、 $d_{1\min} = d_{2\min}$ 时)：

$$D_1 = \frac{2hi_{\max} \cos \beta}{\sqrt{R_b} - i_{\max}} \quad R_{a1} \geq 0.5D_1 \quad b = 2 \sim 4\text{mm}$$

$$D_2 = 2h \sqrt{R_b} \cos \beta / (\sqrt{R_b} - i_{\max}) \quad R_{a2} \geq 0.5D_1 / \cos \beta$$

菱锥中心圆直径 D_3 和菱锥间隙 Δ

$$D_{3\min} = \left[\frac{2i_{\max} \cos \beta}{\sqrt{R_b} - i_{\max}} + \frac{2(1 - \sqrt{R_b} \cos 2\theta) \sin \beta}{(1 + \sqrt{R_b}) \sin 2\theta} + \frac{\cos \alpha}{\cos \theta} \right] h$$

$$D_{3\max} = \left[\frac{2\sqrt{R_b} \cos \beta}{\sqrt{R_b} - i_{\max}} - \frac{2(1 - \sqrt{R_b} \cos 2\theta) \sin \beta}{(1 + \sqrt{R_b}) \sin 2\theta} - \frac{\cos \alpha}{\cos \theta} \right] h$$

$$\Delta_{\min} = \left(D_{3\min} - h \sec \theta \sqrt{\csc^2 \frac{\pi}{z} - \sin^2 \alpha} \right) \sin \frac{\pi}{z} > 5 \sim 10\text{mm}$$

由以上公式可见，各几何尺寸均可用主要尺寸 h 的关系式来表达，由接触强度的基本公式，考虑到 $n_2 = n_{2\min}$ 时，外环与菱锥接触区的接触应力最大，以此位置作为恒功率运转时的危险点；当 $n_2 = n_{2\max}$ 时，主动轮与菱锥接触处的接触应力最大，以此位置作为恒转矩工况时的危险点，由此可写出计算线、点接触时 h 值的计算公式：

$$\text{线接触恒功率} \quad h \geq 7016 \sqrt[3]{\frac{k_f P_1 \eta (\sqrt{R_b} - i_{\max})(1 + i_{\min})}{\mu z n_1 \lambda i_{\min} [\sigma_H]^2 \cos \beta}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{线接触恒转矩} \quad h \geq 33 \sqrt[3]{\frac{k_f T_2 (\sqrt{R_b} - i_{\max}) \sqrt{R_b} (i_{\max} + 1)}{\mu z n_1 \lambda [\sigma_H] \cos \beta}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{点接触恒功率} \quad h \geq \frac{180762}{a\beta [\sigma_H] \sqrt[3]{\frac{k_f P_1 \eta m (\delta + \zeta - m)^2}{\mu z n_1 i_{\min} \cos \beta}}} \quad (\text{mm})$$

式中 $\delta = 1 + \sqrt{R_b}$ ， $\zeta = \frac{\sqrt{R_b}}{i_{\max}} - 1$ ， $m = 1 - \frac{i_{\max}}{\sqrt{R_b}}$ ，下同； $a\beta$ 按 $\cos \tau_2 = \frac{\delta - \zeta - m}{\delta + \zeta - m}$ 由表 2-3 查取。

$$\text{点接触恒转矩} \quad h \geq \frac{852}{a\beta [\sigma_H] \sqrt[3]{\frac{k_f T_2 \zeta [\delta + \zeta (1 + \sec \beta)]^2 i_{\max}}{\mu z \eta \cos \beta}}}$$

式中 $a\beta$ 按 $\cos \tau_1 = \frac{\delta + \zeta (1 - \sec \beta)}{\delta + \zeta (1 + \sec \beta)}$ 由表 2-3 查取。

表 4-4 给出了 Koop-K 变速器的主要传动件的尺寸参数及运动参数, 供设计参考。

表 4-4 Koop-K 变速器的尺寸及运动参数^[1,24]

数 值		mm								
项目	型号	K2.5	K4	K6	K10	K16	K25	K40		
菱锥工作高度 h		45	55	58	63	63	70	70		
菱锥个数 z		6	6	6	6	7	7	8		
主动轮直径 D_1		85	115	115	140	140	200	200		
外环工作直径 D_2		174.3	224.2	230	265	265	338.9	338.9		
接触线长 b		2	2	2	3	3	4	4		
调速力矩 $T_d, N \cdot m$		0.15	0.19	0.19	0.21	0.21	0.29	0.44		
输出功率与相应的 输出转速 r/min	1.1kW	220 ~ 2560				440 ~ 1800	375 ~ 2600	290 ~ 2600	15kW	输出功率与相应的 输出转速 r/min
	1.5kW	270 ~ 2560	230 ~ 2650				440 ~ 2480	325 ~ 2600	19kW	
	2.2kW	380 ~ 2350	290 ~ 2650	230 ~ 2650				360 ~ 2600	22kW	
	3.7kW		400 ~ 2080	290 ~ 2650	240 ~ 2650			400 ~ 2600	26kW	
	5.5kW			400 ~ 2100	290 ~ 2650	240 ~ 2650		440 ~ 2400	30kW	
	7.5kW				350 ~ 2500	280 ~ 2650		460 ~ 2200	33kW	
	11kW					360 ~ 2350	320 ~ 2600	500 ~ 2000	37kW	
R_b 与 i_{max} 、 i_{min} 的 最佳匹配	R_b	12	11	10	9	8	7	6	5	4
	i_{max}	1.75	1.70	1.75	1.75	1.65	1.70	1.55	1.40	1.30
	i_{min}	1/6.85	1/6.47	1/5.72	1/5.14	1/4.85	1/4.12	1/3.87	1/3.57	1/3.08

从表 4-4 可以看出: (1) 不同型号的变速器, 可用相同尺寸的不同个数的元件来组成; (2) 同一型号的变速器, 在不同的输出转速范围下可以输出不同的功率; (3) 某一调速比 R_b 有一较佳的 i_{max} 与 i_{min} 匹配。

图 4-25 为 Koop-K 变速器由 n_{2min} 调速到 n_{2max} 时, 菱锥位置的变化图。在调速过程中菱锥一方面随支架作水平位移 s_H , 同时又沿自身轴线移动 s_a , 其合成位移为沿其母线方向的 s , 显然有

$$s/\sin\alpha = s_a/\sin\beta = s_H/\sin\theta$$

$$s = s_H + s_a$$

设变速器最低输出转速 n_{2min} 位置时, 菱锥处于实线位置, 菱锥与主、从动轮在 a 、 c 点接触, 菱锥的工作半径分别为 r_{1max} 和 r_{2min} , 记这时支架的位移为 $x=0$, 调速时, 支架向右移动了一段距离 x , 这时菱锥两侧上另外两个点与主、从动轮接触, 其工作半径分别为 $r_{1x} = r_{1max} - x\sin\alpha$, $r_{2x} = h\cos\theta - r_{1x}$, 考虑到 $D_1/D_2 = i_{max}/\sqrt{R_b}$, 代入传动比的计算公式 $i_{21} = n_{2x}/n_1 = D_1 r_{2x}/D_2 r_{1x}$, 可解得以 $n_2 = n_{2min}$ 为起始位置 ($x=0$) 调速到 $n_{2x} = i_{21} n_1$ 时支架的水平位移量 x 与 i_{21} 的关系式为

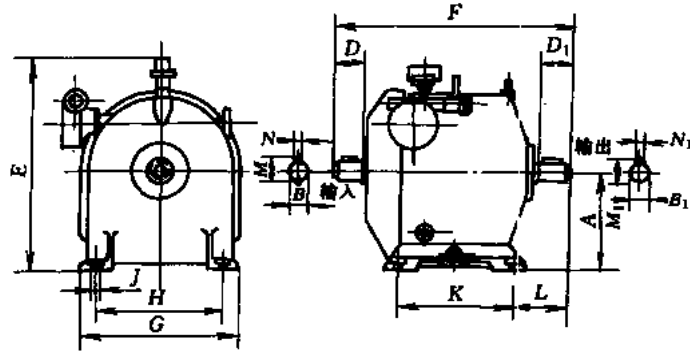
$$x = h\cos\theta \left(\frac{i_{21}}{i_{min}} - 1 \right) / \left[(1 + \sqrt{R_b}) \left(1 + \frac{i_{21}\sqrt{R_b}}{i_{max}} \right) \sin\alpha \right]$$

根据 $x = x(i_{21})$ 的关系, 结合实际调速机构的型式和参数, 便可按第 2 章的方法求出手轮转角与传动比 i_{21} 的关系, 并依此进行刻度, 显然刻度是不均匀分布的。

表 4-5 给出了 Koop-K 无级变速器外形尺寸的参考值, 国内温岭变速器厂和烟台第二机

床厂等生产过这类变速器。

表 4-5 Koop-K 无级变速器外形尺寸参考值^[24,1]



型号	输入功率 kW	重量 kg	A	B	B ₁	D	D ₁	E	F	G	H	J	K	L	M	M ₁	N	N ₁
K2.5	1.1~2.2	46	140	25	30	41	52	280	335	248	200	13	180	78	28	33	8	8
K4	1.5~3.7	73	180	30	35	52	65	400	414	305	270	13	230	100	33	38.5	8	10
K6	2.2~5.5	82	180	30	35	52	65	400	440	305	270	13	230	100	33	38.5	8	10
K10	2.2~7.5	132	212	40	45	72	90	511	540	376	300	17.5	245	140	43.5	49	12	14
K16	5.5~15	137	212	40	45	72	90	511	540	376	300	17.5	245	140	43.5	19	12	14
K25	11~22	189	280	50	50	82	90	600	600	453	360	20	260	147	54	54	14	14
K40	15~37	242	280	50	50	82	100	600	600	453	360	20	340	157	54	60	14	16

图 4-26 为 K2.5 型 Koop-K 无级变速器在全调速区内的接触应力 σ_H 和许用传动功率 $[P]$ 曲线，详细的计算数据参见 [1]。由图可见，实际允许传递的功率取决于 n_{2min} 及 n_{2max} ， n_{2min} 愈小 R_b 愈大则允许的传递功率愈小，这也说明了表 4-4 所得的结论。

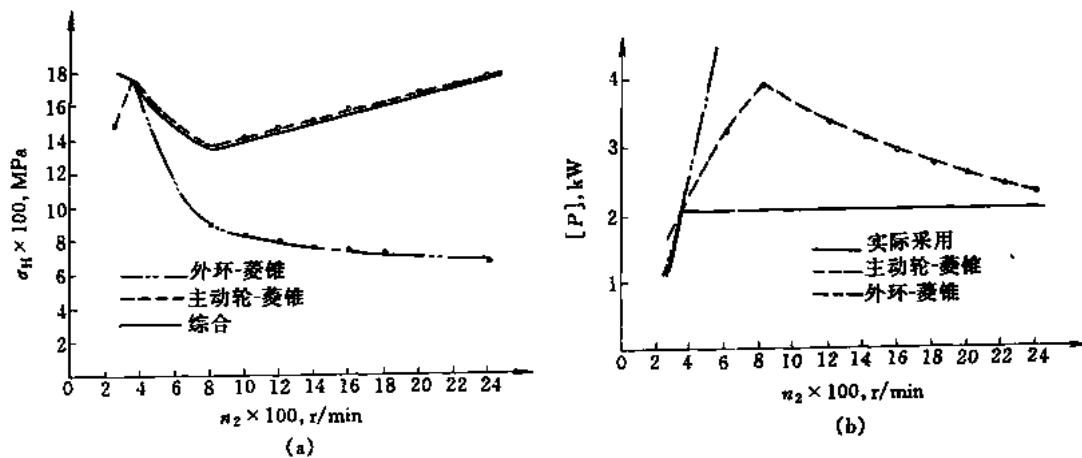


图 4-26 Koop-K 变速器为接触应力及许用传动功率
(a) 接触应力曲线；(b) 允许传动功率特性曲线

4.8 光轴转环直线移动式无级变速器

这是一种将旋转运动变为直线往复运动的无级变速器，由德国 Uhing 公司于 1975 年推出；主要用于电线电缆工业、纺织和塑料制品工业，作为电线、电缆、线、绳、薄膜、带等的成圈、收线、绕制线圈以及卷绕成盘等用，经过适当改装亦制成举重器。

图 4-27 为这种变速器的结构。在位置固定的旋转光轴 1 上套有内圈被磨成内凸的 V 形

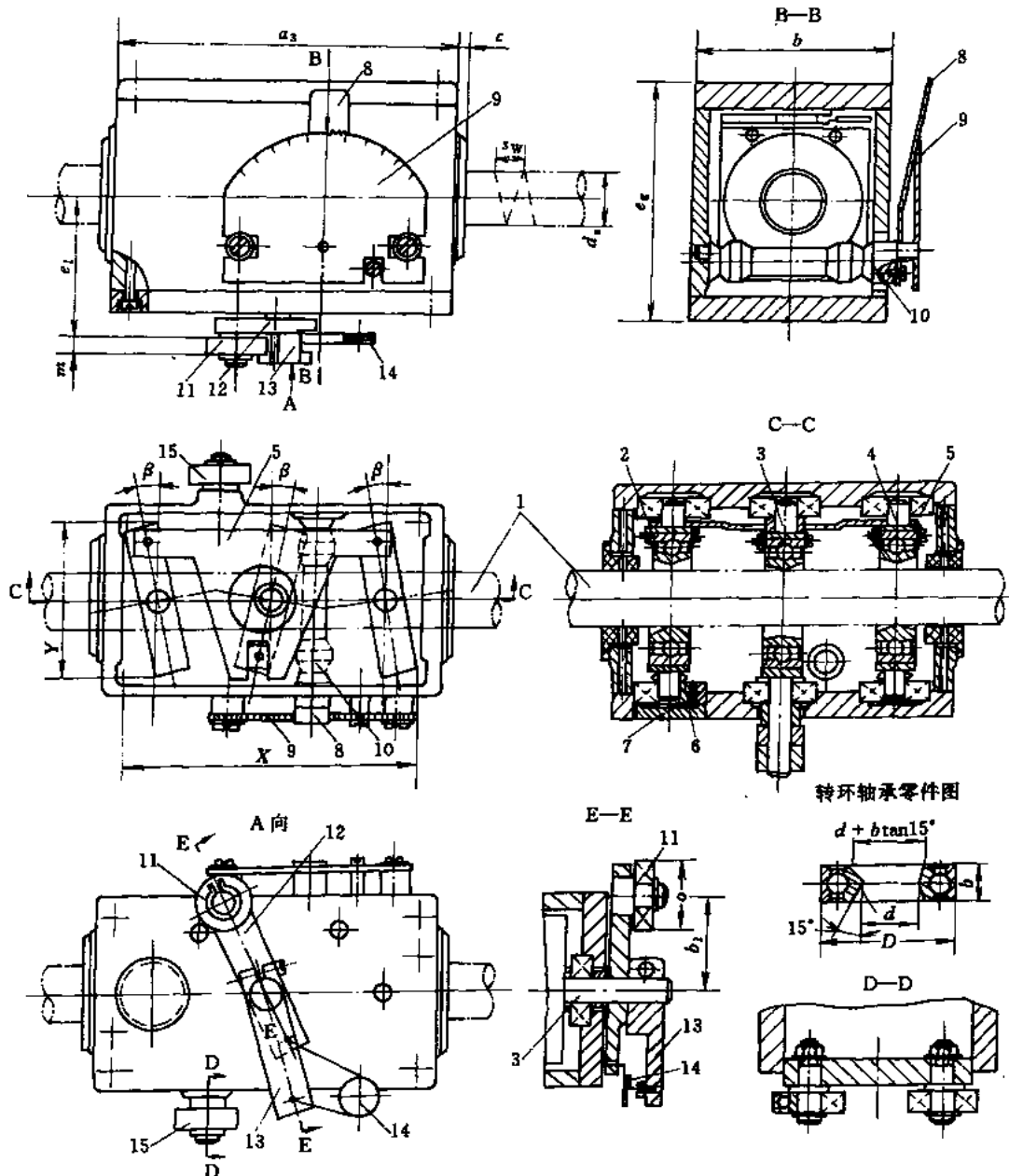


图 4-27 光轴转环直线移动式无级变速器

- 1—光轴；2—转环；3—长方架；4—短方架；5—联动板；6—碟形加压弹簧；7—调压螺钉；
8—调整板；9—刻度板；10—偏心调整轴；11—换向滚轮；12—活套换向拨杆；
13—固定换向拨杆；14—扭力弹簧；15—防倾导向滚轮

的三个深沟球轴承做成的转环 2，轴承的外圈被夹持在长方架 3 和短方架 4 中，方架两端有小轴，小轴都能在盖板的孔中回转。左侧小轴或中间小轴的下部装有碟形弹簧 6，使左、右两转环内圈下缘始终压在光轴上，而光轴上面则支承在中间转环内圈的上缘。当碟簧的压紧力为 Q 时，左、右环及中间环的压紧力分别为 Q 及 $2Q$ 。

当光轴 1 旋转时，三个转环的内圈就会被摩擦力带动而旋转；如三个转环均垂直于光轴，则内圈旋转时，变速器箱体静止不动。安装转环的三个方架之间用一个“T”形联动板 5（某些结构用三个齿数相同的齿轮）铰接而构成两个反平行四边形机构，故当一个小轴带着方架偏转一个角度 β 时，另外两个方架的小轴亦随之发生偏转，偏转角的大小相等，而方向则依次相反；三个内圈与光轴接触的三个点可看成是螺旋线上的三点，在图示位置是右螺旋（中间环右斜，左、右环左斜）；因而当光轴顺时针向旋转时，箱体上的三个转环可看成是右旋螺母，故箱体向右移动，移动速度为 $v = \pi d n \tan \beta / 60000$ (m/s)， d 和 n 是光轴的直径和转速， β 是方架偏斜角。当箱体向右移动到某一位置时，盖部上部换向拨杆 12 一端的滚轮 11 与右限位挡块相撞，使扭力弹簧 14 开始受到扭转，并进而达到“切换点”；这时，扭簧所积蓄的能量使拨杆 13 迅速换向，并带着中间小轴 3 由 $+\beta$ 突然变到 $-\beta$ 位置；左、右方架在反平行四边形机构的联动作用下也迅速反向，因而内圈组成的右螺旋变成了左螺旋，所以箱体变成向左移动，直到滚轮 11 碰到左限位挡块时，再进行换向移动，如此周而复始地往复移动。为使换向准确可靠，应注意弹簧力的大小和扭簧的旋向。

调速时，扳动调整板 8 使偏心调整轴 10 转动，通过偏心来调整 β 角的大小，从而无级地调整了箱体的行走速度。调整板 8 可在刻度盘 9 带齿的边上任意位置定位。刻度值可以直接反映移动节距或速度的大小。偏转角 β 的最大值为 $\pm 15^\circ$ ，当左、右行时的偏转角调整不同时，则往复移动的速度也不同。

转环与光轴间的压紧力 Q 是通过调压螺钉 7 在一定范围内进行调整的。在正常情况下应调整到某一给定值，该值取决于轴向推力 F 、摩擦系数 μ 、环与光轴的接触强度以及碟簧的特性等， $Q = k_f F \sin \beta / \mu$ ， $\mu = 0.1 \sim 0.15$ 。压紧力愈大，所能获得的轴向推力也愈大；压紧力不会随负载变化而自动调节；因而需要人工调节。在压紧力一定的条件下，转环数愈多轴向推力愈大，但轴向尺寸增大；随着轴的转速提高，轴向推力将有所下降。

这种变速器的转环采用轻系列深沟球轴承，将内圈磨成与轴线呈 15° 的两个锥面，两个锥面以圆弧回转面过渡。光轴采用 $\sigma_b > 600 \sim 700 \text{MPa}$ 的合金钢制成，表面硬度 $\text{HRC} > 55$ ，亦可采用 40Cr 冷拔钢制成。转环内径一般为光轴直径的 $(1.1 \sim 1.25)$ 倍。箱体及盖板均用铝合金铸成。转环的轴向间距约为轴径的两倍，最大行走距离约为轴径的 $20 \sim 33$ 倍。

Uhing 公司的光轴转环直线无级变速器有基本型和成套排线器两类，均已系列化。我国仅有工厂（上海电工机械厂、上海电缆研究所）系列。表 4-6 为 Uhing 公司三转环直线变速器的系列参数。

表中 3 表示三转环、RG 为转环光轴直线变速器代号，M 表示带有瞬时换向机构，C 表示带有指示行走节距的刻度板，R 表示带有防止箱体在光轴上转动的导向滚轮。根据不同用途，尚有其他附加装置时，可用在代号后面加字母的方法表示，如 V 表示带有可延时换向机构的；F 表示带有“释放开关”的，用以使转环与光轴松开，以便可以用手将变速器在光轴上移动位置；KB 表示成套排线装置（前面带有字母 A）上带有自位导向装置的。四转环的前面用数字 4 表示，这时其总长度约为三环者的 1.3 倍。

表 4-6 Ubing 公司三转环直线变速器系列 (尺寸见图 4-27)

3RG-MCR 系列	轴径 d_s	转环 内径 d	最大行走 节距 s_w mm/r	标准安装螺孔			a_s	b	e_s	最大轴向推力 F N		c	i	e_1	m	b_1	o	变速器 总重 kg
				螺纹	X	Y				100	1000							
										r/min	r/min							
15/17	15	17	11	M5	36	32	90	50	62	100	50	2	22	37	5	25	16	0.8
20/25	20	25	16	M6	70	40	120	67	82	130	70	3	37	54	6	37	19	1.9
30/35	30	35	25	M6	80	50	140	140	105	260	140	3	50	67	8	52	26	3.6
40/50	40	50	32	M10	133	68	165	100	122	420	240	21	60	74	8	70	28	8.0
50/60	50	60	40	M12	160	90	222	132	154	700	400	21	60	90	8	70	28	10.5
60/70 (MC)	60	70	48	M12	180	80	264	158	190	1200	650	28	110	108	11	114	35	17.0
75/90 (MC)	75	90	63	M12	240	80	310	186	232	1800	1000	28	110	137	11	114	35	26.0

图 4-28a、b 分别为直线无级变速器在收、排线机构和举重器中的应用示意图。图 a 中来自线盘的线，经装在变速器 2 顶部的导线轮缠绕到收线卷筒 3 上。通常光轴 1 与卷筒 3 的转速相同，即 $n_1 = n_3$ ，当卷筒上的排线节距 s_1 不同时（随线径而异），可调整转环偏转角 β 以改变行走节距 S_w 来满足这一要求，不需改变 n/n_1 的比值，也不需设交换齿轮。当排线节距 s_1 超出变速器所能提供的 S_w 范围时，这时才需要更换带轮直径使满足 $n/n_1 = s_1/s_w = d_1/d_s$ 的要求，以实现不同线径和线距的缠绕工作。变速器的正、反向移动是通过限位撞块使转环偏向不同方向来实现的，光轴不需反向旋转，因而传动系统中不需设置换向离合器等。目前这类排线机构所排的线径为 0.01 ~ 52mm，最大排线行程可达 2.5m，在我国电线电缆工业中已获得广泛的应用。

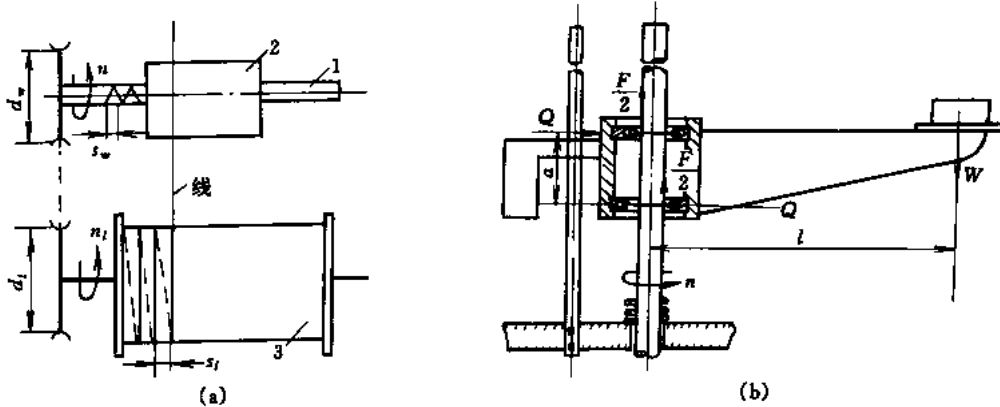


图 4-28 光轴转环直线移动式无级变速器的应用例
(a) 在收、排线机构中的应用；(b) 在举重器中的应用

图 4-28b 所示变速器的箱体两只偏斜的转环套在一根直立旋转的光轴上，箱体右端伸出一个端部有平台的悬臂，箱体左端配有一平衡重并穿过一根直立的导向轴；设平台与光轴的间距为 l ，两转环的轴向间距为 a ，所举荷重为 W ，则转环作用于光轴上的压紧力为 $Q = Wl/a$ ，光轴作用于变速器的轴向推力为 $F = 2\mu Wl/a$ ；要能举起重物必需满足 $F/W \geq 1$ ，即 $l \geq a/2\mu = (5 \sim 8)a$ ；满足这一条件时，所举重物可在任一位置停留而不会下滑。由于压紧力是荷重引起的，所以 Q 随 W 的变化而呈正比的变化，所以是自动加压，其负载能力取决于光轴与转环间的摩擦系数与接触强度。当将荷重去除，则压紧力及摩擦力均消失，平台连同变速箱就下滑至最低位置。这种装置结构简单，可以在许多设计中应用。

4.9 定传动比摩擦轮传动设计简介^[2,3]

定传动比摩擦轮传动的设计计算比较简单，现将其相关计算公式及注意事项汇总于表 4-7 供参考。

表 4-7 定传动比摩擦轮传动的设计与计算

名称	圆柱摩擦轮传动	槽形摩擦轮传动	端面摩擦轮传动	锥形摩擦轮传动
传动简图				
传动比	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}$	$\varphi_1 + \varphi_2 = \Sigma$ $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{2m}}{D_{1m}(1-\epsilon)} = \frac{\sin\varphi_2}{(1-\epsilon)\sin\varphi_1}$
几何计算	$D_1 = \frac{2a}{i \pm 1} \geq (4 \sim 5)d; d \text{—轴径}$ $D_2 = iD_1(1-\epsilon)$ $b = \psi_a a$	$D_1 = \frac{2a}{i \pm 1}; h = 0.04D_1; D_e = D + h$ $D_i = D - h - (1-2)$ $b = 2z(h \tan\beta + \delta)$ $\delta = 3 \sim 5\text{mm, 钢取小值}$	$D_2 = iD_1(1-\epsilon)$ $b = \psi_b D_1$ $D_e = D_2 + (0.8 \sim 1.0)b$	$D_1 = 2L \sin\varphi_1$ $D_2 = iD_1(1-\epsilon) \text{ 或 } D_2 = 2L \sin\varphi_2$ $b = \psi_L L$
压紧力	$Q = \frac{k_a F}{\mu} = \frac{2 \times 10^3 k_a T_1}{\mu D_1}$	$Q = \frac{10^3 k_a T_1}{\mu D_1}$	$Q = \frac{2 \times 10^3 k_a T_1}{\mu D_1}$	$Q = \frac{2 \times 10^3 k_a T_1}{\mu D_{1m}}$
轴上的作用力	$R_1 = R_2 = \sqrt{F^2 + Q^2}$ $= \frac{2 \times 10^3 T_1}{D_1} \sqrt{1 + \left(\frac{k_a}{\mu}\right)^2}$ $Q_t = Q$ $Q_a = 0$	$R_1 = R_2 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{D_1} \sqrt{1 + \left(\frac{k_a \sin\beta}{\mu}\right)^2}$ $Q_t = 2Q \sin\beta$ $Q_a = 0$	$R_1 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{D_1} \sqrt{1 + \left(\frac{k_a}{\mu}\right)^2}$ $R_2 = \frac{2 \times 10^3 k_a T_2}{D_2}$ $Q_t = Q; Q_a = R_2$ $Q_a = 0; Q_a = Q$	$R_i = \frac{2 \times 10^3 T_i}{D_{1m}} \sqrt{1 + \left(\frac{k_a \cos\varphi_i}{\mu}\right)^2}$ $Q_{t1} = Q \cos\varphi_1$ $Q_{a1} = Q \sin\varphi_1, i = 1 \text{ 或 } 2$

续表

名称	圆柱摩擦轮传动	槽形摩擦轮传动	端面摩擦轮传动	锥形摩擦轮传动
接触强度	$\sigma \geq (i \pm 1) \sqrt{\frac{k_x P_1}{E_0 \mu \psi_0 i n_1} \left(\frac{1300}{[\sigma_H]} \right)^2}$ $E_0 = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ $\psi_0 = \frac{b}{a}, \text{常取 } \psi_0 = 0.2 \sim 0.4, \text{轴系刚性好时取大值}$	<p>当 $h = 0.04 D_1 = \frac{0.08 a}{i \pm 1}, \beta = 15^\circ$ 时</p> $\sigma \geq (i \pm 1) \times \sqrt{\frac{k_x P_1 (i \pm 1)}{E_0 \mu z} \left(\frac{1620}{[\sigma_H]} \right)^2}$ <p>z—槽槽数, 通常为 5~8 当 $\beta = 15^\circ$ 时, 1620 应乘 $\sqrt{\frac{\sin 2\beta}{0.5}}$</p>	$D_1 \geq \sqrt[3]{\frac{k_x P_1}{\mu \psi_0 n_1} \left(\frac{2580}{[\sigma_H]} \right)^2}$ <p>$\psi_0 = \frac{b}{D_1}$, 常取 $\psi_0 = 0.2 \sim 1.0$</p>	$L \geq \sqrt[3]{\frac{k_x P_1 \cos \varphi_1 \pm \cos(\Sigma - \varphi_1)}{\mu \psi_0 n_1} \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_1}}$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{1300}{(1 - 0.5 \psi_L) [\sigma_H]} \right)^2}$ <p>$\psi_L = \frac{b}{L}$, 常取 $\psi_L = 0.2 \sim 0.3$</p>
计算	$D_1 \geq 63 \sqrt{\frac{k_x T_1}{\mu \psi_0 (i \pm 1) [q]}}$ 或 $D_1 \geq 6180 \sqrt{\frac{k_x P_1}{\mu \psi_0 n_1 (i \pm 1) [q]}}$	$D_1 \geq 158 \sqrt{\frac{k_x T_1 \cos \beta}{\mu z [q]}}$ 或 $D_1 \geq 15.5 \times 10^3 \sqrt{\frac{k_x P_1 \cos \beta}{\mu z n_1 [q]}}$	$D_1 \geq 4370 \sqrt{\frac{k_x P_1}{\mu \psi_0 n_1 [q]}}$	$L \geq 3090 \sqrt{\frac{k_x P_1}{\mu \psi_0 n_1 (1 - 0.5 \psi_L) [q]}}$ <p>当 $\Sigma = 90^\circ$ 时, $\cos \varphi_1 = \sqrt{1 - \psi_L^2}$</p>
深压应力 ^①	$D_1 \geq 337 \sqrt{\frac{k_x P_1}{\mu \psi_0 i n_1} [K]}$	$D_1 \geq 620 \sqrt{\frac{k_x P_1 (i \pm 1) \sin^2 \beta}{\mu z i n_1} [K]}$	$D_1 \geq 268 \sqrt{\frac{k_x P_1}{\mu \psi_0 n_1} [K]}$	$L \geq 170 \sqrt{\frac{k_x P_1}{\mu \psi_0 n_1 \sin \varphi_1 (1 - 0.5 \psi_L) [K]}}$
特点和应用	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构简单, 制造方便 2. 压紧力大, 用于小功率传动 3. 为减小压紧力, 可将轮面之一用非金属材料覆面 4. 大功率传动时, 摩擦轮常采用淬火钢(如 GCz15, HRC > 60), 并采用自动压紧卸载环 5. 为降低二轴的平行度要求, 可将轮面之一作成鼓形。轴系刚性差时, 亦应如此 6. 用于回转驱动装置、仪表调节装置等 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 压紧力较大, 几角滑动大, 易发热和磨损 2. 几角滑动较大, 易发热和磨损, 应限制槽槽高度 $h = (0.04 \sim 0.06) D_1 < 5 \sim 15 \text{mm}$ 3. 加工与安装要求较高 4. 传动比随载荷和压紧力的变化在一定范围内变动 5. 用于较车驱动装置等 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构简单, 制造方便 2. 压紧力大, 几角滑动大, 易发热和磨损 3. 将小轮做成鼓形, 可减少几角滑动, 降低安装精度 4. 轴向移动小轮, 可实现正、反向无级变速, 但应避免在 $D_2 \approx 0$ 处附近运转 5. 要注意大轮的刚度, 并控制二轴线的垂直度 6. 用于摩擦压力机等 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构简单, 制造方便 2. 设计与安装时, 应保证轴线的相对位置正确、锥顶重合; 否则几何滑动大, 磨损严重 3. 由于 $\varphi_1 < \varphi_2, Q_A < Q_a$, 故应在小轮处加压 4. 常用于大功率摩擦压力机
备注	n_1, n_2 ——主动轴转速, r/min e ——滑动率, % T_1 ——主动轴转矩, N·m, $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$ P_1 ——传递功率, kW k_x ——可靠性系数, 见表 2-4 μ ——摩擦系数, 见表 2-6、表 2-7 E_0 ——当量弹性模量, MPa E_1, E_2 ——主、从动轮材料的弹性模量, MPa	ψ_0, ψ_0, ψ_L ——宽度系数 $[\sigma_H]$ ——许用接触应力, MPa $[q]$ ——许用线压力, N/mm $[K]$ ——许用深压应力, MPa, 许用应力值见表 2-6 $i \pm 1$ ——‘+’用于外接, ‘-’用于内接 表中其他物理量单位: 力——N 长度——mm		

①用于非金属材料或其覆面的摩擦轮传动, 若其中一轮为橡胶制品时, 可按法向压紧力计算。

5 行星式牵引无级变速器

行星式牵引无级变速器是具有作行星运动的中间滚动体、依靠滚动副间的牵引（摩擦）力来传递动力，通过改变太阳轮或行星轮的工作半径来实现变速的无级变速器。其传动原理与一般锥齿轮行星轮系很相似，但没有轮齿因而工作半径在运行过程中可以调整。

由于上述传动原理的特点，使行星无级变速器的结构、性能和第四章所述定轴式无级变速器不同。行星无级变速器的共同特点如下。

(1) 变速范围较宽广：一般行星无级变速器的调速比 R_b 可达几十，某些行星无级变速器在驱动电动机带动输入轴作定向转动的情况下，输出轴可以静止不转，甚至可以反向旋转变速，因而理论上讲其调速比 R_b 可为无穷大，即可实现过零调速或反向调速。

(2) 输出转速恒低于输入转速：行星无级变速器的输出转速在整个变速范围内都低于输入转速，所以是降速型变速器，因而在生产自动线中应用广泛，变速器中通常只需一套自动加压装置，并配置在输出轴一侧；同时中间滚动元件——行星锥的自转速度也较低，不会为其轴承设计带来困难。

(3) 输出特性好：通常，行星无级变速器在低输出转速区为恒转矩特性，在高输出转速范围内为恒功率特性。

(4) 由于采用多行星轮分汇流传动，因而承载能力高、寿命长，功率范围从几十瓦至数十千瓦；但传动效率略低于定轴式变速器，在常规额定变速范围内为 75% ~ 84%，在低输出转速时滑动率较大（5% ~ 10%）。

(5) 结构紧凑，加压和调速操纵机构比较简单。

由于以上特点，行星无级变速器近十几年来在工业界的应用日益广泛。

行星无级变速器从原理上可分为 2K-H、3K 和 K-H-V 三类型式。工业上应用的主要是前二类，第三类尚未见工业应用产品。目前封闭行星无级变速器的研制正在进一步发展中。

本章将介绍八种行星无级变速器的结构、工作原理及简要的计算。

5.1 行星锥盘式无级变速器^[25,26]

这种变速器在国外称为 Disco 无级变速器，它是 Lenze/Simplana 公司于 1957 ~ 1964 年推出的产品；国内已形成系列并制定了国家机械行业标准 JB/T 6950—93，共有五种装配型式，数十种规格。恒功率的 14 种规格，其电机功率 $P_1 = 0.12 \sim 11\text{kW}$ 、输出转矩 $T_2 = 0.6 \sim 235.2\text{N}\cdot\text{m}$ ；恒转矩的 41 种规格，其 $P_1 = 0.18 \sim 22\text{kW}$ ， $T_2 = 0.6 \sim 306.7\text{N}\cdot\text{m}$ ，其 $\varepsilon = 4 \sim 8.8\%$ ， $\eta = 0.6 \sim 0.72$ (0.84) $R_b = 4 \sim 6$ ，其性能及尺寸参数见附录 1。

图 5-1 是封闭行星锥盘无级变速器的一种结构^[26]。它是用一个行星锥盘无级变速器去封闭一个 2K-H 差动轮系的两个基本构件而得，可有多种封闭形式。图 5-1 中是将右侧无级变速器的太阳轮 3 与 2K-H 差动轮系中的太阳轮 W，无级变速器的输出转臂 9 与 2K-H 轮系的转臂 H 固联而成。动力由轴 I 分两路：一路经太阳轮 3、行星锥盘 4、固定内环 5、6 传给转臂 9、H 和行星轮 G；另一路由轴 I 上的太阳轮 W 传给行星轮 G，两路动力在行星轮 G 处汇合，由于差动作用通过内齿圈 N 由轴 II 输出。调速时，转动手轮，经丝杠 7 螺母 8 和固结

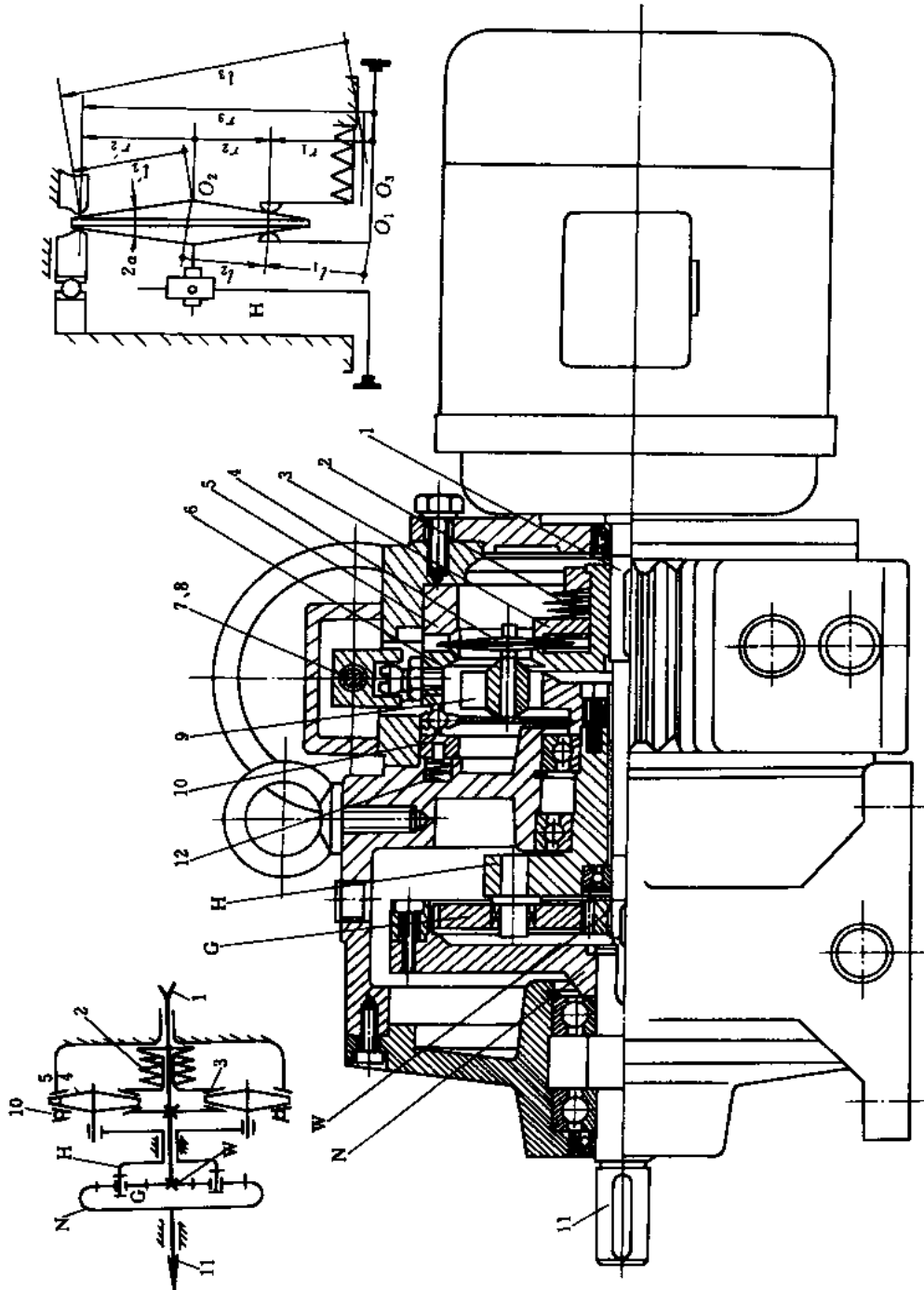


图 5-1 封闭行星锥盘无级变速器

1—电机轴;2—加压碟簧;3—太阳轮;4—行星锥盘;5—内环(定环);6—外环(动环);7—丝杠;8—螺母;9—转臂;10—固定环;
11—输出轴;12—支承弹簧;G—行星轮;H—转臂;N—内齿圈;W—太阳轮

在可调内环 6 上的拨销驱使内环 6 转动, 由于 6 左侧与固定环 10 之间形成端面调速凸轮, 因而当内环 6 在转动的同时兼有轴向移动, 从而改变了定环 5 和动环 6 之间的轴向间隙, 由于加压弹簧 2、12 和锥盘的楔形效应使行星锥盘 4 的轴在转臂 9 上作径向移动, 从而使锥盘 4 与太阳轮 3、内环 5、6 的接触半径改变, 实现无级调速。如果不加装 2K-H 差动轮系, 而将转臂 9 的动力直接输出, 就变成基本型的行星锥盘无级变速器了。在 9 的后面接装各种减速器后就可形成多种孪生型变减速器。将变速器太阳轮 3 和内环 5、6 与行星轮 4 的接触处作成圆弧或直线, 就分别构成点、线接触结构。锥盘的双楔角 2α 应大于摩擦角的两倍, 以免在调速时发生自锁, 通常取 $2\alpha = 6^\circ \sim 12^\circ$, 加压弹簧 2 的设计至关重要, 并应综合考虑支承弹簧 12 的作用。本节仅讨论分析右侧无级变速器的有关问题。

(1) 运动分析

设太阳轮 3、内环 5 的工作径为 r_1 、 r_3 , 行星锥盘与太阳轮 3、内环 5 接触处的工作半径为 r_2 和 r'_2 , 且有 $r_3 - r_1 = r_2 + r'_2$, 由行星轮系的基本公式, 可写出:

$$\text{传动比} \quad i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} = \left(1 + \frac{r_2 r_3}{r_1 r'_2}\right)^{-1} = \frac{r'_2 r_1}{r_1 r'_2 + r_2 r_3} \quad (5-1)$$

$$\text{调速比} \quad R_p = \frac{n_{H\max}}{n_{H\min}} = \frac{(r_1 r'_{2\min} + r_{2\max} r_3) r'_{2\max}}{(r_1 r'_{2\max} + r_{2\min} r_3) r_{2\min}} \quad (5-2)$$

$$\text{行星锥盘转速} \quad n_2 = -n_1 (r_3 - r'_2) \left/ \left(r'_2 + \frac{r_3}{r_1} r_2 \right) \right. \quad (5-3)$$

$$\text{行星锥盘自转速度} \quad n_2^H = n_2 - n_H = -n_1 \left[\frac{r_3}{r'_2} \left/ \left(1 + \frac{r_2 r_3}{r_1 r'_2} \right) \right. \right] \quad (5-4)$$

由以上各式可以看出变速器的输入、输出转速同向, 且为降速型, 行星锥盘的转速 n_2 及自转转速 n_2^H 均与输出转速反向。

封闭行星锥盘无级变速器系统的总传动比 i 及调速比 R_b 为

$$i = \frac{n_N}{n_1} = i_{H1} \left(1 + \frac{z_W}{z_N}\right) - \frac{z_W}{z_N} \quad (5-5)$$

$$R_b = \frac{n_{N\max}}{n_{N\min}} = R_p \frac{1 - [z_W / (z_N + z_W) i_{H1\max}]}{1 - [z_W / (z_N + z_W) i_{H1\min}]} \quad (5-6)$$

由于 $i_{H1\max} > i_{H1\min}$, 故 $R_b > R_p$, 即系统的调速比扩大了, 当 $i_{H1} < \frac{z_N}{z_N + z_W}$ 时, i 为负值,

n_N 与 n_1 反向, 称为过零调速型变速器; 当 $i_{H1} = \frac{z_N}{z_N + z_W}$ 时 $i = 0$, 这时 $R_b = \infty$, 称为零起 (或无穷大) 调速型变速器。通常扩大调速型封闭行星无级变速器存在封闭功率而不能用于大功率传动, 如需用于大功率变速时, 应选择无封闭功率或封闭功率小的结构, 详见 2.2。

(2) 受力分析及加压弹簧

图 5-2 是在不计离心力的情况下, 行星锥的受力图, 其中 F_1 、 Q_1 和 F_2 、 Q_2 分别在太阳轮和内环接触区所受的圆周力和法向压紧力, F_H 是转臂 H 作用于行星锥的支承力。在静止及正常转时无沿圆锥母线方向的摩擦力, 而在调速时则在接触区产生沿圆锥母线方向的摩擦力 f_1 和 f_2 , 其指向与行星锥的移动方向相反。

在正常运行时无 f_1 、 f_2 , 由 $\sum F_y = 0$ 、 $\sum F_z = 0$ 及 $\sum M_0 = 0$ 可有

$$Q_1 = Q_2, F_2 = F_1 r_2 / r'_2, F_H = F_1 + F_2 \quad (5-7)$$

在调速时, 当升速调速时 f_1 、 f_2 以实线表示, 降速调速时 f_1 、 f_2 以虚线表示。则由

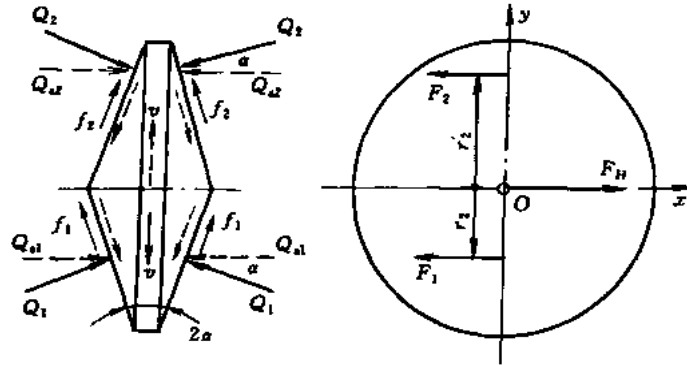


图 5-2 行星锥盘受力分析图

$\sum F_y = 0$ 可得

$$2Q_1 (\sin\alpha \pm \tan\rho\cos\alpha) = 2Q_2 (\sin\alpha \mp \tan\rho\cos\alpha)$$

即
$$Q_1 = Q_2 \frac{\tan\alpha \mp \tan\rho}{\tan\alpha \pm \tan\rho} \tag{5-8}$$

式中上方符号用于升速调速，下方符号用于降速调速， $\rho = \arctan\mu$ 为摩擦角。

升速调速时 Q_2 为调速驱动力， Q_1 为调速阻力。降速调速时则相反。为了保证调速时不自锁必须有

$$\alpha > \rho$$

$\alpha > \rho$ 是确定行星锥盘半楔角 α 的基本条件。停车时，由于油膜尚未形成，加之静摩擦系数大于动摩擦系数，故停车时进行调速既费力又容易划伤工作表面，所以不宜在停车时进行调速。

变速器两个接触区的轴向压紧力 Q_{a1} 、 Q_{a2} 均由加压碟簧提供，不论是恒功率传动还是恒转矩传动，两个接触区的压紧力是不相同的，而且其值随输出转速而变化，碟簧提供的压紧力 Q_s 应是 Q_{a1} 、 Q_{a2} 中的最大者，即

$$Q_s = \max \{Q_{a1}, Q_{a2}\} = \max \{zQ_{a1}, zQ_{a2}\}$$

式中 z 为行星锥盘个数。

考虑到式 (5-7) 第二式，不难写出恒功率和恒转矩工况的 Q_{a1} 和 Q_{a2} 的表达式为：

$$\left. \begin{aligned} \text{恒功率工况} \quad Q_{a1} &= Q_1 \cos\alpha = \frac{k_f F_1}{2\mu} \cos\alpha = 4775 \frac{k_f P_1 \cos\alpha}{z\sigma r_1 n_1} \times 10^3 \\ Q_{a2} &= \frac{k_f F_2}{2\mu} \cos\alpha = 4775 \frac{k_f P_1 \cos\alpha r_2}{z\sigma r_1 n_1 r_2'} = 4775 \frac{P_1 \cos\alpha}{z\sigma r_1 r_3} \left(\frac{n_1}{n_H} - 1\right) \times 10^3 \end{aligned} \right\} \tag{5-9}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{恒转矩工况} \quad Q_{a1} &= \frac{k_f T_H \cos\alpha}{2z\sigma r_1} i_{H1} \\ Q_{a2} &= \frac{k_f T_H \cos\alpha}{2z\sigma r_3} (1 - i_{H1}) \end{aligned} \right\} \tag{5-10}$$

$$Q_{si} = zQ_{ai} \quad i = 1, 2 \tag{5-11}$$

图 5-3 给出了恒功率及恒转矩工况下所需的弹簧压力特性曲线。图中虚线为内环与行星锥盘处所需的弹簧力 Q_{a2} ，实线为太阳轮与行星锥盘处所需的弹簧力 Q_{a1} ，而双线为整个调速过程中所需的弹簧力 Q_s 的变化特性。从变速器的结构看，升速时，太阳轮轴向间距加大，碟簧压紧力增大；降速时，太阳轮间距减小，碟簧压紧力减小，显然这种恒功率工况的

加压特性是不适应的,会出现低输出转速时加压不足而使滑动率显著上升。因此有人设想将碟簧置于内环处以弥补这一缺点,但这使碟簧尺寸显著加大,在结构上难以实现。

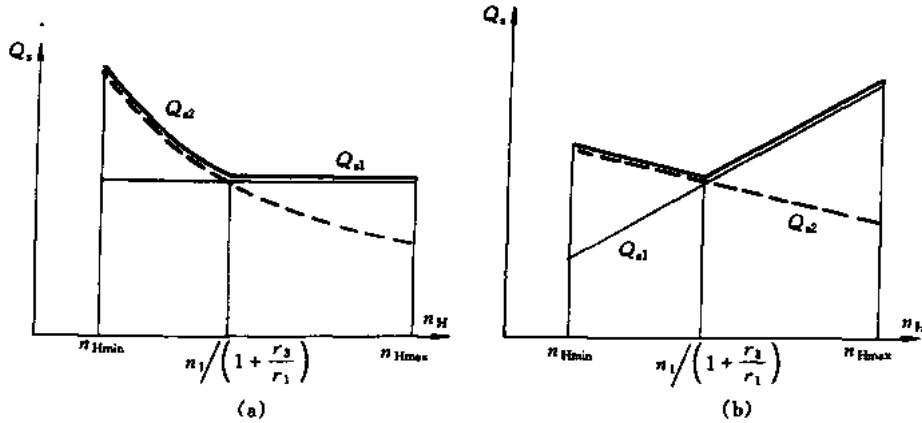


图 5-3 变速器所需碟簧压力特性

(a) 恒功率; (b) 恒转矩

由图 5-3 可见:恒功率传动与恒转矩传动中弹簧的加压特性是不同的,因而弹簧的设计步骤也将有所不同,但是两种工况下在相同 n_{Hmin} 与 n_{Hmax} 的情况下,碟簧的行程是相同的,即

$$s_{max} = 2\Delta r_{2max} \tan \alpha = 2 \tan \alpha \left(\frac{r_1 (r_3 - r_1) i_{Hlmax}}{r_1 (1 - i_{Hlmax}) + r_3 i_{Hlmax}} - \frac{r_1 (r_3 - r_1) i_{Hlmin}}{r_1 (1 - i_{Hlmin}) + r_3 i_{Hlmin}} \right) \quad (5-12)$$

对由 n_{Hmin} 调速到 n_{Hmax} 的全程调速无级变速器,为了保证低速时不明显滑动,在恒功率工况时,应按 $n_H = n_{Hmin}$ 的位置求得碟簧的初压力:

$$Q_0 = Q_2 = 4775 \frac{k_f P_1 \cos \alpha}{\mu n_1 r_3} \left(\frac{n_1}{n_{Hmin}} - 1 \right)$$

再按变速器的结构尺寸选择组合碟簧的规格、片数 n 及特性曲线,定出在初始压力下的初始变形 s_1 ,碟簧的最大行程 $s_2 = s_1 + s_{max}$,并由 s_2 求出碟簧的最大压紧力 Q_{max} ;显然 Q_{max} 远大于在 n_{Hmax} 位置时所需的压紧力 Q_{d1} 或 Q_{d2} ,保证了低输出转速时不打滑,却会加剧中、高转速输出时的磨损和发热。为此可适当降低 Q_0 以解决此矛盾。

在恒转矩工况时,应 $n_H = n_{Hmin}$ 位置时 Q_2 作为碟簧初始压力,而以 $n_H = n_{Hmax}$ 位置时的 Q_{d1} 作为最大压紧力。然后根据变速器结构尺寸、 s_{max} 来选择组合碟簧的规格、特性曲线及片数 n 。显然,这时在中速区的压紧力也超过了所需值。

(3) 调速机构的运动与力计算

Disco 变速器的调速机构是丝杠、正切机构与凸轮机构的组合机构(图 5-4)。调速时,转动手轮通过导程为 p 的丝杠 7 (见图 4-1) 使

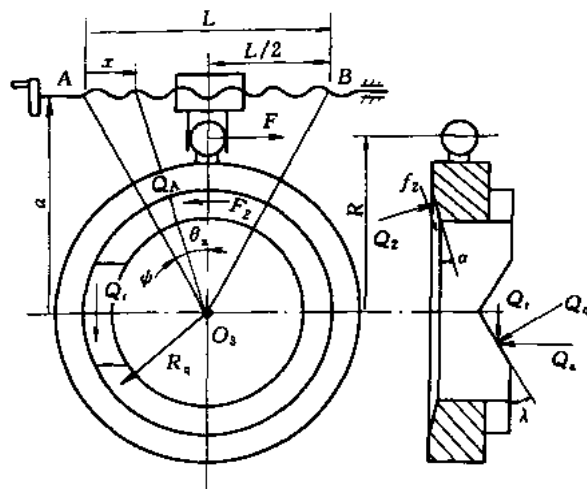


图 5-4 Disco 变速器调速机构

下部带有方框的螺母 8 移动, 方框推动内环 (另一侧为凸轮) 6 上部的球柄使之绕 O_3 旋转 ψ 角, 螺旋升角为 λ 的端面凸轮 6、10 使动环 6 产生轴向位移 s_a 和周向位移 s_t , s_a 即为内环 5、6 间的间隙变化量, 从而使行星锥盘径向移动 Δr , 并使 r_2 及 r_2' 改变实现变速。设图 5-4 中 A 点为最低输出转速时的螺母初始位置, 当手轮相对初始位置转过 φ 角时, 螺母沿丝杠轴线移动了距离 $x = p\varphi/360^\circ$, 凸轮旋转了 $\psi = \arctan \frac{L}{2a} - \arctan \frac{L-2x}{a}$; 则动环 (凸轮) 6 的周向位移 $s_t = R_q\psi$, 轴向位移 $s_a = s_t \tan \lambda = R_q\psi \tan \lambda$ 。相应行星锥盘的径向位移 Δr 为

$$\Delta r = \frac{s_a}{2 \tan \alpha} = \frac{R_q \left[\arctan \frac{L}{2a} - \arctan \frac{L - p\varphi/360^\circ}{2a} \right] \tan \lambda}{2 \tan \alpha} \quad (5-13)$$

变速器在最低输出转速时, $r_2 = r_{2\max}$ 、 $r_2' = r_{2\min}'$, 当行星锥盘径向移动 Δr 后, 则 $r_2 = r_{2\max} - \Delta r$ 、 $r_2' = r_{2\min}' + \Delta r$, 输出转速 n_H 为

$$n_H = n_1 / \left(1 + \frac{r_2 r_3}{r_1 r_2'} \right) = n_1 / \left[1 + \frac{(r_{2\max} - \Delta r) r_3}{r_1 (r_{2\min}' + \Delta r)} \right]$$

将 (5-13) 式的 Δr 代入上式后, 可得到手轮转角 φ 与输出转速 n_H 间的关系为

$$n_H = n_1 \left/ \left[1 + \frac{\left(2r_{2\max} \tan \alpha - R_q \left(\arctan \frac{L}{2a} - \arctan \frac{L - p\varphi/360^\circ}{2a} \right) \tan \lambda \right) \frac{r_3}{r_1}}{2r_{2\min}' \tan \alpha + R_q \left(\arctan \frac{L}{2a} - \arctan \frac{L - p\varphi/360^\circ}{2a} \right) \tan \lambda} \right] \right. \quad (5-14)$$

给定手柄一个转角 φ 便可按式 (5-14) 求出一个对应的 n_H 值, 由此可对变速器的调速板进行刻度。

凸轮槽升角 λ 可确定如下, 设变速器全调速范围内螺母的行程为 L , 行星锥盘的最大径向位移为 Δr_{\max} , 则由式 (5-13)、式 (5-12) 可有:

$$\tan \lambda = \left(\frac{r_1 (r_3 - r_1) i_{H\max}}{r_1 (1 - i_{H\max}) + r_3 i_{H\max}} - \frac{r_1 (r_3 - r_1) i_{H\min}}{r_1 (1 - i_{H\min}) + r_3 i_{H\min}} \right) \tan \alpha / R_q \arctan \frac{L}{2a} \quad (5-15)$$

参照图 5-4 的符号, 调速时推动凸轮旋转的圆周力 F 可根据凸轮的静力平衡条件求得为

$$F = (z_q R_q \cos \alpha \tan \lambda + z \mu r_3) Q_2 / R$$

式中 z_q 为调速凸轮中钢球数, z 为行星锥盘数, μ 为牵引系数。

由调速系统的力矩平衡条件可写出手轮调速力矩 T_d 的表达式为

$$T_d = 0.5 d_2 F \tan (\lambda_s \pm \rho_s)$$

式中 λ_s 、 ρ_s 分别螺旋副的螺旋升角和当量摩擦角、 d_2 为丝杠中径、上方符号用于升速调速, 下方符号用于降速调速。

由于调速丝杠要求反行程自锁, 故 $\lambda_s < \rho_s$ 。

(4) 基本尺寸和强度计算

Disco 变速器的主要尺寸参数是太阳轮及内环工作半径 r_1 、 r_3 以及行星锥盘直径 D_2 和半楔角 α 。它们受负载、调速比 R_b 及结构等因素影响,可按经验选取后再进行强度校核。

太阳轮工作半径 r_1 可按负载、输入轴直径、 R_b 由类比法选取。

内环工作半径 r_3 $r_3 = cr_1$ $c = 1.5 \sim 2$ R_b 大时取大值。

行星锥盘直径 D_2 $D_2 = r_3 - r_1 + \Delta r_{\max} + (5 \sim 10) = r_1(c - 1)$

$$\left\{ 1 - \left[\frac{1 - i_{H1\min}}{1 - i_{H1\min}(c - 1)} - \frac{1 - i_{H1\max}}{1 - i_{H1\max}(c - 1)} \right] \right\} + (5 \sim 10)$$

行星锥半楔角 α $\alpha = (3) 5^\circ \sim 10^\circ$

调速凸轮工作半径 $R_q = r_3 + r_q + (3 \sim 5)$ (mm)

式中 r_q 为调速凸轮钢球半径。

考虑到行星锥与太阳轮处的法向压紧力 Q_1 及线接触时的当量曲率 k_{d1} 为

$$Q_1 = 4775000 \frac{k_f P_1}{z \mu r_1 n_1} = \frac{k_f T_H}{2 z \mu r_1} i_{H1}$$

$$k_{d1} = \frac{\sin \alpha}{r_1} + \frac{\sin \alpha}{r_2} = \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \sin \alpha = \frac{c \sin \alpha}{(1 - i_{H1}) r_1 (c - 1)}$$

把它代入初始线接触的接触应力公式,并令 $E_d = 2.07 \times 10^5 \text{MPa}$, $b = \psi r_1$ 可得太阳轮处的接触强度公式为

$$\text{恒功率时} \quad \sigma_{H1} = 415574 \sqrt{\frac{k_f P_1 c \sin \alpha}{z \mu n_1 (1 - i_{H1}) (c - 1) \psi r_1^3}} \leq [\sigma_H] \quad (5-16)$$

$$\text{恒转矩时} \quad \sigma_{H1} = 135 \sqrt{\frac{k_f T_H i_{H1} c \sin \alpha}{z \mu \psi (1 - i_{H1}) (c - 1) r_1^3}} \leq [\sigma_H] \quad (5-17)$$

同理有行星锥与内环接触处的法向压紧力 Q_2 及线接触时的当量曲率 k_{d2} 为

$$Q_2 = 4775000 \frac{k_f P_1 (1 - i_{H1})}{z \mu n_1 r_3 i_{H1}} = \frac{k_f T_H (1 - i_{H1})}{2 z \mu r_3}$$

$$k_{d2} = \frac{\sin \alpha}{r_2'} - \frac{\sin \alpha}{r_3} = \frac{r_3 - r_2'}{r_2' r_3} \sin \alpha = \frac{\sin \alpha}{r_1 i_{H1} c (c - 1)}$$

于是有内环接触处的接触强度的公式为

$$\text{恒功率时} \quad \sigma_{H2} = 415574 \sqrt{\frac{k_f P_1 (1 - i_{H1}) \sin \alpha}{z \mu n_1 c^2 (c - 1) i_{H1}^2 \psi r_1^3}} \leq [\sigma_H] \quad (5-18)$$

$$\text{恒转矩时} \quad \sigma_{H2} = 135 \sqrt{\frac{k_f T_H (1 - i_{H1}) \sin \alpha}{z \mu \psi (c - 1) c^2 i_{H1} r_1^3}} \leq [\sigma_H] \quad (5-19)$$

对给定的变速器,因 r_1 、 P_1 、 T_H 、 c 、 ψ 、 k_f 、 z 、 n_1 、 μ 均为已知值,在全变速范围内

给 i_{H1} 以不同值, 便可由以上各式求得 $\sigma_{H1}(\sigma_{H2}) - i_{H1}(n_H)$ 曲线如图 5-5a 所示。如取 $\sigma_{H1} = [\sigma_H]$ 、 $\sigma_{H2} = [\sigma_H]$, 利用以上各式便可求得太阳轮、内环处的允许输出转矩 $[T_H] - n_H$ 曲线和允许输出功率 $[P] - n_H$ 曲线分别如图 5-5b、c 所示。

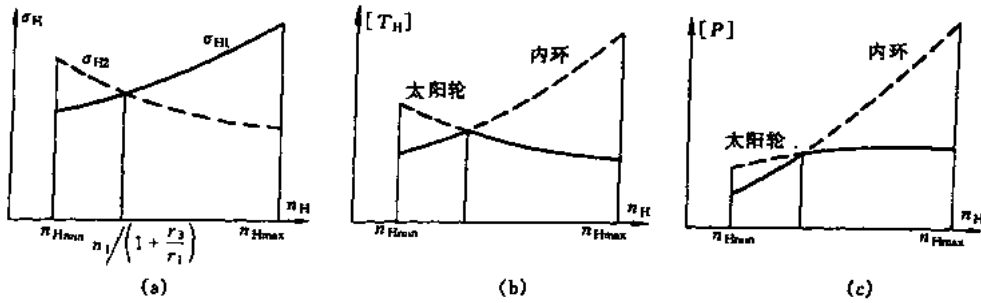


图 5-5 Disco 变速器的 $\sigma_H - n_H$ 、 $[T_H] - n_H$ 和 $[P] - n_H$ 曲线

在进行设计计算时, 由于 P 、 T_H 、 $[\sigma_H]$ 、 n_1 是给定的, 在选取了 c 、 k_f 、 α 、 μ 、 ψ 后, 便可算出所需的 r_1 值, 由图 5-5a 可见, 当 $n_H = n_{Hmin}$ 即 $i_{H1} = i_{H1min}$ 时, σ_{H2} 最大, 说明内环处是薄弱环节; 当 $n_H = n_{Hmax}$ 即 $i_{H1} = i_{H1max}$ 时 σ_{H1} 最大, 说明太阳轮处是薄弱环节。因而以这两个位置的参数代入以上诸式, 求出的 r_1 最大值便是所设计的变速器全程调速时太阳轮工作半径应有的值。这种公式的变形读者是极易得到, 故不列出。

对于点接触的 Disco 无级变速器, 其接触应力的计算公式, 主要是 k_{d1} 和 $\cos\tau$ 的公式比较复杂, 现设太阳轮、内环与行星锥盘接触处的圆弧半径为 r , 则有

$$\begin{aligned} \text{太阳轮处} \quad k_{d1} &= \frac{1}{r} + \frac{\sin\alpha}{r_1} + \frac{\sin\alpha}{r_2} + 0 = \frac{r_1 r_2 + r(r_1 + r_2) \sin\alpha}{r_1 r_2 r} \\ \cos\tau_1 &= \frac{r_1 r_2 - r(r_1 + r_2) \sin\alpha}{r_1 r_2 + r(r_1 + r_2) \sin\alpha} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{内环处} \quad k_{d2} &= \frac{1}{r} - \frac{\sin\alpha}{r_3} + \frac{\sin\alpha}{r'_2} + 0 = \frac{r'_2 r_3 + r(r_3 - r'_2) \sin\alpha}{r'_2 r_3} \\ \cos\tau_2 &= \frac{r'_2 r_3 - r(r_3 - r'_2) \sin\alpha}{r'_2 r_3 + r(r_3 - r'_2) \sin\alpha} \end{aligned}$$

而 Q_1 、 Q_2 、 E_d 均与线接触时相同, 把它代入基本公式

$$\sigma_{Hi} = \frac{852}{\alpha\beta} \sqrt[3]{Q_i k_{di}^2} \quad (\text{MPa}), \quad i = 1, 2$$

便得到点接触时的接触应力计算公式。在此不再列出。

点接触时的 $\sigma_H - n_H$ 、 $[T_H] - n_H$ 和 $[P] - n_H$ 曲线与线接触情况下的相仿。因此, 也可按线接触情况设计参数, 再将太阳轮及内环修成圆弧。[25] 指出, 随着圆角半径的增大, 接触应力下降较快, 但当圆角半径大于 50mm 时应力基本不再减少了。

5.2 转臂输出式行星无级变速器^[1,27]

这种变速器国外称为 SC 型 (与电动机法兰直联者称 SCM 型)。如图 5-6 所示, 动力由

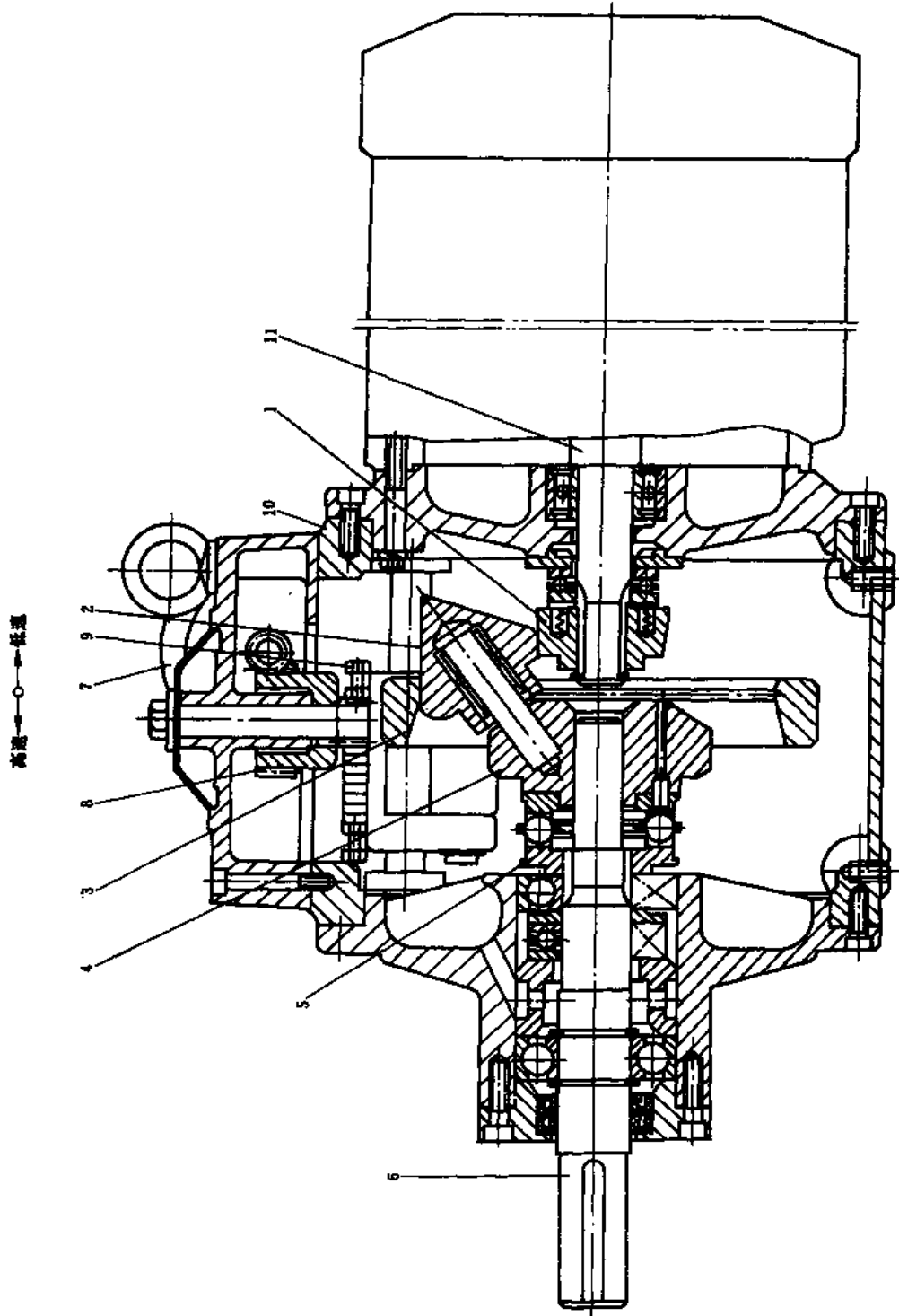


图 5-6 SCM 型无级变速器
1—锥轮；2—行星锥轮；3—外环；4—转臂；5—加压盘；6—花键轴；7—手轮；8—蜗轮；9—齿条；10—箱体；11—输入轴(电机轴)

装在输入轴 11 上的太阳轮输入，经行星锥轮 2、固定外环 3 间的牵引作用，驱动转臂 4、加压盘 5，最后由轴 6 将动力输出。调速时转动手轮 7，由蜗杆蜗轮和齿轮齿条机构使外环作轴向移动，从而改变行星锥与外环的接触半径 r ，以改变行星锥和转臂的转速实现无级变速。当外环移向行星锥锥顶时输出转速逐渐减小；当接触点移至锥顶时输出转速为零，但不宜应用。变速器为降速变速型，其传动比为 $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{16}$ ， $R_b = 4$ ，只需在输出侧安装一个自动加压装置；变速器的传递功率为 0.1 ~ 15kW，行星锥数 $z = 3、5、7$ 。传动效率 $\eta = 0.6 \sim 0.8$ 。滑动率在高输出转速时可减少到 3%。其输出特性如图 5-7 所示。

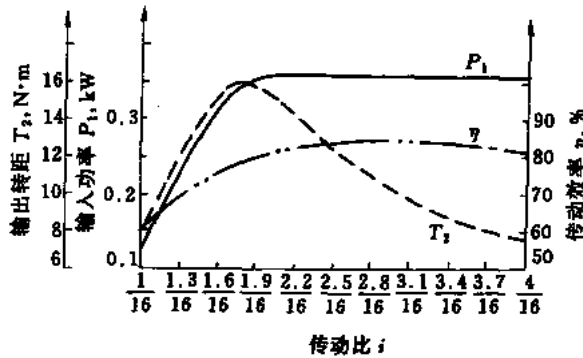


图 5-7 SC 变速器的机械特性

(1) 运动与受力分析 图 5-8a、b 为这种变速器的运动和受力分析简图。SC 变速器的等效行星机构为一 2K-H 锥齿轮行星轮系，图 a 中 a、e 分别为太阳轮和外环，g、f 为行星轮，H 为转臂，矢量三角形为机构的角速度矢量多边形。按图中的符号并利用正弦定理有

$$\frac{\omega_v - \omega_H}{\omega_H} = \frac{\sin(\alpha + \delta)}{\sin\delta} = \frac{R}{r} \quad \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_v - \omega_H} = \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha - \beta)} = \frac{r_R}{R_a}$$

式中 ω_a 、 ω_v 、 ω_H 分别为太阳轮、行星锥和转臂的角速度。

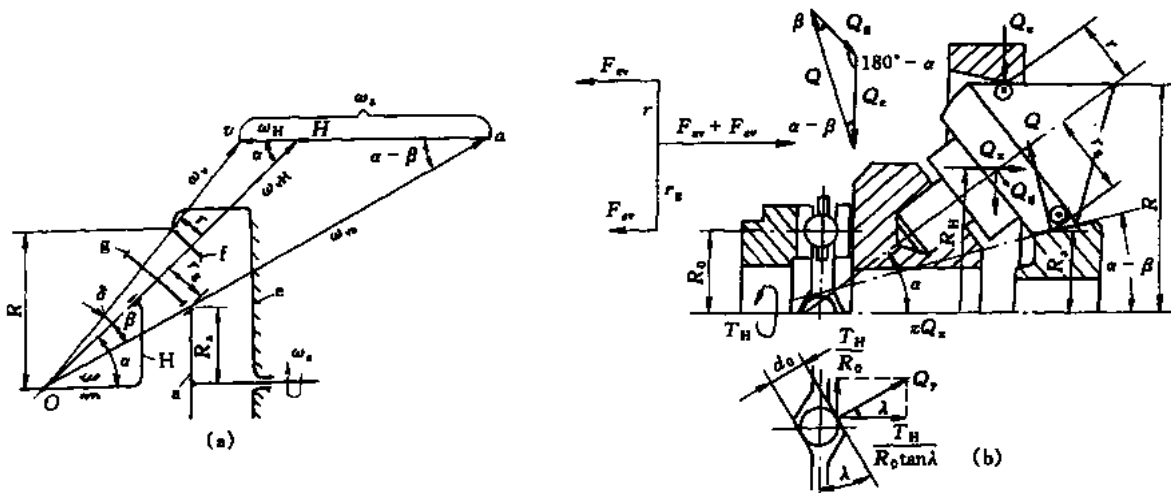


图 5-8 SC 变速器的运动及受力分析简图

联立解以上两式，整理后得

$$\text{传动比} \quad i_{Hh} = \frac{\omega_H}{\omega_a} = \frac{rR_a}{rR_a + Rr_g} \quad (5-20)$$

$$\text{行星轮自转角速度} \quad \omega_v - \omega_H = \omega_a \frac{R \cdot R_a}{rR_a + Rr_g} \quad (5-21)$$

$$\text{行星轮绝对角速度} \quad \omega_v = \omega_a \frac{(R-r) R_a}{rR_a + Rr_g}$$

$$\text{调速比} \quad R_b = \frac{i_{Hh\max}}{i_{Hh\min}} = \frac{r_{\max} (r_{\min} R_a + Rr_g)}{r_{\min} (r_{\max} R_a + Rr_g)} \quad (5-22)$$

调速刻度时将要用到外环接触点到行星锥锥顶距离 x 与传动比 i_{Hh} 的关系，由传动比公式及几何关系有

$$x = r/\sin\alpha = i_{Hh} r_g R/R_a (1 - i_{Hh}) \sin\alpha \quad (5-23)$$

在图 5-7b 中 Q 、 Q_g 和 Q_e 分别为行星锥在太阳轮、转臂和外环处所受的压紧力，由行星锥的力平衡条件有

$$\frac{Q}{\sin\alpha} = \frac{Q_e}{\sin\beta} = \frac{Q_g}{\sin(\alpha - \beta)} \quad (5-24)$$

$$Q_x = Q \sin(\alpha - \beta) = Q_e \sin\alpha \sin(\alpha - \beta) / \sin\beta \quad (5-25)$$

考虑到行星锥匀速转动，因而有 $\mu Q r_g = \mu Q_e r$ ，考虑到转臂匀速转动，应有行星锥与太阳轮及外环接触处牵引力对变速器中心线的驱动转矩与加压盘对转臂的阻抗转矩 T_H 相等，即

$$z_t (Q_e R + Q R_a) = z_q Q_{xq} R_0 \tan\lambda \quad (5-26)$$

式中 z_q 、 Q_{xq} 为加压装置的 V 型槽数及每个槽所受的轴向压紧力。

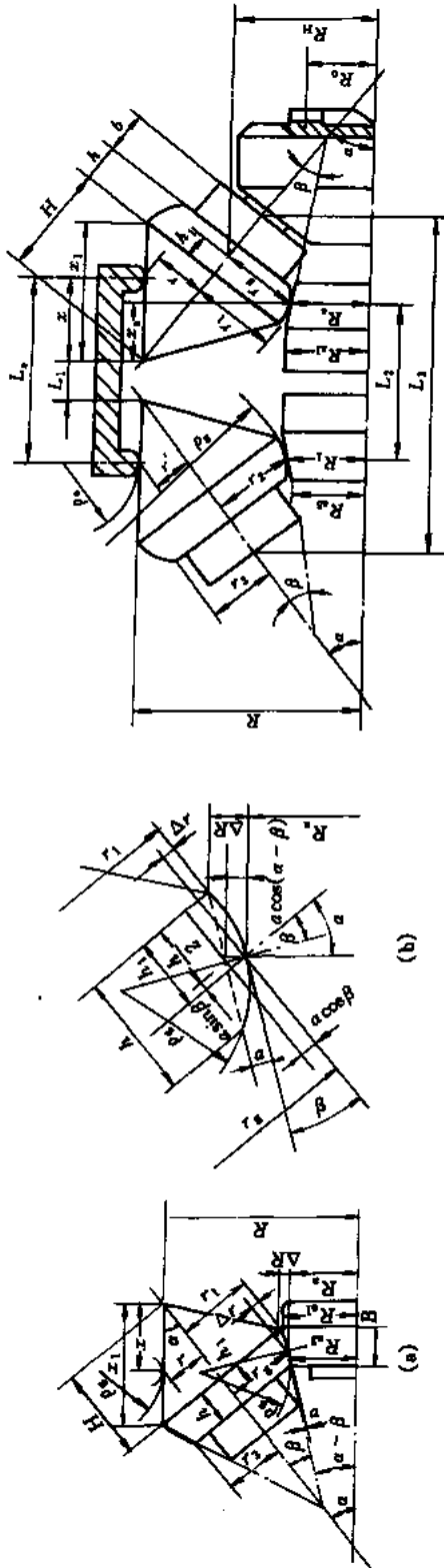
由于 $r_g > r$ ，故 $Q < Q_e$ ，以及 $z_q Q_{xq} = z Q_x$ ，为了保证各摩擦副均不打滑，式 (5-26) 中 Q_e 及 Q 均应取为 Q_e ，于是联立式 (5-25)、式 (5-26) 便可求得加压装置的槽升角 λ 应为

$$\tan\lambda = \frac{\mu (R+r) \sin\beta}{R_0 \sin(\alpha - \beta) \sin\alpha} \quad (5-27)$$

(2) 强度计算 这种变速器由于不满足锥顶重合原则，故将会导致较大的滑动，为了减少滑动而采用点接触形式。分析指出：变速器在低速区工作时，外环处的承载能力低，而在高速区工作时，太阳轮处承载能力低，因而全调速区工作时应分别计算外环在 $n_{H\min}$ 时的承载能力和太阳轮在 $n_{H\max}$ 时的承载能力，采用点接触接触应力计算公式，在此不再列出。[1] 给出了这种变速器的计算实例。表 5-1 为 0.1~15kW 的 12 种规格 SC 和 OM 型变速器的尺寸参数，表 5-2 给出了它们的主要尺寸计算公式。

表 5-1 SC、OM 型变速器的主要结构尺寸 ($\alpha = 37^{\circ}30'$ $\beta = 27^{\circ}30'$)

mm



(c) OM 型变速器的主要几何尺寸

规格	标称功率 kW	行星 锥数 z	外环		行星锥						太阳轮			行星锥倒锥顶点 至太阳轮接触点 的轴向距离 x_a	
			R	P_a	r_g	P_g	h	h_1	r_1	r_3	H	R_e	R_d (最小值)		R_a
OM-100 SC	0.1	3	50	16	17.783	50	8	4.094	19.684	15.520	25.653	17.783	18.566	17.000	12.774
OM-200 SC	0.2	5	50	16	17.783	50	8	4.094	19.684	15.520	25.653	17.783	18.566	17.000	12.774
OM-400 SC	0.4	5	60	20	21.453	60	9	4.599	23.605	18.920	30.763	21.453	22.334	20.572	14.995
OM-750 SC	0.75	5	75	25	26.769	75	11.5	5.880	29.513	23.527	38.462	26.769	27.895	25.643	18.893
OM-1500 SC	1.5	5	92	30	32.858	90	14	7.160	36.195	28.907	47.170	32.858	34.228	31.488	23.100
OM-2200 SC	2.2	5	105	35	37.496	105	16	8.179	41.316	32.987	53.844	37.496	39.062	35.929	26.380
OM-3000 SC	3.0	5	117	40	41.750	115	18	9.207	46.037	36.667	59.996	41.750	43.511	39.988	29.487

续表

规格	标称功率 kW	行星锥数 z	外环				行星锥						太阳轮			行星锥锥顶点至太阳轮接触点的轴向距离 x_2
			R	ρ_e	r_g	ρ_k	h	h_t	r_1	r_3	H	R_a	R_d (最小值)	R_o		
OM-3700 SC	3.7	5	127.5	45	45.424	125	20	10.235	50.177	39.766	65.393	45.424	47.381	43.466	32.347	
SC-5500	5.5	7	155.5	40	41.750	115	18	9.207	46.037	36.667	59.996	80.250	82.011	78.488	29.487	
SC-7500	7.5	7	172.5	45	45.424	125	20	10.235	50.177	39.766	65.393	90.424	92.381	88.466	32.347	
SC-11K	11.0	7	195	50	52.571	145	22	11.245	57.826	46.373	75.360	100.571	102.724	98.417	36.706	
SC-15K	15.0	7	216	55	57.595	160	24	12.265	63.333	50.840	82.538	112.595	114.944	110.246	40.150	

表 5-2 SC 型变速器的主要几何尺寸计算公式

序号	名称	符号	公式	结果	序号	名称	符号	公式	结果
1	行星锥倒锥的锥顶半角	α	$\alpha = 37^\circ 30'$	取 $\alpha = 37^\circ 30'$	12	行星锥倒锥母线长度	x_1	$x_1 = \frac{r_1}{\sin \alpha}$	$x_1 = 38.776$
2	行星锥正锥(圆弧母线锥体部分)的锥顶半角	β	$\beta = 27^\circ 30'$	取 $\beta = 27^\circ 30'$	13	太阳轮接触半径	R_a	表 5-1	取 $R_a = r_g = 21.453$
3	变速器工作楔角	$\alpha - \beta$	$\alpha - \beta = 10^\circ$	取 $\alpha - \beta = 10^\circ$	14	太阳轮大端半径	R_d	$R_d \geq R_a + \frac{h \sin(\alpha - \beta)}{2 \cos \beta}$	取 $R_d = 22.334$
4	行星锥数目	z	表 5-1	选 z = 5	15	太阳轮小端半径	R_o	$R_o = R_a - \frac{h \sin(\alpha - \beta)}{2 \cos \beta}$	取 $R_o = 22.5$
5	行星锥与太阳轮的接触半径	r_g	表 5-1	选 $r_g = 21.453$	16	太阳轮锥体长度	B	$B = (R_d - R_a) / \tan(\alpha - \beta)$	$B \approx 11$
6	行星锥正锥的母线圆弧半径	ρ_g	表 5-1	选 $\rho_g = 60$	17	外环工作半径	R	$R = R_a + 2r_1 \cos \alpha + \Delta R$ $\Delta R = \frac{h \sin(\alpha - \beta)}{2 \cos \beta} + \alpha \cos(\alpha - \beta)$	$R = 60$ $\Delta R = 1.093$
7	行星锥正锥高度	h	根据结构考虑,并参考表 5-1	选 h = 9	18	外环圆弧的曲率半径	ρ_e	表 5-1, $\rho_e \approx R/3$	$\rho_e = 20$
8	行星锥正锥圆弧母线的弓高	α	$\alpha = \rho_g \sqrt{\rho_g^2 - \left(\frac{h}{2 \cos \beta}\right)^2}$	$\alpha = 0.215$	19	锥顶距	L_1	按结构选定	
9	行星锥大端半径	r_1	$r_1 = r_g + \frac{h}{2} \tan \beta - \alpha \cos \beta$	$r_1 = 23.605$	20	两外环间距	L_2	$L_2 = L_1 + x_1$	
10	行星锥正锥小端半径	r_3	$r_3 = r_1 - h \tan \beta$	$r_3 = 18.920$	21	太阳轮接触点至行星锥顶距	x_2	$x_2 = \frac{R - R_a - r_g \cos \alpha}{\tan \alpha}$	19~22 项用于 OM 变速器,参见表 5-1 图 c
11	行星锥倒锥高度	H	$H = \frac{r_1}{\tan \alpha}$	H = 30.763	22	两太阳轮接触点间的轴向距离	L_3	$L_3 = 2x_2 + L_1$	

5.3 转臂输出式封闭行星锥轮无级变速器^[1, 18]

这种变速器在国外称为 OM 型变速器, 共有 0.1~3.7kW 的七种规格, 行星锥数为 3 或 5, 传动比 $i = -\frac{1}{5} \sim 0 \sim \frac{1}{6}$, 因而为过零调速型变速器。从理论上讲其 $R_b = \infty$, 但当 $i \approx 0$ 附近输出转矩极小, 因此实用的 $R_b = 15$ 即 $i = \frac{1}{90} \sim \frac{1}{6}$ 或 $-\frac{1}{75} \sim -\frac{1}{5}$ 。其传动效率 $\eta \approx 0.6$, 滑动率 $\varepsilon = 3\% \sim 10\%$ 。其输出特性见图 5-9, 是介乎恒功率和恒转矩之间的。

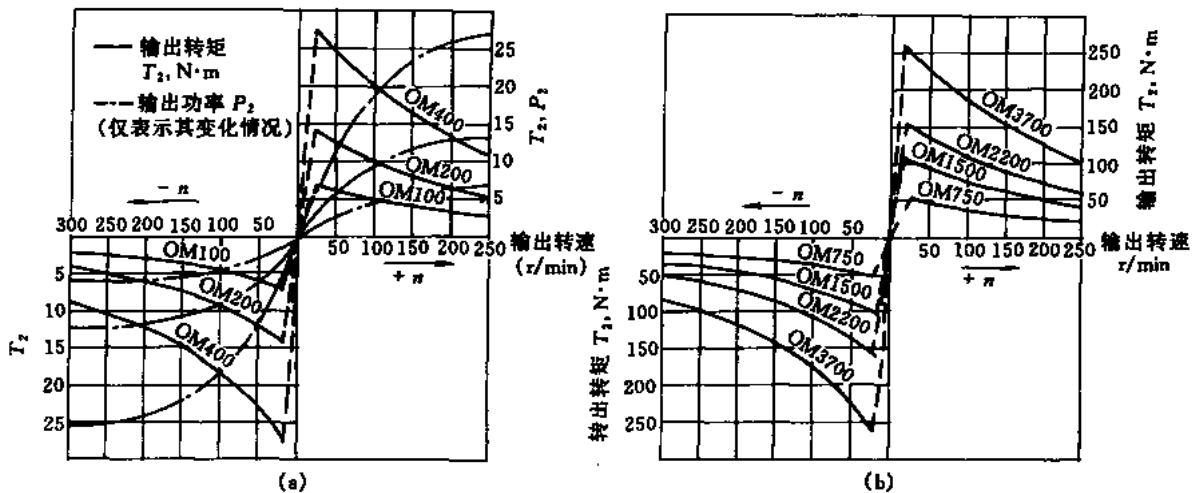


图 5-9 不同规格的 OM 型变速器输出特性

图 5-10 为 OM 变速器的结构图。动力由轴 11 上两个太阳轮 5、9 输入, 5、9 之间组成一个 V 形槽自动加压装置; 动力一路经太阳轮 9、定轴锥轮 10 传动外环 6 再驱动行星锥 4; 另一路经太阳轮 5 驱动行星锥 4; 这样行星锥 4 在外环 6 和太阳轮 5 的差动作用下, 使转臂 3 作公转, 最后经 2、3 间的自动加压装置、花键将动力由轴 1 输出。其原理是用定轴锥轮 10 将一个 2K-H 差动轮系 6-4-5-3 封闭起来, 形成一个单自由度的混合轮系, 称之为封闭行星无级变速器; 2K-H 轮系与 SC 变速器中相同, 但不同的是在 OM 变速器中外环是转动的, 而在 SC 变速器中外环是不旋转的。另一个不同之处是 OM 变速器中有两个加压装置, 太阳轮 5、9 间的加压装置是为了对轮 9、10、6 之间加压, 而 2、3 内的加压装置是为了对轮 6、4、5 之间加压, 并使轴 11 上不受轴向力。

调速时转动调速手轮, 通过蜗杆斜齿轮、齿轮和齿条来带动拨叉, 使外环 6 作轴向移动, 以改变外环 6 与定轴锥 10 和行星锥 4 接触点的位置, 使行星锥 4 和定轴锥 10 的工作半径同步地一增一减 (外环向左移时) 或一减一增 (外环向右移时); 这样, 不仅改变了外环的转速, 也使差动运动、行星轮和转臂的转速均发生了变化, 从而能够改变输出轴转速的大小和旋转方向, 实现过零无级变速。

(1) 运动与受力分析 运动分析已在图 2-2 处作了论述, 并得到了传动比公式 (2-20), 参照图 5-11 的符号并考虑到 OM 变速器的结构尺寸特点, 即 $R_a = r_g = R_1 = r_2, r' + r = r$, 于是式 (2-20) 变成

$$i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} = \frac{2r - r_1}{r + R} \quad (5-28)$$

由式可见: 当 $r = 0.5r_1$ 时 $i_{H1} = 0$, 此时输出轴停止转动; 当 $r < 0.5r_1$ 时 $i_{H1} < 0$, 输出轴与

输入轴反向转动, 随着 r 的减小, 输出转速逐渐反向增大; 当 $r > 0.5r_1$ 时输出轴与输入轴同向转动, 随着 r 的增大输出转速正向增大。显然这是过零调速的变速器, 调速比不便表达。

