

# 机械设计手册

单行本

成大先 主编 ●

## 机械传动

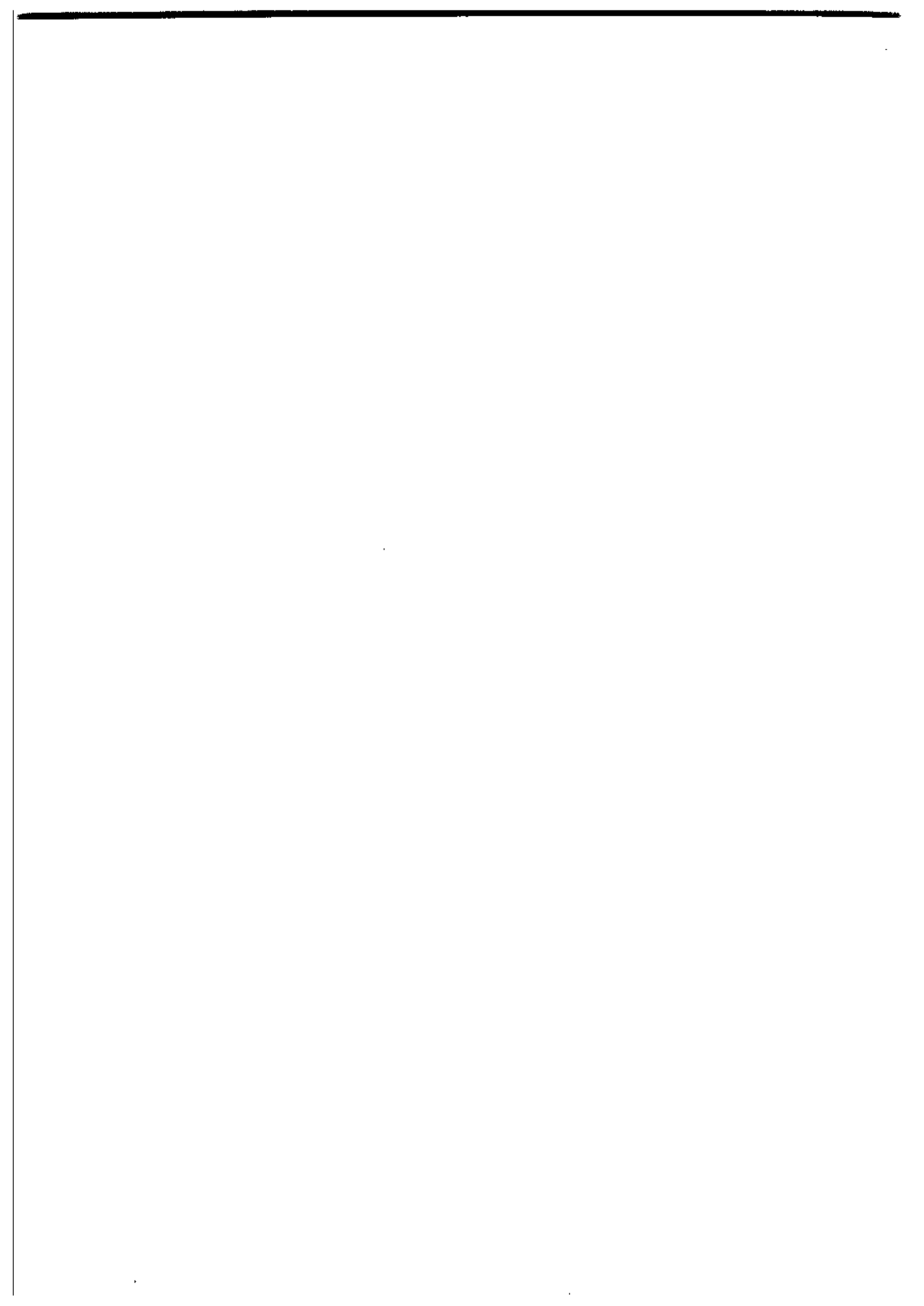


化学工业出版社

# 第 13 篇 齿 轮 传 动

主要撰稿	段慧文	徐永年	梁桂明	张光辉
	罗文军	余 铭	陈祖元	陈仕贤
审 稿	郭可谦	陈湛闻	余梦生	王德夫
	姬奎生	邹舜卿	饶振纲	季泉生

111X18年5-3



# 1 本篇主要代号表

代 号	意 义	单 位
$A$	锥齿轮安装距	mm
$A_k$	外锥高	mm
$A_a$	冠顶距	mm
$a$	中心距, 标准齿轮及高度变位齿轮的中心距	mm
$a'$	角度变位齿轮的中心距	mm
$b$	齿宽	mm
$b_{cat}$	计算齿宽	mm
$b_{ch}$	锥齿轮接触强度计算的有效齿宽	mm
$b_{cF}$	锥齿轮弯曲强度计算的有效齿宽	mm
$C$	节点; 传动精度系数; 系数	
$C_B$	基本齿廓系数	
$C_Q$	轮环结构系数	
$C_a$	齿顶修缘量	$\mu\text{m}$
$C_{vy}$	由跑合产生的齿顶修缘量	$\mu\text{m}$
$c$	顶隙	mm
$c_\gamma$	轮齿单位齿宽总刚度平均值 (啮合刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
$c'$	一对轮齿的单位齿宽的最大刚度 (单对齿刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
$c^*$	顶隙系数	
$c_a^*$	法向顶隙系数	
$d$	直径、分度圆直径	mm
$d_1, d_2$	小轮、大轮的分度圆直径	mm
$d_{a1}, d_{a2}$	小轮、大轮的齿顶圆直径	mm
$d_{b1}, d_{b2}$	小轮、大轮的基圆直径	mm
$d_{f1}, d_{f2}$	小轮、大轮的齿根圆直径	mm
$d'$	节圆直径	mm
$d_p$	量柱 (球) 直径	mm
$E$	弹性模量 (杨氏模量)	$\text{N}/\text{mm}^2$
$e$	辅助量	
$F_{bn}$	法面内基圆周上的名义切向力	N
$F_{bt}$	端面内基圆周上的名义切向力	N
$F_t$	端面内分度圆周上的名义切向力	N
$F_{tm}$	齿宽中点处分度圆上切向力	N
$F_{th}$	计算 $K_{H\alpha}$ 时的切向力	N
$F_n$	法向力	N
$F_r$	径向力	N
$F_a$	轴向力	N
$F_p$	齿向公差	$\mu\text{m}$
$F_{pa}$	初始啮合齿向误差	$\mu\text{m}$
$F_{py}$	跑合后的啮合齿向误差	$\mu\text{m}$
$f_t$	齿形公差	$\mu\text{m}$
$f_{ma}$	制造安装误差产生的啮合齿向误差分量	
$f_{pb}$	基节极限偏差	$\mu\text{m}$
$G$	切变模量	$\text{N}/\text{mm}^2$
$g_{va}$	锥齿轮啮合线当量长度	
HB	布氏硬度	



续表

代 号	意 义	单 位
HRC	洛氏硬度	
HV1	$F = 9.8\text{N}$ 时的维氏硬度	
HV10	$F = 98.1\text{N}$ 时的维氏硬度	
$h$	齿高	mm
$h'$	工作齿高	mm
$h'_a$	锥齿轮节圆齿顶高	mm
$h'_f$	锥齿轮节圆点根高	mm
$h_{Fa}$	载荷作用于齿顶时的弯曲力臂	mm
$h_{Fe}$	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂	mm
$h_s$	齿顶高	mm
$h_{anm}$	锥齿轮中点法向弦齿高	mm
$h_{aP}, h_{fP}$	刀具基本齿廓齿顶高和齿根高	mm
$h_a^*$	齿顶高系数	
$h_{an}^*$	法面齿顶高系数	
$h_{at}^*$	端面齿顶高系数	
$\bar{h}_{en}$	斜齿轮固定弦齿高	mm
$h_n$	斜齿轮分度圆弦齿高	mm
$h_{a0}$	刀具齿顶高	mm
$h_{a0}^*$	刀具齿顶高系数	
$h_f$	齿根高	mm
$\bar{h}$	分度圆弦齿高	mm
$\bar{h}_c$	固定弦齿高	mm
$h_{f0}$	刀具齿根高	mm
$i$	传动比	
$\text{inv}\alpha$	$\alpha$ 角的渐开线函数	
$j$	侧隙	mm
$K$	载荷系数	
$K_A$	使用系数	
$K_{Fa}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	
$K_{Ha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数	
$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数	
$K_m$	开式齿轮传动磨损系数	
$K_v$	动载系数	
$k$	跨越齿数, 跨越槽数 (用于内齿轮)	
$L$	长度	mm
$M$	弯矩、量柱测量距	$\text{N}\cdot\text{m}$
$m$	模数; 当量质量	mm; $\text{kg}/\text{mm}$
$m_{an}$	锥齿轮中点法向模数	mm
$m_n$	法向模数	mm
$m_p$	行星轮的当量质量	
$m_{red}$	诱导质量	$\text{kg}/\text{mm}$
$m_s$	太阳轮的当量质量	
$m_t$	端面模数	mm
$N$	临界转速比; 指数	
$N_c$	持久寿命时循环次数	
$N_L$	应力循环次数	
$N_0$	静强度最大循环次数	
$N_L$	应力循环次数	
$n$	转速	r/min

续表

代 号	意 义	单 位
$n_1, n_2$	小轮、大轮的转速	r/min
$n_E$	临界转速	r/min
$n_{E1}$	小轮的临界转速	r/min
$n_p$	轮系的行星轮数	
$P$	功率	kW
$p$	齿距, 分度圆齿距	mm
$p_b$	基圆齿距	mm
$p_{ba}$	法向基圆齿距 (法向基节)	mm
$p_{bt}$	端面基圆齿距 (端面基节, 基节)	mm
$p_d$	法向齿距	mm
$p_t$	端面齿距	mm
$q$	辅助系数, 蜗杆直径系数	
	单位齿宽柔度	$\mu\text{m} \cdot \text{mm}/\text{N}$
$q_s$	齿根圆角参数	
$R$	锥距	mm
$R_a$	轮廓表面算术平均偏差	$\mu\text{m}$
$R'$	节锥距	mm
$R_1$	小端锥距	mm
$R_m$	中心锥距	mm
$R_x$	任意点锥	mm
$R_v$	表面微观不平度 10 点高度	$\mu\text{m}$
$r$	半径, 分度圆半径	mm
$r_a$	齿顶圆弧半径	mm
$r_b$	基圆半径	mm
$r_f$	齿根圆弧半径	mm
$S_F$	弯曲强度的计算安全系数	
$S_{Fmin}$	弯曲强度的最小安全系数	
$S_H$	接触强度的计算安全系数	
$S_{Hmin}$	接触强度的最小安全系数	
$s$	齿厚; 分度圆齿厚	mm
$s_a$	齿顶厚	mm
$s_f$	齿根厚	mm
$s_n$	法向齿厚	mm
$s_t$	端面齿厚	mm
$\bar{s}_d$	斜齿轮分度圆弦齿厚	mm
$\bar{s}_{nm}$	锥齿轮中点法向弦齿厚	mm
$\bar{s}_{cm}$	斜齿轮固定弦齿厚	mm
$s_0$	刀具齿厚	mm
$\bar{s}$	弦齿厚, 分度圆弦齿厚	mm
$\bar{s}_c$	固定弦齿厚	mm
$s_{F0}$	危险截面上的齿厚	mm
$T_1, T_2$	小轮、大轮的名义转矩	N·m
$u$	齿数比 $u = z_2/z_1 > 1$	
$v$	线速度, 分度圆圆周速度	m/s
$W, W_k$	公法线长度	mm
$W^*$	$m-1$ 时公法线长度	mm
$W_n$	法向公法线长度	mm
$w_m$	单位齿宽平均载荷	N/mm
$w_{max}$	单位齿宽最大载荷	N/mm
$x$	变位系数	

代 号	意 义	单 位
$x_1, x_2$	小轮、大轮的法向变位系数	
$x_\Sigma$	总变位系数	
$x_t$	齿厚变动系数, 端面变位系数 (切向变位系数)	
$x_0$	法向变位系数	
$x_\beta$	齿向跑合系数	
$Y_F$	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿形系数	
$Y_{Fa}$	载荷作用于齿顶时的齿形系数	
$Y_{Fa}$	复合齿形系数	
$Y_K$	弯曲强度计算的锥齿轮系数	
$Y_{NT}$	弯曲强度计算的寿命系数	
$Y_{\text{Root}}$	相对齿根表面状况系数	
$Y_S$	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数	
$Y_{Sa}$	载荷作用于齿顶时的应力修正系数	
$Y_{ST}$	试验齿轮的应力修正系数	
$Y_X$	弯曲强度计算的尺寸系数	
$Y_\beta$	弯曲强度计算的螺旋角系数	
$Y_{\text{Root}}$	相对齿根圆角敏感系数	
$Y_\epsilon$	弯曲强度计算的重合度系数	
$y$	中心距变动系数	
$y_0$	切齿时中心距变动系数	
$y_0$	齿廓跑合量	$\mu\text{m}$
$y_\beta$	齿向跑合量	$\mu\text{m}$
$\Delta y$	齿顶高变动系数	
$Z_B, Z_D$	小轮、大轮单对齿啮合系数	
$Z_E$	弹性系数	$\sqrt{N/\text{mm}^2}$
$Z_H$	节点区域系数	
$Z_K$	接触强度计算的锥齿轮系数	
$Z_L$	润滑剂系数	
$Z_{NT}$	接触强度计算的寿命系数	
$Z_R$	粗糙度系数	
$Z_v$	速度系数	
$Z_w$	齿面工作硬化系数	
$Z_X$	接触强度计算的尺寸系数	
$Z_\beta$	接触强度计算的螺旋角系数	
$Z_\epsilon$	接触强度计算的重合度系数	
$z$	齿数	
$z_1, z_2$	小轮、大轮的齿数	
$z_n, z_v$	斜齿轮的当量齿数	
$z_{\text{vm}}$	锥齿轮副的平均当量齿数	
$z_p$	平面齿轮齿数	
$z_0$	刀具齿数	
$z_s$	当量齿数	
$\alpha$	压力角, 齿形角	( $^\circ$ ), rad
$\alpha_{F_{an}}$	齿顶法向载荷作用角	( $^\circ$ ), rad
$\alpha_{F_{at}}$	齿顶端面载荷作用角	( $^\circ$ ), rad
$\alpha_{F_{en}}$	单对齿啮合区外界点处法向载荷作用角	( $^\circ$ ), rad
$\alpha_{F_{et}}$	单对齿啮合区外界点处端面载荷作用角	( $^\circ$ ), rad
$\alpha_M$	量柱 (球) 中心在渐开线上的压力角	( $^\circ$ ), rad
$\alpha_A$	齿顶圆压力角	( $^\circ$ ), rad
$\alpha_{An}$	齿顶法向压力角	( $^\circ$ ), rad