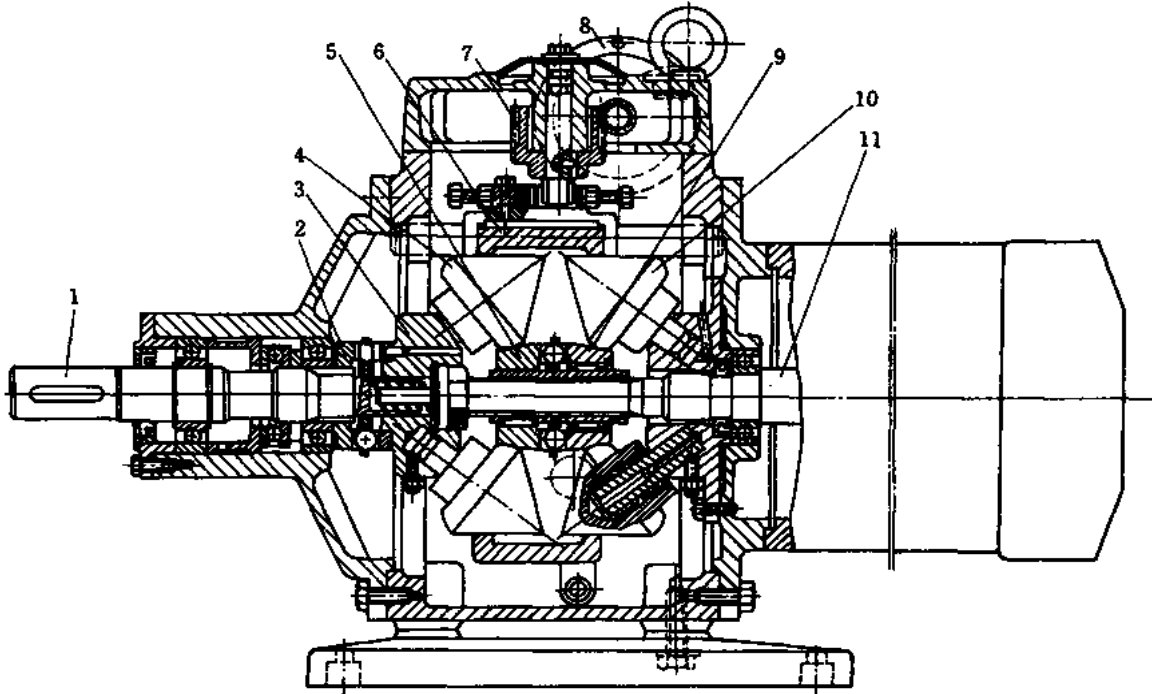


图 5-10 封闭行星锥无级变速器 (OM)

- 1—花键轴; 2—加压装置; 3—转臂; 4—行星锥; 5—太阳轮; 6—外环; 7—蜗轮;
8—手轮; 9—太阳轮; 10—定轴锥; 11—电机轴

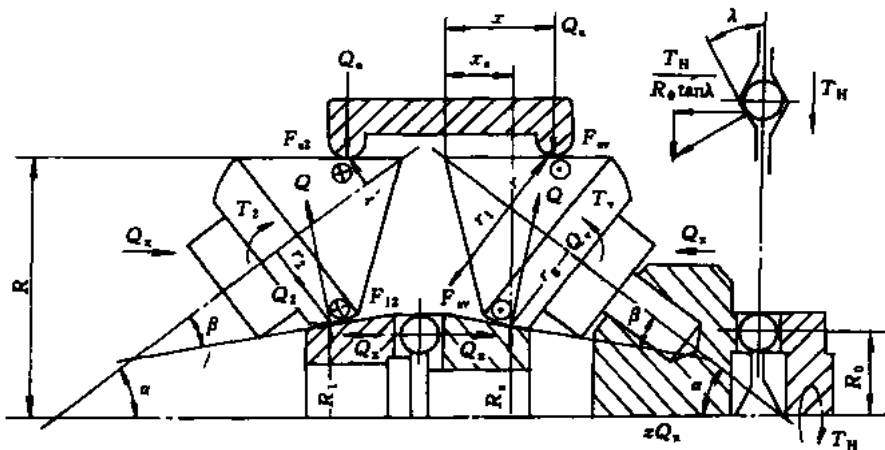


图 5-11 OM 变速器受力分析简图

行星锥的自转转速

$$n_4^H = n_s \frac{R + r_1 - r}{r + R}$$

定轴锥的转速

$$n_2 = n_s R_s / r_g = n_s$$

外环转速

$$n_c = -n_s R_s r' / R_g = -n_s r' / R$$

由于 OM 变速器的行星锥和定轴锥在结构上是对称的,关于 Q 、 Q_0 、 Q_g (即 Q_2 及 Q_v) 的计算公式见式(5-24)和式(5-25)。参照图 5-11 的符号,对各传动元件作力分析:设外环 e、中心轮 1、太阳轮 a 分别与行星锥 v、定轴锥 2 之间的牵引力以 F_{ev} 、 F_{av} 、 F_{12} 、 F_{a2} 表示。由于变速器在负载转矩 T_H (由输出轴作用到转臂 H 上) 和输入转矩 T (由输入轴传给太阳轮 a) 的作用下,各传动件及转臂都应处于平衡状态,以下仅分析圆周力 F 与转矩之间的关系:

$$\begin{aligned} \text{对定轴锥有} & F_{12}r_2 = F_{a2}r' \\ \text{外环} & F_{2a}R = F_{ve}R \\ \text{行星锥} & \begin{cases} F_{ev}R + F_{av}R_a = T_H \\ F_{ev}r = F_{av}r_g \end{cases} \end{aligned}$$

行星锥及定轴锥均受法向压紧力 Q_e 的作用,但由于力臂不同,因而其小轴所受的弯矩是不同的,其值随接触点位置而变化。

由于变速器输出轴可正、反向输出,故当其反向输出时, T 与 T_H 的方向相同;当其正向输出时, T 与 T_H 反向。由于 T 的转向始终不变,于是,作用在太阳轮和中心轮上的圆周力 F_{va} 和 F_{21} 将随着 T_H 方向的改变而改变方向,如对输入轴取矩,有

$$\text{反转输出时} \quad T = F_{21}R_a - F_{va}R_a$$

$$\text{正转输出时} \quad T = F_{va}R_a - F_{21}R_a$$

由前面各传动件的力矩平衡条件可知: $F_{va}r' = F_{21}r$; 当反转输出时因 $r < r'$ 故 $F_{21} > F_{va}$, 输入转矩 T 主要通过中心轮 1 来传递;反之,正转输出时因 $r > r'$ 故 $F_{va} > F_{21}$, 输入转矩 T 主要通过太阳轮 a 传递。这样就形成了太阳轮与中心轮之间的转矩差 $F_{21}R_a$ 。其值随传动比的变化而变化,在负载转矩 T_H 不变的情况下,经分析可知,当 $i = -\frac{1}{5}$ 或 $-\frac{1}{6}$ 时转矩差 $F_{21}R_a$ 达到最大值,为了灵敏而适时的加压,希望输入轴端与输出轴端自动加压装置产生的轴向压紧力 Q_x 相等,设 R_{01} 为输入端加压装置的工作半径,则可推出输入端加压装置的螺旋升角 λ_1 为

$$\tan \lambda_1 = \mu R_a / R_{01} \sin(\alpha - \beta) \quad (5-29)$$

输出端自动加压装置的螺旋升角 λ_2 的求法同 SC 变速器,按式(5-27)计算。

(2) 强度计算 OM 变速器共有四个接触副,因此其承载能力 $[T]$ 、 $[P]$ 、 $[Q]$ 取决于在某一传动比时最弱接触副的相应值,将 i 在全调速范围内变动,求得相应的 $[T]$ 、 $[P]$ 、 $[Q]$ 便是其许用的机械特性,这样计算工作量很大, [1] 曾对一台 OM750 变速器作了全面计算,经分析有以下特点:在输入功率及转速恒定的情况下,当 $i = -\frac{1}{25} \sim +\frac{1}{30}$ 时,各接触副的工作应力均超过许用应力,因而不宜应用。在 $i = -\frac{1}{25} \sim -\frac{1}{5}$ 的反转输出区间,行星锥与外环处的接触应力最高,定轴锥与外环处的接触应力最低,在 $i = \frac{1}{30} \sim \frac{1}{6}$ 的正转输出区间,则定轴锥与外环处的接触应力最高,行星锥与外环处的接触应力最低。根据以上分析,为了节省计算工作量,在反转输出时只需计算行星锥与外环处的承载能力,而在正转输出时只需计算定轴锥与外环处的承载能力。OM 变速器采用的是点接触结构,因而采用的计算公式是式(2-64)。其中 Q 以 Q_e 代入, k_d 按下列公式计算

$$\begin{aligned} \text{行星锥—外环} \quad k_{d1} &= \frac{\cos \alpha}{r} - \frac{1}{R} + \frac{1}{\rho_e} \\ \cos \tau_1 &= \left(\frac{\cos \alpha}{r} - \frac{1}{R} - \frac{1}{\rho_e} \right) / \left(\frac{\cos \alpha}{r} - \frac{1}{R} + \frac{1}{\rho_e} \right) \end{aligned} \quad (5-30)$$

$$\text{定轴锥—外环} \quad k_{a2} = \frac{\cos\alpha}{r_1 - r} - \frac{1}{R} + \frac{1}{\rho_e} \quad (5-31)$$

$$\cos\tau_2 = \left(\frac{\cos\alpha}{r_1 - r} - \frac{1}{R} - \frac{1}{\rho_e} \right) / \left(\frac{\cos\alpha}{r_1 - r} - \frac{1}{R} + \frac{1}{\rho_e} \right)$$

由 $\cos\tau$ 值从表 2-4 查出 $1/\alpha\beta$ 值。式中各符号意义见表 5-1、表 5-2。

5.4 行星锥鼓式无级变速器^[1,28]

行星锥鼓式无级变速器国外称为 NS 型无级变速器，它是按转臂输入太阳轮输出的内接 2K-H 轮系的原理设计的，利用行星锥鼓的离心力进行加压，不需另设加压装置。图 5-12 是 NS 变速器的结构图。其行星轮 1 由两段半径分别为 ρ 和 ρ' 的圆弧母线形成的回转体，由于其外形像朝鲜鼓而当量滚动体为锥体，故称为行星锥鼓。行星锥鼓的中段装有滚动轴承和轴承套筒 2，套筒外的销轴可使行星锥鼓的轴线绕销轴摆动。变速器有四个行星锥鼓，它们滑装在十字形转臂 3 的四个径向槽内当输入轴 4 旋转时，通过滑键使转臂 3 同步转动，行星锥鼓连同套筒在离心力的作用下压紧在固定环 5 和从动环 6 上，由于 5 和 6 的表面是一段半径 ρ_0 略小于行星锥鼓表面曲率半径 ρ 和 ρ' 的圆弧回转面，因而它们与行星锥鼓呈点接触。行星锥鼓由转臂带着做公转，同时在固定环的牵引作用下作自转，从动环 6 在将行星锥鼓的自转和公转运动合成后经输出轴 7 将动力输出。

调速时，转动手轮 13 经蜗杆 8 使蜗轮 9 转动，借蜗轮内孔中的梯形螺纹带动螺纹套 10 使转臂连同四个行星锥鼓 1 作轴向移动，并使其轴线略为倾斜，从而改变了行星锥鼓与固定环和从动环处的工作半径 r 和 r' ，达到无级变速的目的。

为了将变速器中的润滑油送到各润滑部位，在转臂上装有四个甩油板 11，依靠它形成飞溅润滑。在输入轴上装有冷却风扇 12，对变速器进行冷却。

NS 无级变速器有以下特点。

1) 变速器无自动加压装置，而是依靠行星锥鼓公转时的离心力进行加压的，压紧力与转臂转速 n_H 的平方成正比，因而在 n_H 过高时形成加压过剩，在 n_H 过低时又会加压不足。合适的输入转速为 $n_H = 1500 \sim 3300 \text{r/min}$ ，这样才能综合考虑高输出转速时的接触疲劳应力和锥鼓的自转速度以及低输出转速时的滑动率。

2) 由于输入转速一定时锥鼓与两个环的压紧力基本不变，所以受冲击负荷作用时就会打滑而实现过载保护作用。

3) NS 变速器既可在运行中调速，也可在静止状态下调速。

4) NS 变速器的传动比范围为 $i = -0.85 \sim 0 \sim 0.25$ ，是一种过零调速型变速器，而在 $i = 0$ 附近打滑剧烈实际上不能承载，因而实际上 $i_{\min} = 0.03$ 。

5) 图 5-13 表示 NS 变速器的输出转矩 $T_{b\max}$ 和输出功率 $P_{b\max}$ 随输出转速的变化曲线。由图可见其恒功率输出范围很窄，而 $T_{b\max}$ 在整个变速范围内相差约一倍，因此它一般适用于恒转矩工况。产品以最高输出转速时的 $T_{b\max}$ 、 $P_{b\max}$ 作为额定值。在系列生产中共有七种规格（见表 5-3），传动功率 0.1 ~ 3.7kW。

在图 5-13a 中，由水平轴上各点引出的倾斜曲线族表示输出转矩与实际输出转速的关系，当输出转矩达到 $T_{b\max}$ 时（倾斜曲线族和 $T_{b\max}$ 的交点）的实际输出转速比空载输出转速（倾斜曲线族和水平轴的交点）下降最多，两者的差值除以空载输出转速即为在该转速及 $T_{b\max}$ 下的滑动率。可以看出，在输出转速区的滑动率低于低输出转速器者。当 NS 变速器用

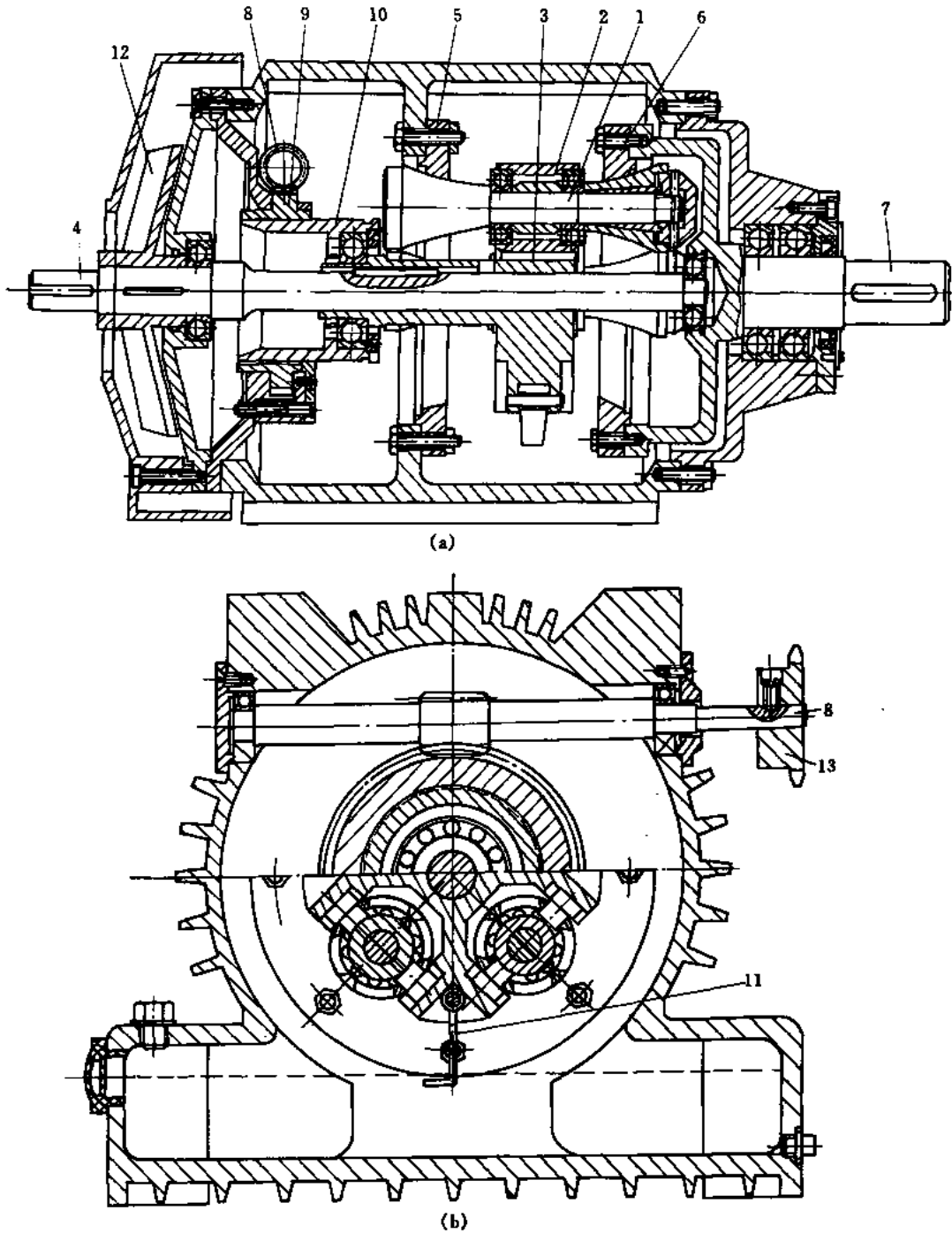


图 5-12 NS 型无级变速器的结构

于恒转矩工况时，且以最高输出转速时的 T_{bmax} 为变速器的允许输出转矩时，则当 $n_b > 300r/min$ 时的 $\epsilon = 3\% \sim 5\%$ ，而当 $n_b < 300r/min$ 时的 $\epsilon = 5\% \sim 10\%$ 。由此可见变速器的承载能力在低速区受限于滑动率，而在高速区则主要受限于接触强度。图 5-13b 表明，当变速器调整到某一输出转速后并不断增大负载转矩，则输出转速沿曲线 ABC 下降、滑动加剧，到达 C 点后输出转速沿 CD 曲线急剧下降，到达 D 时输出轴被制动停止转动，这时滑动率为 100%。此时，如慢慢地减少负载转矩到某点 E ，则输出转速沿曲线 EB 由制动状态恢复到 B 点转速

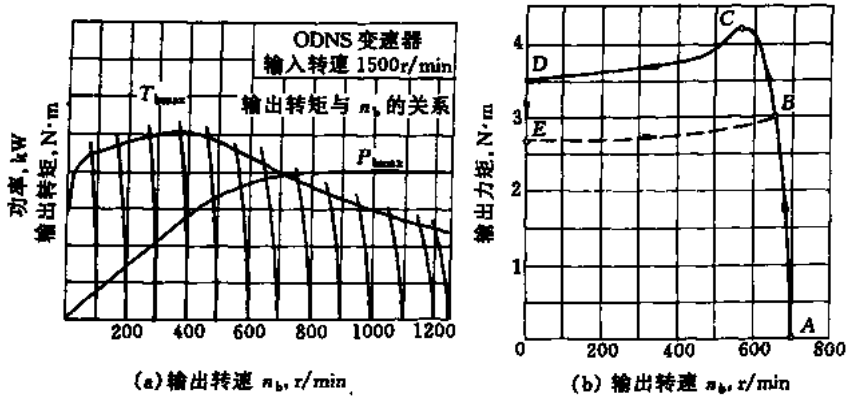


图 5-13 NS 变速器的机械特性

表 5-3 NS 型变速器的规格(OD 系列)

电机功率 (kW)	运转率 ^①	输出轴转速 r/min	输入轴转速 r/min	驱动方式	产品规格型号	本体重量 kg
	I	1250→0→(-)340	1500	F, D, B, M	1/8 [#] -15-OD-1	25
	I	1500→0→(-)400	1800	F, D, B, M	1/8 [#] -18-OD-1	25
	I	1250→0→(-)340	1500	F, D, B, M	1/4 [#] -15-OD-1	35
	I	1500→0→(-)400	1800	F, D, B, M	1/4 [#] -18-OD-1	35
	I	1850→0→(-)500	2250	B, M	1/8 [#] -22.5-OD-1	25
0.6	I	1250→0→(-)340	1500	F, D, B, M	1/2 [#] -15-OD-1	49
	I	1500→0→(-)400	1800	F, D, B, M	1/4 [#] -18-OD-1	35
	II	2250→0→(-)600	2750	B, M	1/8 [#] -27.5-OD-1	25
1.1	I	1250→0→(-)340	1500	F, D, B, M	1 [#] -15-OD-1	75
	I	1500→0→(-)400	1800	F, D, B, M	1/2 [#] -18-OD-1	49
	II	2000→0→(-)550	2400	B, M	1/4 [#] -24-OD-1	35
	IV	2700→0→(-)750	3300	B, M	1/8 [#] -33-OD-1	25
2.2	I	1250→0→(-)340	1500	F, D, B, M	2 [#] -15-OD-1	95
	I	1500→0→(-)400	1800	F, D, B, M	1 [#] -18-OD-1	75
	III	1950→0→(-)530	2350	B, M	1/2 [#] -23.5-OD-1	49
3.0	I	1250→0→(-)340	1500	F, D, B, M	3 [#] -15-OD-1	120
	III	1500→0→(-)400	1800	F, D, B, M	2 [#] -18-OD-1	95
	III	1800→0→(-)500	2150	B, M	1 [#] -21.5-OD-1	75
	IV	2200→0→(-)600	2700	B, M	1/2 [#] -27-OD-1	49
5.5	I	1250→0→(-)340	1500	F, D, B, M	5 [#] -15-OD-1	176
	II	1500→0→(-)400	1800	F, D, B, M	3 [#] -18-OD-1	120
	IV	1700→0→(-)450	2050	B, M	2 [#] -20.5-OD-1	95

①运转率: I—每日连续运转 24 小时; II—每日满负荷运转 8 小时; III—每日不足负荷运转 8 小时; IV—每日运转几小时。

而继续工作,因而在调定的转速工况下,该变速器的负载转矩应小于 C 点的转矩值。

6) NS 变速器的传动效率约为 0.75。

7) 行星锥鼓的自转速度高,其支承轴承应耐高温。

下面进行运动与受力分析。

图 5-14 为 NS 变速器的运动和受力分析简图, e 为固定环、b 为从动环,其工作半径为 $R_e = R_b = R$, H 为转臂,其工作半径为 R_H ,它们均为定值; v 为行星锥鼓,它与固定环和从动环的工作半径分别为 r 和 r' 并可调。按 2K-H 内接触轮系的原理可得变速器的总传动比 i 为

$$i = \frac{n_b}{n_H} = 1 - \frac{r'R_e}{rR_b} = 1 - \frac{r'}{r} \quad (5-32)$$

由式可见，当 $r' < r$ 时， n_b 与 n_H 同向旋转；当 $r' > r$ 时 n_b 与 n_H 反向旋转；当 $r = r'$ 时，输出轴静止不转。

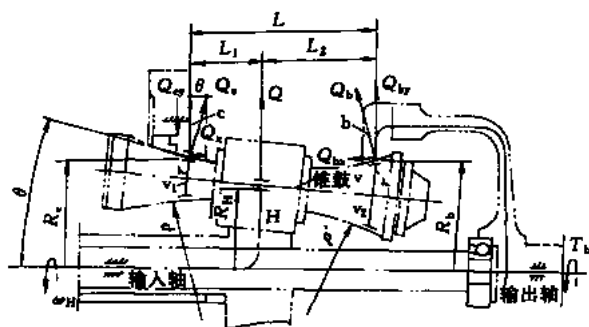


图 5-14 NS 变速器分析简图

行星锥鼓的自转转速 $n_v^H = -n_H R/r$ ，这说明行星锥鼓的自转始终与转臂旋转方向相反，由于 $R > r$ ，所以行星锥鼓的自转转速始终高于输入轴的转速。

设行星锥鼓所产生的离心力为 $Q = GR_H \omega_H^2/g$ ，作用于定环 e 和从动环 b 上的法向压紧力分别为 Q_e 及 Q_b ，其 x 、 y 方向的分力分别 Q_{ex} 、

Q_{ey} 、 Q_{bx} 、 Q_{by} 。由行星锥鼓的力平衡条件可写出：

$$\left. \begin{aligned} Q_b &= Q_{by}/\cos\theta = L_1 Q/L\cos\theta \\ Q_e &= Q_{ey}/\cos\theta = L_2 Q/L\cos\theta \end{aligned} \right\} \quad (5-33)$$

$$Q_{bx} = Q_{by}\tan\theta = QL_1\tan\theta/L, \quad Q_{ex} = Q_{ey}\tan\theta = QL_2\tan\theta/L \quad (5-34)$$

[28, 29] 指出：当 $n_b < 300r/\text{min}$ 时，滑动主要发生在固定环接触区；当 $n_b > 400r/\text{min}$ 时，滑动主要发生在从动环接触区。NS 变速器的额定承载能力是以最高输出转速时的相应值来确定的，因此应保证在从动环一侧不发生打滑现象，所以输出转矩 T_b 为

$$T_b = z\mu Q_b R = z\mu L_1 R Q/L\cos\theta = z\mu L_1 R G R_H \omega_H^2/gL\cos\theta \quad (5-35)$$

式中 z 、 G 分别为行星锥鼓的个数和重量， μ 为牵引系数， R_H 、 ω_H 为转臂的作用半径和角速度，其余符号见图 5-14。

在结构参数、输出转矩 T_b 、牵引油和运动参数选定后，便可按式 (5-35) 来确定行星锥鼓的重量 G 。

NS 变速器是点接触形式，可按式 (2-64) 计算其承载能力。实验与分析指出：在 $i = -0.85$ 的最高输出转速位置时，固定环接触区的接触应力 σ_{Hc} 最大，同时又需考虑从动环处打滑的限制。因此设计时以 $i = -0.85$ 位置保证从动环不打滑（即满足式 (5-35)），又需满足固定环处接触应力不超过许用接触应力的条件来确定 NS 变速器的承载能力。为了限制磨损和效率过低，设计时通常控制接触区椭圆在滚动方向的直径（称接触幅）为摩擦环直径 $2R_b$ 的 0.03~0.04，以提高寿命。

5.5 内锥轮输出行星无级变速器

5.5~5.7 介绍 3K 型行星无级变速器，有国外称之为 BUS、RX 及 AR 型的三种。

图 5-15 是 BUS 无级变速器的结构图。动力由输入轴 24、键、传动盘 22 经拨销 23 传给主动锥轮 21，借牵引力经五个均布在塑料盆形保持架 19 中的行星锥 18（锥顶向上的称为正锥，锥台称为倒锥）驱动内锥轮 15，再经钢球 V 形槽自动加压装置 5~8 和花键传至轴 1 而输出。调速时，转动手轮 14 经蜗杆 13 驱动蜗轮 12，由于蜗轮内孔与左端盖 2 之间为螺旋副，因而蜗轮 12 带着内环 17 作螺旋运动，改变了内环与行星锥正锥的接触半径，从而实现无级变速的目的。传动过程中内环 17 是静止不动的。

该变速器主、从动锥轮 21 和 15 的锥顶半角分别为 15° 和 60° ，行星锥正锥与倒锥的锥顶

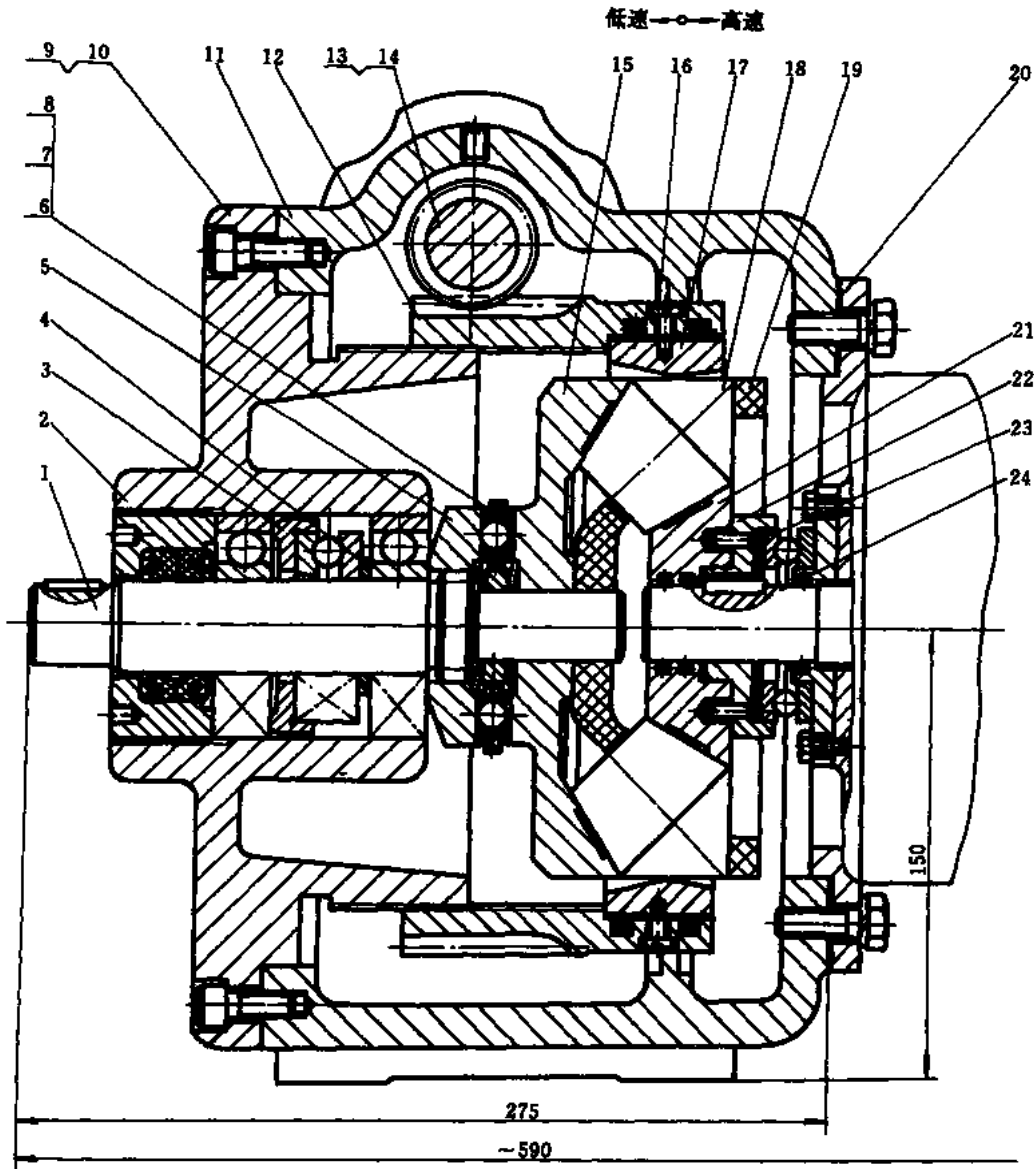


图 5-15 BUS 变速器结构

1—输出轴；2—端盖；3—隔圈；4—调整垫圈；5—加压盘；6—支持架；7—内环；8—碟形弹簧；9—大端盖；10—垫；11—箱体；12—蜗轮；13—蜗杆；14—手轮；15—内锥轮；16—螺钉；17—内环；18—行星锥；19—保持架；20—垫；21—主动锥轮；22—传动盘；23—拨销；24—输入轴

半角分别为 45° 和 30° ，主、从动锥轮和行星锥倒锥的锥顶重合于一点满足“锥顶重合”原则，行星正锥与内环呈点接触，因而理论上在接触区是没有几何滑动的，但由于倒锥与主、从动锥轮是呈线接触的，不易达到全面接触，为此在主、从动锥轮接触区中部开有环形槽，并将行星锥倒锥与之研配，以获得良好的接触。

BUS 变速器是降速型、主从轴反向转动的变速器，理论上可为零起调速的变速器，但实际上不可能实现；其实用的 $i = \frac{1}{115} \sim \frac{1}{3}$ ，即 $R_b = 38.5$ ，所以变速范围广。在输出特性上属于恒转矩型，试验表明：它在低速时输出转矩受滑动率的限制 ($\epsilon \leq 5\% \sim 10\%$)，高速时输出转矩受内环 17 与行星锥正锥接触区接触强度的限制（参见图 5-17）。变速器只需在输出侧

设置一套加压装置，因而体积较小。变速器中行星锥的公转和自转速度分别为输入转速的0.36和1.6倍以下，所以摩擦、搅油损耗小，温升高。其缺点是输出内锥轮之锥顶半角为60°，因而需要大的轴向压紧，加压盘的升角仅在6°左右才能满足这种要求，这就使得加压钢球容易发生爬越V形槽顶的现象，产生噪声并使加压不足，为此应精细地设计加压装置。

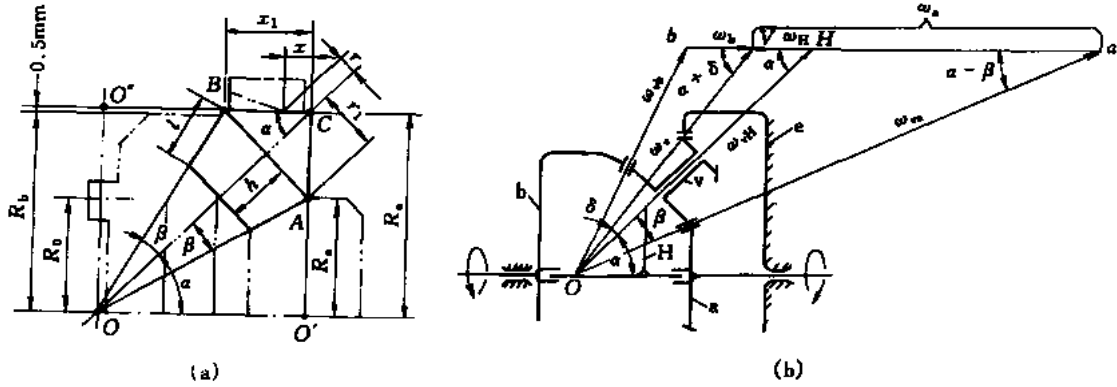


图 5-16 BUS 变速器运动分析简图
(a) 主要几何尺寸；(b) 角速度矢量图

下面进行运动及受力分析。

BUS 变速器属于 3K 型锥轮行星传动。由图 5-16b 可见，该轮系是由三个基本周转轮系复合而成的，即 a-v-e-H 和 b-v-e-H 以及 a-v-b-H。按图中的尺寸符号，并考虑到 $R_e = R_b$ ，由 a-v-e-H 及 b-v-e-H 轮系可写出

$$\frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_e - \omega_H} = -\frac{r_1 R_e}{R_a r}, \quad \frac{\omega_b - \omega_H}{\omega_e - \omega_H} = \frac{r_1 R_e}{R_b r}$$

考虑到 $\omega_e = 0$ ，联立解以上两式，得到变速器传动比的公式为

$$i = \omega_b / \omega_a = \left(r - \frac{R_e}{R_b} r_1 \right) / \left(r + \frac{R_e}{R_a} r_1 \right) = (r - r_1) / \left(r + \frac{R_e}{R_a} r_1 \right) \quad (5-36)$$

由于 $r < r_1$ ，故 i 恒为负值，即输出轴转向恒与输入轴转向相反，式中只有 r 是变量。当内环向右移向正锥锥顶时 r 逐渐减小，输出转速逐渐增高，在 $r = 0$ 时 $\omega_b = -\omega_a / \sqrt{3}$ ；反之当内环向左移时， r 逐渐增大 ω_b 逐渐降低，当 $r = r_1$ 时 $\omega_b = 0$ 。因而说 BUS 变速器在理论上是零起调速的变速器，但实际上 $r = 0$ 及 $r = r_1$ 在结构上是不允许的。

由于 BUS 变速器是锥轮行星轮系，行星轮的回转轴与 a、b 轮及转臂 H 的轴线相交，故其自转角速度 ω_{vH} 和绝对角速度 ω_v 均不能用 Willis 公式计算，而需用角速度矢量多边形求解，由图 5-16b 角速度矢量三角形利用正弦定律可以写出：

$$\omega_H = \omega_a / \left(1 + \frac{R_e \sin \beta}{r \sin(\alpha - \beta)} \right) \quad (5-37)$$

$$\omega_{vH} = \omega_a / \left(\frac{r}{R_e} + \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha - \beta)} \right) \quad (5-38)$$

$$\omega_v = \omega_a (r + R_e) \sin(\alpha - \beta) / [r \sin(\alpha - \beta) + R_e \sin \beta] \quad (5-39)$$

考虑到内环与行星锥正锥接触点到锥顶 C 的距离为 $x = r$ ， $x_1 = r_1$ （因为 $\alpha = 45^\circ$ ），以之代入式 (5-36) 可得 x 与传动比 i 之间的关系为

$$x = r_1 \left(R_a + i \frac{R_e}{R_a} \right) / (1 - i) \sin \alpha \quad (5-40a)$$

由于 $r = r_1$ 时 $x = x_1$ ， $i = 0$ ，因为选用 B 点 $\omega_b = 0$ 作为调速刻度起点比较方便，记 $x' = x_1 - x$ ，则可有：

$$x' = r_1 \left[1 - R_a - i \left(1 + \frac{R_e}{R_a} \right) \right] / (1 - i) \sin \alpha \quad (5-40)$$

式中 r_1 、 R_a 、 R_e 、 α 均为常数，所以 x' 是传动比 i 的函数，调速机构便可根据式 (5-40) 的函数关系进行刻度。

由图 5-16a 可以得出 BUS 变速器各传动件的主要几何尺寸有以下关系：

$$\frac{R_e}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{R_a}{\sin(\alpha - \beta)} = \frac{r_1}{\sin \beta} \quad (5-41)$$

从动锥大端半径 $R_b = R_e - 0.5 \text{mm}$

行星锥的锥台高度 $h = (1.1 \sim 1.3) r_1$ ，锥台母线长度 $l = h / \cos \beta$ 。加压盘钢球中心半径一般取为 $R_0 = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{2}{5} \right) R_e$ 。

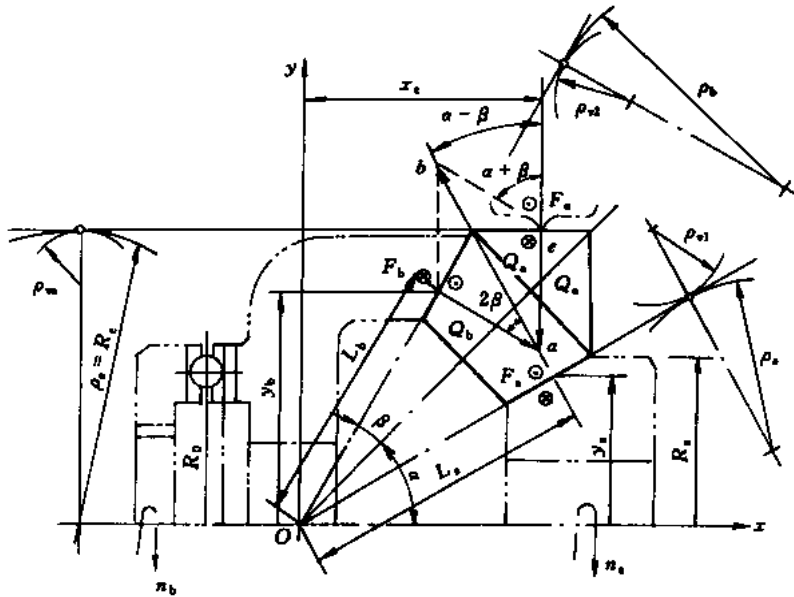


图 5-17 BUS 变速器受力分析简图

图 5-17 为 BUS 变速器的受力分析简图。设输入轴的转动方向如图中的 n_a ，行星锥与主、从动锥及内环接触处的法向压紧力分别为 Q_a 、 Q_b 和 Q_e ，牵引力分别为 F_a 、 F_b 和 F_e ， \odot 表示牵引力的方向由纸面向外，而 \otimes 表示进入纸内。在静止时及匀速转动时，各传动件均处于力平衡状态。取行星锥为考察对象，由 $\sum Q = 0$ 及 $\sum M_0 = 0$ 可写出：

$$\frac{Q_a}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{Q_b}{\sin(\alpha - \beta)} = \frac{Q_e}{\sin 2\beta} \quad (5-42)$$

$$Q_a L_a - Q_b L_b + Q_e x_e = 0$$

将式 (5-42) 代入上式经化简后得：

$$L_a \sin(\alpha + \beta) - L_b \sin(\alpha - \beta) - x_e \sin 2\beta = 0 \quad (5-43)$$

当 $\alpha = 45^\circ$ 、 $\beta = 15^\circ$ 时，上式化简为

$$x_e = \sqrt{3} L_a - L_b \quad (5-43a)$$

由此式可以看出，当内环与行星锥的接触位发生变化时， x_e 随之变化，因而 L_a 、 L_b 的大小也要发生变化，同时将引起行星锥锥台上两接触区的分布压力 q 的分布规律发生变化，当 Q_a 、 Q_b 和 Q_e 汇交于行星锥轴线上时 q 是均布的，这时 $L_a = L_b = L$ ， $x'_e = L \cos \alpha / \cos \beta$ ， $L = \frac{R_e}{\sin(\alpha + \beta)} - 0.5l$ 。当 $x_e < x'_e$ 时，三个 Q 力汇交于行星锥轴线左上方， $L_b > L$ 而 $L_a < L$ ；当 $x_e >$

x'_e 时,三个 Q 力交汇于行星锥轴线右下方, $L_b < L$ 而 $L_a > L$ 。这样就引起了偏载现象,为此在今后进行强度计算时,线压力 q 不能按平均线压力 $q_e = Q/l$ 计算,而应按以下公式计算:

$$q = q_e k = Qk/l \quad (5-44)$$

式中 k 为载荷集中系数, $k = 1 + \left| \frac{6\Delta}{l} \right|$, $\Delta = (x_e - x'_e) \cos\beta / \cos\alpha$, $x_e = R_e \cos\alpha - (r/\sin\alpha)$, k 是随传动比而变化的值, $k = 1.03 \sim 2$, 在低、高速输出段 k 取大值,而在中速段取小值。

输出端加压盘的螺旋升角 λ 可根据内锥轮的轴向力平衡条件求得,其表达式为

$$\tan\lambda = \mu\gamma_b / R_0 \sin(\alpha + \beta)$$

式中 μ 为牵引系数, R_0 为加压盘作用半径, $\gamma_b = L \sin(\alpha + \beta)$ 。

BUS 变速器是线接触结构形式,其强度计算的基本公式是 $\sigma_H = 190 \sqrt{k_f Q k_d / B} \leq [\sigma_H]$, 由于该变速器有 a、b、e 三个传动副,因而需分别用三个接触区相应的 Q 、 k_d 及 B 代入公式计算。现列出有关公式如下:

主动轮-行星锥区(a) $Q_a = T_b / z R_0 \tan\lambda \sin(\alpha - \beta)$, $B_a = 0.5l$

$$k_{da} = (L + \Delta) \sin\beta \sin(\alpha - \beta) / \sin\alpha$$

从动轮-行星锥区(b) $Q_b = T_b / z R_0 \tan\lambda \sin(\alpha + \beta)$, $B_b = 0.5l$

$$k_{db} = (L - \Delta) \sin\beta \sin(\alpha + \beta) / \sin\alpha$$

内环-行星锥区(e) $Q_e = T_b \sin 2\beta / z R_0 \tan\lambda \sin(\alpha + \beta) \sin(\alpha - \beta)$, $B_e = 1.5 \sim 3mm$

$$k_{de} = r R_e / (R_e \cos\alpha - r)$$

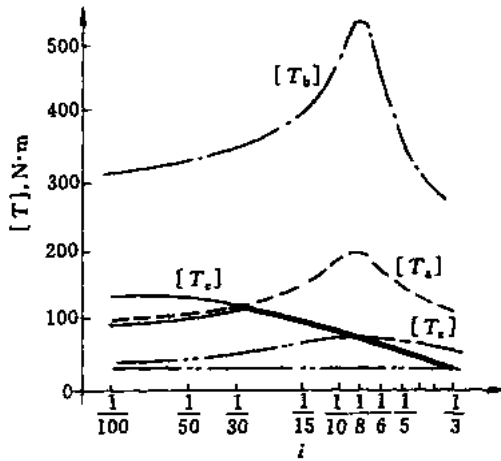


图 5-18 BUS 变速器特性曲线

[1] 给出了一个 $[T_b] = 20N \cdot m$ 、 $n_a = 1500r/min$ 、 $n_b = 15 \sim 500r/min$ 的 BUS 变速器的完整计算实例,其尺寸参数为 $R_e = 90mm$ 、 $R_a = 52mm$ 、 $R_b = 89.5mm$ 、 $r_1 = 26.9mm$ 、 $\alpha = 45^\circ$ 、 $\beta = 15^\circ$ 、 $z = 5$ 、 $h = 32mm$ 、 $\mu = 0.045$ 、 $R_0 = 32.5mm$ 、加压钢球数 $z_q = 6$ 、直径 $d_q = 12.7mm$ 、 $\lambda = 6.5^\circ$ 、 $[\sigma_H] = 1800MPa$ 、 $B_a = B_b = 13mm$ 、 $B_e = 1.5mm$ 。为了节约篇幅现将其当 $\sigma_H = [\sigma_H]$ 时的许用输出转矩 $[T_a]$ 、 $[T_b]$ 、 $[T_e]$ 以及滑动率 $\epsilon < 5\% \sim 10\%$ 时的许用输出转矩 $[T_c]$ 随传动比 i 变化的曲线示于图 5-18。由图可见:从动轮处的许用输出转矩 $[T_b]$ 远高于主动轮和内环处的许用输出转矩 $[T_a]$ 、 $[T_e]$ 。低速区许用输出转矩首先受到滑动率的限制,其次是主动轮处和内环处;在高速区的许用输出转矩主要受限于内环的接触强度,其次则受限于滑动率。

5.6 环锥行星 (RX) 无级变速器^[30~37]

这种变速器国外称为 RX 型变速器;在国内 JB/T 7010—93 标准中的代号为 HZX, 后缀 D 者为电机直联型,再后缀 L 者为立式,具体标准见附录 3。

图 5-19 是电机直联型环锥行星无级变速器的结构图。动力由轴 1 输入,经键传给主动

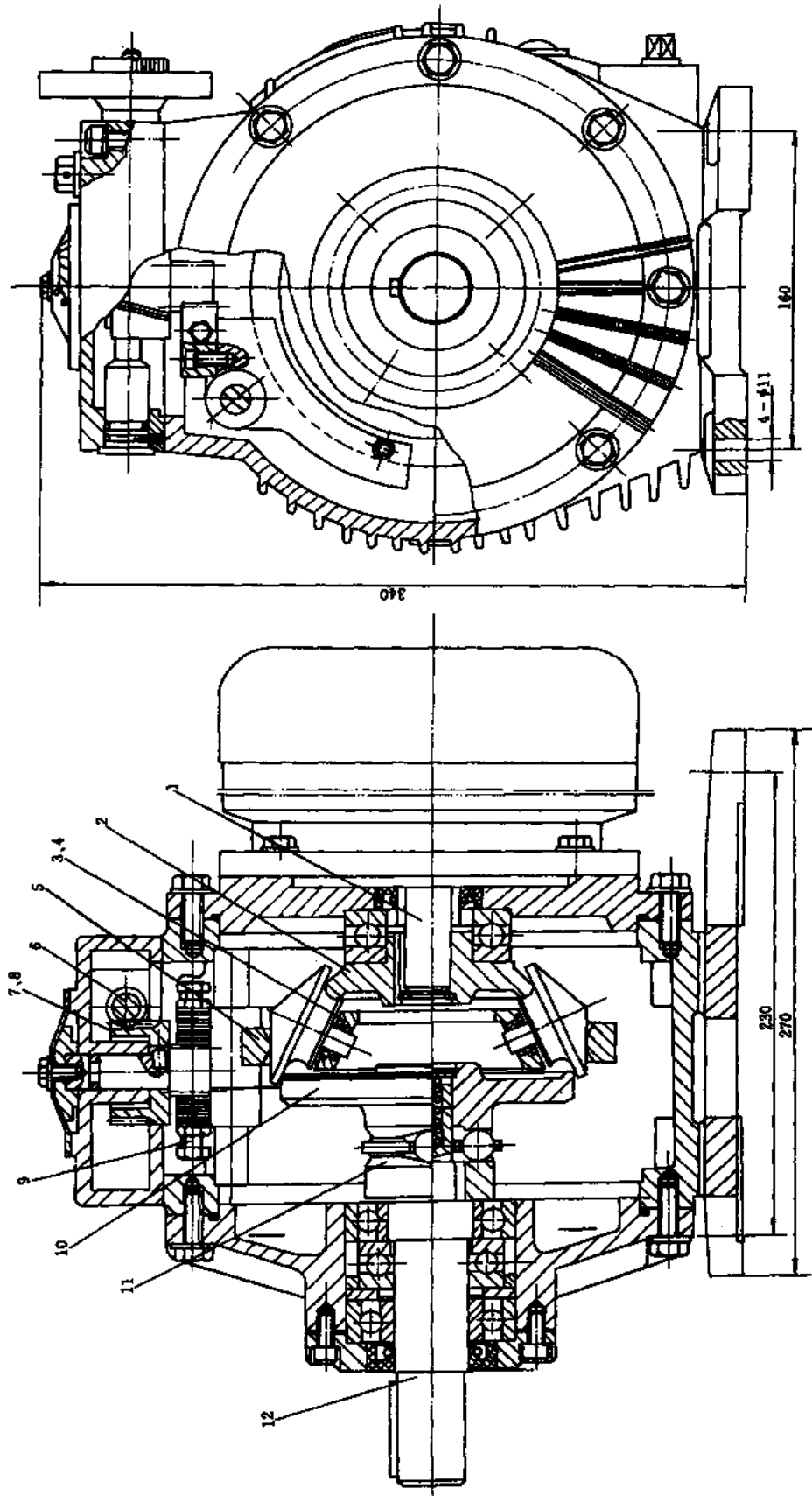


图 5-19 环行星无级变速器(RX, HZXD1500)
 1—电机轴; 2—太阳轮; 3—行星轮; 4—转臂; 5—外环; 6—行星架; 7—行星轮; 8—齿圈; 9—齿条; 10—太阳轮; 11—加压装置; 12—行星轴

轮 2, 再借滚动副处的牵引力, 经 z 个均布装在浮动转臂 4 上的行星锥 3、外环 5 驱动太阳轮 10, 最后经钢球 V 形槽自动加压装置 11 传给花键轴 12 而将动力输出。调速时, 转动手轮经蜗杆 6、蜗轮 7、齿轮 8 驱动齿条 9 带着外环 5 作轴向移动, 以改变外环 5 和行星锥正锥的接触半径 r_e , 由于力平衡的条件同时也改变了主动轮和弧锥部分的接触半径 R_a 和 r_a , 从而达到无级变速的目的。不论在调速还是运行时, 外环 5 均不转动。

这种变速器是在 BUS 和 SC 变速器的基础上发展起来的。由于 RX 变速器采用了浮动转臂, 容易实现均载且行星锥小轴上不受附加力矩, 不会出现小轴折断现象。由于采用了点接触, 不会像 BUS 变速器那样出现偏载现象; 此外, 各滚动副为凸凹或凸平接触, 减小了当量曲率 k_d , 从而提高了承载能力。考虑到行星锥所受的诸圆周力之间的不平衡所导致的行星锥小轴在转臂孔中晃动引起的磨损, 应使小轴与转臂孔的配合段尽可能地长些。

JB/T 7010—93 标准中所列变速器的功率为 $P = 0.09 \sim 7.5$ (11, 15) kW、输出转矩 $T = 0.6 \sim 550 \text{ N}\cdot\text{m}$ 、公称传动比 $i = 0 \sim \frac{1}{1.8}$, 传动效率为 $\eta = 0.7$ ($i = 0.14$) ~ 0.84 ($i = 0.34$)。国外有 90kW 的。

(1) 运动分析与动力分析 图 5-20 为 RX 变速器的几何尺寸、运动和受力分析简图。它相当于一个 3K 型行星轮系。由于主、从动太阳轮 a、b 和转臂 H 的回转轴平行, 故可直接利用转化机构的公式 (2-16) 求解三者之间的角速度关系, 考虑到 RX 变速器各元件主要几何参数间有以下关系, 令主动轮圆弧半径为 r , 其中心 A 至行星锥顶 O 的轴向距离为 h , 至轴线的距离为 L , 按图 5-20 中的符号, 可写出以下关系:

$$R_a = R + r \cos \theta$$

$$\tan \theta = \frac{AK}{GK} = \frac{r_e + L - (R_e - R) \cos \alpha}{r_b - r_e + (R_e - R) \sin \alpha} \quad (5-45)$$

$$\tan \gamma = \frac{AA'}{O_v A'} = \frac{R \sin \alpha}{L + R \cos \alpha} \quad (5-46)$$

$$\tan \beta = \frac{CC'}{O_v C'} = \frac{(R + r \cos \theta) \sin \alpha}{L + R \cos \alpha - r \sin \theta \sin \alpha} \quad (5-47)$$

由式 (5-45) 可见 θ 随 r_e 而变化, 由式 (5-47) 可见 β 随 θ 而变化, 由于 r_e 是随调速位置而变化的, 因而 θ 、 β 角均随传动比 i 而变化。由式 (5-46) 可见, 当 R 、 L 、 α 确定后 γ 是个定值, 其中 L 与装配精度有关。

由于 RX 变速器为一 3K 行星轮系, 可以列出三个相对运动方程, 令行星锥为 v, 则对 a-v-e-H 及 b-v-e-H 列出其转化机构相对传动比方程, 联立求解后可得 RX 变速传动比 i 的方程为

$$i = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \frac{r_e - \frac{R_e}{R_b} r_b}{r_e + \frac{R_e}{R_a} r_a} = \frac{r_e - \frac{R_e}{R_b} r_b}{r_e + \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin \beta} R_e} \quad (5-48)$$

$$\text{转臂 H 的转速为 } n_H = n_a \left(1 + \frac{r_a R_e}{R_a r_e} \right) = n_a \left(1 + \frac{R_e \sin(\alpha - \beta)}{r_e \sin \beta} \right) \quad (5-49)$$

由于行星锥的自转轴不平行于轮 a、b、e 及转臂 H 的回转轴, 因而不能用转化机构相对传动比的公式求解, 由图 5-20 所示的 RX 变速器的角速度矢量多边形可以求得行星锥的自转角速度 ω_{vH} 及绝对角速度 ω_v , 由角速度矢量三角形 $\triangle AOH$ 利用正弦定理有 $(\omega_a - \omega_H) / \sin(\alpha - \beta) = \omega_{vH} / \sin \beta$, 将式 (5-49) 的关系代入该式整理后得出行星锥的自转角速度为

$$\omega_{vH} = \omega_a R_e \left/ \left(r_e + \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin \beta} R_e \right) \right. \quad (5-50)$$

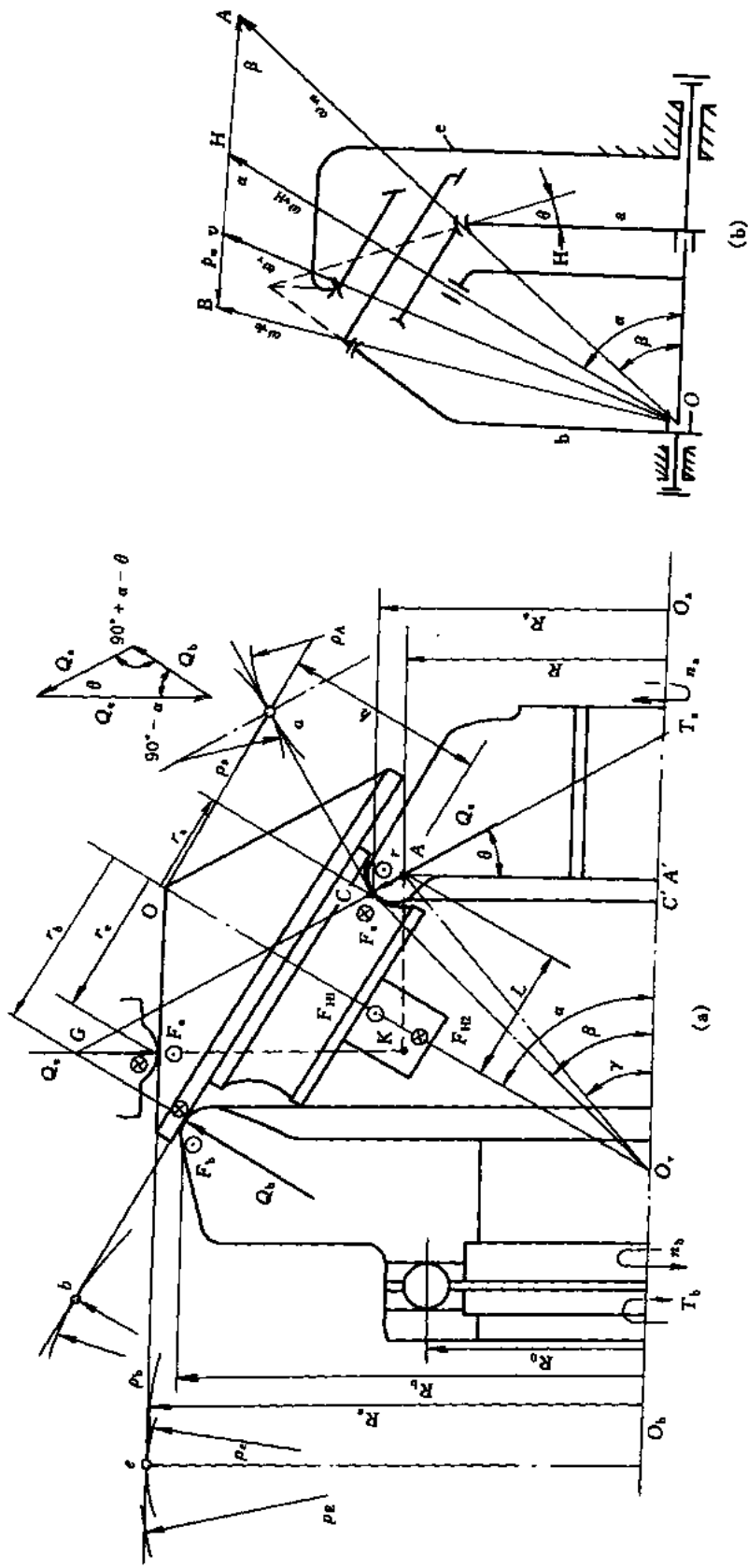


图 5-20 RX 变速器的几何尺寸、运动及受力分析简图

由角速度矢量三角形 $\triangle HOv$ 利用余弦定理可求出行星锥的绝对角速度 ω_v 为:

$$\omega_v = (\omega_H^2 + \omega_{vH}^2 - 2\omega_H\omega_{vH}\cos\alpha)^{1/2} \quad (5-51)$$

由此可求行星锥的绝对转速的数值为

$$n_H = n_s (r_o^2 + R_e^2 - 2r_o R_e \cos\alpha)^{1/2} / \left(r_o + \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin\beta} R_e \right) \quad (5-52)$$

由式(5-48)可以看出: 当 $r_o = \frac{R_e}{R_b} r_b$ 时, $i = 0$, 即输出转速为零; 当 $r_o > \frac{R_e}{R_b} r_b$ 时, 输出轴与输入轴同向转动, 但这在实践中是不可能的; 当 $r_o < \frac{R_e}{R_b} r_b$ 时, 输出轴与输入轴反向转动; 当 $r_o = 0$ 时, 输出转速最高。由于结构尺寸上原因, 可以看出RX变速器理论上可以实现过零调速, 但实际上只能做成零起调速的降速型反向输出的无级变速器。

为了进行调速时的刻度, 将式(5-48)改写成

$$r_o = \left(\frac{R_e}{R_b} r_b + i r_s \frac{R_e}{R_a} \right) / (1 - i)$$

考虑到调速环接触点至行星锥顶 O 在母线上的距离 $x_o = r_o / \sin\alpha$, 因此有

$$x_o = \left(\frac{R_e}{R_b} r_b + i r_s \frac{R_e}{R_a} \right) / (1 - i) \sin\alpha \quad (5-53)$$

可根据给定 i 算出 x_o 后, 依此进行刻度, 但是式中 r_s 、 R_a 都与传动比有关, 因为 $r_s = L - r \cos(\alpha - \theta)$ 、 $R_a = R + r \cos\theta$ 都是 θ 的函数, 因而也都是传动比 i 的函数, 所以给定 i 先求出 r_s 和 R_a 再代入式(5-53) 求出 x_o , 从而根据 x_o 再求出其与手轮转角的函数, 便可依此进行调速刻度值的计算。

由于RX变速器采用多行星锥结构, 当行星锥数 z 过多时会发生行星干涉的现象, 显然这是不允许的, 为了避免行星锥干涉, 行星锥的个数 z 应满足

$$z < 180 / \arcsin(\cos\alpha / \sin^2\alpha) \quad (5-54)$$

RX变速器现有的结构中 $\alpha = 65^\circ$, 把它代入上式计算得 $z < 5.8$, 因而其行星锥数 z 不超过五个时是不会发生干涉的。当自行设计时, 如 $\alpha \neq 65^\circ$, 则按式(5-54) 确定行星锥数 z 。有时为了增大输出转矩或功率, 可能选用的行星锥数超过由式(5-54) 确定的数值时, 则应减小 r_b 及正锥高度, 这样将降低调速比 R_b 。

图5-20a为RX变速器的受力分析简图, 设由右向左看主、从动太阳轮的转向 n_a 及 n_b 分别为顺、逆时针方向, 行星锥上所受的轴向压紧力分别为 Q_a 、 Q_e 和 Q_b , 由太阳轮a、b及外环e和转臂H作用于行星锥上的圆周力或支承反力分别为 F_a 、 F_b 、 F_e 和 F_{H1} 、 F_{H2} , \otimes 表示指向纸内, \odot 表示由纸内指向纸外, 取行星锥为隔离体, 在纸平面(轴截面)内由力平衡条件有

$$\frac{Q_a}{\cos\alpha} = \frac{Q_b}{\sin\theta} = \frac{Q_e}{\cos(\alpha - \theta)} \quad (5-55)$$

$$\sum M_{O_v} = 0 \quad Q_a \frac{R \cos(\gamma - \theta)}{\sin\gamma} - Q_b r_b - Q_e \left(\frac{R_e}{\tan\gamma} - \frac{r_o}{\sin\alpha} \right) = 0 \quad (5-56)$$

由于 θ 随 r_o 而变化, 因而保证了 Q_a 、 Q_b 和 Q_e 三力汇交于一点并保持在轴截面内自身平衡, 并自动调整其数值。

F_a 、 F_b 和 F_e 三个圆周力是一个不平衡的空间（平行）力系，行星锥需要通过转臂 H 的支承反力 F_{H1} 、 F_{H2} 来保持其平衡，其平衡条件为

$$\sum F = 0 \quad F_a + F_b - F_e - F_{H1} + F_{H2} = 0 \quad (5-57)$$

在不计摩擦损失时，由变速器的功率平衡条件有

$$zF_a R_a n_a = zF_b R_b n_b$$

于是有
$$F_a = F_b R_b n_b / R_a n_a = F_b R_b i / R_a \quad (5-58)$$

对行星锥的自转轴 $O_v O$ 取矩，由平衡条件有

$$F_a r_a - F_b r_b + F_e r_e = 0 \quad (5-59)$$

将式 (5-58) 代入上式，考虑几何及运动关系，经整理后得

$$F_e = F_b (r_b R_a - R_b r_e i) / R_a r_e \quad (5-60)$$

设 F_{H1} 、 F_{H2} 作用点到 O_v 的距离为 L_1 和 L_2 ，取转臂 H 为隔离体。由于 H 匀速转动，故有 $F_{H1} L_1 \sin \alpha = F_{H2} L_2 \sin \alpha$ ，即 $F_{H1} L_1 = F_{H2} L_2$ ，将式 (5-58) 和式 (5-60) 代入式 (5-57) 经整理后，得到

$$\left. \begin{aligned} F_{H1} &= F_b \frac{[R_b i (r_e + r_a) - R_a (r_b - r_e)] L_2}{R_a r_e (L_1 - L_2)} \\ F_{H2} &= F_b \frac{[R_b i (r_e + r_a) - R_a (r_b - r_e)] L_1}{R_a r_e (L_1 - L_2)} \end{aligned} \right\} \quad (5-61)$$

由式 (5-61) 可见，增大行星锥轴在转臂孔中的支承跨距 $L_1 - L_2$ ，可以减小支承反力 F_{H1} 、 F_{H2} ，并可减轻轴孔间的磨损与晃动。

取太阳轮 b 为隔离体，设 z_q 为加压盘中钢球的个数， R_0 为其作用半径，由轴向力及力矩平衡条件有

$$\sum F_x = 0 \quad z_q Q_i \cot \lambda = z Q_b \cos \alpha$$

$$\sum T = 0 \quad z_q Q_i R_0 = z \mu Q_b R_b = T_b = z F_b R_b$$

联立解得
$$Q_b = \frac{T_b}{z R_0 \tan \lambda \cos \alpha}, \quad F_b = \frac{T_b}{z R_b} \quad (5-62)$$

考虑式 (5-55)、式 (5-58) 和式 (5-59) 的关系，有

$$Q_a = \frac{T_b}{z R_0 \tan \lambda \sin \theta}, \quad F_a = \frac{T_b i}{z R_a} \quad (5-63)$$

$$Q_e = \frac{T_b \cos (\alpha - \theta)}{z R_0 \tan \lambda \cos \alpha \sin \theta}, \quad F_e = \frac{T_b (r_b R_a - R_b r_e i)}{z R_a R_b} \quad (5-64)$$

在传动过程中各传动副均不应出现打滑现象，因而应有 $\mu Q > F$ 或 $\mu Q_i = k_i F_i$ ($i = a, b, e$)；据此，为了保证在 a、b、e 副均不发生打滑的条件，可以写出它们分别对加压装置槽升角 λ_i 的要求为

$$\lambda_a = \arctan \frac{\mu R_a}{k_i R_0 \sin \theta_i} \quad (5-65)$$

$$\lambda_b = \arctan \frac{\mu R_b}{k_i R_0 \cos \alpha} \quad (5-66)$$

$$\lambda_e = \arctan \frac{\mu R_a R_b r_e \cos(\alpha - \theta)}{k_f R_0 (r_b R_a - R_b r_a i) \cos \alpha \sin \theta} \quad (5-67)$$

设 μ 、 k_f 为定值，由以上三式可以看出 λ_b 为常值，而 λ_a 、 λ_e 均随 i 、 θ 、 r_e 和 r_a 而变化，因而应求出其最小值 λ_{\min} 和 $\lambda_{e\min}$ ， λ 愈小所能提供的轴向压紧力愈大，因而也不容易打滑，为了保证变速器在 a、b、e 三处均不打滑，加压装置的槽升角 λ 应为

$$\lambda = \min \{ \lambda_{\min}; \lambda_b; \lambda_{e\min} \}$$

为了避免 λ 过小而出现钢球越过 V 形槽顶的现象，钢球作用半径 R_0 不宜取得过大，通常取 $R_0 = (0.4 \sim 0.5) R_e$ 。应该指出： μ 、 k_f 实际上并非定值，在 μ 取定值的条件下可由式 (5-65) ~ 式 (5-67) 算出 k_f 值，设计中选择参数时能使 k_f 取接近而又大于 1 的值，能使圆周力与法向压紧力有合理的匹配。

(2) 承载能力计算 RX 变速器是点接触结构形式，其强度计算的基本公式是 $\sigma_H = \frac{852}{\alpha\beta} \sqrt{k_f Q k_d^2} \leq [\sigma_H]$ ，由于其有 a、b 和 e 三个接触区，因而需用三个接触区各自的 $\alpha\beta$ 、 Q 和 k_d 代入公式进行计算，现列出有关公式。

主动轮与行星锥接触区：

$$k_{da} = \frac{\cos \theta}{R_a} + \frac{1}{r} + \frac{\cos(\alpha - \theta)}{r_a} - \frac{1}{r + \Delta}$$

$$\cos \tau_a = \frac{(r + \Delta) [r r_a \cos \theta - R_a r_a + R_a r \cos(\alpha - \theta)] + R_a r r_a}{(r + \Delta) [r r_a \cos \theta + R_a r_a + R_a r \cos(\alpha - \theta)] - R_a r r_a}$$

从动轮与行星锥接触区：

$$k_{db} = \frac{\sin \alpha}{R_b} + \frac{1}{\rho_b} + 0 + 0 = \frac{\rho_b \sin \alpha + R_b}{\rho_b R_b}$$

$$\cos \tau_b = \frac{\rho_b \sin \alpha - R_b}{\rho_b \sin \alpha + R_b}$$

外环与行星锥接触区：

$$k_{de} = -\frac{1}{R_e} + \frac{1}{\rho_e} + \frac{\sin \alpha}{r_e} + 0 = \frac{(R_e - \rho_e) r_e + R_e \rho_e \sin \alpha}{R_e \rho_e r_e}$$

$$\cos \tau_e = \frac{(R_e + \rho_e) r_e - R_e \rho_e \sin \alpha}{(R_e - \rho_e) r_e + R_e \rho_e \sin \alpha}$$

将接触强度计算的基本公式改写成许用法向压紧力 $[Q]$ 的公式：

$$[Q] = \left(\frac{[\sigma_H] \alpha\beta}{852} \right)^3 / k_d^2 \quad (N)$$

分别将 a、b、e 三个接触区的 k_d 以及由 $\cos \tau$ 查出的 $\alpha\beta$ 和 $[\sigma_H]$ 代入公式，便可求得各接触区的许用法向压紧力 $[Q_a]$ 、 $[Q_b]$ 和 $[Q_e]$ ，再利用式 (5-62) ~ 式 (5-64) 便可求出受各接触区接触强度限制的许用输出转矩：

$$[T_b]_a = [Q_a] z R_0 \tan \lambda \sin \theta \quad (N \cdot mm) \quad (5-68)$$

$$[T_b]_b = [Q_b] z R_0 \tan \lambda \cos \alpha \quad (N \cdot mm) \quad (5-69)$$

$$[T_b]_e = [Q_e] z R_0 \tan \lambda \cos \alpha \sin \theta / \cos(\alpha - \theta) \quad (N \cdot mm) \quad (5-70)$$

考虑到 $P = T_n / 955 \times 10^4$ ，于是由各接触区接触强度所限制的许用输出功率分别为

$$[P_b]_a = 105 \times 10^{-9} [Q_a] zR_0 \tan \lambda \sin \theta \quad (\text{kW}) \quad (5-71)$$

$$[P_b]_b = 105 \times 10^{-9} [Q_b] zR_0 \tan \lambda \cos \alpha \quad (\text{kW}) \quad (5-72)$$

$$[P_b]_c = 105 \times 10^{-9} [Q_c] zR_0 \tan \lambda \cos \alpha \sin \theta / \cos(\alpha - \theta) \quad (\text{kW}) \quad (5-73)$$

显然由式可见 $[Q]$ 、 $[T_b]$ 、 $[P_b]$ 均随传动比 i 而变化，而额定许用输出转矩及功率均按三个接触区的相应最小值确定，即

$$[T_b] = \min \{ [T_b]_a, [T_b]_b, [T_b]_c \}$$

$$[P_b] = \min \{ [P_b]_a, [P_b]_b, [P_b]_c \}$$

图 5-21 给出了一台 2.2kW、 $n_a = 1450\text{r/min}$ 的 RX 变速器各接触区的许用输出功率 $[P]$ 传动效率 η 和滑动率 ϵ 随传动比 i 变化的曲线。变速器的几何参数为： $R_c = 90\text{mm}$ 、 $R_b = 75\text{mm}$ 、 $R = 48\text{mm}$ 、 $r = 4.5\text{mm}$ 、 $r_b = 34\text{mm}$ 、 $\rho_c = 60\text{mm}$ 、 $\rho_b = 18\text{mm}$ 、 $\alpha = 65^\circ$ 、 $\gamma = 46^\circ$ 。

由图可见：许用输出功率在低速时受限于从动轮接触区，在高速时受限于外环接触区，全调速范围内的许用功率曲线为

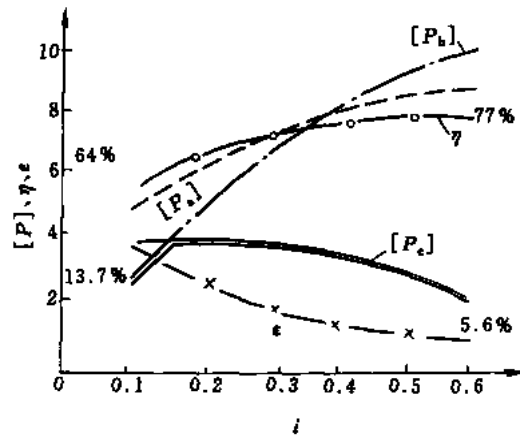


图 5-21 2.2kW RX 变速器的 $[P]$ 、 η 、 ϵ 曲线

限于从动轮接触区，在高速时受限于外环接触区，全调速范围内的许用功率曲线为双线区，其额定输出功率为 2.2kW，随着变速器使用时要求的调速区间不同可按双线功率曲线的限定在一定范围内提高，总的来说其输出特性接近于恒功率输出型，其效率在 64% ~ 77% 范围内，其滑动率在 13.7% ~ 5.6%。

5.7 钢球行星无级变速器^[12,38,39]

钢球行星无级变速器是 70 年代末首先出现在德国的一种无级变速传动装置，称之为 Planetroll Variable Speed Ball Drives，图 5-22 是 AR 系列（自动加压）的结构图。动力由轴 1 输入，经导向键、套筒、键及加压装置 4 分别驱动主动轮 2 和 3，再借牵引力经 6~9 个行星钢球 5、调速外环 6、内锥轮 7 和键，将动力由轴 8 输出。调速时，转动手轮及丝杠 10 使螺套 9 沿丝杠轴向移动，螺套下部的凸齿驱使调速外环 6 转动，由于其右端的端面滚柱凸轮的作用而作轴向移动，推动行星钢球移位从而改变了行星钢球与主、从动锥轮的工作半径，实现无级变速传动的目的。应该指出：这种变速器的行星钢球是属于无物理心轴的，其自转的心轴位置随调速环的位置的改变而改变，主动锥 3 的工作面是一个半径为 R 的环锥面，而轮 2、6、7 的工作面均为直锥面，转臂是浮动的。

钢球行星无级变速器在国外有功率从 0.03 ~ 7.5kW 的 11 种规格；传动比为 0 ~ 0.414，调速比为 ∞ ，为零起调速、降速型、同向输出型无级变速器；允许输出转矩为 0.4 ~ 150 N·m；输出特性在高速段为恒功率型，而在低速段为近似恒转矩型；传动效率为 0.75 ~ 0.82，低速时效率很低。该变速器有自动加压的 AR 系列和碟簧加压的 A 系列，前者的传动效率略高于后者，但恒功率范围小，过载时不打滑而出现制动现象。

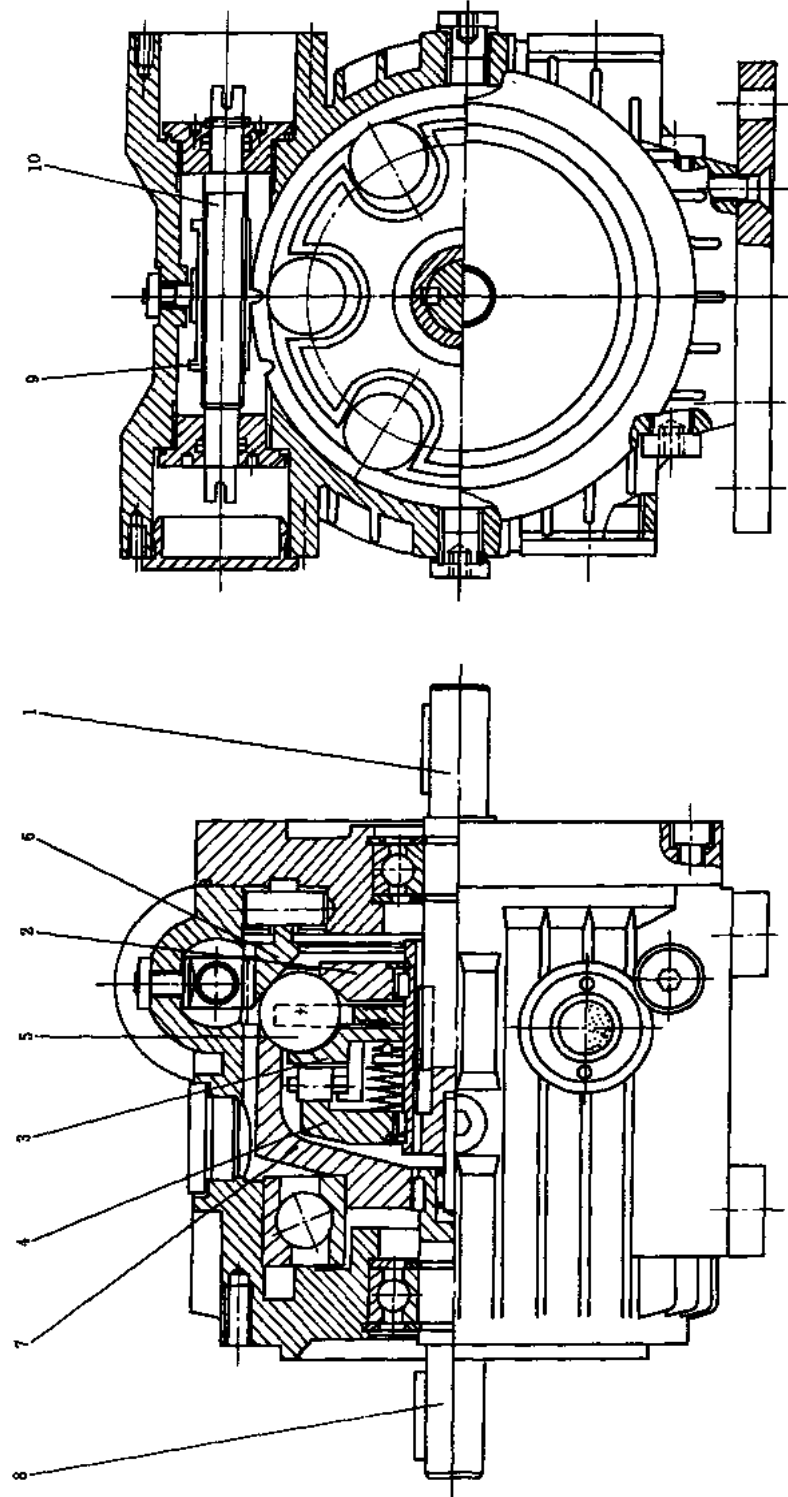


图 5-22 行星行星无级变速器(AR 系列)结构图

(1) 运动分析 如图 5-23, 设 d 为行星钢球的直径; 主动轮 2、3 的工作半径分别为 r_a 、 r'_a , 角速度为 ω_a ; 调速环 6 的工作半径为 r_e , 角速度为 0; 行星钢球的绝对角速度为 ω_v , 自转 (相对) 角速度为 ω_{vH} , 公转角速度为 ω_H ; 从动轮 7 的工作半径为 r_b , 角速度为 ω_b 。设轮 2、6、7 的锥面母线与水平线的夹角 (锥顶半角) 分别为 α_a 、 α_e 和 α_b , 轮 3 为环锥, 其母线是半径为 R 的圆弧。行星钢球与各轮的接触点分别 C_a 、 C'_a 、 C_e 和 C_b , 在纯滚动的条件下这些点都是瞬心, 其中 C_e 为绝对瞬心, 其余均为相对瞬心。钢球相对于主动轮 2、3 的相对运动必然是绕 $C_a C'_a$ 的转动, 即 ω_{vH} 沿 $C_a C'_a$ 方向, $C_a C'_a$ 与主动轮回转轴线 OO' 相交于 J , 则钢球的自转必然是绕球心 P 与 J 的连线 PJ 的转动, 其角速度为 ω_{vH} , 而钢球的绝对运动是绕 $C_e J$ 的转动, 其角速度为 ω_v , 其牵联 (公转) 角速度 ω_H 是 PJ 绕 OO 的转动角速度; 钢球 V 相对于从动轮 7 的运动是绕 $J C_b$ 的转动, 其相对角速度为 ω_{vb} 。过点 C_a 、 C'_a 、 C_b 、 C_e 分别作 $C_e J$ 和 OO 的垂足, 记作 D_a 、 D'_a 、 D_b 、 D_e 和 H_a 、 H'_a 、 H_b 和 H_e 。在图 5-23 中有以下几何关系:

$$C_b D_b = 0.5d [\cos(\alpha_e - \theta_e) - \cos(\alpha_b + \theta_e)]$$

$$C_a D_a = 0.5d [\cos(\alpha_e - \theta_e) + \cos(\alpha_a + \theta_e)]$$

$$C'_a D'_a = 0.5d [\cos(\alpha_e - \theta_e) + \cos(\alpha_a + \theta_e)] + \frac{(r'_a - r_a) \sin(\theta_e - \theta_a)}{\sin \theta_a}$$

$$\tan \theta_a = \frac{C'_a G}{GC_a} = 2(r'_a - r_a) / [d \sin \alpha_a + \sqrt{d^2 - (d \cos \alpha_a + 2r_a - 2r'_a)^2}]$$

$$\tan \theta_e = \frac{C_e H_e}{H_e J} = \frac{(r'_a - r_a) [2r_a + d(\cos \alpha_a + \cos \alpha_e)]}{d[(r'_a - r_a)(\sin \alpha_a - \sin \alpha_e) + r_a \sin \alpha_a] + r_a \sqrt{d^2 - (d \cos \alpha_a + 2r_a - 2r'_a)^2}}$$

$$\tan \theta_b = \frac{C_b H_b}{H_b J} = \frac{[r_a + 0.5d(\cos \alpha_b + \cos \alpha_a)] \sin \theta_a}{r_a + 0.5d(\sin \alpha_b + \sin \alpha_a) \sin \theta_a}$$

$$\tan \phi = \frac{PN}{NJ} = \frac{(r'_a - r_a)(2r_a + d \cos \alpha_a)}{r_a(d \sin \alpha_a + \sqrt{d^2 - (d \cos \alpha_a + 2r_a - 2r'_a)^2}) + d(r'_a - r_a) \sin \alpha_a}$$

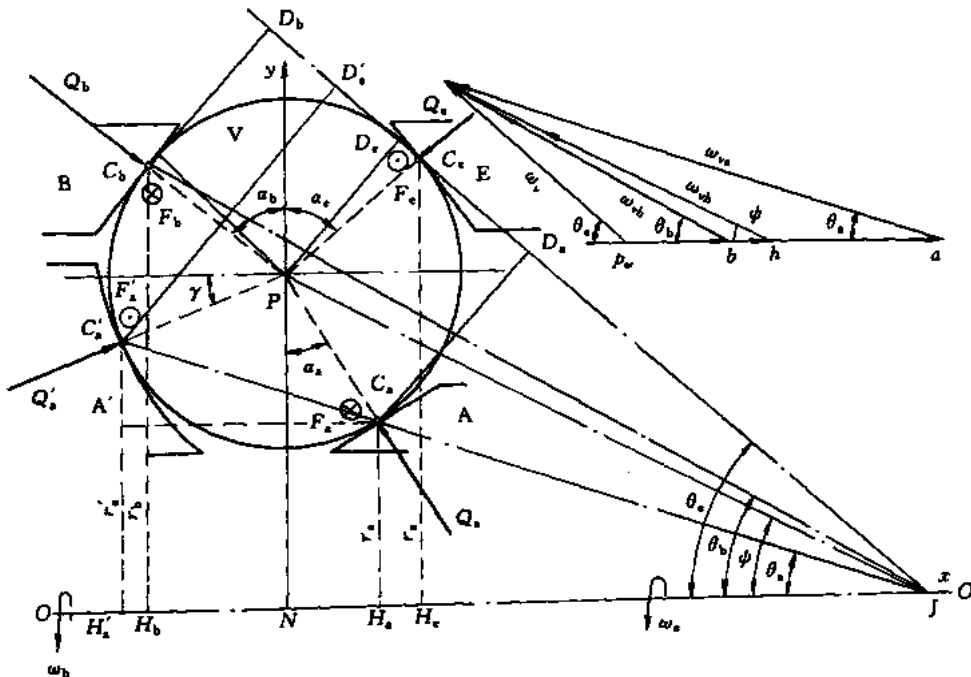


图 5-23 钢球行星无级变速器的运动和受力分析简图

由于主动轮 2、3 在 C_a 、 C'_a 点与行星钢球上的对应点分别具有各自相同的线速度，在 C_a 点有 $v_{ca} = \omega_a r_a = \omega_v C_e D_e$ ，可得

$$\omega_v = 2\omega_a r_a / d [\cos(\alpha_e - \theta_e) + \cos(\alpha_a + \theta_e)] \quad (5-74)$$

在 C'_a 点有 $v'_{ca} = \omega_a r'_a = \omega_v C'_e D'_e$ ，可得

$$\omega_v = \omega_a r'_a / [0.5d \cos(\alpha_e - \theta_e) + 0.5d \cos(\alpha_a + \theta_e) + (r'_a - r_a) \sin(\theta_e - \theta_a) / \sin \theta_a] \quad (5-75)$$

联立式 (5-74)、式 (5-75) 化简得

$$0.5d [\cos \alpha_a + \cos \alpha_e + \tan \theta_e (\sin \alpha_e - \sin \alpha_a)] = r_a \left(\frac{\tan \theta_e}{\tan \theta_a} - 1 \right)$$

对于 C_b 点有 $\omega_v C_b D_b = \omega_b r_b$ ，可得

$$\omega_b = \omega_a r_a C_b D_b / [r_a + 0.5d (\cos \alpha_a + \cos \alpha_b)]$$

于是有变速器的总传动比公式为

$$i = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \frac{1}{1 + 0.5d (\cos \alpha_a + \cos \alpha_b) / r_a} \cdot \left[1 - \frac{d}{2r_a} \tan \theta_a \frac{\cos \alpha_a + \cos \alpha_b - \tan \theta_b (\sin \alpha_a - \sin \alpha_b)}{\tan \theta_b - \tan \theta_a} \right] \quad (5-76)$$

由式可见，变速器的传动比与其结构参数 $\alpha_a, \alpha_b, \alpha_e, d, r_a, r'_a$ 有关，对于某一具体变速器则 $\alpha_a, \alpha_b, \alpha_e, d$ 为定值，这时传动比 i 仅与输入轮 2、3 的工作半径 r_a, r'_a 的大小有关，当输入轮 3 的曲面确定后， r'_a 是与 r_a 相关的参数。当 $\alpha_a = \alpha_b = \alpha_e = \alpha$ 时，则式 (5-76) 可简化成：

$$i = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \tan \theta_a \cot \alpha$$

当 $\theta_a = 0$ 时 $i = 0$ ，当 $\theta_a = \theta_{\max}$ 时 $\tan \theta_{\max} = \sin \alpha / (1 + \cos \alpha)$ ，于是有

$$i_{\max} = \frac{\omega_{b\max}}{\omega_a} = \cos \alpha / (1 + \cos \alpha)$$

当 $\alpha = 45^\circ$ 时， $i_{\max} = 0.4142$ ， $i_{\min} = 0$ 。

图 5-23 中给出了变速器各构件的角速度矢量多边形，可得各构件的瞬时角速度值：

$$\omega_v = \omega_a \sin \theta_a / \sin(\theta_e - \theta_a), \omega_H = \omega_v \sin(\theta_e - \psi) / \sin \psi = \omega_a \frac{\sin \theta_a \sin(\theta_e - \psi)}{\sin(\theta_e - \theta_a) \sin \psi}$$

$$\omega_{vH} = \omega_v \sin \theta_e / \sin \psi = \omega_a \frac{\sin \theta_a \sin \theta_e}{\sin \psi - \sin(\theta_e - \theta_a)}$$

$$\omega_b = \omega_v \sin(\theta_e - \theta_b) / \sin \theta_b = \omega_a \frac{\sin \theta_a \sin(\theta_e - \theta_b)}{\sin(\theta_e - \theta_a) \sin \theta_b}$$

$$\omega_{vb} = \omega_v \sin \theta_e / \sin \theta_b = \omega_a \frac{\sin \theta_a \sin \theta_e}{\sin(\theta_e - \theta_a) \sin \theta_b}$$

$$\omega_{va} = \omega_a \sin(\theta_b - \theta_a) / \sin \theta_e$$

(2) 调速机构的分析 钢球行星无级变速器的调速机构和 Disco 无级变速器的调速机构基本相同，为丝杠-螺母-正切机构-端面凸轮 (图 5-4)。

图 5-24 为这种变速器的调速运动分析简图，图中实线为变速器在最大传动比时的各元件位置，接触点为 $C_{a0}, C'_{a0}, C_{e0}, C_{b0}$ ，球心为 P_0 ，起始角为 γ_0 ，虚线为调速环轴向移动 δ_e 后的位置，这时接触点为 C_a, C'_a, C_e 和 C_b ，球心为 P ， C'_a 的位置角为 γ ，由于 a、e、b 三个环的锥顶半角

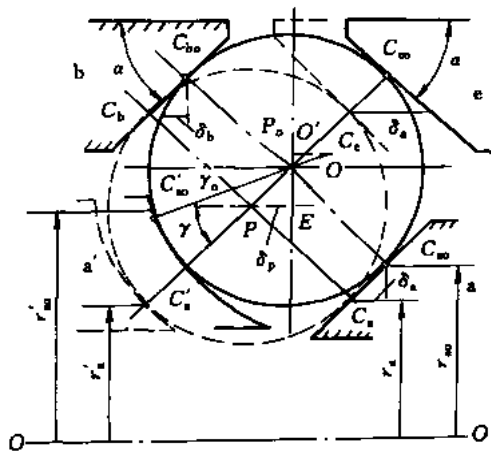


图 5-24 钢球行星变速器调速分析简图

均为 α , 故有 $\delta_p = \delta_b = \delta_a = 0.5\delta_e$, 球心沿与水平线呈 $90^\circ - \alpha$ 的直线移动, 设钢球的半径为 r , 环锥 e 母线的圆弧半径为 R , 为了保证 b、e 两环不干涉, 钢球不脱离环 a 和 a' 而发生漏球现象应满足: $r < R < \min\left\{\frac{r}{\sin^2\alpha}, r/(1 - \cos\alpha)\right\}$ 。由图中所示符号, 有下列几何关系:

$$\begin{aligned}\sin\gamma &= \sin\gamma_0 + [\delta_b \tan\alpha / (R - r)] = \sin\gamma_0 + [0.5\delta_e \tan\alpha / (R - r)] \\ r_a &= r_{a0} - \delta_a \tan\alpha = r_{a0} - 0.5\delta_e \tan\alpha \\ r'_a &= r'_{a0} - [0.5R\delta_e \tan\alpha / (R - r)]\end{aligned}$$

设螺母 (齿条) 中线至调速环的半径为 R_N , 丝杠的导程为 p , 则丝杠转动角度 φ 与调速环转动角度 β 间的关系为

$$\beta = \arctan \frac{L}{2R_N} \mp \arctan \left(\frac{L - p\varphi/\pi}{2R_N} \right)$$

式中 L 是调速螺母在全调速范围所走的轴向距离。当 $p\varphi/\pi < L$ 时取上方符号, 当 $p\varphi/\pi > L$ 时取下方符号。

由于调速凸轮周向位移 s_t 与轴向位移 s_a 间存在着 $\delta_a = s_t \tan\lambda$ 的关系, 设调速凸轮的中径为 R_t 、槽升角为 λ , 则有

$$s_a = \beta R_t \tan\lambda = R_t \tan\lambda \left[\arctan \frac{L}{2R_N} \mp \arctan \left(\frac{L - p\varphi/\pi}{2R_N} \right) \right]$$