续表

代 号	意 义	单 位
$\alpha_u$	齿顶端面压力角	(°), rad
$\alpha_{a0}$	单对齿啮合区外界点处的法向压力角	(°), rad
$\alpha_{at}$	单对齿啮合区外界点处的端面压力角	(°), rad
$\alpha_m$	锥齿轮中点当量齿轮分圆压力角	(°), rad
$\alpha'_m$	中点当量齿轮啮合角	(°), rad
$\alpha_n$	法向分度圆压力角	(°), rad
$\alpha_t$	端面分度圆压力角	(°), rad
$\alpha'$	啮合角	(°), rad
$\alpha'_t$	端面分度圆啮合角	(°), rad
$\alpha_y$	任意点 $y$ 的压力角	(°)
$\alpha_0$	刀具齿形角, 锥齿轮的齿形角	(°)
$\alpha'_0$	切齿时啮合角	(°), rad
$\beta$	分度圆螺旋角, 端面齿形角	(°), rad
$\beta_b$	基圆螺旋角	(°), rad
$\beta_e$	单对齿啮合区外界点处螺旋角	(°), rad
$\gamma$	辅助角	(°), rad
$\delta$	节(分)锥角	(°), rad
$\delta_a$	顶锥角	(°), rad
$\delta_f$	根锥角	(°), rad
$\varepsilon_a$	端面重合度	
$\varepsilon_\beta$	纵向重合度, 齿线重合度	
$\varepsilon_\gamma$	总重合度	
$\eta$	滑动率, 效率	
$\Theta_{1,2}$	小轮、大轮的转动惯量	kg·mm <sup>2</sup>
$\theta_a$	齿顶角	(°), rad
$\theta_f$	齿根角	(°), rad
$\theta'_f$	锥齿轮节锥齿根高	
$\nu$	润滑油运动粘度	mm <sup>2</sup> /s (cSt)
	泊松比	
$\rho$	密度, 曲率半径	kg/mm <sup>3</sup> , mm
$\rho_{fp}$	基本齿条齿根过渡圆角半径	mm
$\rho_t$	危险截面处齿根圆角半径	mm
$\rho_f$	齿根圆角半径	mm
$\Sigma$	轴交角	
$\sigma_b$	抗拉伸强度	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_F$	计算齿根应力	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{F0}$	计算齿根应力基本值	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{FE}$	齿轮材料弯曲疲劳强度的基本值	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{FC}$	计算齿轮的弯曲极限应力	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{FP}$	许用齿根应力	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{Flim}$	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_H$	计算接触应力	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{HG}$	计算齿轮的接触极限应力	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{H0}$	计算接触应力基本值	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{Hp}$	许用接触应力	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{Hlim}$	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm <sup>2</sup>
$\psi$	几何压力系数, 齿厚半径	
$\psi_a$	对中心距的齿宽系数	
$\psi_d$	对分度圆直径的齿宽系数	

代 号	意 义	单 位
角标		
A	太阳轮的	
B	内齿轮的	
C	行星轮的	
$v, n$	当量的	
X	行星架的	
0	刀具的	
1	小齿轮的, 蜗杆的	
2	大齿轮的, 蜗轮的	
I	高速级的	
II	低速级的	

注: 1. 有关齿轮精度的代号基本上未编入。2. 蜗杆传动、销齿传动及活齿传动等章的代号未编入。

## 2 齿轮传动总览表

名 称	主 要 特 点	适 用 范 围			
		传 动 比	传 动 功 率	速 度	应 用 举 例
渐开线圆柱齿轮	传动的速度和功率范围很大; 传动效率高, 一对齿轮可达 0.98 ~ 0.995; 精度愈高, 润滑愈好, 效率愈高; 对中心距的敏感性小, 即互换性好; 装配和维修方便; 可以进行变位切削及各种修形、修缘, 从而提高传动质量; 易于进行精密加工, 是齿轮传动中应用最广的传动	单级: 7.1 (软齿面) 6.3 (硬齿面) 两级: 50 (软齿面) 28 (硬齿面) 三级: 315 (软齿面) 180 (硬齿面)	低速重载可达 5000kW 以上 高速传动可达 40000kW 以上	线速度可达 200m/s 以上	高速船用透平齿轮, 大型轧机齿轮, 矿山、轻工、化工和建材机械齿轮等等
摆线针轮传动	有外啮合(外摆线)内啮合(内摆线)和齿条啮合(渐开线)三种型式。适用于低速、重载的机械传动和粉尘多、润滑条件差等工作环境恶劣的场合, 传动效率 $\eta = 0.9 \sim 0.93$ (无润滑油时) 或 $\eta = 0.93 \sim 0.95$ (有润滑油时)。与一般齿轮相比, 结构简单、加工容易、造价低、拆修方便	一般 5 ~ 30		0.05 ~ 0.5 m/s	起重机的回转机构, 球磨机的传动机构, 磷肥工业用的回转化成室, 翻盘式真空过滤机的底部传动机构, 工业加热炉用的台车拖曳机构。化工行业广为应用
圆弧圆柱齿轮传动	单圆弧齿轮传动	同渐开线圆柱齿轮	低速重载传动可达 3700kW 以上; 高速传动可达 6000kW	> 100m/s	3700kW 初轧机, 输出轴转矩 $T = 14 \times 10^5 \text{N} \cdot \text{m}$ 轧机主减速器, 矿井卷扬机减速齿轮, 鼓风机、制氧机、压缩机减速器, 3000 ~ 6000kW 汽轮发电机齿轮等
	双圆弧齿轮传动				除具有单圆弧齿轮的优点外, 弯曲强度比单圆弧齿轮高(一般高 40% ~ 60%), 可用同一把滚刀加工一对互相啮合的齿轮, 比单圆弧齿轮传动平稳, 噪声和振动比单圆弧齿轮小

续表

名称	主要特点	适用范围				
		传动比	传动功率	速度	应用举例	
非圆弧齿轮传动	<p>非圆齿轮可以实现特殊的运动和实现函数运算, 对机构的运动特性很有利, 可以提高机构的性能, 改善机构的运动条件</p> <p>如应用在自动机器中, 可使机器的工作机构和控制机构具有变速运动可以协调平行工作的机构的循环时间, 用非圆齿轮带动铰链连杆机构的主动件时, 使铰链连杆机构的运动特性具有所需的形式</p>	瞬时传动比是变化的, 平均传动比是整数, 大多情况下为 1			广泛用于自动机器仪器仪表及解算装置中, 辊筒式平版印刷机的自动送纸装置, 双色印刷机中的非圆一圆的扇形齿轮, 纺织机械中绕线托架机构偏心圆齿轮和卵形齿轮, 纸板机的横切机构中的椭圆齿轮, 链传送带传动装置中的非圆齿轮, 带有椭圆齿轮传动机构的摆动式传送机, 连续线绕函数电位计中的非圆齿轮, 仪器中的卵形齿轮流量计, 大转矩液压马达	
锥齿轮传动	直齿锥齿轮传动	比曲线齿锥齿轮的轴向力小, 制造也比曲线齿锥齿轮容易	1 ~ 8	< 370kW	< 5m/s	用于机床、汽车、拖拉机及其他机械中轴线相交的传动
	斜齿锥齿轮传动	比直齿锥齿轮总重合度大, 噪声较低	1 ~ 8	较直齿锥齿轮高	较直齿锥齿轮高, 经磨齿后 $v < 50\text{m/s}$	用于机床、汽车行业的机械设备中
	曲线齿锥齿轮传动	比直齿锥齿轮传动平稳, 噪声小, 承载能力大, 但由于螺旋角而产生轴向力较大	1 ~ 8	< 750kW	一般 $v > 5\text{m/s}$ ; 磨齿后可达 $v > 40\text{m/s}$	用于汽车驱动桥传动, 以及拖拉机和机床等传动
准双曲面齿轮传动	比曲线齿锥齿轮传动更平稳, 利用偏置距增大小轮直径, 因而可以增加小轮刚性, 实现两端支承, 沿齿长方向有滑动, 传动效率比直齿锥齿轮低, 需用准双曲面齿轮油	一般 1 ~ 10; 用于代替蜗杆传动时, 可达 50 ~ 100	一般 < 750 kW	> 5m/s	最广泛用于越野及小客车, 也用于卡车, 可用以代替蜗杆传动	
交错轴斜齿轮传动	是由两个螺旋角不等 (或螺旋角相等, 旋向也相同) 的斜齿齿轮组成的齿轮副, 两齿轮的轴线可以成任意角度, 缺点是齿面为点接触, 齿面间的滑动速度大, 所以承载能力和传动效率比较低, 故只能用于轻载或传递运动的场合				用于空间 (在任意方向转向) 传动机构	
蜗杆传动	普通圆柱蜗杆传动 (阿基米德螺旋线蜗杆、渐开线蜗杆及延长渐开线蜗杆)	传动比大, 工作平稳, 噪声较小, 结构紧凑, 在一定条件下有自锁性, 效率低	8 ~ 80	< 200kW	< 15 ~ 35 m/s	多用于中、小负荷间歇工作的情况下, 如轧钢机压下装置、小型转炉倾动机构等
	圆弧圆柱蜗杆传动 (ZC 蜗杆)	接触线形状有利于形成油膜, 主平面共轭齿面为凸凹齿啮合, 传动效率及承载能力均高于普通圆柱蜗杆传动	8 ~ 80	< 200kW	< 15 ~ 35 m/s	用于中、小负荷间歇工作的情况, 如轧钢机压下装置

名 称		主 要 特 点	适 用 范 围			
			传 动 比	传 动 功 率	速 度	应 用 举 例
蜗 杆 传 动	环面蜗杆传动(平面齿包络环面蜗杆、直廓环面蜗杆、锥面包络环面蜗杆、渐开面包络环面蜗杆等)	接触线和相对速度夹角接近于 $90^\circ$ ,有利于形成油膜;同时接触齿数多,当量曲率半径大,因而承载能力大,一般比普通圆柱蜗杆传动大2~3倍。但制造工艺一般比普通圆柱蜗杆要复杂	5~100	<4500kW	<15~35 m/s	轧机压下装置,各种铰车、冷挤压机、转炉、军工产品以及其他冶金矿山设备等
	锥面蜗杆传动	同时接触齿数多,齿向可得到比较充分的润滑和冷却,易于形成油膜,传动比较平稳,效率比普通圆柱蜗杆传动高,设计计算和制造比较麻烦	10~358			适用于结构要求比较紧凑的场合
	普通渐开线齿轮行星传动	体积小,重量轻,承载能力大,效率高,工作平稳,NGW型行星齿轮减速器与普通圆柱齿轮减速器比较,体积和重量可减小30%~50%,效率可稍提高,但结构比较复杂,制造成本比较高	NGW型 单级: 2.8~12.5, 两级: 14~160, 三级: 100~2000	NGW型达 6500kW	高低速均可	NGW型主要用于冶金、矿山、起重运输等低速重载机械设备;也用于压缩机制氧机,船舶等高速大功率传动
少 齿 差 传 动	渐开线少齿差传动	内外圆柱齿轮的齿廓均采用渐开线,因而可用普通的齿轮机床加工,结构较简单,生产价格也较低,但转臂轴承受径向力较大,这种传动与通用渐开线圆柱齿轮传动(或蜗杆传动)相比较,具有传动比大、体积小、重量轻、结构紧凑等特点 其承受过载冲击能力较强,寿命较长,传动效率一般为 $\eta=0.8\sim 0.9$ ,但也有达到0.9以上的实例。由于内齿轮采用软齿面,故承载能力略低于摆线针轮行星传动	单级: 10~100, 可多级串联, 取得更大的传动比	最大: 100kW 常用: $\leq 55$ kW	一般高速轴转速小于1500~1800r/min	电工、机械、起重、运输、轻工、化工、食品、粮油、农机、仪表、机床与附件及工程机械等
	摆线少齿差传动(亦称摆线针轮行星传动)	它以外摆线作为行星轮齿的齿廓曲线,在少齿差传动中应用最广,其效率达到 $\eta=0.9\sim 0.98$ (单级传动时);多齿啮合承载能力高,运转平稳,故障少,寿命长;与电动机直联的减速器,结构紧凑,但制造成本较高,主要零部件加工精度要求高,齿形检测困难,大直径摆线轮加工困难	单级: 11~87 双级: 121~5133	常用: <100kW 最大: <220kW		广泛用于冶金、石油、化工、轻工、食品、纺织、印染、国防、工程、起重、运输等各类机械中

续表

名 称	主 要 特 点	适 用 范 围			
		传 动 比	传 动 功 率	速 度	应 用 举 例
少 齿 差 传 动	圆弧少齿差传动(又称圆弧针齿行星传动,或冕轮减速器)	单级: 11~71	0.2~30kW	高速轴转速 <1500~1800 r/min	用于矿山运输机械、轻工、纺织印染机械中
	活齿少齿差传动(又称“活齿传动”、“滑齿传动”、“滚道传动”、“密切圆传动”)	单级: 20~80	<18kW	高速轴转速 <1500~1800 r/min	用于矿山、冶金机械中
	锥齿少齿差传动(又称“锥齿轮谐波传动”、“章动传动”)	单级: $i \leq 200$			用于矿山机械中
谐波齿轮传动	传动比大、范围宽;元件少、体积小、重量轻;在相同的条件下可比一般减速器的元件少一半,体积和重量可减少20%~50%;同时啮合的齿数多,双波传动在受载情况下同时啮合齿数可达总数的20%~40%,故承载能力高;且误差可相互补偿,故运动精度高。可采用调整波发生器达到无侧隙啮合;运转平稳、噪声低、可通过密封壁传递运动,传动效率也比较高, $i=100$ 时, $\eta=0.69\sim0.90$ , $i=400$ 时, $\eta=0.80$ ,且传动比大时,效率并不显著下降,但主要零件——柔轮的制造工艺比较复杂	单级1.002~1.02(波发生器固定,柔轮主动时),50~500(柔轮或刚轮固定,波发生器主动时)150~4000m用行星波发生器 $2 \times 10^3$ (采用复波)	几瓦到几千瓦		主要用于航空、航天飞行器原子能、雷达系统等,也用于造船、汽车、坦克、机床、仪表、纺织、冶金、起重运输、医疗器械等,如机床进给分度机构,自动控制系统中的执行机构和数据传递装置,光学机械中的精密传动;用于化工设备、大型绞盘;用于高压、高真空的密封式传动;工业机器人、武器系统和无线电跟踪系统

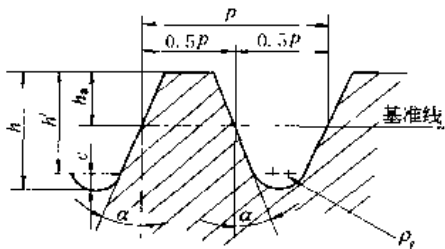


# 第1章 渐开线圆柱齿轮传动

## 1 渐开线圆柱齿轮的基本齿廓和模数系列

### 1.1 渐开线圆柱齿轮基本齿廓 (GB/T 1356—1988)

表 13-1-1

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

- 注：1. 渐开线圆柱齿轮的基本齿廓是指基本齿条的法向齿廓。  
 2. 本标准适用于模数  $m \geq 1\text{mm}$ ，齿形角  $\alpha = 20^\circ$  的渐开线圆柱齿轮。  
 3. 为改善传动质量，允许齿顶修缘。

### 1.2 渐开线圆柱齿轮模数 (GB/T 1357—1987)

表 13-1-2

													/mm
第一系列	1	1.25	1.5		2		2.5		3			4	
第二系列				1.75		2.25		2.75		(3.25)	3.5	(3.75)	
第一系列		5		6			8		10		12	16	
第二系列	4.5		5.5		(6.5)	7		9		(11)		14	
第一系列		20		25		32		40		50			
第二系列	18		22		28		36		45				

- 注：1. 对斜齿轮是指法向模数。  
 2. 应优先采用第一系列，括弧内的模数尽可能不用。

## 2 渐开线圆柱齿轮传动的参数选择

表 13-1-3

项目	代号	选择原则和数值
齿形角	$\alpha$	1. 取标准值： $\alpha$ (或 $\alpha_n$ ) = $20^\circ$ 2. 端面齿形角和法向齿形角的换算关系为： $\tan \alpha_s = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$
齿顶高系数	$h_a^*$	1. 取标准值： $h_a^*$ (或 $h_{an}^*$ ) = 1 2. 端面齿顶高系数和法向齿顶高系数的换算关系为： $h_{as}^* = h_{an}^* \cos \beta$

续表

项 目	代 号	选 择 原 则 和 数 值
顶隙系数	$c^*$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 取标准值: <math>c^*</math> (或 <math>c_n^*</math>) = 0.25</li> <li>2. 端面顶隙系数和法向顶隙系数的换算关系为: <math>c_1^* = c_n^* \cos\beta</math></li> </ol>
模 数	$m$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 模数 <math>m</math> (或 <math>m_n</math>) 由强度计算或结构设计确定, 并按表 13-1-2 选取标准值</li> <li>2. 在强度和结构允许的条件下, 应选取较小的模数</li> <li>3. 对软齿面 (<math>HB \leq 350</math>) 外啮合的闭式传动, 可按式初选模数 <math>m</math> (或 <math>m_n</math>):  <math display="block">m = (0.007 \sim 0.02) a</math>           当中心距较大、载荷平稳、转速较高时, 可取小值; 否则取大值            对硬齿面 (<math>HB &gt; 350</math>) 的外啮合闭式传动, 可按式初选模数 <math>m</math> (或 <math>m_n</math>):  <math display="block">m = (0.016 \sim 0.0315) a</math>           高速、连续运转、过载较小时, 取小值; 中速、过载大、短时间歇运转时, 取大值</li> <li>4. 在一般动力传动中, 模数 <math>m</math> (或 <math>m_n</math>) 不应小于 2mm</li> <li>5. 端面模数和法向模数的换算关系为: <math>m_1 = \frac{m_n}{\cos\beta}</math></li> </ol>
齿 数	$z$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 当中心距 (或分度圆直径) 一定时, 应选用较多的齿数, 这样可以提高重合度, 使传动平稳, 减小噪声; 由于模数的减小, 还可以减小齿轮重量和切削量, 提高抗胶合性能</li> <li>2. 选择齿数时, 应保证齿数 <math>z</math> 大于发生根切的最少齿数 <math>z_{\min}</math>, 对内啮合齿轮传动还要避免干涉 (见表 13-1-10)</li> <li>3. 当中心距 <math>a</math> (或分度圆直径 <math>d_1</math>)、模数 <math>m</math>、螺旋角 <math>\beta</math> 确定之后, 可以按  <math display="block">z_1 = \frac{2a \cos\beta}{m_n(u \pm 1)}</math> (外啮合用 +, 内啮合用 -) 计算齿数, 若算得的值为小数, 应予圆整, 并按  <math display="block">\cos\beta = \frac{z_1 m_n (u \pm 1)}{2a}</math> 最终确定 <math>\beta</math></li> <li>4. 在满足传动要求的前提下, 应尽量使 <math>z_1</math>、<math>z_2</math> 互质, 以便分散和消除齿轮制造误差对传动的影响</li> <li>5. 当齿数 <math>z_2 &gt; 100</math> 时, 为便于加工, 应尽量使 <math>z_2</math> 不是质数</li> </ol>
齿数比	$u$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}</math>, 按转速比的要求选取</li> <li>2. 一般的齿数比范围是:            外啮合: 直齿轮 1~10, 斜齿轮 (或人字齿轮) 1~15            内啮合: 直齿轮 1.5~10, 斜齿轮 (或人字齿轮) 2~15            螺旋齿轮: 1~10</li> </ol>
分度圆螺旋角	$\beta$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 增大螺旋角 <math>\beta</math>, 可以增大纵向重合度 <math>\epsilon_\beta</math>, 使传动平稳, 但轴向力随之增大 (指斜齿轮), 一般斜齿轮: <math>\beta = 8^\circ \sim 20^\circ</math>            人字齿轮: <math>\beta = 20^\circ \sim 40^\circ</math>            小功率、高速取小值; 大功率、低速取大值</li> <li>2. 可适当选取 <math>\beta</math>, 使中心距 <math>a</math> 具有圆整的数值</li> <li>3. 外啮合: <math>\beta_1 = \beta_2</math>, 旋向相反            内啮合: <math>\beta_1 = \beta_2</math>, 旋向相同</li> <li>4. 用插齿刀切制的斜齿轮应选用标准刀具的螺旋角            螺旋齿轮: 可根据需要确定 <math>\beta_1</math> 和 <math>\beta_2</math></li> </ol>
齿 宽	$b$	可参考表 13-1-79 选取推荐的齿宽系数 $\phi_d$

### 3 变位齿轮传动和变位系数的选择

#### 3.1 变位齿轮原理

用展成法加工渐开线齿轮时，当齿条刀的基准线与齿轮坯的分度圆相切时，则加工出来的齿轮为标准齿轮；当齿条刀的基准线与轮坯的分度圆不相切时，则加工出来的齿轮为变位齿轮，如图 13-1-1 和图 13-1-2 所示。刀具的基准线和轮坯的分度圆之间的距离称为变位量，用  $xm$  表示， $x$  称为变位系数。当刀具离开轮坯中心时（如图 13-1-1）， $x$  取正值（称为正变位）；反之（如图 13-1-2） $x$  取负值（称为负变位）。

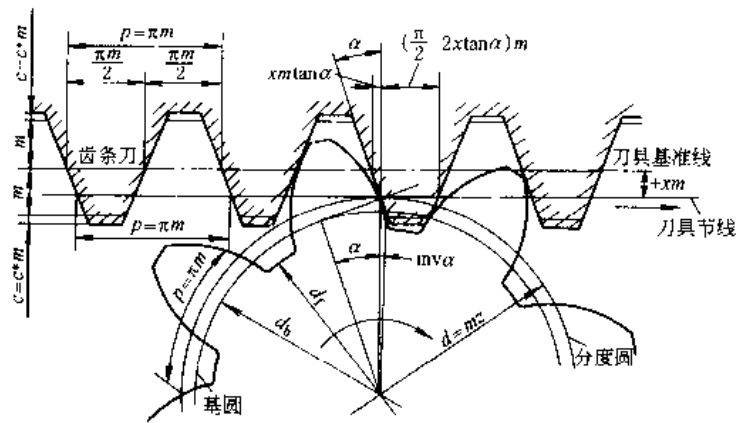


图 13-1-1 用齿条型刀具滚切变位外齿轮

对斜齿轮，端面变位系数和法向变位系数之间的关系为： $x_n = x \cos \beta$ 。

齿轮经变位后，其齿形与标准齿轮同属一条渐开线，但其应用的区段却不相同（见图 13-1-3）。利用这一特点，通过选择变位系数  $x$ ，可以得到有利的渐开线区段，使齿轮传动性能得到改善。应用变位齿轮可以避免根切，提高齿面接触强度和齿根弯曲强度，提高齿面的抗胶合能力和耐磨损性能，此外变位齿轮还可用于配凑中心距和修复被磨损的旧齿轮。

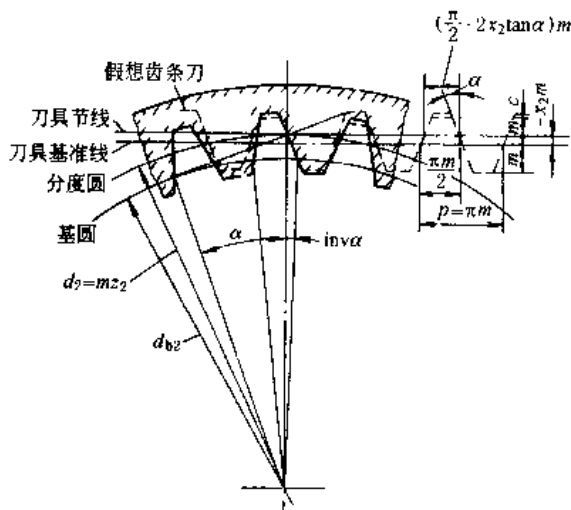


图 13-1-2 用假想齿条型刀具滚切变位内齿轮

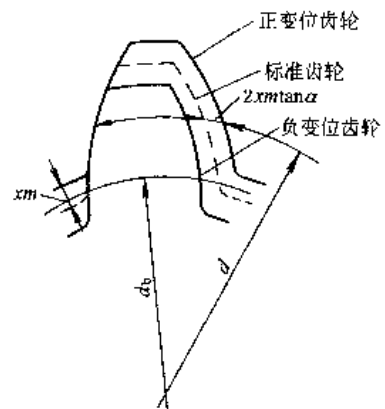
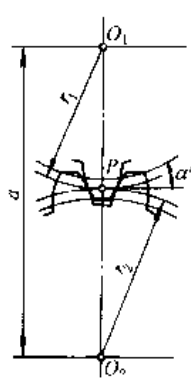
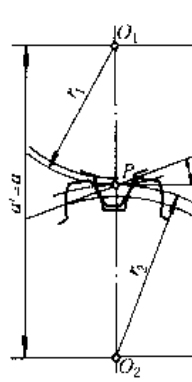
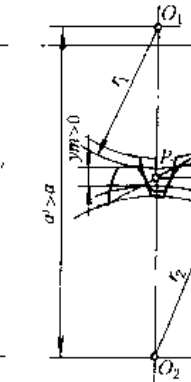
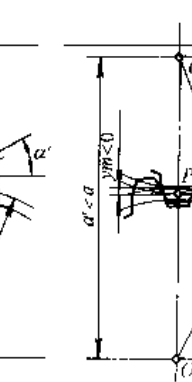


图 13-1-3 变位齿轮的齿形

### 3.2 变位齿轮传动的分类和特点

表 13-1-4

传动类型	变位齿轮传动				
	标准内轮传动 $x_{n1} = x_{n2} = 0$	高变位 $x_{n2} \pm x_{n1} = 0$ ( $x_{n1} \neq 0$ )	角变位 $x_{n2} \pm x_{n1} \neq 0$		
			正传动 $x_{n2} \pm x_{n1} > 0$	负传动 $x_{n2} \pm x_{n1} < 0$	
名称	 (a) $x_{n1} = x_{n2} = 0$	 (b) $x_{n1} + x_{n2} = 0$	 (c) $x_{n2} + x_{n1} > 0$	 (d) $x_{n2} + x_{n1} < 0$	
主要几何尺寸	分度圆直径	$d = m_t z$	不变		
	基圆直径	$d_b = d \cos \alpha_t$	不变		
	齿距	$p_t = \pi m_t$	不变		
	啮合角	$\alpha'_t = \alpha_t$	不变	增大	减小
	节圆直径	$d' = d$	不变	增大	减小
	中心距	$a = \frac{1}{2} m_t (z_2 \pm z_1)$	不变	增大	减小
	分度圆齿厚	$s_t = \frac{1}{2} \pi m_t$	外齿轮: 正变位, 增大; 负变位, 减小 内齿轮: 正变位, 减小; 负变位, 增大		
	齿顶圆齿厚	$s_{at} = d_a \left( \frac{\pi}{2z} \pm \text{inv} \alpha_t \mp \text{inv} \alpha'_t \right)$	正变位, 减小; 负变位, 增大		
	齿根圆齿厚	$s_{ft} = d_f \left( \frac{\pi}{2z} \pm \text{inv} \alpha_t \mp \text{inv} \alpha'_t \right)$	正变位, 增大; 负变位, 减小		
	齿顶高	$h_a = h_{an}^* m_n$ (内齿轮应减去 $\Delta h_{an}^* m_n$ )	外齿轮: 正变位, 增大(一般情况); 负变位, 减小 内齿轮: 正变位, 减小(一般情况); 负变位, 增大		
齿根高	$h_f = (h_{fn}^* + c_n^*) m_n$	外齿轮: 正变位, 减小; 负变位, 增大 内齿轮: 正变位, 增大; 负变位, 减小			
齿高	$h = h_a + h_f$	不变(不计入内齿轮为避免过渡曲线干涉而将齿顶高减小的部分变化)	外啮合: 略减 } (保证和标准齿轮传动同样顶隙时) 内啮合: 略增		
传动质量指标	端面重合度 $\epsilon_a$	对 $\alpha = 20^\circ, h_{an}^* = 1$ 的直齿轮: 外啮合: $1.4 < \epsilon_a < 2$ 内啮合: $1.7 < \epsilon_a < 2.2$ 对斜齿轮 $\epsilon_a$ 低于上述值	略减	减少	增加
	滑动率 $\eta$	小齿轮齿根有较大的 $\eta_{1max}$	$\eta_{1max}$ 减小, 且可使 $\eta_{1max} = \eta_{2max}$		$\eta_{1max}$ 和 $\eta_{2max}$ 都增大
	几何压力系数 $\psi$	小齿轮齿根有较大的 $\psi_{1max}$	$\psi_{1max}$ 减小, 且可使 $\psi_{1max} = \psi_{2max}$		$\psi_{1max}$ 和 $\psi_{2max}$ 都增大