对于 $\alpha_a = \alpha_b = \alpha_c = \alpha$ 的常用钢球行星无级变速器, 其总传动比公式 (5-76), 在考虑了 r_a 、 r'_a 、 r_{a0} 、 r'_{a0} 、 δ_e 、 R 、 r 的关系后, 可写成

$$\begin{aligned}i &= \frac{\omega_b}{\omega_a} = (r'_a - r_a) \tan\alpha / [r \cos\alpha + \sqrt{r^2 - (r \sin\alpha + r_a - r'_a)^2}] \\ &= [r'_{a0} - r_{a0} - (r \sin\alpha \tan\alpha / (R - r))] \tan\alpha / \\ &\quad \left\{ r \cos\alpha + \sqrt{r^2 - [r \sin\alpha + r_{a0} - r'_{a0} + (r \sin\alpha \tan\alpha / (R - r))]^2} \right\}\end{aligned}\quad (5-77a)$$

或

$$i = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \frac{r'_{a0} - r_{a0} - \left\{ r \tan\alpha R_t \tan\lambda \left[\arctan \left(\frac{L}{2R_N} \right) \mp \arctan \left(\frac{L - p\varphi/\pi}{2R_N} \right) \right] / (R - r) \right\} \tan\alpha}{r \cos\alpha + \sqrt{r^2 - \left\{ r \sin\alpha + r_{a0} - r'_{a0} + \left[\frac{r R_t \tan\alpha \tan\lambda}{R - r} \left(\arctan \frac{L}{2R_N} - \arctan \frac{L - p\varphi/\pi}{2R_N} \right) \right]^2 \right\}^2}}\quad (5-77b)$$

式 (5-77a) 用于条形刻度, 即 $s_a = s_a(i)$, 而式 (5-77b) 用圆形刻度, 即 $\varphi = \varphi(i)$ 。

调速凸轮的螺旋槽升角 λ 可按式 (5-78) 计算:

$$\tan\lambda = (R - r)(r'_{a0} - r_{a0}) / \left[2R_t r \tan\alpha \cdot \arctan \left(\frac{L}{2R_N} \right) \right]\quad (5-78)$$

(3) 变速器的动力分析 如图 5-23, 取钢球 V 为脱离体, 设 $\alpha_a = \alpha_b = \alpha_c = \alpha$, Q_a 、 Q'_a 、 Q_b 、 Q_c 及 F_a 、 F'_a 、 F_b 、 F_c 分别为法向压紧力和牵引圆周力, 略去钢球重力及离心惯性力, 由钢球的静力平衡条件有

$$\begin{aligned}\sum x &= 0 & Q_b \sin\alpha + Q'_a \cos\gamma - Q_a \sin\alpha - Q_c \sin\alpha &= 0 \\ \sum y &= 0 & Q'_a \sin\gamma + Q_a \cos\alpha - Q_b \cos\alpha - Q_c \cos\alpha &= 0\end{aligned}$$

由输入轴的轴向力平衡条件有

$$xQ'_a \cos\gamma = xQ_a \sin\alpha$$

联立解以上三个方程可得:

$$\left. \begin{aligned} Q_b &= Q'_a \cos(\alpha - \gamma) / \sin 2\alpha = Q_e \\ Q_a &= Q'_a \cos \gamma / \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (5-79)$$

钢球所受的四个牵引圆周力是空间平行力系,由输入轴的转矩平衡条件有

$$F'_a r'_a + F_a r_a = T_a / z$$

由输出轴的转矩平衡条件,并不计功率损耗时有

$$F_b r_b = T_a / iz$$

由钢球在 xOz 平面的圆周力平衡条件及绕 PC_e 轴的力矩平衡条件,分别有

$$F'_a + F_a + F_e - F_b = 0$$

$$F'_a r \cos(\alpha + \gamma) - F_b r \sin 2\alpha = F_a r \sin 2\alpha$$

联立解以上四式可得

$$\left. \begin{aligned} F_b &= T_a / iz r_b = T_b / z r_b \\ F'_a &= F_b r_a \sin 2\alpha (1 + iz_b) / [r_a \sin(\alpha - \gamma) + r'_a \sin 2\alpha] \\ F_a &= F_b \frac{iz_b r_a \sin(\alpha - \gamma) - r'_a \sin 2\alpha [r_a + iz_b (r_a - 1)]}{(r_a \sin(\alpha - \gamma) + r'_a \sin 2\alpha) r_a} \\ F_e &= F_b \frac{r_a (1 - iz_b) \sin(\alpha - \gamma) - r_a (r_a + 2iz_b r_b - iz_b)}{[r_a \sin(\alpha - \gamma) + r'_a \sin 2\alpha] r_a} \end{aligned} \right\} \quad (5-80)$$

如已知条件是输出转矩 T_b ,则在式(5-80)中以 $T_a = iT_b \eta$ 代入即可求出在已知负载转矩条件下的诸圆周力。实例计算^[12]表明:不论输出轴是正转还是反转,求出的 F_a 均为负值,这表明轮 a 起了阻止钢球转动的作用,导致传动效率降低;理论上这种变速器是可以过零调速的,但在反转输出时的各接触应力均高于正转时的接触应力,因而实践中没有采用。

(4) 变速器的承载能力 这种变速器是点接触结构,其接触强度计算的基本公式是 $\sigma_H = \frac{852}{\alpha\beta} \sqrt{k_f Q k_d^2} \leq [\sigma_H]$, 由于有 a、a'、e 和 b 四个接触区,因而需用各自的 $\alpha\beta$ 和 k_d 及 Q 代入公式进行计算。现列出有关公式如下。

主动轮 A 与行星球 V 接触区 C_a :

$$k_{da} = \frac{2r_a + r \cos \alpha}{r r_a} \quad \cos \tau_a = \frac{r \cos \alpha}{2r_a + r \cos \alpha}$$

主动轮 A' 与行星球 V 接触区 C'_a :

$$k_{da'} = \frac{(2R - r) r'_a + r R \sin \gamma}{R r'_a} \quad \cos \tau_{a'} = \frac{(R \sin \gamma + r'_a) r}{(2R - r) r'_a + R r \sin \gamma}$$

调速环 E 与行星球 V 接触区 C_e :

$$k_{de} = \frac{2r_e - r \cos \alpha}{r r_e} \quad \cos \tau_e = \frac{r \cos \alpha}{2r_e - r \cos \alpha}$$

输出轮 B 与行星球 V 接触区 C_b :

$$k_{db} = \frac{2r_b - r \cos \alpha}{r r_b} \quad \cos \tau_b = \frac{r \cos \alpha}{2r_b - r \cos \alpha}$$

以上诸式中的代号的几何意义见图 5-24。而 $\alpha\beta$ 则按 $\cos \tau$ 由表 2-3 查取。

令各接触副的接触应力均取为许用接触应力 $[\sigma_H]$, 则许用法向压紧力 $[Q_i]$ 可表示为

$$[Q_i] = \left(\frac{\alpha\beta_i [\sigma_H]}{852} \right)^3 k_{di}^{-2} \quad (i = a, a', b, e)$$

据此,并考虑式(5-79)的关系,可写出各接触副折算到输出环b处的许用法向压紧力 $[Q_b]$ 、许用输出转矩 $[T_b]$ 和许用输出功率 $[P_b]$ 分别为

$$\begin{aligned} \text{环 B 处} \quad [Q_b]_b &= \left(\frac{\alpha_b \beta_b [\sigma_H]}{852} \right)^3 / k_{db}^2 \\ [T_b]_b &= \mu z r_b [Q_b]_b / k_f \\ [P_b]_b &= [T_b]_b i n_a / 9.55 \times 10^6 \\ \text{环 E 处} \quad [Q_b]_e &= \left(\frac{\alpha_e \beta_e [\sigma_H]}{852} \right)^3 / k_{de}^2 \\ [T_b]_e &= [Q_b]_e \mu r_b / k_f \\ \text{轮 A 处} \quad [Q_b]_a &= \frac{\cos(\alpha - \gamma)}{2 \sin \alpha \cos \gamma} \left(\frac{\alpha_a \beta_a [\sigma_H]}{852} \right)^3 k_{da}^{-2} \\ [T_b]_a &= z r_b [Q_b]_a / k_f \\ [P_b]_a &= [T_b]_a i n_a / 9.55 \times 10^6 \\ \text{轮 A' 处:} \quad [Q_b]_{a'} &= \frac{\cos(\alpha - \gamma)}{\sin 2\alpha} \left(\frac{\alpha_{a'} \beta_{a'} [\sigma_H]}{852} \right)^3 k_{da'}^{-2} \\ [T_b]_{a'} &= z r_b [Q_b]_{a'} / k_f \\ [P_b]_{a'} &= [T_b]_{a'} i n_a / 9.55 \times 10^6 \end{aligned}$$

变速器的允许法向压紧力、输出转矩和输出功率都是随传动比 i 而变化的,这是因为在不同的 i 值时 k_d 是不同的,因而有

$$\begin{aligned} [T_b] &= \min \{ [T_b]_a, [T_b]_{a'}, [T_b]_e, [T_b]_b \} \\ [P_b] &= \min \{ [P_b]_a, [P_b]_{a'}, [P_b]_e, [P_b]_b \} \end{aligned}$$

将以上诸公式反过来应用,即给定 $[P_b]$ 、 $[T_b]$ 或 $[Q]$ 则可求出 σ_H 也是随传动比 i 而变化的。对于自动加压装置而言, k_f 是变化的,因此,有文献提出用 $\mu_d = \mu / k_f = F / Q$ 来表示有效牵引系数,变速器在运转过程中随着负载的变化有效牵引系数 μ_d 在 $0 \sim \mu_{dmax}$ 之间变化,当某接触区的有效牵引系数 μ_d 大于油品所能提供的最大牵引系数 μ_{dmax} 时,该接触区出现打滑。

对于弹簧加压的行星钢球无级变速器,由于弹簧压力 Q_s 在一定变形条件下是已知的,由驱动轮A'的轴向力平衡条件有: $Q_s = z Q_{a'} \cos \gamma$,即 $Q_{a'} = Q_s / z \cos \gamma$,将此式代入式(5-79)可得各接触区法向压紧力用 Q_s 表达的公式,而各接触区的牵引圆周力 F_i 间有式(5-80)的关系,按不打滑的条件是

$$\mu_{di} = F_i / Q_i < \mu$$

根据以上理由,联立式(5-79)、式(5-80)可写出各接触区不打滑时以 Q_s 表达的允许输出转矩 $[T]$ 和允许输出功率 $[P]$ 的表达式:

$$\begin{aligned} \text{输出环 B} \quad [T_b]_b &= \mu Q_s r_b \cos(\alpha - \gamma) / \sin \alpha \cos \gamma = 9.55 \times 10^6 [P_b] / i n_a \\ \text{调节环 E} \quad [T_b]_e &= \frac{\mu Q_s r_b \cos(\alpha - \gamma) [r_a \sin(\alpha - \gamma) + r'_a \sin 2\alpha]}{[i r_b - r_a - 2 i r_a r_b - (i r_b - 1) \sin(\alpha - \gamma)] \sin \alpha \cos \gamma} \\ \text{主动轮 A} \quad [T_b]_a &= \frac{\mu Q_s r_a r_b [r_a \sin(\alpha - \gamma) + r'_a \sin 2\alpha]}{[i r_a r_b \sin(\alpha - \gamma) - (r_a r'_a + i r_a r'_a r_b - i r'_a r_b) \sin 2\alpha] \cos \alpha} \\ &= 9.55 \times 10^6 [P_b]_a / i n_a \\ \text{主动轮 A'} \quad [T_b]_{a'} &= \frac{\mu Q_s r_b [r_a \sin(\alpha - \gamma) + r'_a \sin 2\alpha]}{r_a (1 + i r_b) \sin 2\alpha \cos \gamma} = 9.55 \times 10^6 [P_b]_{a'} / i n_a \end{aligned}$$

如果是恒转矩传动,则 $[T_b]_i$ 为给定值,由上述四式中求各所需的碟簧压紧力 Q_{si} ;如为恒

功率传动,则 $[P_b]_i$ 是给定值,由上述四式中的右侧等式中求出各自所需的碟簧压紧力。最终为了保证各传动副均不牵引失效(打滑),则碟簧所取的压紧力应为四者中的最大值,即

$$Q_s = \max \{ Q_{ah}, Q_{sc}, Q_{sa}, Q_{sw} \}$$

然后根据取定的 Q_s 及调速过程中碟簧所需的变形量(即调速环的轴向移动量 s_a),再确定对合式组合碟簧或对合、叠合的复合组合碟簧。

图 5-25 是 Planetroll AR^[39]系列钢球行星无级变速器 $T-n$ 特性曲线。关于钢球行星无级变速器细节的分析计算可参阅[12]。

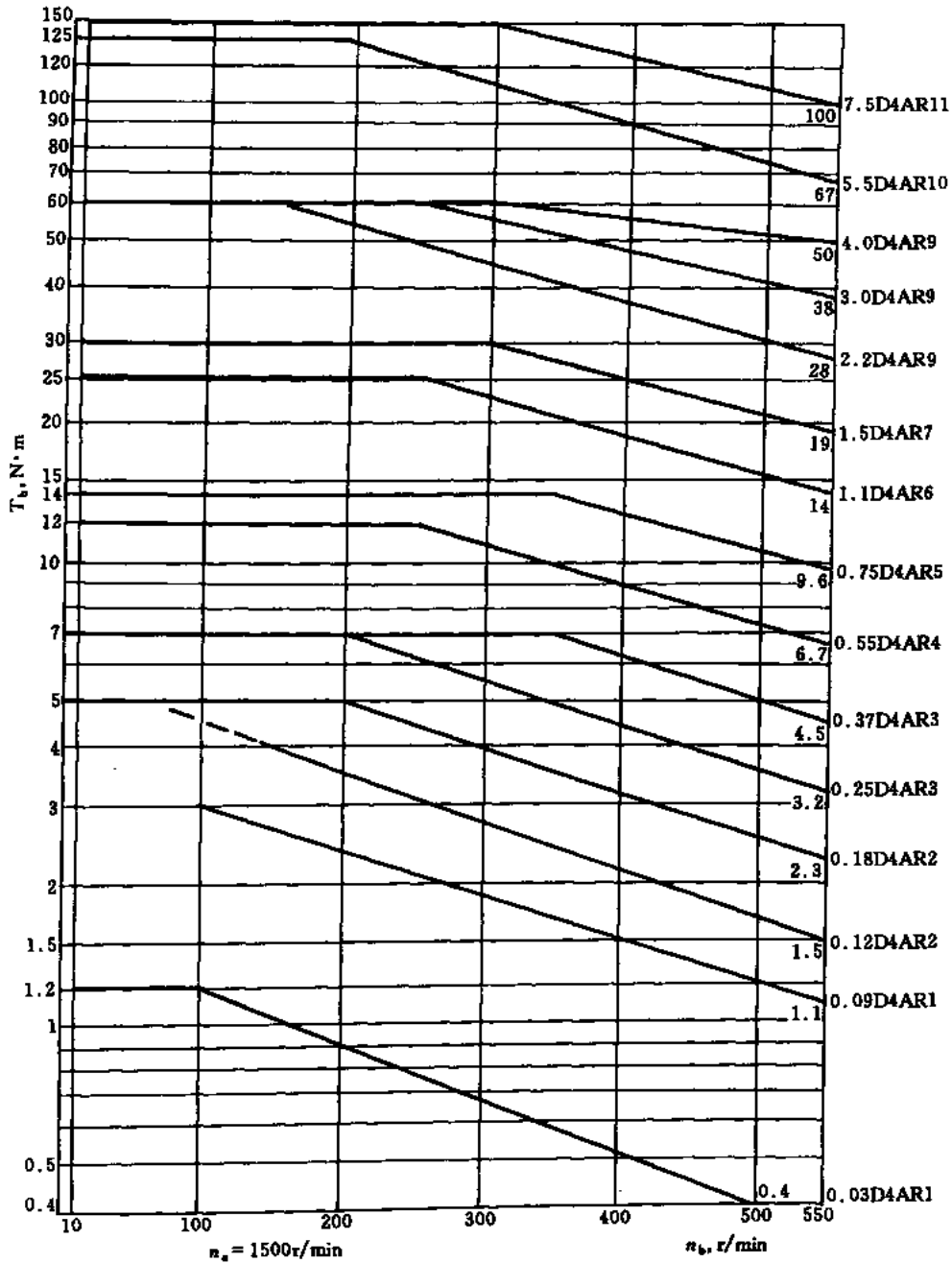


图 5-25 AR 钢球行星变速器特性曲线

5.8 谐波行星无级变速器简介^[1]

这种变速器由 K-H-V 行星传动发展而来的一种变速器，它具有传动比和变速比大，零件少、体积小和重量轻，运动平稳、无噪声，有滑动，柔轮对材质的疲劳强度和工艺要求高的特点。

图 5-26a、b、c 分别是谐波行星无级变速器的工作原理图和结构图。

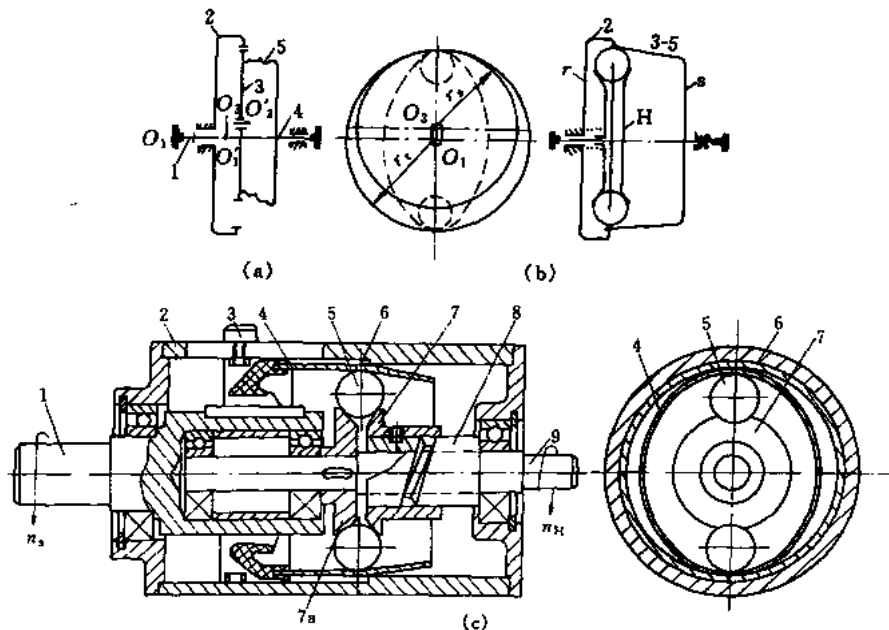


图 5-26 谐波行星无级变速器的工作原理和结构

1—输出轴；2—箱体；3—调速手柄；4—柔轮；5—钢球（波发生器）；6—刚轮；
7、7a—主动锥轮；8—轴套；9—主动轴

图 5-26a 中行星轮 3 装在主动轴 1 的偏心轴颈 $O_3O'_3$ 上，当轴 1 匀速转动时，轮 3 在跟随轴 1 以相同的角速度绕 $O_1O'_1$ 作公转的同时，又绕 $O_3O'_3$ 作自转，其合成的结果是轮 3 在固定中心轮 2 的内周边上作纯滚动，轮 3 的绝对旋转运动由弹性元件 5（在少齿差行星传动中为孔销平行四边形机构、零齿差行星传动等输出机构）传给输出轴 4 而将动力输出；弹性元件 5 相当于一个径向补偿式联轴器。此机构的传动比只与轮 2、3 的周边长（或直径、齿数）有关。若将轮 3 与件 5 合在一起做成一个弹性薄壁圆（锥）筒，即可将轮 3 的幅板去除；但这时无法将轴 1 的动力传给轮 3，为此，在轴 1 上装 1~3 个滚子（图 5-26b），滚子的外圆顶在柔轮 3 的内周，并将轮 3 的外周边压向轮 2 的内周边，从而构成谐波传动。当轴 1 转动时，其上的滚子沿柔轮 3-5 的内周边滚动，而柔轮的外周边又将沿固定中心轮 2 的内周边滚动，由于轴 1 的旋转柔轮产生一个波浪形的变形，故称为“谐波”传动。将主动轴及其上滚子共同称为波发生器 H，行星轮 3 称为柔轮 s，中心轮 2 称为刚轮 r。波发生器的工作半径（主轴轴心线至滚子外侧的径向距离）应大于柔轮半径 r_s ，而小于刚轮半径 r_r ，因而柔轮在未装配之前是圆形的，而在装配到减、变速器的发生器上去之后就变成了椭圆（双波）及其变体（单、三波）。

谐波传动中运动和动力的传递，是在波发生器的作用下，迫使柔轮产生连续移动的弹性变形波，并与刚轮的相互啮合或摩擦作用而实现的。设想将柔轮展开，则其变形过程是一个

基本对称的谐波。在传动过程中，波发生器转一周，柔轮上某点变形的循环次数称为波数（以 n 表示）。如将柔轮与刚轮做成外、内齿圈，便得谐波齿轮传动；而将它们做成光滑的外、内环，便得到摩擦式谐波传动；进一步将外环做成半径可调的锥环，便形成了谐波无级变速器。谐波传动中的波数 n 是从结构上加以控制的，在谐波齿轮传动中通常用刚轮与柔轮的齿数差作为波数，即 $n = z_r - z_s$ ，双波时齿数差为 2，单、三波时分别为 1 和 3。双波时发生器上相隔 180° 装着二个滚子，三波时则相隔 120° 装着三个滚子，由于平衡的原因而不用单波。双波传动由于变形时柔轮中的应力小、结构简单和易于获得大的传动比，因而应用最广。摩擦式谐波传动中没有齿数差的问题，而是用发生器上的滚子数来保证波数。为了使柔轮或刚轮的半径可调，将其柔轮做成弹性圆锥筒，而将刚轮做成内锥。

谐波传动的传动比，可利用转化机构的原理进行计算，设 ω_H 为波发生器的角速度， ω_s 、 r_s 为柔轮的角速度和工作半径； ω_r 、 r_r 为刚轮的角速度和工作半径，则可得

$$i_{sr}^H = \frac{\omega_s - \omega_H}{\omega_r - \omega_H} = \frac{r_r}{r_s}$$

为了在有一个输入运动时能获得确定的输出运动，在 H、s、r 三个构件中必需有一个是固定件，而其余两个分别为输入和输出，何者输入、何者输出应根据需要而定，一般以波发生器为主动件为多。这样，根据固定件和输入、输出件的不同，可以有三种情况，分别将三种不同工作条件下的传动比、变速比 R_b 和柔轮与刚轮的尺寸关系列出如下。

1) 当刚轮固定 ($\omega_r = 0$)，波发生器主动，柔轮输出时：

$$i_{sH}^r = \frac{\omega_s - \omega_r}{\omega_H - \omega_r} = \frac{\omega_s}{\omega_H} = -\frac{r_r - r_s}{r_s} = i$$

$$R_b = \frac{\omega_{s\max}}{\omega_{s\min}} = (r_r - r_{s\min})r_{s\max} / (r_r - r_{s\max})r_{s\min}$$

$$r_{s\max} = r_r / (1 - i_{s\max}), r_{s\min} = r_r / (1 - i_{s\min})$$

i_{sH}^r 式中的“-”号表示输入、输出转向相反。

2) 当柔轮固定 ($\omega_s = 0$)，波发生器主动，刚轮输出时：

$$i_{rH}^s = \frac{\omega_r - \omega_s}{\omega_H - \omega_s} = \frac{\omega_r}{\omega_H} = \frac{r_r - r_s}{r_r} = i$$

$$R_b = \frac{\omega_{r\max}}{\omega_{r\min}} = \frac{r_r - r_{s\min}}{r_r - r_{s\max}}$$

$$r_{s\max} = (1 - i_{r\min})r_r, r_{s\min} = (1 - i_{r\max})r_r$$

3) 当波发生器固定 ($\omega_H = 0$)，柔轮（或刚轮）输入、刚轮（或柔轮）输出时：

$$i_{rs}^H = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{r_s}{r_r} = 1/i_{sr}^H$$

$$R_b = \frac{\omega_{r\max}}{\omega_{r\min}} = \frac{r_{s\max}}{r_{s\min}}$$

$$r_{s\max} = i_{r\max}r_r, r_{s\min} = i_{r\min}r_r$$

上述三种情况中以第一种情况应用最为普遍。第三种情况由于变速比小基本没有应用。

图 5-26c 为一种自动加压的谐波无级变速器的结构图。动力由轴 9 输入，带着主动锥轮 7 和轮 7a 同步转动，轮 7a 用键固定在轴 9 上，而轮 7 上的销子插在轴套 8 的螺旋槽中，套 8 固联于轴 9 上。轴 9 转动时，轮 7 和轮 7a 一方面将刚球 5 沿径向撑开，使柔轮 4、刚轮 6、钢

球5和锥轮7、7a相互压紧，同时依靠摩擦力使钢球5沿柔轮内周边滚动，而柔轮4的外周边又沿刚轮6的内周边滚动，由于刚轮6固定在壳体2上不动，因而柔轮4以与主动轮7相反的方向旋转，并通过键将动力传给轴1而输出。调速时，轴向移动手柄3，通过拨环使柔轮4作轴向移动，从而改变了柔轮的工作半径，实现无级变速。当负载变化时，轮7和套8发生相对转动，由于销子与螺旋槽的相互作用，便自动调节了各传动元件间的压紧力，压紧力与负载成正比变化。谐波无级变速器也可采用恒压加压装置。

5.9 封闭行星无级变速器的动力学分析例

为了加深对封闭行星无级变速器中各构件的运动、受力和传递功率的理解，现以一个由Disco行星无级变速器的输入轴I和输出轴f分别联接一个单排2K-H差动轮系的太阳轮a和b而构成的封闭行星无级变速器（图5-27）为例，进行分析。

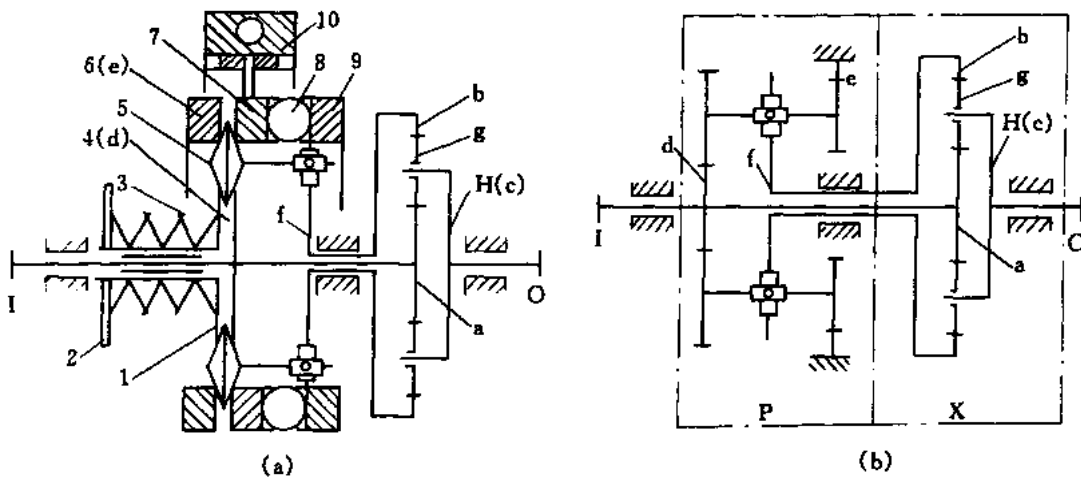


图 5-27 封闭行星无级变速器
(a) 结构简图；(b) 运动简图

动力由轴I输入，在加压弹簧2和加压装置8、9的联合加压下，经动、定摩擦轮1、4和固定内环6、7的作用下，经一组行星5驱动转臂f转动，f与2K-H轮系的内齿圈b固结，而齿轮a则与摩擦轮1、4固联，在a、b的驱动下，由行星轮8驱动转臂H将动力输出。

参照图5-27b、图2-3及公式(2-21)和式(2-30)可写出各构件的转速 n 、转矩 T 及功率 P 的关系式为

$$\{n\} = \begin{Bmatrix} n_a \\ n_b \\ n_c \\ n_d \\ n_e \\ n_f \end{Bmatrix} = n_1 \begin{Bmatrix} 1 \\ i_p \\ \frac{1 - i_p i_{ab}^c}{1 - i_{ab}^c} \\ 1 \\ 0 \\ i_p \end{Bmatrix} \quad (5-81)$$

$$\{T\} = \begin{Bmatrix} T_a \\ T_b \\ T_c \\ T_d \\ T_e \\ T_f \end{Bmatrix} = \frac{T_1}{1 - i_{ab}^c i_p} \begin{Bmatrix} -1 \\ i_{ab}^c \\ (1 - i_{ab}^c) \\ i_p i_{ab}^c \\ (1 - i_p) i_{ab}^c \\ -i_{ab}^c \end{Bmatrix} \quad (5-82)$$

$$\{P\} = \frac{\{T\} \cdot \{n\}}{9550} = \begin{Bmatrix} P_a \\ P_b \\ P_c \\ P_d \\ P_e \\ P_f \end{Bmatrix} = \frac{P_1}{1 - i_p i_{ab}^c} \begin{Bmatrix} 1 \\ -i_{ab}^c i_p \\ i_{ab}^c i_p - 1 \\ -i_p i_{ab}^c \\ 0 \\ i_p i_{ab}^c \end{Bmatrix} \quad (5-83)$$

例1 以 $-i_p = n_f/n_d = 0.162 \sim 0.57$ 的 Disco 无级变速器按图 5-27 型, 封闭一个 $z_a = 38$ 、 $z_b = 76$ 、 $z_g = 19$ 的 2K-H 差动轮系所得的封闭行星无级变速器, 用 Y180L-4 电动机驱动, 额定功率 $P_1 = 22\text{kW}$, 额定转速 $n_1 = 1470\text{r/min}$, 求各构件的转速 n 、转矩 T 及功率 P 。

解 由题给数据及运动简图, 可求得

$$i_{ab}^c = -z_b/z_a = -2, \quad i_p i_{ab}^c = -0.324 \sim -1.14, \quad 1 - i_{ab}^c = 3, \quad 1 - i_p i_{ab}^c = 1.324 \sim 2.14,$$

$$(1 - i_p) i_{ab}^c = -1.676 \sim -0.86, \quad T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{22}{1470} = 142.925 \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

将上述数据代入式 (5-81) ~ 式 (5-83) 可得

$$\begin{Bmatrix} n_a \\ n_b \\ n_c \\ n_d \\ n_e \\ n_f \end{Bmatrix} = 1470 \begin{Bmatrix} 1 \\ 0.162 \sim 0.57 \\ \frac{1 + 2 \times (0.162 \sim 0.57)}{3} \\ 1 \\ 0 \\ 0.162 \sim 0.57 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1470 \\ 238.14 \sim 837.9 \\ 648.76 \sim 1048.6 \\ 1470 \\ 0 \\ 238.14 \sim 837.9 \end{Bmatrix} \text{ (r/min)}$$

$$\begin{Bmatrix} T_a \\ T_b \\ T_c \\ T_d \\ T_e \\ T_f \end{Bmatrix} = \frac{142.925}{(1.324 \sim 2.14)} \begin{Bmatrix} -1 \\ -2 \\ 3 \\ -0.324 \sim -1.14 \\ -1.676 \sim -0.86 \\ -2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -107.95 \sim -66.787 \\ -215.899 \sim -133.575 \\ 323.849 \sim 200.363 \\ 34.976 \sim 76.437 \\ 180.923 \sim 57.437 \\ 215.899 \sim 133.575 \end{Bmatrix} \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

$$\begin{Bmatrix} P_a \\ P_b \\ P_c \\ P_d \\ P_e \\ P_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 16.616 \sim 10.28 \\ 5.384 \sim 11.719 \\ -22 \\ 5.384 \sim 11.719 \\ 0 \\ -5.384 \sim -11.719 \end{Bmatrix} \text{ (kW)}$$

由分析数据可见：系统的总变速比 $R_{bs} = \frac{n_{cmax}}{n_{cmin}} = 1.6163$ ；而 Disco 变速器的变速比 $R_{bp} = \frac{i_{pmax}}{i_{pmin}} = 3.5185 > R_{bs}$ ，故为精密调速型，即系统的变速比小于 Disco 变速器的变速比。由功率分布情况看，流经变速器的功率 P_d 、 P_f 只是全功率 P_c 的一部分，因而是功率分流的扩大功率型变速器。这与 2.1.2 和 2.2.1 分析的结果是相同的。

例 2 如果将图 5-27 a 中的 f 与 2K-H 中的 H (b) 固联，d 仍与太阳轮 a 相联，而以 2K-H 中的内齿圈 b 作为输出构件 c，便构成了图 5-1 所示的封闭行星无级变速器。若 z_a 、 z_b 、 z_g 、 i_p 、 P_1 、 n_1 均不变；则各构件的 n 、 T 和 P 均将发生变化。略去中间过程，现将计算结果列出如下。应该注意到，在这种情况下，按图 2-3 的规定，构件 a 不变，构件 b 变成了 c，而构件 H 变成了 b，于是有下列变化：

$$i_{ab}^c = i_{aH}^b = 1 - i_{ab}^H = 1 - (-2) = 3, i_p = 0.162 \sim 0.57, i_{ab}^c i_p = 0.486 \sim 1.71; 1 - i_{ab}^c = -2, 1 - i_p i_{ab}^c = 0.514 \sim -0.71, (1 - i_p) i_{ab}^c = 2.514 \sim 1.29.$$

T_1 值不变仍为 $142.925 N \cdot m$ 。

将以上数据代入式 (5-81)、式 (5-82)、式 (5-83) 得

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} n_a \\ n_b \\ n_c \\ n_d \\ n_e \\ n_f \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} 1470 \\ 238.14 \sim 837.9 \\ -377.79 \sim 521.88 \\ 1470 \\ 0 \\ 238.14 \sim 837.9 \end{Bmatrix} \quad (r/min) & \quad \begin{Bmatrix} T_a \\ T_b \\ T_c \\ T_d \\ T_e \\ T_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 278.065 \sim 201.303 \\ -834.194 \sim -603.909 \\ -556.129 \sim -402.606 \\ 135.139 \sim 344.228 \\ 699.054 \sim 259.809 \\ 834.194 \sim -603.909 \end{Bmatrix} \quad (N \cdot m) \\ \begin{Bmatrix} P_a \\ P_b \\ P_c \\ P_d \\ P_e \\ P_f \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} 42.802 \sim 30.985 \\ 20.802 \sim 52.986 \\ -22 \\ 20.802 \sim 52.986 \\ 0 \\ -20.802 \sim -52.986 \end{Bmatrix} \quad (kW) \end{aligned}$$

从计算结果可以看出：(1) 输出构件 c 的转速 $n_c = -377.97 \sim 521.88 r/min$ ，因而系统是过零调速型的变速器，按式 (2-27a) 可求得缩放系数 $\xi = R_{bs}/R_{bp} = -1.3814/3.5185 = -0.3926$ ，即系统的变速比小于 Disco 变速器的变速比。(2) 从功率角度看，流经各构件的功率都非常大，甚至超过了输出功率 P_c ，因而在系统内部有很大的封闭功率。由于这时 $i_{ab}^c i_p = 0.486 \sim 1.71 > 0$ ，按 2.2.1 的分析，正好是功率回流传动，因而必然有封闭功率，所以该系统在这种参数的匹配下，是不能用于动力传动的。怎样的参数和结构匹配才能达到无回流功率以实现大功率无级变速传动，目前尚只能在给定系统结构与参数的条件下，进行校核分析计算，而不能作设计性计算。

6 带式无级变速器

带式无级变速器由于其结构简单、制造容易、工作平稳、能吸收振动、易损件少、带的更换方便，因而是机械无级变速器中广泛应用的一种；其缺点是外形尺寸较大而变速范围较小。它由主、从动锥（带）轮、紧套在两轮上的带、调速操纵机构和加压装置等组成。当主动轮转动时，借带与锥轮间的摩擦力驱动从动轮并传递动力；通过调速操纵机构改变带在锥轮上的位置，使主、从动轮的工作半径改变，以达到无级变速的目的。

6.1 变速方式及基本关系

(1) 变速方式

带式无级变速器分平型带传动（图 6-1a）和 V 型带传动（图 6-1b~l）两类。前者利用平型带的轴向移动来改变主、从动轮的工作半径实现变速，它采用两侧下底呈弧形的胶带，宽度有 25.4、31.4、38.1、44.4、50.8、57、63.5 和 69.8mm 的八种规格，厚度均为 9.5mm，内周长为 1422~2286mm。该变速器外型尺寸大、只用于变速范围和功率小的场合。

V 型带无级变速器又分为单变速轮和双变速轮式的。前者的一个带轮直径为定值，而另一带轮由两半用导向键联接在轴上并可作轴向移动的半锥盘组成，其工作半径通过改变中心距来改变（图 6-1b），其变速范围小。

双变速轮无级变速器的主、从轮工作半径均可调。它又分为剪式和平移杠杆调速的两种。（图 6-1c）为剪式杠杆调速的，它通过下方具有左、右螺旋的丝杠的转动，使左、右杠杆摆动推动四个半锥盘开合调节工作半径。通过中间具有左、右螺纹的丝杠来调左、右杠杆支点的位置，以定期调节 V 带的初拉力和磨损。主、从轮锥盘移动的距离等值反向，一张一合或相反以实现变径。

图 6-1d 为平移杠杆调速的，它用中间螺杆使平行杠杆左（右）移动，从而通过拨叉使上、下带轮合拢（分开）、分开（合拢）来实现工作半径的变化。上带轮的左半轮和下带轮的右半轮是固联在轴上不能移动的；两可动锥盘的移动距离相同，在调速过程中带有轴向移动。

图 6-1e 是单杆弹簧式调速机构，转动中间丝杠通过单杠杆上的拨叉使下带轮的左半轮左、右移动，使带的位置变化，从而在带张力和弹簧的作用下使上带轮的右半轮左、右移动，达到主、从动轮工作半径的变化，上、下带轮的左、右半轮不能在轴上作轴向移动；设计时务必保证可动半轮的轴向位移量相等，以免 V 带中心线拉偏而导致带在轮槽中倾翻。

图 6-1f~i 为两级双轴线变速的调速方式。图 f 为用丝杠单杠杆调节输入、输出轴锥轮半径，中间轴上相联两半轮靠带的张力使之浮动。图 g 则用丝杠单杠杆调节中间轴上两半轮的位置及其工作半径，借带的张力及弹簧调节输入、输出轴带轮的工作半径，图 h 则用螺杆平行杠杆调节输入（出）轴及中间轴上一个带轮的工作半径，而靠带的张力及弹簧调节输出（入）轴及中间轴上另一个带轮的工作半径。图 i 是用螺杆双平行杠杆来同时调四个带轮的工作半径实现变速的。图 j 是两级三轴线单变速轮的变速方式，这时中间轴与输入、输出轴

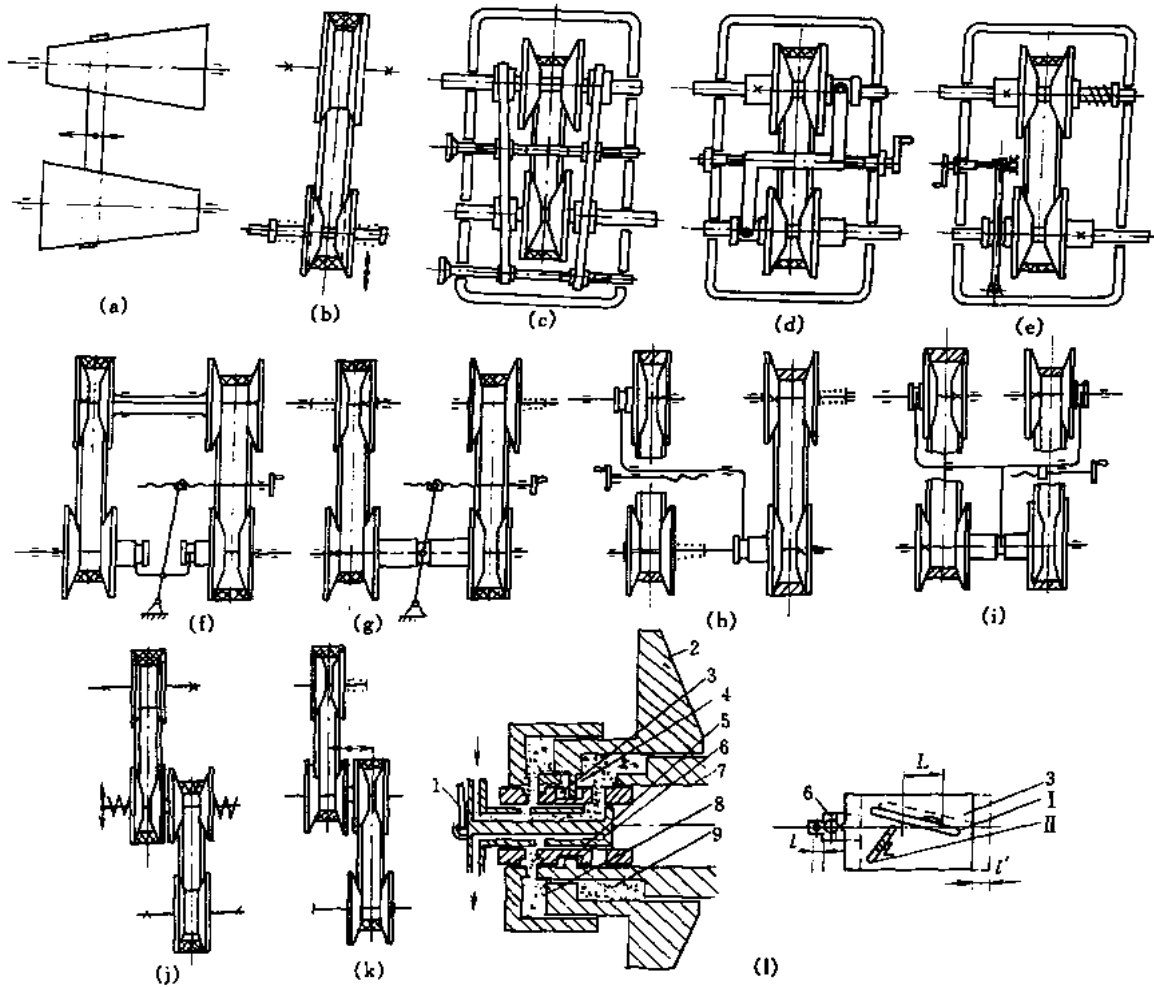


图 6-1 带式无级变速器的变速方式

的中心距需调节，变速范围也较小。图 h 是两级三轴线双变速轮的变速方式，这时通过中间轴上带轮的开合度，再借带的张力和弹簧来调节输入、输出轴上带轮的开合度，同时改变四个带轮的工作半径，可获得较大的变速范围，且中心距不必调节。

图 6-11 是采用液压伺服阀控制的调速机构。主动轴的轴心为伺服阀，主动轮左侧为油缸。工作时，当杠杆 1 使阀芯 6 在轴向朝右（减速时向左）移动 l 毫米时，压力油即流入（减速时流出）油缸 8，此时油缸 9 的油被排出（减速时流入），从而使可动锥盘作轴向移动。在分油套 3 上有螺旋升角 λ ，不同的螺旋槽 I (λ 小) 和 II (λ 大)，在螺旋槽 4 (I) 内有一个固结在可动锥盘 2 上的滑销，而在螺旋槽 5 (II) 内插有一个固结在主动轴 7 上的滑销；这样，随着可动锥盘作轴向移动时，分油套 3 作螺旋运动。当可动锥盘 2 移动距离 L 时，分油套 3 轴向移动距离 l' 。在阀芯 6 的移动量 l 和分油套 3 的移动量 l' 相当的位置上，油缸 8 的油孔被关闭，可动锥盘 2 即停止轴向移动。通过杠杆 1 使伺服阀的阀芯 6 作轴向移动，油缸中的活塞就产生追随运动。升速时，固定在活塞上的可动锥盘向右移动使轮槽合拢，工作半径增大；降速时可动锥盘左移使轮槽增大，工作半径减小。因而利用控制伺服阀芯的位置就可以确定主动带轮的开合情况，从而实现变速。可动锥盘外侧油缸 8 的面积大于

其内侧油缸 9 的面积，油缸 9 始终处于油压的作用下，而油缸 8 在伺服阀的控制之下，油可流入（升速）或流出（降速）。从动轴带轮的锥盘的轴芯也是油缸，压力油始终使可动锥盘处于合拢的方向，使其压紧变速 V 带，以保持恒定的张力。但从动轮处的压力油不能使从动轴的可动锥盘起开合作用。

(2) 无级变速带的种类

除用于图 6-1a 平带无级变速器的平带外，带式无级变速器均采用 V 带，它有以下三类：

1) 普通 V 带和窄 V 带 即一般机械传动中采用的 V 带，只用于小变速范围，后者传动功率大而变速范围更小。

2) 宽 V 带和半宽 V 带 前者又称无级变速带（图 6-2a、b），后者用于农业机械的无级变速传动。国内尚无标准，前者又有单楔、双楔与不对称双楔带之分，以双楔带应用最普遍。近年来国内、外推出了切割式 V 带^[41]，性能更优良。

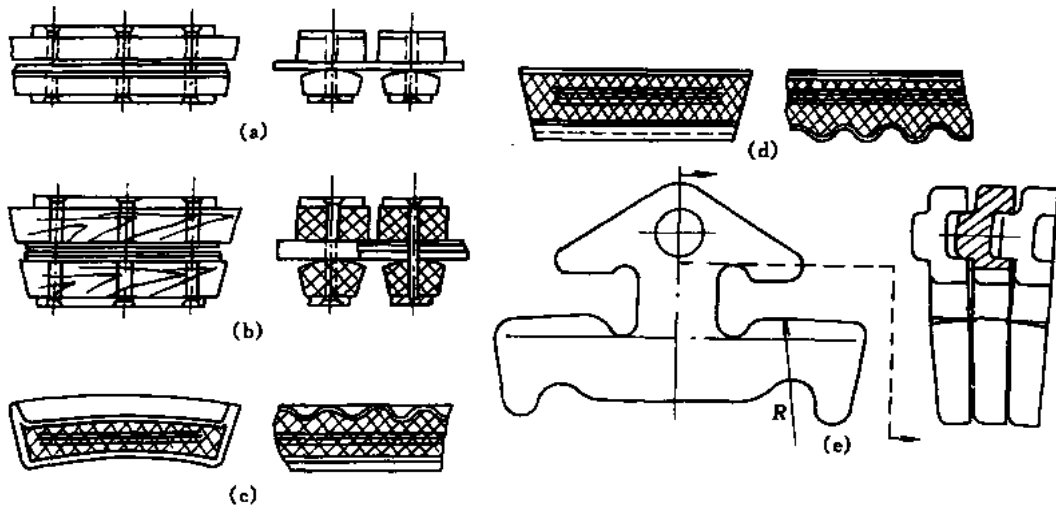


图 6-2 带的截面

3) 块带 又分为将木块用铆钉或螺栓夹结在平带或薄钢带上的块带（图 6-2c、d）和将数百片工字 V 形薄钢片用多层无端薄钢带或胶带圈套在 V 形钢片两侧而形成的“推块式金属带”（图 6-2e）两大类。前者制造简单但重量大，运行时离心力大，因而只用于低速及工作环境差的场合；后者（特别是金属带的）制造工艺复杂、成本高，目前国际上多用于汽车无级变速器。采用荷兰 Van Doorne's Transmissie 公司的推块式金属带，有 P811、P821、P884……P901 等多种型号，其应用范围为：输入轴转矩 $50 \sim 250 \text{N} \cdot \text{m}$ ，输入轴转速 $6000 \sim 7000 \text{r/min}$ ，变速比 $R_b = 5 \sim 5.8$ ，传动功率可达 200kW 左右。其钢带（2 根）系由若干层厚度为 0.18mm 的马氏体无缝钢圈叠合而成，它是由厚为 0.4mm 的马氏体钢圈经退火状态、中间不退火被冷轧到 0.18mm 的，各层的厚度公差为 $0.01 \sim 0.02 \text{mm}$ 。相邻两层带之间的应力差不超过 $30 \sim 60 \text{MPa}$ ，钢带应有高的韧性并能均载，可承受 $1 \sim 1.5$ 亿次弯曲应力循环。V 形推块是由厚度为 $1.5 \sim 2.25 \text{mm}$ 的滚动轴承钢制成的带有斜面或圆弧的薄片；每根带（链）上需数百片推块。考虑到降低噪声、多边形效应和块与带轮间的接触应力，推块应取较小的厚度^[2,3]。推块上部的凸凹孔形结构是为了防止推块间的横向错位。关于推块式金属带（链）的详细资料请参阅工厂样本。推块与带轮间的牵引系数为 $0.01 \sim 0.08$ 。

(3) 基本运动关系

带式无级变速器调速，带在可动锥盘轴向移动的作用下改变了带在带轮上的工作半径，图 6-3a、b 分别表示了双可动锥盘和单可动锥盘时带的位置，后者的带在调速时同时作径向和轴向移动，容易拉偏。带轮的最小直径 d 受到两片锥盘相碰和带落槽的限制。设 φ 为槽楔角， d 及 D 分别为带轮的最小和最大计算工作直径， b_p 和 b_l 分别为带的节线宽度和底宽， h_1 和 h_2 分别为带的中性层至带的顶面和底面的高度。则对双可动锥盘时两个锥盘的极限轴向移动量为

$$x = \frac{D-d}{2} \tan \frac{\varphi}{2} = \Delta r \tan \frac{\varphi}{2} = 0.5 b_1$$

对单可动锥盘则其轴向极限移动量为 $2x$ (图 6-3b)。

对单调速轮变速器 (图 6-1b)，设轮 2 为定径轮，半径为 r_2 ，轮 1 为变径轮，半径为 $r_{1\min} \sim r_{1\max}$ ，可得传动比及变速比的表达式为：

$$i_{21} = n_2/n_1 = r_{1x}/r_2 = 1/i_{12} \quad (6-1)$$

$$R_{b21} = n_{2\max}/n_{2\min} = r_{1\max}/r_{1\min} = \left(1 + \frac{\Delta r}{r_{1\min}}\right) = R_{b12} \quad (6-2)$$

对双调速轮变速器 (图 6-1a、c~e)，由于轮 1、2 的半径均可变，可写出传动比 i 及变速比 R_b 的公式分别为

$$i_{21} = n_2/n_1 = r_{1x}/r_{2x} = 1/i_{12} \quad (6-3)$$

$$R_{b21} = n_{2\max}/n_{2\min} = r_{2\max} r_{1\max}/r_{1\min} r_{2\min} = \left(1 + \frac{\Delta r_1}{r_{1\min}}\right) \left(1 + \frac{\Delta r}{r_{2\min}}\right) = R_{b12} \quad (6-4)$$

如为对称调速，则有

$$R_{b21} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \left(1 + \frac{\Delta r}{r}\right)^2 \quad (6-4a)$$

以上式中 $\Delta r = 0.5 b_1 \cot \varphi / 2 = x \cot \varphi / 2$

由以上诸式中可以看出，要增大变速比 R_b ，则需增大 Δr 和减小 r ；为了增大 Δr ，应增大带宽和减小楔角 φ 。增大带宽会使带的横向刚度降低而使带在槽中翻转，因此在增大带宽的同时要设法提高其横向刚度；减小楔角 φ 不利于带在槽中的移动和增大带的横向侧压力使带发生横向挠曲，所以 φ 角不能太小，对宽 V 带 $\varphi = 22^\circ \sim 34^\circ$ (44°)，普通 V 带及窄 V 带 $\varphi = 40^\circ$ ，带轮的槽楔角应当符合 V 带在带轮上弯曲变形后的楔角。带轮直径大时，带的弯曲变形小，因而楔角减少得少；带轮直径小时，带的弯曲应力和变形都大，因而楔角减少很多，这也是带传动中带轮直径不宜小于各种型号带所规定的最小直径 d_{\min} 的原因所在。 d_{\min} 的具体值参见有关手册及工厂规范。因而用普通 V 带及窄 V 带的变速装置的变速比一般为 1.3~1.7。为了增大变速比，常采用宽 V 带 (无级变速带) 以及特殊结构的可调节带轮等。

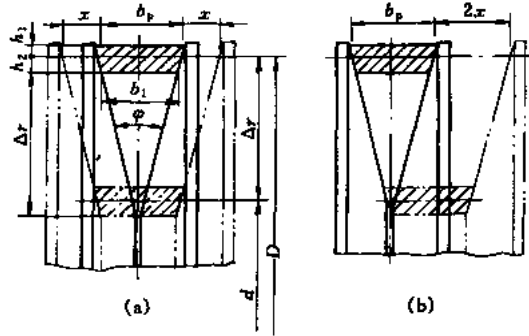


图 6-3 圆锥盘和宽 V 带在变速时的位置
(a) 移动两个圆锥盘；(b) 移动一个圆锥盘

(4) 加压弹簧的位置

弹簧装在主动轮上时,当进行降速调速时,需减小主动轮的直径和增大从动轮的直径;这时,主动轮的一对半锥要张开,使弹簧压紧,弹簧力增大。当输出转速 n_2 最低时,弹簧力最大,其值等于按式 (3-9) 计算或表 6-13 所列的轴向压紧力 Q 。反之,增速调速时,主动轮的两半锥盘相互靠拢直径增大,使弹簧力减小,当 n_2 最高时,弹簧力最小,等于预紧力。弹簧的这种工作情况使传动特性属于恒功率特性,输出轴上输出转矩 T_2 随转速 n_2 的减小而增加。因而工作机要求在恒功率特性下工作(如车床主传动),应将加压弹簧装在主动轮上比较合理。

当弹簧装在从动轮上时,在作降速调速时,应使从动轮的两半锥盘互相靠拢以增大工作直径,这将使弹簧放松,弹簧力减小,V带能传递的有效圆周力 F 也将减小,而所传递的转矩 $T_2 = 0.5FD_2$ 基本不变。反之,升速调速时,应使从动轮两半锥盘相互分开以减小工作直径,这将使弹簧力和有效圆周力 F 增大,而保持转矩 T_2 基本不变。弹簧在这种工作情况下工作时,使传动的特性属于恒转矩特性。因而,当工作机要求在恒转矩工况下工作时,例如纺织、造纸等轻工机械中的捻转卷取和牵引机构等的带式无级变速器,应将加压弹簧装在从动轮上较为合理。

此外,某些机器的带式无级变速传动,采用液压伺服加压,可使带在不工作时彻底松弛以延长寿命。

6.2 带式无级变速器的结构

(1) 普通 V 带无级变速器

这种变速器采用普通 V 带或窄 V 带,带已标准化 (GB 11544—89),因而比较容易设计制造,其主要缺点是变速范围小,采用不开径向切槽的单调速轮时 $R_b = 1.1 \sim 1.4$,双调速轮时 $R_b = 1.2 \sim 1.7$,采用开有径向切槽及组合带轮时单级变速比 $R_b = 2.0 \sim 2.2$ 。

图 6-4 为半锥盘单面移动的调速带轮结构,图 a 中用手或机构转动螺杆 2,使螺母 1 带着用螺钉固接的两个右侧半锥盘作轴向移动,使之与同样用螺钉固接的两个左侧半锥盘形成

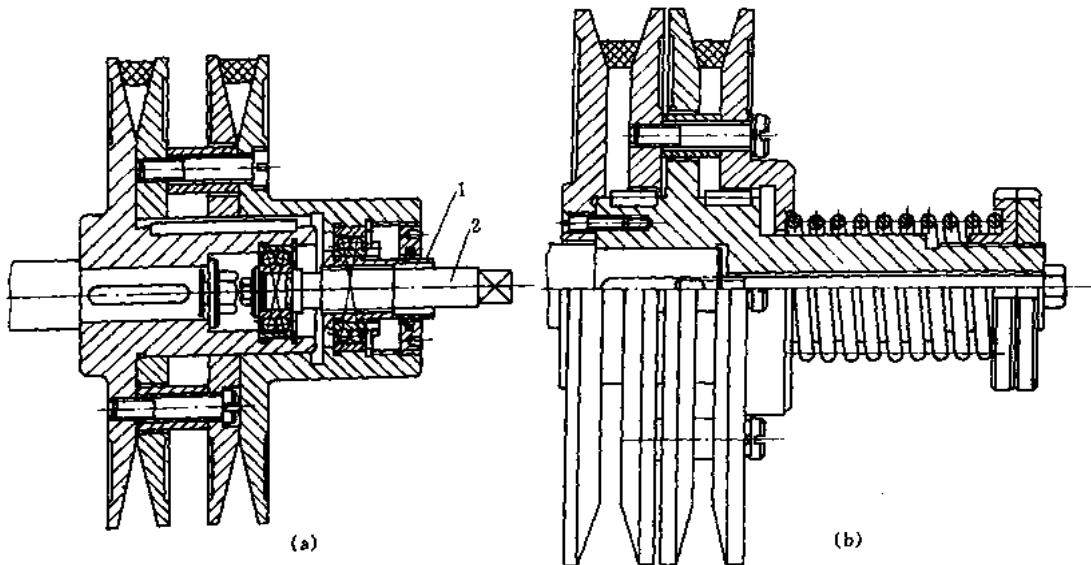


图 6-4 锥盘单面移动的调速轮结构

不同的开度，螺母右移时开度增大，工作直径减小；反之则工作直径增大。图 b 中两固联的右半锥盘在带的张力作用下使开度增大，工作直径减小时右侧弹簧压紧，反之，当另一驱动轮工作直径变小时，带松弛，可动半锥轮在弹簧的作用下左移，开度减小，工作直径增大，从而实现了调速。

图 6-5 为径向切槽带轮（图 a、b）与伸缩式组合带轮（图 c）的结构，由于左、右两半锥盘上的径向切槽（多至 24 条）相互交错，增大了左右两半锥盘间的开度，从而增大了变速比，切槽边缘的尖棱应做倒角，以免损伤传动带。伸缩式组合带轮做成多层叠套的带轮，

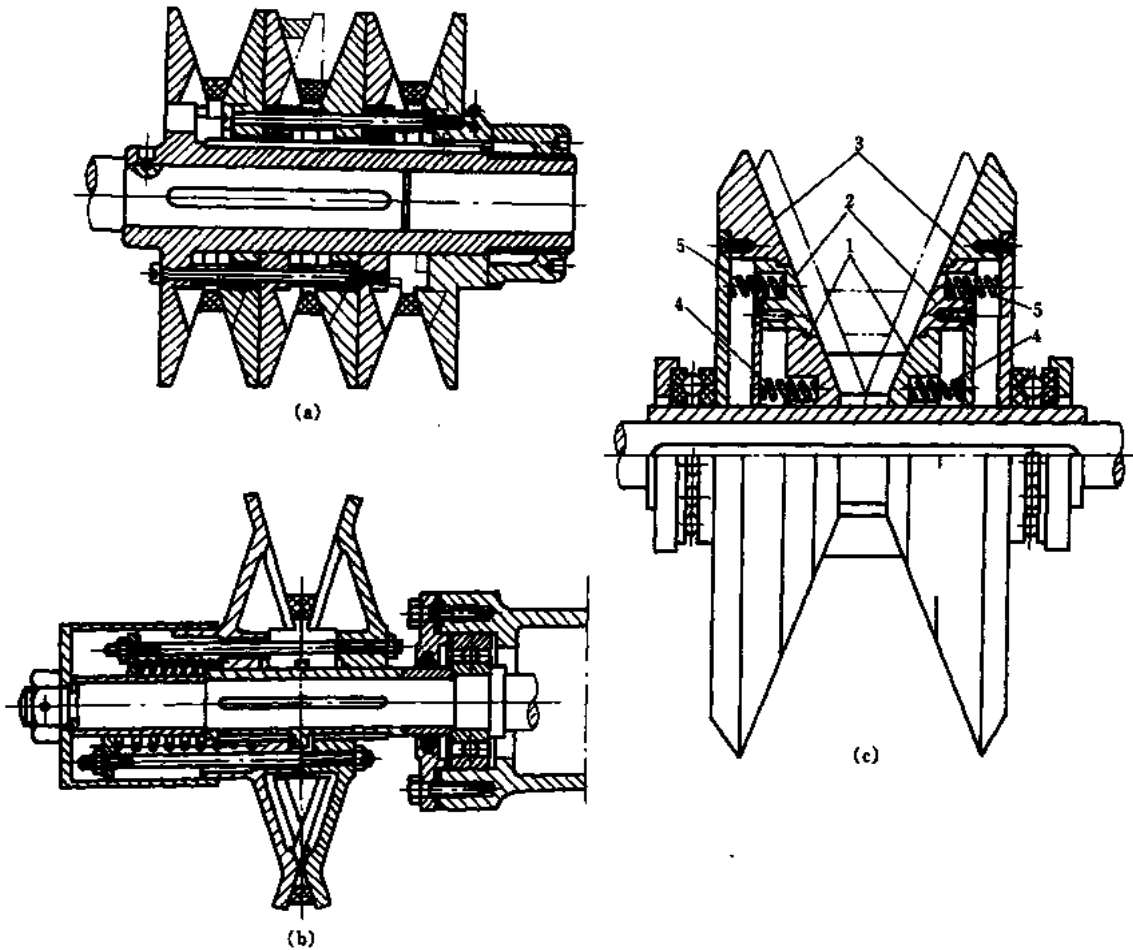


图 6-5 普通 V 带无级变速器的带轮结构

(a)、(b) 切口带轮；(c) 组合带轮

1、2、3—锥盘；4、5—弹簧组

各层间呈无间隙的动配合可互作轴向移动，并有限位凸台及挡板，以免滑出。变速时，左、右两半锥盘合拢至锥盘 1 端面接触后（图 c 点划线位置），如再合拢，则锥盘 1 压缩弹簧 4，V 带进入锥盘 2 上工作。当锥盘 2 合拢到小端端面接触后，如再继续合拢，锥盘 2 压缩弹簧 5，V 带在张力作用下进入锥盘 3 上工作。反之，当带张力松弛时，则在弹簧 5、4 的顺序作用下依次使锥盘 2、1 合拢，工作直径变小。由此可见其变速比将扩大。由于 V 带由上一段锥盘 1 完全移到下一段锥盘 2 上时，较小直径的锥盘 1 的小端才互相接触；为此，相邻两段

锥盘的半径差至少应当等于 $0.5b_1 \cot \varphi / 2$ 。为了使相邻两段锥盘在接触处无凸棱，以免磨损 V 带，在装配弹簧 4 时，应使预紧力为由式 (3-9) 求得的压紧力 Q 的 1.1~1.2 倍。而弹簧 5 的预紧力则应比弹簧 4 的最大压紧力略大些。

图 6-6 为一用 V 带无级变速传动封闭单排 2K-H 差动轮系的转臂 H 和内齿圈 c 而由太阳

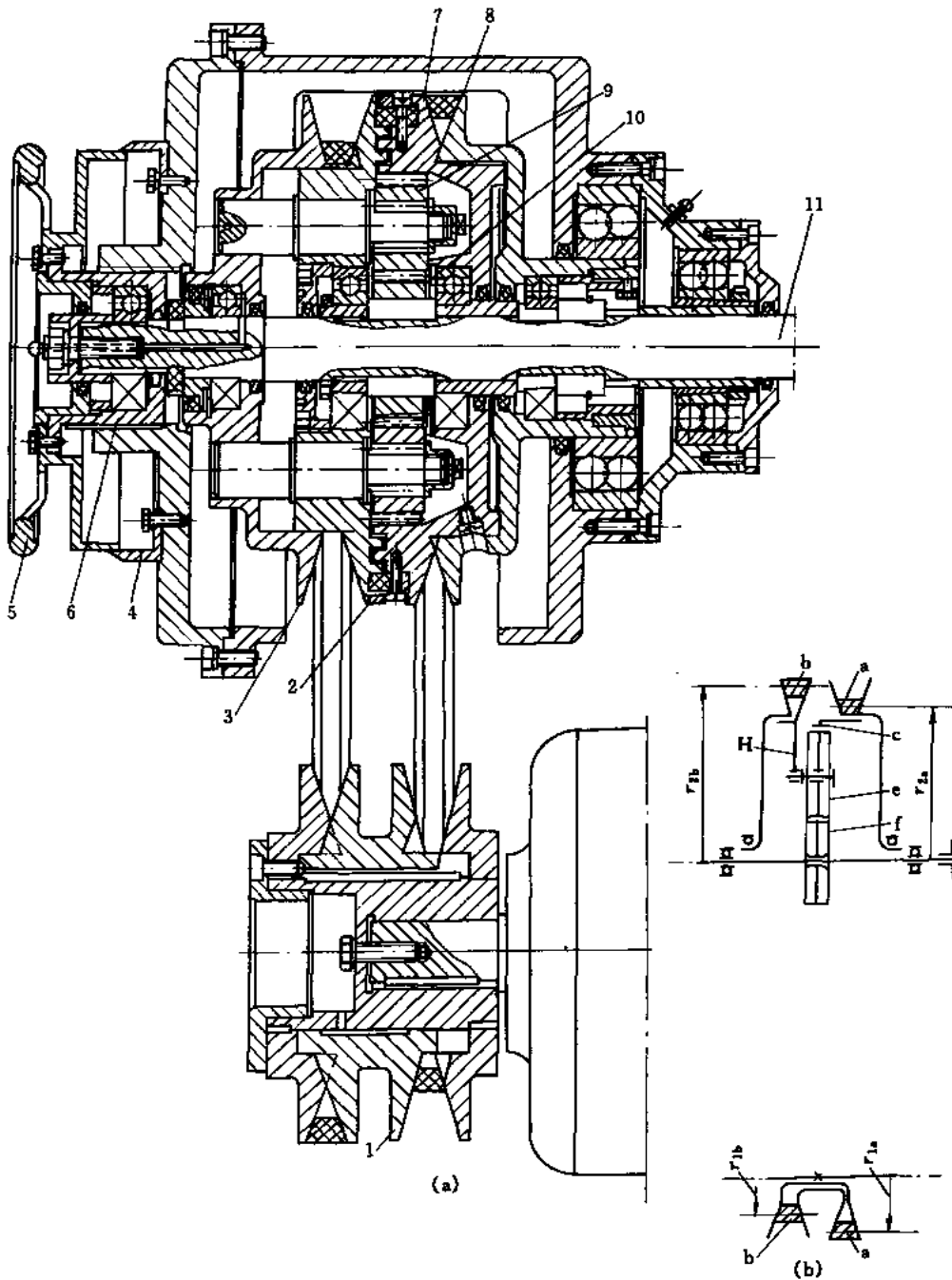


图 6-6 V 带-差动齿轮变速器
(a) 结构图; (b) 运动简图

轮 f 输出的 V 带封闭行星无级变速器的结构和运动简图。动力由电动机轴上的 V 带轮 1 (左侧直径最大时右侧直径最小) 分别传动与右侧带轮 7、8 相固联的内齿圈 c 和左侧带轮 2、3 相固联的转臂 H , 两路动力经行星轮 e (9) 驱动太阳轮 f (10), 通过键由轴 11 将动力输出。调速时, 转动手轮 5 通过空心螺杆 6 的螺旋运动推动可动半锥盘 3、8 作同步移动, 使左侧锥轮合拢 (张开)、右侧锥轮张开 (合拢); 再通过 V 带张力的变化, 使主动轮中间双联半锥盘 1 移动, 使左侧带轮张开 (合拢) 右侧锥轮合拢 (张开); 从而改变了主、从动带轮的工作直径, 也同时改变了内齿圈 c 和转臂 H 的转速以及输出轴的转速。图中 4 为刻度盘。

如令电动机轴的转速为 n_1 , 内齿圈 c 、转臂 H 、太阳轮 f 和行星轮 e 的转速和齿数分别为 n_c 、 n_H 、 n_f 、 n_e 和 z_c 、 z_f 及 z_e ; 左、右侧主动带轮的工作半径为 r_{1b} 和 r_{1a} ; 左、右侧从动带轮的工作半径为 r_{2b} 、 r_{2a} , 于是有

$$n_c = n_1 \frac{r_{1a}}{r_{2a}} \quad n_H = n_1 \frac{r_{1b}}{r_{2b}}$$

对 2K-H 差动轮系运用转化机构法, 并考虑上述关系, 经化简后有

$$i_{f1} = n_f/n_1 = \left[\frac{r_{1b}}{r_{2b}} \left(1 + \frac{z_c}{z_f} \right) - \frac{r_{1a} z_c}{r_{2a} z_f} \right] \quad (6-5)$$

再令 $r_1 = r_2$ 为主、从动带轮的最小工作半径, 则其最大工作半径为 $r_1 + \Delta r_1 = r_2 + \Delta$, 于是可求得该无级变速器的变速比 R_b 为

$$R_b = n_{fmax}/n_{fmin} = \frac{(z_c + z_f) r_{1max} r_{2max} - z_c r_1 r_2}{(z_c + z_f) r_1 r_2 - z_c r_{1max} r_{2max}} \quad (6-6)$$

$$\text{或} \quad R_b = n_{fmax}/n_{fmin} = \frac{z_f (r_1 r_2 + \Delta r^2) + (z_c + z_f) (r_1 + r_2 + \Delta r) \Delta r}{z_f r_1 r_2 - z_c (r_1 + r_2 + \Delta r) \Delta r} \quad (6-6a)$$

这种变速器的缺点是结构较复杂, 且当 2K-H 差动轮系的齿数选择不当时, 虽然扩大了变速比 R_b , 但确降低了传动效率。

(2) 宽 V 带无级变速器

JB/T 5984—92 规定了宽 V 带无级变速装置的基本参数, 其输入功率由 0.55kW 至 15kW 共 11 种规格, 同 Y 系列三相异步电动机功率值。其变速比 R_b 值由 2.0 至 10, 按公比 1.25 排列共 8 种规格。其中心距分为两个系列, 系列 1 的中心距由 160mm 至 630mm 七个规格, 系列 2 的中心距由 180mm 至 560mm 共六个规格, 均按公比 1.25 排列。GB 12614—90 规定了一般工业用宽 V 带轮的结构、尺寸和技术要求, I 型为定直径轮, II 型为变直径轮。宽 V 带目前尚无国家标准, 只有工厂标准 (见表 6-7 和表 6-14)。

图 6-7 为双面可动盘变速轮的结构。图 (a) 所示左、右两半锥盘内孔均固结具有齿条的滑键, 上、下两根齿条与同一个小齿轮啮合, 当宽 V 带张力改变时, 压缩或松开弹簧, 两半锥盘作反向等距移动。图 (b) 是采用螺旋-杠杆机构来调节两半锥盘间的开度的结构, 转动手轮 4, 由于螺旋副 3 的作用, 右半锥盘 2 作轴向移动, 其上轴套推动杠杆 5 转动, 5 的下端推动锥盘 2 的左半盘作反向轴向移动 (轴端挡圈 1 用以限位), 从而使左、右两锥盘的开度改变, 工作直径也随之改变; 由于右半盘的轴套直径大于左半盘者, 为了使两半盘作反向等距移动, 杠杆 5 的转动中心不应在带轮的轴线上, 其位置应偏向大轴套侧, 使转动中心至内、外轴套的作用点等距。图 (c) 所示带轮的左、右半锥盘分别用两个直径不同但刚

度相同的圆柱螺旋弹簧压紧，当宽 V 带张力改变时，在弹簧力与带张力的联合作用下，使两半锥盘间的开度发生变化，从而改变了工作直径。如改用碟簧取代圆柱弹簧，则结构的轴向尺寸可减小，但位移量亦将减小。为了使锥盘移动轻便和不发生偏斜，锥盘轮毂的轴套应有足够的长度；滑动面上应有良好的润滑，因此，在轴上开有油孔，在滑动面上开有分油槽；由于带传动是忌油的，因而要注意密封。

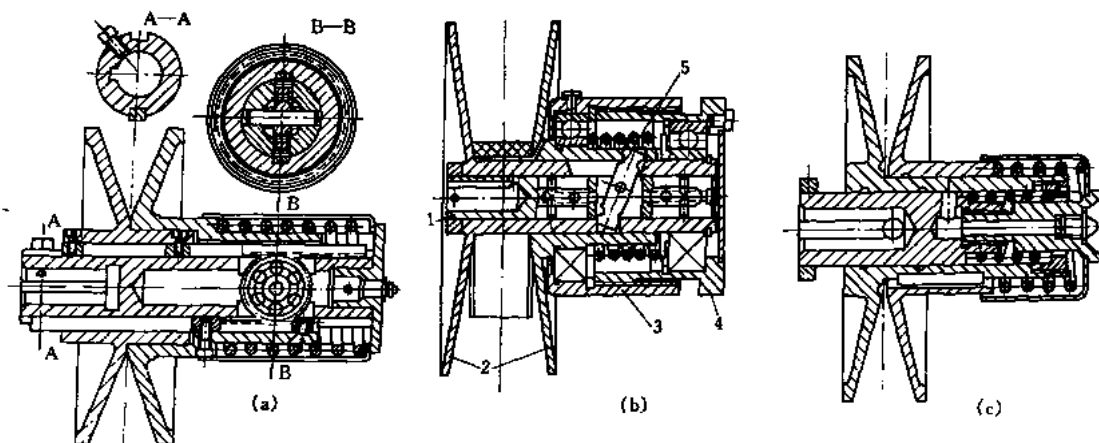


图 6-7 双动盘变速轮结构

图 6-8 是功率为 0.4kW 、 $n_1 = 1370\text{r/min}$ 、 $i = 2 \sim 0.5$ 、 $R_b = 4$ 的对称调速型宽 V 带无级变速器的结构^[21,22]。所用宽 V 带为 $23\text{mm} \times 9.5\text{mm} \times 452\text{mm}$ ，其楔角为 34° 。左上与右下两半锥盘用销或键固联在轴上，且不能作轴向移动，左下和右上两半锥盘可作轴向移动；左下锥盘（变速带轮）21 轮毂的圆周方向设有三个均布的圆柱螺旋加压弹簧 24；调速时，转动调速手柄 16，由螺旋副 13、12 使螺母 12 带着可动调速轮 9 轴向移动，从而改变了上带轮两半锥盘间的开度而实现变径，轮 9 轮毂上的两个固接的柱销起传力和导向作用。上带轮开度变化的同时也改变了带的张力，下带轮在带张力和弹簧力的作用下改变其开度和工作直径，从而实现变速。可动锥盘 9 和 21 的轴上均有中心油孔，以利润滑和减轻轮毂孔与轴之间的微动磨损，毂孔表面应涂覆聚四氟乙烯或镶青铜轴套，轴的表面应进行硫氮共渗。毂孔中装有密封圈，以免润滑油漏到 V 带上对传动不利。两个导风圈 18 装在左上和右下方，以利通风散热。由于加压弹簧装在下面轴上，因而以下方轴作为输入轴、上方轴作为输出轴时，变速器的特性是恒功率型的；反之，变速器的输出特性为恒转矩型。

图 6-9 是功率为 1.1kW 、 $n_1 = 1400\text{r/min}$ 、 $i = 2 \sim 21$ 、 $R_b = 10.5$ 的宽 V 带无级变减速器的结构^[21,22]。所用宽 V 带为 $42\text{mm} \times 12\text{mm} \times 596.9\text{mm}$ 、楔角 40° 。动力由轴 1 输入，经主、从动变速轮及齿轮副 19、20 后由轴 24 输出。其特点在于调速机构，主、从动轮的四个半锥盘均可沿轴向作正（反）向的开合运动，以改变主、从带轮的工作半径而实现变速。调速时，转动手柄 29，通过蜗杆 5 驱动两个蜗轮 4，使与蜗轮 5 同轴的两根具有正、反向螺旋的丝杠 27 作相反方向转动使每根丝杠上的两个螺母 28 靠拢或分离，每个螺母的上下侧各铰接着一对 L 形拨叉 25 和 26，拨叉的一端紧靠在变速带轮 9 的背面，L 形拨叉的水平杆 31 两端的紧

定螺钉自由地靠在螺母 28 的侧面上, 该侧面犹如一个移动凸轮。当转动丝杠使螺母 28 带着 L 形拨叉作轴向移动的同时, 螺母 28 侧面的凸轮经紧定螺钉及 L 形拨叉的水平支杆, 使 L 形拨叉绕其铰接点作附加转动。L 形拨叉的这种复合运动, 使半锥盘的移动量正好满足直母线锥轮在各种速比条件下, 都能满足带长恒定不变的条件。凸轮的曲面方程为 $y = 2ax_0^2 / \pi Ab \tan \beta$, 式中 a 、 b 为 L 形拨叉的水平及铅垂臂长, x_0 为半锥盘相对于 $i = 1$ 时的位移量, A 为主、从动轮的中心距, β 为宽 V 带的半楔角。由于变速器采用了蜗杆蜗轮及丝杠调速机构, 调速细微、可靠且有自锁性。

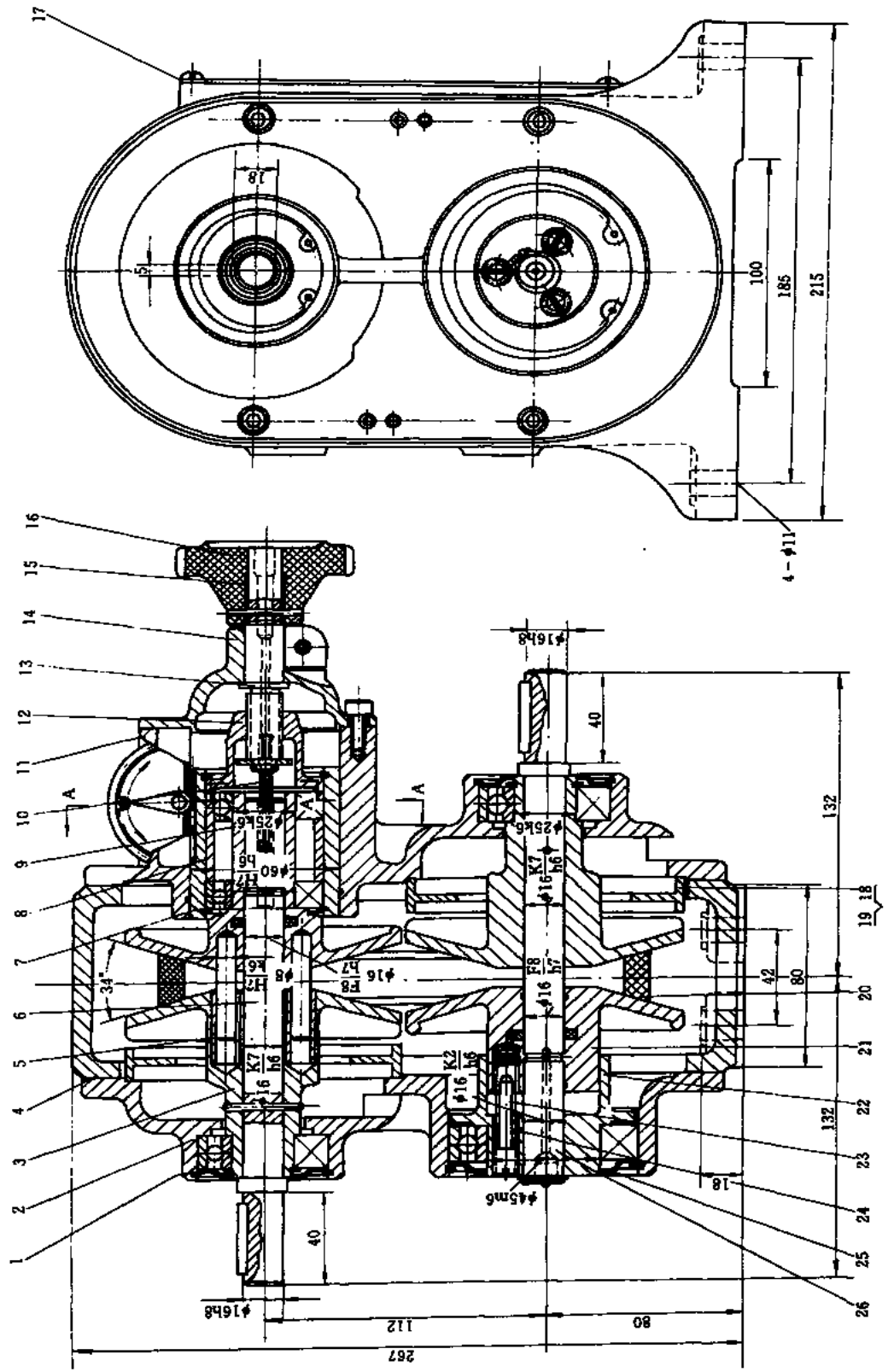
图 6-10 为传递功率 $P = 1.5\text{kW}$ 、输入轴转速 $n_1 = 540\text{r/min}$ 、 $i = 2.25 \sim \frac{1}{2.25}$ 、 $R_b = 5$ 的块带式无级变速器的结构^[21,22]。动力由轴 1 输入, 经四个可轴向移动的半锥盘(带轮) 6 和块带 7, 依靠带与轮间摩擦力将动力传给输出轴而输出。调速时, 转动手轮 14 使具有左、右旋螺旋的丝杠 13 通过螺母带动两个调速杠杆 12 反向转动某一角度 ϵ , 杆 12 中部固联的半圆板在 C 处与螺杆 11 的光杆部分的滑块呈铰接, 半圆板缺口部分与在 A 处与螺杆 11 上螺母呈铰接的凸半圆板组成铰心在 B 的转动副。因此当杠杆 12 绕 B_1 转动 ϵ 角度时, 由于缺口半圆板与杆 12 固联, 因而将 C 点相对于丝杠轴线也转过 ϵ 角, 这时凸半圆板将绕 A 点转过相应的一个角度而到达 B_x 点; 因而杠杆 12 作复合运动, 即杆 12 先绕 B_1 点转 ϵ 角, 然后再绕 A 点转到 B_x 点时作平移。这样杆 12 上、下端滚子处的水平位移分别为 $x_2 = x_0 - \Delta x$ 和 $x_1 = x_0 + \Delta x$, 从而解决了在不同速比时带长恒定不变的问题, 调速补偿机构实质上是一个曲柄滑块机构 AB_xC 。通过调节螺杆 11 可使支点 A 带着杠杆 12 作平移, 从而调整了带与轮之间的压紧力。块带由于重量大, 因而只用低转速的情况下。块与块的间距不能太大, 否则将产生链传动的多边形效应而引起带及瞬时传动比的周期变化。

将块带的块做成图 6-2e 所示的金属块就形成了推块式带, 这时块与带之间不用铆(螺)接, 而只需将成圈的两根箍于金属块两侧的空隙中, 这时带的工作原理有所改变, 是依靠块与轮之间的摩擦力和块与块之间的推力来传动, 其承载能力有一定提高。为了进一步提高其传动能力, 将胶带用成圈的若干层金属带取代, 就形成了所谓的推块式金属带, 用于汽车上的无级变速器。

图 6-11 是用三根宽 V 带同时传动的无级变速器^[1], 图中张紧轮 1 使宽 V 带张紧, 以补偿 V 带在调速过程中带长的变化, 并保持恒定的张力。主、从动轮的锥盘都是单面可调的, 上带轮是右侧锥盘, 可轴向左右移动; 而下带轮是左侧锥盘, 可轴向移动。调速时, 转动手轮通过长蜗杆(图中未画出)驱动蜗轮 2, 蜗轮与有螺纹的套筒固联, 当蜗轮转动时使套筒移动, 并推动半锥盘轴向移动到所需的调速位置, 上、下带轮的半锥盘的移动量应相等。采用五根宽 V 带的无级变速器, 其传动功率可达 75kW , 变速比 $3.75 \sim 4$ 。这种变速器的缺点是结构复杂。

当要求实现大变速比调速时, 可采用图 6-1 中 f~k 所示的两级无级变速传动。带式无级变速器除了做成带箱体的无级变速器之外, 也可做成不带箱体的, 需根据具体场合进行设计, 在此不作介绍。

沈阳工矿齿轮厂生产的 GMWB 带式无级变速器采用非对称宽 V 带, 带只有单侧楔角, 其变速比 $R_b = 6$, 为对称调速型, $i = \sqrt{6} \sim \frac{1}{\sqrt{6}}$; 共有五种规格, 传动功率为 $0.55 \sim 7.5\text{kW}$, 输入转速为 1500r/min , 部分为 1000r/min 及 750r/min 。



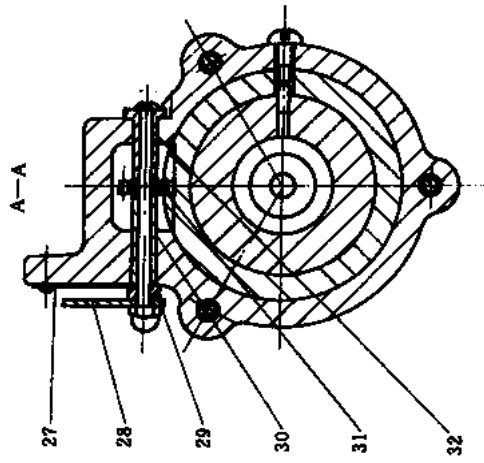
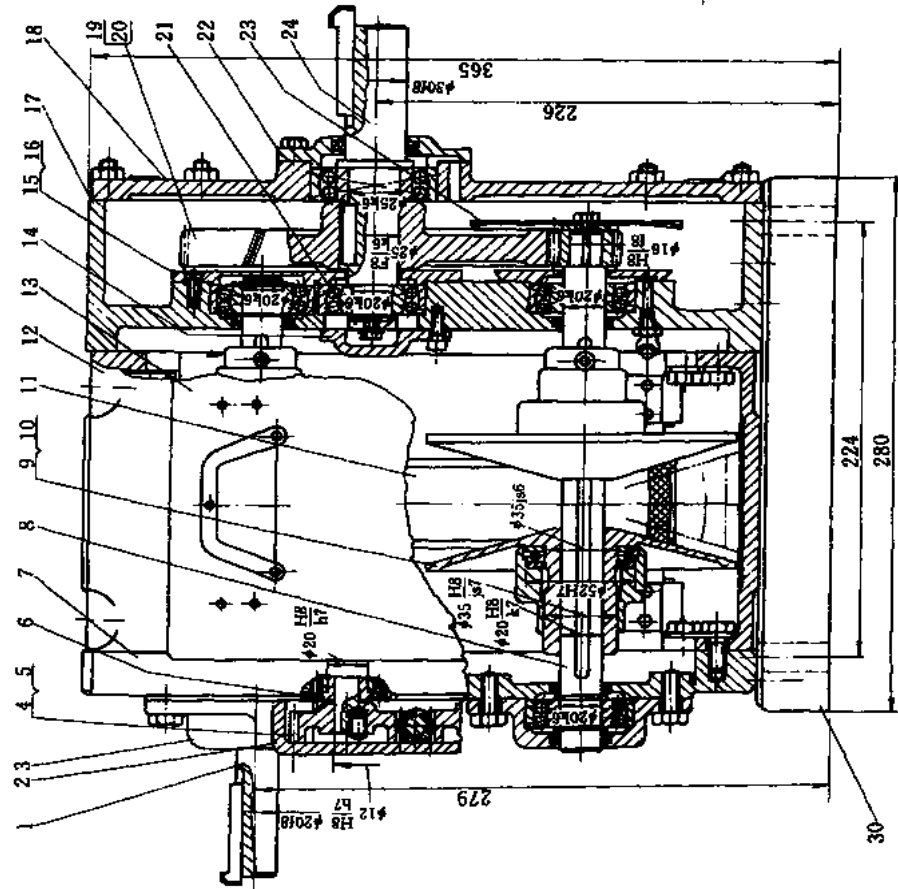
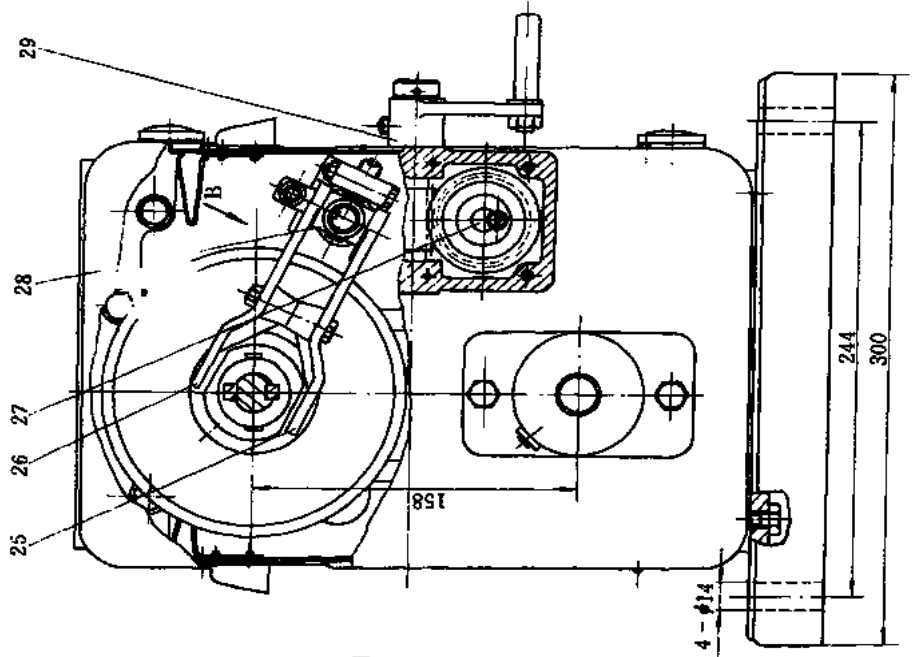


图 6-8 宽 V 带无级变速器

- 1—盖；2—箱盖；3—固定变速轮；4—箱体；5—滑套；6—传动轴；7—调节套；8—挡圈；9—变速带轮；10—油管；11—箱盖；12—调节螺母；13—调节螺杆；14—压盖；15—手轮衬套；16—手轮；17—盖板；18—导风圈；19—螺钉；20—无级变速带；21—变速带轮；22—增压座；23—压簧簧钉；24—弹簧；25—盖；26—轴；27—指示牌；28—指示针；29—套筒；30—挡圈；31—齿圈；32—套筒



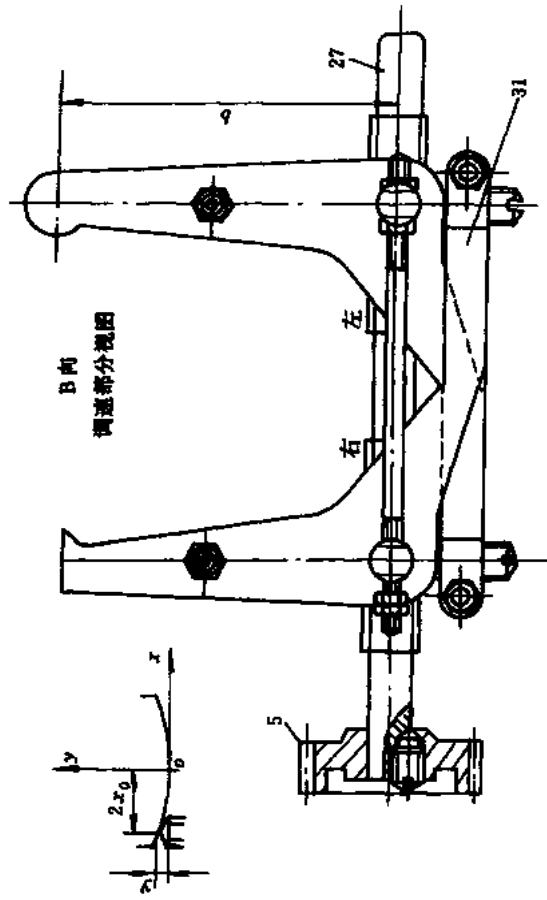


图 6-9 带式无级变速器和齿轮减速器的组合

- 1—轴；2—齿轮箱；3—轴承座；4—蜗杆轴；5—蜗杆轴；6—压盖；7—左侧箱盖；8—轴；9—变速带轮；10—带套；11—宽V带；12—上下箱盖；13—前后箱盖；14、15、16—内盖；17—箱体；18—右侧箱盖；19—大齿轮；20—小齿轮；21—轴承盖；22—轴承盖；23—轴端盖；24—轴端盖；25、26—拨叉；27—丝杠；28—螺母；29—手柄；30—箱座；31—水平杆

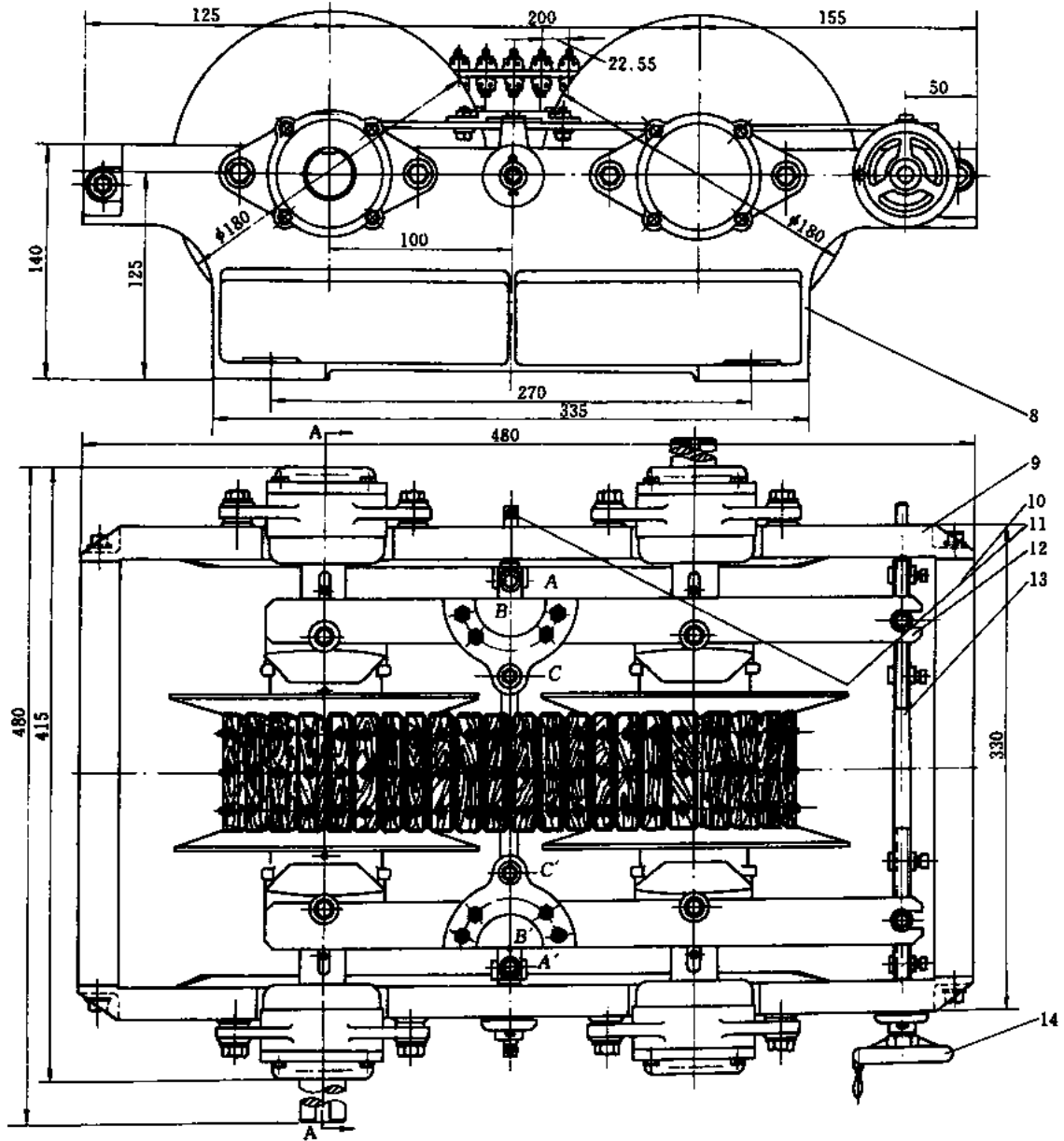
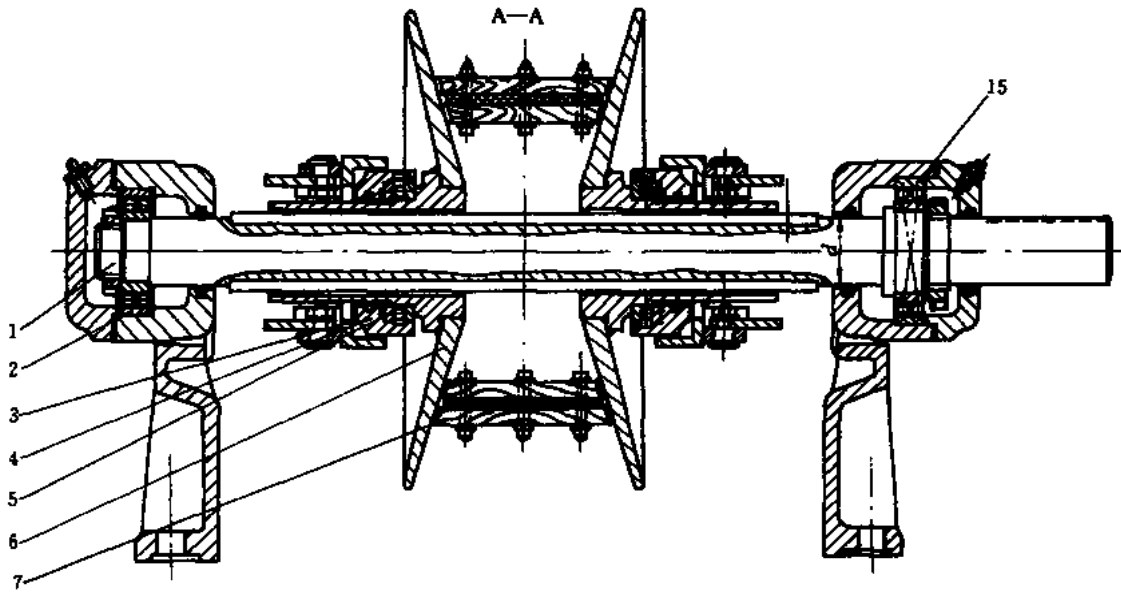
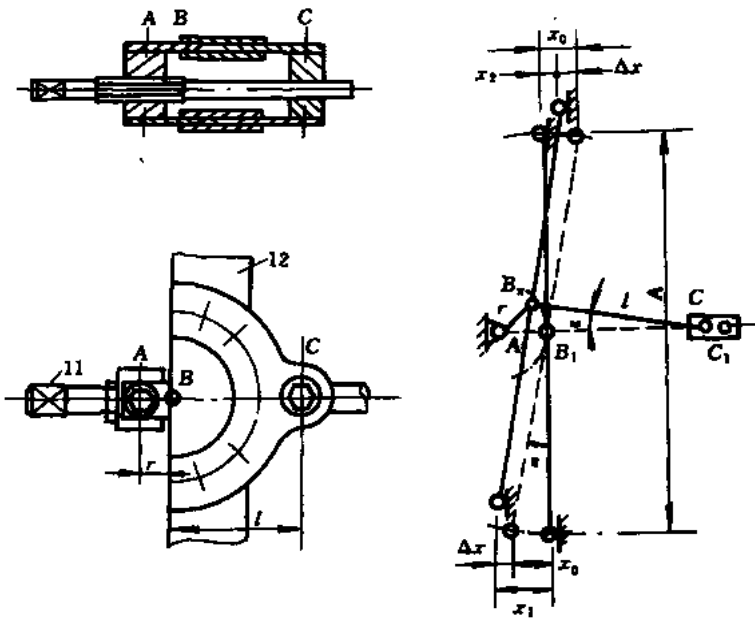


图 6-10 块带

1—轴；2—调心轴承；3—止推调节离合器；4—止推轴承外壳；5—止推轴承；6—带轮；7—块带；



调速补偿机构



式无级变速器

8—前支座；9—后支座；10—横梁；11—校正螺杆；12—调速杠杆；13—丝杠；14—手轮；15—轴承

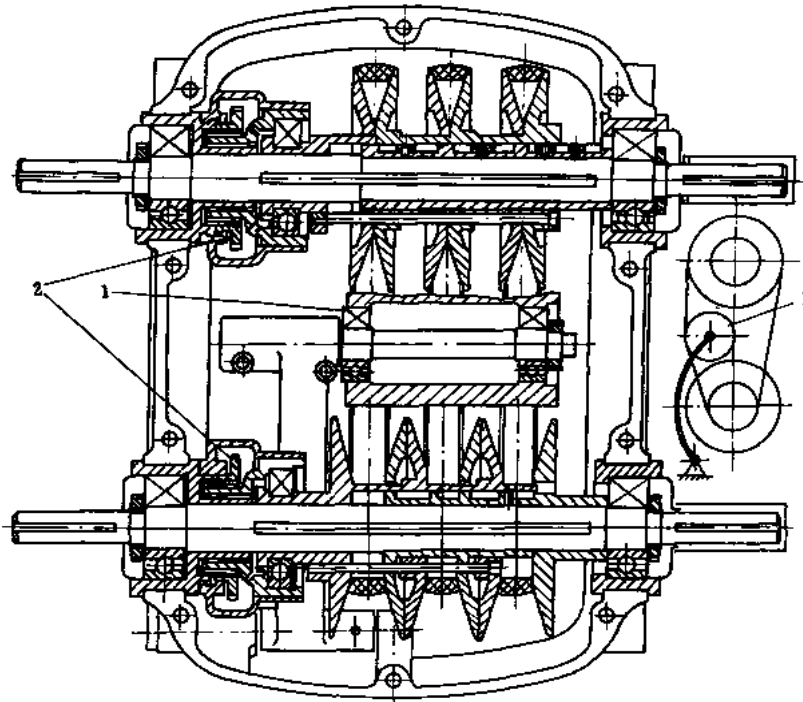


图 6-11 多根宽 V 带无级变速器

6.3 宽 V 带无级变速器的设计计算^[1,42,43]

在确定 V 带及宽 V 带无级变速器的主要参数和尺寸时，应使带及带轮的尺寸能实现预期的变速比 R_b 、保证带有足够的传动能力和耐久性，以及装置有高的传动效率。V 带及宽 V 带无级变速器的设计计算与 V 带传动的设计计算方法基本相同，需根据所需传递的计算功率 P_{ca} 、小带轮转速 n_1 及直径 D_1 ，按工厂或标准提供的选带型图（图 6-12）选取带的型号后，作几何计算确定中心距 a 、带长 L_p 、最小包角 α_{min} ，再验算带的工作应力 σ_{max} ，按工厂或标准提供的该型带在相应圆周速度下 $\alpha = 180^\circ$ 时的单根带所能传递的功率 $[P_0]$ 进行比较，如 $P_{ca} < [P_0]$ ，表明所选的带是合适的，最后再确定加压弹簧应有的压紧力 Q 。由于带式无级变速器的 D_1 是在 $D_{min} \sim$

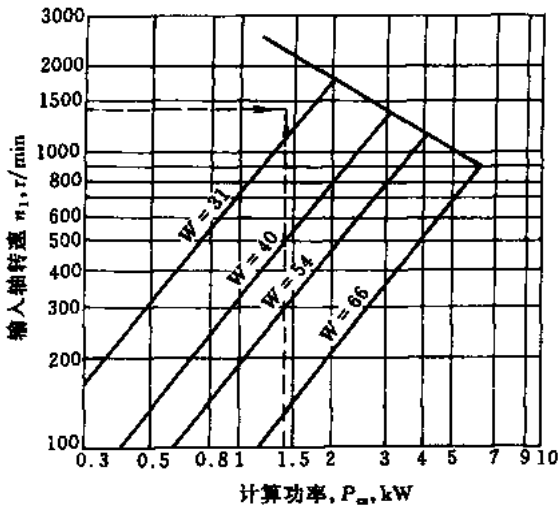


图 6-12 阪东无级变速带顶宽选用线图

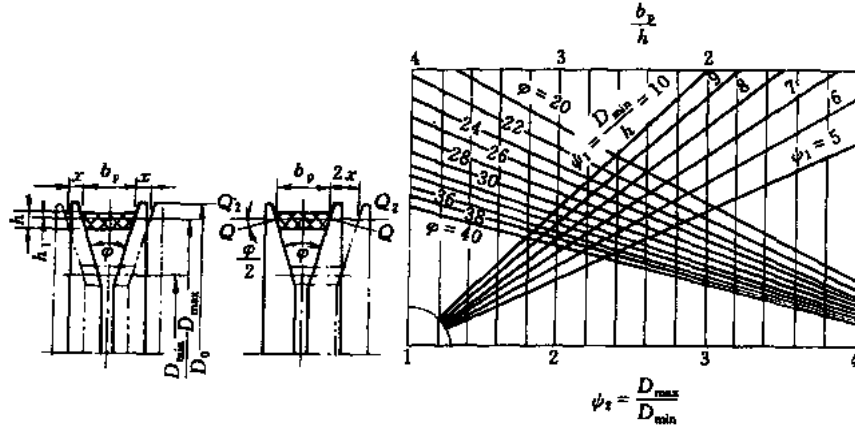
D_{max} 范围内变化的，亦即带速 v 是变化的，所以许用传动功率 $[P_0]$ 也在某一范围内变化，因而需对 v_{min} 及 v_{max} 时的 $[P_0]$ 均作比较。弹簧压紧力也是一样。

表 6-1 给出了一宽 V 带无级变速传动的设计计算实例，供读者参考。

和耐久性，以及装置有高的传动效率。V 带及宽 V 带无级变速器的设计计算与 V 带传动的设计计算方法基本相同，需根据所需传递的计算功率 P_{ca} 、小带轮转速 n_1 及直径 D_1 ，按工厂或标准提供的选带型图（图 6-12）选取带的型号后，作几何计算确定中心距 a 、带长 L_p 、最小包角 α_{min} ，再验算带的工作应力 σ_{max} ，按工厂或标准提供的该型带在相应圆周速度下 $\alpha = 180^\circ$ 时的单根带所能传递的功率 $[P_0]$ 进行比较，如 $P_{ca} < [P_0]$ ，表明所选的带是合适的，最后再确定加压弹簧应有的压紧力 Q 。由于带式无级变速器的 D_1 是在 $D_{min} \sim$

表 6-1 宽 V 带无级变速传动的设计计算

设计—输入功率 $P = 1.1\text{kW}$ ，输入转速 $n_1 = 1410\text{r/min}$ ；输出转速 $n_2 = 750 \sim 3000\text{r/min}$ 的恒转矩型带式无级变速传动每日工作时间 20h，轻载无冲击。



序号	计算项目	符号	单位	计算公式	结果与说明
1	使用传动比	i_0		$i_{\max} = \frac{n_{2\max}}{n_1} \leq \frac{D_{1\max}}{D_{2\min}}$ $i_{\min} = \frac{n_{2\min}}{n_1} \geq \frac{D_{1\min}}{D_{2\max}}$	$i_{\max} = 2$ $i_{\min} = 0.5$
2	使用变速比	R_{1s}		$R_{1s} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} \leq \frac{D_{1\max} D_{2\max}}{D_{2\min} D_{1\min}}$	对称调速时 $R_{1s} \leq \left(\frac{D_{\max}}{D_{\min}}\right)^2$ 本例 $R_{1s} = 4$
3	带轮最小工作直径与带厚之比	ψ_1		$\psi_1 = \frac{D_{\min}}{h} = 5.0 \sim 8.0$	结构尺寸允许时，可取 $\psi_1 = 8 \sim 10$ ，以提高寿命，本例取 $\psi_1 = 6$
4	带轮最大与最小工作直径之比	ψ_2		$\psi_2 = \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = 2.0 \sim 4.0$	应按运动学要求选取 本例取 $\psi_2 = 2$
5	带中性层宽度与带厚之比	$\frac{b_p}{h}$		$\frac{b_p}{h} \geq \left[(\psi_2 - 1) \frac{D_{\min}}{h} + 2c \right] \tan \frac{\psi}{2};$ $c = 0.5 \sim 0.67$	或按本表线图查用 2.14 ($\varphi = 34^\circ, c = 0.5$) 2.24 ($\varphi = 34^\circ, c = 0.67$)
6	带轮最小工作直径	D_{\min}	mm	恒功率变速时： $D_{\min} \geq 320 \sqrt[3]{\frac{\psi_1^2 P_1}{\left(\frac{b_p}{h}\right) n_1}}$ 恒转矩变速、双变径轮： $D_{2\min} = 1.51 \sqrt[3]{\frac{\psi_1^2 T_2}{(b_p/h)}}$	数值应圆整（下同） 74.3 ~ 75.48 圆整取 80 $T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_{2\max}} = 3502\text{N}\cdot\text{mm}$ $D_{2\min} \geq 57.9 \sim 58.8$ 取 $D_{2\min} = 80$
				恒转矩变速、主动轮变径： $D_{1\min} = 1.51 \sqrt[3]{\frac{\psi_1^2 T_{2\min}}{(b_p/h)}}$	

续表

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	结果与说明
7	带宽 带厚 楔形角	b h φ_0	mm mm (°)	$b_p = h (b_p/h)$ $h = D_{min}/\psi_1$ φ_0	求得的数值应按带的产品规格进行圆整, 确定 b 、 h 、 φ_0 $b_p = 31$, $h = 13$, $\varphi_0 = 34^\circ$
8	带的截面积	A	mm ²	$A \approx (b - 2h_1 \tan \frac{\varphi}{2}) h$	351
9	带轮最大工作直径	D_{max}	mm	$D_{max} = \sqrt{R_2} D_{min}$	对称调速时, 160
10	中心距	a	mm	按结构取定, 通常可取 $a = (0.7 \sim 1) (D_{max} + D_{min})$	需按带长 L 规格最后圆整后并取定 270
11	带的节线长度	L_p	mm	$L_p = 2a + 0.5\pi (D_{max} + D_{min})$ $+ \frac{(D_{max} - D_{min})^2}{4a}$	将计算值与规格圆整后并重新算中心距 a , $L_p = 921.45$, 带内周长 867
12	带在带轮上的最小包角	α_{min}	(°)	$\alpha_{min} = 180^\circ - \frac{D_{max} - D_{min}}{a} 57.3^\circ$	163.02°
13	计算圆周力	F	N	恒功率时: $F_{max} = 191 \times 10^3 KP_1 / D_{min} n_1$ 恒转矩时: $F_{max} = 2KT_2 / D_{min}$	K 见表 6-2 223 105
14	验算工作应力	σ	MPa	$\sigma = F_{max} / AK_n \leq 0.4 \sim 0.8$	$K_n = 0.95$, $K_n = \frac{(e^{\mu} - 1) e^{\mu}}{(e^{\mu} - 1) e^{\mu}}$ $\sigma = 0.32 (T = C)$, $0.67 (P = C)$
15	法向压紧力	Q	N	$Q = K_n F / 2f$; $\mu = 0.2 \sim 0.25$	主动轮处加压: $K_n = 1.2 \sim 1.40$ 从动轮处加压: $K_n = 1.7 \sim 2.2$
16	轴向压紧力	Q_a	N	$Q_a = Q \cos \frac{\varphi}{2}$	
17	加压弹簧的压紧力	Q_s	N	$Q_{smax} = \frac{955 \times 10^4 P_{Dmax}}{\mu D_{min} n_1} \cos \frac{\varphi}{2}$ $Q_{smin} = \frac{955 \times 10^4 P_{Dmin}}{\mu D_{min} n_1} \cos \frac{\varphi}{2}$	主动轮加压时 (恒功率) 224 ~ 446
				$Q_{smax} = \frac{955 \times 10^4 P_{Dmax}}{\mu D_{max} n_2} \cos \frac{\varphi}{2}$ $Q_{smin} = \frac{955 \times 10^4 P_{Dmin}}{\mu D_{min} n_2} \cos \frac{\varphi}{2}$	从动轮加压时 (恒转矩) 105 ~ 211
18	带的侧压	p	MPa	$p = F_1 / \pi r h \tan \frac{\varphi}{2}$; F_1 —带紧边拉力	应小于 0.3 ~ 0.8MPa $0.26 \sim 0.52 < [p]$ 合格

续表

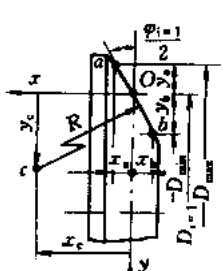
序号	计算项目	符号	单位	计算公式	结果与说明
19	带轮楔角	φ	(°)	$\varphi = \varphi_0 - \Delta\varphi$ 一般 $\Delta\varphi = 4^\circ$	30°
20	带轮外直径	D_e	mm	$D_e = D_{\max} + 2h_1 + (0.5 \sim 1.0)$	170
21	带轮内直径	D_i	mm	$D_i = D_{\min} - 2(h - h_1) - (0.2 \sim 0.4)$	62
22	验算带宽	b	mm	$b \geq (D_e - D_i) \tan \frac{\varphi}{2}$	$b = 31 > 108 \tan 15^\circ = 29$
23	带轮可动盘最大位移量	x_{\max}	mm	$x_{\max} = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{2} \tan \frac{\varphi}{2}$	10.72
24	带轮可动盘位移量	x	mm	$z = \frac{1 - i_{21}}{1 + i_{21}} D_i = 1$ $i_{21} = \frac{\sqrt{R^2 - (x_c + x)^2} - H}{\sqrt{R^2 - (x_c - x)^2} - H}$	直母线锥轮用(这时调速系统中应有补偿装置) 圆弧曲面锥轮用
25	带轮圆弧曲面(按等张力)		 $x_c = \frac{(y_a^2 + x_a^2)y_b - (y_b^2 + x_b^2)y_a}{2x_a(y_a + y_b)}$ $y_c = \frac{(y_a^2 + x_a^2) + (y_b^2 + x_b^2)}{2(y_a + y_b)}$ $R = \sqrt{x_c^2 + y_c^2} H = \frac{D_i = 1}{2} - y_c$ $x_a = -x_b = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{4} \tan \frac{\varphi_{i=1}}{2}$ $D_{i=1} = D_{\min} \left[0.5(\psi_2 + 1) + \frac{D_{\min}(\psi_2 - 1)^2}{4\pi a} \right]$ $y_a = \frac{D_{\max} - D_{i=1}}{2}; y_b = \frac{D_{i=1} - D_{\min}}{2}$		

表 6-2 工作情况系数 K

载 荷 特 性	每 日 工 作 时 间, h		
	≤8	9~16	17~24
轻载荷(载荷稳定且不超过额定载荷, 启动次数少)	1.0	1.1	1.2
中等载荷(最大载荷小于额定载荷 125%)	1.2	1.3	1.4
重载荷(最大载荷小于额定载荷 150%)	1.3	1.4	1.5

普通 V 带及窄 V 带无级变速传动的设计方法, 基本同定传动比 V 带传动的设计方法, 但需对 $n_{2\max}$ 及 $n_{2\min}$ 两种工况均作计算。其有关技术资料、数据及计算方法见有关机械设计手册。

宽 V 带及农机用宽 V 带无级变速器, 国内无完整的国家标准及行业标准, GB 12614—90 和 JB/T 5984—92 分别规定了一般工业用宽 V 带轮的结构、尺寸、技术要求和宽 V 带无级变速装置的基本参数(输入功率、变速比 R_b 、中心距)。宽 V 带并无国家及行业标准; 工厂标准见表 6-7, 但只给出了带的顶宽、高度、内周长和楔角, 而无性能参数。为了便于读者设计时参考, 现将国际标准化组织 ISO 关于工业用无级变速带及带轮的规格标准(ISO 1604—1976) 列于表 6-3、6-4, 农业机械用无级变速带及带轮的规格标准(ISO 3410—1976) 列于表 6-5 和表 6-6。表 6-7 是上海胶带厂和天津机带厂生产的无级变速带规格。以上标准均无许用功率 $[P_0]$ 及弹簧压力 Q 的参数可供查用, 为此摘录日本阪东调带株式会社产品样本“BANDO V/S/バンロープ设计マール”中有关无级变速带的规格及设计资料列于表 6-8 至表 6-14。

表 6-3 ISO 标准工业用无级变速带的规格尺寸

型 号		W16	W20	W25	W31.5	W40	W50	W63	W80	W100	mm	
近似顶宽 $W(b)$		16.6	20.7	25.9	32.6	41.5	51.8	65.3	82.9	103.7		
节 宽 $t_p (b_p)$		16	20	25	31.5	40	50	63	80	100		
带 高	上 高 B	1.3	1.6	2	2.5	3.2	4	5	6.3	8		
	下 高 H	3.8	4.8	6	7.5	9.6	12	15	19.2	24		
	H_{min}	4.0	5.1	6.3	7.8	10.0	12.4	15.5	19.7	24.6		
公称带高 $T(h)$		5.1	6.4	8	10	12.8	16	20	25.5	32		
带 长 (L_c 为近似外周长; $L_e = L_p + 2\pi B$, L_p 为节长)		L_o	L_p	L_o	L_p	L_o	L_p	L_o	L_p	L_o	L_p	L_p
		458	560 ± 12	722	900 ± 18	1140	1425	1832	2240 ± 44	2850	2800 ± 56	
		508	630 ± 12	812	1000 ± 20	1270	1625	2032	2500 ± 50	3200	3150 ± 62	
		568	710 ± 14	912	1120 ± 22	1420	1800 ± 36	2272	2800 ± 56	3600	3550 ± 70	
		638	800 ± 16	1012	1250 ± 24	1620	2000 ± 40	2532	3150 ± 62	4050	4000 ± 80	
		718	900 ± 18	1132	1400 ± 28	1820	2240 ± 44	2832	3550 ± 70	4550	4500 ± 90	
		808	1000 ± 20	1262	1600 ± 32	2020	2500 ± 50	3182	4000 ± 80	5050	5000 ± 100	
		908	1120 ± 22	1412	1800 ± 36	2260	2800 ± 56	3582	4500 ± 90	5650	5600 ± 110	
		1008	1250 ± 24	1612	2000 ± 40	2520	3150 ± 62	4032	5000 ± 100	6350	6360 ± 120	

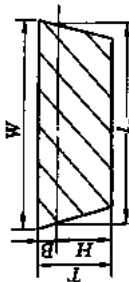
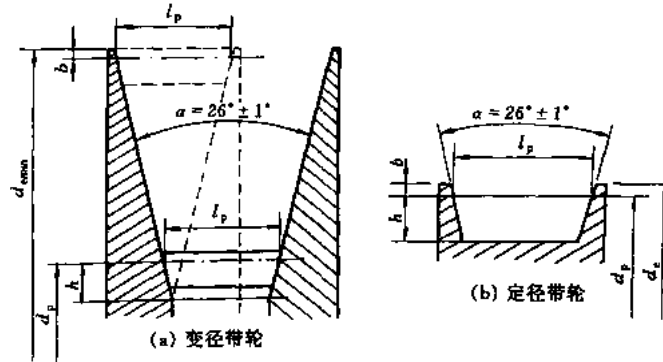


表 6-4 ISO 标准工业用无级变速带轮的尺寸

mm



名称	近似公式	型 号								
		W16	W20	W25	W31.5	W40	W50	W63	W80	W100
节宽 l_p		16	20	25	31.5	40	50	63	80	100
节线以上槽高 b	$0.080l_p$	1.3	1.6	2	2.5	3.2	4	5	6.3	8
节线以下槽高 h	$0.335l_p$	5.3	6.7	8.5	10.6	13.2	17.0	21.2	26.5	33.5
节圆直径 d_p	$1.80l_p$	28	36	45	56	71	90	112	140	180
外圆直径 d_e	$d_p + 2b$	30.6	39.2	49	61	77.4	98	122	152.6	196
轮 槽 角 α		$26 \pm 1^\circ$								

注：表中 $d_p = 1.80l_p$ ，相当于 $d_p \approx 5.6T$ ， T 见表 6-2。

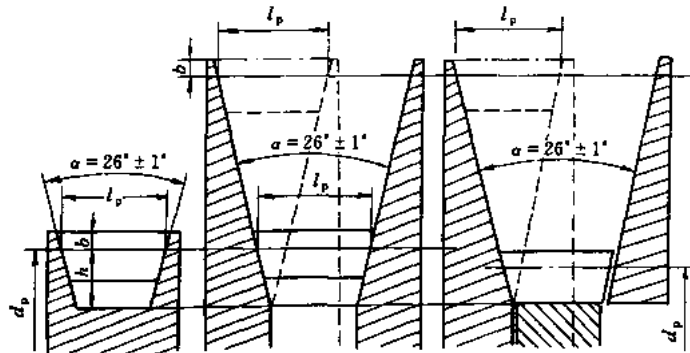
表 6-5 ISO 标准农业机械用无级变速带的截面尺寸、节长和极限偏差

mm

	带的型号					
	HI	HJ	HK	HL	HM	
	节宽 l_p (b_p)	23.6	29.6	35.5	41.4	47.3
	公称顶宽 W (b)	25.4	31.8	38.1	44.5	50.8
	公称带高 T (h)	12.7	15.1	17.5	19.8	22.2
	带上高 $B = 0.160l_p$	3.8	4.7	5.7	6.6	7.6
节长及偏差 l_p	带的型号					节长及偏差 l_p
	HI	HJ	HK	HL	HM	
1000 +7 -14	✓	△	△	△	△	2360 } +13 -26
1060	✓		△	△	△	2600
1120 } +8	✓		△	△	△	2650 } +15
1180 } -16	✓		△	△	△	2800 } -30
1250	✓		△	△	△	3000
1320	✓			△	△	3150
1400 } +9	✓	✓		△	△	3350 } +18
1500 } -18	✓	✓		△	△	3550 } -36
1600	✓	✓	✓	△	△	3750
1700	✓	✓	✓	△	△	4000
1800 } +11	✓	✓	✓	△	△	4250 } +22
1900 } -22		✓	✓		△	4500 } -44
2000		✓	✓	✓	✓△	4750
2120 } +13		✓	✓	✓	✓△	5000 } -26
2240 } -26		✓	✓	✓	✓	

表 6-6 ISO 标准农业机械用无级变速带轮的尺寸

mm



型式1—直径不变 型式2—直径可变 型式3—直径可变,传动时则一片拉开

带轮型式	尺寸	近似计算公式	带的型号				
			HI	HJ	HK	HL	HM
1, 2, 3	l_p		23.6	29.6	35.5	41.4	47.3
1, 2, 3	b_{min}	$0.16l_p$	3.8	4.7	5.7	6.6	7.6
1, 2	d_{min}	$3.55l_p$	84	105	126	147	162
3		$3.15l_p$	74	93	112	130	149
1, 2	h_{min}	$0.535l_p$	13	16	19	22	25
3		$T-B$	8.9	10.4	11.8	13.2	14.6

表 6-7 上海胶带厂和天津机带厂生产的无级变速带规格

mm

顶宽×带高×内周长 $W \times T \times L_1$	角度 φ (°)	顶宽×带高×内周长 $W \times T \times L_1$	角度 φ (°)	顶宽×带高×内周长 $W \times T \times L_1$	角度 φ (°)	顶宽×带高×内周长 $W \times T \times L_1$	角度 φ (°)
13×6×793	40	30×13×848	40	44×14×1180	44	62×16×1008	37
14×6.5×542	26	30×13×1320	24	45×9×896	30	65×20×1704	26
17×8.5×647	26	30×11.5×1480	28	45×13×1056	30	67×14×1340	34
20×12×1178	40	32×10×1075	28	45×16×1665	30	68×18×2200	31
21×9×766	28	33×10×845	32	46×12×1539	26	70×23×1400	42
21×11×496	48	32×13×1250	30	47×13×1250	30	78×23×1040	36
22×8×630	30	32×13×1320	30	47×13×1306	32	83×20×1287	38
22×15×1727	40	35×11×1250	23	47×13×1629	30	84×26×1800	30
22×11×1180	27	35×12×1065	29	47×14×1400	34	85×30×2500	34
22×12×1551	39	35×13×1500	40	47×16×1710	32	100×30×1118	40
23×9.5×452	30	36×12×1000	30	50×12×960	40	105×21×1504	45
24×11×741	3/21	36×12×1200	30	50×14×1270	30	25×9×950*	28
25×10×1180	28	36×15×1539	27	50×15×1375	39	27×9×1050*	27
26×11×638	32	38×13×753	38	50×16×1934	36	27×10×800*	24
27×9×842	28	38×13×1270	36	50×19×1315	40	30×13×670*	24
27×11×728	30	38×13×1733	32	50×22×1963	36	30×11×800*	32
28×9.5×545	35	38×13×1928	40	52×15×1099	22	32A×11×1080*	24
28×9×860	37	38×14×960	39	52×16×2185	30	32A×13×1220*	28
29×9×1743	28	38×14×1270	41	52×21×1551	单 20	32B×13×1430*	30
30×9×1075	25	38×15×973	40	52×22×2900	4/18	50×15×1058*	40
30×11×595	41	40×11×606	40	55×20×760	40	50B×16×1470*	40
30×12×600	34	40×14×1068	30	55×22×1336	5/22	50C×16×1800*	38
30×12×700	34	40×14×1244	34	58×13×1030	37	50D×16×995*	32
30×12×930	34	43×12×886	32	60×22×2954	34	68×18×1287*	36

注: 1. 有*者为天津机带厂能供订货的规格, 其余为上海胶带厂能供订货的规格。

2. 角度 φ : 3/21 表示不对称楔角带, 一边为 3° 另一边为 21°, 余同; 单 20 表示一边为 0° 另一边为 20°。

表 6-8 阪东无级变速带传动设计推荐的数据

带的顶宽 W mm	带 高 T mm	带轮最小工作节径 D_{min} mm	带轮最大工作节径与 最小工作节径之比 $\frac{D_{max}}{D_{min}}$	带轮工作节径的 最大变化范围 $D_{max} - D_{min}$ mm	变速比 R
31	13	80	2.1:1	80	4.4:1
40	15	100	2.2:1	120	4.8:1
54	17	120	2.3:1	155	5.3:1
60	19	140	2.4:1	190	5.8:1

表 6-9 顶宽 $W = 31\text{mm}$ 的无级变速带允许的传动功率 [P_0]

kW

带的线速度 v m/s	带轮最小工作节径 D_{min} , mm				
	80	100	120	140	160
3	0.58	0.76	0.90	0.98	1.04
4	0.77	1.01	1.19	1.29	1.37
5	0.94	1.25	1.48	1.60	1.69
6	1.11	1.47	1.75	1.89	2.01
7	1.26	1.69	2.01	2.19	2.32
8	1.40	1.88	2.25	2.45	2.61
9	1.53	2.07	2.48	2.71	2.89
10	1.63	2.23	2.69	2.95	3.14
11	1.72	2.38	2.89	3.16	3.37
12	1.78	2.50	2.98	3.36	3.59
13	1.82	2.60	3.19	3.53	3.77
14	1.83	2.67	3.31	3.67	3.94
15	1.81	2.71	3.40	3.78	4.07
16	1.76	2.72	3.46	3.86	4.18
17	1.69	2.70	3.49	3.92	4.24
18	1.57	2.65	3.48	3.93	4.28
19	1.42	2.56	3.43	3.92	4.28
20	1.23	2.42	3.34	3.86	4.24

表 6-10 顶宽 $W = 40\text{mm}$ 的无级变速带允许的传动功率 [P_0]

kW

带的线速度 v m/s	带轮最小工作节径 D_{min} , mm				
	100	120	140	160	180
3	0.93	1.17	1.29	1.33	1.37
4	1.23	1.54	1.71	1.75	1.82
5	1.51	1.90	2.11	2.17	2.25
6	1.78	2.25	2.50	2.57	2.66
7	2.03	2.58	2.87	2.95	3.06
8	2.26	2.89	3.22	3.31	3.43
9	2.46	3.16	3.54	3.65	3.78
10	2.63	3.42	3.83	3.95	4.10
11	2.78	3.63	4.10	4.22	4.39
12	2.88	3.82	4.32	4.46	4.65
13	2.95	3.97	4.51	4.66	4.86
14	2.98	4.07	4.66	4.83	5.04
15	2.96	4.14	4.76	4.94	5.17
16	2.89	4.15	4.82	5.00	5.25
17	2.78	4.12	4.83	5.03	5.29
18	2.62	4.03	4.78	4.99	5.27
19	2.39	3.89	4.67	4.89	5.19
20	2.11	3.68	4.51	4.74	5.05

表 6-11 顶宽 $W = 54\text{mm}$ 的无级变速带允许的传动功率 $[P_0]$

kW

带的线速度 v m/s	带轮最小工作节径 D_{\min} , mm				
	120	150	180	210	250
3	1.18	1.33	1.57	1.66	1.71
4	1.54	1.75	2.07	2.19	2.25
5	1.90	2.16	2.57	2.71	2.78
6	2.23	2.54	3.03	3.20	3.30
7	2.54	2.90	3.47	3.67	3.78
8	2.82	3.23	3.88	4.11	4.23
9	3.06	3.53	4.25	4.51	4.66
10	3.27	3.78	4.59	4.88	5.04
11	3.42	4.00	4.89	5.20	5.37
12	3.54	4.16	5.13	5.48	5.66
13	3.60	4.27	5.33	5.70	5.90
14	3.61	4.33	5.46	5.89	6.09
15	3.51	4.33	5.54	5.98	6.21
16	3.43	4.27	5.58	6.02	6.27
17	3.25	4.13	5.51	5.99	6.25
18	2.98	3.92	5.37	5.89	6.17
19	2.65	3.63	5.17	5.71	6.02
20	2.23	3.27	4.88	5.46	5.77

表 6-12 顶宽 $W = 66\text{mm}$ 的无级变速带允许的传动功率 $[P_0]$

kW

带的线速度 v m/s	带轮最小工作节径 D_{\min} , mm			
	140	200	250	300
3	1.81	1.96	2.14	2.21
4	2.39	2.60	2.83	2.92
5	2.95	3.20	3.49	3.60
6	3.48	3.77	4.13	4.26
7	3.97	4.32	4.73	4.88
8	4.42	4.82	5.29	5.46
9	4.83	5.27	5.80	6.00
10	5.18	5.68	6.27	6.49
11	5.48	6.04	6.68	6.92
12	5.73	6.32	7.02	7.28
13	5.89	6.53	7.30	7.58
14	5.98	6.68	7.50	7.80
15	6.06	6.74	7.62	7.94
16	5.92	6.72	7.65	8.00
17	5.76	6.61	7.60	7.97
18	5.50	6.39	7.45	7.84
19	5.14	6.08	7.20	7.61
20	4.67	5.66	6.83	7.27

表 6-13 弹簧压紧力 Q

N

带的线速度 v m/s	计入带轮包角后的计算功率 P_0 , kW										
	0.45	0.75	1.5	2.25	3	3.75	4.5	5.25	6	6.75	7.5
3	278	463	925	1388							
4	208	347	694	1110	1388	1735					
5	168	278	556	833	1110	1388	1666				
6	148	231	463	694	925	1157	1388	1619	1851		
7	120	198	396	595	793	991	1188	1387	1586	1784	

续表

带的线速度 v m/s	计入带轮包角后的计算功率 P_c , kW										
	0.45	0.75	1.5	2.25	3	3.75	4.5	5.25	6	6.75	7.5
8	105	173	346	520	694	866	1040	1213	1388	1560	1734
9	93	154	308	463	617	771	925	1079	1233	1388	1542
10	83	139	278	416	555	694	833	972	1110	1249	1388
11	76	126	252	378	504	630	756	882	1009	1135	1261
12	74	116	232	347	463	578	644	810	926	1041	1157

表 6-14 阪东无级变速带的规格系列

型号	带的内周 长度 L_1 , mm	带高 T mm	型号	带的内周 长度 L_1 , mm	带高 T mm	型号	带的内周 长度 L_1 , mm	带高 T mm	型号	带的内周 长度 L_1 , mm	带高 T mm
18-10	450	10	36D-16	917	16	46-15	1180	15	59B-22	1498	22
18B-7	458	7	37-13	935	13	46-17	1180	17	60-13	1525	13
19-11	489	10.5	37-15	935	15	46-19	1180	19	61-22	1551	22
20-10	497	10	37B-12	928	12	46B-14	1162	14	61-24	1551	24
22A-11	550	11	38-11	961	11	48A-11	1219	11	62-15	1565	15
22B-12	556.6	12	38-13	961	13	48A-12	1219	12	63A-17	1605	17
23A-11	587	11	38B-12	975.5	12	48A-14	1219	14	63A-21	1605	21
23B-9	575	9	38C-12	966	12	48A-16	1219	16	63A-25	1605	25
24-12	608	12	38D-12	953.1	12	48B-18	1222	18	63B-22	1588	22
24B-12	620	12	39-11	995	11	48B-19	1222	19	63B-25	1588	25
25-9	625	9	39-13	995	13	49-13	1235	13	64-18	1617	18
26-11	653.5	11	39-15	995	15	49-19	1235	19	65-15	1661	15
26-12	653.5	12	39-16	995	16	49-21	1235	21	65-20	1661	20
26-13	653.5	13	39B-16	1004	16	51-12	1290	12	66-24	1678	24
26B-12	656	12	39C-15	988.5	15	51-15	1290	15	68-13	1720	13
26C-10	666	10	39D-12	995	12	51-17	1290	17	68-19	1720	19
28-13	707	13	40-9	1010	9	51-20	1290	20	68B-24	1735	24
28B-10	695	10	40-12	1010	12	51B-12	1288	12	70A-18	1783	18
28C-12	696	12	40B-12	1025	12	52A-15	1319	15	70A-25	1783	25
29-12	743	12	40C-12	1029.5	12	52B-13	1300	13	70A-27	1783	27
29-13	743	13	40D-17	1010	17	52B-20	1300	20	70B-13	1780	13
29B-11	731	11	40E-9	1016.4	9	52C-18	1319	18	70B-16	1780	16
30-10	760	10	40F-13	1018	13	53A-12	1330	12	72-20	1835	20
30-12	760	12	41-9	1041	9	53A-17	1330	17	72-25	1835	25
30-15	760	15	41-17	1041	17	53A-18	1330	18	77-30	1956	30
31-9	790.4	9	41B-13	1050	13	53A-20	1330	20	78-18	1982	18
32-10	804	10	41C-12	1042	12	53B-12	1309	12	78-21	1982	21
32-12	804	12	41D-12	1032.5	12	53B-14	1309	14	78-25	1982	25
32-14	804	14	42-12	1062	12	53C-12	1349	12	80-13	2030	13
32B-13	818	13	42B-9	1054.5	9	54-14	1870	14	80B-21	2032	21
33-12	841	12	42C-12	1077	12	54-16	1370	16	86-13	2070	13
34-13	867	13	43-12	1080	12	55-12	1395	12	87-15	2209	15
34-17	867	17	43-14	1080	14	55-13	1395	13	87-19	2209	19
34B-9	876.7	9	43-17	1080	17	55-17	1395	17	87-24	2209	24
34C-11	858	11	43-21	1080	21	55B-18	1395	18	90-21	2286	21
35-12	894	12	43B-12	1092.8	12	57-18	1453	18	92-17	2337	17
35-17	894	17	43C-9	1095.2	9	57-22	1453	22	96-15	2440	15
36A-10	907	9.5	44A-12	1110	12	59A-9	1498	9	96-21	2440	21
36A-11	907	11	44A-18	1110	18	59A-13	1498	13	105-35	2680	35
36A-13	907	13	44B-15	1130	15	59B-17	1498	17	122-17	3106	17
36A-15	907	15	44C-14	1111.9	14	59B-18	1498	18	122B-24	3106	24
36B-10	911	9.5	44D-12	1103	12	59B-20	1498	20			
36B-16	911	16	46-12	1180	12						
36C-12	912	12	46-13	1180	13						
36D-12	917	12	46-14	1180	14						

注：带型号前两位数字表示带内周长的近似英寸值，后两位数字表示带高的 mm 值。

表 6-8 至表 6-14 及图 6-12 的用法简介如下:

仍以表 6-1 的例题数据说明, 计算功率 $P_{ca} = 1.1 \times 1.2 = 1.32\text{kW}$, 考虑最小包角 $\alpha_{\min} = 163^\circ$ 时的包角系数 $K_\alpha \approx 0.95$, 则计算功率 $P_{ca} = 1.32/0.95 = 1.39\text{kW}$, 由 $P_{ca} = 1.39\text{kW}$ 、 $n_1 = 1410\text{r/min}$, 从图 6-12 查得由阪东资料提供的带中只能选用 W31 带, 经计算得带的最大与最小速度分别为 $v_{\max} = 11.81\text{m/s}$ 、 $v_{\min} = 5.91\text{m/s}$, 再由表 6-9 中用插值法求得其许用功率: 当 $D = 80\text{mm}$ 、 v 分别为 11.81m/s 和 5.91m/s 时的 $[P_0] = 1.77\text{kW}$ 和 $[P_0] = 1.09\text{kW}$ 。表明在恒功率工况下工作时, 低输出转速时承载能力略差; 而在恒转矩工况下工作时, 低速输出计算功率 $P'_{ca} = P_{ca}/R_b = 1.39/4 = 0.3475\text{kW} < 1.09\text{kW}$ 而有富裕。根据表 6-13 由 $P_{ca} = 1.39\text{kW}$ 用插值法查得: $v = 11.81\text{m/s}$ 时, 弹簧压紧力 $Q = 266\text{N}$; $v = 5.91\text{m/s}$ 时, 压紧力 $Q = 446\text{N}$ 。这与表 6-1 中序号 17 的计算结果 224N 和 446N 极为接近。

6.4 宽 V 带无级变速器与减变速器

前三节介绍了 V 带无级变速器的运动、几何、结构和设计计算的共性问题, 本节介绍两种国内外有产品供应的 V 带无级变速器和减变速器。

图 6-13 为浙江长城减速机有限公司生产的 V 型宽 V 带无级减变速器的结构示意图。电动机与带式无级变速器以法兰联接; 带轮是双变速轮单片轮轴向移动结构 (图 6-1e), 调速时, 转动调速手轮使输入轴上右片轮作轴向移动, 在带的拉力作用下使输出轴左片轮沿轴作反向移动, 从而改变了主、从动带轮的工作半径以实现变速, 如变速器输出轴以轴伸的型式供应, 构成基本型带式无级变速器 (表 6-15 和表 16-16 图), 若以特殊接口法兰与减速机相联接便构成各种派生系列的减变速器 (图 6-13 及表 6-17、表 16-18 图)。变速器的传动效率可达 $0.93 \sim 0.96$, 变速比 $R_b = 3 \sim 8$, (国产 $2 \sim 4$), 传递功率 $P = 0.25 \sim 45\text{kW}$, 可配用 $4 \sim 8$ 极电动机驱动。

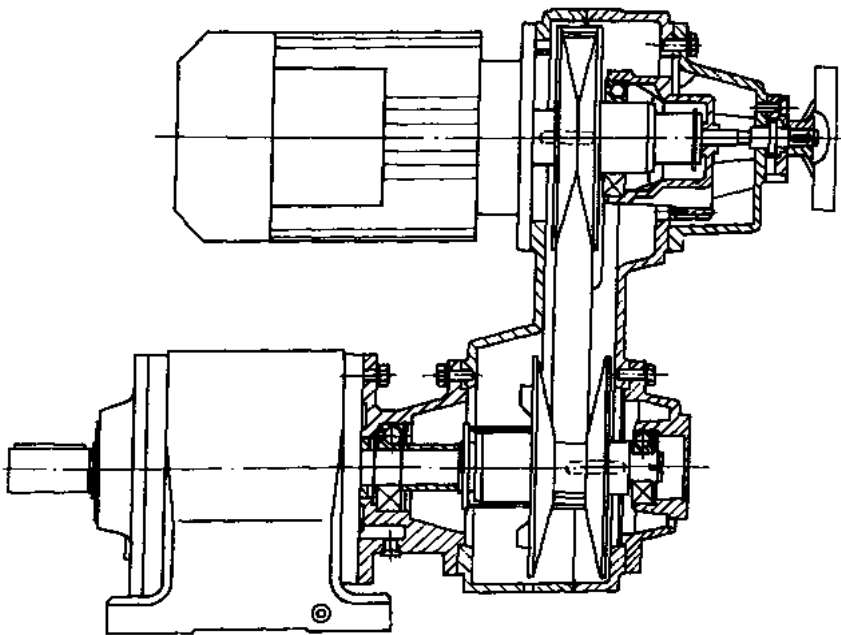


图 6-13 宽 V 带无级减变速器

图 6-14 为沈阳工矿齿轮厂生产的 GMWB 单楔宽 V 带无级变速器的结构简图，其特点是宽 V 带为单楔角以减小轴伸径向压力，半带轮 2 是可轴向移动的锥轮，固定轮 1 为平盘。主、从动轴均为空心轴套，属套装式结构，变速器的变速比 $R_b = 6$ ，传动功率 $P = 0.55 \sim 7.5\text{kW}$ ，共有五种机型，基本采用 4 极电动机驱动，用 6 极电动机驱动者仅有 $0.75 \sim 5.5\text{kW}$ ，用 8 极电机驱动者仅有 $2.2 \sim 4.0\text{kW}$ 者。输出轴亦可加接减速器而构成减变速器。该厂还生产有 MWB 型无级变速器，所有 V 带均有金属骨架。GMWB 带式无级变速器的尺寸参数见表 6-19 及图。

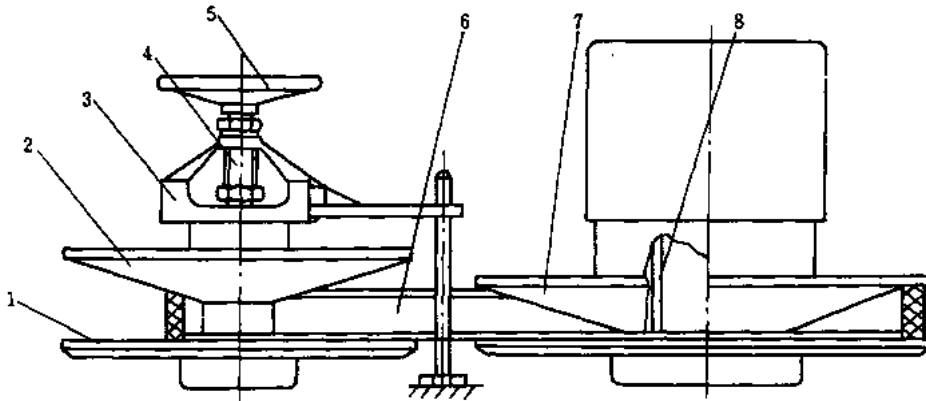
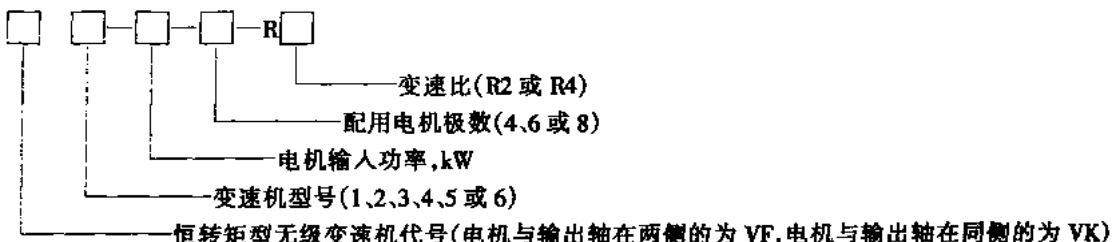


图 6-14 GMWB 单楔宽 V 带无级变速器

1—固定锥轮；2—输入滑动锥轮；3—调速体；4—丝杆；5—手轮；6—V 带；7—输出滑动锥轮；8—轴套

V 型宽 V 带无级变速器型号标定意义及示例：

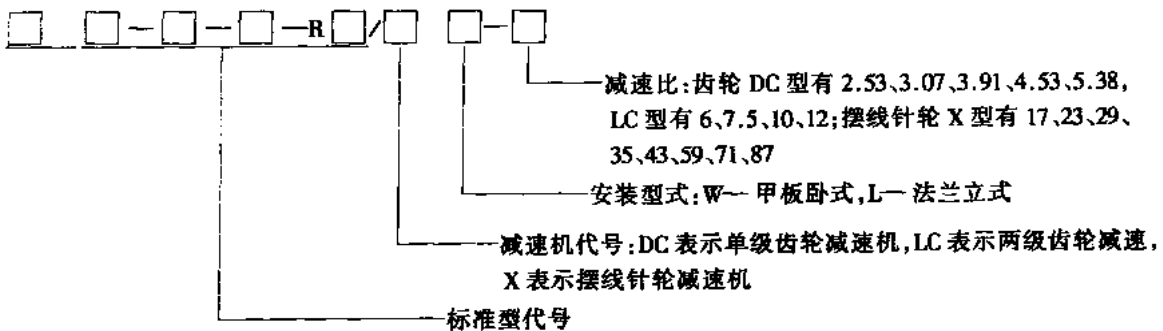
标准型



例：VF5—15—6—R2 表示电机与输出轴在变速器两侧，配用 15kW6 极电机变速比 $R = 2$ (传动比 $i = 1 \sim 2$) 的 5 型宽 V 带变速器)

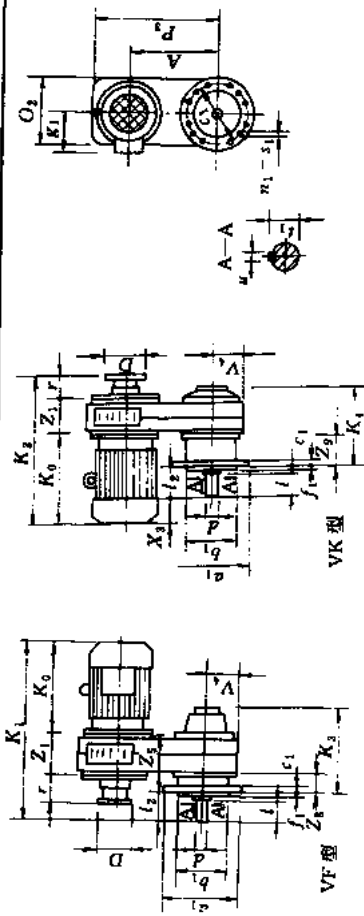
注：标准型为法兰式安装，若需甲板式安装，可在型号后面注 W。

标准型与齿轮减速机或摆线针轮减速机组合



标准型法兰立式 V 型宽 V 带无级变速器的性能及尺寸参数见表 6-15 及图。

表 6-15 标准型法兰立式 V 型宽 V 带无极变速器的性能参数及尺寸^(mm)



机 型 号	所配电 机型号	电机功率, kW		许用转矩 N·m	安 装 尺 寸											外 形 尺 寸											含 电机 重量 kg																	
		4级	6级		8级	d (h6)	l	a	e	f ₁	l ₂	c ₁	b ₁ (h9)	e ₁	a ₁	n ₁ -s ₁	A	D	g ₁	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	O ₂	P ₃	r		V ₄	K ₅	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉						
1	Y80	0.55			19	40	6	21.5	4	40	12	130	165	190	4-12	192	100	150	480	285	230	235	296	109	104	114	104	195	91	91	91	91	91	91	91	91	91	59						
	Y80L	0.75			19	40	6	21.5	4	40	12	130	165	190	4-12	192	100	150	480	285	230	235	296	109	104	114	104	195	91	91	91	91	91	91	91	91	91	91	91	59				
2	Y90S	1.1	0.75		24	50	8	27	4	50	12	130	165	200	4-12	231	125	155	541	341	273	280	356	163	125	95	116	231	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115	93					
	Y90L	1.5	1.1		24	50	8	27	4	50	12	130	165	200	4-12	231	125	155	566	341	273	280	356	163	125	120	116	231	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115	97				
	Y100L	2.2	1.5																																									
	Y100L	3.0																																										
3	Y112M	4.0	2.2		28	60	8	31	4	60	14	180	215	250	4-15	326	160	190	615	354	300	320	471	141	145	170	140	215	75	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	124				
	Y132S	5.5	3	2.2	38	80	10	41	4	80	14	230	265	300	4-15	323	200	210	725	422	398	380	498	165	175	135	170	250	80	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	185				
	Y132M	7.5	4-5.5	3	38	80	10	41	4	80	14	230	265	300	4-15	323	200	210	765	422	398	380	498	165	175	175	170	250	80	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	196				
4	Y160M	11	7.5	4-5.5	42		12	45			16								910																									
	Y160L	15	11	7.5	42		12	45			16								955																									
	Y180M	18.5			48	110			5	110		250	300	350	4-19	434	320	285	980	482	432	510	674	185	240	280	210	310	100	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	345			
	Y180L	22	15	11	48	110			14	51.5	18								1020																									
5	Y200L	30	18.5	15	55	110	16	59		110	18	300	350	400	4-19			310	1179																									
	Y225S	37			60	140	18	64			20	350	400	450	8-19	618	320	345	1224	604	543	680	943	205	325	340	284	404	120	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	902		
	Y225M	45	30	22	60	140	18	64			20	350	400	450	8-19	618	320	345	1249	604	543	680	943	205	325	365	284	404	120	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	952	
6	Y225M	45	30	22	60	140	18	64			20	350	400	450	8-19	618	320	345	1249	604	543	680	943	205	325	365	284	404	120	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	972
	Y225M	45	30	22	60	140	18	64			20	350	400	450	8-19	618	320	345	1249	604	543	680	943	205	325	365	284	404	120	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	972

注: 1. 表中 K₀ 值是接 Y 系列 B₅ 型式电机高度计人, 若配用其他系列电机 K₀ 值相应变动。

2. 输出转速因电机极数而异。

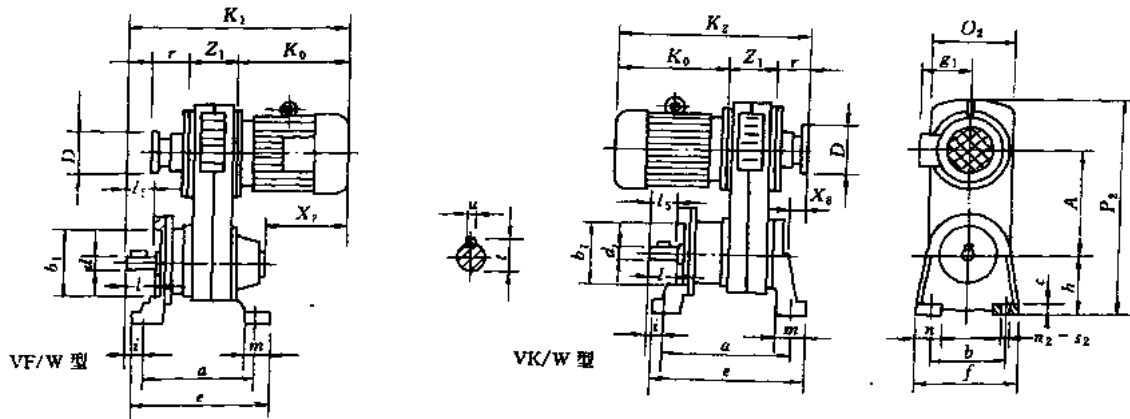
标准型甲板卧式V型宽V带无级变速器的性能及尺寸参数见表6-16及图。

标准型V型宽V带无级变速器与减速机组合的减变速器（立式安装）的性能及尺寸参数见表6-17及图。

标准型V型宽V带无级变速器与减速机组合的减变速器（卧式安装）的性能及尺寸参数见表6-18A（单级减速）、表6-18B（两级减速）及图。

表 6-16 标准型甲板卧式V型宽V带无级变速器的性能及尺寸参数^[80]

mm

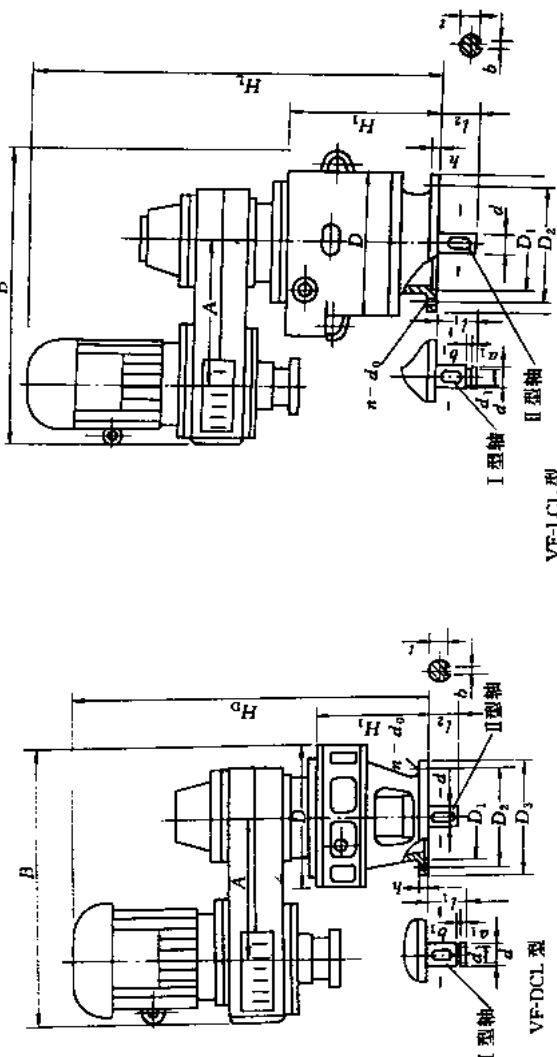


变速器 型号	所配电 机型号	外型尺寸													重量 kg	备注	
		a	b	c	e	f	h	i	l ₁	m	n	P ₂	n ₂ -s ₂	X ₇			X ₈
1	Y80 ₁ Y80 ₂	209	170	25	244	230	132	22	33	60	60	428	4-14	155	74	64	标准型甲 板卧式的主要 参数与标准 型相同， 外形或安装 尺寸除本表 所列外，均 与标准型相 同，请参见 表6-15
2	Y90S Y90L	259	230	30	309	304	160	31	43	60	70	516	4-14	150 175	121	102 103	
3	Y100L ₁ Y100L ₂ Y112M	325	270	50	385	360	225	31	52	80	90	696	4-18	181 181 201	91	139 140 149	
4	Y132S Y132M	387	270	50	447	360	225	48	69	80	90	723	4-18	223 263	117	203 217	
5	Y160M Y160L Y180M Y180L	525	300	55	595	400	265	57	96	100	100	939	4-22	318 363 388 428	133	367 386 436 450	
6	Y200L Y225S Y225M	638	340	70	739	480	365	55	97	125	125	1308	4-33	465 480 505	146	945 978 1015	

表 6-17 标准型 V 型宽 V 带无级变速器与减速机组合的性能及尺寸参数^[60]

变速 机型 号	电机功率, kW			许用转矩 N·m	输出轴尺寸										安装尺寸						外形尺寸						配 IC 型					
	4 极	6 极	8 极		输出轴尺寸										安装尺寸						外形尺寸						配 IC 型					
					d (M6)	l_1	l_2	b	r	d_1	a_1	b_1	D_1	D_2	D_3	$n-d_0$	h	D	B	H_1	H_0	重量 kg	VF 型	VK 型	H_L	H_1	B	D	重量 kg	VF 型	VK 型	H_L
1	Y80	0.55		3.8	75	55	8	26	25	4	5	200	230	260	6-14	16	436	229	669	—	702	—	118	456	252	456	117	702	—	118		
	Y80S	0.75		5.2	75	55	8	26	25	4	5	200	230	260	6-14	16	436	229	720	745	623	151	152	262	252	151	753	665	152			
2	Y90L	1.1	0.75	7.5	75	55	8	26	25	4	5	230	260	290	6-14	16	496	—	796	796	652	215	228	316	252	215	778	665	156			
	Y100L	1.5	1.1	10.2	75	55	8	26	25	4	5	230	260	290	6-14	16	496	—	796	796	652	215	228	316	252	215	778	665	156			
3	Y100L	2.2	1.5	15	95	75	12	35	35	4	5	230	260	290	6-14	16	641	261	796	796	652	215	228	316	252	215	861	717	231			
	Y112M	3.0	2.2	20.2	95	75	12	35	35	4	5	230	260	290	6-14	16	641	261	796	796	652	215	228	316	252	215	861	717	231			
4	Y132S	5.5	3	26.5	95	75	12	35	35	4	5	270	305	340	8-18	18	668	331	936	936	776	287	289	698	470	287	971	841	289			
	Y132M	7.5	4~5.5	36.5	95	75	12	35	35	4	5	270	305	340	8-18	18	668	331	936	936	776	287	289	698	470	287	971	841	289			
5	Y160M	11	7.5	50	125	95	16	49	47	5	6	270	305	340	8-18	18	889	331	1131	1131	896	300	300	924	525	300	1203	968	300			
	Y160L	15	11	72	125	95	16	49	47	5	6	270	305	340	8-18	18	889	331	1176	1176	896	300	300	924	525	300	1248	968	300			
6	Y180M	18.5	11	98	145	115	20	62.5	60	6	8	320	360	400	8-18	20	1063	379	1201	1201	968	324	324	1199	604	324	1313	1144	324			
	Y180L	22	15	143	145	115	20	62.5	60	6	8	320	360	400	8-18	20	1063	379	1241	1241	968	324	324	1199	604	324	1313	1144	324			
6	Y200L	30	18.5~22	195	145	115	20	62.5	60	6	8	320	360	400	8-18	20	1177	379	1448	1448	1068	324	324	1199	604	324	1324	1144	324			
	Y225S	37	22	239	145	115	20	62.5	60	6	8	320	360	400	8-18	20	1177	379	1463	1463	1068	324	324	1199	604	324	1324	1144	324			
	Y225M	45	30	290	145	115	20	62.5	60	6	8	320	360	400	8-18	20	1177	379	1488	1488	1068	324	324	1199	604	324	1315	1144	324			

注: 见表 6-18B。

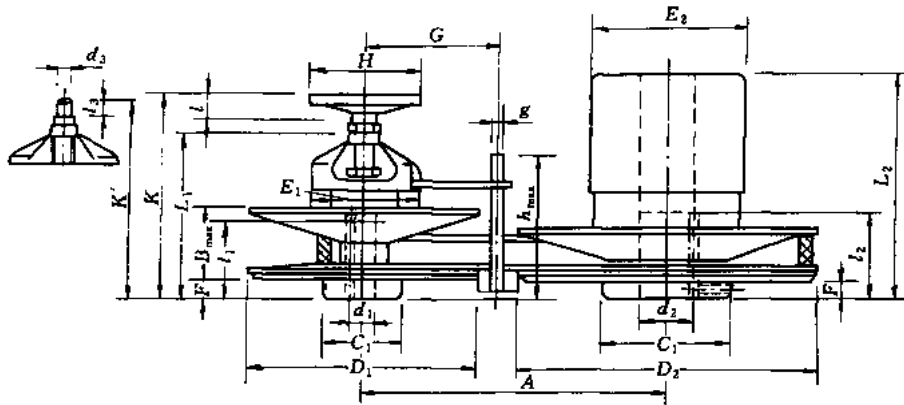


续表

B. 标准型与 LCW 型卧式组合主要参数及尺寸

变速 机号	电机 型号	电机功率, kW			许用转矩, N·m		输出轴尺寸						安装尺寸										外形尺寸						重量 kg					
		4极	6极	8极	R=2	R=4	d (M6)	l	u	t	a	b	c	e	f	m	n	i	m ₁₋₁₁	A	B ₁	B ₂	h	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	L ₁		O ₂	P ₄	X ₄		
1	Y80 ₁	0.55			3.8i	1.9i													192	150					285	230	760	624		235	436	166	118	
	Y80 ₂	0.75			5.2i	2.6i																255	140											
2	Y90S	1.1	0.75		7.5i	3.8i	30	55	8	33	205	170	30	245	230	70	60	95	4-14	231	155			341	273	811	714	320	280	496	175	152		
	Y90L	1.5	1.1		10.2i	5.1i																											156	
3	Y100L ₁	2.2	1.5		15i	7.5i																											228	
	Y100L ₂	3.0			20.2i	10.1i														326	180				354	300	945	801	320	681	200	231		
	Y112M	4.0	2.2		26.5i	13.3i	40	75	12	43	310	250	30	365	325	85	75	130	4-22									410					238	
4	Y132S	5.5	3	2.2	36.5i	18.2i														323	210				422	398	1055	925	380	708	195	289		
	Y132M	7.5	4~5.5	3	50i	25i																											300	
5	Y160M	11	7.5	4~5.5	72i	36i																											529	
	Y160L	15	11	7.5	98i	49i																255												
	Y180M	18.5			120i	60i	55	95	16	59	370	290	45	435	380	115	90	167	4-20	434					482	432	1342	1062	497	510	924	132	554	
	Y180L	22	15	11	143i	71i																	285											586
6	Y200L	30	18.5	15	195i	97i																310											604	
	Y225S	37	22	18.5	239i	119i	65	115	18	69	410	340	45	480	460	120	120	195	4-33	618														1201
	Y25M	45	30	22	290i	145i																												1234
																																		1271

注: 1. DC 型减速比 i 分 2.53、3.07、3.91、4.53、5.38 五种, LC 型减速比 i 分 6、7.5、10、12 四种。
 2. VK 型与 DCL、LCL 型组合图略, 尺寸及参数见表 6-17。(仅外形总高尺寸 HD 或 HL 不同)。
 3. X₄ 值可根据用户需要, 在订货时提出。

表 6-19 GMWB 带式无级变速器的尺寸参数^[81]

型号	A	B _{max}	C ₁ 、C ₂	D ₁ 、D ₂	E ₁	E ₂	F	G	g	h _{max}	K	K'	L ₁	L ₂	d ₁	d ₂	l ₁	l ₂	H	d ₃	l ₃	l
GMWB-1	328	42	46	125	80	65	12	75	8	65	158	148	123	88	19	20	40	50	80	8	16	27
GMWB-2	270	59	56	175	95	74	13	100	10	95	206	193	166	103	24	24	50	60	100	12	17	30
GMWB-3	305	66	70	210	100	91	15	120	10	105	208	193	165	120	28	28	60	60	125	12	18	33,5
GMWB-4	445	80	80	245	115	105	17	135	10	145	239	221	194	150	38	38	80	80	140	14	19	36,5
GMWB-5	335	90	100	285	130	130	28	165	12	177	314	293	259	177	38	42	110	110	200	18	24	45

7 链式无级变速器

7.1 概 述

链式无级变速器（以下简称链变速器）是钢质挠性变速传动。[45]指出：其比功率和磨损率分别是带传动的11倍和1/30，所以结构紧凑、寿命长。

链变速器与刚性摩擦变速器相比，有以下特点：链在链轮包弧上滚滑甚微，不易损伤链轮表面；由于链的挠性可无损地越过轮面上的微细疵病；位于包弧区的各链节，按一定规律传递动力，不需要特种措施来确保传递动力的接触位置的恒定；对超载峰值也不像刚性摩擦变速器那样敏感，不会导致接触表面和轨道的提前破坏；调速准确、滑动率约为2%~4%，但由于多边形效应而有微小的速度波动，传动效率可达0.84~0.95；链变速器的制造成本相对较高，其链条重量较大，运转时的离心力较大，因而运行速度不能过高；要使其适用于高速必需设法减轻链条的重量，例如荷兰Van Doorne's Transmission公司（VDT）在80年代推出的P系列推块式V型金属带（链）已将变速器的最高输入转速提高到7000r/min，输入转矩达250N·m，传动功率可达170kW。用于汽车变速系统。

7.1.1 链变速器的结构特点与传动原理

两对可作轴向移动的锥轮1-1'和2-2'分别以花键或导向键联接装在相互平行的输入轴4和输出轴5上（图7-1），轴间距 a 为定值，两相对锥轮之间形成楔形夹槽，夹持着特殊结构的变速传动链3，依靠压紧力使链和链轮形成力（或准形）封闭运动副，依靠摩擦力来传递动力。压紧力有用压靴与张链机构联合张紧和加压的（如图7-12），也有用张链机构张紧而用自动加压凸轮加压的（图7-18）。

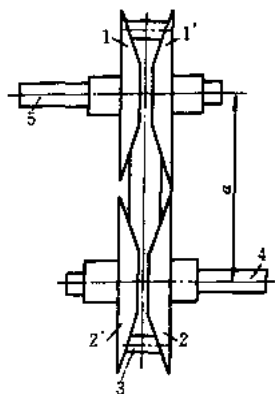


图 7-1 链变速器传动机构简图

两对链轮在轴上可有三种轴向联动方式：（1）1-1'合拢时2-2'张开，1-1'张开时2-2'合拢，四轮都可轴向移动（图7-12）；（2）两根轴上对角配置的链轮1和2轴向固定，而另一对角配置的链轮1'和2'作同向移动，使一根轴上的链轮副合拢时，另一根轴上的链轮副张开（图7-19）；（3）每根轴上同侧的链轮轴向固定，例如1和2'，而另外两轮1'和2作反向移动，以形成两对链轮的合拢或张开，但这时的固定轮是一个平盘，两轮间形成单斜楔槽（图7-25）。链在开、合的链轮副中取得相应的各种半径位置，实现无级变速。除上述传动机构外，变速器中还有使链轮开、合的调速机构、示速机构，产生压紧力和使链条张紧的加压和张链机构等。

由于链变速器中的链是张紧在两对链轮之间的，链对链轮副产生排轮轴向力 Q_0 ，它应与使链张紧并产生法向压紧力所需压紧链的轴向力 Q_0 相平衡；排轮轴向力 Q_0 在空载时由初拉力 F_0 引起，在负载运行时则由初拉力和工作拉力 F 的共同作用引起。与带、链传动相似，运转过程链中的拉力是周期性变化的，因而排轮轴向力也随之变动；链进入锥形轮槽时

必须克服径向摩擦力才能进入链运行半径位置，而链离开锥轮槽时也必须克服径向摩擦力才能从运行半位置移到锥轮的边缘。这种现象同时存在于主、从动轮上。在夹槽半角 $\varphi/2 < \arctan \mu$ 的传动中，链拉力降低时将有摩擦力阻止链外移而形成自锁，这在主动轮上影响更显著，由于主动轮上的内移段极短，自锁出现在绝大部分包角内。所以，主动轮上链的拉力基本服从欧拉柔韧体摩擦力公式^[46]。在从动轮包弧进轮段的链由于自锁阻止其外移，松边拉力 F_2 到达转折点后又升高为紧边拉力 F_1 。这时，链和轮的弹性变形使链内移，这样，除圆周力之外又出现了消耗动力的径向力。根据 O. Lutz 的论证^[47,48]，主动轮上的排轮轴向力 Q_{a1} 为

$$Q_{a1} = F \alpha_{a1} / 2 \left(1 - \frac{1}{m}\right) (1 + \mu_s) \tan \frac{\varphi}{2} \quad (7-1)$$

式中： $F = F_1 - F_2$ 为工作拉力； $m = F_1/F_2 = e^{\mu_s \alpha}$ ； $\mu_s = \mu / \sin \frac{\varphi}{2}$ 。 μ 和 α_s 分别为链与轮的摩擦系数和自锁包角 (rad)。

从动轮上的排轮轴向力 Q_{a2} 为：

$$Q_{a2} = F \left[\frac{\alpha_{a2}}{2 \left(1 - \frac{1}{m}\right) (1 + \mu_s)} + \int_{\alpha}^{\alpha_2} \frac{\left(1 + \frac{x}{x_s}\right) d\alpha}{2 \left(1 - \frac{x}{x_s}\right) (1 + \mu_s \cos \gamma)} \right] \tan \frac{\varphi}{2} \quad (7-2)$$

式中： x 和 x_s 分别为链的内移距和由自锁条件决定的内移距， γ 为内旋角，详见 [47, 48]。余同式 (7-1)。

实测也证实了输入轴的排轮轴向力大于输出轴处的排轮轴向力，即 $Q_{a1} > Q_{a2}$ ，当 $i = 1$ 时亦不例外。

滑片链变速器是由可在包壳中横向移动的滑片束遇轮槽成齿，嵌入链轮副齿槽中进行传动的 (图 7-2)，因而有齿链式变速器之称；但由于其仍有较小的丢转 (滑动率不大于 4%)，

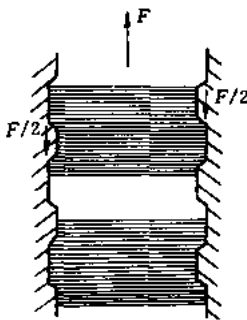


图 7-2 滑片链传动示意图

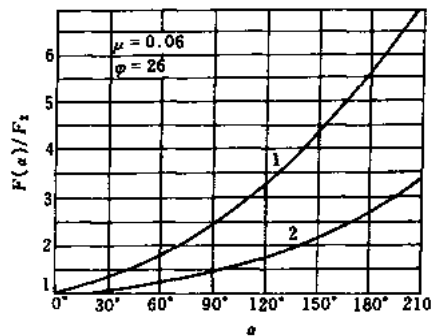


图 7-3 链轮包弧上链拉力的变化情况

因而属于“准形封”传动^[46]。滑片链变速器的链轮是有浅齿槽的锥轮，而其他链式变速器的链轮是光面链轮，将应变片贴在滑片链和其他变速链上，从示波器显示的链拉力曲线看出它们在松、紧边上分别为 F_2 、 F_1 之外，在主、从动轮包弧上的变化规律是相似的，如图 7-3 中的曲线 1 和 2，其包角均由松边与轮的切点向紧边度量。滑片链变速器属于“准形封”传动的另一理由是：形封传动的传动比应为主、从动轮齿数的反比，而滑片链变速器主、从

动轮的齿数相同，一般均为 60 齿，这样看来是不能实现变速的，但滑片链及其他有齿的变径轮^[20]链变速器均能通过变径来实现无级变速，因而是准形封的。光面轮链变速器所需的压紧力为滑片链变速器所需压紧力的 3~4 倍。

V 型推块金属环链（带）式变速器的链轮是光面锥轮，其圆周力（转矩）和功率的传递与一般链变速器不同，它是由二根多层无端的薄钢带（环）将数百片厚约 2mm 的工字形 V 型金属推块（图 7-4a）串接而成的 V 型推块金属环链，包绕在两对光面 V 形轮上，张紧的金属环带给每个推块腰部的压力为 $p_1 d\alpha$ ，锥轮给推块的正压力为 N ，环给推块腰部的周向摩擦力为 $2\mu p_1 d\alpha$ ，推块与锥轮间的摩擦力为 $2\mu_1 N$ ，推块之间的相互推力为 F_{bi} ；在环的微小元上受到径向力 $p_1 d\alpha$ 、周向力 F_i 、 $F_i + dF_i$ ，推块给环的摩擦力 $\mu p_1 d\alpha$ （图 7-4b），根据 [73] T. Fujii 的试验结果可知：当减速传动 ($i > 1$) 及小转矩时，推块起阻碍功率的传递作用，在其他情况下推块间的挤压力 F_b 均起积极作用，并随输入转矩的增大推块所传递功率的比例也增大，不论 $i \geq 1$ 或 $i < 1$ 在金属环的 $d \sim a$ 段推块间挤压力 F_{bz} 均为零，推块间的挤压力 F_{bi} 的分布如图 7-4c 所示。金属环在功率传递方面的作用仅与传动比有关，当 $i \geq 1$ 时环起积极的传递作用，而当 $i < 1$ 时，则起阻碍功率的传递作用；当 $i > 1$ 时，环的 $d \sim a$ 段为紧边， $b \sim c$ 段为松边；当 $i < 1$ 时则相反。关于挤压推力 F_b 和环拉力 F_i 的详细分析可参阅 [40, 73, 74]。

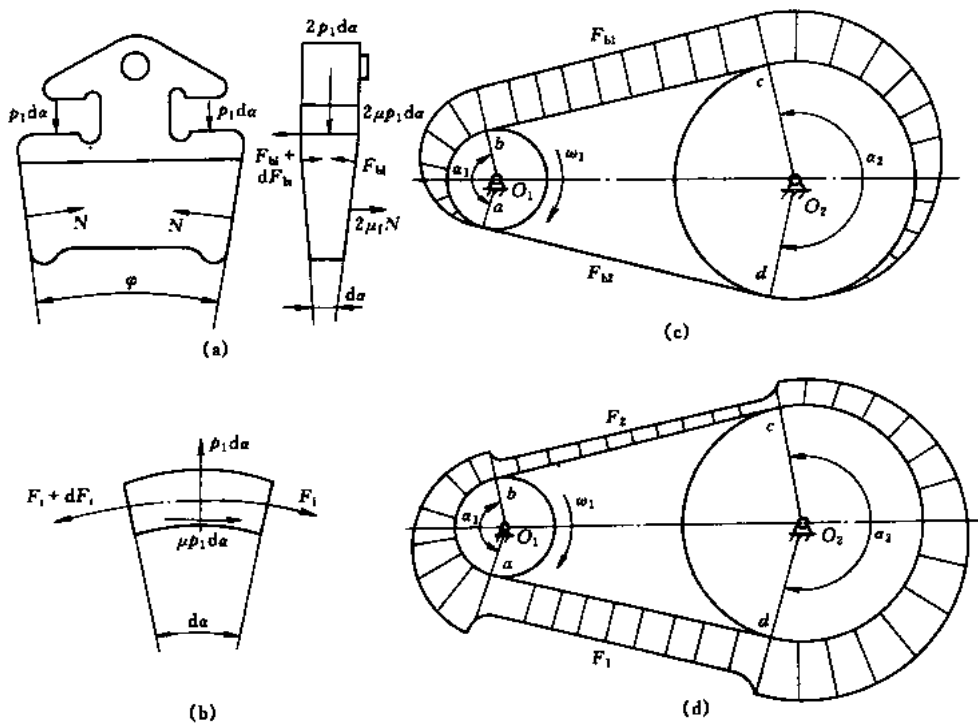


图 7-4 金属环及推块的受力分析 ($i > 1$)

7.1.2 链变速传动的运动学

链变速器是链长和中心距一定的条件下，通过将两对链轮相应合拢和张开，使主、从动链轮的径向接触位置连续改变，形成不同的工作圆半径比值，从而实现无级变速的，且均为对称调速型变速，故有变速比 R_b 、最高输出转速 n_{2max} 、最低输出转速 n_{2min} 及最大、最小工

作圆半径 r_{\max} 、 r_{\min} 间的关系为

$$R_b = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \left(\frac{r_{\max}}{r_{\min}} \right)^2 = \left(\frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \right)^2 \quad (7-3)$$

$n_{2\max}$ 、 $n_{2\min}$ 与输入轴转速 n_1 之间的关系为

$$n_1 = \sqrt{n_{2\max} n_{2\min}} \quad (7-4)$$

$$i_{\min} = \frac{n_{2\min}}{n_1} = \frac{1}{\sqrt{R_b}} \quad i_{\max} = \frac{n_{2\max}}{n_1} = \sqrt{R_b} \quad (7-5)$$

图 7-5 为链变速传动的运动简图, r_1 、 r_2 和 α_1 、 α_2 分别为主、从动链轮的工作圆半径和包角, a 为中心距, p 为链的节距, θ 为链节在链轮上所对的圆心角之半, 显然有: $\theta = \pi/z = \arcsin(p/d)$, 链变速传动的工作圆直径 d 是可变的, 加之链轮上无轮齿(光面轮)或齿槽数为定值(滑片链链轮), p 、 π 是定值, 而 d 、 θ 是变值, 这样就引入了当量齿数 $z_i = \pi/\arcsin\left(\frac{p}{d_i}\right)$, ($i=1, 2$), 调速过程中随着传动比的变化, 当量齿数 z_i 也发生变化, 考虑到: $i_{21} = n_2/n_1 = d_1/d_2 = z_1/z_2$ 及 $\pi d_i = z_i p$, 参照带传动中带长的计算公式, 并令 $A = a/p$ 、 $l = L/p$, L 为链长, 于是有

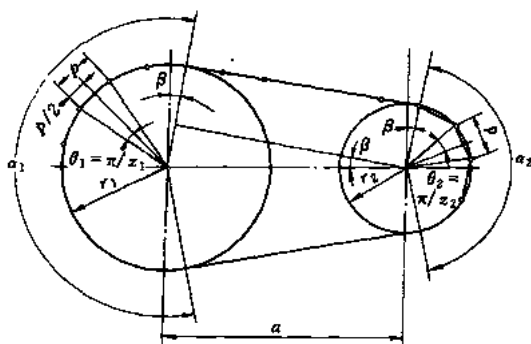


图 7-5 链轮工作圆

$$l \approx 2A + 0.5z_2(i_{21} + 1) + z_2^2 \frac{(i_{21} - 1)^2}{4\pi^2 A} \quad (7-6)$$

当 $i = i_{21}$ 时, 主、从动链轮的当量齿数 z_1 、 z_2 分别为

$$z_2 = \frac{2\pi}{i_{21} - 1} \left[\sqrt{A(l - 2A) + \left(\frac{\pi}{2} \frac{i_{21} + 1}{i_{21} - 1} A \right)^2} - \frac{\pi}{2} \left(\frac{i_{21} + 1}{i_{21} - 1} \right) A \right] \quad (7-7)$$

$$z_1 = i_{21} z_2$$

链轮最小工作圆直径 d_{\min} 是链变速器的基本参数之一, 考虑到链变速器一般为对称调速型, 即 $i_{\max} = 1/i_{\min}$ 、 $d_{\max} = \sqrt{R_b} d_{\min} = \sqrt{R_b} p z_{\min} / \pi$, 只需将 $i_{21\max}$ 代入式 (7-7) 第一式便可求得 z_{\min} , 从而可依之定出 d_{\min} 及 d_{\max} ; 进而确定了变速器的总体尺寸。

带、链变速器的共同点是在不同传动比时所需的带、链长度是变化的, 而实际使用的是定长的带或链, 为了保证带或链在不同传动比时有恒定的张力, 对直面锥轮需采用如图 6-9、6-10 所示的补偿机构。否则, 应采用表 6-1 中序号 25 所示的等张力圆弧曲面锥轮。

7.1.3 链变速器的机械特性

链变速器是通过改变链轮工作圆的直径来实现变速的, 它所传递的转矩的力臂在变速过程中是变化的, 而链的工作拉力有一定的极限, 考虑到在不同的传动比时, 链速和传动效率

也是不同的；所以链变速器是变功率、变转矩特性的传动，图 7-6 为 P4 型滑片链变速器的

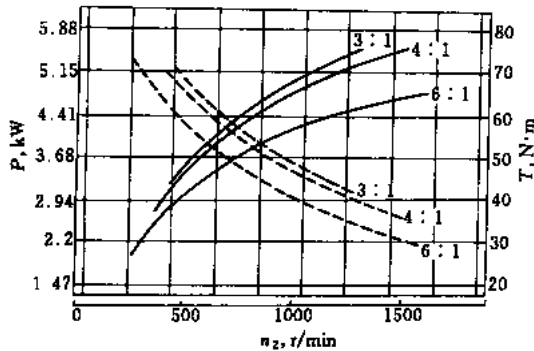


图 7-6 链变速器的机械特性

额定功率 P (实线)、额定转矩 T (虚线) 和输出转速 n_2 的关系曲线。因此，选用链变速器时要考虑在全变速区间是否能满足所需传递的功率和转矩，决不能把某一转速情况时所能传递的功率或转矩作为全变速范围的传递值。由图 7-6 及链变速器产品目录中功率表所提供的、与各种变速比相对应的最大许用功率，在最低输出转速时约为最高输出转速时的 45% ~ 75%；而最低输出转速时的输出转矩约为最高输出转速时的 2 ~ 3 倍。实际生产中常见正常工况下输出转矩恒定，但在最

高输出转速时需有最大功率，而短暂地在较低输出转速时又需有较大的输出转矩，链变速器的特性恰好适应这种要求。

为了避免链速过高、链拉力及轴承压力过大，在确定变速传动方案时，不宜将变速器的变速比定得大于实际工作所需的变速比，这样可使变速器在较佳的工况下工作，并可减小变速器的体积和成本，因为变速比大的变速器的体积和成本总是高于同功率变速比小的变速器。在需要低输出转速、大输出转矩或恒功率工况时，更是如此。

7.2 变速传动链

目前常用的变速传动链有滑片链、滚柱链、套环链、摆销链和介于带和链之间的导带活节链（又称 V 型推块金属带）等五种。它们承担着传递动力和变换速度的双重功能，其结构与变速器的性能密切相关。

除与滑片链配合工作的链轮是表面切有 60 条均布的齿槽的弧面轮以外，与其他链配合工作的都是光面弧锥轮。

7.2.1 滑片链

图 7-7 是滑片链的两种结构图。链的每个链节上都有一束滑片 1（每米约 20 ~ 25 片）装在滑片套 2（图 b 中为穹形背板）中，滑片套固定在由一叠链板 3 上的腰形孔所组成的通道中，构成链节；链节用销轴 5 相联构成滑片链。为了减少链板数以减轻链的重量，中部链板间适当插入间隔环。滑片呈梯形截面，两端有带钩脚的滑片束，需倾斜装入滑片套，然后在左、右侧装入夹持销 4，它对滑片束起保护和夹持定位作用；最后在滑片束中插入 2 ~ 3 片单钩脚的补偿滑片（称为插片），插片在滑片束中不可聚在一起，单钩脚也不应同处一侧。滑片两端的钩脚用以限位和防止其脱出滑片套。两钩脚间的宽度与滑片套宽度之差应略大于锥盘齿高，滑片中线宽度 b 应略大于链轮副的轴向位移，以免链轮合拢时相碰；滑片两端头曲线应为链轮曲面的共轭曲线，滑片高度 h 和滑片束厚度 t_p 应按悬臂梁的弯曲强度设计。 t_p 应大于链轮最大工作圆处的轮齿节距 ($\pi d_{\max}/60$)，以避免链在轮上打滑。为使较多的滑片嵌入链轮的幅射齿槽中且与槽夹角（一般为 3° ）相适应，滑片的横截面应为梯形，近似地按 $i=1$ 时链轮工作圆尺寸来考虑。装配好的滑片链各滑片间应有 0.1 ~ 0.2mm 的间隙，以保证滑片自由滑动。插片只有单钩脚，工作时极易独自伸出而折断，不宜多于 3 个。由于工作时靠滑片嵌入链轮齿槽传力，滑片上产生弯曲变应力，且在啮合时发生冲击以及变速时有较

大的动载荷，因此，要求滑片具有高的强韧性。滑片端部与轮齿相接触，会产生较大的接触应力及摩擦，滑片两侧也是滑动表面，因而要求滑片表面具有高的硬度和耐磨性。滑片常用0.5mm厚的60CrVA、60Si2A或40CrNi钢带冲制成型，经热处理获得软基体硬质点的耐磨金相组织，表面硬度HRC 53~60，须防止淬脆及表面脱碳。