传动类型	变位齿轮传动			
	标准齿轮传动 $x_{n1} = x_{n2} = 0$	高变位 $x_{n2} \pm x_{n1} = 0$ ( $x_{n1} \neq 0$ )	角变位 $x_{n2} \pm x_{n1} \neq 0$	
			正传动 $x_{n2} \pm x_{n1} > 0$	负传动 $x_{n2} \pm x_{n1} < 0$
名称	<p>(a) <math>x_{n1} = x_{n2} = 0</math></p>	<p>(b) <math>x_{n1} \pm x_{n2} = 0</math></p>	<p>(c) <math>x_{n2} \pm x_{n1} &gt; 0</math></p>	<p>(d) <math>x_{n2} \pm x_{n1} &lt; 0</math></p>
对强度的影响		只有当节点处于双齿对啮合区时,才能提高接触强度	对直齿轮,承载能力近似与 $\sin 2\alpha' / \sin 2\alpha$ 成正比,因此接触强度随着 $x_{n2}$ 的增加而提高;当节点位于双齿对啮合区时,对接触强度更为有利。但是增加 $x_{n2}$ 对接触强度的有益影响将因 $\epsilon_a$ 的降低而有所抵消,这对斜齿轮更为显著	
接触强度				
弯曲强度		对外齿轮,当齿数少时,弯曲强度随变位系数的增加而提高;当齿数多时,变位对强度的影响不显著;对高精度齿轮,当增大变位系数时,由于重合度的降低,削弱了变位对提高强度的作用		
齿数限制	$z_1 > z_{min}, z_2 > z_{min}$	$z_1 + z_2 \geq 2z_{min}$	$z_1 + z_2$ 可以 $< 2z_{min}$	$z_1 + z_2 > 2z_{min}$
效率		提高		降低
互换性	较大	较小		
应用	广泛用于各种传动中	<ol style="list-style-type: none"> <li>用于结构紧凑,要求与标准齿轮的中心距相同的传动中</li> <li>为不过多地降低大齿轮(负变位)的强度和避免根切,多用于 <math>z_2 \pm z_1</math> 较大的场合</li> <li>用于希望提高齿轮强度,均衡大小齿轮的弯曲强度和滑动率,而又不希望 <math>\epsilon_a</math> 下降很多的场合</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>多用于结构紧凑, <math>z_2 \pm z_1</math> 比较小的场合</li> <li>用于希望提高并均衡大小齿轮的强度和滑动率,而又允许 <math>\epsilon_a</math> 降低的传动</li> <li>用于配凑中心距</li> <li>对斜齿轮一般仅用于配凑中心距</li> </ol>	应用较少,一般仅用于配凑中心距或要求其具有较大的 $\epsilon_a$ 的场合

注: 1. 有“±”或“∓”号处,上面的符号用于外啮合;下面的符号用于内啮合。

2. 对直齿轮,应将表中的代号去掉下角 t 或 n。

## 3.3 选择外啮合齿轮变位系数的限制条件

表 13-1-5

限制条件	校 验 公 式	说 明
加工时不根切	1. 用齿条型刀具加工时 $x_{\min} = 2h_a^* / \sin^2 \alpha \quad (\text{见表 } 13-1-6)$ $x_{\min} = h_a^* \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} = h_a^* - \frac{z \sin^2 \alpha}{2} \quad (\text{见表 } 13-1-6)$ 2. 用插齿刀加工时 $x'_{\min} = \sqrt{z_0^2 + \frac{4h_{a0}^*}{\sin^2 \alpha} (z_0 + h_{a0}^*)} - z_0 \quad (\text{见表 } 13-1-7)$ $x_{\min} = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{(z_0 + 2h_{a0}^*)^2 + (z^2 + 2zz_0) \cos^2 \alpha} - (z_0 + z) \right] \quad (\text{见表 } 13-1-6)$	齿数太少 ( $z < z_{\min}$ ) 或变位系数太小 ( $x < x_{\min}$ ) 或负变位系数过大时, 都会产生根切 $h_a^*$ ——齿轮的齿顶高系数 $z$ ——被加工齿轮的齿数 $\alpha$ ——插齿刀或齿轮的分度圆压力角 $z_0$ ——插齿刀齿数 $h_{a0}^*$ ——插齿刀的齿顶高系数
加工时不顶切	用插齿刀加工标准齿轮时 $x_{\max} = \frac{z_0^2 \sin^2 \alpha - 4h_a^{*2}}{4h_a^* - 2z_0 \sin^2 \alpha} \quad (\text{见表 } 13-1-8)$	当被加工齿轮的齿顶圆超过刀具的极限啮合点时, 将产生“顶切”
齿顶不过薄	$s_a = d_a \left( \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right) \geq (0.25 - 0.4) m$ 一般要求齿顶厚 $s_a \geq 0.25m$ 对于表面淬火的齿轮, 要求 $s_a > 0.4m$	正变位的变位系数过大 (特别是齿数较少) 时, 就可能发生齿顶过薄 $d_a$ ——齿轮的齿顶圆直径 $\alpha$ ——齿轮的分度圆压力角 $\alpha_a$ ——齿轮的齿顶压力角 $\alpha_a = \arccos(d_b/d_a)$
保证一定的重合度	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] \geq 1.2$ $(\alpha = 20^\circ \text{ 时, 可用图 } 13-1-5 \text{ 校验})$	变位齿轮传动的重合度 $\epsilon_a$ , 却随着啮合角 $\alpha'$ 的增大而减小 $\alpha'$ ——齿轮传动的啮合角 $\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$ ——齿轮 $z_1$ 和齿轮 $z_2$ 的齿顶压力角
不产生过渡曲线干涉	1. 用齿条型刀具加工的齿轮啮合时 (1) 小齿轮齿根与大齿轮齿顶不产生干涉的条件 $\tan \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha}$ (2) 大齿轮齿根与小齿轮齿顶不产生干涉的条件 $\tan \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha}$ 2. 用插齿刀加工的齿轮啮合时 (1) 小齿轮齿根与大齿轮齿顶不产生干涉的条件 $\tan \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha'_{01} - \frac{z_0}{z_1} (\tan \alpha_{a0} - \tan \alpha'_{01})$ (2) 大齿轮齿根与小齿轮齿顶不产生干涉的条件 $\tan \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha'_{02} - \frac{z_0}{z_2} (\tan \alpha_{a0} - \tan \alpha'_{02})$	当一齿轮的齿顶与另一齿轮根部的过渡曲线接触时, 不能保证其传动比为常数, 此种情况称为过渡曲线干涉 当所选的变位系数的绝对值过大时, 就可能发生这种干涉 用插齿刀加工的齿轮比用齿条型刀具加工的齿轮容易产生这种干涉 $\alpha$ ——齿轮 $z_1, z_2$ 的分度圆压力角 $\alpha'$ ——该对齿轮的啮合角 $\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$ ——齿轮 $z_1, z_2$ 的齿顶压力角 $x_1, x_2$ ——齿轮 $z_1, z_2$ 的变位系数

注: 本表给出的是直齿轮的公式, 对斜齿轮, 可用其端面参数按本表计算。

表 13-1-6

最少齿数  $z_{\min}$  及最小变位系数  $x_{\min}$ 

$\alpha$	$20^\circ$	$20^\circ$	$14.5^\circ$	$15^\circ$	$25^\circ$
$h_a^*$	1	0.8	1	1	1
$z_{\min}$	17	14	32	30	12
$x_{\min}$	$\frac{17-z}{17}$	$\frac{14-z}{17.5}$	$\frac{32-z}{32}$	$\frac{30-z}{30}$	$\frac{12-z}{12}$

表 13-1-7 加工标准外齿直齿轮不根切的最少齿数

$z_n$	12 ~ 16	17 ~ 22	24 ~ 30	31 ~ 38	40 ~ 60	68 ~ 100
$h_{a0}^*$	1.3	1.3	1.3	1.25	1.25	1.25
$z'_{min}$	16	17	18	18	19	20

注：本表中数值是按  $\alpha = 20^\circ$ ，刀具变位系数  $x_0 = 0$  时算出的，若  $x_0 > 0$ ， $z'_{min}$  将略小于表中数值，若  $x_0 < 0$ ， $z'_{min}$  将略大于表中数值。

表 13-1-8 不产生顶切的最多齿数

$z_0$	10	11	12	13	14	15	16	17
$z_{max}$	5	7	11	16	26	45	101	$\infty$

### 3.4 外啮合齿轮变位系数的选择

#### 3.4.1 变位系数的选择方法

表 13-1-9

齿轮种类	变位的目的	应用条件	选择变位系数的原则	选择变位系数的方法
直齿轮	避免根切	用于齿数少的齿轮	对不允许削弱齿根强度的齿轮，不能产生根切；对允许削弱齿根强度的齿轮，可以产生少量根切	按选择外啮合齿轮变位系数的限制条件表 13-1-5 中的公式或表 13-1-6 和表 13-1-7 进行校验 对可以产生少量根切的齿轮，用下式校验 $x_{min} = \frac{14 - z}{17}$
	提高接触强度	多用于软齿面 ( $\leq 350\text{HB}$ ) 的齿轮	应当选择较大的总变位系数 $x_\Sigma$ ，以增大啮合角，加大齿面当量曲率半径，减小齿面接触应力 还可以通过变位，使节点位于双齿对啮合区，以降低节点处的单齿载荷。这种方法对精度为 7 级以上的重载齿轮尤为适宜	可以根据使用条件按图 13-1-4 选择变位系数
	提高弯曲强度	多用于硬齿面 ( $> 350\text{HB}$ ) 齿轮	应尽量减小齿形系数和齿根应力集中，并尽量使两齿轮的弯曲强度趋于均衡	可以根据使用条件按图 13-1-4 选择变位系数
	提高抗胶合能力	多用于高速、重载齿轮	应选择较大的总变位系数 $x_\Sigma$ ，以减小齿面接触应力，并使两齿根的最大滑动率相等	可以根据使用条件按图 13-1-4 选择变位系数
	提高耐磨损性能	多用于低速、重载、软齿面齿轮或开式齿轮		
	配凑中心距	中心距给定时	按给定中心距计算总变位系数 $x_\Sigma$ ，然后进行分配	一般情况可按图 13-1-4 分配总变位系数 $x_\Sigma$
斜齿轮	斜齿轮的变位系数基本上可以参照直齿轮的选择原则和方法，但使用图表时要用当量齿数 $z_v = z / \cos^3 \beta$ 代替 $z$ ，所求出的是法向变位系数 $x_n$ 。对角变位的斜齿轮传动，当总变位系数增加时，虽然可以增加齿面的当量曲率半径和齿根圆齿厚，但其接触线长度将缩短，故对承载能力的提高没有显著的效果，一般不推荐 $x_{n2} > 0.4$ 的变位			

#### 3.4.2 选择变位系数的线图

图 13-1-4 是由哈尔滨工业大学提出的变位系数选择线图，本线图用于小齿轮齿数  $z_1 \geq 12$ 。其右侧部分线图的

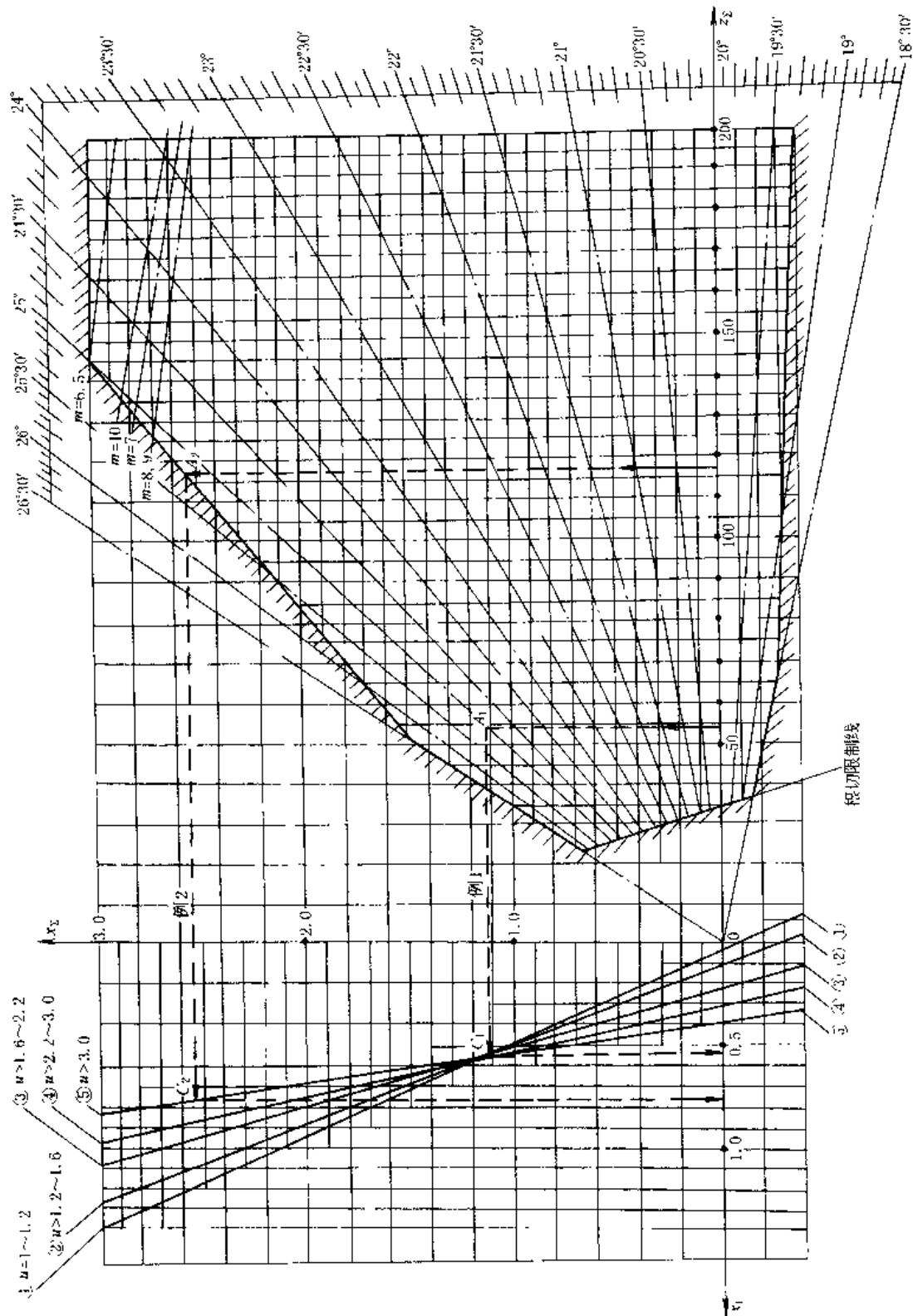


图 13-1-4 选择变位系数线图 ( $h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$ )