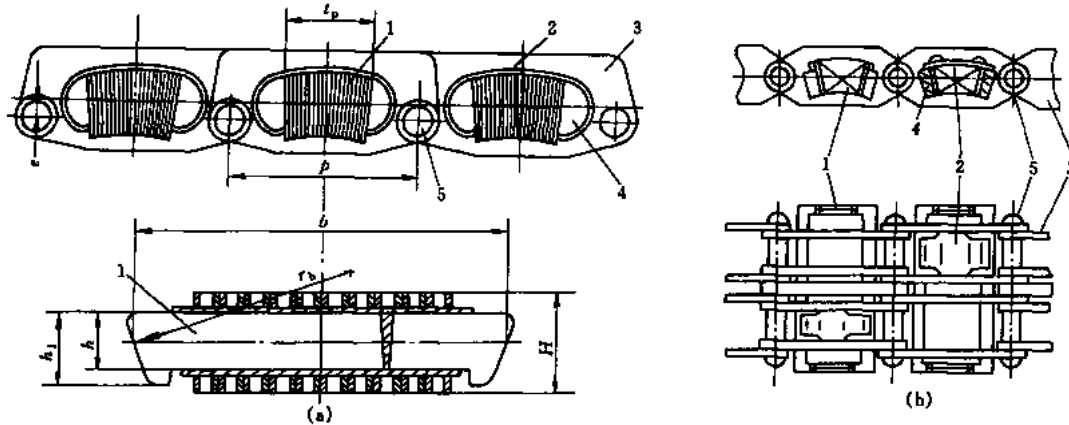


图 7-7 滑片链结构

(a) 普通滑片链；(b) 轻型滑片链

1—滑片束；2—滑片套；3—链板；4—夹持销；5—销轴

夹持销（半圆形或矩形）、销轴用20Cr钢冷拔或车削成型后再渗碳淬火，表面硬度HRC 60~64。滑片套用0.8mm厚的钢带冲制，内腔表面需渗碳淬火并作光整处理，以保证滑片在其内滑动自如。链板可用1.5mm厚的弹簧钢带或60钢带冲制而成；两销轴孔距精度为0.03mm，链板应有较高的平整度。链板销孔中心连线（链节线）与装滑片套用的腰孔中线（接触线）的偏距 $e = r_{i=1} - \sqrt{(r_{i=1})^2 - (0.5p)^2}$ (mm)，以保证 $i=1$ 时销孔中心落在工作圆上，而接触线则与工作圆相切。式中 $r_{i=1}$ 为 $i=1$ 时的链轮工作圆半径， p 为链的节距， p 值可根据最大输出转矩 T_2 (N·m) 按下列经验公式确定^[9]：

$$p = \frac{T_2}{15} + 24.4 \quad (\text{mm}) \quad (7-8)$$

表 7-1 为普通滑片链的尺寸和性能表。

表 7-1 滑片链尺寸和机械性能表（中国纺织机械股份有限公司）

规格	节距 p mm	链宽 b mm	链高 H mm	重量 kg/m	破坏拉力 kN	实用最大工作拉力 kN	最大传递功率 kW
P0-0100	18.7	24.39	9.5	1.02	—	—	—
P1-0100	25	37.84	13.5	2.1	2.34	0.50	2.24
P3-0100	28.6	44.5	16	3.1	4.25	0.60	3.73
P4-0100	36	58.83	20.5	5.4	6.80	0.70	5.90
P5-0100	36	70.18	20.5	6.7	—	1.20	11.20
P6-0100	44.4	77.64	23.7	9.1	—	1.70	19.40

轻型滑片链（图 7-7b）是 Flender 公司用于 FMB 型链变速器的新型滑片链^[50]。它与普通型滑片链的差别在于：钩脚在滑片两端上方；滑片长度 b 和链节距 p 减小，用一片弯形背板取代滑片套使结构简化，适当减少链板片数，链板和销轴采用套筒联接；夹持销改为矩形截面，增强了支持滑片的能力。采取上述措施后，减小了链的节距和重量，提高了强度，使链速得以提高，变速器的输入轴可直接与普通四极电动机相联。国内尚未制订这种链的标准。

滑片链的滑片两端钩脚被磨损有从滑片套中脱出的可能时，以及当销轴磨损导致链节伸长使链在极限转速时过分突出链轮轮缘时，应更换新链；所以，滑片链有一定的使用寿命，正常情况下的使用寿命可达 10000~30000h。当滑片端头碎裂、插片一端过分伸出滑片套外，链未及时张紧而在链轮上长期打滑等情况，均将造成链条拉断。

7.2.2 滚柱链和套环链^[53]

提高链速是增大链变速器传递功率的有效经济途径之一。链速不能大于 10m/s 的滑片链显然不适于传递大功率。此外，滑片链的结构较复杂，使节距的缩小受到限制，不能获得紧凑的小工作圆，所以在传递小功率时，又嫌轮廓尺寸过大。为此，放弃“准形封传动”转而采用“力封传动”，使链像 V 带那样夹持在光滑面的“锥轮副”夹槽内，因而有不入槽成齿和小节距的“滚柱链”和“套环链”问世。

(1) 滚柱链

每一链节都包含着一对紧挨相切的滚柱 1，处于链板 3 叠成的矩形孔中，两块外侧板 2 的窗孔冲成梯形，内底大外底小，以限制滚柱落入（图 7-8）。由柱销联成偶数节的无端链不能拆断。

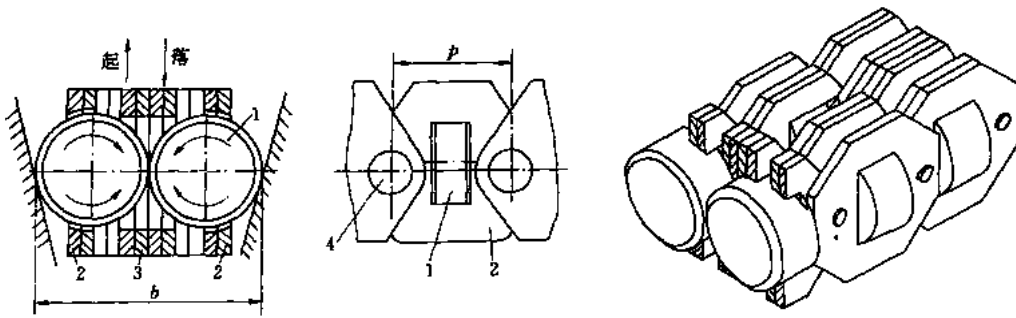


图 7-8 滚柱链

1—滚柱；2—梯形孔链板；3—链板；4—链销轴

当链在锥轮副的夹槽中起落时，滚柱相向转动，因此能灵活地改变工作圆。这种链变速器可在停车时调速，不像滑片链在停车时是不能变换工作圆的。

为保证各节滚柱与链轮同时接触，滚柱尺寸的精度要求极高，整根链条上每对相切滚柱直径之和，仅相差 $2\mu\text{m}$ 左右。滚柱表面粗糙度为 $R_a 0.8 \sim 0.4$ ，可用 GCr15 钢制造。

滚柱链结构简单，节距较小，又没有滑片那样的成齿横向运动，链速可比滑片链提高一倍，约为 20m/s 左右；此外又能形成较小的工作圆，故适用于小型变速器。当有强力的加压装置时又可传递大功率，所以传递功率范围在 0.16~20kW。又由于它能灵活变换工作圆，所以适应自动变速，例如用作卷绕器的挠性传动件。

滚柱整周都均匀参与接触，磨损情况良好，能有较长的使用寿命。但若因超载过甚等因素，使圆柱略有圆，则将影响其灵活滚转，使不圆度加剧而成多边形，这将导致滚柱链破断。

国产滚柱链有 PSR1、PSR4、PSR5 和 PSR6 四种，其节距力依次为 12、13、14 和 16.2mm，其链宽 b 依次为 16、25、31 和 31mm，国外的型号为 Rc3、Rb4 和 Rc4 三种。

(2) 套环链

链节由两端铣有槽的凸头钢柱（链节体）2 外面套接钢环 1 构成（图 7-9）。钢环通过矩形截面（1.4mm×1.5mm）的弹簧锁圈 4 与链节体作不可拆联接。套环内孔和链节体外圆柱是动配合，能灵活转动。弹簧圈座卡在链节体的腰槽中，且嵌入套环的浅槽（深 0.75mm）中形成滑动配合，起导键的作用，并阻止套环纵向窜动。

链节体两端沿轴向开有榫槽且开有三角槽的摆销孔，装配时，将相邻链节体的榫槽交叉插接、销孔对齐，再将一边有三角筋而另一边为渐开线曲面或圆柱面的两片摆销 3 插入链节体的销孔中而构成链节。插入摆销时应使三角筋嵌入销孔的三角槽，而两曲面则背靠背地贴切着以形成纯滚动的铰链，使相邻链节转动自如。

链节相联时应先插销，然后套环，逐节联接，套环内径和摆销的肩长相应使销不能外逃。链条终端一节的套环上有缺口 K，当其和链节体的销孔对准时，可容一片摆销插入或抽出，链条即从此处接拢或拆开。

套环用低碳镍铬钢氰化处理，或用 GCr15 渗碳淬火。硬度在 HRC63 左右。为保证套环与链轮能全部均匀接触，其外径尺寸的不一致性应小于 $2\sim 3\mu\text{m}$ ，表面粗糙度为 $R_a0.8\sim 0.4$ 。链节体可用 35CrMnSiA 制成，淬硬到 HRC35~40。摆销用 20Cr 渗碳淬火至 HRC60~63，并发蓝。

套环的曲率半径较滚柱大，因而接触强度也较高。摆销构成的纯滚动铰链转动灵活，既耐磨又有高的抗拉强度。套环链节距不大，单位长度的重量小，链速可达 25m/s，最大传递的功率达 45kW。德国套环链的型号为 ER30，国内无型号。

7.2.3 摆销链

摆销链的每一链节中仅有链板和摆销两种零件（图 7-10）两片摆销既用来联接链节，又用来传递动力，大大地简化了链节结构。摆销的一侧不是三角筋而是三角凹槽，用它和链节链板上的凸起嵌合；摆销的上脊有三道缺口，以备锁紧链板的锁紧凸起嵌入，使摆销不会横向脱落。摆销的两端伸出在链板束之外，并做成大曲率半径的弧形端，在链轮副的夹槽中经加压后靠摩擦力传递动力。

链板有三种，一种是两孔均有嵌销凸起的链节链板 2，另一种是有锁紧凸起的锁紧链板 4；第三种是起夹持作用的鞍形链板 3。每根链条还有一块接头锁紧链板，它只有一个孔具有锁紧凸起。销孔及链板侧面的表面粗糙度为 $R_a3.2$ 以下。

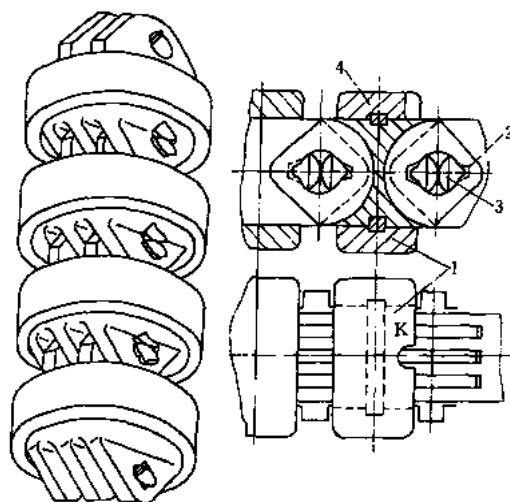


图 7-9 套环链

1—套环；2—链节体；3—摆销；4—弹簧锁圈

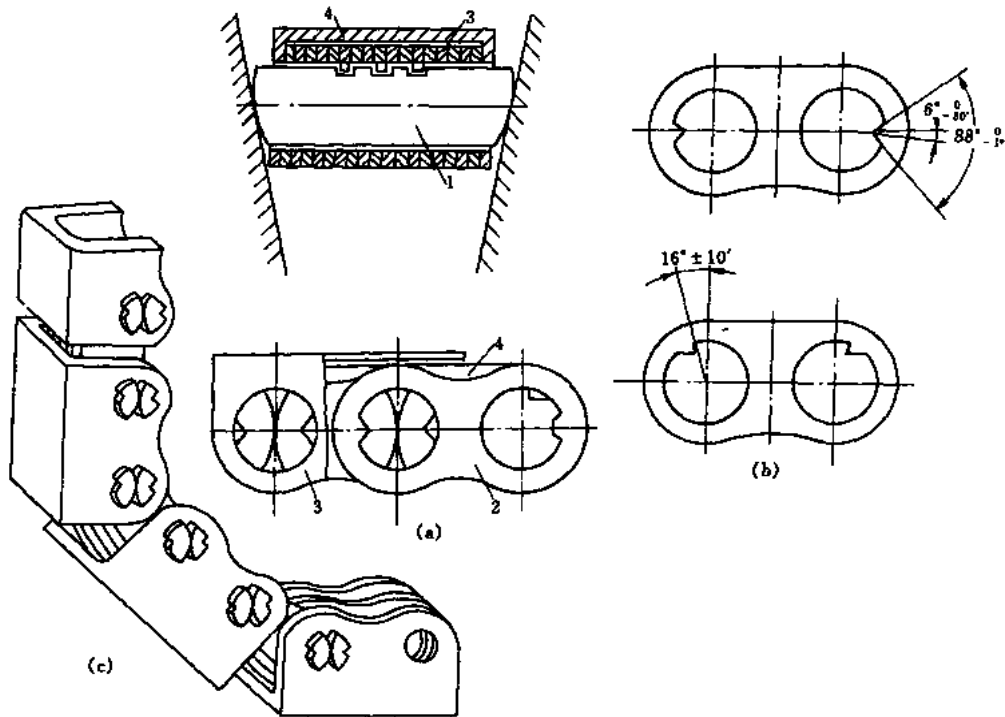


图 7-10 摆销链

1—摆销；2—链节链板；3—鞍形链板；4—锁紧链板

链节链板每三块为一组，按传递功率的大小不同，每节可有二、三、四组不等。相邻链节中应奇、偶数组相间（二、三或三、四），由摆销交叉铰接。

在链条中线上（奇数组）或中线近旁（偶数组）的一组链板中，必有一中间板是锁紧链板。在相邻链节的链板组交叉铰接的情况下，每一销孔中均有两个锁紧凸起出现，分别卡住两片摆销。装接链条要逐节进行，先将后续链节中的锁紧链板偏转约 25° ，这样可使这一锁紧链板的锁紧凸起恰好在两片摆销的空档位置，以便将一个摆销嵌卡妥当，然后再插入另一摆销，最后将锁紧链板转正即成。最后一个链节中需采用只有一个孔上有锁紧凸起的接头锁紧链板，否则最后一片摆销无法插入。同时，用背部打有圆孔的鞍形链板，以圆孔指示锁紧链板接头孔的位置以备装拆。

摆销链像宽 V 带那样，提供了足够宽大而又几乎连续的承载面积；加大的摆销曲率半径又使端头和链轮间的接触强度提高；链的传动功率随着其线性尺寸呈平方地增长。这种链当其宽度为 38mm 时，就可传递功率 45kW。链速可达 30m/s。

恰当地选用材料对延长链的寿命有很大意义；摆销的端头和其侧边滚动接触面必须有高的硬度。组装好的链条，需用 0.25~0.5 破断载荷的力量进行预拉伸，以减少链条受载后由于塑性变形引起的长度变化。

7.2.4 导带活节链^[54,23,45]

导带活节链又称推块式 V 型金属带 (Metal pushing V-Belt)，它是一种新型的变速传动链，是带和链的复合体（图 7-11、图 7-4 和图 6-2e），它由数百片厚约 2mm 的滚动轴承钢制

成的推块（活节）2和两条导带1组成。导带有BANDO公司的具有绳芯的胶带和Van Doorn's公司的金属带两种，前者承载能力低、寿命短很少应用。金属导带由一组厚约0.2mm的马氏体时效钢带（可达十层）卷绕而成的极其柔韧的无端的钢带圈。两条导带1套在数百片推块2的鞍座面4上，推块2的V形侧面犹如V带那样被张紧夹持在两光面锥轮之间，如图7-4所分析的那样，依靠导带与推块、推块与链轮之间的摩擦力以及推块之间在摆动线处的推力，共同传递动力。由于每个推块就可以看成一个链节，因而又具有链传动的多边形效应。导带活节链与其他变速链相比，有以下优点：

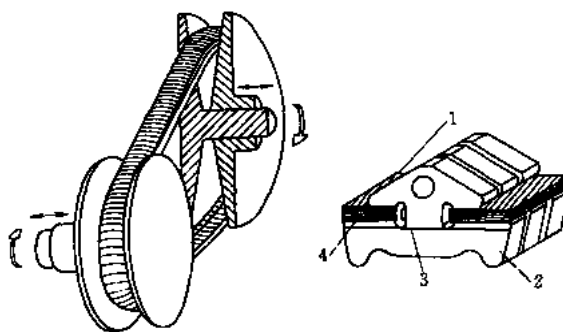


图 7-11 金属带结构原理图
1—导带；2—金属块；3—摆动线；4—鞍座面

- (1) 由于导带柔韧而弯曲强度高，故工作圆半径可有很小，使机构紧凑；
- (2) 在链轮副之间夹持了许多推块，故压紧力分布在大量分散的接触面上，得到了比一般变速链小得多的节距，作用在推块摆动线上的推力沿全宽分布，线压力低，所以磨损小、寿命长，也有利于提高许用驱动转矩；
- (3) 节距小，基本上消除了一般链传动的多边形效应，因此，噪声低，角速度稳定；
- (4) 链的单位长度重量小，可以大大提高许用链速，例如汽车用的这种链变速器的输入轴转速可高达7000r/min，输入最大转矩达250N·m。

Van Doorn's公司已制成了这种链，并已形成P800和P900系列。国内尚在开发中。

7.3 滑片链无级变速器

滑片链无级变速器又称齿链式无级变速器，它是英籍澳大利亚人G.J.Abbott在20年代首创的，国内外许多国家都有自成系列的产品。由于它在载荷变化时也能保持稳定的转速，所以长期以来有PIV (Positive Infinitively Variable)的美名，为“确动无级变速”之意。这类变速器共有A、AS和FMB三种系列；国内只有前二种而称为P、PS系列，P系已制订了系列标准，代号为JB/T 6952—93。

7.3.1 P型链变速器

图7-12为基本型P型链变速器的结构图。两对有60个齿槽的弧面链轮1用导向键分装在一根平行轴9上；滑片链套在两对链轮上并用弹簧加压的压脚机构28将其压紧在链轮上以产生一定的预紧力，并可抑制运行中链的横向跳动。调速时，通过手轮16转动具有左、右螺纹的丝杠24，经螺母、杠杆架29使一根轴上的两链轮合拢（分离）的同时，另一根轴上的两链轮分离（合拢），改变了链与两个链轮的工作圆半径，实现变速。杠杆架29的移动界限是由丝杠24上的圆锥销或圆螺母来控制的，后者便于调整界限位置。调速杠杆架29中部设有一对调节支杆25，取下右端轴盖13后，转动调整定位板11带动调节丝杠14，使螺母26带着杠杆架29连同两对链轮平行移近或挪远，链即在链副中张紧或松开。P₀型比P₁~P₆型在这一部分多设了一套由斜面和弹簧组成的自动张链补偿装置，从而减少了变速器使用过程中停车张链的次数。

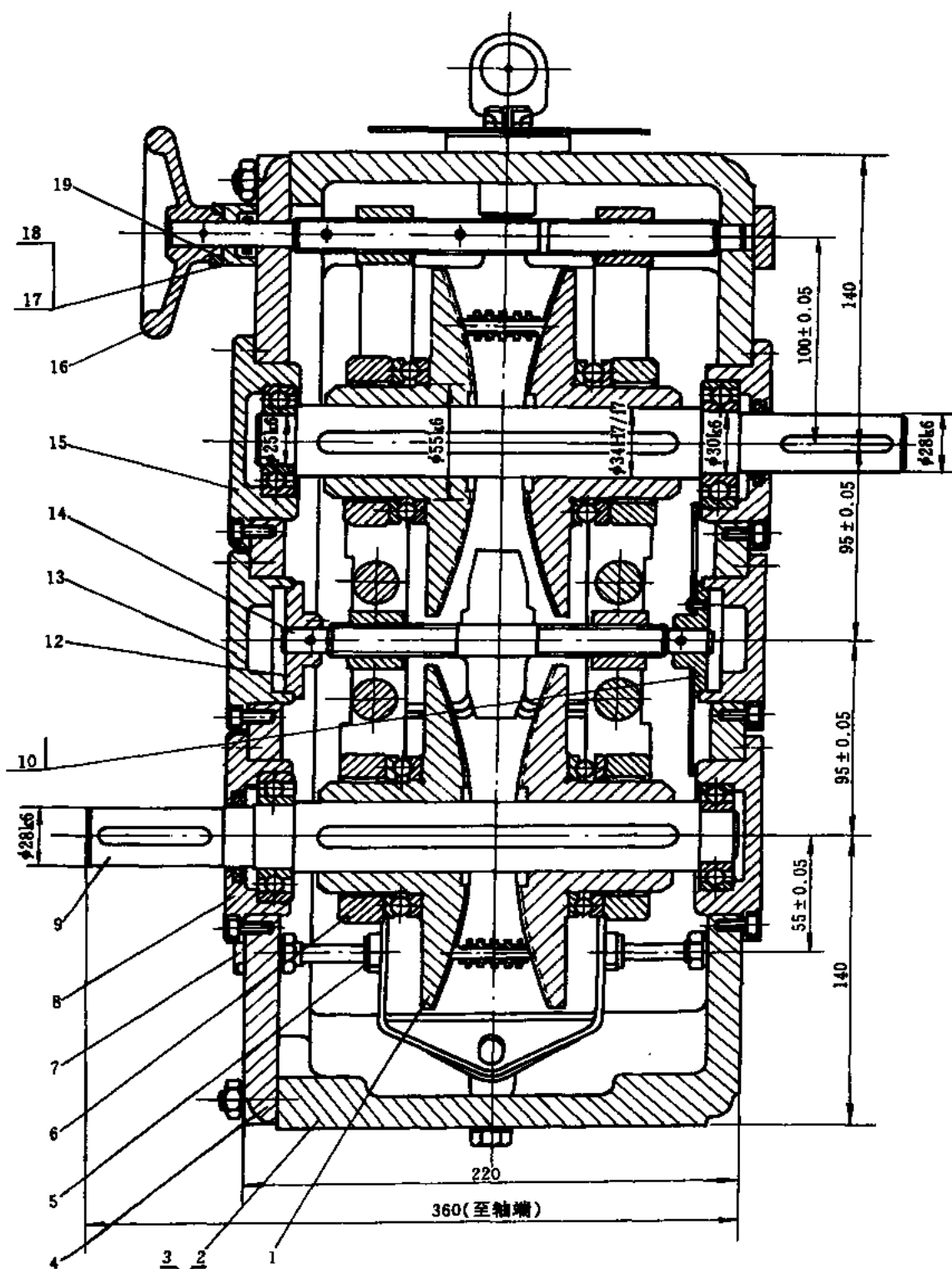
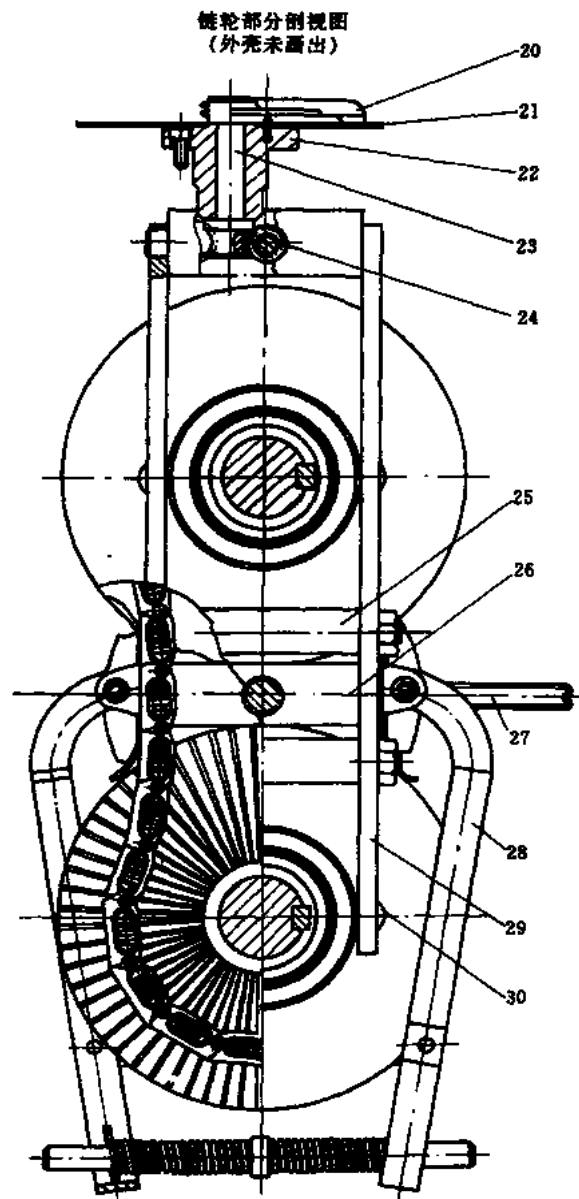


图 7-12 基本型

- 1—弧面链轮；2—箱体；3—上盖板；4—盖板；5—连板；
 11—调整定位板；12—轴座；13—轴盖；14—调节丝杠；15—轴承盖；
 21—指示盘；22—法兰盘；23—螺母轴；24—调节丝杠；25—支杆；



滑片链式无级变速器

6—压环；7—特殊螺钉；8—轴承盖；9—轴；10—轴座；
16—手轮；17—法兰；18—垫；19—弹簧圈；20—指针；
26—螺母；27—定位螺杆；28—压脚机构；29—杠杆架；30—销轴

链轮是变速器主要零件，为了保证在不同传动比时链保持等张力，链轮曲面应采用表 6-1

序号 25 所示的弧面。为使滑片顺利实现遇槽成齿，相邻齿槽的分度误差小于 $2'$ ，在整个圆内的积累误差应小于 $3.5'$ ；并应控制齿槽的对称度。安装时应保证同一根轴的两轮齿槽的峰与谷始终相对（图 7-2）。链轮的齿形如图 7-13 所示，齿数一般为 60；齿槽夹角 $\epsilon = 60^\circ$ (40°)， ϵ 过大会影响准形封的传动性能， ϵ 过小不利于滑片入槽成齿和加工。齿槽深度 h_2 是控制滑片长度和滑动距离的尺寸，生产中取为 $1 \sim 1.5\text{mm}$ ，小型号用小值，但应保证在大、小工作圆处滑片均能全高入槽，较详细的分析参见 [1] 表 6-1。大、小端槽底宽 T 及齿顶宽 S 按式 (7-9) [51] 确定：

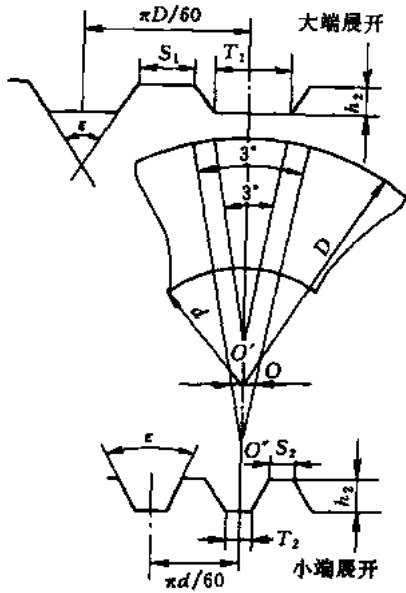


图 7-13 链轮齿形

$$T_i = 0.5 \left(\frac{\pi d_i}{60} + \Delta a - 2h_2 \tan \frac{\epsilon}{2} \right)$$

$$S_i = T_i - \Delta a \quad i = 1, 2 \quad (7-9)$$

式中 d_i 为最大和最小工作圆直径； $\Delta a = 0.35 \sim 0.65\text{mm}$ 。

链轮用 35CrMo 或 18CrMnTi 制成，经渗碳淬火，或用 38CrMoAl 进行光辉离子氮化，表面硬度不低于 HRC62。

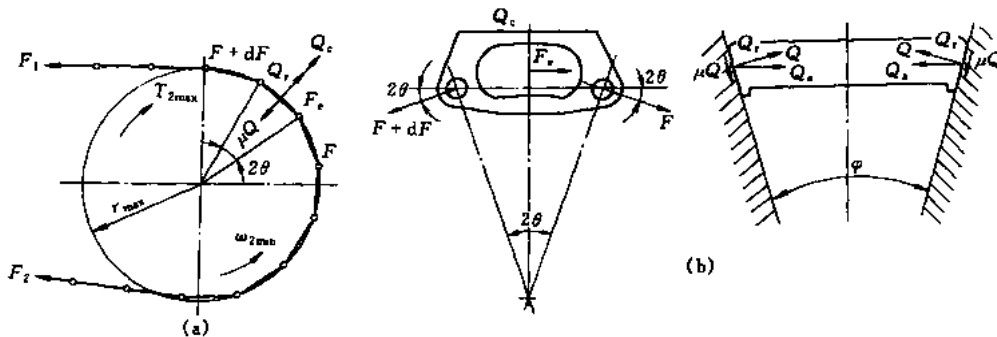


图 7-14 滑片链传动的受力分析

图 7-14 为滑片链传动的受力分析图。图 a 是从动轮的受力情况， F_1 、 F_2 分别为紧边和松边拉力， F_e 为有效圆周力， Q_c 为链的离心力， T_2 、 ω_2 为其转矩和角速度， r_{\max} 、 2θ 为其最大工作圆半径和节角。图 b 为一个链节的受力分析图， Q 为链轮压紧链的压紧力， μQ 为调速时链在链轮夹槽中移进移出时所受的摩擦力， φ 为滑片链的楔角。根据 [52, 46] 的分析，在输出转速最低时紧边拉力 F_1 最大， F_1 由初拉力 F_0 、有效工作拉力 F_e 、离心力引起的拉力 F_c 和链速变化引起的动力拉力 F_d 等四部分之和；为了获得较高的传动效率，初拉力 F_0 应为离心拉力 F_c 的 $1.25R_b$ 倍，而动载拉力 F_d 是由链节进入和退出链轮齿槽时，运动不平稳性传到压靴以外的链条部分所形成的，参照 [1, 52] 有：

离心拉力 $F_c = 0.001645q(n_1 d_{\min})^2 \quad (\text{N}) \quad (7-10)$

初拉力 $F_0 = 1.25R_b F_c \quad (7-11)$

有效工作拉力 $F_e = 20P_{2min}/n_1 d_{min}$ (N) (7-12)

动载拉力 $F_d = ma_{max} = \frac{mp}{2} \omega_1^2 = 0.001 i_{max} q (n_1 d_{min})^2 \sin \theta_{max}$ (N) (7-13)

于是有链的紧边拉力为

$$F_1 = 0.001645q(n_1 d_{min})^2(1.25R_b + 0.64i_{max} \sin \theta_{max} + 1) + \frac{20\rho_{2min}}{n_1 d_{min}} \quad (N) \quad (7-14)$$

式中 q 为链的单位长度的质量, kg/m; n_1 为主动轮转速 r/min; d_{min} 为主动轮最小工作圆直径, mm; i_{max} 和 R_b 分别为最大传动比和调速比; P_{2min} 为输出轴最小功率, kW; $Q_{max} = \arcsin(p/d_{min})$ 。

图 7-15 为压靴装置在静止 (图 a) 和负载 (图 b) 时受力分析图。静止时, 加压架的左、右侧对称, 由其平衡条件可得弹簧的压力为

$$Q_1 = 2F_0 \sin \gamma_0 (l \cos \beta \pm b \sin \beta) / c$$

式中 b 、 c 、 l 如图示为力臂尺寸;

$$\beta = \arcsin \left(\frac{d_1 - d_2}{a} \right); \gamma$$

为链折角, 其值取决于链对压靴平面的正压力

$$N, \text{ 即 } \gamma_i = \arcsin \left(\frac{N_i}{2F_i} \right), i = 0, 1,$$

2; “+”号用于升速时, “-”号

用于降速时; F_0 可按式 (7-11) 计算。

在不同传动比时, 由于链折角 γ_i 、压靴中心位置等的变化, 链张紧力略有变化, 但可近似认为是常数。

负载运行时, 由于链有紧、松边之分, 链的折角将不再相等, 紧边链折角 γ_1 将小于松边链折角 γ_2 , [46] 指出: 紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 之比近似于链折角 γ 的反比, 即 $F_1/F_2 \approx \gamma_2/\gamma_1$ 。这种联动作用的双压靴, 使链的张力随负载转矩的增加而略有增加, 但不是成比例地增大, 是一种近似于恒压加压装置。其缺点是按满载加压。

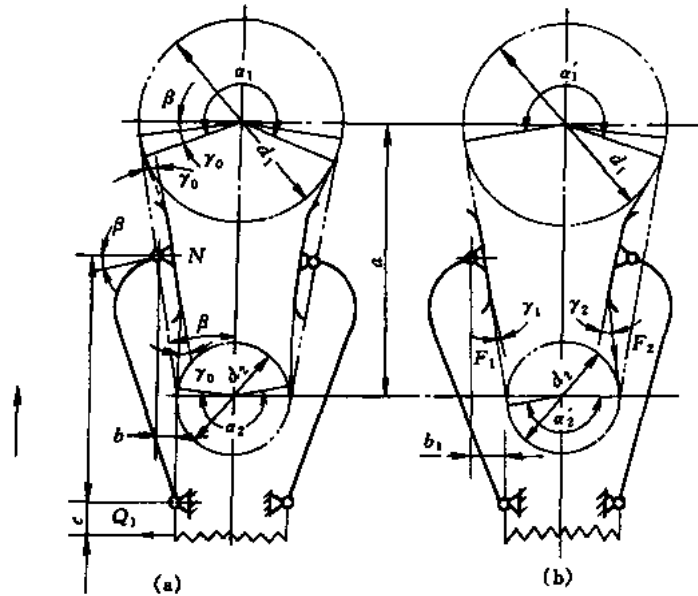


图 7-15 压靴装置的受力分析
(a) 静止时; (b) 负载时

P 型滑片链变速器的技术特性及尺寸参数见附录 4。

P 型变速器的基本型的输入转速目前还限制在 720r/min, 当用四极电动机相联时, 需在基型箱体之输入轴 (定速轴) 侧加一级定轴或差动轮系减速装置, 而形成第一派生系列的 PF、PN 和 XP 系列 (图 7-16)。仅在基型箱之输出轴侧加装一、二、三级或差动轮系减速装置的, 分别形成第二派生系列的 PB、PC、PD 或 PX 型。在基型箱体的输入和输出侧同时

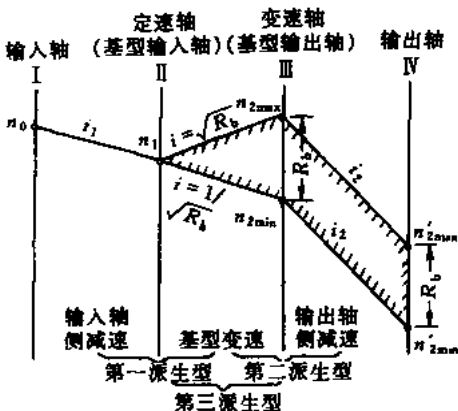


图 7-16 三类派生型变速器的转速分布图

加装减速装置时，则形成了第三派生系列。

在输入轴侧或输出轴侧接装差动轮系构成的 XP 型及 PX 型链变速器，统称为封闭行星变速器，按基本构件（转臂或太阳轮）的装配方式和齿数比的不同，可以得到功率分流、回流或混合型变速器；按所加装的差动轮系的相对传动比 $i_{ab}^H = K$ 及 P 型变速器的传动比 i_p 的不同组合，可以获得过零调速型、零起调速型、精密调速型、扩大调速范围型以及同向、反向升速或降速型等多种结构。其分析见 2.1、2.2 或 [7, 5, 6]。中国纺织机械股份有限公司已制成 XP1、XP6 和 PX4 型可供生产选用，前二种是精密调速型，缩小了调速比，扩大了输出功率；第三种是扩大调速范围型，降低了输出功率。

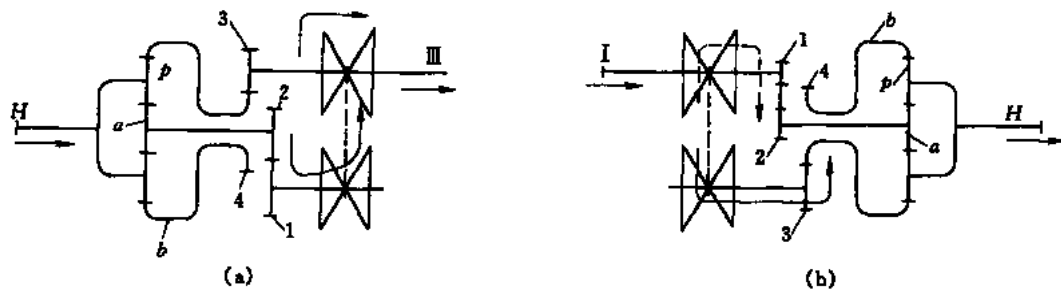


图 7-17 P 型封闭行星变速器运动简图
(a) 精密调速型 XP 型 (b) 扩大调速范围型 PX 型

图 7-17a、b 分别为 XP 型和 PX 型封闭行星链变速器的运动简图。设 i_{ab}^H 为差动轮系的相对传动比。 i_{21} 、 i_{43} 为齿轮副 1、2 和 3、4 的传动比， i_p 和 R_b 为基本型 P 型链变速器的传动比和调速比； R_z 为系统的总调速比；则可写出系统的总传动比 i_{IIIH} 、 i_{IH} 和总调速比 R_z 的公式为

$$\begin{aligned} \text{XP 型: } i_{IIIH} &= n_{III}/n_H = - (1 + i_{ab}^H) / (i_{43} i_{ab}^H + i_{21}/i_p) \\ R_z &= n_{III\max}/n_{III\min} = \frac{i_{43} i_{ab}^H + i_{21}\sqrt{R_b}}{i_{43} i_{ab}^H + \frac{i_{21}}{\sqrt{R_b}}} \end{aligned} \quad (7-15)$$

$$\begin{aligned} \text{PX 型: } i_{IH} &= n_H/n_I = (i_{21} - i_{ab}^H i_{43} i_p) / (1 + i_{ab}^H) \\ R_z &= n_{I\max}/n_{I\min} = (i_{21} - i_{ab}^H i_{43} \sqrt{R_b}) / (i_{21} - i_{ab}^H i_{43} \sqrt{R_b}) \end{aligned} \quad (7-16)$$

表 7-2 为中国纺织机械股份有限公司生产的 P 型封闭行星链变速器的主要性能参数表。

表 7-2 P 型封闭行星链变速器的性能参数^[55]

型 号	输入轴转速 n_1 r/min	总变速比 R_z	输出轴转速 n_2 r/min	输出功率 P_2 kW	基本型变速器 变速比 R_b
XP1	720	1.1	676 ~ 748	3.0	3
XP6	1500	1.35	652 ~ 886	63.23	4
		1.73	507 ~ 878	40.4	5.6
PX4	720	∞	0 ~ 720	4.5	4.5

7.3.2 PS (AS) 型链变速器

图 7-18 是 PS 型链变速器的工作原理图。它是在 P 型变速器的基础上，主要去除了径向恒

压加压的张链机构, 改用滚子端面凸轮 K_1 、 K_2 和长、短剪状杠杆 1、2 组成的轴向自动加压装置, 其压紧力与负载转矩成正比。而且还增设了链磨损自动补偿装置。由图 7-18 可见, 输入轴加压凸轮 K_1 在驱动转矩 T_1 作用下, 产生一对等值反向的轴向压紧力 Q_1 和 Q'_1 , 其值取决于 T_1 与凸轮的作用半径和槽倾角 λ ; λ 值按能够为无滑动地传递工作转矩提供足够的压紧力来设计, 详见 3.3。加压凸轮 K_2 在负载转矩 T_2 的作用下产生作用力 Q_2 、 Q'_2 ; 这时, 在输出轴链轮上的轴向压紧力 $Q_4 = Q'_2 + Q_1 = -Q_5$, 其中 Q_1 是由剪状杠杆 2 从 K_1 传来的。同理, 输入轴链轮上的轴向压紧力 $Q_3 = Q'_1 + Q_2 = -Q_6$, 其中 Q_2 是由杠杆 1 从 K_2 传来的。

输入轴链轮上的压紧力 Q_3 大于输出轴链轮上的轴向压紧力 Q_4 的差值部分, 经由剪状杠杆和平衡块 3 传给调速丝杠承受。 Q_5 和 Q_6 的差值则成为调速丝杠上的残存力, 它与平衡块 3 上的合力等值反向。

PS 型链变速器采用上述加压装置后, 在任何调速位置, 链与链轮副间均能获得与可靠传递动力时实际所需的压紧力极为相近的压紧力; PS 型变速器比相同大小的 P 型变速器可提高传动功率 30% ~ 50%, 传动效率和链的使用寿命也得到提高, 且对短期超载也不敏感; 但价格略高。

表 7-3 为国产 PS 型链变速器的性能参数。

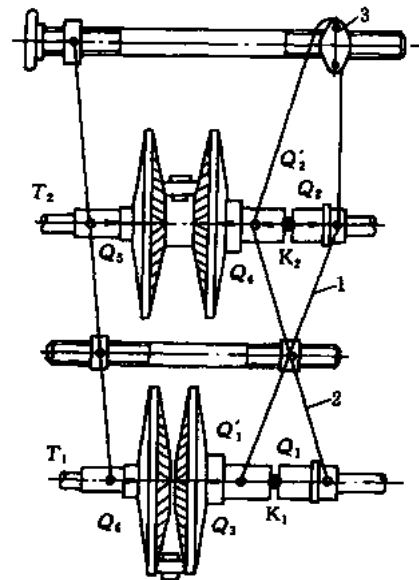


图 7-18 PS 型变速器的工作原理图

表 7-3 PS 型滑片链变速器性能表^[35]

型号	调速比 R_b	输入轴转速 n_1 r/min	输出轴转速 n_2 r/min		输出功率 P_2 kW		输出转矩 T_2 N·m	
			n_{2max}	n_{2min}	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时
PS1	3:1	950	1650	550	2.6	1.7	15	30
	4.5:1		2020	448	2.3	1.35	11	29
	6:1		2330	388	2.2	1.15	9.5	27
	3:1	830	1440	480	2.3	1.5	15	30
	4.5:1		1760	392	2	1.2	11	29
	6:1		2030	338	2	1	9.5	27
	3:1	720	1245	415	2	1.3	15	30
	4.5:1		1530	340	1.8	1.05	11	27
	6:1		1760	295	1.7	0.85	9.5	29
PS2	3:1	950	1650	550	4.1	2.8	24	48
	4.5:1		2020	448	3.6	2.1	17	44
	6:1		2330	388	3.4	1.8	14	44
	3:1	830	1440	480	3.6	2.4	24	48
	4.5:1		1760	392	3.1	1.8	17	44
	6:1		2030	338	3	1.6	14	44
	3:1	720	1245	415	3	2.1	24	48
	4.5:1		1530	340	2.7	1.6	17	44
	6:1		1760	295	2.6	1.35	14	44

续表

型号	调速比 R_b	输入轴 转速 n_1 r/min	输出轴转速 n_2 r/min		输出功率 P_2 kW		输出转矩 T_2 N·m	
			n_{2max}	n_{2min}	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时
PS3	3:1	950	1650	550	6.7	4.5	39	78
	4.5:1		2020	448	5.5	3.6	26	76
	6:1		2330	388	5.6	3	23	74
	3:1	830	1440	480	5.9	3.9	39	78
	4.5:1		1760	392	4.8	3.1	26	76
	6:1		2030	338	4.9	2.6	23	74
	3:1	720	1245	415	5.1	3.4	39	78
	4.5:1		1530	340	4.2	2.7	26	76
	6:1		1760	295	4.2	2.3	23	74

7.3.3 FMB 型链变速器^[60]

德国 Flender 公司生产的 FMB 型链变速器，采用了独特的自动加压装置、调速机构和挠曲灵活的轻型滑片链。图 7-19 为其机构示意图。主动链轮副 1、2 通过用滑键装在输入轴 3 上的自动加压装置加压和轴向调位。轴上装有销 4，销上装有万向接环 5，环左、右端的滚子 6、7 沿 U 形杠杆 8、9 的支承曲面滚动，8、9 可绕着装在轮 2 上的联动杆 12 上的销 10、11 摆动。杠杆 15、16 的一端与轮 2 铰接，另一端则铰接在轮 1 的导套上；杆 15、16 还通过杆 13、14 与 U 形杆 8、9 铰接。运转时滚子 6、7 与 8、9 的支承曲面紧贴，并通过杆系 13~16 使链轮副 1、2 相互压紧以张紧链。自输入轴引入的转矩经斜置的支承曲面 8、9，在链轮副 1、2 上产生张紧链条的轴向压紧力。轴向移动的链轮通过杆系 13~16 强制着改变支承曲面的倾斜角度，从而改变了链与轮间的压紧力的大小。设 α 为滚子 6、7 与支承曲面 8、9 的接触切平面和轴 3 法平面间的夹角。 r 为滚子中心至轴心线的半径，则当输入转矩为 T_1 时的链与轮间的轴向压紧力为 $Q_a = T_1 / r \tan \alpha$ 。输出轴转速最低时，主动链轮副 1、2 的开度最大，链在轮上的包弧最小，需要的压紧力最大，这时 α 最小，正好满足这一要求。从动轮副 19、20 的开度是由联动杆系 17、18 来控制的。

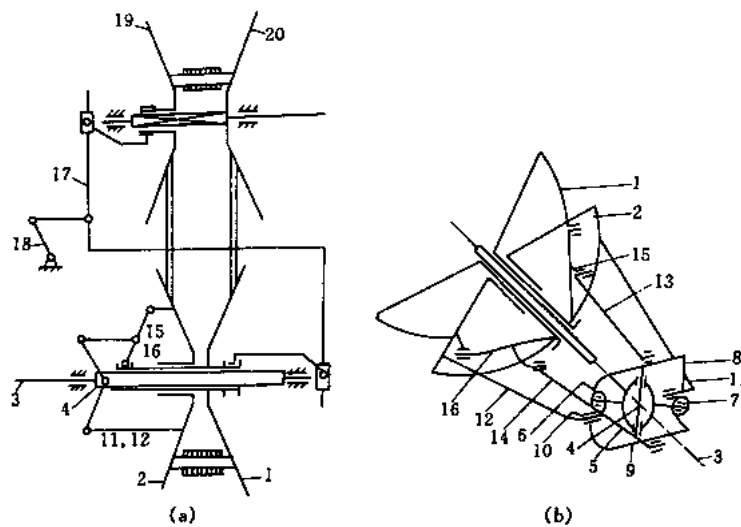


图 7-19 FMB 型变速器机构示意图
(a) 运动简图；(b) 加压装置

7.4 其他链式变速器

常见的其他链变速器有滚柱链、套环链、摆销链和导带活节链无级变速器等三类多种，其共同特点是链轮均为光面锥轮，现分别简介如下。

7.4.1 滚柱和套环链变速器

图 7-20 为滚柱链变速器的结构图。国产的型号为 PSR 型，其性能参数见表 7-4；德国产品的型号为 RS 型，其性能参数见表 7-5。

PSR (RS) 型链变速器的构造基本上与 PS (AS) 型相同，均采用剪状杠杆、端面加压凸轮组合的轴向张链机构；但链为滚柱链或套环链（大功率时），且链轮为光面轮。由于滚柱链节距小 ($p = 12 \sim 16.2\text{mm}$)，重量轻，可用于较高的链速（国外 $n_1 = 1200 \sim 1450\text{r/min}$ ，国产 $n_1 = 960 \sim 1400\text{r/min}$ ），传动功率 $P_2 = 1.84 \sim 18.38\text{kW}$ 、变速比 $R_b = 2.7 \sim 10$ 。

传递大功率时，可采用图 7-21 所示的双列套环链变速器，功率较小者亦有采用单列套环链的。其功率参数见表 7-5 下半部分。图 7-21 中采用平盘 9 作为中间隔盘将两根套环链隔开，形成单斜楔角；上、下各有两个锥面轮 8 在调速时均需轴向移动，形成上开（上闭）、下闭（下开）的轮槽，以改变工作圆半径而实现无级变速。套环链变速器由于结构复杂、制造困难，故应用不普遍。

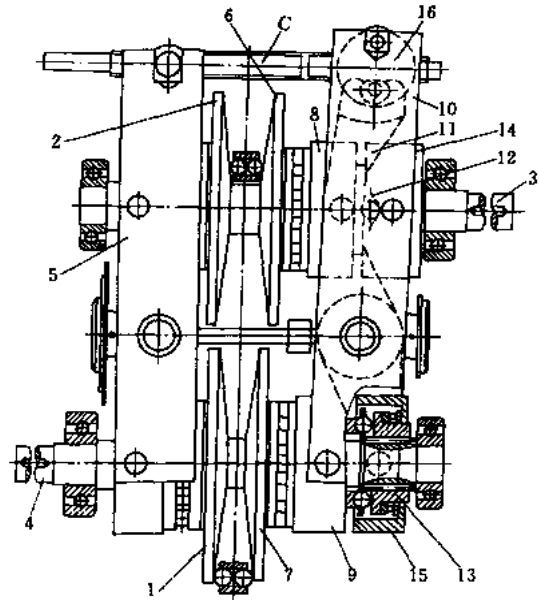


图 7-20 RS 型变速器结构图

- 1、2、6、7—链轮；3—输入轴；4—输出轴；5—单杠杆；
- 8、9、12、13—加压环；10、11—长、短剪状杠杆；
- 14、15—套筒；16—平衡块

表 7-4 PSR 滚柱链无级变速器性能表^[35]

型 号	变速比 R_b	输入轴转速 n_1 r/min	输出轴转速 n_2 r/min		输出功率 P_2 kW		输出转矩 T_2 N·m		链条规格及节数	出轴减 速比 i
			$n_{2\text{max}}$	$n_{2\text{min}}$	$n_{2\text{max}}$ 时	$n_{2\text{min}}$ 时	$n_{2\text{max}}$ 时	$n_{2\text{min}}$ 时		
PSR6	2.7:1	1400	2300	852	18.01	10.07	74.8	108.3	PSR6-76	1
	4:1		2800	700	17.28	7.94	58.9	108.3	PSR6-74	
	6:1	1200	2939	490	15.81	6.47	51.4	108.3	PSR6-72	
	10:1	960	3035	304	8.97	4.33	28.2	108.3	PSR5-82	
PSR6	2.7:1	1400	1550	575	18.01	10.07	110.74	160.72	PSR6-76	1/1.48
	4:1		1890	472	17.28	7.94	87.22	160.72	PSR6-74	
	6:1	1200	1921	320	15.81	6.47	65.66	160.72	PSR6-72	1/1.53
	10:1	960	1984	198	8.97	4.33	34.79	160.72	PSR6-82	

表 7-5 RS 型无级变速器的功率表^[38]

型 号	输入轴转速 n_1 (r/min)	变速比 $R_b \approx$	输出功率 P_2 , 马力		链号-节数
			恒转矩使用	恒功率使用	
滚 柱 链 式					
RS1	1450	3	4~7	7	Rc3-52
		4	3~6	6.5	Rc3-50
		6.5	2.5~5.5	4.7	Rc3-50
RS12	1450	10	2~5	5	Rc3-60
RS2	1450	3	8~4	12.5	Rb4-60
		4	7~13	11	Rb4-60
		6.5	4~10	9	Rb4-58
RS3	1450	3	11~22	20	Rc4-62
		4	10~20	18	Rc4-62
		6	7~18	15	Rc4-60
RS34	1450	2.7	14~25	22	Rc4-76
		4	11~24	20	Rc4-74
		6	9~22	18	Rc4-72
	1200	10	6~12.5	10	Rb4-82
套 环 链 式					
RS4	1450	3	18~35	30	ER30-74 (单列)
		4.5	16~32	28	ER30-72 (单列)
		6	15~30	26	ER30-71 (单列)
RS33	1450	2.8	28~52	48	ER30-67 (双列)
		3.8	25~48	42	ER30-65 (双列)
		5.5	23~45	36	ER30-64 (双列)
RS44	1450	2.7	50~85	75	ER30-86 (双列)
		4	45~80	68	ER30-84 (双列)
		6	40~75	60	ER30-82

注: 1 马力 = 0.7355 kW。

7.4.2 摆销链变速器

摆销链变速器中均采用摆销链(图 7-10)。现已用于生产的有双锥面轮的 RH 型(图 7-22)链变速器和单锥面轮的 RK 型链变速器(图 7-25)两类。

RH 型变速器采用了摆销链、凸轮滚子式自动加压装置以及液压控制的调速系统等,使增大传递功率和减小体积的要求得到进一步满足。

RH 型变速器的输入、输出轴有相同的链轮轴组件结构(图 7-22)。轮 3 是可移轮,而 3' 是定位轮,输入、输出轴上的可移轮与定位轮对角安置。可移轮上装有随同回转的油缸 6,自动加压装置也容纳在其中,传动轴的中心长孔 7 是液压油路的组成部分。

输入的转矩在加压凸轮 1 上产生轴向力,它通过滚子 2 传给可移轮 3,将链 4 压紧在定位轮 3' 上,滚子 5 又将定位轮支承在轴肩上;这样,强力的压紧力只以内力的形式作用在旋转的链轮轴组件内部,而不作用于箱体轴承。

摆销链在光面链轮副间运行,输出轴转速的变化是由于两个对角安置的可移轮轴向移动的结果。可移轮移动时始终保持链的运动平面垂直于轴心线。转动调速旋钮 3(图 7-23), 四边伺服滑阀 5 即被曳动离开中间位置,这时压力油通过传动轴中心长孔注入油缸之一;而另一油缸则同泄油回路接通。注入压力油的链轮副合拢,使链轮工作圆变大,而链又将接通泄油回路的链轮副张开,使链轮工作圆变小,从而实现变速。输入轴的可移轮上有反应链轮位置的滑块 G,通过简单的杠杆系统,随时把可移轮的移动反馈到伺服阀,使之复位。所以,输出轴达到

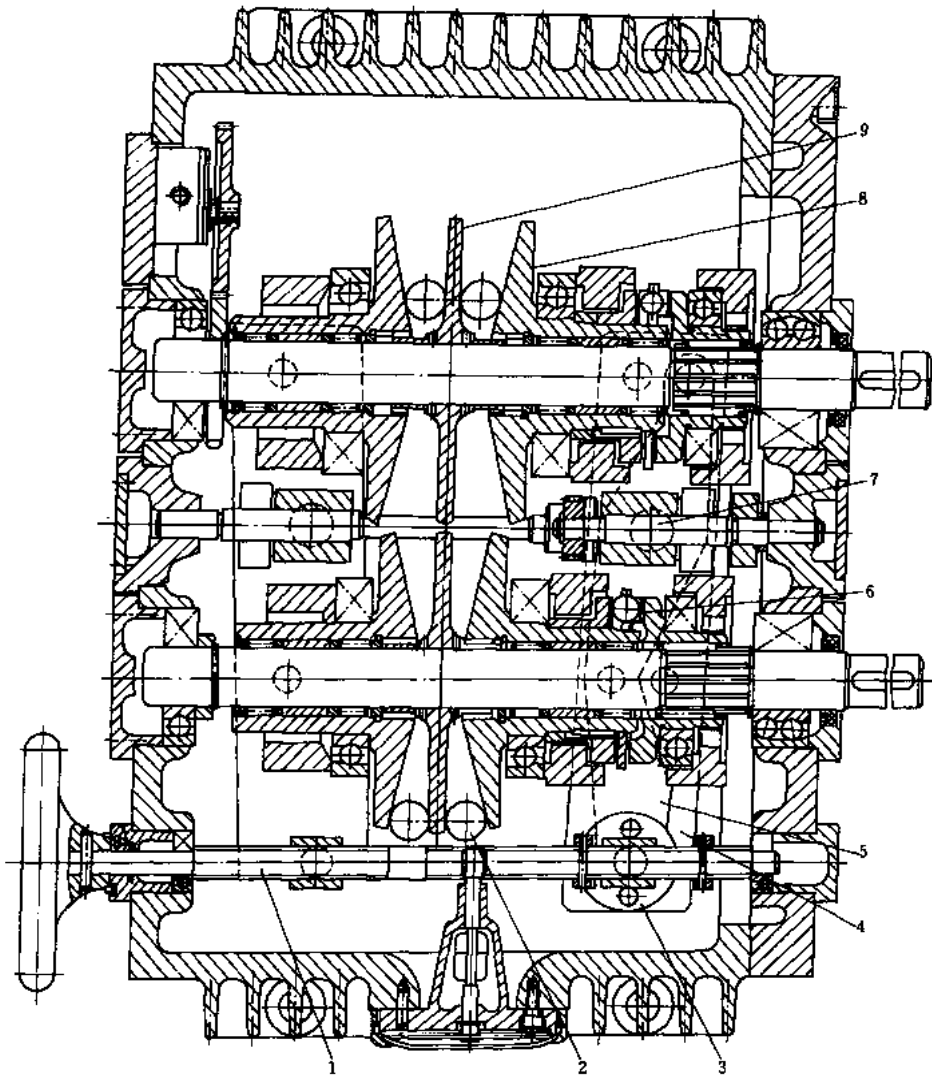


图 7-21 PS 型双列套环链变速器
 1—调速丝杠；2—双列套环链；3—平衡块；4、5—长、短剪状杠杆；
 6—自动加压装置；7—排链机构；8—锥面轮；9—中间隔盘

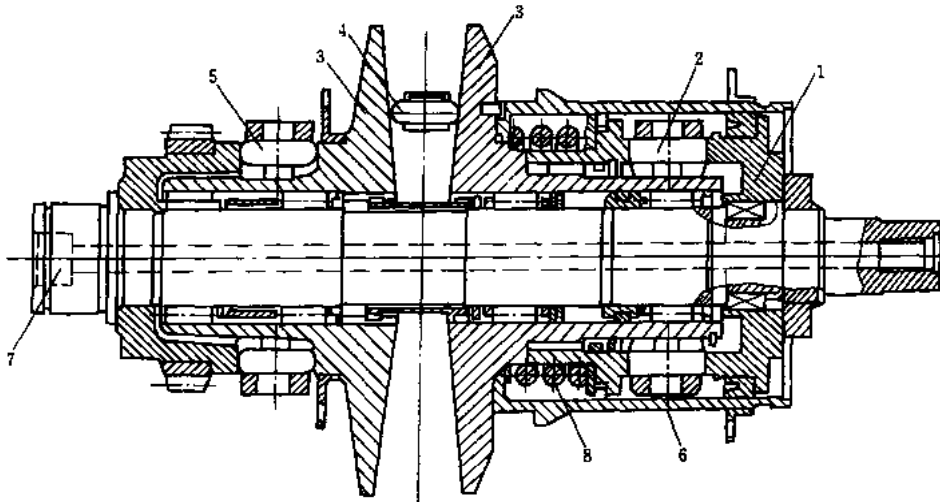


图 7-22 RH 型变速器链轮轴组件结构图
 1—加压凸轮；2、5—滚子；3、3'—链轮；4—摆销链；6—油缸；7—长油孔；8—弹簧

预选转速时，伺服阀也已恢复到中间位置。这时，输入、输出轴都与低压油路接通，油液保持动态平衡，油缸中保持相同的油压，对链进行辅助加压。回流油用以对零件强力润滑。液压系统只用于调速和辅助加压，所以是一种低压回路。调速时，工作油压约为 1MPa，而平衡油压约为 0.3~0.5MPa。供应压力油的齿轮油泵装在箱体内部，由恒速轴驱动。

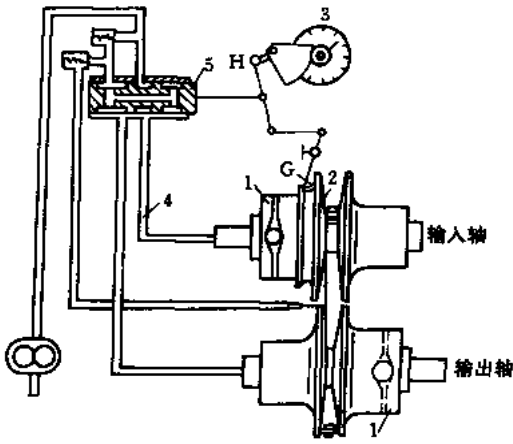


图 7-23 RH 型变速器工作原理图
1—加压凸轮；2—链轮；3—调速旋钮；
4—油管；5—伺服阀

液压系统除能调速外，还能保证链轮的正确位置，从而稳定输出轴转速。若输入轴的可移轮 2 由于载荷升高而带来的“骚扰”使其左移，这时因调速旋钮未动，H 端固定不变，滑块 G 通过杠杆系将滑阀 5 向右拉，使压力油进入管路 4 中，油缸中油压升高，将可移轮向右推，反馈到伺服阀，恢复中间位置，重新接通低压油路，建立新的平衡，起到位置控制作用。

RH 型变速器充分利用了摆销链适用于高速的特点，所以它是把电动机转速提高一倍左右，再接到输入轴上的。表 7-6 是 RH 型变速器的功率表。

RH 型变速器充分利用了摆销链适用于高速的特点，所以它是把电动机转速提高一倍左右，再接到输入轴上的。表 7-6 是 RH 型变速器的功率表。

表 7-6 RH 型无级变速器的功率表^[59]

型 号	电动机功率 P_1 马力 ($n_1 = 1450\text{r/min}$)	输出轴转速 n_2 与功率 P_2				摆销链
		$R_b = 4$		$R_b = 6$		
		$n_2, \text{r/min}$	P_2 马力	$n_2, \text{r/min}$	P_2 马力	
RH21	7.5	2900	6.6	3550	6.6	单列
		725	4.1	590	3.3	
RH41	20	2900	18.5	3550	18.5	双列
		725	11.5	590	9	
RH51	50	2900	46	3550	46	双列
		725	28.5	590	23	

注：1 马力 = 0.7355kW。

RH 型变速器像其他链变速器一样，可按用途制成派生型。这是用积木式结构来达到这一目的的。派生型的最大功率可达 100 马力，最高输出转速达 5460r/min。若在输入轴侧接装差动齿轮箱而组成行星变速器，则传递功率还可显著提高。近来有型号为 RHBV、RHCY 的派生型变速器，可满足金属切削机床等恒功率、宽调速范围的要求；它们可驱动 5.5、7.5 和 11kW 的主传动， $R_b = 36$ 。它们是在 RH 变速器的输出轴侧接装有级齿轮变速箱，将输出轴分成相互衔接着的转速段落来进行无级变速（图 7-24）^[62]。

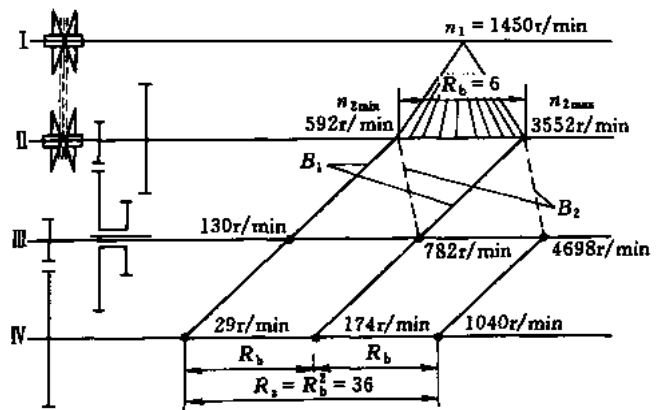


图 7-24 RHCY21 型变速器的传动简图和转速图

它们是在 RH 变速器的输出轴侧接装有级齿轮变速箱，将输出轴分成相互衔接着的转速段落来进行无级变速（图 7-24）^[62]。

RK型变速器采用了独特的自动加压装置和轻便的调速机构，形成了变速准确、噪声低、起动稳妥的新颖变速器（图 7-25）。

并列着的平面轮 1 和 2 是定位轮，它的位置经校正到链在任何变速位置时的运动平面都能垂直于轴线后，再不变更。调速时，两传动轴上的光面锥轮 3 和 4 作反向的轴向移动。

调速机构由滚珠螺旋传动副 5、6 和锥齿轮 7、8 组成。旋动调速旋钮 9 即可使可移轮移动而进行变速。

轴向压紧力随传动比而变化、且与转矩成比例的无空隙转换的自动加压装置（图 3-6），被用于 RK 变速器后使变速准确。即使起动转矩的峰值是电动机名义转矩的 7~10 倍时，也能借以稳妥起动；所以它是自动加压装置的新成就。

表 7-7 是 RK 型变速器的功率表。

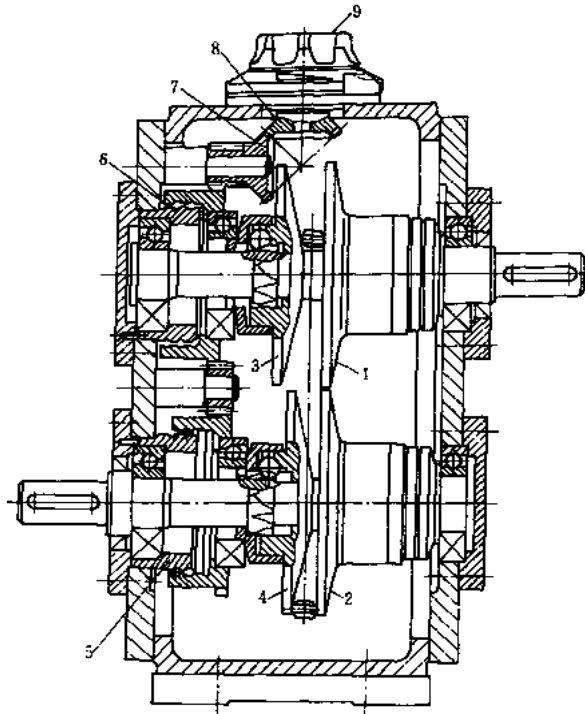


图 7-25 RK 型变速器

1、2—平面轮；3、4—锥面轮；5、6—滚珠螺旋
7、8—锥齿轮；9—调速旋钮

表 7-7 RK 型变速器的功率表^[63]

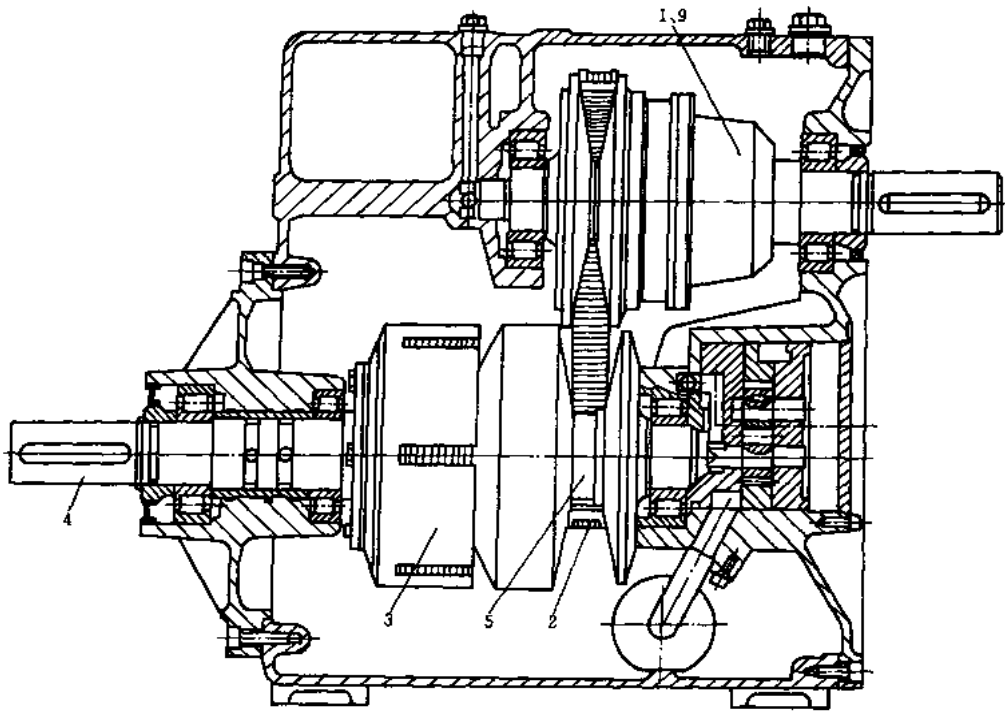
型 号	输入轴转速 n_1 r/min	输出功率 P_2 , kW		
		$R_b = 3$	$R_b = 6$	$R_b = 10$
RK1	1450	5.2	4	3.7
RK2		10.3	7.5	6.3
RK3		16	13.2	9.2

7.4.3 导带活节链变速器

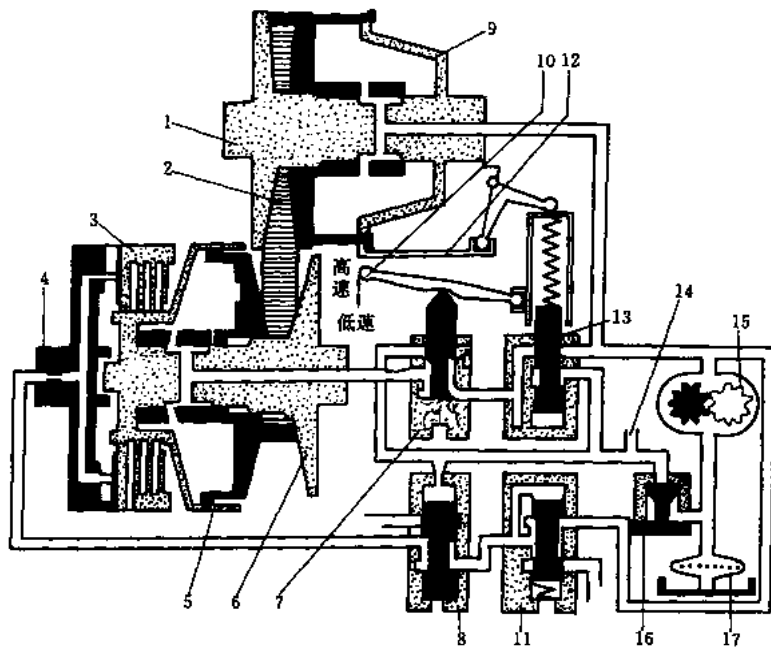
导带活节链粗看起来和其他力封传动的挠带变速器一样，同样是两对可移锥面轮中夹持着一条挠带（图 7-26），但其作用原理则完全不同。它是荷兰 Van Doorne's Transmisse 公司出品的 Transmatic 系列变速器，既可用于固定机械也可用于运输车辆。

图 7-26a、b 分别为 Transmatic 变速器的结构和液压控制系统原理图。这种变速器不像一般挠带变速器那样单纯通过带的张力来传递动力，而是像图 7-4 及其分析说明的那样，它是依靠导带与活节块、活节块与链轮间的摩擦力以及活节块摆动线处的推力来完成动力传递的。为了防止活节块的曲折凸起，带张力与活节块间的推力应有一定的比例。传递动力所需施加在链轮上的轴向压紧力的大小，应保证不打滑地传递动力；应考虑带与活节块、活节块与链轮间的摩擦系数和额定传动比。压紧力是由控制变速的同一液压系统提供。

Transmatic 变速器的液压系统（图 7-26b），除产生上述链轮压紧力以外，还承担着调速、操纵（起动/安全）离合器、润滑和冷却等任务。



(a)



(b)

图 7-26 Transmatic 变速器

(a) 结构图; (b) 液压控制系统

- 1、6—从、主动轮轴; 2—导带活节链; 3—起动/安全离合器; 4—输入轴; 5、9—主、从动轮轴油缸;
 7—调速阀; 8—离合器控制阀; 10—调速杠杆; 11—离合器减压阀; 12—探测器; 13—主阀;
 14—润滑油路; 15—油泵; 16—润滑循环安全阀; 17—滤油器

油泵 15 经滤油器 17 自油池中吸入油液，送到主动轮轴 1 处，油泵输出油压由主阀 13 的弹簧力确定。调速阀 7 根据由调速旋钮（或杠杆）10 所给定的传动比和由探测器 12 从可移从动轮上测得的实际传动比来调节主动轮轴油缸中的油压。调速旋钮转动之际，打破了供油油量和溢流油量之间的平衡关系，从而迫使导带活节链改变工作圆直径。新的链位由探测器反馈到调速阀，并按所属油压比 ($p_{从}/p_{主}$) 重新建立平衡位置。

液压系统中从动轮处的油压可只取决于传动比而与转矩无关；也可以按传动比和转矩来调整，这时效率可以提高，但油路较复杂，成本增高。

Transmatic 变速器在输入轴 4 和主动轮轴 6 之间设有起动/安全离合器，这使机动车辆的动力源能空载起动，也可在一切超载情况下保护动力源和机器。

Transmatic 变速器设计分析的公开发表资料甚少，可参阅 [40, 73, 74]。

7.5 链式卷绕变速器

链式卷绕变速器又称重锤式张力自动调整无级变速器，德国称为 U 型卷绕装置，国产称为 PU 型。它用作线（带）材卷筒的卷绕或退绕的传动装置，是一种能自动调节卷（退）绕张力与速度的专用无级变速器。

图 7-27a、b、c 分别是卷绕变速器的总装、传动和控制头。变速传动部分由传动轴 1、3、15，链轮 7、13、16、18，链条 17，齿轮 2、3 和端面凸轮自动加压装置 a_1 、 a_2 等组成。链轮 7、16 可作轴向移动， a_1 、 a_2 分别与链轮 7 及轴 3 用键联接。卷绕时轴 15 与主传动相连，轴 1 与卷绕滚筒相联，退绕时则相反，见图 7-28。

控制部分由调节杠杆 14、滚子 12、控制凸轮 11、重锤 G 及其杠杆 5 等组成；控制头中有两个阻尼器 8，其作用是减轻工作时可能出现的振动和冲击现象。当被卷绕（退绕）物的运行速度和卷筒芯层（外层）部分的速度不一致时，可用方头螺钉进行调节使其一致，以适应于不同初始直径的卷筒。重锤杠杆上刻有厘米刻度，卷（退）绕张力与重锤 G 在杠杆上的位置有关，G 位于杠杆末端时张力最大。

由加压凸轮 a_1 、 a_2 及钢球组成的加压装置在传递转矩的同时，向链轮 7 施加一轴向压紧力 Q_2 。重锤 G 通过杠杆 5、控制凸轮 11、平衡滚子 12 和杠杆 14 对轴 15 上的链轮 16 施加一轴向压紧力 Q_1 。卷绕变速器作为一种传动装置，应满足 $Q_1 = Q_2$ 时才能起传递转矩的作用。

卷绕变速器进行自动调节的先决条件是：被卷（退）绕物的卷绕速度由生产机械或由拖动的配对辊所决定。卷绕变速器作退绕器用时，在传动中的联接方式如图 7-28a 所示。轴 1 为定速、恒转矩轴，通过减速传动与机器的主传动相联，而轴 15 为变速、变转矩轴，通过减速传动与退绕滚筒相联。轴 1 通过单向离合器与主传动联接，以防止开车时力的反向传递。

卷绕变速器作卷绕器用时的联接方式如图 7-28b。动力由轴 15 输入，轴 15 是定速、定转矩轴；轴 1 是变速、变转矩轴；通过减速传动与卷绕滚筒相联。为了减小开车时的冲击作用，轴 15 上应加装起动和过载离合器，卷绕器与卷绕滚筒之间最好不要用传动带传动。

在作恒张力卷（退）绕时，当卷筒直径 D 变化时卷绕张力 F 保持不变；卷筒的转速 n_c 、卷绕转矩 T_c 、功率 P_c 与卷筒直径 D 之间有以下关系：

$$n_c = 19.099v/D \quad (r/min)$$

$$T_c = 0.5FD \quad (N \cdot m)$$

$$P_c = Fv/1000 \quad (kW)$$

式中 D ——卷筒直径, m;
 F ——卷绕张力, N;
 v ——卷绕速度, m/s。

所以是恒功率控制变速。生产实际中往往要求卷(退)绕张力随着卷筒直径的变化而按某一预定的规律变化, 例如纺织工业中经卷的卷绕张力要求随经卷直径的增加而减小, 以保证卷装内部压力均匀, 这时有

$$F = F_0 \left(1 - \frac{D}{D_0} k\right) \quad (\text{N}); \quad T_c = 0.5FD \quad (\text{N}\cdot\text{m}); \quad P_c = Fv/1000 \quad (\text{kW})$$

式中 F 、 F_0 ——卷(退)绕张力与起始卷(退)绕张力;
 D 、 D_0 ——卷(退)绕直径与起始卷筒直径, m;
 v ——卷绕速度, m/s;
 k ——张力梯度, 由生产工艺条件确定。

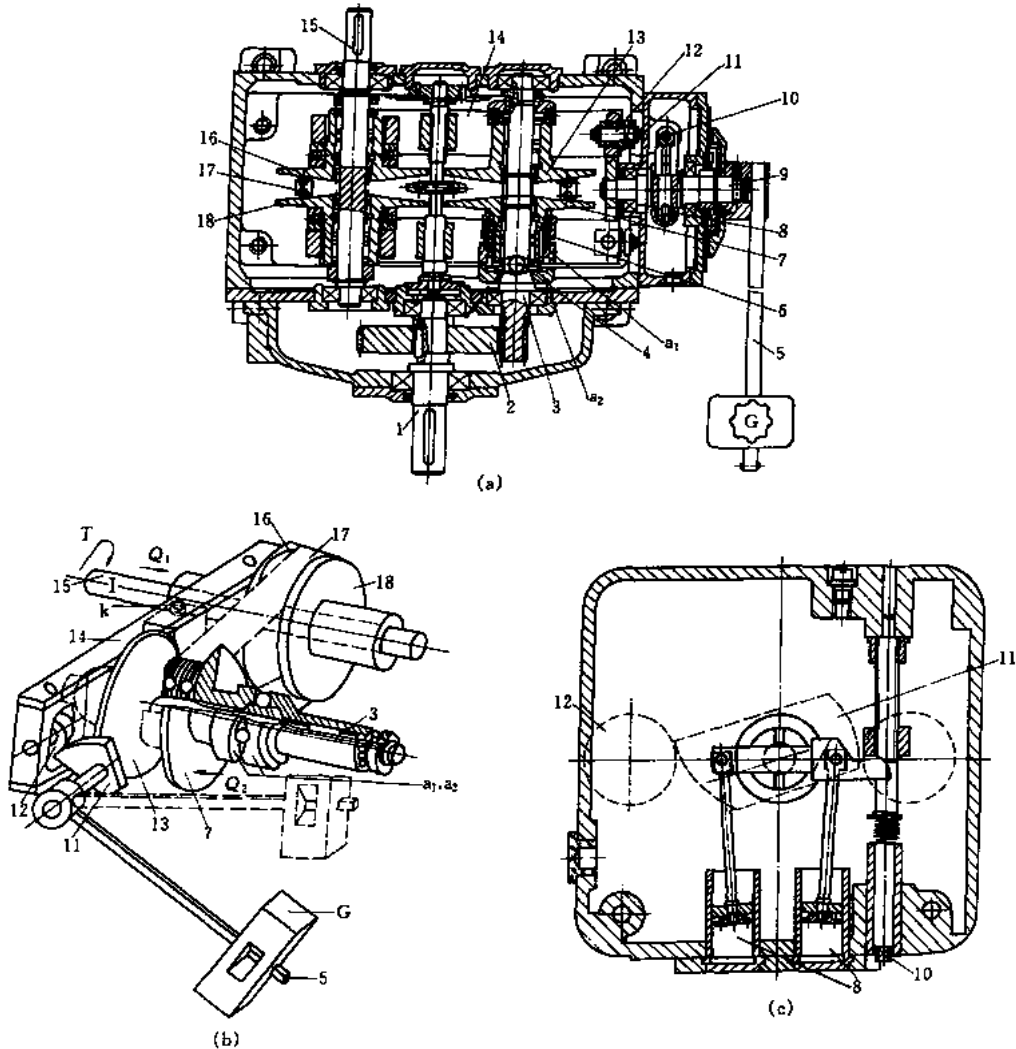


图 7-27 卷绕无级变速器

(a) 结构图; (b) 轴测图; (c) 控制头

1、3、15—传动轴; 2—齿轮; 4—加压钢球; a_1 、 a_2 —加压凸轮; 5—重锤杠杆; 6—弹簧; 7、16—可移链轮;
 8—阻尼器; 9—控制轴; 10—方头螺钉; 11—控制凸轮; 12—滚子; 13、18—固定链轮; 14—调节杠杆; 17—滚柱链

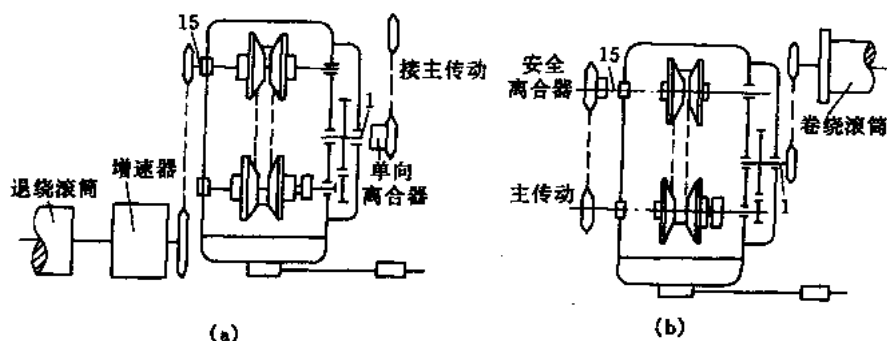


图 7-28 卷绕变速器的联接方式
(a) 退绕时; (b) 卷绕时

恒张力卷(退)绕时,卷筒转速 n_c 与直径 D 呈双曲线关系,卷绕转矩 T_c 与卷筒直径 D 呈线性关系;卷绕张力、速度和功率均为定值。对于变张力卷(退)绕时,则为变卷绕转矩和变功率卷(退)绕。

现对卷(退)绕器的自动调节过程分析如下:

主传动(或退绕滚筒)将转矩传递给变速器的轴 15(图 7-27),经由链轮 16、18、链条 17 传给空套在轴 3 上的链轮 7、13,再经自动加压装置传给轴 3,轴 1 通过传动件传给卷绕滚筒(或主传动)。

设主传动(或退绕滚筒)传递给轴 15 的转矩为 T_1 ,若不计机械损失,则传递给链轮 7、13 及轴 3 的转矩 T_2 为

$$T_2 = i_{12} T_1; \quad i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

式中 i_{12} ——变速部分的传动比;

d_1, d_2 ——轴 15 和轴 3 上链轮的工作直径;

n_1, n_2 ——轴 15 和轴 3 的转速。

作卷绕器时,系统的阻力矩是卷绕滚筒的张力矩 T_T ,

$$T_T = FD/2$$

式中 F ——卷绕张力;

D ——卷筒直径。

作退绕器时,系统的阻力矩是制动力矩 T_z ,在运转状态不变时,制动力矩为定值。

恒张力卷绕器的自动调节过程可用图 7-29a 表示。开始卷绕时卷筒直径为 D_0 ,重力杠杆处在最低的位置上,轴 3(图 7-27)上的链轮在最小直径处工作,作用在 a_1 上的驱动转矩 $T_{a1} = T_2$ 而与作用在 a_2 上的阻力矩平衡,相当于图中 A 点。加压装置仅起传递转矩的作用。当卷筒直径增加 ΔD 时 T_T 增大,所以作用在 a_2 上的阻力矩 T_z 也随之增大,使 $T_{a1} \neq T_z$,平衡被破坏,加压凸轮 a_1 与 a_2 发生相对偏转, Q_2 增加,推动加压凸轮 a_1 及链轮 7 向左移动。同时轴 15 上的链轮 16 也向左移动,使 d_2 增大, d_1 减小,因而 i_{12} 及 T_a 均增加。这种变化一直要进行到 T_{a1} 产生的增量使 T_{a1} 又与 T_z 平衡时为止,相当于图中的 C 点,至此 a_1 与 a_2 的相对偏转停止。但是, C 点的平衡是暂时的,卷筒直径增大又会打破这种平衡,上述的自动调节过程就是这样反复不断地进行,直到卷绕过程全部结束。

在卷绕开始的 A 点,加压凸轮产生的对链轮 7 的轴向压力 Q_{a2} ,与重锤通过控制凸轮加

在 16 上的轴向压力 Q_1 是平衡的。平衡破坏后, a_1 与 a_2 的相对偏转使 Q_2 增加, 但由于 16 的左移使控制凸轮 11 偏转, 重锤杠杆上抬, Q_1 也会增加。凸轮设计时, 保证在卷绕过程中的任何时刻, Q_1 的变化均与 Q_2 的变化相适应, 所以能得到所要求的张力变化规律。

退绕器的自动调节过程可用图 7-29b 表示。退绕开始时, 退绕滚筒在大直径位置, 重锤在最低位置, 轴 3 上的链轮也在最小直径处工作。作用在加压凸轮 a_1 上的驱动转矩 $T_{a1} = T_2$, 与主传动给预加压凸轮 a_2 的阻力矩 T_2 平衡, 图中表示为 A 点。当退绕滚筒直径减小 ΔD 时, 退绕张力矩出现了一个负的增量; 使轴 15 上的转矩 T_1 减小, 传递给轴 3 的转矩 T_2 减小 ΔT , 因而 a_1 与 a_2 的驱动转矩与阻力矩的平衡关系被破坏, 两凸轮沿着力矩差 ΔT 的方向相对偏转 (方向与卷绕器同)。 Q_2 增加使链轮 7 向左推移, 链轮 16 也随着向左移动, 链轮的轴向移动使 d_2 增加、 d_1 减小, 因而使 i_{12} 及 T_{a1} 增加, 这种变化一直要进行到 T_{a1} 重新与 T_2 取得平衡时才停止, 图中表示为 C 点。同样, 这种平衡也是暂时的, 这种调节过程在整个退绕过程中反复不停地自动进行。控制凸轮逐渐地转动, 重锤杠杆慢慢上抬, 为保证 Q_1 与 Q_2 相对应, 退绕器的控制凸轮工作廓线应不同于卷绕器者。

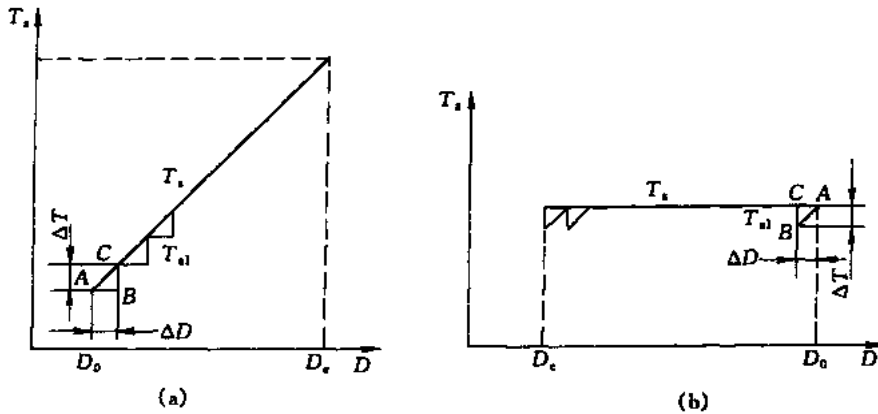


图 7-29 卷绕器的自动调节过程
(a) 卷绕时; (b) 退绕时

由以上分析可见: 加压凸轮 a_1 、 a_2 和控制凸轮 11 在卷绕变速器中是至关重要的, 在设计时, 应先设计加压凸轮的廓线, 然后再设计控制凸轮的廓线。用于卷绕器和退绕器的加压凸轮的廓线是相同的, 而它们控制凸轮的廓线则不相同, 也就是说, 要将卷绕用的变速器用于退绕时, 必须对控制凸轮进行更换, 重新设计。关于这两种凸轮的设计在 [1] 中已作了详细的介绍, 不再赘述。加压凸轮廓线的设计, 应满足两个要求: (1) 对应于卷筒直径 D , 凸轮廓线应使可移链轮 7 轴向位移, 使变速器的传动比 i_{12} 满足直径 D 的变化要求, 即 $i_{12} =$

$$\left[1 + \frac{D - D_{\min}}{D_{\max} - D_{\min}} (R_b - 1) \right] / \sqrt{R_b}, \text{ 式中 } R_b \text{ 为变速器本身的变速比, } D_{\max}、D_{\min} \text{ 分别为卷筒}$$

的最大和最小直径; (2) 对应于卷筒直径 D , 凸轮廓线的升角 $\tan \lambda = 2\mu d_2 / k_1 d_0 \cos \frac{\varphi_{a2}}{2}$ 以满足压紧力的要求, 式中 d_0 为加压滚子中心圆直径, d_2 、 φ_{a2} 为对于卷筒直径 D 的链轮 7 的工作直径和轮槽楔角。设计控制凸轮 11 的廓线时, 应保证满足: (1) 工作过程中, 凸轮 11 对平衡滚子 12 的法向力的变化, 应与预期的负载变化规律所要求的链轮 16 上的轴向压紧力相适应; (2) 工作过程中, 凸轮 11 的角位移应与链轮 16 的轴向位移相适应。

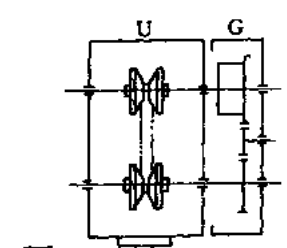
卷绕变速器有基本型, 德国称为 U 型, 有 U_p 、 U_0 、 U_2 和 U_3 四种, 其变速比均为 $R_b =$

5, 卷绕用时恒速轴转速为 1500r/min, 功率依次为 0.33、0.67、3.1 和 8kW; 退绕用时, 恒速轴的转速为 20r/min, 功率依次为 0.004、0.008、0.039 和 0.0103kW; 传动效率均在 89% 以上。当卷绕装置主(被)动轴的转速与所联接的转轴转速不一致时, 可在主动侧或被动侧加装齿轮副(德国的 FU、NU、BU、WU, U_B 和 U_C 型, 国产的 PUB2 型)。当 $R_b = 5$ 不能满足卷(退)绕卷筒的直径变化要求时, 可在输出侧加装行星齿轮而形成扩大变速范围型的派生系列, 国产的和德国的这种派生系列的动力性能参数分别见表 7-8 和表 7-9。其尺寸参数参见 [1, 55]。

表 7-8 PU 系列张力自动调整无级变速器的性能参数^[55]

型号	变速比 R_b	恒速轴转速 n_1 r/min	恒速轴功率 P_1 kW	变速轴转速 n_2 r/min	变速轴功率 P_2 kW	变速轴转矩 T_2 N·m	备注
PUB2	5	1500	3.09	950~190	2.75	27.68~138.4	$i_{12} = 3.53$ 减速
PUX3 I	7.5		5.88	1380~184	5.07	34.98~201.88	
PUX3 II	10		6.25	1370~137	4.04	28.13~198.94	
PUX4 I	7.5	1200	11	1356~159	7.5	52.8~450.4	加行星传动
PUX4 II	10		10	1706~158	6.47	36.2~391.38	

表 7-9 扩大变速范围型卷绕变速器的参数

型号	变速范围 R_b	恒速轴		变速轴			按要求传递功率 P_W 所能达到的主动轴转速 (r/min)	组合传动设备 U_C (包括基本型卷绕装置和行星传动装置)
		功率 P_{1max} 马力	转速 n_{1max} (r/min)	转速 n_{2max} n_{2min} (r/min)	功率 P_2 马力	转矩 T_2 (N·m)		
U_{C2}	7.5	0.33	1500	1140 152	0.27	1.73 9.35	当 $R_b = 7.5$ 时 $n_1 = \frac{P_W}{0.27} \times 1500$	
	10	0.25		950 95	0.22	1.64 11.5		
	12	0.25		840 70	0.21	1.82 12.9		
U_{C3}	7.5	0.7		1160 155	0.58	3.58 19.4	当 $R_b = 10$ 时 $n_1 = \frac{P_W}{0.46} \times 1500$	
	10	0.55		910 91	0.46	3.62 25.2		
	12	0.55		780 65	0.45	4.13 27.5		
U_{C4}	7.5	3.0		1200 160	2.6	15.5 89.5	当 $R_b = 12$ 时 $n_1 = \frac{P_W}{1.9} \times 1500$	
	10	2.5		1180 118	2.0	12.4 86.8		
	12	2.5		1130 94	1.9	12.1 87.5		
U_{C5}	7.5	8.0		1880 184	6.9	35.7 206	当 $R_b = 7.5$ 时 $n_1 = \frac{P_W}{6.9} \times 1500$	
	10	6.5		1370 137	5.5	28.7 203		
	12	8.5		1290 107	5.4	30 204		

使用卷绕变速器时，应注意以下事项：

(1) 凡是经常开车和停车的设备，使用卷绕变速器时，应该用最低的工作速度起动，过大的加速力往往会改变变速器的传动比，并引起卷（退）绕物短时间的锁住现象。

(2) 卷绕变速器作卷绕器和退绕器时，控制凸轮的形状是完全不同的，任何作为卷绕器的变速器，不经过改造是不可能用作退绕器的。反之亦然。

(3) 卷绕变速器的主动轴转速不能任意选定，应按产品使用说明确定。

(4) 卷绕变速器的额定功率是重锤在最外侧位置时取得的，当重锤向内侧移动时，传递功率减小，即卷（退）绕张力减小。当进轴为额定转速时，实际的传递功率 P_w 为

$$P_w = P \frac{G'l'}{Gl}$$

式中 G 、 l ——额定重锤的重量及力臂长度；

G' 、 l' ——实际重锤的重量及力臂长度。

8 脉动无级变速器

8.1 脉动无级变速器的传动原理与分类

脉动无级变速器是机械无级变速器中的一大类。

8.1.1 传动原理

脉动无级变速器是由连杆（或凸轮）机构与单向超越离合器组合成的变速器。图 8-1 为其两种结构简图。变速器主轴的匀速旋转运动，首先被连杆（或凸轮）机构转换成摇杆的往复摆动；然后再经过单向超越离合器将摇杆的摆动转换成输出轴的单向脉动性旋转运动。通过数个具有一定相位差的连杆——单向超越离合器组合机构，就可以使输出轴获得脉动幅度很小的单向旋转运动。

用调速机构来改变连杆机构中某一构件的长度（如图 8-1a 中曲柄的长度、图 8-1b 中机架的长度），以形成构件间新的尺寸比例关系，使摇杆获得不同的摆角，通过超越离合器使输出轴的转速发生变化，从而达到无级变速的目的。

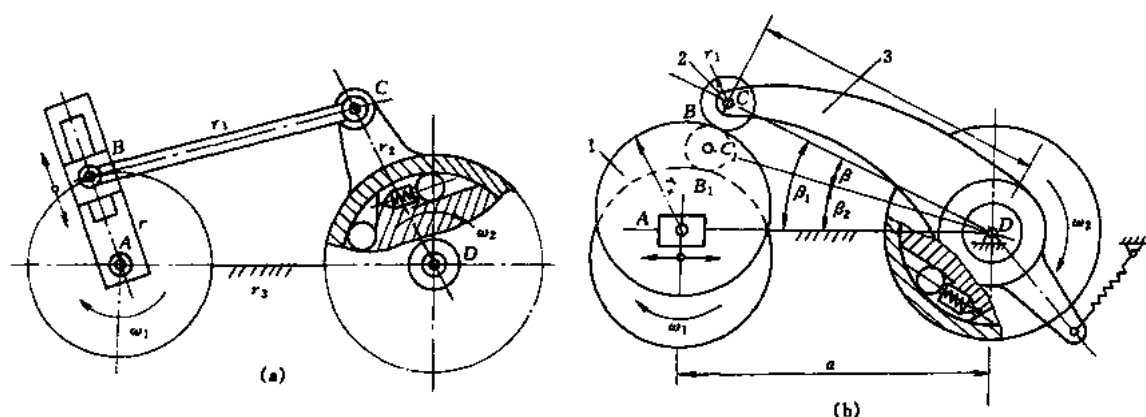


图 8-1 脉动无级变速器的结构简图

(a) 连杆式；(b) 凸轮式

1—凸轮；2—滚子；3—摇杆

连杆机构是脉动变速器的主体机构（凸轮机构也可以等效成瞬时连杆机构），而图 8-2 所示的曲柄摇杆机构又是其基本型式，现以此来分析说明。如图 8-2a，令曲柄 $AB = r$ 、连杆 $BC = r_1$ 、摇杆 $CD = r_2$ 、机架 $AD = r_3$ ，设输入轴（曲柄）转动一圈，摇杆摆动 β 角度，则脉动无级变速器的平均传动比 i_m 为

$$i_m = n_2/n_1 = \beta/360^\circ \quad (8-1)$$

式中 n_1 、 n_2 ——输入和输出轴转速；

$$\beta = \beta_1 - \beta_2 = \arccos \left[\frac{r_2^2 + r_3^2 - (r_1 + r)^2}{2r_2r_3} \right] - \arccos \left[\frac{r_2^2 + r_3^2 - (r_1 - r)^2}{2r_2r_3} \right] \quad (8-2)$$

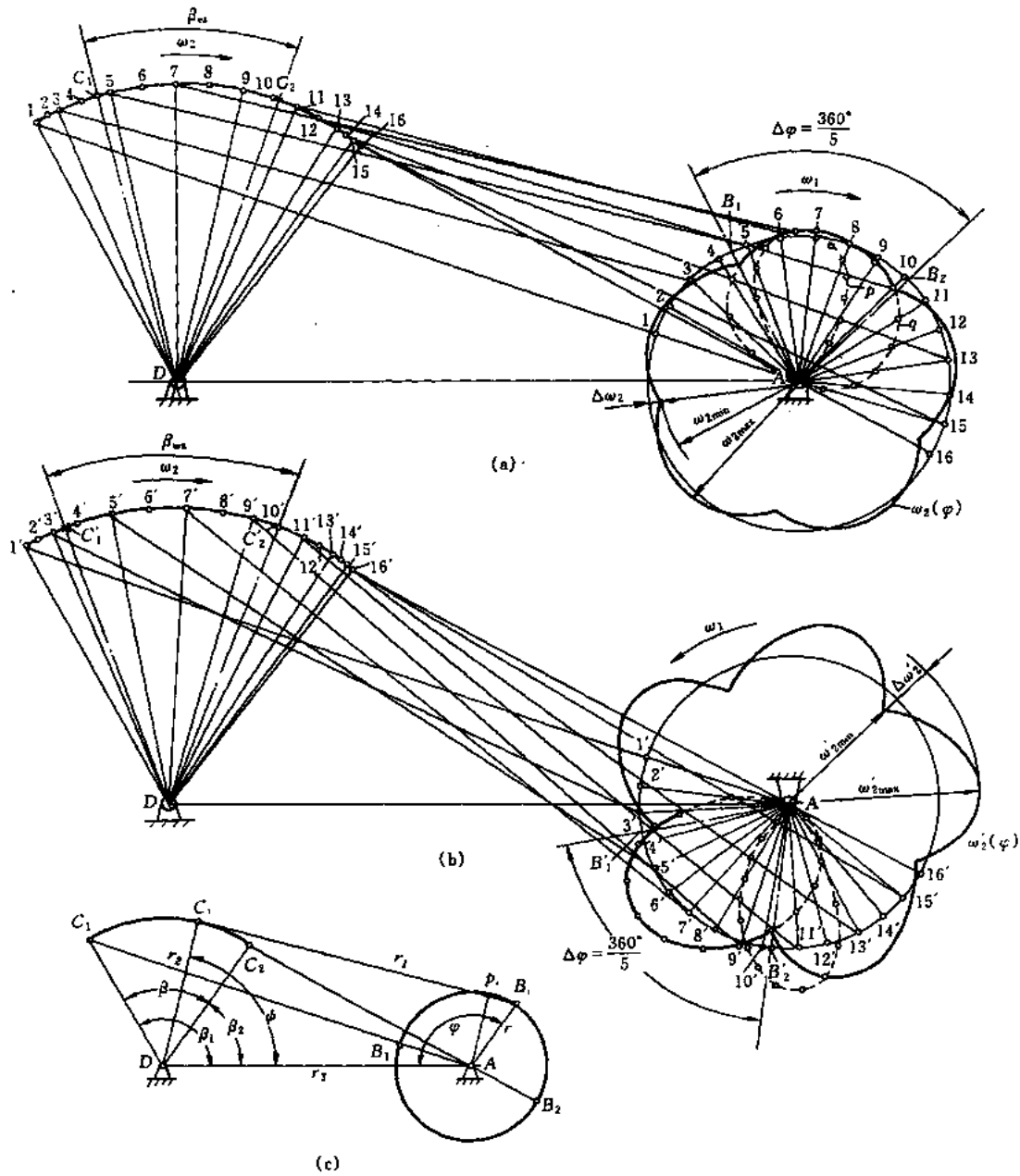


图 8-2 曲柄摇杆机构的运动分析简图
(a) 连杆机构简图; (b) 正转工作; (c) 反转工作

若脉动无级变速器仅有一个曲柄摇杆机构，则其输出是单向间歇脉动性的旋转运动，输出角速度极不平稳（图 8-3a）。为了减小脉动不均匀性，脉动变速器均在主动轴和输出轴之间装有若干个（ z 个）相互间有一定相位差的连杆-单向超越离合器组合机构，它们或是并列地布置在相互平行的平面中（图 8-7），或是呈星形布置（图 8-4）。这些间歇机构并非同时都有效地进行工作，而是在驱动方向上瞬时角速度最大的那一套机构传递转矩；即几个单向超越离合器是交替重叠地起作用。这样，虽然多套连杆机构中每套摇杆的摆角和只有一套连杆机构时摇杆的摆角 β 相同，但是前者对单向超越离合器起作用的有效摆角 $\beta_{\text{有效}}$ 将小于后者的有效作用摆角 β （这相当于超越离合器起了滤波作用，图 8-3b 中虚线部分被过滤掉了），从而使输出速度的脉动均匀性得到提高（图 8-3b 实线部分）。

设脉动变速器由 z 相曲柄摇杆机构呈并列或星形布置, 则其平均传动比 i_{mx} 为

$$i_{mx} = n_2/n_1 = z\beta_{ex}/360^\circ \quad (8-3)$$

为了确定 β_{ex} , 可用解析法或图解法来求。由于速度图解法直观, 物理概念明确, 这里简述如下: 用长度比例尺 μ_1 作机构位置图 (图 8-2a), 把曲柄工作行程转角 φ_{1w} 分为 n 等分 (图中 $n=16$), 以曲柄转动中心 A 为原点作平行于摇杆各位置 DC_1, DC_2, \dots 的辐射线 (图中未标出) 和连杆各对应位置 B_1C_1, B_2C_2, \dots 的延长线相交于 p_1, p_2, \dots 点, 连接诸 p 点得到 p 曲线, 显然它是摇杆上 C_i 点的转向速度矢量的端点曲线, p 曲线上任一点 p_i 到 A 点的长度 \overline{Ap}_i 和速度比例尺 μ_v ($\mu_v = \mu_1\omega_1$, ω_1 为曲柄的角速度) 的乘积即为摇杆上 C 点在该位置的速度值 $v_C = \mu_v \overline{Ap}_i$; 由于 $v_C = r_2\omega_2$, 故 $\omega_2 = \mu_v \overline{Ap}_i / r_2 = \mu_w \overline{Ap}_i$, 式中 $\mu_w = \mu_v / r_2 = \mu_1\omega_1 / r_2$, r_2 为摇杆的真实长度; 即 p 曲线是以比例尺 μ_w 表示了 ω_2 的大小。若将 p 曲线上各交点按所在位置的半径作圆弧, 使之和相应的曲柄位置线 AB_1, AB_2, \dots 相交, 将各交点联成一条曲线 q , 则 q 曲线即为 ω_2 的矢端曲线。它以 μ_w 的比例尺表示 $\omega_2 - \varphi_1$ 的关系。如果连杆机构有 z 个, 按相位角 $\Delta\varphi = 360^\circ/z$ 可以作出 z 条 q 曲线 (图中 $z=5$), 则可得到多相结构的有效作用的 $\omega_2 - \varphi_1$ 曲线 (图中的粗实线, 虚线为单相时的 $\omega_2 - \varphi_1$ 曲线)。图 8-2c 为 ω_1 作逆时针方向旋转时的 $\omega_2 - \varphi_1$ 曲线。

由图可知: 只有 $\omega_2 > \omega_{2min}$ 时的那相超越离合器才起作用; 当 $\omega_2 = \omega_{2min}$ 时, 该相摇杆和超越离合器处于有效摆角 β_{ex} 的两端极限位置上。为此, 可在 $\omega_2 - \varphi_1$ 曲线上按 $\omega_2 = \omega_{2min}$ 的位置定出曲柄的对应位置 AB_1 和 AB_2 , 根据这两个位置用作图法即可求出摇杆的有效摆角 β_{ex} , 即 $\beta_{ex} = \angle C_1DC_2$ 。

用调速机构改变曲柄 AB 的长度, 便可改变摇杆的对应有效摆角, 故脉动无级变速器的最大与最小平均传动比为

$$i_{mxmax} = z\beta_{exmax}/360^\circ; \quad i_{mxmin} = z\beta_{exmin}/360^\circ \quad (8-4)$$

式中 $\beta_{exmax}, \beta_{exmin}$ ——分别为摇杆的最大与最小有效摆角。

脉动无级变速器的变速比为

$$R_b = n_{2max}/n_{2min} = i_{mxmax}/i_{mxmin} = \beta_{exmax}/\beta_{exmin} \quad (8-5)$$

应当指出: (1) 同一种机构, 当 ω_1 方向不同时, β_{ex} 的大小并不相同; 图 8-2 所示机构中, ω_1 沿逆时针方向时的有效摆角大于 ω_1 沿顺时针方向时的有效摆角, 设计时应注意这一特点。

(2) 在确定输入轴旋转方向时, 应该是输出速度脉动均匀性好的方向, 即脉动不均匀系数小的方向。

(3) 连杆-单向超越离合器的相数愈多, 输出的脉动均匀性愈好, 但将使整体结构复杂化。

表 8-1 $\psi_w - z$ 的关系^[64]

z	3	4	5	6	8	12
ψ_w	0.823	0.897	0.936	0.953	0.973	0.988

常用 3~5 相较为合理。表 8-1 给出了某种四杆机构组合成的脉动无级变速器呈星形布置时和按输出脉动均匀性较好方向旋转时脉动均匀程度 ψ_w 与相数 z 的大致关系 ($\psi_w = \omega_{2m}/\omega_{2max}$, ω_{2m} 为输出构件的平均角速度), 供参考。

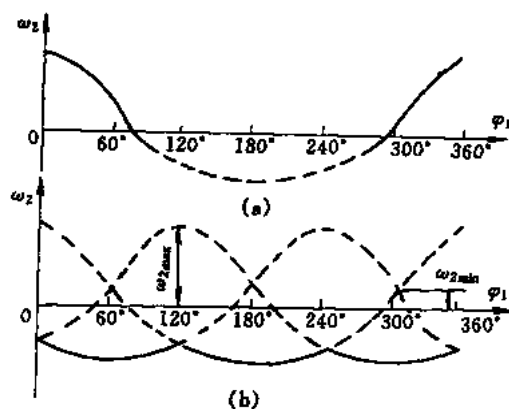


图 8-3 脉动变速器的 $\omega_2 - \varphi_1$ 曲线
(a) 单相机构; (b) 多相机构

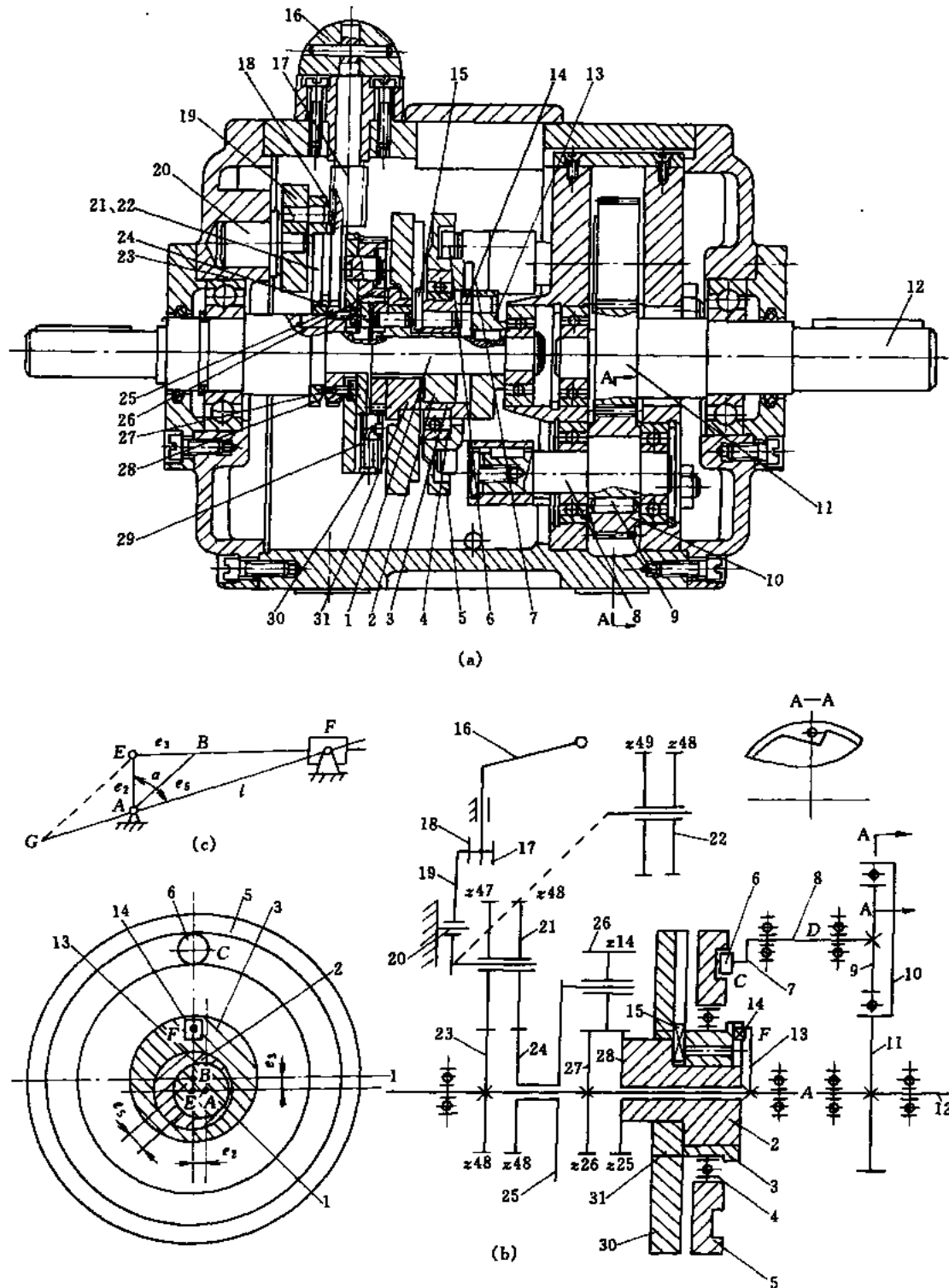


图 8-4 五相星形布置的脉动无级变速器

(a) 变速器结构; (b) 传动系统; (c) 偏心调节机构

- 1—输入轴; 2、3、5、31—偏心轮; 4—滚动轴承; 6—滚轮; 7—摆杆; 8—摆杆轴; 9—单向超越离合器;
 10、11、17、21、22、23、24、26、27、28—齿轮 12—输出轴; 13—圆盘; 14—圆销滑块; 15—滑键
 16—调速手柄; 18—扇形齿条; 19、25—支架; 20—轴; 29—弹簧插销; 30—平衡盘

8.1.2 分类、特点和应用

(1) 分类

脉动无级变速器所采用的转换机构有平面机构和空间机构。平面机构中又有连杆机构的和凸轮机构的两大类；其布置方式可分为多相并列布置的 GUSA 型（图 8-6、图 8-7）、Zero-Max 型（图 8-19），和多相呈星形布置的偏心环-齿轮式脉动无级变速器（图 8-4）。

偏心环-齿轮式变速器由传动系统和调速系统组成。它是降速型脉动无级变速器，传动系统中在圆盘 5 的环形槽内嵌一滚轮 6，滚轮 6 在摆杆 7 的销轴上旋转，摆杆 7 与单向超越离合器 9 的星轮轴 8 固结，超越离合器的外轭圈是一个齿轮 10、构件 6-7-8-9-10 共五套呈星形均布在中心齿轮 11 的四周并与 11 相啮合。主动轴 1 上装有偏心距相等（ $e_2 = e_3$ ）的两个偏心轮 2 和 3；与轮 3 同心的槽形圆盘 5 用轴承 4 套装在 3 的外圆上，5 的偏心距的大小是通过调节轮 2 和 3 的相对位置来改变（图 8-4c）。主动轴 1 由电机直接驱动。调速时，向右搬动手柄 16，通过齿轮 17、扇形齿条 18 使鞍形齿轮架 19 绕轴 20 转动一个角度，使双联齿轮 21（手柄左搬时为双联齿轮 22）与齿轮 23、24 啮合。齿轮 23 与轴 1 是固联的。由速比关系知：轮 28 最终将以 1:1175（手柄左搬时为 1:1225）的转速差相对轴 1 滞后（左搬时超前）转动，亦即偏心轮 2 以相同转速差相对于轴 1 和偏心轮 3 滞后（或超前）转动，并改变盘 5 的偏心距，以达到无级调速的目的。手柄向右搬时输出转速增大、向左搬时输出转速减小。这种变速器是德国 VEB Getriebewerk Wernigerode 公司的系列产品，它用于运输机械、金属切削机床、化工设备上，详见^[65]。

凸轮式脉动无级变速器一般为 2~4 相并列布置，凸轮廓线为偏心圆弧、阿基米德螺旋线及向径按余弦规律变化的曲线，用弹簧保证摆动从动件与凸轮接触。图 8-16 为两相凸轮式脉动无级变速器的工作原理简图。主动轴上固定装有二个相位差为 180° 的凸轮 1，摆杆的左端装有滚子 2，摆杆与超越离合器的外轭圈固结，在拉簧的作用下滚子与凸轮始终保持紧密接触。摆杆 3 在凸轮 1 的作用下做往复摆动，再通过单向超越离合器将转矩传给输出轴。调速时，松开凸轮轴支承的紧固螺栓，通过调速手轮与螺旋机构使支架沿滑槽 AD 移动以改变主、从动轴之间的距离 a ，同时改变摆杆的摆角 β 的大小，从而实现无级变速。调速完成后仍需将支架锁紧。由于调速时要改变轴间距，在结构上有诸多不便，因而很少应用。

空间机构主要是采用可调倾角的空间槽凸轮与杠杆组合的机构，作为转换机构，图 8-5 是这种变速器的结构及工作原理图。空间槽凸轮 2 固接在输入轴 1 上，绕轴 1 的轴线作旋转运动，其旋转平面与轴线相交成一个可调节的角度（ $90^\circ \pm \alpha/2$ ）。轴 1 转动时，通过凸轮 2 使空间角形连杆 3 绕 C 点摆动，其摆角为 γ ，角杆 3 的另一端点 D 通过摇杆 DEF 驱使超越离合器的内星轮绕 E 轴摆动，其摆角为 β 。通过杆 4、5 和 6 使右侧超越离合器的内星轮作同步摆动。在输出轴 7 上套装着左、右两个反向安装的超越离合器 9 和 8，其内星轮分别和杆 4、6 固结。当摇杆 3 向左摆动时，离合器 8 为工作行程，9 为空行程。当 3 向右摆动时，9 为工作行程，8 为空行程。因此，输入轴每转一圈，离合器 8 和 9 交替各工作一次。中间锥齿轮 11 的作用是使左右两个锥齿轮的有效转动均能传给输出轴 7。牙嵌式离合器 10 与轴 7 用滑键联接，而左右锥齿轮则是空套在轴 7 上的。将 10 推向左边与左侧锥齿轮接合，输出轴作顺时针向旋转；将 10 推向右侧与右锥齿轮接合，则轴 7 将作逆时针向旋转。输出轴可作正、反向旋转是这种变速器的特色。空间凸轮 2 的旋转平面与输入轴 1 的轴线间的夹角（ $90^\circ \pm \alpha/2$ ）是由调速手轮 13 所控制的连杆机构来调节的。通过手轮 13 所连接的丝杠来改变 $\alpha/2$ 的大小，便可改变超越离合器内星轮的摆角 β ，从而实现无级变速。

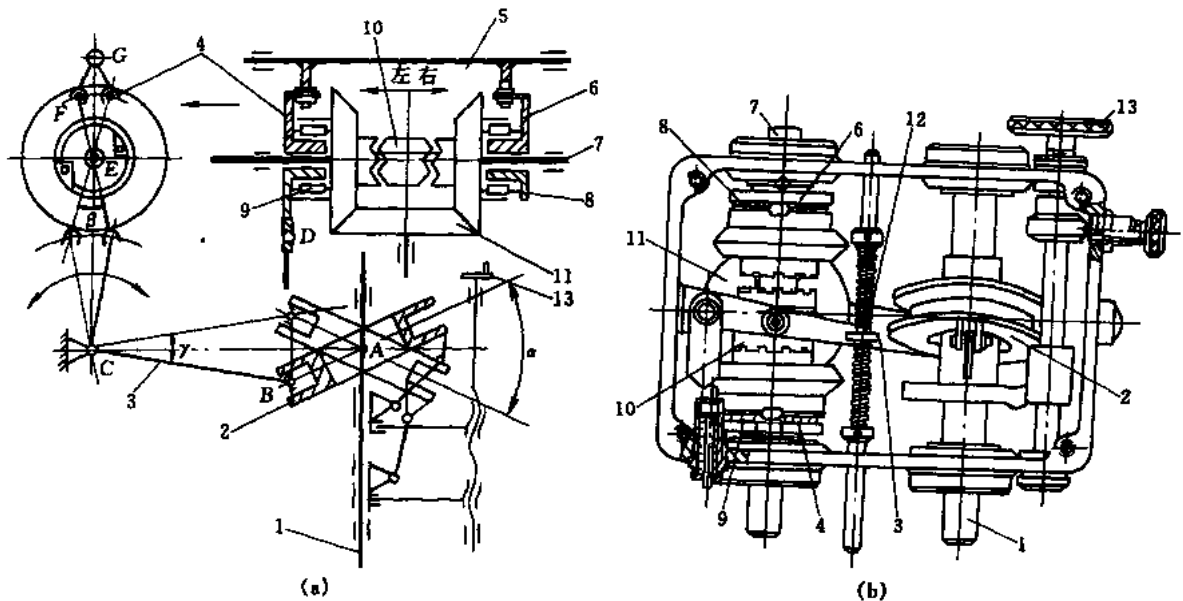


图 8-5 空间凸轮-杠杆脉动无级变速器

(a) 原理图; (b) 结构图

1、7—输入、输出轴；2—空间凸轮；3、4、5、6—杠杆；8、9—超越离合器；
10—牙嵌离合器；11—锥齿轮；12—换向杆；13—调速手轮

空间机构可实现交错轴间的变速传动，但由于工艺复杂，一般较少采用。

(2) 特点和应用

脉动无级变速器与摩擦类无级变速器相比，有以下特点：传动可靠、寿命长、变速范围大、最低输出转速可为零、调速性能稳定、静止和运动时均可调速、结构较简单、制造较容易，因而近年来发展较快。但它还存在着有待进一步解决的问题，例如：调速范围再扩大之后，在结构和使用上如何实现增速变速传动和采用复合式超越离合器；高速输出时不平衡惯性力所引起的振动增大，如何避免共振现象；低速输出时脉动不均匀性显著增加；如何提高单向超越离合器的承载能力和抗冲击能力等。

脉动无级变速器主要适用于中小功率（18kW 以下）、中低速（输入转速 $n_1 = 1450\text{r/min}$ ，输出转速 $n_2 = 40 \sim 1000\text{r/min}$ ）、降速变速以及对输出轴旋转均匀性要求不严格的场合。例如热处理设备、清洗设备以及化工、塑料、医药、食品、电器装配运输线等。

8.2 三相并列连杆脉动无级变速器

三相并列曲柄摇块脉动无级变速器，国外称为 GUSA 型，最早是由德国 Heinrich Gensheimer & Söhne 机器制造厂生产的。目前这种变速器在国内应用较为广泛。

8.2.1 GUSA 型无级变速器的工作原理与结构特点

图 8-6 和 8-7 分别为 GUSA I 型（三相偏置摇块）和 GUSA II 型（三相对心摇块）脉动无级变速器的结构。输入曲轴 1 是一个具有相位差为 120° 的三相曲柄，连杆 2 以间隙配合分别与曲轴 1 和导杆 3 组成回转副和套筒副，摇块 4 分别与导杆 3 和滑座 9 组成套筒副和回转副，导杆 3 的右端与超越离合器的外轭圈（摇杆）5 铰接。曲轴回转时，导杆 3 既绕着摇块 4 的中心 D 转动又作相对滑动，从而使摇杆 5 绕输出轴 6 的轴心线摆动，通过超越离合器使输出轴 6 作单向脉动旋转而将动力输出。通过手轮 7、丝杠 8 改变滑座 9 的位置，便可改变

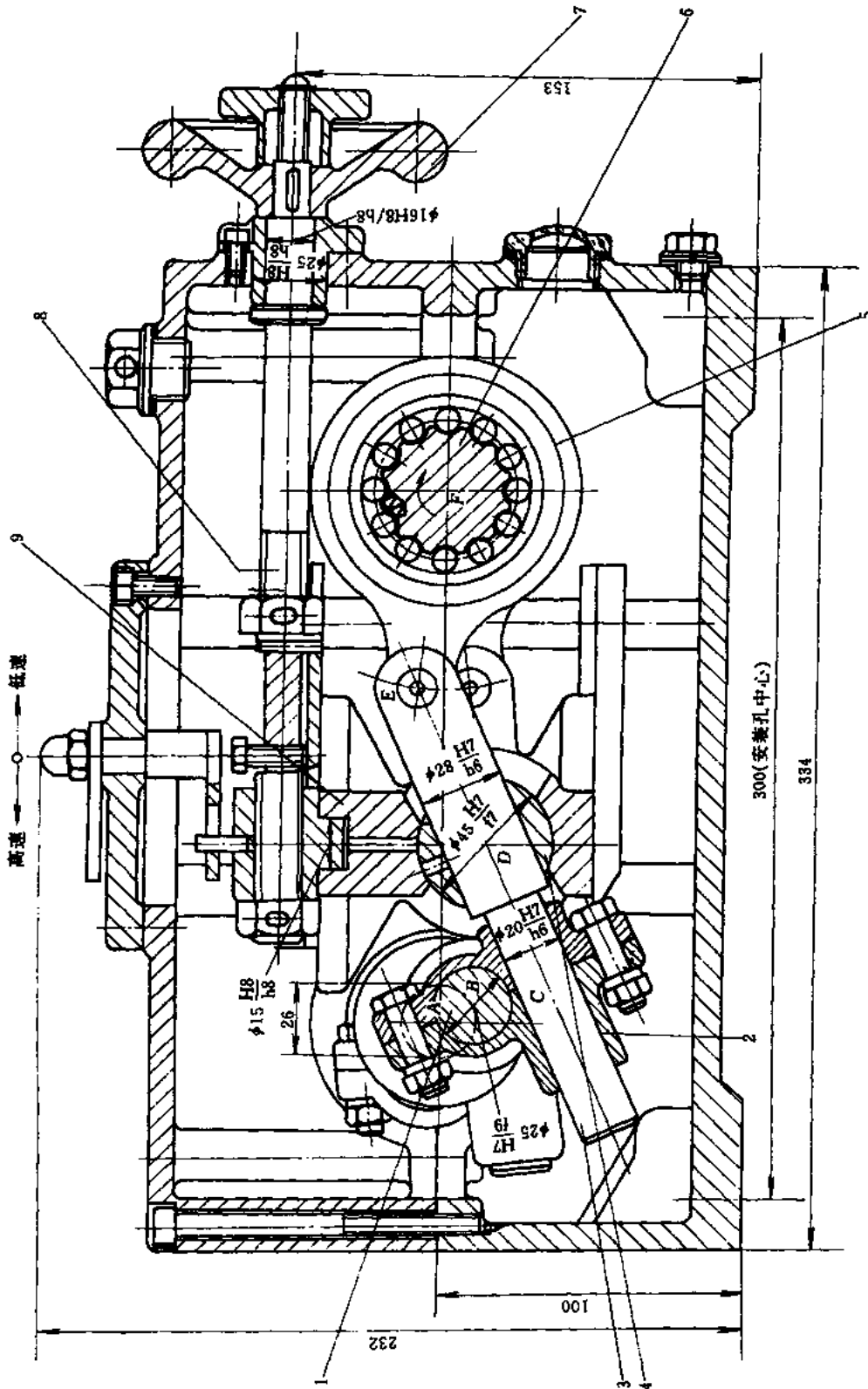


图 8-6 三相曲柄摇块脉动无级变速器 (GUSA I 型)
 1—曲轴; 2—连杆; 3—导杆; 4—摇块 (球轴承); 5—外范围 (摇杆); 6—输出轴 (超越离合器); 7—手轮; 8—丝杠; 9—底座

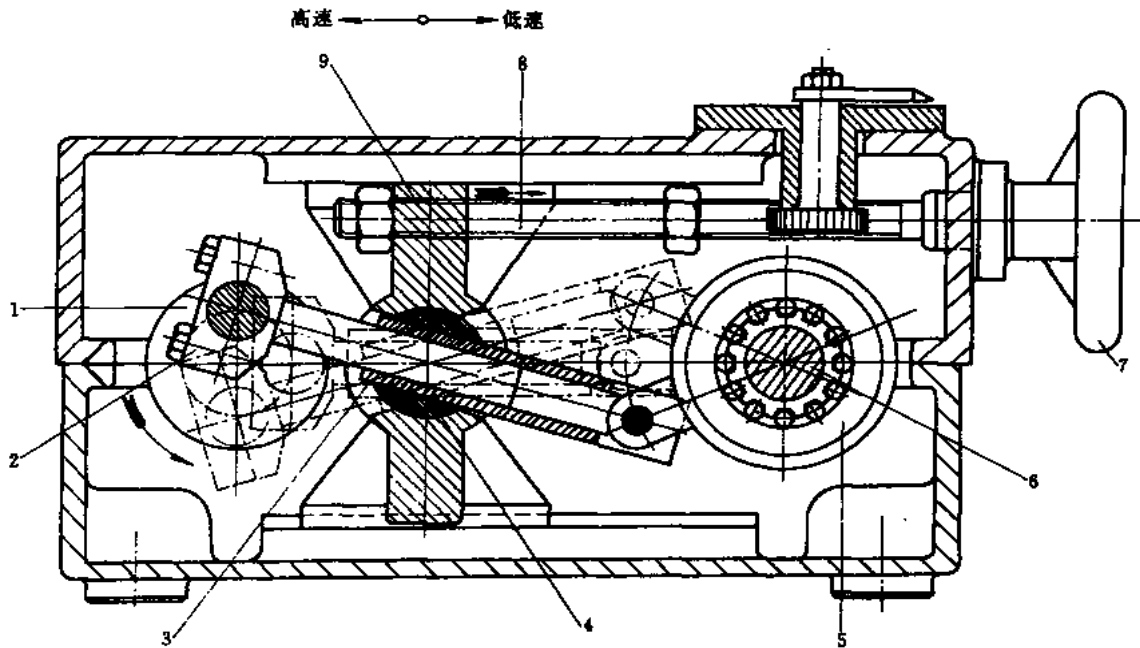


图 8-7 三相曲柄摇块脉动无级变速器 (GUSA II 型)

1—曲轴；2—连杆；3—导杆；4—摇块（球轴承）；5—摇杆；6—输出轴；7—手轮；8—丝杠；9—滑座

摇杆 5 的摆动角度，从而实现无级变速。

上述两种变速器的三相机构并列布置，当第一相处于送进状态时，第二相处于工作状态，第三相则处于退回状态，它们的运动是交替重叠的，从而使输出轴作单向连续的脉动旋转，同时克服了超越离合器滴滑角所带来的误差，使输出角速度更为均匀。图 8-7 较图 8-6 有两点改进。前者的输入轴、输出轴和摇块的转动中心在一条直线上；将后者构件 2、3 之间的偏心变成了对心导杆。这样既减小了输出角速度的波动和构件的惯性力，又改进了结构的工艺性。

8.2.2 GUSA 型无级变速器的运动和动力分析

图 8-8 和图 8-9 分别为 GUSA II 型无级变速器的机构简图和运动分析矢量图。利用复数矢量三角形解法^[66]进行分析时，可避免求解繁杂的非线性方程组，减少计算工作量。由于该机构是三组相位差为 120° 的平面 III 级机构并联工作的，只需分析其中任一相机构，再进行 120° 移项、合成后便可得到变速器运动的全过程。用三角形解法的子程序可对 GUSA 机构进行位移、速度、加速度的分析计算。

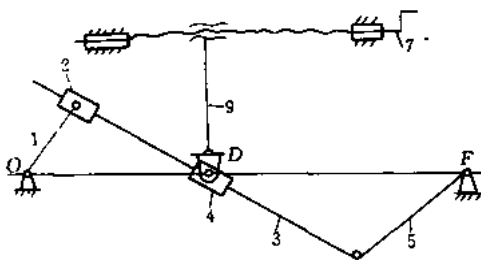


图 8-8 GUSA II 型无级变速器单向机构简图

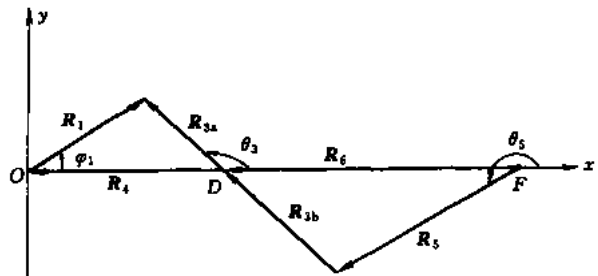


图 8-9 GUSA II 型无级变速器单向机构运动分析矢量图

(1) 运动分析

根据图 8-9 可建立位置方程。规定各构件的转角 φ_1 、 θ_i ($i=3, 5$) 均以 x 轴为起始线, 沿逆时针旋转为正向。当调速点 D 沿 x 轴移动到某一指定位置时, 机架长 R_4 、 $R_6 = (R_0 - R_4)$ 均为已知常矢 (R_0 为输入输出轴中心距), 曲柄长 R_1 、摆杆长 R_5 为定长矢量, R_{3a} 、 R_{3b} 为变长矢量, 且 R_{3a} 与 R_{3b} 始终共线。

$$R_{3a} = R_1 + R_4 \quad (8-6)$$

$$R_{3b} = R_6 - R_5 = (R_0 - R_4) - R_5 \quad (8-7)$$

给出曲柄 1 的转角 φ_1 , 由位置方程 (8-6) 和方程 (8-7) 可求出各构件位置, 对位置方程求一阶、二阶导数, 可得到速度方程和加速度方程。详细推导见 [67]。将曲柄转角 φ_1 从 $0 \sim 360^\circ$ 范围每隔一定角度调用一次子程序, 可求得一相机构在某指定调速点位置时的运动情况。如将调速点位置 D 在调速范围内赋予不同的值, 可计算不同调速点时的运动情况。如果需要计算三相机构运动的情况, 仅需要在同一 φ_1 下相隔 120° 进行三次调用即可。

为了说明 GUSA 无级变速器运动特性, 特定义如下参数。

1) 速度脉动不均匀系数 δ

$$\delta = \left| \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \right| \quad (8-8)$$

式中 ω_{\max} 、 ω_{\min} ——最大和最小输出角速度;
 ω_m ——平均输出角速度。

$$\omega_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\omega_i - \omega_{\min}) \quad (i=1, 2, \dots, n)$$

δ 是反映变速器输出角速度脉动程度的量, 是变速器的一项基本运动性能指标。

2) 速度脉动波谷处角加速度突变量 $\Delta\epsilon$

$$\Delta\epsilon = |\epsilon(\varphi_{1e}) - \epsilon(\varphi_{1b})| \quad (8-9)$$

式中: $\epsilon(\varphi_{1e})$ 、 $\epsilon(\varphi_{1b})$ 为对应于同相机构中, 输出构件在工作区间终点 φ_{1e} 和始点 φ_{1b} 时的角加速度。

$\Delta\epsilon$ 仍是反映变速器输出角速度脉动程度的量, 且对超越离合器的性能产生较大影响。

通过分析计算, 可求出该变速器运动特性。图 8-10 是三相机构在某调速点位置时的输出角速度曲线。由于输出构件的转向与输入轴转向一致时, 输出角速度的波动量大, 反向时波动量小, 应选择输出构件转向与输入轴转向相反的方向输出, 这个输出转向可由单向超越

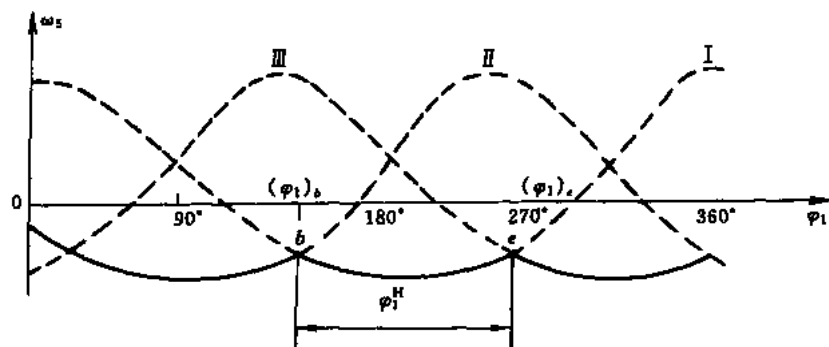


图 8-10 三相机构在某调速点的输出角速度特性

离合器来实现。由于超越离合器的作用，将 $|\omega_5| > |\omega_{\min}|$ 的角速度曲线段保留作为输出（图中实线部分），而将虚线部分“滤掉”。由图还可看出，三相机构是在曲柄的不同转角范围内分别起作用的，如在 φ_1^H 范围内，将第 I 相机构的运动输出。

图 8-11 为调速点位置 R_4 与输出转速 n_5 的关系曲线，是变速器的重要性能指标之一，通常称为调速特性。由图 8-11 可见：GUSA II 型的实际输出转速应用范围较 GUSA I 型扩大了一倍。理论上 GUSA II 型的输出转速为 $0 \sim 300\text{r/min}$ ，而实际调速范围要受调速灵敏度 ($-\partial n_5/\partial R_4$)、 $\Delta\epsilon$ 、机构压力角 α 以及超越离合器的脉动次数、输出转速脉动量 δ 、离合器溜滑角等的限制。实际输出转速范围为 $34 \sim 255\text{r/min}$ 。

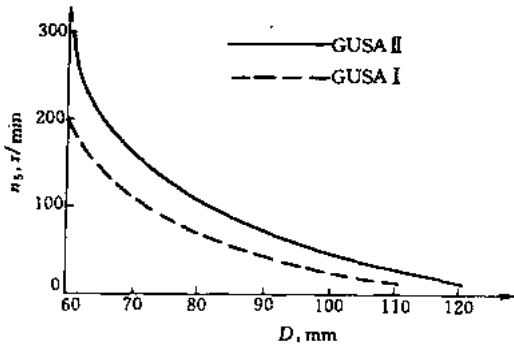


图 8-11 GUSA I、II 变速器在不同调速点位置时的输出转速曲线

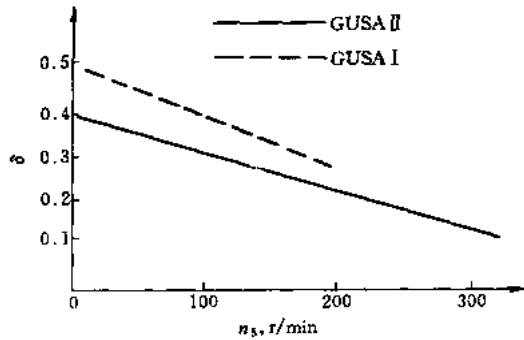


图 8-12 GUSA I、II 变速器在不同输出转速时的波动量

图 8-12 是输出转速 n_5 与波动量 δ 的关系曲线，随着输出转速降低，波动量上升。

GUSA II 型比 GUSA I 型的速度脉动量下降了 21.3% ~ 51.4%。

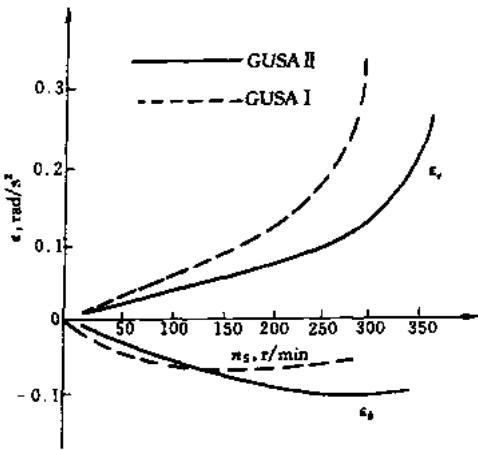


图 8-13 GUSA I、II 变速器的最大输出角加速度曲线

图 8-13 是变速器的输出最大角加速度特性曲线。可以看出，随着 n_5 变大，角速度脉动波谷处角加速度突变量 $\Delta\epsilon$ 增长较快，尤其是工作区间终点角加速度 ϵ_e 在高速段增加很快，这也限制了调速范围。同时对超越离合器产生较大冲击，这是这种变速器的固有特性，应设法减少突变的程度。

(2) 动力分析

无级变速器的动力特性是衡量变速器质量优劣的重要指标之一，由于脉动式变速器的多数构件是作复杂的变速运动，构件惯性引起的附加动载荷对该机构的动力特性影响较大，更显得有分析的必要。

可以利用动态静力分析方法对 GUSA II 型变速器进行动力分析，得到输出扭矩特性和机器效率。考虑到 GUSA 机构是三相并列机构，每相机构按照同样规律依次进入工作或空转，当曲柄转过 120° 时三相机构工作状态恰好与一相机构一个工作循环（曲柄回转一周）相同。根据这一特点，可用一相机构的分析代替整机分析。用适当方法将机构拆成杆组或单个构件，考虑构件惯性力、运动副反力和摩擦力，根据力平衡条件列出方程，联立求解各运动副反力及所需平衡力，从而确定输出转矩。由于变速器的固有特性，使其在某一调速位置时一个工

作循环中瞬时输出转矩和瞬时角速度都是变化的, 只能用该位置的平均值来作为输出转矩或输出转速。而对于不同调速点、瞬时转矩、瞬时转速变化的情况又不相同, 可分别求出。

输入已知各参数及输入功率, 经过计算可得到输出转矩特性, 如图 8-14, 输出转矩随输出转速变化曲线中实线代表 GUSA II 型机构的力特性, 虚线代表 GUSA I 型机构的力特性。由图 8-14 可以看出, 在高速部分, 输出转矩 T 变化缓慢, 曲线较平坦, 而在低速部分, T 变化迅速, 特别是最后, T 急剧上升, 使转矩特性变得极差, 无法使用, 为保证机器正常工作, 限制最低输出转速是必要的。在实际调速范围内, II 型机构输出扭矩比 I 型机构普遍增大。

效率分析时应遵循能量守恒原则来进行, 即 GUSA 变速器整机 (三相机机构) 工作循环为曲柄转过 120° 时效率与一相机机构曲柄转过 360° 时的效率相同。经计算得到的效率随调速点位置变化的曲线如图 8-15。GUSA II 型机构的最高效率可达 78.7%, 比 I 型机构的 $\eta = 63.05\%$ 高出了 15 个百分点, 实际调速范围内效率也普遍提高。图中点值是 I 型机构实测效率值, 与计算值趋势相当。通过分析计算可知, 构件惯性以及由此引起的摩擦损耗是影响效率提高的主要因素。特别是构件 2 引起的摩擦损耗最大, 约占总损失的一半以上。因此要提高整机效率, 最好的办法是设法减小构件 2 的惯性。

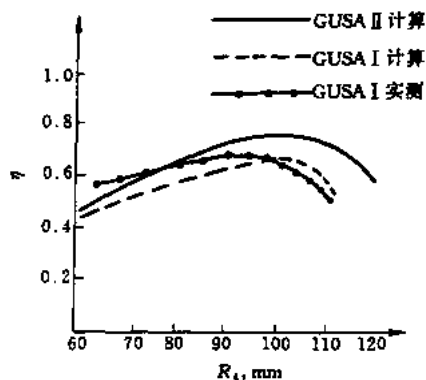


图 8-15 不同调速点时机器效率

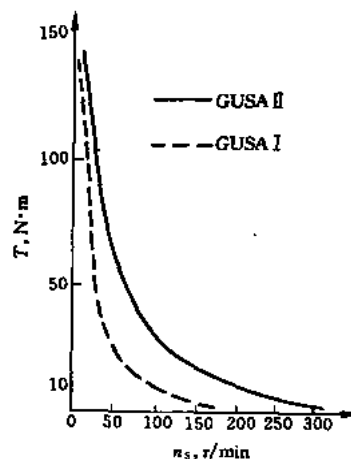


图 8-14 输出转矩特性曲线

耗是影响效率提高的主要因素。特别是构件 2 引起的摩擦损耗最大, 约占总损失的一半以上。因此要提高整机效率, 最好的办法是设法减小构件 2 的惯性。

经动力分析可知: 该种变速器为恒功率特性, 考虑到超越离合器的弹性变形和间隙等原因, 使低速段特性有所变化, 因此, 这种变速器在中、高速工作时宜用于恒功率传动, 而在低速工作时宜用于恒转矩传动。从节能观点来看, 常用调速范围应选在效率较高的中速段, 额定转矩的确定应在实际调速范围之内, 要保证变速器工作正常, 必须限制变速器的实际调速范围, 过高或过低的部分不宜使用。

(3) 优化设计

GUSA 无级变速器在实现同样变速比 (传动比) 的情况下怎样使各运动性能和动力性能最好? 可通过优化的方法进行尺度综合来实现。对于这类变速器的运动和动力性能的要求主要包括以下诸方面。其一, 变速器的输出角速度按脉动曲线变化, 而实际应用中总希望输出角速度曲线趋于平稳, 这样可改善与输出端相连接的机构工作性能。其二, 希望减少变速器各构件的角加速度, 特别是输出角速度脉动波谷处的角加速度。由于各构件角加速度的大小直接影响惯性力矩的大小, 因而角加速度的减少会减小轴承和超越离合器的动载荷, 降低磨损, 增加变速器的使用寿命、同时还可以减少机器振动、噪声等。除此之外, 改善调速特性有助于变速器调速的可靠性和使用中的平稳性。显然, 要同时满足上述多种要求的尺度综合问题, 是一个多目标优化设计问题, 必须借助于计算机来实现。

优化目标可确定为: (1) 输出角速度脉动不均匀系数 δ 尽量小; (2) 输出角速度脉动波谷处的角加速度突变量 $\Delta\epsilon$ 尽量小。

优化设计变量可选取：曲柄长 R_1 、摆杆长 R_5 、调速点 D 的位置以及输入轴、输出轴间的距离 R_0 。

约束条件应满足主传动机构的曲柄存在条件，超越离合器最低输出转速 $n_{\min} > [n_{\min}]$ 的条件以及机构最大压力角 $\alpha_{\max} < [\alpha]$ 的条件等等。

进行多目标优化时，各分目标的优化往往相互矛盾和牵制，不能期望同时达到最优，需要对各分目标的最优解之间进行协调，以便取得整体最优方案，通常采用统一目标法，即将各分目标函数加权后组成统一目标函数。由于总体目标函数难以用统一解析式表达，在选用优化方法时，不能采用需要对目标函数求导的间接方法，而应采用只需要函数值计算的直接方法。

通过优化计算出若干组结果，从中选了一种运动和动力特性较好的结果，如图 8-16、图 8-17、图 8-18。可以看出：优化后较大地降低了变速器速度脉动量和输出机构的最大角加速度，使变速器的性能得到较大改善；同时在整个调速范围内，机器效率普遍提高，这对节能是很重要的。

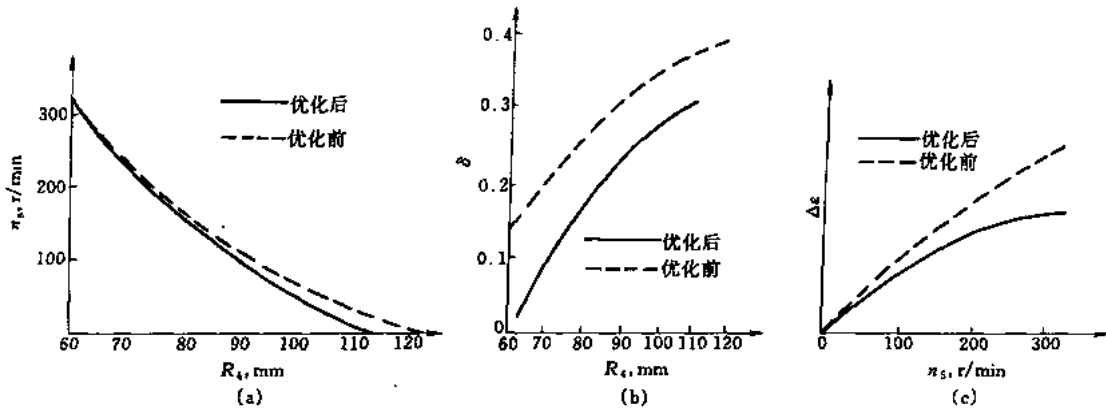


图 8-16 GUSA II 型机构优化前、后的运动特性曲线
(a) n_5 - D 曲线；(b) δ - D 曲线；(c) $\Delta\epsilon$ - n_5 曲线

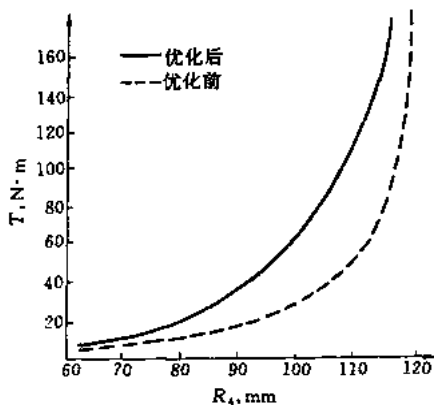


图 8-17 GUSA II 型变速器优化前后的动力特性曲线

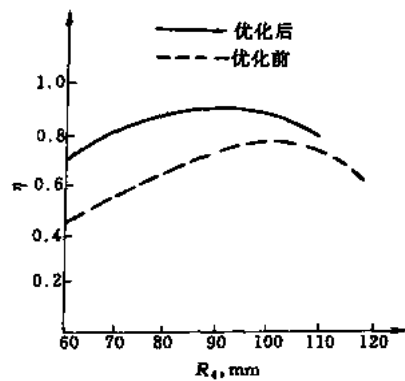


图 8-18 GUSA II 型变速器优化前后的效率曲线

8.2.3 GUSA 型无级变速器选用及标准

GUSA 无级变速器的功率有 0.12~18kW 共 10 种尺寸规格，见表 8-2。传动效率为 0.68~0.85，可供实际使用的传动比为 $i = 0.014 \sim 0.169$ ，输出机械特性在低速时为恒转矩型，在

高速时为恒功率型。国内仅有 7.5kW 以下的产品，并已制定了行业标准 JB/T 9651—93，见附录 2。

表 8-2 GUSA 型无级变速器规格^[6a]

型号	输入功率, kW	输入转速, r/min	输出转速, r/min	最大输出转矩, N·m
SK4	0.12	1500	0~300	3.5
SK12	0.25	1500	0~300	8.1
SK25	0.37	1500	0~300	20.0
SK40	0.75	1500	0~300	40.6
SK80	1.5	1500	0~300	81.2
SG1	2.2	1500	0~300	119.1
SG2	4.0	1500	0~300	216.5
SG3	7.5	1500	0~300	405.9
SG4	11.0	1000	0~225	686.9
SG56	18.0	1000	0~225	1270.6

8.3 四相并列连杆脉动无级变速器

四相并列连杆脉动无级变速器即四相曲柄摇杆式脉动无级变速器，国外称为 Zero-Max 型，是由美国 Zero-Max 公司 1962 年首先生产的。

8.3.1 Zero-Max 型无级变速器的工作原理与结构特点

图 8-19 是四相曲柄摇杆式脉动无级变速器 (Zero-Max 型) 的结构。每相机构由曲柄摇杆机构 ABCD 和双摇杆机构 DCEF 串联而成，动力由轴 1 输入，经连杆机构和超越离合器的作用后，变为轴 6 的单向连续脉动旋转而输出。调速时，转动调速手轮 9 经蜗杆 8 驱动蜗轮 7，以改变中间摇杆 CD 的固定铰接 D 的位置，从而改变机架 AD 和 DF 的尺寸，使摇杆 5 的摆角发生变化而实现无级变速。

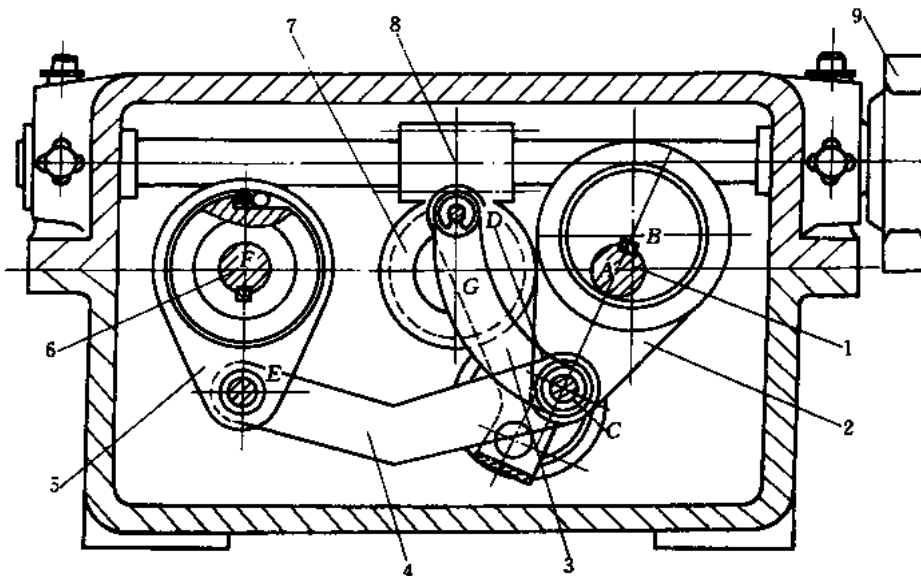


图 8-19 四相曲柄摇杆脉动无级变速器 (Zero-Max 型)

1—输入轴 (曲柄); 2、4—连杆; 3、5—摇杆; 6—超越离合器轴; 7—蜗轮; 8—蜗杆; 9—调速手轮

图 8-20 是四相曲柄摇杆脉动无级变速器的两种演化形式，MT 型 (图 a) 和 DBL 型 (图 b)。MT 型的传动机构是以偏心片 2 和主轴 1 组成一个相位差为 90° 的四相曲轴，每相带动一套由构件 3、连杆 4 和超越离合器外轭圈 (摇杆) 5 组成的曲柄摇杆机构，由超越离合器的

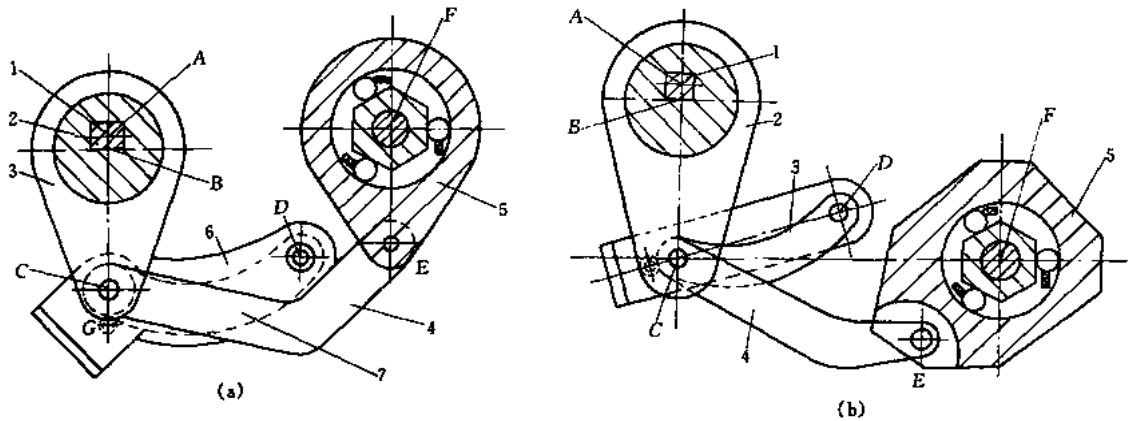


图 8-20 四相曲柄摇杆脉动无级变速器的两种演化结构简图

作用使输出轴作顺时针向或逆时针向转动。调速时，调节调速连架杆 6 绕 G 点转动，从而改变了机架 AD 和 DF 的长度，使摇杆 5 的摆角发生变化而实现无级调速。DBL 型的运动由轴 1 输入，经过单向超越离合器将杆 5 的摆动变为单向脉动旋转运动。MT 和 DBL 变速器中的杆件均采用扁平冲压件，所以轴向尺寸较小，传递功率通常不超过 1.5kW。Zero-Max 型采用蜗轮蜗杆为调速装置，其微调 and 自锁性均好，但结构较为复杂，加工成本较高，MT 和 DBL 型结构类似，均采用外部螺杆来控制支撑架（调速架）来调速，省略了蜗轮蜗杆机构，因而结构紧凑、简单。

8.3.2 Zero-Max 型无级变速器的运动和动力分析

图 8-21 (a)、(b)、(c) 分别为 Zero-Max、MT 和 DBL 型变速器的机构运动简图。

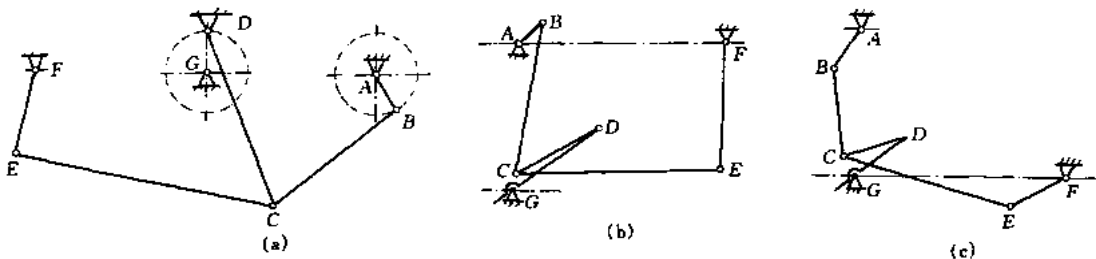
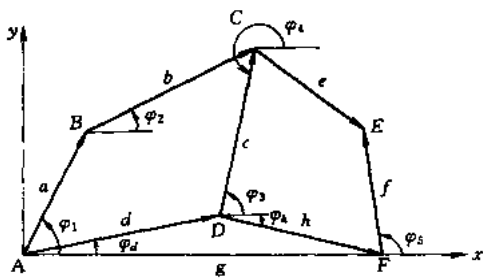


图 8-21 三种四相连杆机构运动简图

(1) 运动分析

采用矢量分析基本组法进行分析^[69]。如图 8-22，对基本组的分析是以矢量封闭多边形为基础的。由机构运动简图作构件矢量多边形 ABCD 及 DCEF，写出其封闭矢量方程的投影式为



$$a \cos \varphi_1 + b \cos \varphi_2 = x_D + c \cos \varphi_3 \quad (8-10)$$

$$a \sin \varphi_1 + b \sin \varphi_2 = y_D + c \sin \varphi_3 \quad (8-11)$$

$$x_D + c \cos \varphi_3 + e \cos \varphi_4 = x_F + f \cos \varphi_5 \quad (8-12)$$

$$y_D + c \sin \varphi_3 + e \sin \varphi_4 = y_F + f \sin \varphi_5 \quad (8-13)$$

其构件的位置解为

$$\varphi_2 = 2 \arctan \left[\frac{(A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2})}{(B - C)} \right]$$

图 8-22 三种四相连杆机构矢量分析图

$$\varphi_3 = 2\arctan[(D \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}) / (E - F)]$$

$$\varphi_4 = 2\arctan[(G \pm \sqrt{G^2 + H^2 - I^2}) / (H - I)]$$

$$\varphi_5 = 2\arctan[(J \pm \sqrt{J^2 + K^2 - L^2}) / (K - L)]$$

式中: $A = 2ab\sin\varphi_1$ $B = 2b(a\cos\varphi_1 - d)$ $C = a^2 + b^2 + d^2 - c^2 - 2ad\cos\varphi_1$

$D = 2ac\sin\varphi_1$ $E = 2c(a\cos\varphi_1 - d)$ $F = b^2 - a^2 - c^2 - d^2 + 2ad\cos\varphi_1$

$G = 2ces\sin\varphi_3$ $H = 2e(c\cos\varphi_3 - h)$ $I = c^2 + e^2 + h^2 - f^2 - 2ch\cos\varphi_3$

$J = 2cfs\sin\varphi_3$ $K = 2f(c\cos\varphi_3 - h)$ $L = e^2 - c^2 - f^2 - h^2 + 2ch\cos\varphi_3$

将式(8-10)~式(8-13)对时间求导,并整理成矩阵形式角速度方程为

$$\begin{bmatrix} -b\sin\varphi_2 & c\sin\varphi_3 & 0 & 0 \\ b\cos\varphi_2 & -c\cos\varphi_3 & 0 & 0 \\ 0 & -e\sin\varphi_3 & -e\sin\varphi_4 & f\sin\varphi_5 \\ 0 & c\cos\varphi_3 & e\cos\varphi_4 & -f\cos\varphi_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \end{bmatrix} = \omega_1 \begin{bmatrix} a\sin\varphi_1 \\ -a\cos\varphi_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8-14)$$

将式(8-14)对时间再求导得机构各构件角加速度方程:

$$\begin{bmatrix} -b\sin\varphi_2 & c\sin\varphi_3 & 0 & 0 \\ b\cos\varphi_2 & -c\cos\varphi_3 & 0 & 0 \\ 0 & -e\sin\varphi_3 & -e\sin\varphi_4 & f\sin\varphi_5 \\ 0 & c\cos\varphi_3 & e\cos\varphi_4 & -f\cos\varphi_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -b\omega_2\cos\varphi_2 & -c\omega_3\cos\varphi_3 & 0 & 0 \\ -b\omega_2\sin\varphi_2 & c\omega_3\sin\varphi_3 & 0 & 0 \\ 0 & -e\omega_3\cos\varphi_3 & -e\omega_4\cos\varphi_4 & f\omega_5\cos\varphi_5 \\ 0 & -e\omega_3\sin\varphi_3 & -e\omega_4\sin\varphi_4 & f\omega_5\sin\varphi_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \end{bmatrix} + \omega_1^2 \begin{bmatrix} a\cos\varphi_1 \\ a\sin\varphi_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \varepsilon_1 \begin{bmatrix} -a\sin\varphi_1 \\ -a\cos\varphi_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8-15)$$

构件上指定点的线速度 v_p 和线加速度 a_p 便不难求得,以 C 点为例可写为:

$$v_C = v_B + b \times \omega_2 \quad a_C = a_B + b\omega_2^2 + b\varepsilon_2$$

将式(8-10)~式(8-15)编成计算程序,给曲柄转角 φ_1 从 $0 \sim 360^\circ$ 以一定角度步长进行一次计算,可求得一相机构在某指定调速点位置时的运动情况。如将调速点位置 D 在调速范围内赋予不同角度值,可计算不同调速点时的运动情况。如果要计算四相机构运动的情况,可在同一 φ_1 下相隔 90° 进行四次调用计算即可。

通过分析计算,求出该变速器运动特性。图 8-23 为 Zero-Max 型输出角速度曲线。调



图 8-23 Zero-Max 型变速器输出角速度曲线

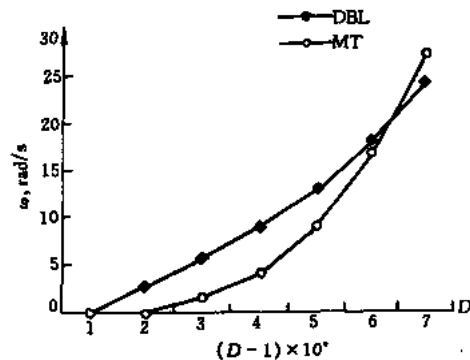


图 8-24 DBL、MT 变速器输出角速度曲线

速点位置角 θ 可在 $0^\circ \sim 360^\circ$ 范围内变化, 而图 8-24 是 MT 和 DBL 型输出角速度曲线, 其调速点位置角 θ 仅能在 $0^\circ \sim 60^\circ$ 范围内变化。表 8-3、表 8-4、表 8-5 分别是上述三种机构的输出转速与波动量的关系。读者从中不难看出这几种变速器运动特性的情况。

表 8-3 Zero-Max 型 n_3 - δ 关系

调速点位置角 $\theta, (^\circ)$	0	30	90	150	180	240	300	360
输出转速 $n_3, r/min$	7	22	64	96	110	61	12	7
波动量 δ	0.222	0.198	0.247	0.339	0.378	0.322	0.247	0.222

表 8-4 MT 型 n_3 - δ 关系

调速点位置角 $\theta, (^\circ)$	0	10	20	30	40	50	60
输出转速 $n_3, r/min$	0	6	30	57	90	134	201
波动量 δ	—	0.404	0.222	0.234	0.262	0.291	0.342

表 8-5 DBL 型 n_3 - δ 关系

调速点位置角 $\theta, (^\circ)$	0	10	20	30	40	50	60
输出转速 $n_3, r/min$	0	20	55	90	126	167	215
波动量 δ	—	0.339	0.234	0.247	0.278	0.304	0.32

(2) 动力分析

利用动态静力分析方法对 Zero-Max 以及演化型进行动力分析, 以适当方法将这几种机构拆成杆组或单个构件, 考虑构件的惯性力, 运动副反力和摩擦力, 根据力平衡条件列出平衡方程, 联立求解各运动副反力及所需平衡力(矩), 从而确定输入转矩。

仍以图 8-22 为例。图 8-25 为机构各构件受力分析图。图 a 为曲柄受力图, 因曲柄是四

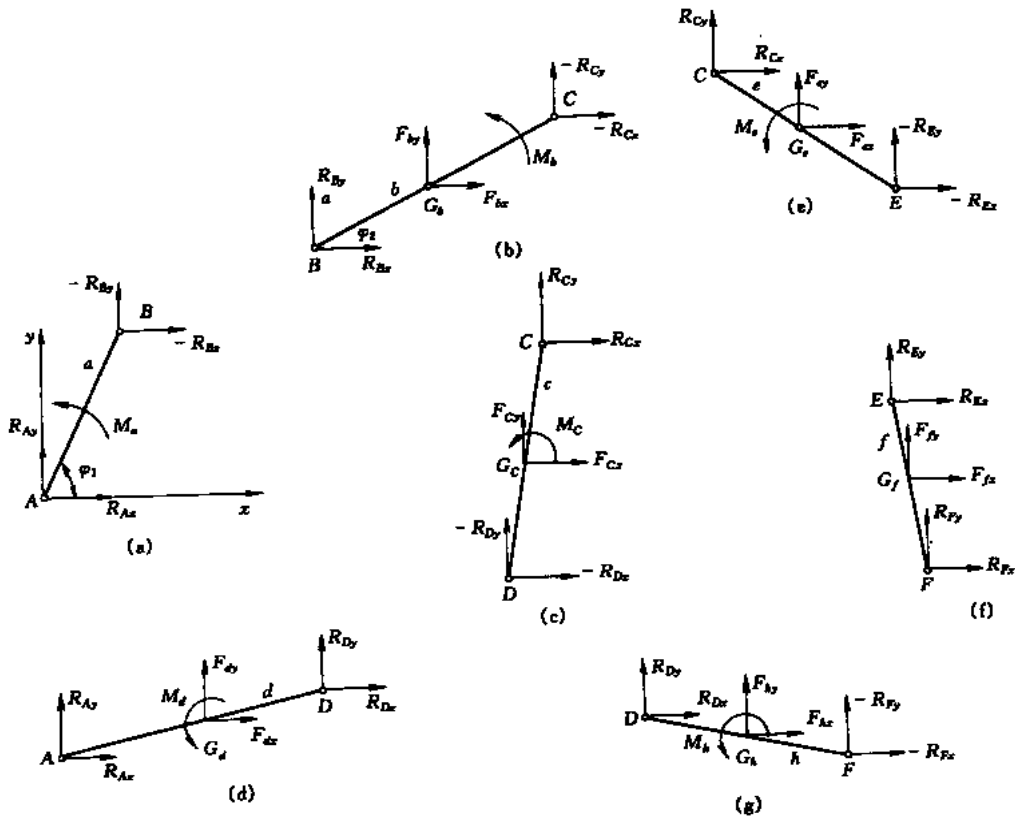


图 8-25 构件受力分析图

拐并列均匀分布质量，质心与回转中心重合，不会出现惯性力，曲柄以匀速回转，不会出现惯性力矩。图中 T 代表输入转矩， T_r 代表输出轴转矩， F 加下标代表构件惯性力， M 加下标代表惯性力矩， R 加下标代表铰链点支反力。 G 加下标代表各构件质心位置。由 $\sum F = 0$ 和 $\sum M = 0$ 可列出各构件力和力矩平衡方程

对图 a 有

$$\begin{cases} R_{Ax} - R_{Bx} = 0 \\ R_{Ay} - R_{By} = 0 \\ T - R_{Bx}a \sin \varphi_1 - R_{By}a \cos \varphi_1 = 0 \end{cases} \quad (8-16a)$$

对图 b 有

$$\begin{cases} R_{Bx} + F_{bx} - R_{Cx} = 0 \\ R_{By} + F_{by} - R_{Cy} = 0 \\ F_{bx}G_b \sin \varphi_2 + F_{by}G_b \cos \varphi_2 - R_{Cx}b \sin \varphi_2 - R_{Cy}b \cos \varphi_2 + M_b = 0 \end{cases} \quad (8-16b)$$

对图 c 有

$$\begin{cases} R_{Cx} + F_{cx} - R_{Dx} = 0 \\ R_{Cy} - R_{Dy} + F_{cy} = 0 \\ F_{cx}G_c \sin \varphi_3 + F_{cy}G_c \cos \varphi_3 - R_{Dx}c \sin \varphi_3 - R_{Dy}c \cos \varphi_3 + M_c = 0 \end{cases} \quad (8-16c)$$

对图 d 有

$$\begin{cases} R_{Ax} + F_{dx} - R_{Dx} = 0 \\ R_{Ay} + F_{dy} - R_{Dy} = 0 \\ F_{dx}G_d \sin \varphi_d + F_{dy}G_d \cos \varphi_d - R_{Dx}d \sin \varphi_d - R_{Dy}d \cos \varphi_d + M_d = 0 \end{cases} \quad (8-16d)$$

对图 e 有

$$\begin{cases} R_{Cx} + F_{ex} - R_{Ex} = 0 \\ R_{Cy} + F_{ey} - R_{Ey} = 0 \\ F_{ex}G_e \sin \varphi_4 + F_{ey}G_e \cos \varphi_4 - R_{Ex}e \sin \varphi_4 - R_{Ey}e \cos \varphi_4 + M_e = 0 \end{cases} \quad (8-16e)$$

对图 f 有

$$\begin{cases} R_{Ex} + F_{fx} + R_{Fx} = 0 \\ R_{Ey} + F_{fy} + R_{Fy} = 0 \\ F_{fx}G_f \sin \varphi_5 + F_{fy}G_f \cos \varphi_5 + R_{Fx}f \sin \varphi_5 + R_{Fy}f \cos \varphi_5 + M_f - T_r = 0 \end{cases} \quad (8-16f)$$

对图 g 有

$$\begin{cases} R_{Dx} + F_{hx} - R_{Fx} = 0 \\ R_{Dy} + F_{hy} - R_{Fy} = 0 \\ F_{hx}G_h \sin \varphi_h + F_{hy}G_h \cos \varphi_h - R_{Fx}h \sin \varphi_h - R_{Fy}h \cos \varphi_h + M_h = 0 \end{cases} \quad (8-16g)$$

共有二十一个方程，联立求解，可得一个 21 阶线性方程组，将其写成矩阵形式

$$PX = Q \quad (8-17)$$

P 为 (21×21) 的系数阵，其内各元素仅与曲柄的位置有关； X 为 (21×1) 的列向量，由各未知力和未知力矩组成； Q 为 (21×1) 的列向量，由各惯性力、惯性力矩组成，它与

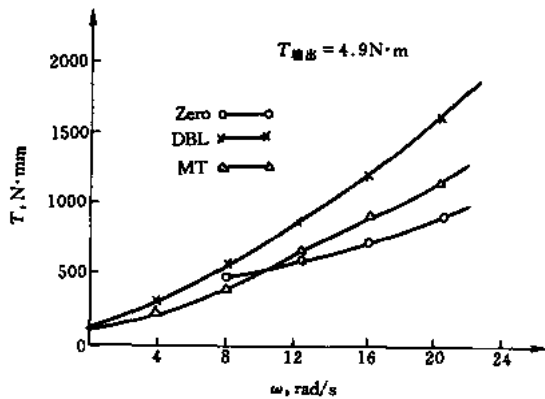


图 8-26 输入轴最大转矩和输出轴转速关系曲线

曲柄位置和运动副反力均有关。由于机构是静定的，采用迭代法求解该矩阵方程必然收敛。

输入已知各参数及输出轴转矩（恒定），经计算可得到输入轴最大转矩和输出轴转速关系，如图 8-26。

8.3.3 Zero-Max 型无级变速器选用及标准

Zero-Max 型无级变速器的功率为 0.1~1.5kW，共 12 种尺寸规格，见表 8-6。变速器为降速型，输出机械特性为恒转矩型，最大输出转矩小于 23N·m。我国已制

订了这种变速器的行业标准 JB/T 7515—94，见附录 5。

表 8-6 Zero-Max 型无级变速器规格^[70]

型号	输入功率, kW	输入转速, r/min	输出转速, r/min	最大输出扭矩, N·m	回转方向
E1(E2)	0.1	1500	0~330	1.35	逆时针(顺时针)
E3	0.1	1500	-330~0~330	1.35	顺逆均可
JK1(JK2)	0.2	1500	0~330	2.83	逆时针(顺时针)
JK3	0.2	1500	-330~0~330	2.83	顺逆均可
Y1(Y2)	0.4	1500	0~330	6.77	逆时针(顺时针)
QX(QX2)	0.75	1500	0~330	11.28	逆时针(顺时针)
ZX1(ZX2)	1.5	1500	0~330	22.56	逆时针(顺时针)

8.4 脉动无级变速器用超越离合器

超越离合器是脉动无级变速器中用来将摇杆的往复摆动转换成输出轴单向脉动旋转的输出机构。它与常规超越离合器虽结构相似，但工作状况截然不同。常规超越离合器工作时接合、脱开的次数少，切换频率低，而变速器用超越离合器的切换频率一般为每分钟数千次，比前者高出几个数量级。在这种工况下使超越离合器工作过程中的脉动冲击载荷大大增加，接触磨损量增大，使用寿命降低，成为脉动无级变速器中最薄弱的环节，应予以妥善选用。

8.4.1 结构型式

脉动无级变速器只能选用摩擦式超越离合器，它主要有滚柱式和楔块式两种结构，它是利用放置在离合器内、外环之间的滚柱、楔块等压紧元件同内、外环之间的摩擦力来传递单方向的运动和转矩。它具有结构尺寸小、传递扭矩大（可达 2000N·m）、最高转速可达 3000r/min、接合和脱开过程平稳且无噪声等优点。但对制造精度要求较高，并且制造精度对其工作性能有较大的影响，其工作面的尺寸精度一般要求在二级以上，表面粗糙度数值低于 $R_a0.8$ 。

(1) 滚柱式超越离合器

滚柱式超越离合器根据内环（星轮）位置不同分为外星轮（图 8-27）和内星轮（图 8-28）两种，为了便于加工，保证加工精度，内星轮式的被广泛采用。按星轮工作面的形状不同，又可分

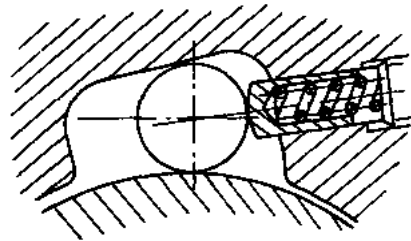


图 8-27 外星轮超越离合器局部结构

为平面型(图 8-28d)、对数螺旋面型和偏心圆柱面型(图 8-28a)等三种。其中平面型加工简单,应用广泛,但其楔角随着滚柱的磨损和接触位置的不同而改变,影响离合器的工作性能;对数螺旋面型的优点在于其楔角不随滚柱磨损和接触位置的改变而变化,但加工困难;偏心圆柱面的加工难易程度、使用性能、寿命均居于前二者之间。

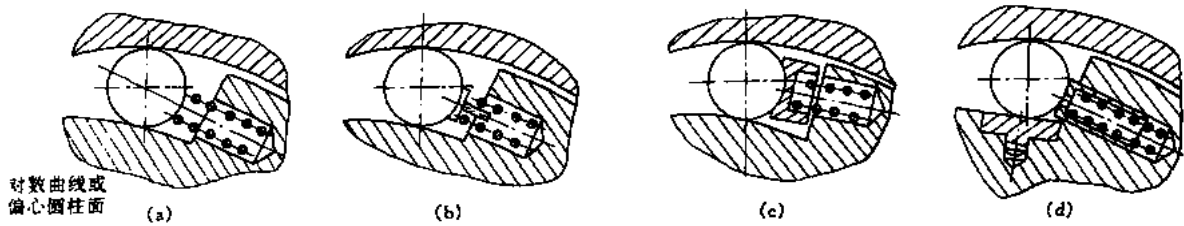


图 8-28 内星轮超越离合器局部结构

楔角 α 是摩擦式超越离合器的重要参数,对其工作性能有显著影响。要保证离合器容易楔合, α 应取得小一些;要提高离合器的承载能力,则希望 α 取得大一些。要保证超越离合器的滚柱在工作时不打滑并能自行解楔, α 应该满足下列条件:

$$0 \leq \alpha \leq \rho_s - \rho_r \quad (8-18)$$

式中 ρ_s ——滚柱与外环之间的滑动摩擦角, $\rho_s = \arctan \mu_s$, 通常 $\mu_s = 0.132 \sim 0.15$;

ρ_r ——滚柱与星轮之间的滑动摩擦角, $\rho_r = \arctan \mu_r$, 通常 $\mu_r = 0.01$ 。

对于工作面为平面的星轮,一般可取 $\alpha = 6^\circ \sim 8^\circ$ (设计时一般取 7°);而工作面为偏心圆柱面或对数螺旋面者,由于滚柱磨损等因素对 α 的影响不大,可取 $\alpha = 10^\circ \sim 12^\circ$, α 的试验极限值约为 $14^\circ \sim 17^\circ$ 。为避免打滑及过载打滑,应保证弹簧及外环有足够的刚度。

为了补救加压弹簧及工作表面的磨损,可采用加销(图 8-28b、c)和镶嵌工作面(图 8-28d)的结构。为避免销子在孔中歪斜,销子的长径比应大于 1.5。

常用内星轮滚柱超越离合器有如图 8-29 所示的三种型式。

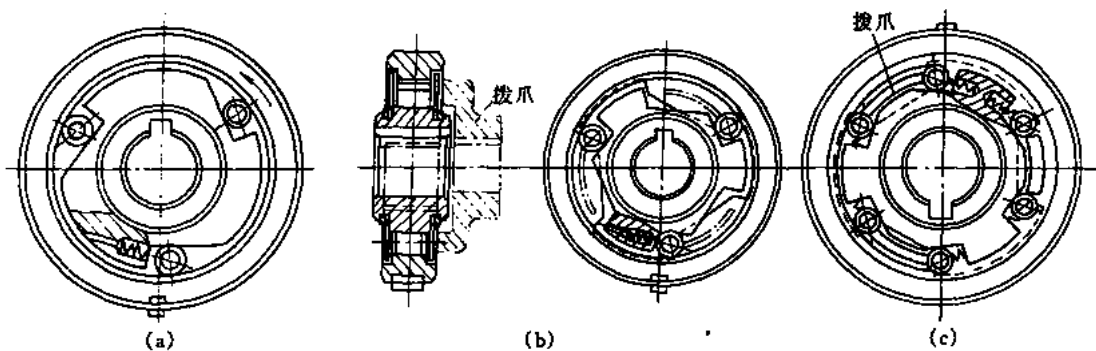


图 8-29 滚柱超越离合器

(a) 单向型滚柱超越离合器; (b) 带拨爪的单向型超越离合器; (c) 带拨爪的双向型超越离合器

1) 单向型离合器(图 8-29a) 滚柱受弹簧的弹力,始终与外环和星轮接触。当外环主动逆时针旋转或星轮主动顺时针旋转时,离合器均进入楔合状态;反之,离合器为脱开状态。

2) 带拨爪单向型离合器(图 8-29b) 这种离合器单向型离合器多一个拨爪,不论外环

或星轮何者主动，只能传递单向运动，而且可以通过拨爪拨动滚柱，可使运动中断。拨爪和传动系统中起操纵作用的运动链相连接，爪在运动未中断前和离合器一起转动。

3) 带拨爪双向型离合器(图 8-29c) 它和带拨爪单向型离合器的区别在于有对称布置的星轮工作面和滚柱，不论外轭和星轮何者主动，均能两个方向传递运动，而且均可通过拨爪来使传动中断。拨爪可由传动系统中起操纵作用的运动链或直接用杠杆来控制，使从动轴作正、反输出，是一种可逆离合器。

滚柱式超越离合器的特点是：滚柱在滚道内能自由转动，磨损后仍能保持圆形，而且滚柱与内外轭的接触点在楔紧和分离时并不相同，因而磨损均匀；当过载时，滚柱滑动，离合器不会受到破坏，在扭矩减小后，离合器仍能锁紧，恢复正常工作状态。

楔块式超越离合器的溜滑角较大，对于动作准确度要求较高的无级变速器不宜采用，此处不再介绍。

(2) 挠性环超越离合器简介^[71]

挠性环超越离合器是 90 年代初研制成功的一种新型离合器。它具有锁紧可靠、打开轻快、传动能力大和使用寿命长等特点，特别适用于脉动无级变速器。

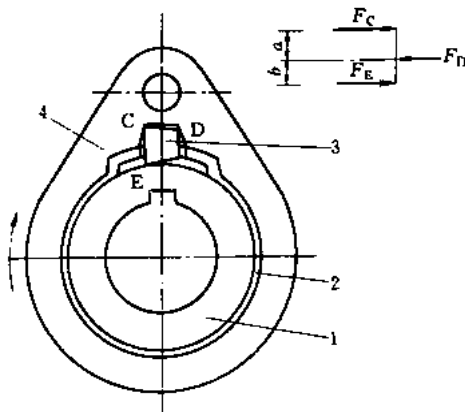


图 8-30 挠性环超越离合器原理图
1—内心；2—挠性环；
3—控制键；4—外环

挠性环超越离合器的基本原理是柔韧体摩擦原理，如图 8-30 所示，挠性环 2 包绕在内心 1 上，在挠性环搭接处有一控制键 3，控制键由外环 4 拨动。当外环顺时针方向转动时，控制键有绕支点 D 作顺时针方向转动的趋势，从而带动挠性环“抱死”内心，实现运动和动力的传递。而当外环沿逆时针方向转动时，挠性环放开，内外环自由转动。

8.4.2 滚柱式超越离合器设计计算

(1) 滚柱式超越离合器静强度计算

如图 8-31a、b，楔角 $\alpha = 5^\circ \sim 8^\circ$ ，设计时推荐取 7° ；滚柱数为 z ；外轭内径或内星轮外径 $D = 2R$ ；滚柱直径 $d_1 = 2r_1$ ；系数 $K_1 = R/r_1$ 在 4.5~15 的范围内选取，通常取 8；滚柱长度 $l = K_2 d_1$ ，系数 $K_2 = 1.25 \sim 4$ ，通常取 1.5~2。

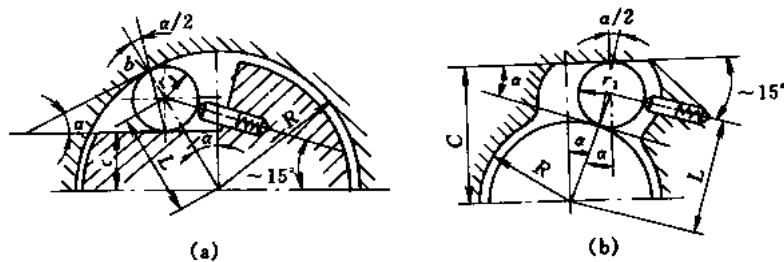


图 8-31 滚柱式超越离合器计算简图

设 P 为离合器所传递的功率, n_{\min} 为其最低输出转速, k 为计算系数, 则计算转矩 T_j 为

$$T_j = 9550 \frac{kP}{n_{\min}} \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (8-19)$$

通常 $k = 1 \sim 1.25$ 。

计算接触点的法向压紧力为

$$Q_j = T_j / z(L \pm r_1) \tan(\alpha/2) \quad (\text{N}) \quad (8-20)$$

接触点的当量曲率为

$$k_d = (R \pm r_1) / Rr_1 = (K_1 \pm 1) / K_1 r_1$$

将上述有关量代入计算线接触应力的基本公式得

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{Q_j E_d k_d}{l}} \leq [\sigma_H] \quad (\text{MPa}) \quad (8-21)$$

设计公式

$$d_1 \geq 0.887 \sqrt[3]{\frac{(K_1 \pm 1) E_d T_j}{(K_1 \pm 2) z K_1 K_2 [\sigma_H]^2 \tan(\alpha/2)}} \quad (\text{m}) \quad (8-22)$$

式中 $[\sigma_H]$ ——许用接触应力, MPa, 见表 8-7;

表 8-7 超越离合器元件的常用材料及许用接触应力

名称	材料	热处理方式	许用接触应力 $[\sigma_j]$	说明
内、外轴 内外星轮	GCr15	C58-64	当额定啮合次数为 10^7 时: $[\sigma_j] = 1422 \sim 1265 \text{MPa}$	1. C—淬火, G—高频淬火, 其后数字为 HRC 值 2. S—渗碳, 其后数字为渗碳层厚度, mm, 大尺寸者取大值 3. 直径超过 200mm 的内外轴或星轮, 建议采用铸铁和普通钢压配的镶嵌结构
	T10	C56-62		
	20Cr, 20MnVB	S0.8-2.0 C60-64	当额定啮合次数为 10^6 时: $[\sigma_j] = 3040 \sim 3236 \text{MPa}$	
滚柱	GCr15	C58-64	对于淬火的调质合金钢亦可按 $[\sigma_j] = \frac{245\text{HRC}}{\sqrt[5]{N/10^7}}$	
	GCr15SiMn	C60-62		
楔块	T10A	G55-58	N ——额定啮合次数	
	T8			

式中“+”号用于内星轮结构,“-”号用于外星轮结构。

当采用锻钢为离合器元件材料时, $E_d = 20.6 \times 10^4 \text{MPa}$, 代入 (8-22) 式可得常用设计式

$$d_1 \geq 52.4 \sqrt[3]{\frac{(K_1 \pm 1) T_j}{(K_1 \pm 2) z K_1 K_2 [\sigma_H]^2 \tan(\alpha/2)}} \quad (\text{m}) \quad (8-23)$$