横坐标表示一对啮合齿轮的齿数和  $z_{\Sigma}$ , 纵坐标表示总变位系数  $x_{\Sigma}$ , 图中阴影线以内为许用区, 许用区内各射线为同一啮合角 (如  $19^{\circ}$ ,  $20^{\circ}$ ,  $\dots$ ,  $24^{\circ}$ ,  $25^{\circ}$  等) 时总变位系数  $x_{\Sigma}$  与齿数和  $z_{\Sigma}$  的函数关系。应用时, 可根据所设计的一对齿轮的齿数和  $z_{\Sigma}$  的大小及其他具体要求, 在该线图的许用区内选择总变位系数  $x_{\Sigma}$ 。对于同一  $z_{\Sigma}$ , 当所选的  $x_{\Sigma}$  越大 (即啮合角  $\alpha'$  越大) 时, 其传动的重合度  $\epsilon$  就越小 (即越接近于  $\epsilon = 1.2$ )。

在确定总变位系数  $x_{\Sigma}$  之后, 再按照该线图左侧的五条斜线分配变位系数  $x_1$  和  $x_2$ 。该部分线图的纵坐标仍表示总变位系数  $x_{\Sigma}$ , 而其横坐标则表示小齿轮  $z_1$  的变位系数  $x_1$  (从坐标原点 0 向左  $x_1$  为正值, 反之  $x_1$  为负值)。根据  $x_{\Sigma}$  及齿数比  $u = (z_2/z_1)$ , 即可确定  $x_1$ , 从而得  $x_2 = x_{\Sigma} - x_1$ 。

按此线图选取并分配变位系数, 可以保证:

- 1) 齿轮加工时不根切 (在根切限制线上选取  $x_{\Sigma}$ , 也能保证齿廓工作段不根切);
- 2) 齿顶厚  $S_a > 0.4m$  (个别情况下  $S_a < 0.4m$  但大于  $0.25m$ );
- 3) 重合度  $\epsilon \geq 1.2$  (在线图上方边界线上选取  $x_{\Sigma}$ , 也只有少数情况  $\epsilon = 1.1 \sim 1.2$ );
- 4) 齿轮啮合不干涉;
- 5) 两齿轮最大滑动率接近或相等 ( $\eta_1 \approx \eta_2$ );

6) 在模数限制线 (图中  $m = 6.5$ ,  $m = 7$ ,  $\dots$ ,  $m = 10$  等线) 下方选取变位系数时, 用标准滚刀加工该模数的齿轮不会产生不完全切削现象。该模数限制线是按齿轮刀具“机标 (草案)”规定的滚刀长度计算的, 若使用旧厂标的滚刀时, 可按下式核算滚刀螺纹部分长度  $l$  是否够用:

$$l \geq d_a \sin(\alpha_a - \alpha) + \frac{1}{2} \pi m$$

式中  $d_a$ ——被加工齿轮的齿顶圆直径;

$\alpha_a$ ——被加工齿轮的齿顶压力角;

$\alpha$ ——被加工齿轮的分度圆压力角。

**例 1** 已知某机床变速箱中的一对齿轮,  $z_1 = 21$ ,  $z_2 = 33$ ,  $m = 2.5\text{mm}$ ,  $\alpha = 20^{\circ}$ ,  $h_a^* = 1$ , 中心距  $a' = 70\text{mm}$ , 试确定变位系数。

**解** (1) 根据给定的中心距  $a'$  求啮合角  $\alpha'$ :

$$\cos \alpha' = \frac{m}{2a'}(z_1 + z_2) \cos \alpha = \frac{2.5}{2 \times 70}(21 + 33) \times 0.93969 = 0.90613$$

$\therefore$

$$\alpha' = 25^{\circ}1'25''$$

(2) 在图 13-1-4 中, 由 0 点按  $\alpha' = 25^{\circ}1'25''$  作射线, 与  $z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 21 + 33 = 54$  处向上引的垂线相交于  $A_1$  点,  $A_1$  点的纵坐标值即为所求的总变位系数  $x_{\Sigma}$  (见图 13-1-4 中例 1,  $x_{\Sigma} = 1.125$ ),  $A_1$  点在线图的许用区内, 故可用。

(3) 根据齿数比  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{33}{21} = 1.57$ , 故应按线图左侧的斜线 ② 分配变位系数  $x_1$ 。自  $A_1$  点作水平线与斜线 ② 交于  $C_1$  点,  $C_1$  点的横坐标  $x_1$  即为所求的  $x_1$  值, 图中的  $x_1 = 0.55$ 。故  $x_2 = x_{\Sigma} - x_1 = 1.125 - 0.55 = 0.575$ 。

**例 2** 一对齿轮的齿数  $z_1 = 17$ ,  $z_2 = 100$ ,  $\alpha = 20^{\circ}$ ,  $h_a^* = 1$ , 要求尽可能地提高接触强度, 试选择变位系数。

**解** 为提高接触强度, 应按最大啮合角选取总变位系数  $x_{\Sigma}$ 。在图 13-1-4 中, 自  $z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 17 + 100 = 117$  处向上引垂线, 与线图的上边界交于  $A_2$  点,  $A_2$  点处的啮合角值, 即为  $z_{\Sigma} = 117$  时的最大许用啮合角。

$A_2$  点的纵坐标值即为所求的总变位系数  $x_{\Sigma} = 2.54$  (若须调整中心距, 可以适当调整总变位系数)。

由于齿数比  $u = z_2/z_1 = 100/17 = 5.9 > 3.0$ , 故应按斜线 ⑤ 分配变位系数。自  $A_2$  点作水平线与斜线 ⑤ 交于  $C_2$  点, 则  $C_2$  点的横坐标值即为  $x_1$ , 得  $x_1 = 0.77$ 。

故  $x_2 = x_{\Sigma} - x_1 = 2.54 - 0.77 = 1.77$ 。

**例 3** 已知齿轮的齿数  $z_1 = 15$ ,  $z_2 = 28$ ,  $\alpha = 20^{\circ}$ ,  $h_a^* = 1$ , 试确定高度变位系数。

**解** 高度变位时, 啮合角  $\alpha' = \alpha = 20^{\circ}$ , 总变位系数  $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$ , 变位系数  $x_1$  可按齿数比  $u$  的大小, 由图 13-1-4 左侧的五条斜线与  $x_{\Sigma} = 0$  的水平线 (即横坐标轴) 的交点来确定。

齿数比  $u = z_2/z_1 = \frac{28}{15} = 1.87$ , 故应按斜线 ③ 与横坐标轴的交点来确定  $x_1$ , 得:

$$x_1 = 0.23$$

故

$$x_2 = x_{\Sigma} - x_1 = 0 - 0.23 = -0.23$$

### 3.5 内啮合齿轮的干涉

表 13-1-10 内啮合齿轮的干涉现象和防止干涉的条件

名称	简图	定义	不产生干涉的条件	防止干涉的措施	说明
渐开线干涉		当实际啮合线的端点 $B_2$ 落在理论啮合线的极限点 $N_1$ 的左侧时, 便发生渐开线干涉	$\frac{z_{02}}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan \alpha_{a2}}{\tan \alpha_{a2}'}$ 对标准齿轮 ( $x_1 = x_2 = 0$ ) $z_2 \geq \frac{z_1^2 \sin^2 \alpha - 4(h_{a2}/m)^2}{2z_1 \sin^2 \alpha - 4(h_{a2}/m)}$	1. 加大内形角 2. 加大内齿轮和小齿轮的变位系数	用插齿刀加工内齿轮时, 在这种干涉下, 内齿轮产生范成顶切。不产生顶切的插齿刀最少齿数见表 13-1-11、表 13-1-12 和表 13-1-13
齿廓重叠干涉		结束啮合的小齿轮的齿顶在退出内齿轮齿槽时, 与内齿轮齿顶发生的重叠干涉称为齿廓重叠干涉	$z_1(\text{inv} \alpha_{a1} + \delta_1) - z_2(\text{inv} \alpha_{a2} + \delta_2) + (z_2 - z_1) \text{inv} \alpha' \geq 0$ 式中 $\delta_1 = \arccos \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - \alpha'^2}{2r_{a1} \alpha'}$ $\delta_2 = \arccos \frac{\alpha'^2 + r_{a2}^2 - r_{a1}^2}{2r_{a2} \alpha'}$	1. 增大齿形角 2. 减小齿顶高 3. 加大内齿轮和小齿轮的齿数差 4. 加大内齿轮的变位系数 (增大小齿轮的变位系数时, 容易引起干涉)	用插齿刀加工内齿轮时, 在这种干涉下, 内齿轮的齿顶渐开线部分将遭到顶切不产生重叠干涉时的 $(z_2 - z_1) \min$ 值见表 13-1-15 $\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$ ——齿轮 1、2 的齿顶压力角 $\alpha'$ ——啮合角
过渡曲线干涉		当小齿轮的齿顶与内齿轮的齿根过渡曲线部分接触, 或者内齿轮的齿顶与小齿轮的齿根过渡曲线部分接触时, 便引起过渡曲线干涉	1. 不产生内齿轮齿根过渡曲线干涉的条件: $(z_2 - z_1) \tan \alpha' + z_1 \tan \alpha_{a1} \leq (z_2 - z_{02}) \tan \alpha_{a2}' + z_{02} \tan \alpha_{a2}$ 2. 不产生小齿轮齿根过渡曲线干涉的条件: 小齿轮用齿条型刀具加工时: $z_2 \tan \alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan \alpha' \geq z_1 \tan \alpha - \frac{4(h_a' - x_1)}{\sin 2\alpha}$ 小齿轮用插齿刀加工时: $z_2 \tan \alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan \alpha' \geq (z_1 + z_{01}) \tan \alpha_{a1}' - z_{01} \tan \alpha_{a1}$	1. 增大内齿轮的变位系数 2. 减少齿顶高	小齿轮齿根过渡曲线干涉容易发生, 尤其是标准、高变位及啮合角小的角变位齿轮。相反内齿轮齿根过渡曲线干涉较不易发生, 只有当 $x_1 \geq x_0, x_2 \geq x_0$ 时才会发生 $z_{01}, z_{02}$ ——加工内轮 1、齿轮 2 时的插齿刀齿数 $\alpha_{a1}', \alpha_{a2}'$ ——加工内轮 1、齿轮 2 时的啮合角 $\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$ ——加工内轮 1、齿轮 2 时的插齿刀的齿顶压力角



续表

$x_{02}$	- 0.263								- 0.315							
	$x_2$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
$z_{0min}$	内 齿 轮 齿 数 $z_2$															
10					20~21	20~30	20~39	20~49					20	20~28	20~36	20~46
11					22~27	31~37	40~48	50~60					21~25	29~34	37~44	47~56
12				20~22	28~34	38~47	49~61	62~77				20~21	26~31	35~42	45~55	57~69
13				23~28	35~43	48~60	62~78	78~98				22~26	32~39	43~53	56~69	70~86
14				29~37	44~57	61~79	79~100	99~100				27~33	40~50	54~88	70~88	87~100
15			20~26	38~52	58~79	80~100					20~23	34~44	51~66	69~90	89~100	
16			27~40	53~79	80~100						24~33	45~61	67~92	91~100		
17			41~77	80~100							34~51	62~95	93~100			
18			78~100								52~100	96~100				
19	$\geq 94$	$\geq 22$														
20	51~93								$\geq 77$	22						
21	39~50								46~76							
22	34~38								36~45							
23	31~33								32~35							
24	29, 30								29~31							
25	28								28							

注：1. 此表是按内齿轮齿顶圆公式， $d_{a2} = m(z_2 - 2h_a^* + 2x_2)$ 作出的。

2. 当设计内齿轮齿顶圆直径应用  $d_{a2} = m(z_2 - 2h_a^* + 2x_2 - 2\Delta y)$  计算时，内齿轮齿顶高比用法 1. 公式计算的高  $\Delta y_m$  即内齿轮的实际齿顶高系数应为  $(h_a^* + \Delta y)$ ，则查此表时所采用的齿顶高系数应等于或略大于内齿轮的实际齿顶高系数。例如：一内齿轮  $h_a^* = 0.8$ ，计算得  $\Delta y = 0.1316$ ，其实际齿顶高系数  $h_a^* + \Delta y = 0.9316$ ，则应按  $h_a^* = 1$  查表 13-1-13 有关数值。