求出 d_1 后, 按选定的 K_1 、 K_2 和 z 便可算出离合器的各部分尺寸。对于工作面为对数螺旋面或偏心圆柱面时, 则应将式中 $(K_1 \pm 1)/(K_1 \pm 2)$ 用式 $\beta = r_1/\rho_d$ 替换, 其中 ρ_d 为滚柱与星轮接触点处的当量曲率半径。

(2) 滚柱式超越离合器的动载荷^[72]

变速器在工作过程中, 工作相不断变化, 而每相仅在 $2\pi/J$ ($J=3, 4$) 内起作用。在相与相之间转换过程中, 因超越离合器的锁紧、脱开均需要一定的时间才能完成。因此, 摆杆与星轮之间必产生角速度差, 引起星轮有一加速过程, 产生冲击载荷。又因变速器角速度固有的脉动, 使其接触载荷也按脉动变化, 也具有冲击性。

经过分析, 超越离合器的工作过程可分成四个阶段, 即锁紧、加速、工作、脱开。

锁紧：外轮开始运动，使滚柱与外环及星轮同时锁紧，接触法向压力 Q 从 0 上升到 $Q_j = T_j / z (L \pm r_1) \tan \alpha / 2$ 的过程。

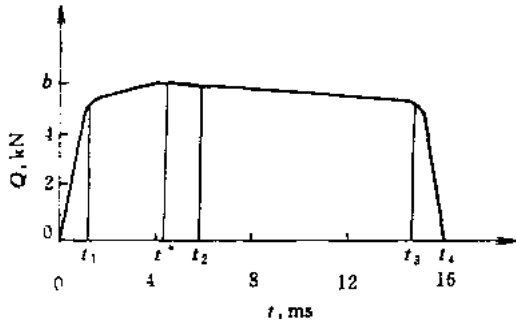


图 8-32 法向接触载荷随时间变化曲线

变化，而在加速和工作过程中呈非线性变化，加速过程中还出现了 Q 的最大值，约占静接触正压力 Q_j 的 1.2~1.4 倍。因此，在对超越离合器进行接触强度分析时，应以动载荷 Q 为准。

加速：外环继续运转，直到星轮的角速度与外环角速度相同为止，这个过程为动态锁紧。

工作：外环、滚柱、星轮成为一体，无相对滑动，传递动力和运动。

脱开：接触法向压力 Q 从 Q_j 下降到 0 的过程，该过程与锁紧过程对称。

通过对各过程中载荷与时间分析可得动载荷曲线如图 8-32。在离合器工作循环的四个过程中，接触面法向载荷 Q 的变化是不同的。在锁紧、脱开过程中 Q 与时间 t 呈线性

9 机械无级变速器的选用、试验和润滑

9.1 机械无级变速器的选用

机械无级变速器的种类繁多，在设计和选用时，必须综合考虑实际使用条件与各种变速器的结构和性能特点。使用条件中包括：1) 工作机械的变速范围；2) 最高速时所需的转矩和功率，最低速时所需的转矩和功率；3) 最常使用的转速和所需转矩；4) 负载变动情况；5) 使用时间（时/日）；6) 升速与降速情况；7) 起、制动频繁程度；8) 有无正、反向使用要求及其频繁程度；9) 换算到变速器输出轴上的工作机械的转动惯量等。对于变速器本身来说，主要是考虑其功率和运动特性。在仔细考虑了上述诸因素后，才有可能正确地选用无级变速器的类型、尺寸和容量。

9.1.1 类型选择

(1) 机械特性

选择变速器的类型时，应首先明确机械本身在整个变速范围内对功率或转矩的要求。然后结合各种无级变速器的功率（或转矩）特性曲线进行选用。例如：机床的主传动系统在全变速范围内，传动功率基本恒定，这时只能选用 Kopp-K、FU 型和宽 V 带式无级变速器等。对于机床的进给系统，则要求在相当宽的变速范围内传递恒定转矩，而不要求恒功率特性；这时可考虑采用 Disco、P 和 SPT 型等变速器。当然，满足恒功率使用要求的无级变速器亦可用于恒转矩的使用场合。因为恒功率型无级变速器的变速范围都比较小，远不及恒转矩型者，所以不适用机床进给系统。在恒张力或变转矩变功率卷（退）绕时，应选用 PU 型张力自动调整无级变速器。在要求扩大传动功率、扩大调速范围或过零调速时，应选用封闭行星无级变速器。

(2) 转速特性

1) 转速范围 机械的工作转速范围也是选择无级变速器类型的重要依据。为此，必须了解各种变速器的输出转速范围，以免在机械传动链中出现转速猛升又猛降或相反的不合理现象。例如某机械要求恒功率传动特性，则 Kopp-K 和 Kopp-B 型变速器均可作为选用对象。由产品说明书知：输入转速为 1500r/min 时，Kopp-B 型的输出转速范围为 500 ~ 4500r/min，而 Kopp-K 型输出转速范围是 220 ~ 2650r/min，因此，如果该机器要求的转速范围较高（例如 700 ~ 4900r/min），则应选用 Kopp-B 型，而不选用 Kopp-K 型；若该机器要求的转速较低（例如 100 ~ 700r/min），则应选用 Kopp-K 型而不用 Kopp-B 型。

多数行星式无级变速器和脉动无级变速器都具有大幅度降速的输出特性，因此，这类变速器不能用于有升速变速要求的场合。

带式、链式及某些变速器具有对称调速（升、降速型）的特性，这时输出轴的转速

$$n_1 = \sqrt{n_{2\max} n_{2\min}}$$

2) 运动平稳性 脉动式和链式无级变速器的输出角速度有一定的不均匀性，因而不适用于运动平稳性要求高的场合，如磨床主传动系统。

(3) 安装场地要求

1) 由于各种机械无级变速器的结构和工作原理不同, 因此, 在相同的传动功率情况下, 其体积将有很大差异。分离传动的机械对变速器没有严格要求; 而集中传动时将十分重视体积问题, 这就有必要了解各种无级变速器的功率容积比率。

2) 各种机械无级变速器的输出轴与输入轴线的相对位置有所不同。有的是同轴线的(如 Kopp-K、Disco、SPT 型等), 有的两轴平行并有一定距离要求的(如带式 and 链式无级变速器), 还有一些无级变速器的输出轴与输入轴是相交或交错的, 选用时应注意这些问题。

3) 某些机器要求变速器卧式安装, 而另一些机器则要求立式安装, 这时必须考虑无级变速器立式安装的可能性。如链式、宽 V 带式无级变速器就不适合在轴线与地面呈垂直状况下使用。立式安装的变速器应对密封提出特定要求。

4) 某些使用场合, 对清洁、尘埃问题要求十分严格。如果某种无级变速器从功率特性和转速范围考虑是适用的, 但不能满足清洁要求, 则仍不可用, 如开式带式无级变速器由于带的磨损将会污染环境。

(4) 操作要求

1) 少数无级变速器(如 OM、MS 型)既可在停车时变速, 也可在运转过程中调速, 而大多数无级变速器则只能在运转过程中才能调速, 在使用时, 必须按操作要求进行工作。

2) 调速时间、手轮上使用的最大力矩。

3) 手轮转动圈数与转速变化之间的关系等。

(5) 其他问题

如振动、噪声、温升、滑动率、空载功率以及远距离自动控制的可能性等。

对于上述问题应当予以综合考虑, 关键在于对各种机械无级变速器的特性应有充分了解。

9.1.2 容量选择

选择容量时, 必须明确以下三个因素: 输入转速, 使用的输出转速, 负荷容量及负荷条件。

(1) 输入转速

一般机械无级变速器的输入转速均按 1500 ~ 1800r/min 设计。当尺寸和许用应力肯定后, 其所能传递的功率与转速大体上呈正比关系; 故当实际输入转速低于额定转速时, 允许传递的功率将减小, 而且会带来润滑不充分和变速器操作沉重等问题; 反之, 当实际输入转速高于额定转速时, 则允许传递的功率将增大, 但搅油损失、温升、振动和噪声均增大, 输入转速过高时还会引起轴承损坏和摩擦传动件寿命降低等一系列问题。因此, 在使用过程中必须注意变速器的实际输入转速。

当实际输入转速不等于产品说明书功率表中的额定输入转速时, 其允许的输入功率和输出转矩, 应在原有功率表的基础上分别乘以一定折算系数 k_p 和 k_T 。以 Kopp-K 型变速器为例, 当输入转速不等于 1500r/min 时, 其输入功率、输出转矩和输出转速应分别乘以 k_p 、 k_T 和 k_n , 设 n_{1H} 和 n_1 分别为变速器的功率表中的输入轴转速和使用时的输入轴转速, 则有:

$$k_p = \left(\frac{n_1}{n_{1H}} \right)^{0.75}, \quad k_T = \left(\frac{n_{1H}}{n_1} \right)^{0.25}, \quad k_n = \left(\frac{n_1}{n_{1H}} \right) \quad (9-1)$$

例如 Kopp-K 变速器的 $n_{1H} = 1500\text{r/min}$, 则当 $n_1 = 300\text{r/min}$ 时有:

$$k_p = 0.3, \quad k_T = 1.5, \quad k_n = 0.2$$

其他型式无级变速器的折算系数可查阅有关产品说明书, 或按疲劳等效原则折算, 这时只需将式 (9-1) 中的幂指数 0.75 和 0.25 改为 x 和 y , 对点接触结构 $x = 0.7$, $y = 0.3$; 对线

接触结构 $x=0.67, y=0.33$ 。

(2) 使用的输出转速

各种机械无级变速器都有其特定的功率特性曲线（或转矩特性曲线），对应于不同的输出转速范围所能传递的动力也不相同。

以 16K 型 Kopp-K 无级变速器为例，其功率特性曲线如图 9-1 所示。

当使用的输出转速为 240 ~ 2650r/min 时，传动功率为 5.5kW。

当使用的输出转速为 280 ~ 2650r/min 时，传动功率为 7.5kW。

当使用的输出转速为 360 ~ 2350r/min 时，传动功率为 11kW。

当使用的输出转速为 440 ~ 1800r/min 时，传动功率为 4.7kW。

这说明同一台无级变速器可以用于不同功率的传动场合，仅输出转速范围不同而已。为了正确选择无级变速器必须对其机械特性有正确认识。

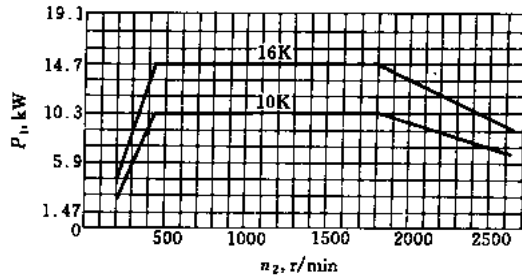
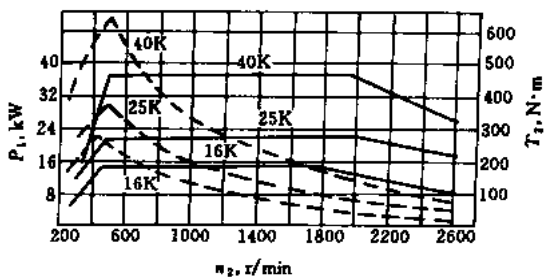


图 9-1 Kopp-K 型无级变速器的功率特性曲线

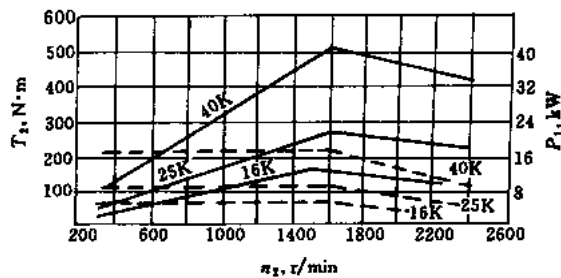
(3) 负荷容量的负荷条件

在确定了输入转速和输出转速的前提下，即可根据所需传递的功率（或转矩）来恰当地选择变速器。

仍以 Kopp-K 型变速器为例。图 9-2a 是作恒功率使用时的功率特性曲线，若输入转速确定为 1500r/min，要求输入功率达到 20kW；那么输出转速定为 350 ~ 2600r/min 时，必需选用 40K 型的；若输出转速定为 470 ~ 2250r/min 时，则可选用 25K 型的。



(a)



(b)

图 9-2 几种 Kopp-K 无级变速器的输出特性

——输入功率，kW；---输出转矩，N·m

图 9-2b 是作恒转矩使用时的转矩特性曲线。若输入转速定为 1500r/min，要求输出转矩为 100N·m；那么，输出转速定为 300 ~ 1800r/min 时可选用 25K 型的，若输出转速定为 300 ~ 2400r/min 时，则必须选用 40K 型的。

值得注意的是：机械无级变速器与齿轮传动相比，超负载能力较差，而且工作过程中有滑动、丢转等现象；因此，在起动转矩大、起动次数多、负荷变动大、有冲击负荷和急刹车等使用条件下，会降低变速器的使用寿命。考虑到这些因素，可在额定功率或转矩的基础上再乘以一个工况系数 k_g ，采用比原规格稍大的、有一定裕量的无级变速器；或者设置保护装置，并在结构上尽量避免变速器受到苛刻的负荷条件。

表 9-1 列举了 Kopp-K 型无级变速器的工况系数, 其他各种类型无级变速器的工况系数可参阅各有关变速器的使用说明书或按表 2-4 提供的数据考虑。

表 9-1 Kopp-K 无级变速器的工况系数

工作条件			起动次数		倒转次数	
负荷状态	GD^2	起动离合器	≤ 20 次/时	> 20 次/时	≤ 20 次/时	> 20 次/时
无冲击	小	无	1.0	1.2	1.3	1.5
		有	1.0	1.1	1.2	1.3
恒定负荷	大	无	1.2	1.3	1.5	1.8
		有	1.1	1.2	1.3	1.6
不规则	小	无	1.2	1.4	1.6	2.0
		有	1.1	1.2	1.4	1.7
负荷	大	无	1.4	1.6	1.8	2.4
		有	1.3	1.4	1.6	2.0
冲击、类似	小	无	1.6	1.8	2.0	2.2
		有	1.4	1.6	1.8	2.0
冲击、重载	大	无	1.8	2.0	2.2	2.4
		有	1.6	1.8	2.0	2.2

在不同的工作情况下, 可考虑采用如下的保护装置:

- 1) 起动转矩大时, 应在电机和变速器之间装设电磁粉末联轴器;
- 2) 起动次数较多时, 变速器和相应机械装置之间应安装离合器;
- 3) 负载变动大和有冲击负荷时, 变速器和相应的机械装置中间应装入飞轮或电磁粉末联轴器;
- 4) 有急刹车要求时, 变速器和相应的机械装置之间应接装刹车离合器, 以保证二者之间及时脱开。

此外, 在设计和选用无级变速器时, 还应注意下列问题:

1) 轴端悬伸量 轴端悬伸量及负载过大时, 不仅会降低轴承寿命和改变传动部分的相对位置, 甚至可能损坏变速器内部结构, 因此, 每一种无级变速器都规定了悬臂负载和轴向推力的最大值, 选用时必须注意。变速器与相应机械连接时, 最好采用直线连接型式。

2) 变速器在传动链中的位置 通常把变速器放在整个机械传动链的高速段, 以便充分发挥其允许的传动功率、缩小变速器的体积。当需要增大输出转矩时, 可将变速器与减速齿轮配合使用。

3) 起动时间 通常起动转矩为额定转矩的 2~3 倍, 起动时间太长就会使变速器在较长时间内处于超负荷状态, 因此, 应设法限制起动时间。

4) 调速时间 急剧地调速对无级变速器是不利的, 因此各类机械无级变速器均对调速时间作了规定, 如 Kopp-B 型的调速时间为 20s。

5) 环境温度 金属摩擦型机械无级变速器是通过油膜传递动力的。一般说来油温越高, 传动牵引力越小。所以在高温情况下使用时, 也应对变速器的负荷容量作适当考虑。

9.2 机械无级变速器的润滑与密封

9.2.1 润滑方式与润滑油

(1) 润滑方式

一般的金属摩擦式无级变速器靠浸油飞溅润滑。这种润滑方式的优点是无需另加润滑装

置，结构简单、工作可靠。但在起动前必须检查油位，停车时必须保证油位在标准线上。如果油量过多，则在运转过程中会引起空载功率增大、油温升高以至传动力矩不足等现象；如果油量不足，容易使传动件表面或轴承烧伤。此外，油的粘度必须适宜，若粘度过高，则不能建立理想的油膜，也不能形成微小的油滴以充分润滑各个部件。

对于速度较高、功率大于 15kW 的无级变速器，则应采用油泵强迫润滑，用喷油嘴对准摩擦表面进行润滑。这种方式的特点是用油量小、油的粘度变化不大、冷却充分；但必须在开动变速器之前先起动油泵，30~60 秒以后再起动主机。通常要求主电机和油泵电机之间有互锁装置。

对于宽 V 带式等不封闭的无级变速装置，主要考虑轴承的润滑与防护，传动件之间但不需要润滑，而且要尽量防止油雾落在摩擦表面上。对于低速、极小功率的变速装置（主要传递运动）则无需润滑，而且应将传动表面遮蔽以免污染。

(2) 润滑油

1) 无级变速器专用油的作用

机械无级变速器是按摩擦传动的原理实现调速并传递动力的，因此它所采用的润滑油与普通的齿轮箱用油不同，必须按照原设计要求或说明书上的规定，采用专用无级变速器油。若用普通机油代替，则将不能使无级变速器充分发挥作用，甚至会降低使用寿命，因此，必须十分重视机械无级变速器使用的油液。

无级变速器专用油不仅要满足传递动力的需要，而且还要能充分润滑摩擦部件的表面以减轻磨损，带走集积在摩擦部位的热量，清洗摩擦传动表面，从而提高传动效率，延长使用寿命。

a. 传递动力 机械无级变速器在正常工作情况下，摩擦传动件之间隔着一层油膜，运动或动力是按主动件→油膜→从动件的路线传递的。也就是说，从动件的运动不是主动件直接作用的结果，而是间接地靠油膜的牵引力来实现的。因此，在变速器结构参数已定的前提下，油的品质将成为机械能否正常运转和满足工作要求的关键。

b. 减轻摩擦部件的磨损 金属摩擦式无级变速器都是按点或线接触方式传递动力的。尽管这些传动件用优质轴承钢制成，而且热处理后表面硬度很高，但由于钢对钢的摩擦系数很小，因此，接触区的赫兹应力很高（通常为 1000~1500MPa），加之摩擦表面间存在相对滑动，所以必然会产生磨损。如润滑油使用得当，则对减轻磨损和提高使用寿命有很大意义。

c. 吸收、散发集积在摩擦部位的热量 机械无级变速器在工作过程中由于相对滑动、磨损和高速搅拌油液等原因而发热；此外电机和轴承在工作过程中产生的热量也会传到摩擦表面上，并停滞在摩擦部位，成为引起烧蚀的原因。因此无级变速器油必须具有吸收、散发集积在摩擦部位的热量的作用。

d. 清洗摩擦件表面 机械无级变速器传动件的表面是经过精密加工的，工作过程中如有灰尘或磨屑停留在工作表面上，将会很快损伤摩擦表面，须依靠润滑油将这些不清洁物及时排除。

2) 对无级变速器专用油的要求

鉴于机械无级变速器对润滑用油的要求，普通机油是不能满足的，为此应专门研制无级变速器用油。对无级变速器专用油的具体要求是：牵引特性好，粘度和粘度指数适当，剪切、氧化安定性好，抗泡性好和油膜强度高。

a. 牵引特性好 主要包括两种意义：其一是油的牵引系数要大；第二是防止摩擦面金

属之间直接接触。湿式无级变速器专用油的牵引系数为 0.04~0.08, 最小不能小于 0.04。

b. 适当的粘度和粘度指数 无级变速器用油除传递动力外, 同时也润滑轴承。从传递动力、飞溅润滑等方面考虑, 希望油的粘度要低一些; 但作为轴承润滑用油, 或从油膜强度考虑, 则油的粘度应当高一些。综合上述要求, 无级变速器用油的运动粘度 (50℃时) 应在 5~10cSt 范围内, 常用 6~7cSt (1cSt=1mm²/s)。

此外, 希望无级变速器油具备适当的温粘特性, 以保证温度变化时, 油的粘度不致有较大的变化。

c. 剪切、氧化安定性好 无级变速器传递动力时, 油受到激烈地搅拌和剪切作用, 剪切的结果使大分子变小、粘度下降, 同时还伴有氧化作用, 使油变质。由于高分子化合物对剪切及氧化安定性有影响, 因此, 在满足使用要求的前提下尽量少加添加剂。

d. 抗泡性好 无级变速器油在使用过程中被打击、搅拌而生成微小飞沫, 同时还会有些空气被带进油中形成气泡; 大量气泡的生成有碍于形成油膜并加速氧化, 为此应加入抗泡添加剂。

e. 油膜强度高 由于摩擦接触点上具有相当高的压力, 若油膜强度不足, 会使金属表面直接接触而加剧磨损。可加入添加剂来提高油膜强度。选择添加剂时既要防止金属接触, 又要注意改善油的摩擦特性。

3) 无级变速器油的配制

单一的润滑油是不可能同时满足上述各项要求的。通常, 应在基础油中加入一些添加剂以改善其性能。

基础油以 7# 高速机油为佳。

添加剂应针对不同要求选用, 它们需要具备的条件是: 1) 具有在摩擦面吸着性强的活性基化合物, 以防止金属直接接触; 2) 为长碳链化合物, 以保证亲油性好。改善牵引特性的牵引系数调节剂可用二月桂磷酸酯。抗氧化剂可用二苯胺、2,6-二叔丁基对甲酚、*N*-苯基-1-萘胺链终止型添加剂。清净分散剂可用碱性石油磺酸钙。防锈添加剂可用碱性石油磺酸钙和十二烷基丁二酸。抗泡添加剂可采用硅酮油 (一般为 100mL/L)。

除上述各种添加剂外, 也可以在基础油中加入下列任何一种添加剂: a. 硫化棉籽油, 按重量的 5% 加入; b. “6411”, 加入量 0.5%~1.5%; c. “1401”, 即硫氯石蜡, 加入量为 5%~10%。

广州机床研究所已研制成 Ub 系列无级变速器油, 可供各种类型变速器使用, 以取代国外变速器油, 国外常用的机械无级变速器油是 CR-33 瑞香油、Mobilfluid 62 和 Disco 油。有关性能见表 2-7。

(3) 油池设计

对于浸油飞溅润滑的无级变速器, 油池的容量是极其重要的。油池过大固然会加大变速器的外型尺寸, 但为追求减小变速器体积而大大缩减油池容量也是极不正确的。如油池过小、油液容量不足, 不但有碍于变速器传动部件和轴承的正常润滑, 而且会使温升急剧增高, 因此, 在设计时应遵循油面不要太高, 但油池容量必须足够大的原则。

9.2.2 机械无级变速器的密封

要使机械无级变速器在长时期工作后, 仍能保持原有的工作精度, 必须有良好的密封装置。对于开式传动或只传递运动而受力极小的无级变速装置来说, 密封装置的主要作用是保护轴承。闭式金属摩擦型无级变速器的密封装置, 除用来防止外界尘埃等浸入轴承外, 更重

要的是防止油液外漏。对于闭式变速器，如果密封不好，油液不断外漏将使油池中的油量不断减少，必然使各部件的正常润滑受到影响，温升大大增高，以致不能正常工作。此外，油液的外漏也影响工作场所的清洁卫生。

摩擦式密封装置在机械无级变速器中应用得较普遍。对于卧式变速器采用毛毡和皮碗密封均能达到良好的效果。对于立式变速器则必须采用皮碗密封。摩擦式密封装置的优点是结构简单，使用和更换方便，但由于回转轴直接与密封件接触，因此易于磨损而泄漏，所以应注意定期或按实际使用情况及时更换。

此外，对于工作环境恶劣和输出轴转速很高的变速器（如 Kopp-B 型），除采用毛毡或皮碗密封之外，还可考虑采用甩油挡板或迷宫等密封结构。

然而，无论采用何种密封结构，在设计变速器时，均须注意正确地设计循环进油口和回油口的位置，务使油液能通过所有的摩擦表面，以起到冷却润滑作用。同时，在密封装置前应有畅通的排油孔，使油液可顺利地流回油池，否则在密封装置前会集聚过多的油液，由于压力的作用，油液仍有可能外泄。

有些变速器虽然设计了回油孔，但由于工艺上的疏忽或孔型设计不合理，仍然达不到使油畅通流回的目的。如图 9-3a 所示的回油孔是斜孔，因此集聚在密封装置前的油液能顺利流回油池；图 9-3b 的回油孔是成直角的弯孔，不利于油液流动；图 9-3c 的孔型虽然设计正确，但由于加工问题，使端盖上的孔与箱体上的油孔错位，因此，实际上仍达不到预期的效果。所有这些问题在设计时都必须予以注意。

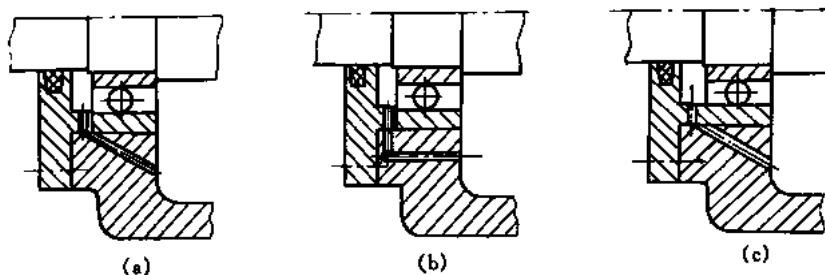


图 9-3 回油孔的结构

此外，由于闭式变速器多数具有较大的端盖，油面高度超过止口位置，因此除了注意轴承部位密封之外，对端盖外的密封问题也必须给予重视，应合理设计端盖与变速箱体的结合面，同时在接合缝隙处应涂抹密封胶。

9.3 机械无级变速器的试验

机械无级变速器性能试验的目的在于考核其结构设计的合理性，加工制造、装配和调试的工艺性，以及有关性能指标等。试验结果的分析将有助于改进变速器的结构及加工、装配工艺。国内已制定了中华人民共和国机械行业标准——机械无级变速器试验方法（JB/T 7346—94），国内稍具规模的生产厂均已建立了机械无级变速器试验台，行业协会也指定了质量检测中心。已制定的机械无级变速器产品的行业标准及企业标准中，也具体规定了性能检测项目和指标。试验的主要内容包括以下三个方面：

- 1) 空运转试验，即输出转速范围、空载功率、空载温升、振动、噪声和高速直接启动

的可能性等；

2) 负载试验, 即承载能力(允许的输出功率、转矩随转速的变化情况)、滑动率、传动效率、负载温升和超负荷试验等；

3) 寿命试验。

对一般系列产品的试验内容、项目及试验要求均少于对开发的新产品的试验, 因为后者侧重于研究改进其性能, 需要更为细致深入。

机械无级变速器的试验方法见 JB/T7346—94 及各种具体产品的行业或企业标准。

9.3.1 机械无级变速器的试验设备

机械无级变速器试验台的组成如图 9-4 所示, 它由驱动装置、被试无级变速器、加载装置、测试装置和控制台等五部分组成, 除控制台外的其余部分采用积木式组装在一个大平台上。

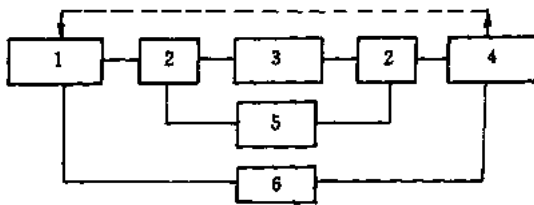


图 9-4 机械无级变速器试验台框图

1—驱动装置；2—传感器；3—被试变速器；
4—加载装置；5—测试装置；6—控制台

置、测试装置和控制台等五部分组成, 除控制台外的其余部分采用积木式组装在一个大平台上。根据功率流的情况, 试验台可分为功率开放式和封闭式两大类。驱动装置一般为交、直流电动机。加载装置有机械、液压和电力加载三种方式, 机械加载装置结构复杂、加载精度较低、稳定性差。液压驱动和加载试验台由于环节较多, 优点不明显。电力加载具有结构简单、加载方便、加载精度较高、

运行稳定并可进行载荷谱的模拟试验, 因而应用较为普遍。

功率流开放式试验台的结构简单, 制造、安装方便, 加载稳定可靠, 能够方便地进行不同结构尺寸的变速器的安装和测试, 但动力不能回收, 动力消耗大, 试验费用较高, 故不适用于大功率和长期运行的试验。机械加载的装置主要有机械耗能装置, 如摩擦或磁粉离合器。电力加载的装置有磁粉制动器、电磁涡流测功机和直流发电机加载等三种。

磁粉制动器由定子、转子两部分组成, 并构成环形间隙, 定子上有励磁线圈, 间隙中填充了高导磁粉粒。励磁线圈未通电时离散的粉粒不阻碍转子的运动; 励磁线圈通入直流电后, 产生磁通使磁粉沿磁通方向联接成链状, 这时由磁粉间的结合力与工作面间的摩擦力产生制动转矩, 调节励磁电流的大小即可控制制动力矩的大小, 从而调节了加载转矩。在过载滑动时会引起高温, 当温度超过磁粉的居里点(铁磁物质剩磁消失的温度)时, 则剩磁消失, 制动失效而起保安作用。制动转矩基本与励磁电流成正比, 有高的线性度, 加载稳定可靠, 易于实现加载过程的自动控制和动态模拟试验, 恒转矩加载时使用更多。其加载转矩的大小可通过两台转矩转速传感器采集信号, 由转矩转速测量仪显示。国产 DZF 系列磁粉制动器有十个规格, 如 DZF-100 即表示其公称转矩为 $100\text{N}\cdot\text{m}$ 。系列产品的公称转矩 $T = 1 \sim 800\text{N}\cdot\text{m}$, 许用转速 $n = 25 \sim 1500\text{r}/\text{min}$, 空载转矩小于公称转矩的 3%, 最大转矩不小于公称转矩的 130%, 静特性线性段不小于公称转矩的 10% ~ 110%。

电磁涡流测功机由一具有环形线圈的定子和一个由高导磁率材料制成的、表面具有矩形齿的圆柱体转子组成。当线圈内通入直流电后形成磁场, 使转子带有磁性, 在转子和定子间产生封闭的磁力线。转子转动时, 磁场相对于定子转动并在其内产生涡流, 阻碍转子转动而对转子轴产生阻止其运动的负载转矩。通过调节通入线圈的直流电的大小, 就可以调节负载转矩的大小。这种装置动态反映快、稳定性好低速时制动效果尤为明显; 但涡流发热需要循环水冷却, 而且大功率所需电磁铁的体积大; 因此只适用于大功率的开式试验台, 国产 GW

系列电磁涡流测功机有八种规格，例如 GW120 表示其最大吸收功率为 120kW。系列产品的最大转矩为 50~4000N·m，最大吸收功率为 20~630kW，最高转速为 3000~7500r/min。

直流发电机加载是利用他励直流电机处于发电状态时，产生的电磁阻转矩 T_r 与发电机的工作磁通 Φ 和电枢电流 I_a 的乘积成正比，且有发电机方程式：

$$\begin{aligned} T_r &= K_m \Phi I_a \\ E &= K_e \Phi n \\ I_a &= E / (R_a + R_G) \end{aligned} \quad (9-2)$$

式中 K_m 、 K_e ——影响发电机阻转矩、电动势的结构常数；

R_a 、 R_G ——发电机的电枢电阻、加在发电机电枢两端间的负载电阻；

E ——发电机的电动势。

由式 (9-2) 可见： R_a 、 K_m 、 K_e 对某一具体的发电机而言为定值；发电机的工作磁通 Φ 在未达到磁饱和之前是与励磁电流 I_f 成正比的，因此，调节励磁电阻 R_f 以调节 I_f ，从而改变磁通 Φ 的大小，实现负载转矩的调节，是一种加载方式，这时负载电阻 R_G 不变。另外一种方式是工作磁通固定不变，在转速 n 和 Φ 一定的情况下， E 也固定不变，通过调节负载电阻 R_G 就可以调节电枢电流 I_a ，也可以实现负载转矩 T_r 的调节。

由式 (9-2) 可得，发电机的负载功率 P_r 的表达式为

$$P_r = T_r n = K_m K_e \Phi^2 n^2 / (R_a + R_G) \quad (9-3)$$

对于工作磁通 Φ 恒定不变、发电机转速 n 一定时，通过调节电枢负载电阻 R_G ，即调节了电枢电流 I_a ，从而也改变了发电机的机械转矩 T_r 和功率 P_r ，实现了变载，由式 (9-2)、式 (9-3) 可见，在这种情况下， P_r 、 T_r 均与负载电阻呈双曲线函数关系，除在 R_G 较小时，特性曲线的斜率较大负载变化较快外，在其余区段特性曲线平滑，故加载较缓慢，分辨率高，较易控制加载。但加载范围较窄，有时不能给试件在全功率范围内连续加载。

对于 n 、 R_G 等一定的发电机，当调节发电机励磁绕组的电阻 R_f 时，就调节了励磁电流 I_f 和工作磁通 Φ ，由式 (9-2)、式 (9-3) 可见：发电机的机械转矩 T_r 与磁通 Φ 成正比变化，而机械功率 P_r 与磁通 Φ 成抛物线关系，因而可以获得较宽的加载范围；但特性曲线的斜率变化较大，因而动态响应快、加载分辨率低、控制精度低；可由空载起连续加载。

由于直流电机在极低转速下不能达到预期负载，因而试验台在低速进行试验时，应在被试变速器与发电机之间加入一升速装置。

功率流封闭式试验台由于能回收功率、节能，故常用于大功率及长期运转（如疲劳试验）的试验台。其组成框图如图 9-4 中含虚线的回流部分。机械式功率封闭试验台对无级变速器试验有诸多不便，基本不用。下面仅介绍电功率封闭式试验台，它分为直流电机式和交流整流子电机式两种。

(1) 直流电功率封闭式试验台

图 9-5 为直流电功率封闭加载系统原理图，主电路由整流电路给主驱动直流电动机 M 供电，主电动机 M 通过联轴器、被试无级变速器 CVT 拖动负载直流发电机 G 运转。发电机的电磁阻转矩 T_r 对主电机 M 和被试无级变速器 CVT 而言是负载转矩，当改变发电机 G 的电枢电流 I_G 或工作磁通 Φ_G 时，均将改

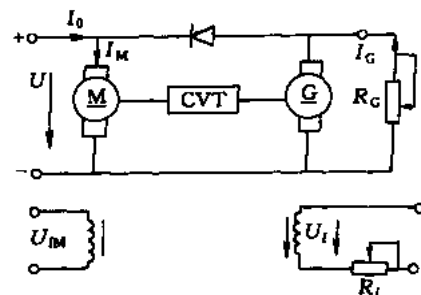


图 9-5 直流电功率封闭加载系统原理

变负载转矩 T_L 。 I_G 的变化必然会引起主电机 M 的 I_M 和负载转矩的变化。为了便于加载，加载发电机选用调压发电机，其调压范围视被试变速器连续加载的范围和变速范围而定。为了防止在连续加载过程中发电机处于电动状态，应在系统电枢回路中装设单通二极管。

试验运转时，开始对负载发电机 G 不加励磁，即 $I_G = 0$ ，而给主电机 M 施加额定电枢电压和励磁电压；设 I_M 和 I_0 分别为主电机的电枢电流和从电源吸收的电流，且 $I = I_0$ ，则发电机和主电机的负载转矩分别为 $T_G = 0$ ， $T_M = K_{mM} \Phi_M I_0$ ，即主电机仅需输出很小的空载转矩，而从电源吸收很小的空载功率。空载起动后，逐渐增加负载发电机 G 的励磁电流，其工作磁通 Φ_G 也相应增加，当发电机 G 的转速一定时，其电动势 E_G 随磁通 Φ_G 的增加而增加，当 $E_G > U$ 时，考虑到主电机的电枢电阻很小，可以近似认为 $U \approx E_M$ ，因而发电机产生的电枢电流 I_G 可表示为

$$I_G = \frac{E_G}{R_{aM} + R_{aG}} = \frac{K_{eG} \Phi_G n_G}{R_{aM} + R_{aG}}$$

式中 E_G 、 K_{eG} 、 n_G 和 Φ_G ——负载发电机的电动势、结构常数、转速和工作磁通；

R_{aM} 、 R_{aG} ——分别主电动机 M 和发电机 G 的电枢电阻。

这时，负载发电机产生的负载转矩和功率分别为

$$T_G = K_{eG} K_{mG} n_G \Phi_G^2 / (R_{aM} + R_{aG})$$

$$P_G = K_{eG} K_{mG} n_G^2 \Phi_G^2 / (R_{aM} + R_{aG})$$

K_{mG} 为发电机的力矩结构常数，其余参数的意义同前。

由直流电路的克希荷夫电流定律可知，全试验系统从电源吸收的总电流为 $I_0 = I_M - I_G$ ，系统所消耗的电功率为 $P_0 = I_0 U = (I_M - I_G) U = P_M - P_G$ ，而开放功率流式试验台所消耗的电功率为 $P'_0 = I_0 U = P_M$ ，显然 $P'_0 > P_0$ 。试验证明，封闭功率流试验台比开放功率流试验台可节电 50% 左右。采用调压发电机加载仍利用调磁方式，因而加载特性 ($T - \Phi$, $P - \Phi$) 仍为抛物线规律，加载范围宽、加载分辨率低。

(2) 交流整流子电机电功率封闭试验台

将图 9-5 试验台中将电源换成交流电源，将两台直流电机改为交流整流子电机，便组成交流电功率封闭试验台。

三相交流整流子电动机的转子铁芯上嵌装着一个普通三相交流绕组和一个调节绕组。和直流电机相仿，调节绕组的每个线圈都接到换向器上，在换向器的表面装有两套可转动的电刷转盘。在定子铁芯上嵌有一套普通的多相绕组，由旋转磁场感应出电机的次级电势。每相次级绕组的两端分别接到换向器两端和两块电刷转盘的相应电刷支杆上，当两转盘上的同相电刷移开一个角度时，同相电刷间产生感应电势。如电刷间感应电势与次级绕组的电势方向相反，则电机在低于同步转速以下运行；反之，则电机在高于同步转速以上运行。当改变同相电刷在电刷转盘上的位置时，就可以调整电机的转速。在运行过程中降低负载发电机 G 的转速，可使主电机 M 成为电动机，而 G 成为负载发电机，一方面对被试变速器加载，同时发出的电功率回馈电网，从而形成了电功率封闭系统，以达到节能的目的。

交流电功率封闭的试验台还有其他的形式。限于篇幅不再介绍了。

试验台除了上述驱动与加载用的电机、磁粉制动器、电涡流测功机之外，常用的仪器有：

用以测量转矩和转速的转矩转速传感器，它有湘西仪器仪表厂生产的 JC 系列的多种规格，额定转矩范围 $T = 50 \sim 10^6 \text{N} \cdot \text{m}$ ，转速 $n = 0 \sim 6000 \text{r/min}$ ；上海第二电表厂生产的 ZJ 系列，其 $T = 0.2 \sim 2000 \text{N} \cdot \text{m}$ ， $n = 0 \sim 6000 \text{r/min}$ ；冶金部探矿技术研究所生产的 TK 系列，其

$T = 0 \sim 1000 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、 $n = 0 \sim 1999 \text{ r/min}$ 。

用以将传感器采集的数据通过微型计算技术进行运算显示打印出传动比 i 、功率 P 和传动效率 η 的机械效率仪，国产产品有湘西仪器仪表厂的 JXW-1 机械效率仪和上海铁道学院生产的 PMN-II 型效率仪。

用以测量噪声的精密声级计，国产产品有湖南衡阳仪表厂的 JS-1 型和江西红声器材厂的 ND-2 型，其量程为 $20 \sim 130 \text{ dB}$ ，误差为 $\pm 0.5 \text{ dB}$ 。丹 B&K 公司的 2203 精密声级计，可测量稳态连续噪声。详见产品说明书。

用以测量油温的温度计，常用的有北京司南仪器厂生产的 SN2202 温度计，其量程为 $-50 \sim 150 \text{ }^\circ\text{C} \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ ，德州电子仪器厂生产的 SWY-2 型温度计，量程为 $-40 \sim 100 \text{ }^\circ\text{C} \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

用以测量振动的测振仪，如北京宣武测振仪器厂生产的 GZ3 型测振仪，附 YD-1 加速度计。

试验量大的企业，为了方便、迅速而准确地存取和处理试验数据和结果，实现试验特性曲线的自动绘制和试验过程的监视，可将试验台设计成由微型计算机控制的测试系统。

9.3.2 机械无级变速器的试验方法

机械无级变速器的试验方法应遵循中华人民共和国机械行业标 JB/T 7346—94 现将其附于后，编号、公式号、图号均按原文不变。

JB/T 7346—94 机械无级变速器试验方法

1 主题内容与适用范围

本标准规定了机械无级变速器（包括与各类传动装置复合成一体的机械无级变速器；以下统称变速器）试验的一般要求、试验台与测试装置、试验项目与方法、数据采集与处理等。

本标准适用于各类变速器的产品定型鉴定、抽样检测及新开发样机的试验等。

2 引用标准

GB3241 声和振动分析用的 1/1 和 1/3 倍频程滤波器

GB3785 声级计的电、声性能及测试方法

ZBY110 转速转矩测量仪

ZBY111 转速转矩传感器

3 试验件的一般要求

3.1 试验件从待出厂的产品或样机中随机抽取，试验台数或抽样数按试验目的及相应要求决定。

3.2 主要零件的材料、热处理及机加工等均应符合规定的技术要求，经检验合格并应有检查记录，必要时在试验前核查检验记录或抽检其主要项目。

4 试验台及测试装置

4.1 试验台

试验台的驱动与加载方式应与试验要求相适应。对试验台的主要要求：加载转矩和转速稳定，其波动值应小于瞬时值的 3%，运转中根据要求能加载、卸载，运转平稳。

4.2 负载、转速及温度的测试仪器

测试负载、转速的仪器仪表类型、规格、量程、精度与试验要求相适应。测试项目为转矩（功率）、转速，测试误差不得超过读数的 1%。优先选用 ZBY111 规定的转矩转速传感器与 ZBY110 规定的转矩转速测量仪。一般应在被试变速器的输入、输出轴端各装一台传感器，直接测量被试件（仅附加联轴器）的输入、输出转矩（功率）、转速。对电机直联型变速器，在已知电机特性曲线的情况下允许只在输出端安装传感器。

变速器的油池或箱体温度应采用量程为 $150 \text{ }^\circ\text{C}$ 的半导体点温计或数字式温度计测定。

4.3 安装调试

试验装置应安装在同一（或组合）平台上，要求各部件找水平、对中，系统运转灵活。先进行静调零，然后进行动调零，调零后允许转矩显示值多位读数的前几位为零，末位数不大于4。

4.4 噪声的测试仪器及方法

4.4.1 噪声测试仪器应采用 GB 3785 规定的 I 型或 I 型以上的声级计，亦可采用准确度相当的其他仪器。

4.4.2 测试仪器在测量前后必须用精度不低于 0.5dB 的声级校准器进行校准。

4.4.3 被试变速器机体表面距离墙壁等高大物体至少 2m。

4.4.4 基本测量表面应选用半球测量表面或各面平行于基准体对应平面的矩形六面体测量表面，一般情况下，基准体的线性尺度不超过 1.0m 时，应选用半球测量表面，否则使用矩形六面体测量表面。

4.4.5 半球测量表面的测点一般为 5 点，其中第 1 至第 4 测点的高度为 250mm，测点的配置按图 1 的规定，测量半径 r 按下列情况决定：

a. 对输出轴中心高或整机高度的一半为 90mm 及以下的变速器测量半径 r 为 0.4m，对应于图 1 中的 R 为 0.31m，此时第 5 测点可取消。

b. 对输出轴中心高或整机高度的一半大于 90mm，但不超过 1m 的变速器，测量半径 r 为 1m，对应于图 1 中的 R 为 0.97m。

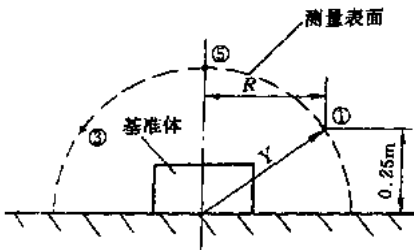


图 1 半球测量表面的测点分布图

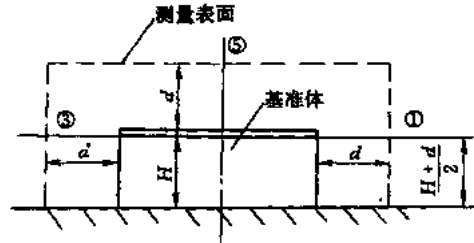
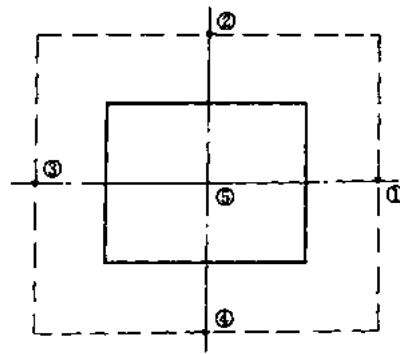
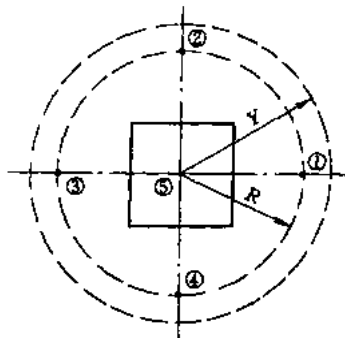


图 2 矩形六面体测量表面的测点分布图



4.4.6 矩形六面体测量表面上的测点为 5 点，并按图 2 的规定配置，其中水平面的测点高度应为矩形六面体的高度之半，测点与基准体表面的距离 d 为 1m。

4.4.7 当相邻两侧点的 A 计权声压级之差为 5dB 及以上时，应在该两测点间的测量面上增加测点。

4.4.8 当测量的声压级与背景噪声声压级之差小于或等于 10dB 时，应由表 1 查得其修正值，并按式 (1) 计算 \bar{L}_{PA} 。

表 1

	dB			
测量声压级与背景 噪声声压级之差	<6	6-8	9-10	>10
修正值 K	测量无效	1.0	0.5	0

$$\bar{L}_{PA} = 10 \lg \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 100 \cdot 1 (L_{PAi} - K_i) \right] \quad (1)$$

式中 \bar{L}_{PA} ——平均 A 计权声压级, dB (A);

L_{PAi} ——第 i 测点的 A 计权声压级, dB (A);

K_i ——第 i 测点背景噪声的修正值;

N ——测点数。

当各测点的 A 计权声压级之差不超过 5dB 时, 可由式 (2) 计算 \bar{L}_{PA} :

$$\bar{L}_{PA} = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (L_{PAi} - K_i) \right] \quad (2)$$

4.4.9 变速器噪声的评价参量为 A 计权声功率级, 由式 (1) 或式 (2) 得到平均 A 计权声压级后, A 计权声功率级可按式 (3) 计算。

$$L_{TA} = \bar{L}_{PA} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right) \quad (3)$$

式中 L_{TA} ——计权声功率级, dB (A);

S ——测量表面面积, m^2 ;

S_0 ——基准表面积, $1m^2$ 。

4.4.10 声级计读数观察周期不小于 10s, 读数取自观察周期内表针摆动的平均值 (偶尔出现的最大值和最小值不予考虑)。

4.4.11 变速器的噪声应在空载状态下且其输入及输出转速均为最高时进行测定, 亦可按用户要求在其他状态下进行测定。

4.5 振动的测试仪器及方法

4.5.1 振动测试时应选用压电式速度传感器或加速度计, 其类型及使用应符合有关规定。

4.5.2 测量仪器系统, 包括传感器和显示仪表, 其测值偏差不大于 $\pm 5\%$ 。

4.5.3 振动测量值可为位移振幅值 (双幅值)、振动速度或加速度的有效值。

4.5.4 测量应在箱体轴承座处三个正交方向进行。三个方向中的两个必须位于与回转轴线相垂直的平面内, 可为水平平面或竖直平面, 测点数目可由用户及制造厂决定。

4.5.5 测量的观察周期不得低于 10s。读数应取仪器显示值的平均值。

4.5.6 变速器的振动应在空载状态下且其输入及输出转速均为最高时进行测定。亦可按用户要求在其他状态下进行测定。

5 试验方法及数据处理

5.1 试验项目、步骤、方法

一般应按表 2 项目进行。对于根据用户要求生产的样机或小批量试制时, 允许制造厂和用户根据特定试验目的选择表 2 中的若干项进行, 或商议特殊的试验项目及方法。

对于电机直联型或其他无法进行台架试验的变速器, 允许以不带电机的同功率或转矩的卧式变速器替代进行台架试验, 但必须是同期同批生产的产品。

5.2 试验数据采集

试验中应采集的数据包括: 加载转矩 (功率)、转速、噪声、振动、温度、时间等。

至少每半小时采集一次的数据有输入与输出转速、输入与输出转矩 (功率)、润滑油或机体温度、环境温度等, 可以数显仪上采集数据或由打印机取数。转速、转矩 (或功率) 值每次至少采集 5 组数据, 同时记下采集数据的时间。

变速器的振动与噪声应在规定条件下进行测定, 并记录相应的测量值及对应转速与时间, 当需要进行频谱分析时, 应采用 GB 3241 规定的倍频程滤波器。

试验过程中应定期观察变速器各机件有无烧伤、点蚀、胶合及磨损等损伤或损坏现象发生, 并进行准确记录。

试验中出现的其他不正常现象及试验用润滑油的种类及牌号等均应记录。

表 2

类别	内容	说明
一、空载试验	在额定输入转速及输出转速范围内的 3~5 点, 正、反向运转各不小于 1h, 要求: 1. 运转应平稳, 无冲击、无异常振动及噪声 2. 各连接件、紧固件不松动 3. 各密封处、接合处不渗油 4. 润滑充分, 油池及轴承温升正常 5. 调速操作灵活, 变速范围符合设计要求	对于采用手动、电动或自动等方式进行调速的变速器, 试验时均应以其相应调速方式在全变速范围内反复操作多次
二、跑合试验	空载试验合格后, 在其额定的输入转速及输出转速范围内 4~6 点 (包括其最低及最高转速点) 以其相应额定负荷的 25%、50%、75% 逐级加载, 累计试验时间不得少于 4h, 要求: 6. 各传动件工作面接触正常, 无明显磨损痕迹	对采用油池润滑的变速器, 跑合试验后便更换变速箱内的润滑油
三、动态性能试验	完成跑合试验后, 按本标准第 4.4、4.5 款规定进行振动及噪声的测试, 之后以每分钟至少起动 5 次进行高速起动试验。要求: 7. 起动灵活, 无任何损伤或损坏现象发生	
四、负荷性能试验	完成跑合试验后, 在每一规定输入转速下, 可按规定输出转速范围内的 5~10 点 (包括其最低及最高转速点) 以其相应额定负荷的 50%、75%、100% 逐级加载, 每级载荷试验时间为达到系统温度平衡不少于 1h。要求测定: 8. 转矩 (或功率) 9. 效率 10. 转速和运转时间 11. 油池或箱体温度 12. 滑动率及调速范围 13. 传动件各表面接触情况	对双向工作或未注明旋转方向的变速器应进行正、反向试验, 单向工作的变速器允许进行单向试验, 但试验时的旋转方向应与其实际工作旋转方向相同
五、超载试验	给定输入转速下, 按输出转速范围内的 3~5 点 (包括其最低及最高转速点) 以其相应额定负荷的 120% 运行不小于 1min。要求: 14. 滑动率不应有明显增加, 一般不得超过规定值两个百分点 15. 系统各机件不应有损坏现象发生	(1) 超载试验应在起动以后加载, 卸载以后制动 (2) 对要求超载百分比大于 120% 的变速器, 允许以其规定的百分比进行试验并应符合相应要求
六、寿命试验	在规定转速及负荷条件下, 变速器运转寿命应达到设计要求 16. 检查项目与 8~13 项相同	允许用工业应用试验代替寿命试验, 但工业应用实际负荷必须达到额定负荷的 70% 以上, 并应有准确的日记录

5.3 数据处理

5.3.1 试验数据处理前, 对其中的异常值应分析原因并慎重处理。

5.3.2 转矩与转速的平均值计算

a. 每次采集数据的转矩与转速平均值应分别按式 (4) 与 (5) 计算:

$$\bar{T}_i = \frac{\sum_{i=1}^K T_i}{K} \quad (4)$$

$$\bar{n}_i = \frac{\sum_{i=1}^K n_i}{K} \quad (5)$$

式中 \bar{T}_i ——每次采集数据的转矩平均值, N·m;

T_i ——每组数据中的转矩值, N·m;

K ——每次采集数据的组数;

\bar{n}_i ——每次采集数据的转速平均值, r/min;

n_i ——每组数据中的转速值, r/min。

b. 每级载荷下的转矩与转速平均值应分别按式 (6)、式 (7) 计算:

$$\bar{T}_0 = \frac{\sum_{i=1}^m \bar{T}_i}{n_1} \quad (6)$$

$$\bar{n}_0 = \frac{\sum_{i=1}^m \bar{n}_i}{m} \quad (7)$$

式中 \bar{T}_0 ——每级负荷的转矩平均值, N·m;

\bar{n}_0 ——每级负荷的转速平均值, r/min;

n_i ——每级负荷采集数据的次数。

当将式 (4)、式 (6) 中的 T 用 P 代替时, 同样可求得对应的功率平均值。

5.3.3 变速器的总效率应按式 (8) 计算:

$$\eta = \bar{T}_1 \frac{\bar{T}_2}{i \eta_L} \times 100\% \quad (8)$$

式中 η ——变速器传动总效率;

\bar{T}_2 ——一次采集输出转矩的平均值, N·m;

\bar{T}_1 ——与 T_2 同时采集的输入转矩的平均值, N·m;

i ——变速器传动比;

η_L ——变速器输入、输出轴端联轴器的效率, 且 $\eta_L = \eta_d \eta_{d1}$;

η_d ——输入轴端联轴器的效率;

η_{d1} ——输出轴端联轴器的效率。

5.3.4 变速器的滑动率应按式 (9) 计算:

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{\bar{n}_2 \bar{n}_{10}}{n_1 n_{20}} \right) \times 100\% \quad (9)$$

式中 ε ——滑动率;

\bar{n}_1 、 \bar{n}_2 ——加载后的输入及输出转速的平均值, r/min;

n_{10} 、 n_{20} ——空载时的输入及输出转速的平均值, r/min。

5.3.5 变速器的温升应按式 (10) 计算:

$$\Delta t = t - t_0 \quad (10)$$

式中 Δt ——油池或箱体温升, °C;

t ——油池或箱体温度, °C;

t_0 ——环境温度, °C。

5.3.6 变速器的调速比应按式 (11) 计算:

$$R_b = \frac{\bar{n}_{2\max}}{\bar{n}_{2\min}} \quad (11)$$

式中 R_b ——调速比;

$\bar{n}_{2\max}$ 、 $\bar{n}_{2\min}$ ——满载时最高及最低输出转速的平均值, r/min。

6 试验报告

试验报告一般包括下列内容:

- 试验目的与内容;
- 试验件型号、主要技术参数及性能指标;
- 试验台的基本结构、原理与测试装置;

- d. 试验程序及测点配置;
- e. 试验采集数据、表格或曲线;
- f. 试验结果及分析;
- g. 结论及建议等。

9.3.3 关于机械无级变速器试验的几点说明

负荷性能试验中对每一种变速器最好能作出其输出特性曲线,即无级变速器在额定输入转速时,输出轴上的允许输出转矩 T_2 (或功率 P_2) 与输出转速 n_2 之间的关系曲线 $[T_2]-n_2$ 、 $[P_2]-n_2$,它反映了变速器在不同输出转速下极限承载能力的大小。这对使用者和制造者均极为有用,极限承载能力主要受变速器各传动副的机械强度、滑动率和最高油温 t_{\max} , (应低于 90°C) 的限制。传动副机械强度限定的极限承载能力需对变速器作接触疲劳的 $S-N$ 曲线测试;这样很费财力及时间,因而可以由理论计算得出。后二者可分别按 $\epsilon = [\epsilon]$ 及 $t = t_{\max}$ 由试验得出 $[T_2]$ ($[P_2]$)- n_2 曲线;三种情况下 $[T_2]-n_2$ 曲线共同包容的区域是变速器的安全工作区。图 3-2、图 5-18 分别给出了 Kopp-K、BUS 变速器由传动副强度条件和滑动率条件限制的 $[T_2]-n_2$ 曲线,为了完整起见尚应增加一条由最高油温限定的 $[T_2]-n_2$ 曲线。目前尚未见到公开发表的某种变速器由三种条件限制所决定的特性曲线。只有 PIV 公司给出了某些大型变速器为热功率值。此项工作值得企业和研究所重视。

传动效率及滑动率测试中应明确如下事实,它们都随传动比和负载功率而变化,在某一传动比下,它们都随传动功率的增大而增大,因而在某给定传动比下可作出一条 $\eta-P_1$ 、 $\epsilon-P_1$ 曲线。当输入功率一定时,传动效率 η 和滑动率 ϵ 均随输出转速 n_2 增高而降低。因而给予用的 η 、 $\epsilon-n_2$ 曲线应是变速器在允许载荷下实验曲线。

空载功率损失与输出转速 n_2 成正比关系,也与润滑油的粘度、传动件浸油深度有关,因而也可以借助空载试验确定润滑油的油量。

调速精度是保证变速器输出轴准确变速的一个重要指标,它反映变速器的输出转速相对于调速手轮转角的灵敏程度。试验时,在变速器的低、中、高输出转速范围内各选三个转速,加载至允许负载,在转速稳定后,记录其输出转速值;然后手动微调调速手轮,直到其输出转速发生变化为止,记录其输出转速值,算出输出转速的变化量,综合变速器在高、中、低三档输出转速范围内所测出转速的最小变化量,而以其中最大的最小变化值作为该无级变速器的调速精度。例如,某变速器的调速精度为 $1\text{r}/\text{min}$,即其输出转速最小变化率为 $1\text{r}/\text{min}$ 。影响调速精度的因素有传动零件的精度、系统刚度和静、动摩擦系数的差异性。

附录1 JB/T 6950—93 行星锥盘无级变速器 (摘录)

1. 行星锥盘无级变速器

有五种装配型式：I型为电机直联型无凸缘端盖、有底脚，II型为电机直联型有凸缘端盖、无底脚；III型为电机直联型有凸缘端盖和底脚，IV、V型为双出轴型、IV型有底脚无凸缘端盖、V型无底脚有凸缘端盖。根据功率和尺寸的不同又分为A、B和C型。

2. 标记示例

机座号为075，配用功率为7.5kW的四极电动机。装配型式为IA的恒功率(G)型行星锥盘无级变速器，标记为：

D 075 I A 7.5-G JB/T 6950—93

3. 输出转速范围

恒转矩型变速器的调速比 $R_b=5\sim 8$ 。当 $R_b=5\sim 6$ 时，负载下输出转速范围：配二极电机的为380~1900r/min，配四极电机的为190~950r/min。当 $R_b=6\sim 7$ 时：配四极电机的为145~1015r/min，配六极电机的为95~665r/min，配八极电机的为75~510r/min。恒功率型变速器的 $R_b=4$ ，配用四极电机时，负载下输出转速为250~1000r/min。

4. 变速器的输出转矩

见表1、表2。表1中，调速比为7~8时，输出转矩在高速下可按表值降低10%。表2仅适用于四极电机。

表1 恒转矩型性能参数

机座号	性能参数		机座号	性能参数			
	电机功率 kW	输出转矩 N·m		电机功率 kW	输出转矩 N·m		
配套二极电机	002	0.18	015	1.1	4.2~9.8		
	004	0.25		1.5	6.5~13.5		
		0.37		1.5~3.7	022	2.2	9.6~18.5
	007	0.55		2.1~5	022	2.2	14.1~30.6
001	0.09	0.6~1.3	3.0	18.8~46.6			
	配套四极电机	002	0.12	0.7~1.6	040	4.0	25.5~55.7
0.18			1.1~2.5	5.5		35.3~76.7	
004		0.25	1.5~3.3	075	7.5	47.0~104.5	
		0.37	2.2~5.1		11	70.6~153.3	
007		0.55	3.1~7.6	150	15	94.1~209.1	
		0.75	4.7~10.7		18.5	117~257.9	
配套六极电机		015	1.1	7.0~15.3	220	22	140~306.7
			1.5	9.4~20.9		4.0	35.9~94.3
	022	0.75	6.7~17.7	075	5.5	49.4~129.7	
		1.1	9.9~25.9		7.5	67.4~176.9	
	040	1.5	13.5~35.4	150	11	98.8~259.4	
		2.2	19.8~51.8		220	15	134.7~353.7
配套八极电机	075	3.0	27.0~70.7	150	5.5	64.6~169.4	
		2.2	25.8~61.8		7.5	88.1~231.8	
	150	4.0	47.0~123.4	220	11	129.2~229.2	

表 2 恒功率型性能参数

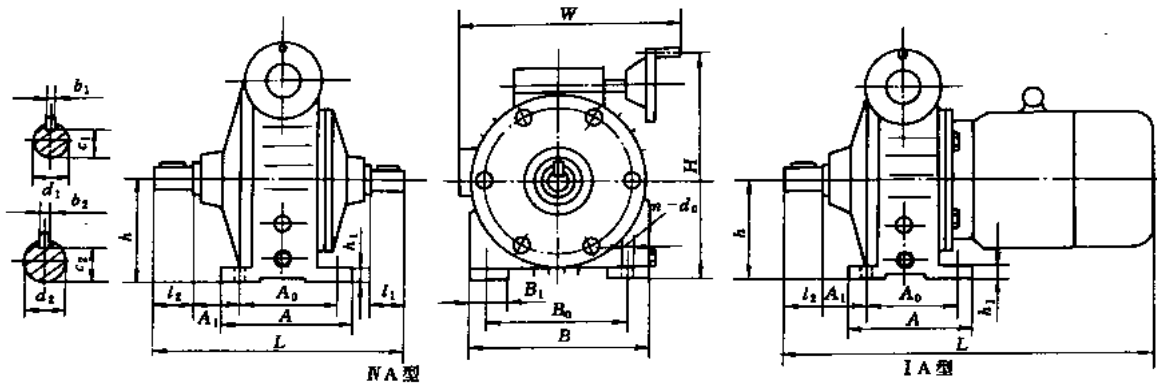
机座号	性能参数		机座号	性能参数	
	电机功率 kW	输出转矩 N·m		电机功率 kW	输出转矩 N·m
002	0.12	0.6~2.8	015	1.5	8.6~35.3
	0.18	0.9~4.2		2.2	11.8~58.8
004	0.25	1.2~5.9	022	3.0	16.5~74.5
	0.37	1.8~8.7		4.0	24.3~93.1
007	0.55	2.6~12.7	075	5.5	31.4~11.76
	0.75	3.6~17.6		7.5	43.1~176.4
015	1.1	6.6~30.4	150	11	63.5~235.2

5. 外形及安装尺寸参数

I ~ V型变速器的外形及安装尺寸参数应符合表3~表9及其附图的规定。

表 3 I A、NA 的尺寸参数

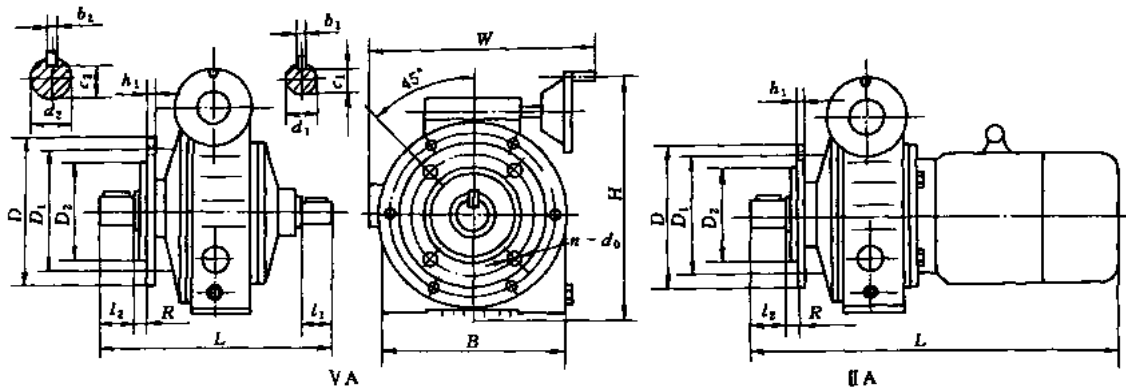
mm



机座号	安 装 尺 寸														外 形 尺 寸										
	h	A ₀	A ₁	B ₀	B ₁	h ₁	n	d ₀	输 入 轴				输 出 轴				A	B	W	H	L				
									d ₁	b ₁	c ₁	l ₁	d ₂	b ₂	c ₂	l ₂					双轴型	直联型			
001	80	100	22	125	30	12	4	10	11	4	8.5	23	14	5	11	30	125	160	225	200	170	290			
002	90		28	140	35			15	28	8	24	60						28	8	24	60	260	310	400	380
004	100	112	36	160	40	16	4	14	5	11	30	19	6	15.5	40	19	6	15.5	40	170	225	325	280	264	435
007	112	140	190	40				12	19	6	15.5														
015	140	178	45	216	55	20	4	24	8	20	50	24	8	20	50	195	260	360	320	315	485				
022	160	210		254	60			15		28	24	60					28	24	60	260	310	400	380	370	595
040	180	241	279	70	80	30	4	15	8	24	60	28	8	24	60	295	360	430	390	625					
075	200	267	50	318				19		38	10	33					80	38	10	33	80	335	400	480	490
150	225	356	56	356	80	30	4	19	8	37	110	42	12	37	110	435	455	540	690	960					
																				1000					
220	250	349	70	406	90	35	4	24	8	42.5	48	14	42.5	110	435	490	630	620	—	1025					
																				1065					

表 4 II A、VA 的尺寸参数

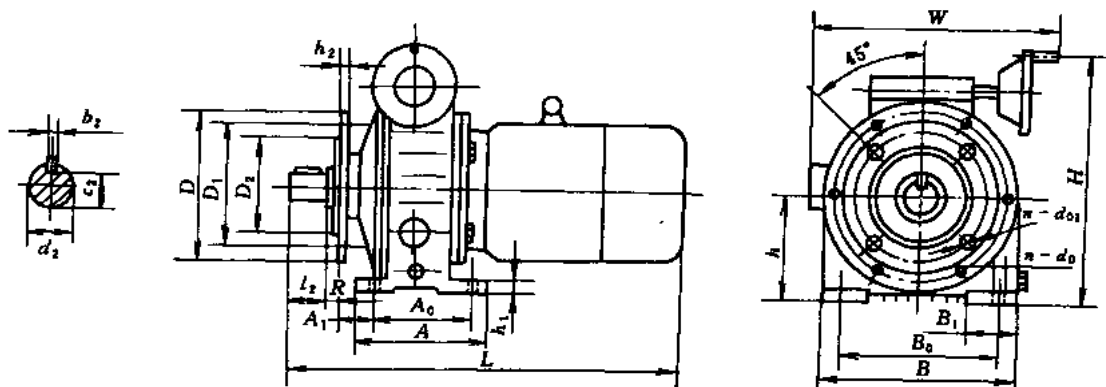
mm



机座号	安 装 尺 寸													外 形 尺 寸						
	D ₁	D ₂	h ₁	R	n	d ₀	输 入 轴				输 出 轴				D	B	W	H	L	
							d ₁	b ₁	c ₁	l ₁	d ₂	b ₂	c ₂	l ₂					双轴型	直联型
001	100	80	8	0	4	7	11	4	8.5	23	14	5	11	30	120	160	225	200	178	290
002	115	95				10														
004	130	110	12	0	4	10	14	5	11	30	19	6	15.5	40	160	200	280	245	220	395
007	165	130	12			12														
015				215	180	15	0	4	8	28	24	60	28	8	24	60	250	325	400	390
022	19	42	12						37											
040	265	230	18	0	4	15	38	10	33	80	38	10	33	80	300	400	475	490	520	765
075						19														
150	300	250	22	0	4	19	42	12	37	110	42	12	37	110	350	490	630	618	705	1025
220						19														

表 5 III A 的尺寸参数

mm

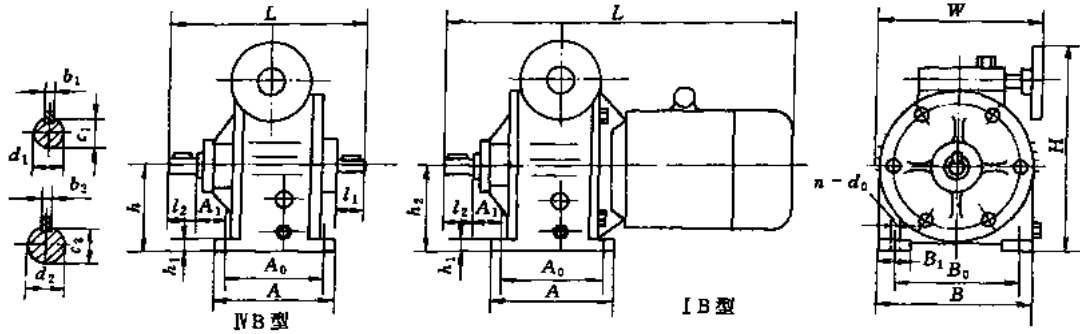


续表

机座号	安 装 尺 寸																	外 形 尺 寸						
	h	D_1	D_2	A_0	A_1	B_0	B_1	h_1	h_2	R	n	d_0	n_1	d_{01}	d	b	c	l	D	A	B	W	H	L
001	80	100	80	100	22	125	30	12	12			10		7					120	125	160	225	200	290
002	90	115	90		28	140	35							16								12		10
004	100	130	110	112	36	160		16				12			12	19	6	15.5						40
007	112	165	130	140	40	190	40										12		12	24	20	50	200	170
015	132			170		216	55	20	16	0	4	4	15						15					28
022	160	215	180	210	45	254	60										19			38	10	33	80	
040	180	241	241	45	279	70	80	30	20	19	19		38						10					33
075	200	265	230	267	50	318								80	30	20	19	19			42	12	37	
150	225	300	250	356	56	356	80	30	20	19	19		42						12					37

表 6 IB、FB 的尺寸参数

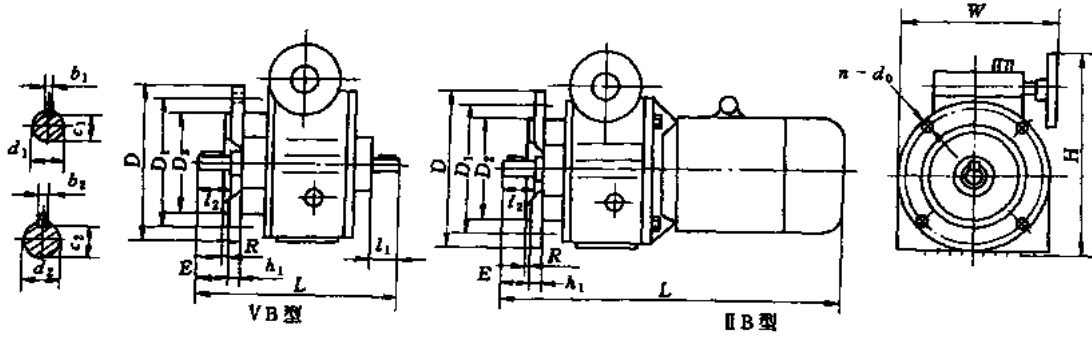
mm



机座号	安 装 尺 寸														外 形 尺 寸							
	h	A_0	A_1	B_0	B_1	h_1	n	d_0	输 入 轴				输 出 轴				A	B	W	H	L	
									d_1	b_1	c_1	l_1	d_2	b_2	c_2	l_2					双轴型	直联型
002	75	105	18	110	25	13	4	9	14	5	11	25	14	5	11	30	125	146	165	200	195	357
004	90	105	30	120	30	15		10	14	5	11	30	14	5	11	30	135	160	170	218	221	390
007	106	125	30	160	40	15		12	19	6	15.5	30	20	6	15.5	40	150	190	200	249	243	427
015	125	140	50	180	50	18		12	24	8	20	40	25	8	21	50	165	230	240	313	314	488
022	150	230	25	245	55	20		14	24	8	20	50	30	8	26	60	270	300	290	355	387	588
040								18	32	10	27	60	35	10	30	70	290	365	430	475	428	714
075	200	250	33	315	70	30		18	32	10	27	60	35	10	30	70	290	365	430	475	428	754

表 7 II B、VB 的尺寸参数

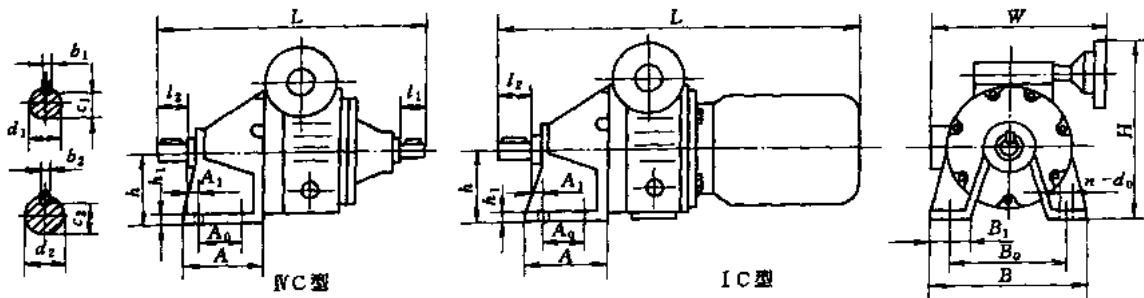
mm



机座号	安 装 尺 寸														外 形 尺 寸					
	D ₁	D ₂	E	h ₁	R	n	d ₀	输 入 轴				输 出 轴				D	W	H	L	
								d ₁	b ₁	c ₁	l ₁	d ₂	b ₂	c ₂	l ₂				双轴型	直联型
002	130	110	30	12	3.5	4	10	14	5	11	25	14	5	11	30	160	172	197	193	355
004	165	130					40				30								200	179
007			40				12	19	6	15.5	30	20	6	15.5	40	200	246	243	425	
015	215	180	50	16	4	4	15	24	8	20	40	25	8	21	50	250	245	309	314	483
022	265	230	90								50	30		26	60	300	305	350	387	588
040																			608	
075	300	250	70	20	5	6	19	32	10	27	60	35	10	30	75	350	430	460	428	714
																				754

表 8 IC、VC 的尺寸参数

mm

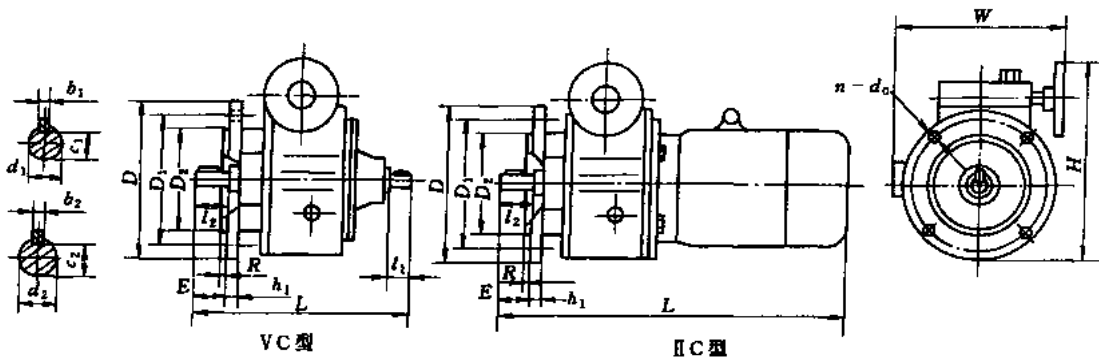


续表

机座号	安 装 尺 寸														外 形 尺 寸								
	h	A ₀	A ₁	B ₀	B ₁	h ₁	n	d ₀	输 入 轴				输 出 轴				A	B	W	H	L		
									d ₁	b ₁	c ₁	l ₁	d ₂	b ₂	c ₂	l ₂					双轴型	直联型	
002	70	25	0	95	33	11	4	10	11	4	8.5	23	11	4	8.5	30	55	120	200	180	220	356	
004	80	55	8	150	53			10	14	5	11	30	14	5	11	40	90	190	210	202	247	416	
007	105	66	10	165	54			12	19	6	15.5	40	24	8	20	50	125	212	260	260	346	490	
015	125	76	18	185	60			13	15	24	20	43	28	8	24	60	145	235	302	307	418	602	
022	150	85	18	240	80			20	19	28	8	24	60	38	10	33	80	148	310	340	368	530	727
040																				350			747
075	190	120	17	295	100			26	19	38	10	33	70	42	12	37	185	380	400	452	608	980	

表 9 II C、VC 的尺寸参数

mm



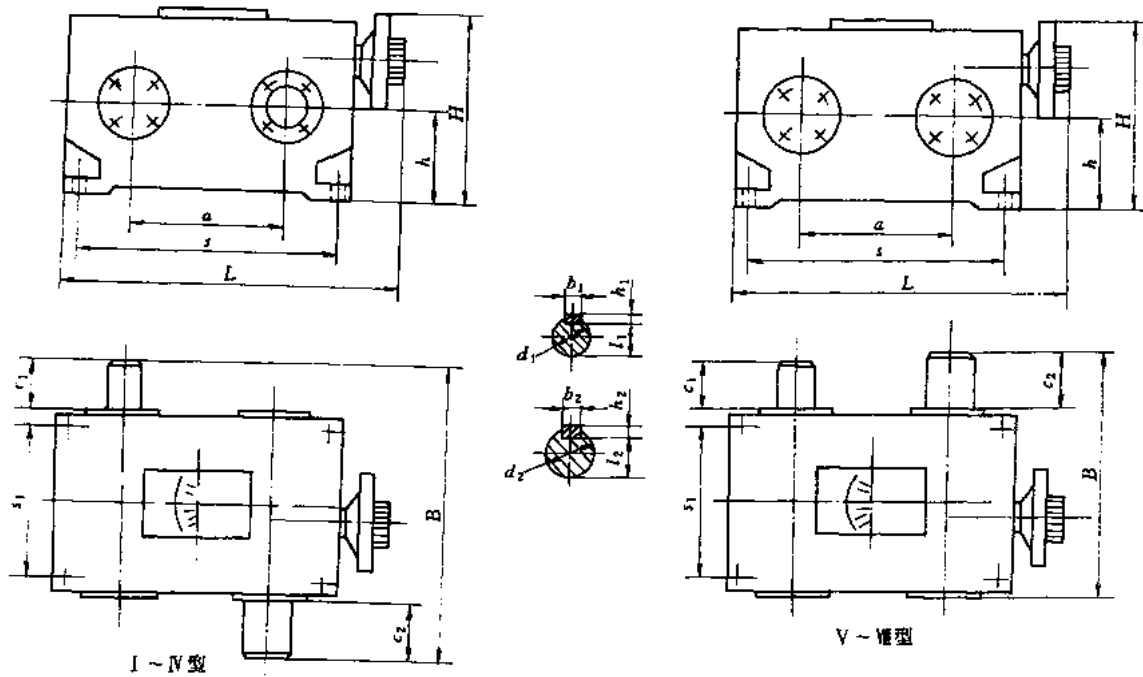
机座号	安 装 尺 寸														外 形 尺 寸					
	D ₁	D ₂	E	h ₁	R	n	d ₀	输 入 轴				输 出 轴				D	W	H	L	
								d ₁	b ₁	c ₁	l ₁	d ₂	b ₂	c ₂	l ₂				双轴型	直联型
002	115	95	30	9	3	4	10	11	4	8.5	23	11	4	8.5	30	142	200	181	251	357
004	130	110	40	10	3.5		10	14	5	11	30	14	5	11	40	160	210	203	242	375
007	165	130	50	12			12	19	6	15.5	40	24	8	20	50	200	260	255	318	453
015	215	180	60	15	4		15	24	8	20	43	28	8	24	60	250	302	307	420	592
022	265	230	80				15	28		24	60	38		10	33	80	300	340	368	475
040	300	250	18	5	19		38	10	33	70	42	12	37	80	350	400	436	608	787	
075															350					

JB/T 6950—93 还规定了变速器的技术要求, 与选用有关的有: 滑差率为8.8% (低速) ~ 4% (高速), 传动效率为 60% (低速) ~ 72% (高速)。其余参见标准文本或工厂产品使用说明书。

附录 2 JB/T 6951—93 三相并列 连杆脉动无级变速器 (摘录)

表 1 三相并列连杆脉动无级变速器外形与安装尺寸

mm



变速器 I ~ IV 型的外形及安装尺寸参数

机 型	外型尺寸			安 装 尺 寸															
	L	B	H	a	h	s	s ₁	配用螺栓	c ₁	d ₁	b ₁	l ₁	h ₁	c ₂	d ₂	b ₂	l ₂	h ₂	
U34-0.75	342	248	166	150	80	214	126	4-M10	36	20	6	16.5	6	42	25	8	21	7	
U34-1.5	410	300	225	180	100	304	146		42	25	8	21	7	58	30		26		
U34-3	595	408	295	300	135	462	196	4-M12	58	35	10	30	8	82	45	14	39.5	9	
U34-5.5		466	297		160	414	256	6-M14	82	40	12	35			50		44.5		

变速器 V ~ VI 型的外形及安装尺寸参数

U34-0.75	342	212	166	150	80	214	126	4-M10	36	20	6	16.5	6	42	25	8	21	7
U34-1.5	410	250	225	180	100	304	146		42	25	8	21	7	58	30		26	
U34-3	595	350	295	300	135	462	196	4-M12	50	35	10	30	8	82	45	14	39.5	9
U34-5.5		384	297		160	414	256	6-M14	82	40	12	35			50		44.5	

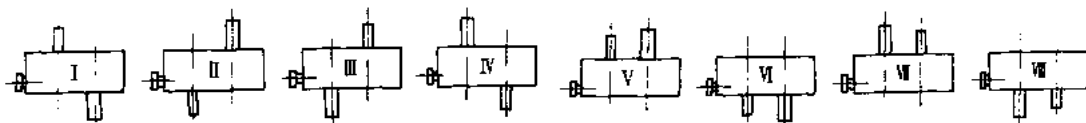


图 1 八种装配方式图

标记示例：三相并列连杆脉动无级变速器，配用电动机功率为 1.5kW，输出轴顺时针方向转动，将配型式为 I 型，其标记为

U34-1.5 S I JB/T 6951—93

表 2 三相并列连杆脉动无级变速器性能参数

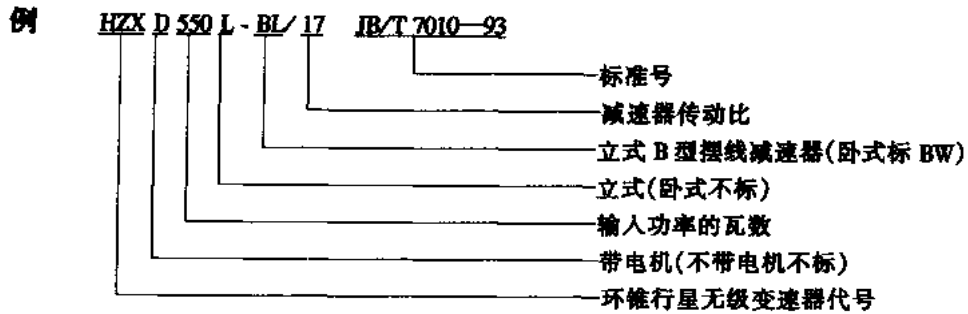
数值		型号			
项目		U34-0.75	U34-1.5	U34-3	U34-5.5
输入功率, kW		0.75	1.5	3.0	5.5
输入轴转速, r/min		1390	1400	1420	960
最大输出转矩, N·m		53	108	215	394
最大输出功率, kW		0.56	1.13	2.25	4.13
输出转速范围, r/min		0 ~ 150		0 ~ 200	
噪声声功率级, dB(A)		73		75	
滑差率 ϵ , %		输出转速 $n_2 = 20r/min$ 时		$\epsilon = 35$	$\eta = 40$
效率 η , %		$n_2 = 40r/min$		$\epsilon = 15$	$\eta = 75$
		$n_2 = 150r/min$		$\epsilon = 10$	$\eta = 75$
油池温升, °C	空 载	30		35	
	负 载	35		45	
清洁度, mg/L		杂质含量 132			
轴伸径向圆跳动, mm		$d > 18 \sim 30$	0.04	$d > 30 \sim 50$	0.05

注：1. 油池最高温度不得超过 85°C。

2. 空载运行时，变速器调节至最高输出转速，2 分钟内启动 5 次，不得出现任何故障。

附录3 JB/T 7010—93 环锥行星无级变速器 (摘录)

1. 标记方法



2. 型式与尺寸

HZX 双出轴变速器的外形尺寸及装配型式见表 1 及附图。

HZXD 电机直联式变速器的外形尺寸及装配型式见表 2 及附图。

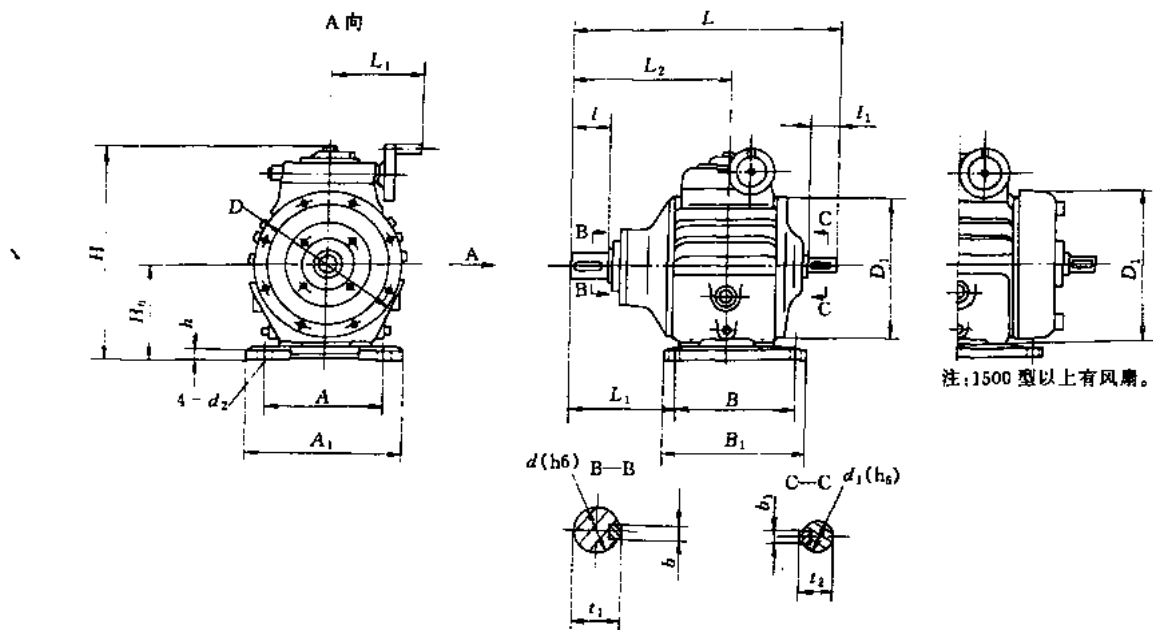
HZXD□L 立式变速器的外形尺寸及装配型式见表 3 及附图。

HZXD□-BW 变速器匹配 JB 2982 BW 型摆线针轮减速器的外形尺寸及装配型式见表 4 及附图。

HZXD□L-BL 立式变速器匹配 JB 2982 BL 型摆线针轮减速器的外形尺寸及装配型式见表 5 及附图。

表 1

mm

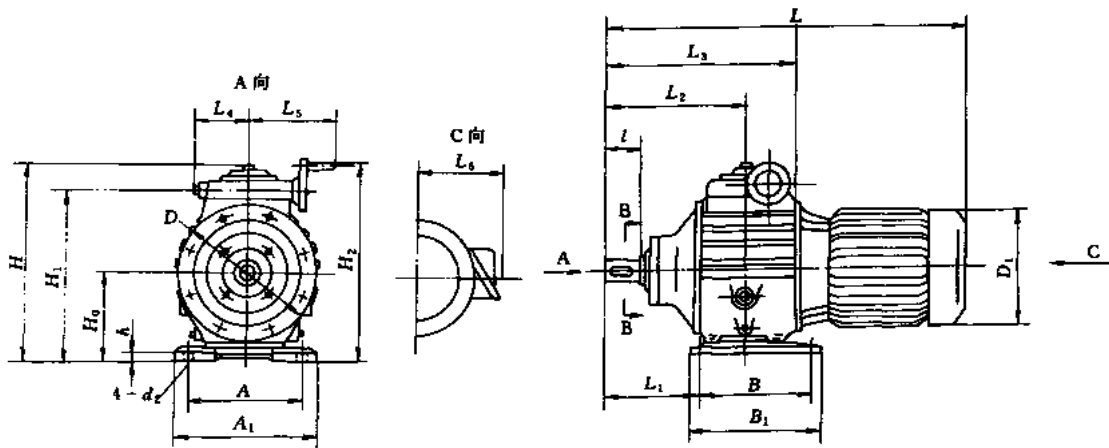


续表

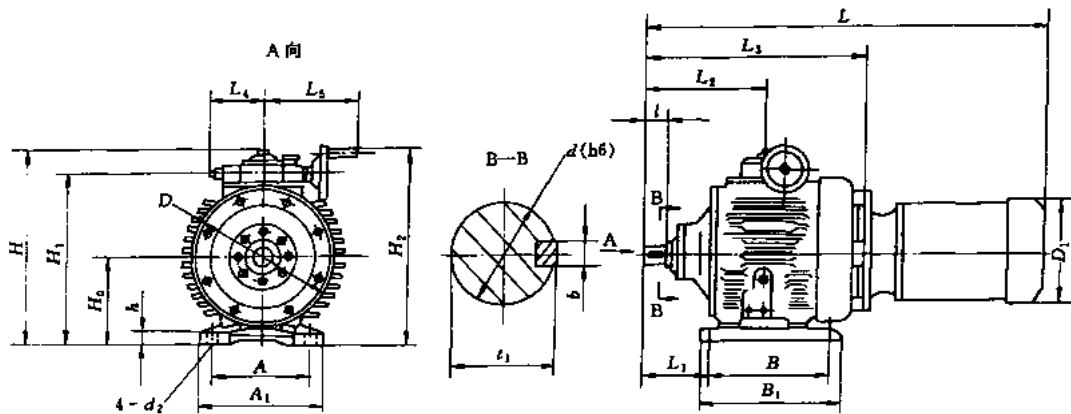
型号	L	L ₂	D	D ₁	H	H ₀	L ₁	A ₁	A	B ₁	B	d ₂	d	b	t ₁	l	d ₁	b ₁	t ₂	l ₁	质量 kg	油量 L
HZX90	144	98	104	100	146	65	34	110	90	90	70	13.5	19	6	21.5	28	10	3	11.2	20	5.6	0.6
HZX250	250	125	150	148	240	106	74	120	90	140	110	9	19	6	21.5	28	14	5	16	25	11	0.6
HZX370	282	152	169	166	240	106	74	150	120	185	155	9	19	6	21.5	28	14	5	16	25	16	0.6
HZX550	290	165	200	190	260	115	74	170	140	200	170	9	24	8	27	36	16	5	18	30	25	0.8
HZX750	351	198	210	190	265	120	74	170	140	200	170	9	24	8	27	36	20	6	22.5	36	30	1.0
HZX1500	445	220	254	258	324	154	104	200	160	270	230	11	32	10	35	58	24	8	27	36	48	1.5
HZX2200	510	255	300	310	385	175	123	260	210	310	260	15.5	32	10	35	58	24	8	27	36	79	2.5
HZX3000	520	280	310	320	410	190	123	280	230	310	260	15.5	35	10	38	58	25	8	28	42	90	2.6
HZX4000	557	280	325	335	428	196	123	280	230	330	270	15.5	42	12	45	82	28	8	31	42	150	2.8
HZX5500	705	398	435	400	548	250	143	290	240	340	280	20	55	16	59	82	40	12	43	82	180	4.0
HZX7500	785	398	435	410	548	250	143	365	300	490	425	20	55	16	59	82	48	14	51.5	82	220	4.5

表 2

mm



HZXD90-4000 电机直联式变速器



HZXD6500-7500 电机直联式变速器

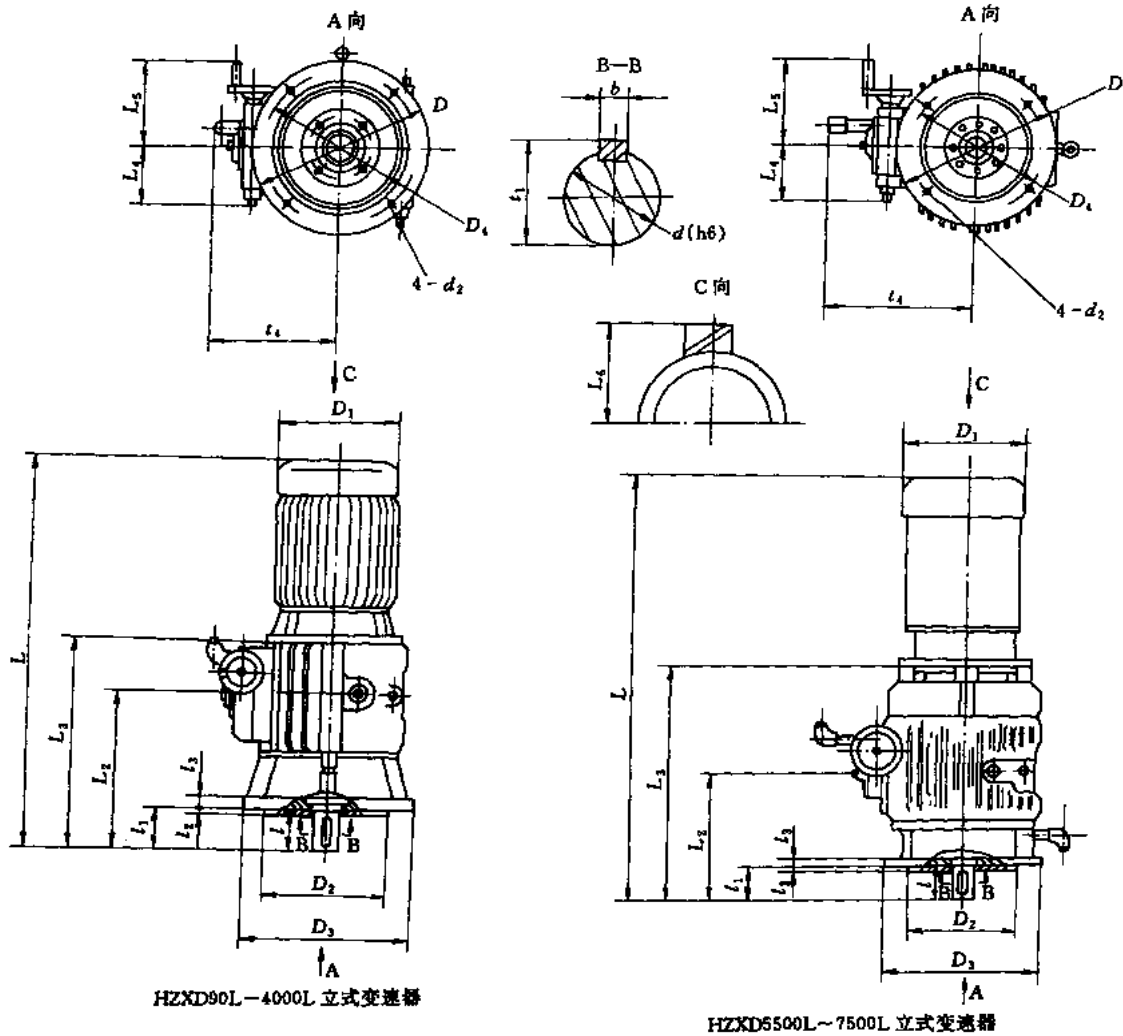
续表

型 号	L	L ₃	L ₂	D	L ₄	L ₅	D ₁	L ₆	H ₂	H	H ₁	H ₀	B ₁
HZXD90	256	121	138	104	55	34	90	80	150	146	128	65	90
HZXD250	375	148	152	150	106	74	148	121	242	240	209	106	185
HZXD370	417	212	152	169	106	74	148	121	242	240	209	106	185
HZXD550	515	273	165	200	106	74	165	143	270	260	228	115	190
HZXD750	565	273	198	210	106	74	163	143	267	265	234	120	200
HZXD1500	670	305	220	254	142	104	197	154	336	324	291	154	270
HZXD2200	735	365	255	300	168	123	218	164	398	385	338	175	310
HZXD3000	750	435	260	310	168	123	218	180	425	410	362	190	320
HZXD4000	800	458	280	325	168	123	240	190	441	428	381	196	330
HZXD5500	1010	695	398	435	251	143	284	211	578	548	498	250	490
HZXD7500	1120	695	398	435	251	143	284	211	578	548	498	250	490

型 号	B	L ₁	A ₁	A	h	d ₂	l	d	b	t ₁	质量 kg	油量 L
HZXD90	70	45	110	90	3.2	13.5	28	19	6	21.5	21	0.6
HZXD250	140	55	120	90	14	9	28	19	6	21.5	22	0.6
HZXD370	155	85	150	120	14	9	28	19	6	21.5	24	0.6
HZXD550	160	85	160	130	16	9	36	24	8	27	35	0.8
HZXD750	170	125	170	140	16	9	36	24	8	27	39	1.0
HZXD1500	230	120	200	160	20	11	58	32	10	35	60	1.5
HZXD2200	260	135	260	210	22	15.5	58	32	10	35	102	2.5
HZXD3000	265	150	270	220	22	15.5	58	35	10	38	110	2.6
HZXD4000	270	160	280	230	25	15.5	82	42	12	45	145	2.8
HZXD5500	425	225	360	300	30	20	82	55	16	59	290	4.0
HZXD7500	425	225	365	300	30	20	82	55	16	59	310	4.5

表 3

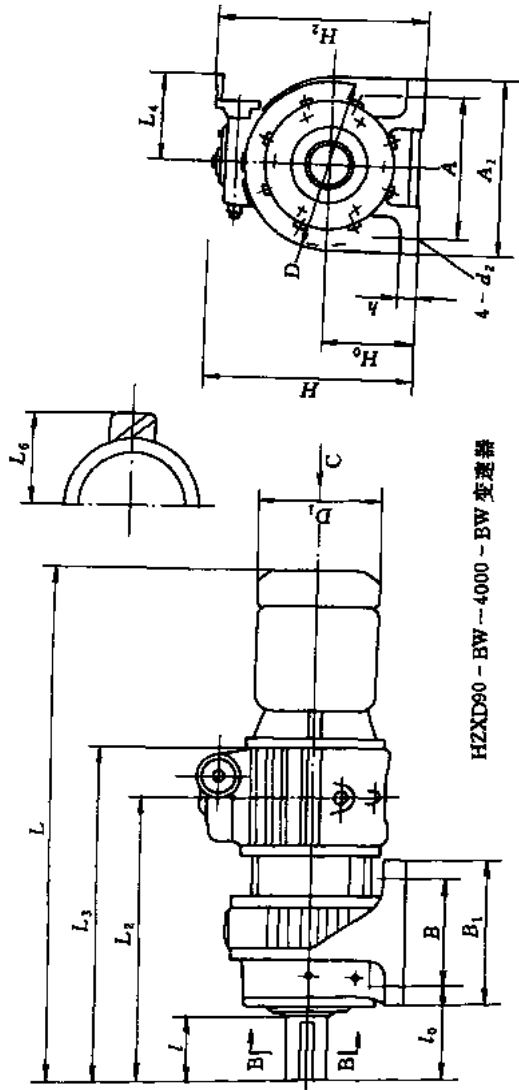
mm



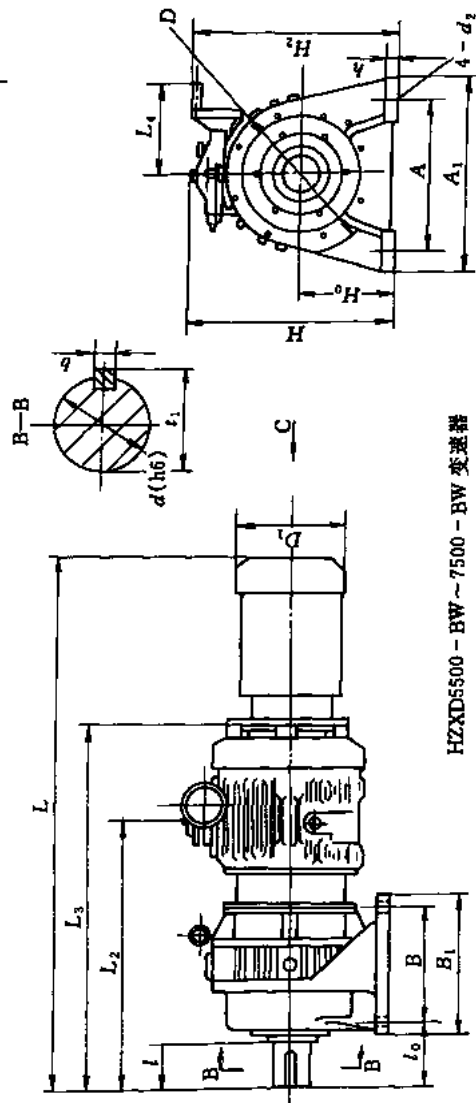
型 号	L	L ₁	L ₂	D	L ₄	L ₅	D ₁	L ₆	D ₃	D ₂	D ₄	l ₁	l ₂	l ₃	d ₂	t ₄	i	d	b	t ₁	质量/油量	
																					kg	L
HZXD90L	421	121	108	104	55	34	90	136	160	83	104	27	2	8	11	136	28	19	6	21.5	25	0.6
HZXD250L	424	148	108	136	92	55	135	136	160	110	130	25	4	8	11	136	28	19	6	21.5	26	0.6
HZXD370L	417	212	152	169	106	74	148	121	200	130	165	35	4	12	13.5	136	28	19	6	21.5	28	0.6
HZXD550L	515	273	198	210	106	74	173	143	250	180	215	50	4	16	15.5	148	36	24	8	27	38	1.0
HZXD750L	565	273	198	210	106	74	173	143	250	180	215	50	4	16	15.5	148	36	24	8	27	43	1.9
HZXD1500L	670	305	220	254	142	104	197	154	300	230	265	55	4	20	15.5	168	58	32	10	35	66	2.7
HZXD2200L	735	365	255	300	168	123	218	164	300	230	265	55	4	20	15.5	211	58	32	10	35	123	4.8
HZXD3000L	750	390	280	325	168	123	240	173	350	230	265	70	5	20	15.5	226	58	35	10	38	132	5.4
HZXD4000L	800	390	280	325	168	123	240	173	350	250	300	70	5	20	15.5	226	82	42	12	45	170	5.5
HZXD5500L	1010	695	398	435	251	143	284	218	400	300	350	100	8	25	20	280	82	55	16	59	290	8.0
HZXD7500L	1120	695	398	435	251	143	284	218	400	300	350	100	8	25	20	280	82	55	16	59	311	8.8

表 4

mm



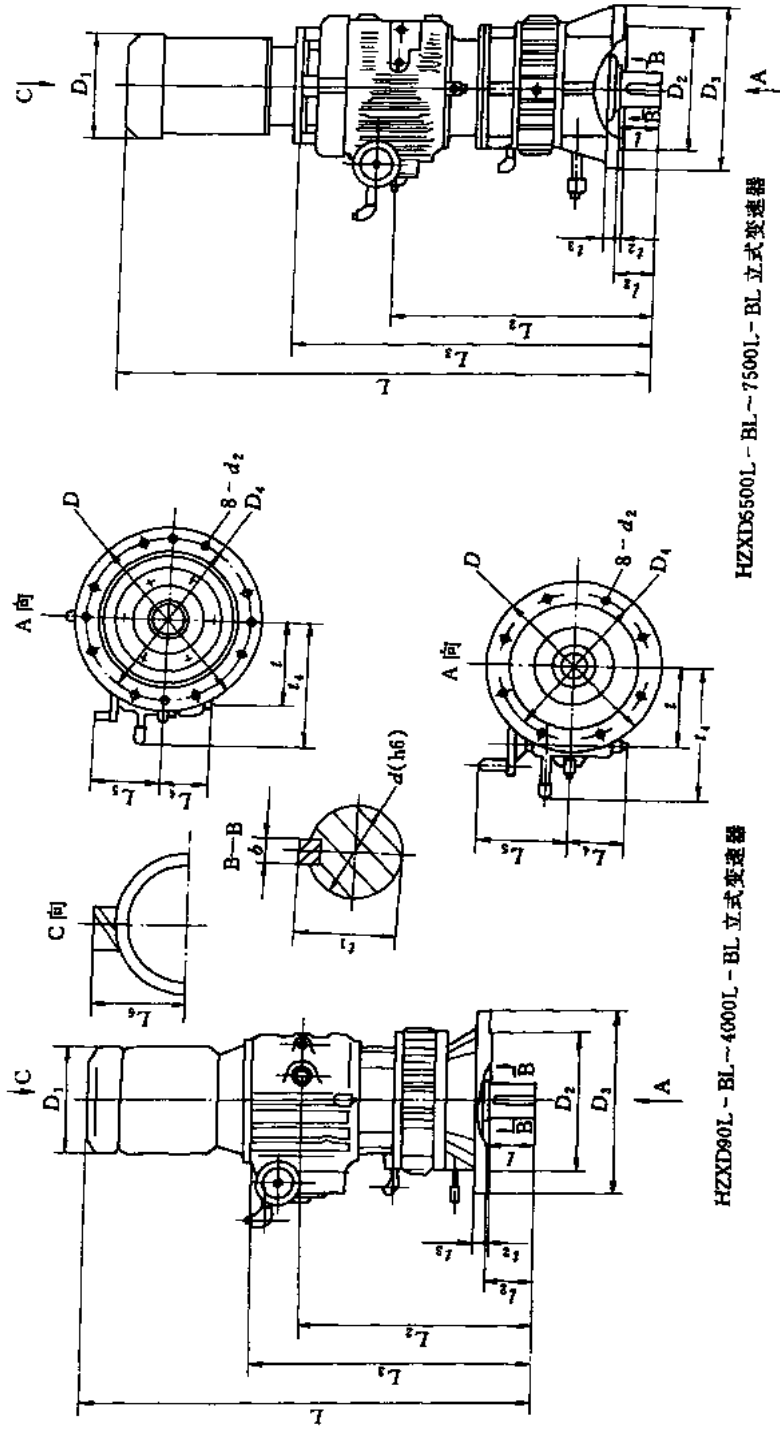
HZXD90 - BW ~ 4000 - BW 变速器



HZXD5500 - BW ~ 7500 - BW 变速器

续表

型 号	摆线减速 器传动比	摆线减速 器型号	L	L ₃	L ₂	D	L ₄	D ₁	L ₆	H ₂	H	H ₀	B ₁	B	b ₀	A ₁	A	h	d ₂	l	d	b	t ₁	质量 kg	油量 L	
HZXD250-BW	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BW15	497	270	230	147	147	135	136	208	202	90	120	90	65	175	145	16	13.5	58	35	10	38	30	0.4	
			550	323	283	150						233	227	115	150	120	85									
HZXD370-BW	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BW15	558	323	283	150	147	150	143	233	227	115	150	120	85	175	145	16	13.5	58	35	10	38	38	0.4	
HZXD550-BW	11, 17, 23, 29, 35 43, 59, 71	BW15 BW18	688	443	333	215	180	165	50	295	285	140	150	100	151	290	250	20	13.5	58	35	10	38	69	0.8	
			737	492	382	230						305	295	150	195	145	169	330	290	22	15.5	82	45	14	48.5	84
HZXD750-BW	11, 17, 23, 29, 35 43, 59, 71	BW15 BW18	696	474	379	235	180	173	143	251	249	140	150	120	85	175	145	20	13.5	58	35	10	38	84	1.0	
			760	510	430	251						276	274	150	195	150	105	220	180	22	15.5	82	45	14	48.5	112
HZXD1500-BW	11, 17, 23, 29 43, 59 71, 87	BW15 BW18 BW22	769	519	434	235					347	335	165	230	180	135	275	225	26	20	58	35	10	38	143	
			790	545	470	260	246	197	154			357	345	175	230	180	135	275	225	26	20	58	35	14	48.5	161
			828	578	493	300						367	355	185	300	250	150	360	300	30	26	82	55	16	59	183
HZXD2200-BW	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BW18 BW22	858	569	454	235	246	218	164		347	335	165	230	180	135	275	225	26	20	82	55	16	59	185	2.6
			917	628	493	300						367		185	300	250	150	360	300	30	22					272
HZXD3000-BW	11, 17 23, 29, 35, 43	BW18 BW22	1020	705	530	325	305	218	180		395	380	332	160	180	135	275	225	30	20	82	55	16	59	193	2.6
			1060	745	570	340						435	420	372	220	250	150	360	300	35	22					233
HZXD4000-BW	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BW22 BW27	1161	780	459	235	291	240	173		388	375	165	230	180	135	275	225	30	20	82	55	16	59	268	2.8
			1178	827	518	300						405	395	185	300	250	150	360	300	35	22					395
HZXD5500-BW	11, 17, 23, 29 35, 43	BW22 BW27	1510	770	548	300	291	284	218		538	508	210	365	295	195	425	350	35	25	82	55	16	59	413	4.0
			1610	827	605	360						598	568	270	500	400	260	550	450	40						540
HZXD7500-BW	11, 17 23, 29, 35	BW22 BW27	1581	1131	838	360	294	284	218		538	508	210	365	295	195	425	350	35	25	82	55	16	59	540	4.3
			1691	1251	954	480						598	568	270	500	400	260	550	450	40	28	105	70	20	74.5	618



HZXD6500L-BL-7500L-BL 立式变速器

HZXD90L-BL-4000L-BL 立式变速器

续表

型 号	摆线减速 器传动比	摆线减速 器型号	L	L ₁	L ₂	D	L ₄	L ₅	D ₁	L ₆	D ₃	D ₂	D ₄	L ₂	i ₂	i ₃	d ₂	i ₄	i	b	i ₁	质量 kg	油量 L		
HZXD250L-BL	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BL15	550	323	283	150	92	55	135	136	160	110	130	30	4	14	13.5		58	35	10	38	30	0.4	
HZXD370L-BL	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BL15	573	368	308	150	92	55	150	143	200	130	165	50	4	14	13.5		58	35	10	38	38	0.4	
HZXD550L-BL	11, 17, 23, 29 35, 43, 59, 71	BL15 BL18	666 696	455 530	342 414	215 230	106	74	173	150	230 260	170 200	200 230	50 78	4	15	15.5	148	150	58	35	10	38	69	0.8
HZXD750L-BL	11, 17, 23, 29 35, 43, 59, 71	BL15 BL18	681 710	460 569	369 421	215 230	106	74	173	150	250 300	180 230	215 265	65 95	4 5	18	15.5	148	150	82	45	14	48	84 112	1.0
HZXD1500L-BL	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BL15 BL18	935 954	699 692	477 496	325 340	142	104	173	154	340 400	270 316	310 360	91 92	5	20	15.5	156	170	82	45	14	48	143 183	1.5
HZXD2200L-BL	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BL18 BL22	858 917	569 628	459 518	236 300	142	104	197	154	400	316	360	92	5	22	20	168	215	82	55	16	185 272	2	
HZXD3000L-BL	11, 17 23, 29, 35, 43	BL18 BL22	1020 1080	745 783	530 570	325 340	168	123	240	173	400	316	360	92	8	22	22	226	215	105	70	20	193 280	2.6	
HZXD4000L-BL	11, 17, 23, 29 35, 43, 59	BL22 BL27	1121 1178	783 827	571 605	340 360	168	123	240	173	400 450	316 350	360 400	110 140	8	25	22	226	215	105	70	20	268 395	2.8	
HZXD5500L-BL	11, 17, 23, 29 35, 43	BL22 BL27	1540 1659	1135 1251	838 957	360 480	251	143	284	218	450 550	350 450	400 500	140 190	8	25	24	260	280	105	70	20	413 540	4.0	
HZXD7500L-BL	11, 17 23, 29, 35	BL22 BL27	1580 1710	1135 1251	838 957	360 480	251	143	284	218	450 550	350 450	400 500	140 190	8	25	24	360	290	105	70	20	540 618	4.3	

3. HZX 变速器负载运行特性应符合图示额定负载曲线。

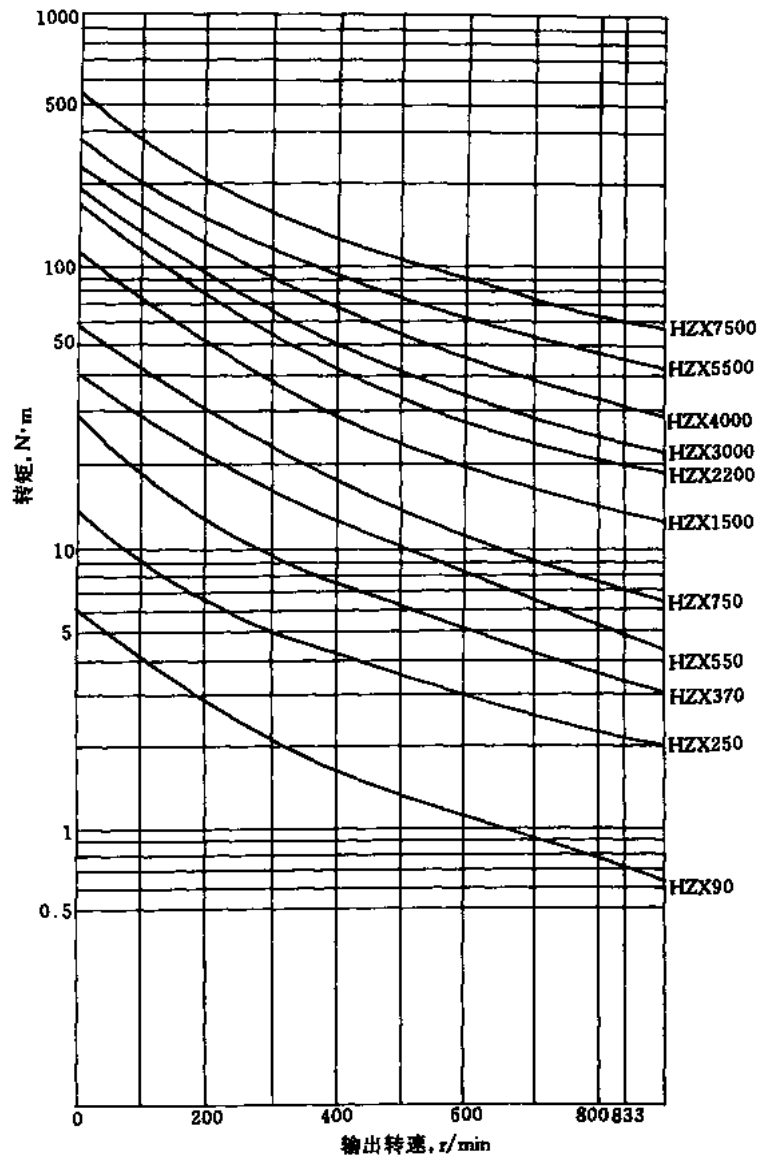
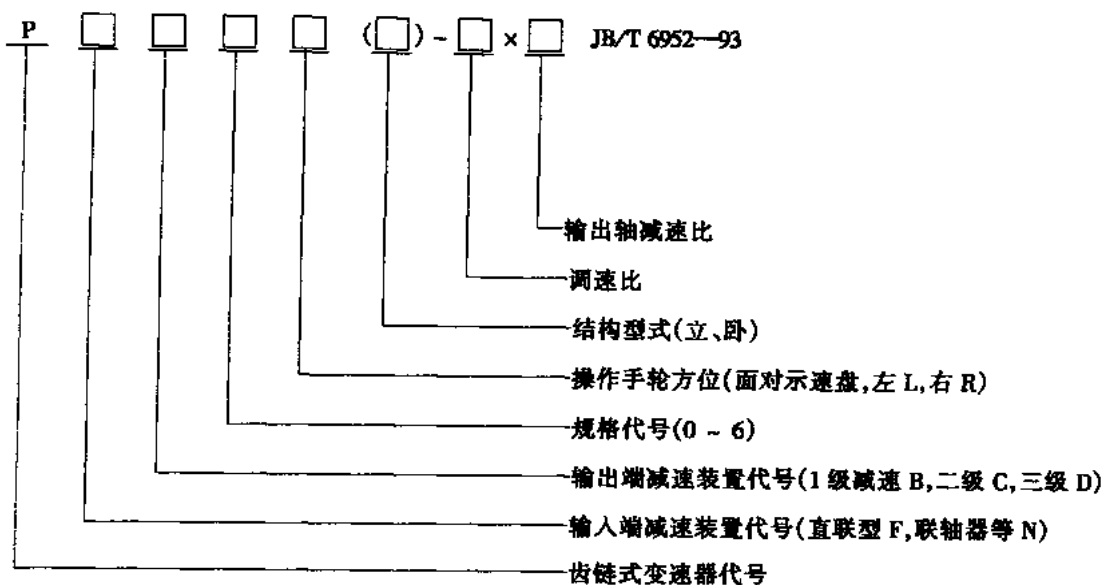


图 1

附录4 JB/T 6952—93 齿链式无级变速器(摘录)

标记方法



例如 PFC₃R(卧) - 6 × $\frac{1}{30}$ JB/T 6952—93, 表示输入轴端加装的减速器与电机直联, 输出轴端加装二级减速的减速器的第三类派生型, 右手操作手轮, 调速比为 6, 输出轴减速比为 1/30 的卧式齿链式无级变速器。

基本型变速器的额定输出参数见表 1, 其外形尺寸见图 1 和表 3。

第一派生型的额定输出参数见表 1, 其外形尺寸见图 2 和表 3。

第二派生型的额定输出参数见表 2, 其外形尺寸见图 3 和表 3。

第三派生型为第一派生型和第二派生型的组合型式, 其在输入端的技术参数及外形尺寸同第一派生型, 其输出端的技术参数及外形尺寸同第二派生型, 见表 1、表 2、表 3。

表 1

型 号	配用电动机 功率 kW	输入轴转速 r/min		调速比 R_1	输出轴转速 n_2 r/min		输出功率 kW		输出转矩 N·m	
		基本型	第一派生型		max	min	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时
P ₀	0.75	820	1400	6	1764	294	0.56	0.35	2.94	9.8
PF ₀				4.5	1525	339				
PN ₀				3	1245	415				
P ₁	1.5	720	1400	6	1770	295	1.12	0.67	6	18.5
PF ₁				4.5	1530	340				
PN ₁				3	1245	415				
P ₂	3	720	1420	6	1770	295	2.24	1.34	12	37.0
PF ₂				4.5	1530	340				
PN ₂				3	1245	415				

续表

型号	配用电机 功率 kW	输入轴转速 r/min		调速比 R_b	输出轴转速 n_2 r/min		输出功率 kW		输出转矩 N·m	
		基本型	第一派生型		max	min	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时
P ₃ PF ₃ PN ₃	4	720	1440	6	1770	295	3.73	1.86	19.5	58.5
				4.5	1530	340		2.06	22.5	
				3	1245	415		2.60	28.0	
P ₄ PF ₄ PN ₄	7.5	720	1440	6	1770	295	5.90	2.97	31	93.0
				4.5	1530	340		3.35	36	
				3	1245	415		4.10	44	
P ₅ PF ₅ PN ₅	11	720	1440	6	1770	295	9.48	4.74	46.5	149
				4.5	1530	340		5.33	58.0	
				3	1245	415		6.60	70.5	
	15	720	1460	6	1770	295	10.40	5.60	55	176.5
				4.5	1530	340		6.30	68.5	
				3	1245	415		7.80	83	
P ₆ PF ₆ PN ₆	18.5	550	1470	5.6	1300	232	16.40	7.46	117	294
	22	625	1470	4	1250	312	18.60	9.70	137	
				2.8	1045	375	19.40	11.50	176.5	

表 2

型号	配用电机 功率 kW	输入轴转速 n_1 r/min	出轴端 减速比 i	调速比 R_b	输出轴转速 n_2 r/min		输出功率 kW		输出转矩 N·m		
					max	min	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时	
PB ₀	0.75	720	1/1.96	6	900	150	0.63	0.31	6.9	20	
				4.5	774	172		0.36	8		
				3	636	212		0.43	9.8		
			1/3.47	6	504	84	0.63	0.31	12.4	34	
				4.5	440	98		0.36	14.2		
				3	360	120		0.43	17.3		
PC ₀	0.75	720	1/6.5	6	270	45	0.63	0.31	23	50	
				4.5	234	52		0.36	26		
				3	192	64		0.43	32		
			1/10	6	176.4	29.4	0.61	0.27	33.68	95	
				4.5	153	34.0		0.33	38.83		
				3	124.5	41.5		0.40	47.72		
1/17.7	6	100	16.7	0.61	0.27	59.41	166.5				
	4.5	86.4	19.2		0.33	68.76					
	3	70.3	23.4		0.40	84.51					
1/31.9	6	55.2	9.2	0.61	0.27	107.6	185				
	4.5	48.15	10.7		0.33	123.4					
	3	39	13		0.40	152.3					
PB ₁	1.5	720	1/1.96	6	900	150	1.12	0.60	11.8	37.2	
				4.5	774	172		1.27	0.67		15.2
				3	636	212		1.27	0.82		19.1
			1/3.47	6	504	84	1.04	0.56	20.6	65.7	
				4.5	440	98		1.23	0.63		27.4
				3	360	120		1.23	0.78		33.3
			1/6.5	6	270	45	1.12	0.48	38.2	98	
				4.5	234	52		1.27	0.52		51
				3	192	64		1.27	0.66		62.7

续表

型 号	配用电机 功率 kW	输入轴转速 n_1 r/min	出轴端 减速比 i	调速比 R_b	输出轴转速 n_2		输出功率		输出转矩	
					r/min		kW		N·m	
					max	min	n_{2max} 时	n_{2min} 时	T_{2max} 时	T_{2min} 时
PC ₁	1.5	720	1/10	6	174	29	1.04	0.56	56.8	181.3
				4.5	153	34	1.23	0.63	75.5	
				3	126	42	1.23	0.78	92.1	
			1/17.7	6	100	16.5	1.04	0.56	100	323.4
				4.5	87	19.2	1.23	0.63	133.3	
				3	69	23	1.23	0.78	163.7	
			1/33.2	6	54	9	1.04	0.34	187.2	343
				4.5	46	10.2	1.23	0.37	260	
				3	37.5	12.5	1.23	0.45	303.8	
PD ₁	1.5	720	1/39.8	6	44.4	7.4	1.04	0.26	249	343
				4.5	38.2	8.5	1.12	0.30	294	
				3	31.2	10.4	1.12	0.37	343	
			1/60.0	6	29.4	4.9	1.04	0.19	343	343
				4.5	25.6	5.6	0.93	0.20	343	
3	21	7	0.75	0.26	343					
PB ₂	3	720	1/2.13	6	828	138	1.12	25.5	78.4	
				4.5	720	160	2.24	1.34		29.4
				3	585	195	1.64	26.3		
			1/3.53	6	498	83	1.12	42.1	132.3	
				4.5	432	96	2.24	1.34		49
				3	354	118	1.64	59.8		
			1/6	6	294	49	1.04	72.5	196	
				4.5	256	57	2.24	1.19		83.3
				3	210	70	1.49	102.9		
PC ₂	3	720	1/10.6	6	168	28	1.12	117.6	372.4	
				4.5	144	32	2.16	1.27		137.2
				3	117	39	1.57	166.6		
			1/17.7	6	101	16.8	1.12	196	607.6	
				4.5	85	19	2.16	1.27		225.4
				3	70.5	23.5	1.57	274.4		
			1/30	6	60	10	0.67	323.4	637	
				4.5	51	11.4	2.16	0.78		382.2
				3	42	14	0.97	470.4		
PD ₂	3	720	1/39.5	6	45	7.5	2.01	0.52	421.4	637
				4.5	38.2	8.5	2.01	0.62	490	
				3	31.5	10.5	2.01	0.75	597.8	
			1/55.9	6	31.8	5.3	2.01	0.37	597	637
				4.5	27	6	1.87	0.41	631	
2	22.5	7.5	1.49	0.52	631					
PB ₃	4	720	1/2	6	882	147	1.87	42	117	
				4.5	765	170	3.95	2.09		49
				3	624	208	2.16	58.8		
			1/3.11	6	570	95	1.87	64.7	181.3	
				4.5	490	109	3.95	2.09		75.5
				3	402	134	2.61	92.1		

续表

型号	配用电动机功率 kW	输入轴转速 n_1 r/min	出轴端 减速比 i	调速比 R_b	输出轴转速 n_2		输出功率		输出转矩		
					r/min		kW		N·m		
					max	min	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时	
PB ₃	4	720	1/6	6	294	49	3.95	1.49	125.4	294	
				4.5	256	57		1.79	146		
				3	210	70		2.16	178.4		
PC ₃			1/10.2	6	174	29	3.80	1.72	205.8	568.4	
				4.5	148	33		2.01	235.2		
				3	123	41		2.46	289		
			1/15.8	6	111	18.5	3.80	1.72	318.5	882	
				4.5	97	21.5		2.01	367.5		
				3	78	26		2.46	450.8		
PD ₃			1/30.5	6	57.6	9.6	3.80	1.34	607.6	1274	
				4.5	50	11.1		1.49	705.6		
				3	40.5	13.5		1.87	872.2		
	1/38.6	6	45.6	7.6	3.73	1.04	744.8	1274			
		4.5	39.6	8.8		1.19	882				
		3	32.4	10.8		1.49	1078				
1/59.5	6	29.7	4.95	3.58	0.67	1127	1274				
	4.5	25.7	5.7		3.51	0.82		1274			
	3	21	7		2.83	0.97		1274			
	PB ₄	7.5	720	1/22.3	6	790	132	5.97	2.98	69.6	205.8
					4.5	685	152		3.36	81.3	
					3	555	185		4.10	98	
1/4				6	440	74	5.97	2.98	125.4	372.4	
				4.5	382	85		3.36	145		
				3	312	104		4.10	176.4		
1/6	6			295	49	5.57	2.54	187.2	490		
	4.5			255	57		2.98	215.6			
	3			210	70		3.66	264.4			
PC ₄	1/10.7			6	165	27.5	5.50	2.69	313.6	940.8	
				4.5	143	31.8		3.21	362.6		
				3	117	39		3.88	441		
	1/19.2	6	92	15.2	5.60	2.69	568.4	1685.6			
		4.5	80	17.8		3.21	656.6				
		3	65	21.5		3.88	793.8				
1/32.5	6	54	9	5.60	2.16	960.4	2254				
	4.5	47	10.5		2.54	1107.4					
	3	38.5	12.8		3.13	1352.4					
PD ₄	1/41.3	6	42.8	7.1	5.30	1.72	1176	2251			
		4.5	37	8.2		5.22	2.01		1323		
		3	30	10		5.22	2.39		1666		
	1/62.5	6	28.2	4.7	5.30	1.13	1754	2254			
		4.5	24.5	5.4		5.22	1.34		1960		
		3	20	6.7		4.55	1.64		2251		
PB ₅	15	720	1/1.96	6	900	150	11.0	5.4	106	338	
				4.5	780	173		6.1	134.3		
				3	635	212		7.6	166.6		

续表

型号	配用电动机功率 kW	输入轴转速 n_1 r/min	出轴端 减速比 i	调速比 R_b	输出轴转速 n_2		输出功率		输出转矩			
					r/min		kW		N·m			
					max	min	n_{2max} 时	n_{2min} 时	n_{2max} 时	n_{2min} 时		
PB ₅	15	720	1/3.4	6	520	87	10.0	5.4	183	582		
				4.5	450	100	11.0	6.1	225			
				3	362	123	11.0	7.6	284.2			
			1/5.9	6	300	50	10.0	4.85	318	864		
				4.5	260	58	11.0	5.6	403			
				3	210	70	11.0	6.34	499			
PC ₅	15	720	1/9.2	6	192	32	9.55	5.22	475.3	1519		
				4.5	165	37	10.3	5.97	597.8			
				3	136	45.2	10.3	7.46	725.2			
			1/16	6	110	18.5	9.5	5.22	824	2665		
				4.5	94	21	10.3	5.97	1024			
				3	78	26	10.3	7.46	1154			
1/30.3	6	58	9.7	9.5	3.95	1563	3528					
	4.5	50	11.2	10.3	4.33	1966						
	3	41.2	13.7	10.3	5.60	2386						
PB ₆	18.5	550	1/1.62	5.6	802	144	16	7.46	191.1	475.3		
					374	66.9	16.4	7.46	400	1000		
					202	36	16.49	6.34	754.6	1666		
					161	28.8	15.0	6.08	888.8	2009		
					76.4	13.6	15.0	6.08	1862	4919.6		
					40.5	7.2	15.0	5.53	3508.4	7350		
PC ₆	18.5	550	1/8.1	5.6	161	28.8	15.0	6.08	888.8	2009		
					76.4	13.6	15.0	6.08	1862	4919.6		
					40.5	7.2	15.0	5.53	3508.4	7350		
					1/32.25	6	58	9.7	9.5	3.95	1563	3528
					4.5	50	11.2	10.3	4.33	1966		
					3	41.2	13.7	10.3	5.60	2386		
PB ₆	22	625	1/1.62	2.8	650	232	19.4	11.56	284.2	475.3		
				4	770	192	18.65	9.7	223.4			
				1/3.4	2.8	308	110	19.4	11.56		597.8	1000
			4	368	92	18.65	9.7	465.5				
			1/6.45	2.8	162	58	19.4	10.29	1127	1666		
			4	195	48.7	18.65	8.58	882				
PC ₆	22	625	1/8.1	2.8	130	46.4	18.05	10.66	1323		2009	
				4	154	38.4	17.27	9.00	1068.2			
				1/17	2.8	61.6	22	18.0	10.66	2759.7		4919.6
			4	73.6	18.4	17.27	9.11	2241.3				
			1/32.25	2.8	32.4	11.6	18.0	10.66	5243	7350		
			4	39	9.5	17.27	9.00	4230.7				

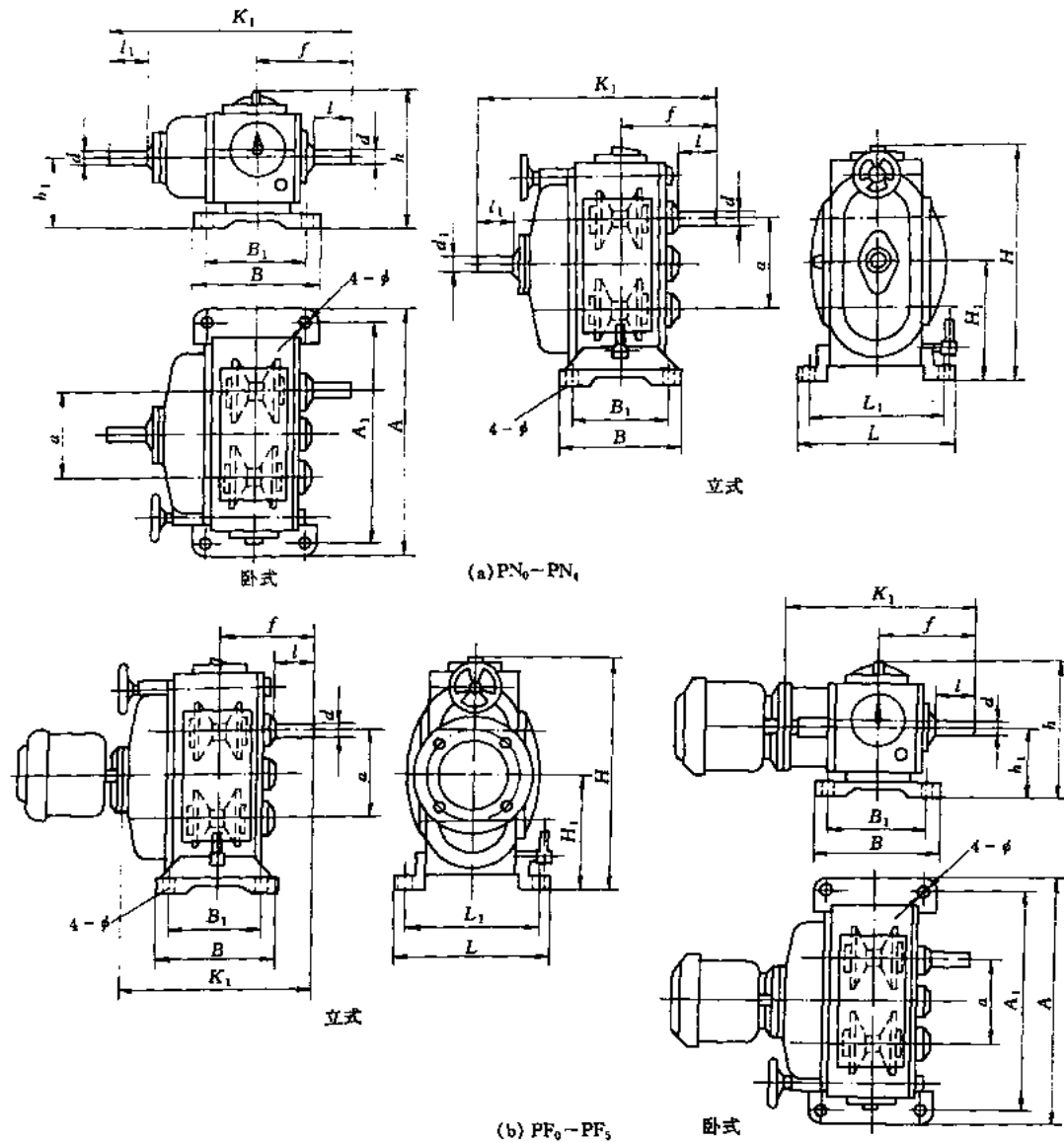
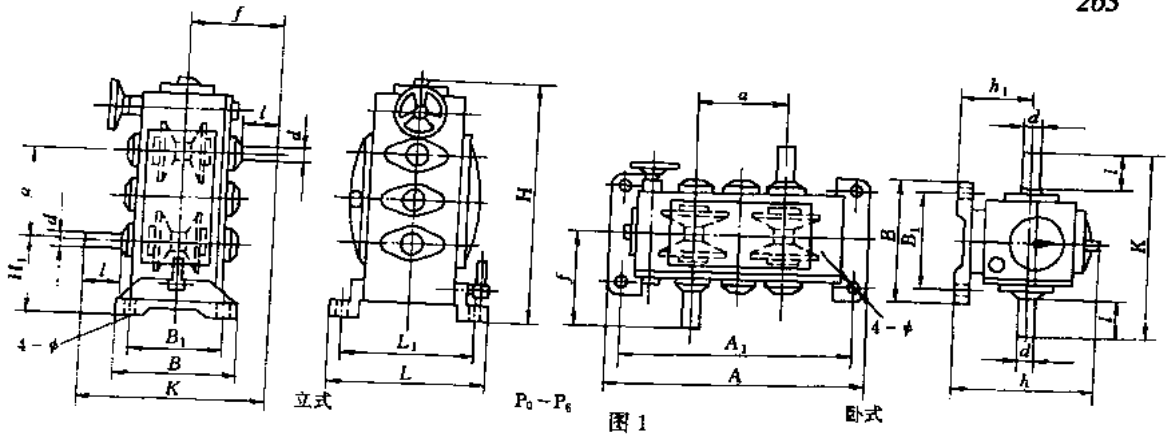


图 2

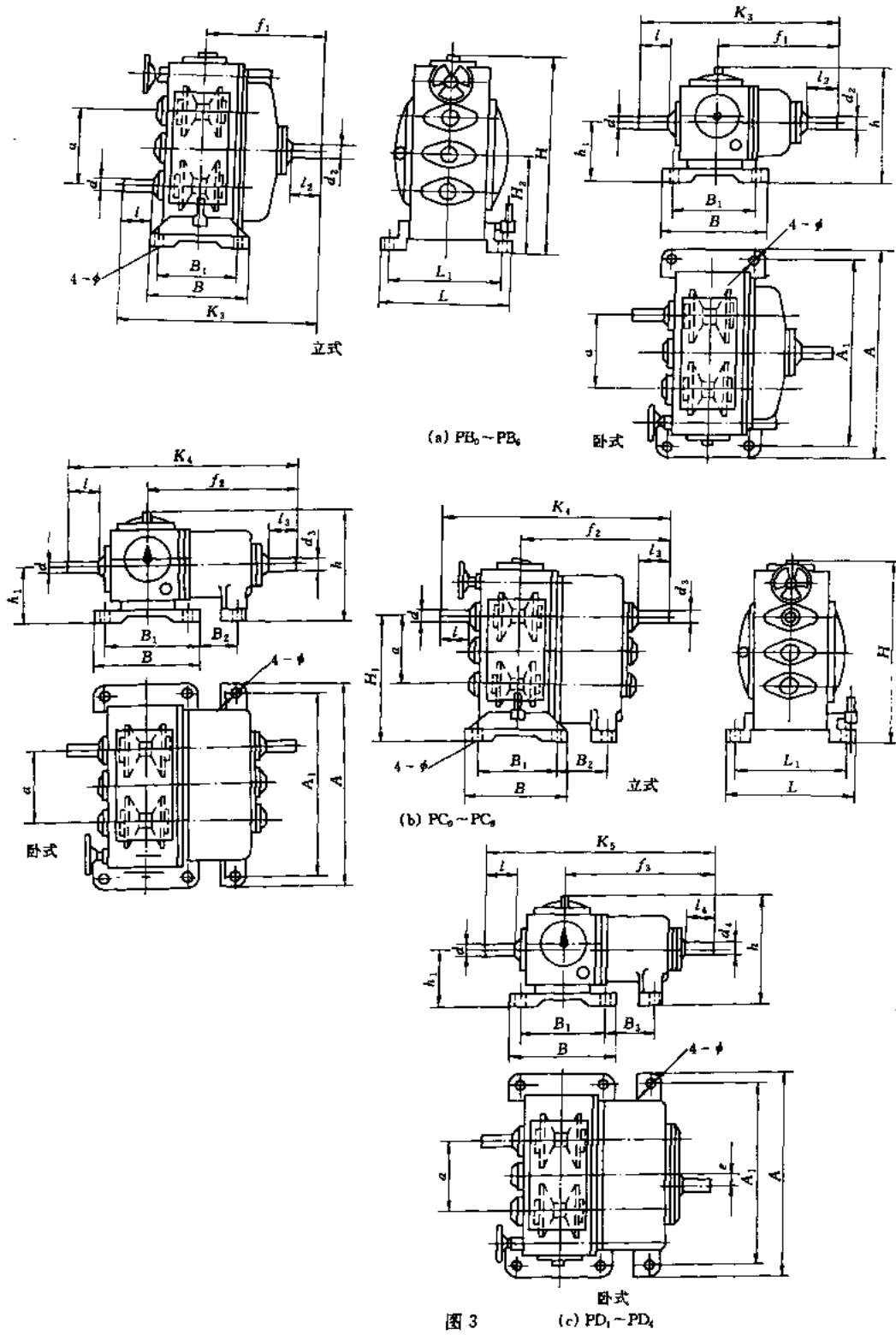


表 3

mm

型 号	a	e	A	A_1	B	B_1	B_2	B_3	φ	d (j7)	d_1 (j7)	d_2 (j7)	d_3 (j7)
$P_0, PF_0, PN_0, PB_0, PC_0$	120	—	350	325	136	110	—	—	12	16	16	22	28
$P_1, PF_1, PN_1, PB_1, PC_1, PD_1$	160	4	450	410	185	150	130	130	14.5	24	24	28	38
$P_2, PF_2, PN_2, PB_2, PC_2, PD_2$	190	4	540	495	235	200	150	150	18.5	28	28	38	45
$P_3, PF_3, PN_3, PB_3, PC_3, PD_3$	248	5	660	615	300	265	170	200	18.5	32	32	45	55
$P_4, PF_4, PN_4, PB_4, PC_4, PD_4$	304	5	810	755	345	295	208	208	24	38	32	50	75
$P_5, PF_5, PN_5, PB_5, PC_5$	360	—	930	870	425	360	260	—	28	45	45	60	85
$P_6, PF_6, PN_6, PB_6, PC_6$	430	—	1150	1060	510	410	305	—	35	60	55	80	100
型 号	d_4 (j7)	h	h_1	H	H_1	H_2	H_3	L	L_1	f	f_1	f_2	f_3
$P_0, PF_0, PN_0, PB_0, PC_0$	28	182	90	308	90	150	210	217	192	110	220	227	—
$P_1, PF_1, PN_1, PB_1, PC_1, PD_1$	38	240	132	427	132	212	292	285	250	160	243	332	334
$P_2, PF_2, PN_2, PB_2, PC_2, PD_2$	45	275	150	505	150	245	340	345	300	180	310	414	430
$P_3, PF_3, PN_3, PB_3, PC_3, PD_3$	55	330	170	614	170	294	418	390	350	233	395	523	502
$P_4, PF_4, PN_4, PB_4, PC_4, PD_4$	75	380	200	753	215	367	519	470	410	572	435	585	585
$P_5, PF_5, PN_5, PB_5, PC_5$	—	480	250	875	250	430	610	590	530	326	505	710	—
$P_6, PF_6, PN_6, PB_6, PC_6$	—	590	300	1045	300	515	730	750	660	400	650	823	—
型 号	k	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	l	l_1	l_2	l_3	l_4		
$P_0, PF_0, PN_0, PB_0, PC_0$	222	311	237	222	378	—	31.5	31.5	50	60	—		
$P_1, PF_1, PN_1, PB_1, PC_1, PD_1$	320	381	305	403	492	494	60	60	60	80	80		
$P_2, PF_2, PN_2, PB_2, PC_2, PD_2$	360	443	370	490	594	610	60	60	80	110	110		
$P_3, PF_3, PN_3, PB_3, PC_3, PD_3$	466	579	475	628	756	735	80	80	110	140	110		
$P_4, PF_4, PN_4, PB_4, PC_4, PD_4$	514	662	522	692	842	842	80	80	110	140	140		
$P_5, PF_5, PN_5, PB_5, PC_5$	652	809	666	830	1036	—	110	100	140	170	—		
$P_6, PF_6, PN_6, PB_6, PC_6$	800	974	784	1051	1223	—	140	100	170	170	—		

附录5 JB/T 7515—94 四相并列连杆脉动无级变速器(摘录)

表1 四相并列连杆脉动无级变速器性能参数

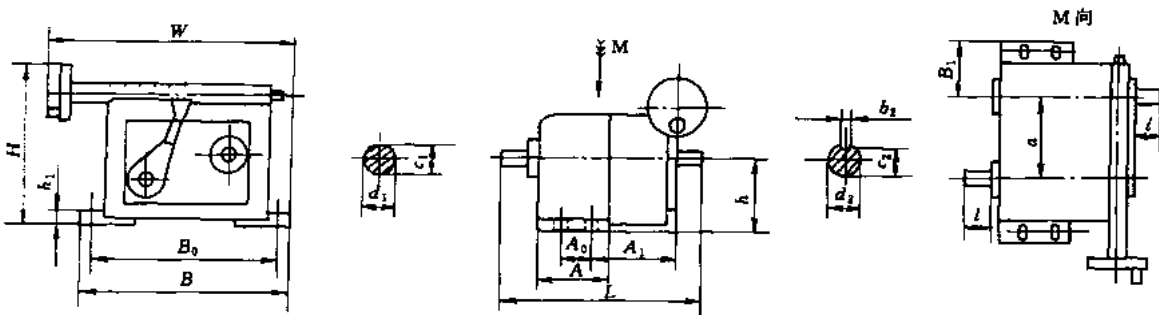
数值		型号		
项目		MTD.09	MTD.18	MTD.37
输入功率, kW		0.09(0.12)	0.18(0.25)	0.37(0.55)
输入转速, r/min		1440		
空载最大输入转矩, N·m		0.597	1.19	2.45
最大输出转矩, N·m		2	4.9	7.2
最大输出功率, kW		0.063	0.136	0.26
输出转速范围, r/min		0~300		
噪声声功率级, dB(A)		65		
滑差率 ϵ , %		输出转速 $n_2 = 40r/min$ $\epsilon = 30$ $\eta = 38$		
效率 η , %		$n_2 = 150r/min$ $\epsilon = 12$ $\eta = 60$		
		$n_2 = 300r/min$ $\epsilon = 10$ $\eta = 70$		
油池温升, °C	空载	20	25	30
	负载	35	37	38
振动速度有效值, mm/s		中心高 $h \leq 70mm$ 2		
清洁度, mg/L		杂质含量 < 132		
轴伸径向圆跳动		$d = 9 - 15mm$ 0.06mm		

注: 1. 油池最高温度不得超过 78°C。

2. 空载运行时, 变速器调节至最高输出转速, 2 分钟内启动 5 次, 不得出现任何故障。

3. () 内值为“马力”值。

表2 四相并列连杆脉动无级变速器外形与安装尺寸



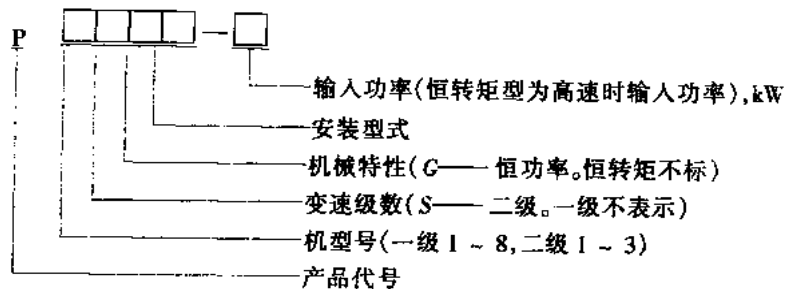
型号	安装尺寸										轴伸联接尺寸						外型尺寸		
	a	h	A	A ₀	A ₁	B	B ₀	B ₁	h ₁	配用螺栓	c ₁	d ₁	b ₂	c ₂	d ₂	l	W	H	L
MTD.09	63.5	57.3	64	30	39	165	149	51.5	10	4-M5	8	10	4	7.5	10	20	186	122	139
MND.18					67														167
MTD.37	90	67	90	56	34	226	200	68	18	4-M8			5	12	15	23	234	172	158

标记示例: 四相并列连杆脉动无级变速器, 配用电动机功率为 0.09kW, 输出轴顺时针方向转动, 其标记为:

MTD.09 S JB/T 7515—94

附录 6 JB/T 9668—95 多盘式无级变速器 (摘录)

1. 标记方法



2. 标记示例

3号机型一级变速器, 电动机直联恒功率型, 输入功率 2.2kW, 立式安装, 标记为:

P3GLD-2.2 JB/T 7668

5号机型一级变速器, 输入功率 7.5kW, 恒转矩型, 双轴型卧式安装, 标记为:

P5W-7.5 JB/T 7668

2号机型二级变速器, 电动机直联型, 输入功率 1.5kW 卧式安装, 标记为:

P2SWD-1.5 JB/T 7668

3. 基本参数

一级恒功率和恒转矩型变速器的基本参数分别见表 1、表 2。二级变速器的基本参数见表 3。

表 1 恒功率型变速器的基本参数

机型号	输入功率 kW	输入转速 r/min	变 速 比	调速范围	输出转速 r/min	输出转矩 N·m
1	0.2	1500	0.2 ~ 0.8	4	300 ~ 1200	1.3 ~ 4.8
2	0.4	1500	0.23 ~ 0.76	3.3	345 ~ 1140	2.7 ~ 8.5
	0.75					5.1 ~ 16.1
3	1.5	1500	0.2 ~ 0.8	4	300 ~ 1200	9.8 ~ 37.2
	2.2					14.5 ~ 54.5
4	4	1500	0.2 ~ 0.8	4	300 ~ 1200	24.4 ~ 91.8
5	5.5	1500	0.2 ~ 0.8	4	300 ~ 1200	36.3 ~ 136.0
	7.5					49.5 ~ 186.0
6	11	1000	0.28 ~ 1.12	4	280 ~ 1120	77.8 ~ 290.0
7	15	1000	0.27 ~ 1.08	4	270 ~ 1080	110.0 ~ 414.0
	22					161.0 ~ 607.0
8	37	750	0.31 ~ 1.24	4	232 ~ 928	313.0 ~ 1186.0
	55					470.0 ~ 1764.0

表 2 恒转矩型变速器的基本参数

机型号	输入功率, kW		输入转速 r/min	变 速 比	调速范围	输出转速 r/min	输出转矩 N·m
	低 速	高 速					
1	0.125	0.2	1500	0.2~0.8	4	300~1200	1.3~2.9
	0.25	0.4					2.7~5.8
2	0.4	0.75	1500	0.23~0.76	3.3	345~1140	5.3~8.3
	0.75	1.5					10.6~15.6
3	1.5	2.2	1500	0.2~0.8	4	300~1200	14.8~35.7
	2.2	3.7					24.9~52.5
4	3.7	5.5	1500	0.2~0.8	4	300~1200	37.1~88.2
5	5.5	7.5	1500	0.2~0.8	4	300~1200	50.6~131.0
	7.5	11					74.4~179.0
6	11	15	1000	0.28~1.12	4	280~1120	107.8~281.0
7	15	22	1000	0.27~1.08	4	270~1080	165.4~397.0
	22	30					225.0~583.0
8	22	37	750	0.31~1.24	4	232~928	323.0~679.0
	37	55					480.0~1142.0
	55	75					655.0~1695.0

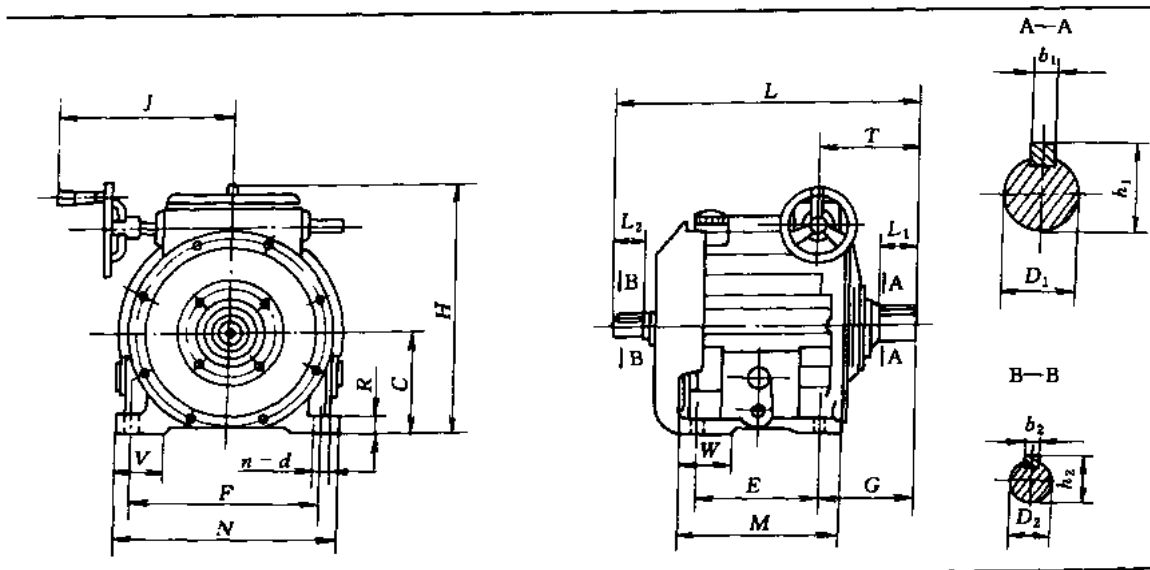
表 3 二级变速器的基本参数

机型号	输入功率, kW		输入转速 r/min	变 速 比	调速范围	输出转速 r/min	输出转矩 N·m
	低 速	高 速					
1	0.15	0.4	1500	0.07~0.7	10	105~1050	2.9~10.4
	0.25	0.75					5.5~17.6
2	0.75	1.5	1500	0.06~0.72	12	90~1080	10.8~60.4
	1.1	2.2					15.8~88.7
3	1.9	3.7	1500	0.06~0.72	12	90~1080	26.8~152.8
	2.6	5.5					39.8~209.0

4. 安装、联接及外形尺寸

一级卧式双轴型变速器尺寸见表 4；一级卧式电动机直联型变速器尺寸见表 5；一级 1~7 型立式电动机直联型变速器尺寸见表 6。二级变速器的尺寸见表 7。

表 4 卧式双轴型变速器的安装、联接及外形尺寸

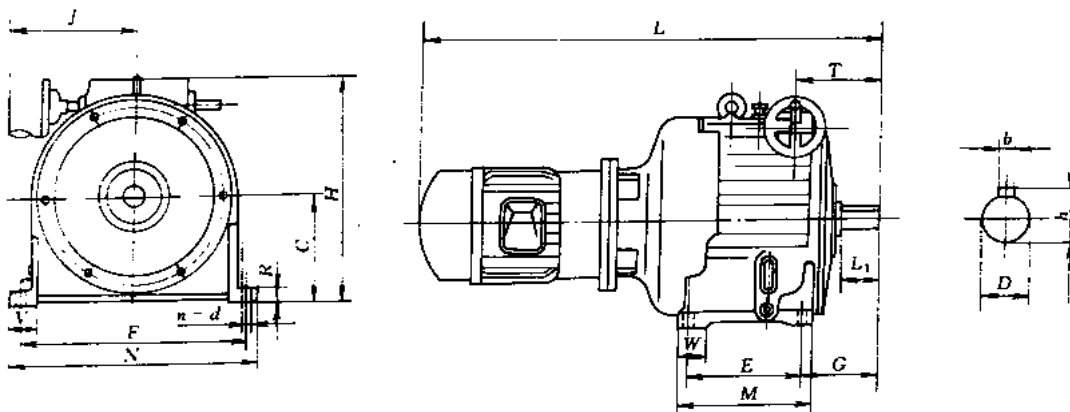


续表

机型号	安装尺寸							轴伸联接尺寸								外形尺寸							
	F	E	G	V	W	n	d	输出轴				输入轴				C	H	M	N	R	J	T	L
								D ₁	b ₁	h ₁	L ₁	D ₂	b ₂	h ₂	L ₂								
1	165	85	86	40	35	4	11	19	6	21.5	40	16	5	18.0	30	100	240	113	190	18	150	96	242
2	190	70	119	50	—	4	12	20	6	22.5	35	20	6	22.5	40	130	275	110	220	22	168	110	305
3	260	180	135	60	55	4	14	28	8	31.0	60	25	8	28.0	50	160	352	230	300	25	235	153	397
4	310	150	160	80	55	4	14	40	12	43.0	70	28	8	31.0	50	180	406	200	350	25	296	185	460
5	400	260	180	90	70	4	22	45	14	48.5	90	35	10	38.0	55	240	512	310	450	35	396	208	580
6	500	180	199	95	50	4	22	50	14	53.5	100	48	14	51.5	90	270	608	230	550	40	285	209	633
7	630	280	217	150	100	4	22	55	16	59.0	120	48	14	51.5	110	330	726	330	680	50	340	232	795
8	660	360	370	150	120	4	28	95	25	100	200	75	20	79.5	109	400	925	460	740	60	390	405	1085

表 5 卧式电动机直联型变速器的安装、联接及外形尺寸

mm

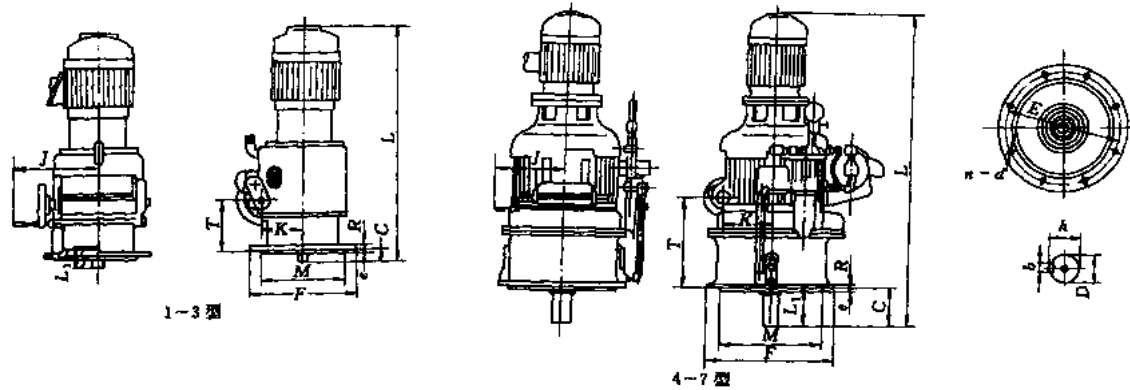


机型号	输入功率 kW	安装尺寸							轴伸联接尺寸					外形尺寸							
		F	E	G	V	W	n	d	D	b	h	L ₁	C	H	M	N	R	J	T	L	
1	0.2	165	85	86	40	35	4	11	19	6	21.5	40	100	240	113	190	18	150	96	409	
	434																				
2	0.4	190	70	119	50	—	4	12	20	6	22.5	35	130	275	110	220	22	168	110	547	
	0.75																			557	
	1.5																			607	
3	1.5	260	180	135	60	55	4	14	28	8	31.0	60	160	352	230	300	25	235	153	714	
	2.2																			759	
	4																			779	
4	4	310	150	160	80	55	4	14	40	12	43.0	70	180	406	200	350	25	296	185	862	
	5.5																			937	
5	5.5	400	260	180	90	70	4	22	45	14	48.5	90	240	512	310	450	35	296	208	1055	
	7.5																			1095	

注：输入功率大于或等于 11kW 时，一般不采用电动机直联型式。

表 6 立式电动机直联型变速器的安装、联接及外形尺寸

mm

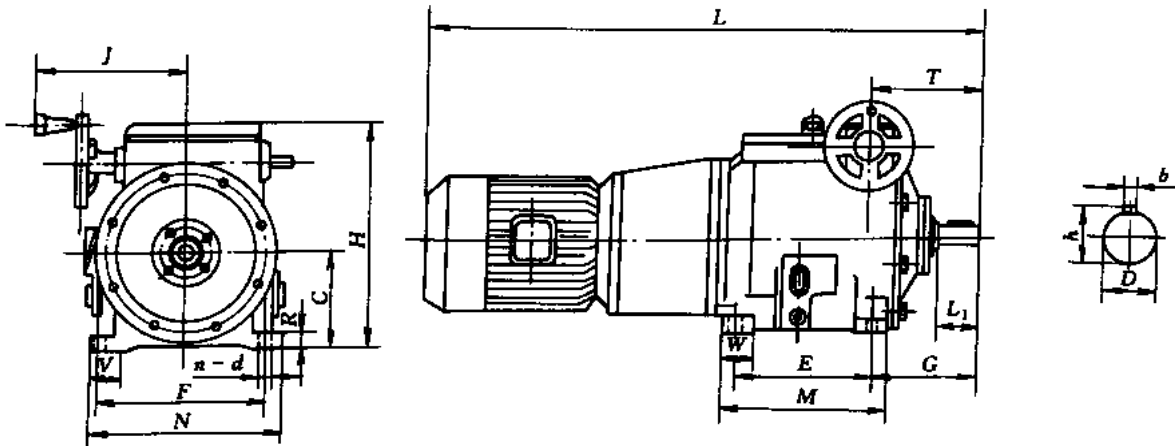


机型号	输入功率 kW	E	M	n	d	e	C	D	b	h	L ₁	F	T	J	K	R	L
1	0.2	200	170	6	11	5	5	19	6	21.5	35	225	91	150	98	12	410
	0.4																435
2	0.4	260	225	6	14	5	48	20	6	22.5	40	290	92	150	108	14	577
	0.75																587
	1.5																637
3	1.5	315	280	6	14	5	34	28	8	31.0	62	350	173	250	140	15	765
	2.2																810
	4																830
4	4	410	370	6	18	6	43	40	12	43.0	70	450	169	300	170	21	867
	5.5																922
5	5.5	440	400	6	22	5	65	45	14	48.5	90	485	227	300	212	22	1100
	7.5																1140
	11																1225
6	11	510	460	8	18	8	70	50	14	53.5	100	550	228	300	265	25	1293
	15																1358
7	15	590	520	8	22	10	85	55	16	59.0	120	650	257	340	325	30	1509
	22																1574
	30																1644

注：采用 V1 结构形式电动机时其 L 值应在表中所示数值中加上电动机罩子高度。

表 7 二级变速器的安装、联接及外形尺寸

mm

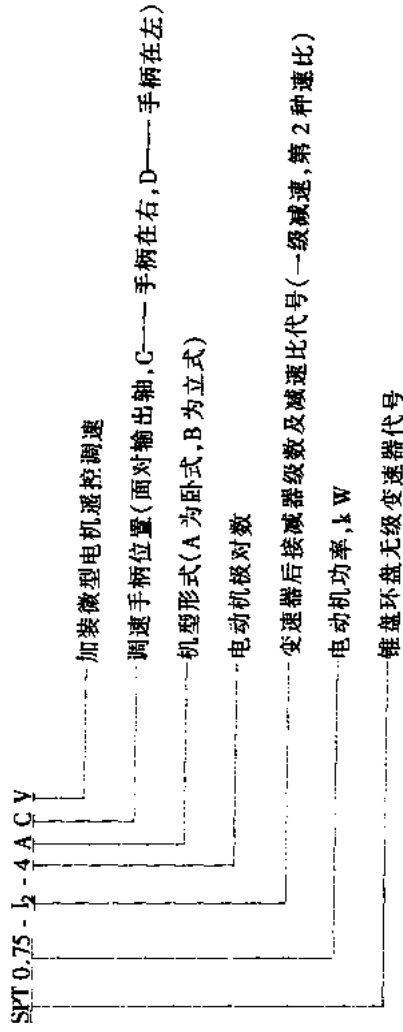


机型号	输入功率 kW	安装尺寸						轴伸联接尺寸				外形尺寸								
		F	E	G	V	W	n	d	D	b	h	L ₁	C	H	M	N	R	J	T	L
1	0.4	215	150	115	60	53	4	14	20	6	22.5	40	135	303	200	250	22	200	111	586
	0.75	215	150	115	60	53	4	14	20	6	22.5	40	135	303	200	250	22	200	111	586
2	1.5	280	230	171	60	55	4	14	35	10	38.5	70	160	365	280	320	25	260	190	765
	2.2	280	230	171	60	55	4	14	35	10	38.5	70	160	365	280	320	25	260	190	815
3	4	345	245	200	80	65	4	18	45	14	48.5	90	180	415	295	390	30	296	235	1100
	5.5	345	245	200	80	65	4	18	45	14	48.5	90	180	415	295	390	30	296	235	1174

附录 7 SPT (锥盘环盘) 无级变速器 (摘自浙东变速器厂产品说明书)

1. SPT 系列型号和规格

标记方法示例:



SPT 变速器的性能参数见表 1。

表 1

机号	调速区间	输出转矩, N·m		机号	调速区间	输出转矩, N·m					
		0.37kW	0.55kW			0.75kW	1.1kW	1.5kW			
0.37	I ₁	2	1.04 ~ 1.84	1.54 ~ 2.74	4	330 ~ 1647	4.00 ~ 8.86	5.82 ~ 12.9	7.93 ~ 17.6		
		4	420 ~ 1680	1.93 ~ 3.44		2.89 ~ 5.14	6	220 ~ 1100	5.99 ~ 13.3	8.71 ~ 19.3	11.9 ~ 26.4
	I ₂	2	383 ~ 1531	2.12 ~ 3.77	3.15 ~ 5.60	4	160 ~ 820	8.03 ~ 18.3	11.8 ~ 26.8	16.1 ~ 36.6	
		4	205 ~ 820	3.96 ~ 7.04	5.89 ~ 10.5		6	106 ~ 540	12.2 ~ 27.6	17.9 ~ 40.5	24.4 ~ 55.2
	I ₃	2	93 ~ 368	8.82 ~ 15.5	13.1 ~ 23.1	4	53 ~ 262	25.1 ~ 55.2	36.8 ~ 80.9	50.2 ~ 110	
		4	50 ~ 197	16.5 ~ 28.9	24.5 ~ 42.9		6	35 ~ 172	38.3 ~ 83.6	56.1 ~ 123	76.5 ~ 167
0.55	II	2	22 ~ 82	39.6 ~ 65.6	58.9 ~ 97.5	4	17 ~ 82	80.3 ~ 172	118 ~ 252	161 ~ 344	
		4	12 ~ 44	73.8 ~ 120	110 ~ 179		6	11 ~ 54	122 ~ 266	179 ~ 390	244 ~ 532
	III	2	5.6 ~ 20.5	158 ~ 258	235 ~ 383	4	5 ~ 24	274 ~ 585	402 ~ 858	548 ~ 1170	
		4	3 ~ 11	295 ~ 481	439 ~ 715		6	35 ~ 15	139 ~ 836	644 ~ 1226	878 ~ 1671
	2.2	I ₁	4	438 ~ 1752	11.0 ~ 19.6	15.0 ~ 26.7	4	438 ~ 1752	11.0 ~ 19.6	15.0 ~ 26.7	15.0 ~ 26.7
			6	290 ~ 1160	16.5 ~ 29.3	30.3 ~ 54.4		6	290 ~ 1160	16.5 ~ 29.3	30.3 ~ 54.4
I ₂		4	215 ~ 870	22.2 ~ 39.9	30.3 ~ 54.4	4	215 ~ 870	22.2 ~ 39.9	30.3 ~ 54.4	30.3 ~ 54.4	
		6	144 ~ 580	33.3 ~ 59.6	81.5 ~ 144		6	144 ~ 580	33.3 ~ 59.6	81.5 ~ 144	81.5 ~ 144
II		4	81 ~ 323	59.8 ~ 106	1331 ~ 2145	4	81 ~ 323	59.8 ~ 106	1331 ~ 2145	1816 ~ 2925	
		6	54 ~ 214	90.2 ~ 159	2145 ~ 3432		6	54 ~ 214	90.2 ~ 159	2145 ~ 3432	2145 ~ 3432
III	4	15 ~ 59	327 ~ 572	446 ~ 780	4	15 ~ 59	327 ~ 572	446 ~ 780	446 ~ 780		
	6	10 ~ 39	495 ~ 858	1816 ~ 2925		6	10 ~ 39	495 ~ 858	1816 ~ 2925	1816 ~ 2925	

注: 立式机壳电动机功率 0.37 ~ 1.5kW 者, 减速器只有...级、...级减速; 电动机功率 2.2 ~ 3kW 者, 减速器只有...级减速。

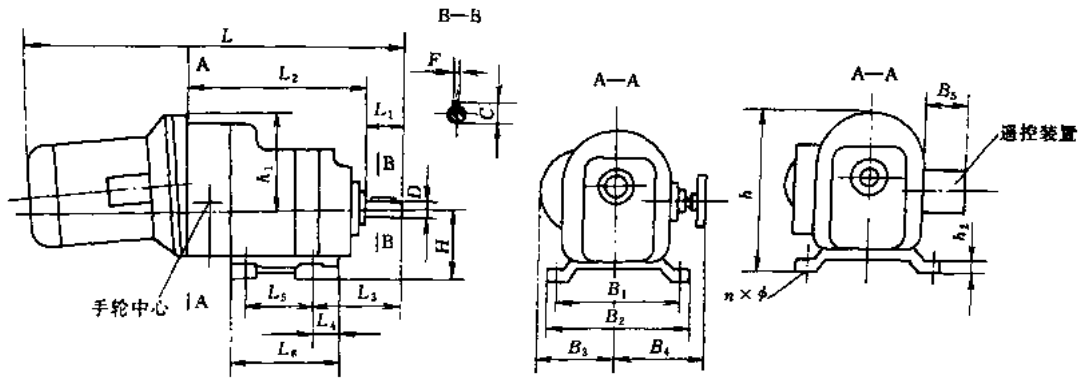
2. SPT 变速器的外形和安装尺寸

卧式安装机型的尺寸参数见表 2 及附图。

立式安装机型的尺寸参数见表 3 及附图。

表 2

mm

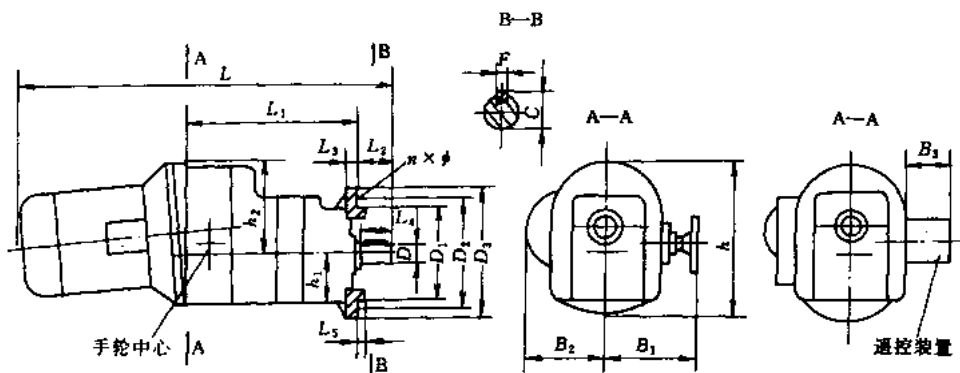


型式		SPT 卧式安装																			重量 kg	
尺寸 机号		B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	D	F	C	H	h	h_1	h_2	$n \times \phi$	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6		L
0.37	I	160	184	/	146	/	28	8	31	85	219	140	14	4×9	58	225	142	43	100	155	542	33
	II	160	184	/	146	/	28	8	31	85	219	140	14	4×9	56	230	142	43	100	155	547	35
0.55	III	160	184	/	146	/	32	10	35	146	219	140	14	4×9	60	280	132	42	163	187	597	39
	I	200	240	/	175	88	32	10	35	120	299	220	18	4×13	60	255	128	45	145	180	633	65
0.75	II	200	240	135	175	88	32	10	35	125	299	220	18	4×13	60	275	148	45	115	180	653	72
	III	200	240	135	175	88	48	16	51.5	122	299	220	18	4×13	73	308	165	50	145	215	713	85
1.5	I	280	320	/	208	88	48	16	51.5	160	396	240	25	4×17	80	314	140	20	200	240	764	136
	II	280	320	207	208	88	58	18	62	175	396	240	25	4×17	80	334	120	20	230	270	784	160
3	III	280	320	207	208	88	82	24	87	300	401	240	25	4×17	80	396	149	22	240	284	838	188

注：1. 输出轴径的配合为 h6。2. 轴出轴中心高 H 公差为 h12。3. 重量单位 kg。

表 3

mm



续表

型式	SPT 立式安装																				
	尺寸 机号	B_1	B_2	B_3	D	F	C	h	h_1	h_2	D_1	D_2	D_3	$n \times \phi$	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L	重量 kg
0.37	I	146	/	/	28	8	31	220	60	140	130	165	200	4 × 13	255	50	12.5	58	4	553	33
0.55	II	146	/	/	28	8	31	220	60	140	130	165	200	4 × 13	260	50	12.5	56	4	556	35
0.75	I	175	/	88	32	10	35	330	80	220	160	210	260	4 × 13	297	61	16	60	5	642	65
1.1	II	175	135	88	32	10	35	330	82	220	160	210	260	4 × 13	317	61	16	60	5	662	72
1.5																					
2.2	I	208	/	88	48	16	51.5	370	102	170	250	300	350	6 × 17	369	69	25	80	8	807	136
3	I	208	/	88	48	16	51.5	370	102	170	250	300	350	6 × 17	369	69	25	80	8	807	136

- 注: 1. 输出轴径配合为 h6。
2. 配合止口 D_1 h9。
3. 重量单位 kg。

中华人民共和国机械行标准还制订了 JB/T 7686—95 锥盘环盘式无级变速器标准, 因尚无定点厂生产, 故暂不列入本书。

参 考 文 献

- 1 阮忠唐主编. 机械无级变速器. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 2 阮忠唐, 阮幼松. 机械无级变速和摩擦轮传动. 见: 机械工程手册电机工程手册编辑委员会编. 机械工程手册. 传动设计卷. 第二版. 北京: 机械工业出版社, 1997. 3-97 ~ 133
- 3 阮忠唐, 阮幼松. 机械无级变速和摩擦轮传动. 见: 现代机械传动手册编辑委员会编. 现代机械传动手册. 北京: 机械工业出版社, 1995. 981 ~ 1015
- 4 Beggs J S 著. 运动学. 来虔等译. 西安: 西安交通大学出版社, 1985. 53 ~ 67
- 5 Кудрявцев Б Н и др. Планетарные Передачи. Москва: Машиностроение, 1966
- 6 杨廷栋等编著. 渐开线行星齿轮传动. 成都: 成都科技大学出版社, 1986. 31 ~ 64
- 7 崔亚辉. 功率分流行星传动的研究: [博士学位论文]. 西安: 西安理工大学, 1998. 69 ~ 90
- 8 Niemann G, Winter H. Maschinenelemente. Bd II. III. Berlin: Springer-Verlag, 1983
- 9 Пронин Б А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. Москва: МАШГУИЗ, 1960
- 10 阮忠唐, 刘凯. Disco 行星锥盘式无级变速器的滑动率计算. 全国第二届机械无级变速器学术年会宣读论文. 宁波, 1991
- 11 Wernitz W. Die Reibung in stufenlos einstellbaren Wälzgetrieben mit Reibschluß. VDI-Z 108. 1966, (6)
- 12 陈攀峰. 钢球行星无级变速器的研究: [硕士学位论文]. 西安: 西安理工大学, 1996
- 13 徐芝纶编. 弹性力学. 北京: 人民教育出版社, 1978
- 14 Heilich F W, Shube E E. Traction Drives-Selection and Application. New York: Marcel Dekker, Inc, 1983
- 15 严升明等编. 牵引传动的核理论及其在无级变速器中的应用. 北京: 中国矿业大学研究生部, 1992
- 16 Dowson D et al. Elasto-Hydrodynamic Lubrication. Pergamon Press, 1977
- 17 Hamrock B J et al. Isothermal EHD Lubrication of Point Contact. Part IV. ASME (Series F). 1977, 99 (2)
- 18 阮忠唐编. 机械无级变速传动. 见: 机械工程手册电机工程手册编辑委员会编. 机械工程手册. 补充本(二). 北京: 机械工业出版社, 1988. 198 ~ 214
- 19 宁波浙东变速器厂. CD-II 型数显式伺服控制器用户手册. 宁波: 1998
- 20 第一机械工业部技术情报所编. 机械无级变速装置. 北京: 机械工业出版社, 1959
- 21 第五设计院机械结构图册编写组编. 机械结构图册—减速器. 北京: 国防工业出版社, 1974
- 22 阮忠唐, 刘凯编. 机械无级变速器. 见: 成大先主编. 机械设计图册. 零部件的结构与组合(下册). 北京: 化学工业出版社, 1997. 205 ~ 251
- 23 花家寿, 何维廉. 新型 CVT 的开发与展望. 传动技术, 1997, 11 (4): 22 ~ 30

- 24 北京机床研究所主编. 机床设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1978
- 25 赵宏伟. Disc 无级变速器的研究: [硕士学位论文]. 西安: 陕西机械学院, 1993
- 26 施立心, 张国祥. YMTK 宽调速范围的无级调速电机. 全国第五届机械传动年会论文集. 带、链、无级变速器分册. 上海. 1992. 215 ~ 219
- 27 向弘. リングコーン式 SC 型無段変速機. 機械設計. 1966, 10 (12): 19 ~ 24
- 28 伊藤実. 遊星ユニオン式 — NS 無段変速機. 機械設計. 1966, 10 (2): 32 ~ 36
- 29 伊藤実. NS 変速機. 機械エンジニア. 1968, 10 (7): 31 ~ 35
- 30 魏军舍. 机械无级变速器选型及 CAD 专家系统: [硕士学位论文]. 西安: 西安理工大学, 1994
- 31 单鹏等. XZW 型行星摩擦轮无级变速器的研究. 锦州工学院学报, 1989, (1)
- 32 尚礼, 姚交兴. RX 无级变速器保持架受力状态分析. 机电工程. 1991, (2): 7 ~ 9
- 33 叶永孚. RX 型环锥无级变速器低速区失效分析及对策. 全国第二届机械无级变速器学术年会宣读论文. 宁波: 1991
- 34 邱仲华等. RX 型差动行星式无级变速器. 全国第三届机械创造发明学术年会论文. 南宁: 1988
- 35 单鹏等. XZW 行星摩擦轮无级变速器几何滑动问题的研究. 锦州工学院学报. 1991, (1)
- 36 单鹏等. XZW 行星摩擦轮无级变速器传动效率的分析. 锦州工学院学报. 1991, (2)
- 37 崔光彩编. 牵引传动行星无级变速器设计. 郑州: 河南科学技术出版社, 1994. 141 ~ 189
- 38 张以都等. 行星滚球无级变速器的性能研究. 机械设计与研究. 1995, (1)
- 39 Planetroll Variable Speed Ball Drives. Nr. 899 说明书
- 40 Van Doorn's Transmissie B V. 推块式 V 型金属带无级变速器的性能分析. 传动技术. 1997, 11 (4): 31 ~ 43
- 41 上海胶带股份有限公司. 切割式 V 带 (产品介绍)
- 42 张静菊等编. 特种胶带传动设计与使用手册. 北京: 化学工业出版社, 1990. 185 ~ 207
- 43 阪東調帯株式会社. BANDO V/Sバンロープ設計マニュアル
- 44 伝動技術研究会編. ベルト伝動技術. 近代編集社, 1974
- 45 Nieman G. Reibradgetriebe. Konstruktion. 1953, (2)
- 46 Rattude N. 50 Jahr PIV-Getriebe Mach System Abbott. Antriebstechnik. 1974, (12)
- 47 Lutz O. Zur Theorie des Keilscheiben-Umschlingsgetriebes. Konstruktion. 1960 (7)
- 48 Lutz O. Selbstbestimmung im Kraftschlüssigen Keilscheiben-Umschlingsgetriebes. Konstruktion. 1965, (9)
- 49 Григорьев А. М., Слива Г. М. К основам проектирования зубчато-цепных вариаторов. Передаточные механизмы. Сборник статей. 1966
- 50 Koitzsch G. Der FMB-Variator. Antriebstechnik. 1966, (11)
- 51 项其权等. 齿链式无级变速器 PIV 的研究总结. 北京: 纺织工业部纺织科学研究所, 1963
- 52 Слива Г. М. и др. О динамическом коэффициенте при обоснование параметров цепных вариаторов. Деталломашины и Подъемно-транспортные машины. Сборник статей. 1965
- 53 Basedow C. Ketten in der Antriebstechnik. Antriebstechnik. 1975, (2)
- 54 Van der Veen S C. Stufenlosen Drehmoment/Drehzahl-Wandler Transmatic. Antriebstechnik. 1977, (4)
- 55 中国纺织机械股份有限公司. P 型 (齿链式) 无级变速器产品说明书. 上海. 1995
- 56 Werner Reimers K G. The PIV Variable Gear System AS. Pamphlet. No. 138
- 57 Werner Reimers K G. The PIV Variable Gear System A and R. Pamphlet. No. 97
- 58 Werner Reimers K G. The PIV Variable Gear System RS. Pamphlet. No. 136
- 59 Werner Reimers K G. Hochleistungsgetriebe System RH. Pamphlet. No. 158
- 60 Koitzsch G. Der FMB-Variator ein neues Stufenlos Verstellbares Ganzmetall-Umschlingungsgetriebe. Antriebstechnik. 1966, (4)
- 61 Dittrich O. Ein Stufenloses Hochleistungsgetriebe mit "Stahlriemen". VDI-Z. 1966, (6)
- 62 Neue Getriebekombination RHBY and RHCY. Antriebstechnik. 1977, (9)
- 63 Berens H. Neues Stufenloses Hochleistungsgetriebe mit Verdrehspielfreiem Anprepsystem. Antriebstechnik. 1977, (4)
- 64 Altmann F G. 可无级调节的脉动变速器. 邦衡译. 机械译丛. 1965 (1)
- 65 Мальцев В. Ф. Импульсные Вариаторы. Москва. МАШИЗ. 1963
- 66 牧野洋著. 自动机械机构学. 胡茂松译. 北京: 科学出版社, 1980
- 67 刘凯. Gusa 型无级变速器及超越离合器的研究: [硕士学位论文]. 西安: 陕西机械学院, 1989

- 68 Heinrich Gensheimer & Söhne Co. GUSA Variable Speed Gear Drives. 1986
- 69 周有强主编. 机械减变速传动新技术研究. 北京: 煤炭工业出版社, 1995
- 70 大賀勝弘. ゼロマックス無段変速機. 機械設計. 1980. 24 (6): 125 ~ 127
- 71 黄靖远等. 挠性环面接触式超越离合器的原理及应用. 机械工程学报. 1995, 31 (6)
- 72 刘凯, 阮忠唐. 脉动无级变速器用超越离合器的动载荷分析. 陕西机械学院学报. 1990, 6 (2)
- 73 Fujii T, Kurokawa T, Kanehara S. A Study of a Metal Pushing V-belt Type CVT. Part I. Relation Between Transmitted Torque and Pully Thrust, Part II. Compression Force Between Metal Blocks and Ring Tension. SAE, Paper. 1993, (930666, 930667)
- 74 孙冬野等. 金属带式无级变速传动 (CVT) 装置关键件结构强度分析. 机械传动. 1998, 22 (4): 28 ~ 31
- 75 朱孝录等编. 齿轮的试验技术与设备. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 76 郑志峰等编著. 链传动. 北京: 机械工业出版社, 1984. 347 ~ 361
- 77 天津市石化通用机械研究所. 最新减变速器标准汇编 (JB/T 6950—93, JB/T 6951—93, JB/T 6952—93, JB/T 7010—93, JB/T 7346—94, JB/T 7515—94). 天津: 石化通用机械研究所, 1995
- 78 天津市石化通用机械研究所. 机械无级变速器新标准汇编 (JB/T 7683—95, JB/T 7686—95, JB/T 7668—95). 天津: 石化通用机械研究所, 1997
- 79 宁波市浙东变速器厂. 无级变速器 (SPT, MT, UD 系列) 产品说明书. 1997
- 80 温州市长城减速机有限公司. 减速机、搅拌机、变速器产品说明书. 1997
- 81 沈阳工矿齿轮厂. GMWB 无级变速器使用说明书. 1997
- 82 K & A KNÖDLER GMBH. Stufenlos Regelbare Antriebe.
- 83 杨文质, 杨四泉. 机械无级变速器的润滑. 全国第五届无级变速器学术信息交流会宣读论文. 大庸. 1995.