表 13-1-13 加工内齿轮不产生展成顶切的插齿刀最少齿数  $z_{0min}$

$$(x_2 - x_{02} \geq 0, h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ)$$

$x_{02}$	0								- 0.105							
	$x_2$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
$z_{0min}$	内 齿 轮 齿 数 $z_2$															
10						20~23	20~33	20~43						20	20~28	20~37
11						24~29	34~41	44~55						21~25	29~35	38~45
12					20~24	30~38	42~54	56~71					20, 21	26~31	36~43	46~56
13					25~32	39~51	55~72	72~95					22~26	32~39	44~54	57~70
14				20	33~45	52~71	73~100	96~100					27~34	40~51	55~70	71~90
15				21~32	46~70	72~100						20~23	35~45	52~68	71~93	91~100
16				33~64	71~100							24~34	46~64	69~98	94~100	
17				65~100								35~54	65~100	97~100		
18		$\geq 95$	$\geq 27$									55~100				
19	$\geq 86$	53~94	22~26													
20	64~85	41~52							$\geq 69$	22						
21	53~63	35~40							$\geq 79$	44~68						
22	46~52	32~34							60~78	36~43						
23	42~45	30, 31							56~59	32~35						
24	40, 41	28, 29							45~49	29~31						
25	38, 39								41~44	28						
26	37								39, 40							
27	36								37, 38							
28	35								36							
29	34								35							
30									—							
31									34							

$x_{02}$	- 0.263								- 0.315							
	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
$z_{0min}$	内 齿 轮 齿 数 $z_2$															
10							20 ~ 24	20 ~ 30							20 ~ 23	20 ~ 29
11							20 ~ 22	25 ~ 29						20、21	24 ~ 27	30 ~ 35
12							23 ~ 26	30 ~ 34						22 ~ 25	28 ~ 33	36 ~ 41
13					20 ~ 22		27 ~ 31	35 ~ 41					20、21	26 ~ 30	34 ~ 39	42 ~ 49
14					23 ~ 27		32 ~ 38	42 ~ 50					22 ~ 25	31 ~ 36	40 ~ 46	50 ~ 58
15					28 ~ 33		39 ~ 47	51 ~ 62					26 ~ 31	37 ~ 43	47 ~ 56	59 ~ 70
16				20 ~ 25	34 ~ 41		48 ~ 58	63 ~ 77				20 ~ 23	32 ~ 38	44 ~ 52	57 ~ 69	71 ~ 86
17				26 ~ 32	42 ~ 52		59 ~ 75	78 ~ 98				24 ~ 29	39 ~ 47	53 ~ 65	70 ~ 86	87 ~ 100
18				33 ~ 43	53 ~ 70		76 ~ 100	99 ~ 100				30 ~ 38	48 ~ 60	66 ~ 84	87 ~ 100	
19				44 ~ 62	71 ~ 100							39 ~ 51	61 ~ 81	85 ~ 100		
20			22 ~ 38	63 ~ 100							20 ~ 30	52 ~ 74	82 ~ 100			
21			39 ~ 100								31 ~ 55	75 ~ 100				
22		$\geq 89$									56 ~ 100					
23	$\geq 98$	40 ~ 88								$\geq 56$						
24	65 ~ 97	32 ~ 39								$\geq 87$	34 ~ 55					
25	52 ~ 64	29 ~ 31								61 ~ 86	29 ~ 33					
26	45 ~ 51	28								49 ~ 60	28					
27	41 ~ 44									43 ~ 48						
28	39、40									40 ~ 42						
29	37、38									37 ~ 39						
30	36									36						
31	35									35						
32	34									34						

注：与表 13-1-12 同。

表 13-1-14 新直齿插齿刀的基本参数和被加工内齿轮不产生径向切入顶切的最少齿数  $z_{2min}$

插齿刀型式	插齿刀分度圆直径 $d_0/mm$	模数 $m/mm$	插齿刀齿数 $z_0$	插齿刀变位系数 $x_0$	插齿刀齿顶圆直径 $d_{a0}/mm$	插齿刀齿高系数 $h_{a0}$	$x_2$								
							0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0
							$z_{2min}$								
盘形直齿插齿刀	76	1	76	0.630	79.76		115	107	101	96	91	87	84	81	79
	75	1.25	60	0.582	79.58		96	89	83	78	74	70	67	65	62
	75	1.5	50	0.503	80.26		83	76	71	66	62	59	57	54	52
	75.25	1.75	43	0.464	81.24	1.25	74	68	62	58	54	51	49	47	45
	76	2	38	0.420	82.68		68	61	56	52	49	46	44	42	40
	76.5	2.25	34	0.261	83.30		59	54	49	45	43	40	39	37	36
	75	2.5	30	0.230	82.41		54	49	44	41	38	34	34	33	31
	77	2.75	28	0.224	85.37		52	47	42	39	36	34	33	31	30
	75	3	25	0.167	83.81	1.3	48	43	38	35	33	31	29	28	26
	78	3.25	24	0.149	87.42		46	41	37	34	31	29	28	27	25
77	3.5	22	0.126	86.98		44	39	35	31	29	27	26	25	23	
盘形直齿插齿刀	75	3.75	20	0.105	85.55		41	36	32	29	27	25	24	22	21
	76	4	19	0.105	87.24		40	35	31	28	26	24	23	21	20
	76.5	4.25	18	0.107	88.46	1.3	39	34	30	27	25	23	22	20	19
	76.5	4.5	17	0.104	89.15		38	33	29	26	24	22	21	19	18

续表

插齿刀 型式	插齿刀分 度圆直径 $d_0/mm$	模 数 $m/mm$	插齿刀 齿数 $z_0$	插齿刀变 位系数 $x_0$	插齿刀内 顶圆直径 $d_{a0}/mm$	插齿刀齿 高系数 $h_{a0}^*$	$x_2$									
							0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	
							$z_{2min}$									
盘形直齿 插齿刀	100	1	100	1.060	104.6		156	147	139	132	125	118	114	110	105	
碗形直齿 插齿刀	100	1.25	80	0.842	105.22		126	118	111	105	99	94	91	87	83	
	102	1.5	68	0.736	107.96		110	102	95	89	85	80	77	74	71	
	101.5	1.75	58	0.661	108.19	1.25	96	89	83	77	73	69	66	63	61	
	100	2	50	0.578	107.31		85	78	72	67	63	60	57	55	52	
	101.25	2.25	45	0.528	109.29		78	71	66	61	57	54	52	49	47	
	100	2.5	40	0.442	108.46		70	64	59	54	51	48	46	44	42	
	99	2.75	36	0.401	108.36		65	58	53	49	47	44	42	40	38	
	102	3	34	0.337	111.28		60	54	50	46	44	41	39	37	35	
	100.75	3.25	31	0.275	110.99		56	50	46	42	40	37	36	34	33	
	98	3.5	28	0.231	108.72	1.3	54	46	42	39	37	34	33	31	30	
	101.25	3.75	27	0.180	112.34		49	44	40	37	35	33	31	30	28	
	100	4	25	0.168	111.74		47	42	38	35	33	31	29	28	26	
	99	4.5	22	0.105	111.65		42	38	34	31	29	27	26	24	23	
盘形直齿 插齿刀	100	5	20	0.105	114.05		40	36	32	29	27	25	24	22	21	
碗形直齿 插齿刀	104.5	5.5	19	0.105	119.96		39	35	31	28	26	24	23	21	20	
锥柄直齿 插齿刀	25	1.25	20	0.106	28.39		40	35	32	29	26	25	24	22	21	
	27	1.5	18	0.103	31.06		38	33	30	27	24	23	22	20	19	
	26.25	1.75	15	0.104	30.99		35	30	26	23	21	20	19	17	16	
	26	2	13	0.085	31.34	1.25	34	28	24	21	19	17	17	15	14	
	27	2.25	12	0.083	33.0		32	27	23	20	18	16	16	14	13	
	25	2.5	10	0.042	31.46		30	25	21	18	16	14	14	12	11	
	27.5	2.75	10	0.037	34.58		30	25	21	18	16	14	14	12	11	

注：表中数值是按新插齿刀和内齿轮齿顶圆直径  $d_{a2} = d_2 - 2m(h_a^* - x_2)$  计算而得。若用旧插齿刀或内齿轮齿顶圆直径加大

$\Delta d_a = \frac{15.1}{z_2} m$  时，表中数值是更安全的。

表 13-1-15

不产生重叠干涉的条件

$z_2$	34 - 77	78 - 200	$z_2$	22 - 32	33 - 200
$(z_2 - z_1)_{min}$			$(z_2 - z_1)_{min}$		
当 $d_{a2} = d_2 - 2m_n$ 时	9	8	当 $d_{a2} = d_2 - 2m_n + \frac{15.1 m_n}{z_2} \cos^3 \beta$ 时	7	8

### 3.6 内啮合齿轮变位系数的选择

内齿轮采用正变位 ( $x_2 > 0$ ) 有利于避免渐开线干涉和径向干涉。采用正传动 ( $x_2 - x_1 > 0$ ) 有利于避免过渡曲线干涉、重叠干涉和提高齿面接触强度 (由于内啮合是凸齿面和凹齿面的接触，齿面接触强度高，往往不需要再通过变位来提高接触强度)，但重合度随之降低。

内啮合齿轮推荐采用高变位，也可以采用角变位。

选择内啮合齿轮的变位系数以使齿顶不过薄、重合度不过小、不产生任何形式的干涉为限制条件。

对高变位齿轮，一般可选取：

$$x_1 = x_2 = 0.5 \sim 0.65$$

对角变位齿轮，目前尚无选择变位系数的较好方法，需要时可以参考有关资料。

行星齿轮传动内啮合齿轮副的变位系数的选择见本篇第 5 章。

### 4 渐开线圆柱齿轮传动的几何计算

#### 4.1 标准齿轮传动的几何计算

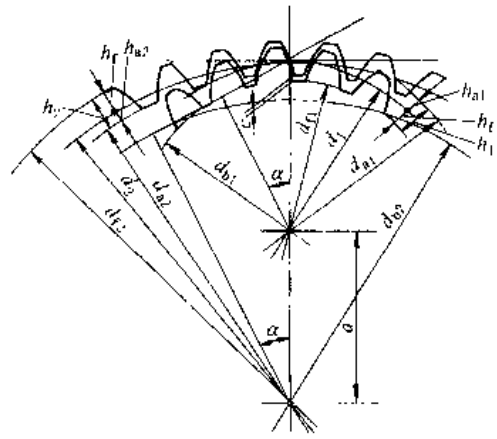
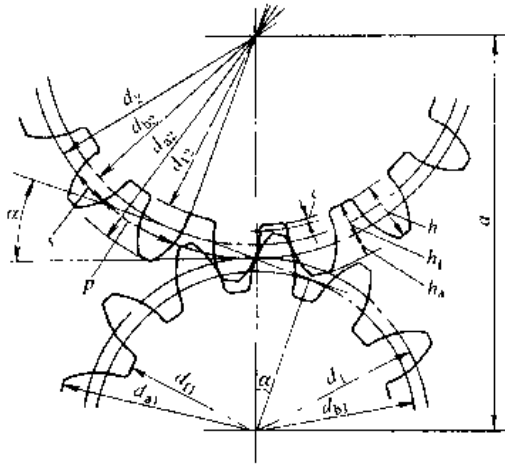


表 13-1-16

项 目	代 号	计 算 公 式 及 说 明	
		直 齿 轮 ( 外 啮 合 、 内 啮 合 )	斜 齿 轮 ( 外 啮 合 、 内 啮 合 )
分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1$ $d_2 = mz_2$	$d_1 = m_1 z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$ $d_2 = m_2 z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$
齿 顶 高	外啮合	$h_a = h_a^* m$	$h_a = h_{an}^* m_n$
	内啮合	$h_{a1} = h_a^* m$ $h_{a2} = (h_a^* - \Delta h_a^*) m$ 式中 $\Delta h_a^* = \frac{h_a^{*2}}{z_2 \tan^2 \alpha}$ 是为避免过渡曲线干涉而将齿顶高系数减小的量。当 $h_a^* = 1$ 、 $\alpha = 20^\circ$ 时, $\Delta h_a^* = \frac{7.55}{z_2}$	$h_{a1} = h_{an}^* m_n$ $h_{a2} = (h_{an}^* - \Delta h_{an}^*) m_n$ 式中 $\Delta h_{an}^* = \frac{h_{an}^{*2} \cos^3 \beta}{z_2 \tan^2 \alpha_n}$ 是为避免过渡曲线干涉而将齿顶高系数减小的量。当 $h_{an}^* = 1$ 、 $\alpha_n = 20^\circ$ 时, $\Delta h_{an}^* = \frac{7.55 \cos^3 \beta}{z_2}$
齿 根 高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^*) m$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^*) m_n$
齿 高	外啮合	$h = h_a + h_f$	$h = h_a + h_f$
	内啮合	$h_1 = h_{a1} + h_f$ $h_2 = h_{a2} + h_f$	$h_1 = h_{a1} + h_f$ $h_2 = h_{a2} + h_f$
齿 顶 圆 直 径	外啮合	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a$
	内啮合	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $d_{a2} = d_2 - 2h_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $d_{a2} = d_2 - 2h_{a2}$
齿 根 圆 直 径	$d_f$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$ $d_{f2} = d_2 \mp 2h_f$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$ $d_{f2} = d_2 \mp 2h_f$

续表

项 目	代 号	计 算 公 式 及 说 明	
		直齿轮 (外啮合、内啮合)	斜齿轮 (外啮合、内啮合)
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_2 \pm d_1) = \frac{m}{2}(z_2 \pm z_1)$	$a = \frac{1}{2}(d_2 \pm d_1) = \frac{m_n}{2\cos\beta}(z_2 \pm z_1)$
一般希望 $a$ 为圆整的数值			
基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha$ $d_{b2} = d_2 \cos\alpha$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_t$ $d_{b2} = d_2 \cos\alpha_t$
齿顶圆压力角	$\alpha_a$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$
重 合 度	端面重合度	$\epsilon_n = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{n1} - \tan\alpha') \pm z_2(\tan\alpha_{n2} - \tan\alpha')]$	$\epsilon_n = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{n1} - \tan\alpha'_t) \pm z_2(\tan\alpha_{n2} - \tan\alpha'_t)]$
	$\alpha$ (或 $\alpha_n$ ) = 20° 的 $\epsilon_n$ 可由图 13-1-7 或图 13-1-5 查出		
	纵向重合度	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n}$
	总重合度	$\epsilon_\gamma = \epsilon_n$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_n + \epsilon_\beta$
当量齿数	$z_v$		$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^2\beta_1 \cos\beta} \approx \frac{z_1}{\cos^3\beta}$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^2\beta_2 \cos\beta} \approx \frac{z_2}{\cos^3\beta}$

注：有“±”或“∓”号处，上面的符号用于外啮合，下面的符号用于内啮合。

## 4.2 高变位齿轮传动的几何计算

表 13-1-17

项 目	代 号	计 算 公 式 及 说 明	
		直齿轮 (外啮合、内啮合)	斜齿轮 (外啮合、内啮合)
分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1$ $d_2 = mz_2$	$d_1 = m_n z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta}$ $d_2 = m_n z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta}$
齿 顶 高	外啮合	$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m$ $h_{a2} = (h_a^* + x_2)m$	$h_{a1} = (h_{an}^* + x_{n1})m_n$ $h_{a2} = (h_{an}^* + x_{n2})m_n$
	内啮合	$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m$ $h_{a2} = (h_a^* - \Delta h_a^* - x_2)m$ 式中 $\Delta h_a^* = \frac{(h_a^* - x_2)^2}{z_2 \tan^2\alpha}$ 是为避免过渡曲线干涉而将齿顶高系数减小的量。当 $h_a^* = 1$ 、 $\alpha = 20^\circ$ 时， $\Delta h_a^* = \frac{7.55(1 - x_2)^2}{z_2}$	$h_{a1} = (h_{an}^* + x_{n1})m_n$ $h_{a2} = (h_{an}^* - \Delta h_{an}^* - x_{n2})m_n$ 式中 $\Delta h_{an}^* = \frac{(h_{an}^* - x_{n2})^2 \cos^3\beta}{z_2 \tan^2\alpha_n}$ 是为避免过渡曲线干涉而将齿顶高系数减小的量。当 $h_{an}^* = 1$ 、 $\alpha_n = 20^\circ$ 时， $\Delta h_{an}^* = \frac{7.55(1 - x_{n2})^2 \cos^3\beta}{z_2}$
齿 根 高	$h_f$	$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m$ $h_{f2} = (h_a^* + c^* \mp x_2)m$	$h_{f1} = (h_{an}^* + c_n^* - x_{n1})m_n$ $h_{f2} = (h_{an}^* + c_n^* \mp x_{n2})m_n$
齿 高	$h$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$ $h_2 = h_{a2} + h_{f2}$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$ $h_2 = h_{a2} + h_{f2}$



项 目	代 号	计 算 公 式 及 说 明	
		直 齿 轮 ( 外 啮 合 、 内 啮 合 )	斜 齿 轮 ( 外 啮 合 、 内 啮 合 )
齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $d_{a2} = d_2 \pm 2h_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $d_{a2} = d_2 \pm 2h_{a2}$
齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ $d_{f2} = d_2 \mp 2h_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ $d_{f2} = d_2 \mp 2h_{f2}$
中 心 距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_2 \pm d_1) = \frac{m}{2}(z_2 \pm z_1)$	$a = \frac{1}{2}(d_2 \pm d_1) = \frac{m_n}{2\cos\beta}(z_2 \pm z_1)$
一般希望 $a$ 为圆整的数值			
基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha$ $d_{b2} = d_2 \cos\alpha$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_1$ $d_{b2} = d_2 \cos\alpha_1$
齿顶圆压力角	$\alpha_a$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$
重 合 度	端面重合度	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha) \pm z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha)]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_1) \pm z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha_1)]$
	$\alpha$ (或 $\alpha_n$ ) = 20° 的 $\epsilon_\alpha$ 可由图 13-1-7 或图 13-1-5 查出		
	纵向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$
	总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$
当量齿数	$z_v$		$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^2\beta_1 \cos\beta} \approx \frac{z_1}{\cos^2\beta}$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^2\beta_2 \cos\beta} \approx \frac{z_2}{\cos^2\beta}$

注：1. 有“±”或“∓”号处，上面的符号用于外啮合，下面的符号用于内啮合。

2. 对插齿加工的齿轮，当要求准确保证标准的顶隙时， $d_a$  和  $d_f$  应按表 13-1-18 计算。

### 4.3 角变位齿轮传动的几何计算

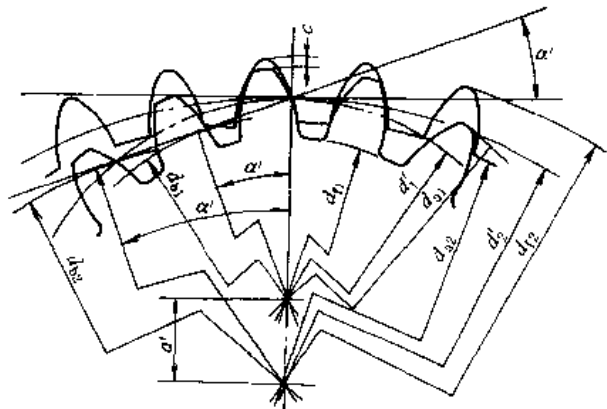
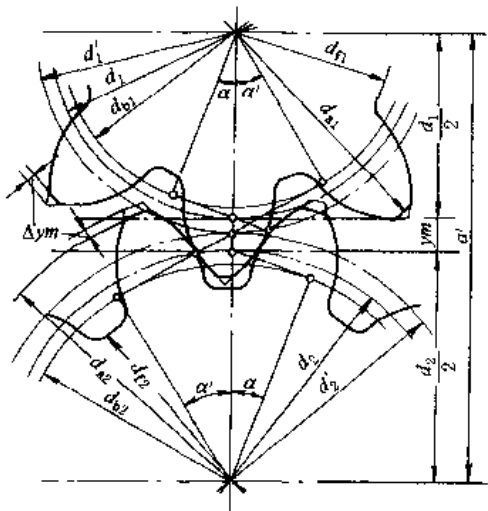


表 13-1-18

项 目		代 号	计 算 公 式 及 说 明	
			直 齿 轮 (外 啮 合、内 啮 合)	斜 齿 轮 (外 啮 合、内 啮 合)
分度圆直径		$d$	$d_1 = mz_1$ $d_2 = mz_2$	$d_1 = m_1 z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$ $d_2 = m_2 z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$
已知 $x$ 求 $a'$	啮合角	$\alpha'$	$\text{inv} \alpha' = \frac{2(x_2 \pm x_1) \tan \alpha}{z_2 \pm z_1} + \text{inv} \alpha$	$\text{inv} \alpha'_1 = \frac{2(x_{n2} \pm x_{n1}) \tan \alpha_n}{z_2 \pm z_1} + \text{inv} \alpha_1$
	inv $\alpha$ 可由表 13-1-21 查出			
	中心距变动系数	$y$	$y = \frac{z_2 \pm z_1}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$	$y_1 = \frac{z_2 \pm z_1}{2} \left( \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha'_1} - 1 \right)$ $y_n = \frac{y_1}{\cos \beta}$
中心距		$a'$	$a' = \frac{1}{2}(d_2 \pm d_1) + ym = m \left( \frac{z_2 \pm z_1}{2} + y \right)$	$a' = \frac{1}{2}(d_2 \pm d_1) + y_1 m_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \left( \frac{z_2 \pm z_1}{2} + y_1 \right)$
未变位时的中心距		$a$	$a = \frac{m}{2}(z_2 \pm z_1)$	$a = \frac{m_n}{2 \cos \beta}(z_2 \pm z_1)$
已知 $a'$ 求 $x$	中心距变动系数	$y$	$y = \frac{a' - a}{m}$	$y_1 = \frac{a' - a}{m_1}$ $y_n = \frac{a' - a}{m_n}$
	啮合角	$\alpha'$	$\cos \alpha' = \frac{a}{a'} \cos \alpha$	$\cos \alpha'_1 = \frac{a}{a'} \cos \alpha_1$
	总变位系数	$x_\Sigma$	$x_\Sigma = (z_2 \pm z_1) \frac{\text{inv} \alpha' - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha}$	$x_{n\Sigma} = (z_2 \pm z_1) \frac{\text{inv} \alpha'_1 - \text{inv} \alpha_1}{2 \tan \alpha_n}$
	inv $\alpha$ 可由表 13-1-21 查出			
	变位系数	$x$	$x_\Sigma = x_2 \pm x_1$	$x_{n\Sigma} = x_{n2} \pm x_{n1}$
外啮合齿轮变位系数的分配见表 13-1-9				
齿顶高变动系数		$\Delta y$	$\Delta y = (x_2 \pm x_1) - y$	$\Delta y_n = (x_{n2} \pm x_{n1}) - y_n$
齿顶高		$h_a$	$h_{a1} = (h_a^* + x_1 \mp \Delta y) m$ $h_{a2} = (h_a^* \pm x_2 \mp \Delta y) m$	$h_{a1} = (h_{an}^* + x_{n1} \mp \Delta y_n) m_n$ $h_{a2} = (h_{an}^* \pm x_{n2} \mp \Delta y_n) m_n$
齿根高		$h_f$	$h_{f1} = (h_f^* + c^* - x_1) m$ $h_{f2} = (h_f^* + c^* \mp x_2) m$	$h_{f1} = (h_{fn}^* + c_n^* - x_{n1}) m_n$ $h_{f2} = (h_{fn}^* + c_n^* \mp x_{n2}) m_n$
齿高		$h$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$ $h_2 = h_{a2} + h_{f2}$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$ $h_2 = h_{a2} + h_{f2}$
滚 齿	齿顶圆直径	外啮合	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$
		内啮合	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $d_{a2} = d_2 - 2h_{a2}$ <p>为避免小齿轮齿根过渡曲线干涉, <math>d_{a2}</math> 应满足下式:</p> $d_{a2} \geq \sqrt{d_{f2}^2 + (2a' \sin \alpha' + 2\rho)^2}$ <p>式中 <math>\rho = m \left( \frac{z_1 \sin \alpha}{2} - \frac{h_a^* - x_1}{\sin \alpha} \right)</math></p>	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $d_{a2} = d_2 - 2h_{a2}$ <p>为避免小齿轮内根过渡曲线干涉, <math>d_{a2}</math> 应满足下式:</p> $d_{a2} \geq \sqrt{d_{f2}^2 + (2a' \sin \alpha'_1 + 2\rho)^2}$ <p>式中 <math>\rho = m_1 \left( \frac{z_1 \sin \alpha_1}{2} - \frac{h_{an}^* - x_{n1}}{\sin \alpha_1} \right)</math></p>
齿根圆直径		$d_f$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ $d_{f2} = d_2 \mp 2h_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ $d_{f2} = d_2 \mp 2h_{f2}$

项 目	代 号	计 算 公 式 及 说 明	
		直 齿 轮 ( 外 啮 合 、 内 啮 合 )	斜 齿 轮 ( 外 啮 合 、 内 啮 合 )
插齿刀参数	$z_0$ $x_0$ $d_{d0}$	按表 13-1-22 或根据现场情况选用插齿刀, 并确定其参数 $z_0, x_0$ (或 $x_{d0}$ )、 $d_{d0}$ , 设计时可按中等磨损程度考虑, 即可取 $x_0$ (或 $x_{d0}$ ) = 0, $d_{d0} = m(z_0 + 2h_{d0}^*)$	
切齿时的啮合角	$\alpha'_0$	$\text{inv}\alpha'_{01} = \frac{2(x_1 + x_{01})\tan\alpha}{z_1 + z_0} + \text{inv}\alpha$ $\text{inv}\alpha'_{02} = \frac{2(x_2 \pm x_{02})\tan\alpha}{z_2 \pm z_0} + \text{inv}\alpha$	$\text{inv}\alpha'_{01} = \frac{2(x_{n1} + x_{n0})\tan\alpha_n}{z_1 + z_0} + \text{inv}\alpha_n$ $\text{inv}\alpha'_{02} = \frac{2(x_{n2} \pm x_{n0})\tan\alpha_n}{z_2 \pm z_0} + \text{inv}\alpha_n$
切齿时的中心距变动系数	$y_0$	$y_{01} = \frac{z_1 + z_0}{2} \left( \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'_{01}} - 1 \right)$ $y_{02} = \frac{z_2 \pm z_0}{2} \left( \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'_{02}} - 1 \right)$	$y_{01} = \frac{z_1 + z_0}{2} \left( \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha'_{01}} - 1 \right)$ $y_{02} = \frac{z_2 \pm z_0}{2} \left( \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha'_{02}} - 1 \right)$
切齿时的中心距	$a'_0$	$a'_{01} = m \left( \frac{z_1 + z_0}{2} + y_{01} \right)$ $a'_{02} = m \left( \frac{z_2 \pm z_0}{2} + y_{02} \right)$	$a'_{01} = \frac{m_n}{\cos\beta} \left( \frac{z_1 + z_0}{2} + y_{01} \right)$ $a'_{02} = \frac{m_n}{\cos\beta} \left( \frac{z_2 \pm z_0}{2} + y_{02} \right)$
齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = 2a'_0 - d_{d1}$ $d_{f2} = 2a'_0 \mp d_{d2}$	$d_{f1} = 2a'_{01} - d_{d1}$ $d_{f2} = 2a'_{02} \mp d_{d2}$
齿顶圆直径	外啮合	$d_{a1} = 2a' - d_{d2} - 2c^* m$ $d_{a2} = 2a' - d_{d1} - 2c^* m$	$d_{a1} = 2a' - d_{d2} - 2c_n^* m_n$ $d_{a2} = 2a' - d_{d1} - 2c_n^* m_n$
	内啮合	$d_{a1} = d_{d2} - 2a' - 2c^* m$ $d_{a2} = 2a' + d_{d1} + 2c^* m$ 为避免小齿轮齿根过渡曲线干涉, $d_{a2}$ 应满足下式: $d_{a2} \geq \sqrt{d_{b2}^2 + (2a' \sin\alpha' + 2\rho_{01\min})^2}$ 式中 $\rho_{01\min} = a'_{01} \sin\alpha'_{01} - \frac{1}{2} \sqrt{d_{d0}^2 - d_{b0}^2}$	$d_{a1} = d_{d2} - 2a' - 2c_n^* m_n$ $d_{a2} = 2a' + d_{d1} + 2c_n^* m_n$ 为避免小齿轮齿根过渡曲线干涉, $d_{a2}$ 应满足下式: $d_{a2} \geq \sqrt{d_{b2}^2 + (2a' \sin\alpha'_n + 2\rho_{01\min})^2}$ 式中 $\rho_{01\min} = a'_{01} \sin\alpha'_{01} - \frac{1}{2} \sqrt{d_{d0}^2 - d_{b0}^2}$
节圆直径	$d'$	$d'_1 = 2a' \frac{z_1}{z_2 \pm z_1}$ $d'_2 = 2a' \frac{z_2}{z_2 \pm z_1}$	$d'_1 = 2a' \frac{z_1}{z_2 \pm z_1}$ $d'_2 = 2a' \frac{z_2}{z_2 \pm z_1}$
基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha$ $d_{b2} = d_2 \cos\alpha$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_n$ $d_{b2} = d_2 \cos\alpha_n$
齿顶圆压力角	$\alpha_a$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$
重 合 度	端面重合度	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') \pm z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha')]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha'_n) \pm z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha'_n)]$
	纵向重合度	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n}$
	总重合度	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$
当量齿数	$z_v$		$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^2\beta_n \cos\beta} \approx \frac{z_1}{\cos^3\beta}$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^2\beta_n \cos\beta} \approx \frac{z_2}{\cos^3\beta}$

注: 1. 有“±”或“∓”号处, 上面的符号用于外啮合, 下面的符号用于内啮合。

2. 对插齿加工的齿轮, 当不要求准确保证标准的顶隙时, 可以近似按滚齿加工的方法计算, 这对于  $\alpha < 1.5$  的齿轮, 一般并不会产生很大的误差。



表 13-1-19

项 目	代 号	计 算 公 式 及 说 明		
		直 齿	斜 齿	
分度圆直径与齿条运动速度的关系		$d_1 = \frac{60000v}{\pi n_1}$		
分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1$	$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta}$	
齿顶高	$h_a$	$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m$ $h_{a2} = h_a^* m$	$h_{a1} = (h_{an}^* + x_{n1})m_n$ $h_{a2} = h_{an}^* m_n$	
齿根高	$h_f$	$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m$ $h_{f2} = (h_a^* + c^*)m$	$h_{f1} = (h_{an}^* + c_n^* - x_{n1})m_n$ $h_{f2} = (h_{an}^* + c_n^*)m_n$	
齿高	$h$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$ $h_2 = h_{a2} + h_{f2}$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$ $h_2 = h_{a2} + h_{f2}$	
齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	
齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	
齿距	$p$	$p = \pi m$	$p_n = \pi m_n$ $p_t = \pi m_t$	
齿轮中心到齿条基准线距离	$H$	$H = \frac{d_1}{2} + xm$	$H = \frac{d_1}{2} + x_n m_n$	
基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha$	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_t$	
齿顶圆压力角	$\alpha_a$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$	
重 合 度	端面重合度	计算法	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} \left[ z_1 (\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha) + \frac{4(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha} \right]$	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} \left[ z_1 (\tan\alpha_{at} - \tan\alpha_t) + \frac{4(h_{an}^* - x_{n1}) \cos\beta}{\sin 2\alpha_t} \right]$
		查图法	$\epsilon_a = (1 + x_1)\epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}$	$\epsilon_a = (1 + x_{n1})\epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}$
			$\epsilon_{a1}$ 按 $\frac{z_1}{1+x_{a1}}$ 和 $\beta$ 查图 13-1-7, $\epsilon_{a2}$ 按 $x_{n1}$ 和 $\beta$ 查图 13-1-8	
	纵向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n}$
	总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta$
当量齿数	$z_v$			$z_{v1} \approx \frac{z_1}{\cos^3\beta}$ $z_{v2} = \infty$

注：1. 表中的公式是按变位齿轮给出的，对标准齿轮，将  $x_1$  (或  $x_{n1}$ ) = 0 代入即可。

2.  $n_1$ ——齿轮转速，r/min； $v$ ——齿条速度，m/s。

## 4.5 交错轴斜齿轮传动的几何计算

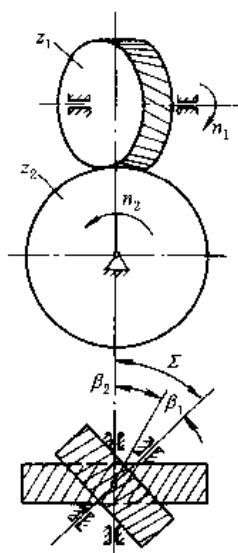


表 13-1-20

名称	代号	计算公式	说明
轴交角	$\Sigma$	由结构设计确定, 一般 $\Sigma = 90^\circ$	
螺旋角	$\beta$	旋向相同: $\beta_1 + \beta_2 = \Sigma$	一般采用较多
		旋向相反: $\beta_1 - \beta_2 = \Sigma$ (或 $\beta_2 - \beta_1 = \Sigma$ )	多用于 $\Sigma$ 较小时
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$ $= \frac{m_n}{2} \left( \frac{z_1}{\cos\beta_1} + \frac{z_2}{\cos\beta_2} \right)$	
齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cos\beta_2}{d_1 \cos\beta_1}$	齿数比不等于分度圆直径比
当 $\Sigma = 90^\circ$ 时			
中心距	$a$	$a = \frac{m_n z_1}{2} \left( \frac{1}{\sin\beta_2} + \frac{u}{\cos\beta_2} \right)$	
中心距最小的条件		$\cot\beta_2 = \sqrt[3]{u}$	当 $m_n$ 、 $z_1$ 、 $u$ 给定时, 按此条件可得出最紧凑的结构

注: 交错轴斜齿轮实际上是两个螺旋角不相等 (或螺旋角相等, 但旋向相同) 的斜齿轮, 因此其他尺寸的计算与斜齿轮相同, 可按表 13-1-16 进行。

### 4.6 几何计算中使用的数表和线图

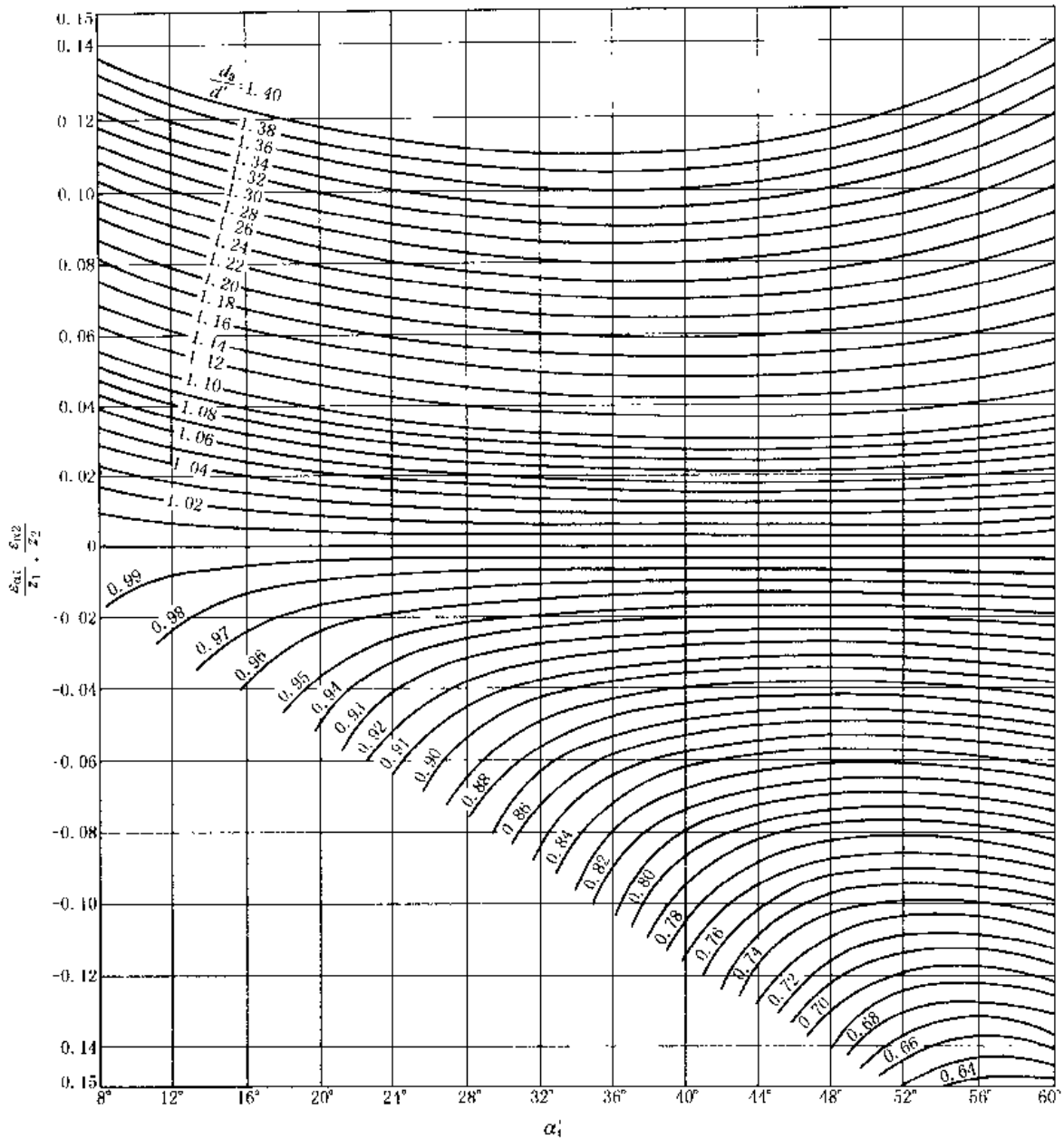


图 13-1-5 端面重合度  $\epsilon_\alpha$

注：1. 本图适用于  $\alpha$  (或  $\alpha_n$ ) = 20° 的各种平行轴齿轮传动。对于外啮合的标准齿轮和高变位齿轮传动，使用图 13-1-7 则更为方便。

2. 使用方法：按  $\alpha'_1$  和  $\frac{d_{a1}}{d'_1}$  查出  $\frac{\epsilon_{\alpha 1}}{z_1}$ ，按  $\alpha'_1$  和  $\frac{d_{a2}}{d'_2}$  查出  $\frac{\epsilon_{\alpha 2}}{z_2}$ ，则  $\epsilon_\alpha = z_1 \left( \frac{\epsilon_{\alpha 1}}{z_1} \right) \pm z_2 \left( \frac{\epsilon_{\alpha 2}}{z_2} \right)$ ，式中“+”用于外啮合，“-”用于内啮合。

3.  $\alpha'_1$  可由图 13-1-6 查得。

例 已知外啮合齿轮传动， $z_1 = 18$ 、 $z_2 = 80$ 、节圆直径  $d'_1 = 91.84\text{mm}$ 、 $d'_2 = 408.16\text{mm}$ 、齿顶圆直径  $d_{a1} = 101.73\text{mm}$ 、 $d_{a2} = 418.13\text{mm}$ ，啮合角  $\alpha'_1 = 22^\circ 57'$ 。

根据  $\alpha'_1 = 22^\circ 57'$ ，按  $\frac{d_{a1}}{d'_1} = \frac{101.73}{91.84} = 1.108$ ， $\frac{d_{a2}}{d'_2} = \frac{418.13}{408.16} = 1.024$ ，分别由图查得  $\frac{\epsilon_{\alpha 1}}{z_1} = 0.039$ ， $\frac{\epsilon_{\alpha 2}}{z_2} = 0.0105$ ，则  $\epsilon_\alpha = z_1 \left( \frac{\epsilon_{\alpha 1}}{z_1} \right) +$

$$z_2 \left( \frac{\epsilon_{\omega 2}}{z_2} \right) = 18 \times 0.039 + 80 \times 0.0105 = 1.54$$

例 1. 外啮合斜齿标准齿轮传动,  $z_1 = 21$ 、 $z_2 = 74$ 、 $\beta = 12^\circ$ 。根据  $z_1$  和  $\beta$  及  $z_2$  和  $\beta$  由图分别查出  $\epsilon_{\omega 1} = 0.765$ 、 $\epsilon_{\omega 2} = 0.88$  (图中虚线), 则  $\epsilon_\alpha = \epsilon_{\omega 1} + \epsilon_{\omega 2} = 0.765 + 0.88 = 1.65$

2. 外啮合斜齿高变位齿轮传动,  $z_1 = 21$ 、 $z_2 = 74$ 、 $\beta = 12^\circ$ 、 $x_{n1} = 0.5$ 、 $x_{n2} = -0.5$ 。

根据  $\frac{z_1}{1+x_{n1}} = \frac{21}{1+0.5} = 14$  和  $\frac{z_2}{1-x_{n2}} = \frac{74}{1-0.5} = 148$  由图分别查出  $\epsilon_{\omega 1} = 0.705$ 、 $\epsilon_{\omega 2} = 0.915$ , 则  $\epsilon_\alpha = (1+x_{n1})\epsilon_{\omega 1} + (1-x_{n2})\epsilon_{\omega 2} - (1+0.5) \times 0.705 + (1-0.5) \times 0.915 = 1.52$

例 已知直齿齿轮齿条传动,  $z_1 = 18$ 、 $x_1 = 0.4$ 。

按  $\frac{z_1}{1+x_1} = \frac{18}{1+0.4} = 12.86$ 、 $\beta = 0^\circ$  由图 13-1-7 查出  $\epsilon_{\omega 1} = 0.72$ ; 按  $x_{n1} = 0.4$ 、 $\beta = 0^\circ$  由图 13-1-8 查出  $\epsilon_{\omega 2} = 0.586$ ; 则  $\epsilon_\alpha = (1+x_1) \times \epsilon_{\omega 1} + \epsilon_{\omega 2} = (1+0.4) \times 0.72 + 0.586 = 1.59$

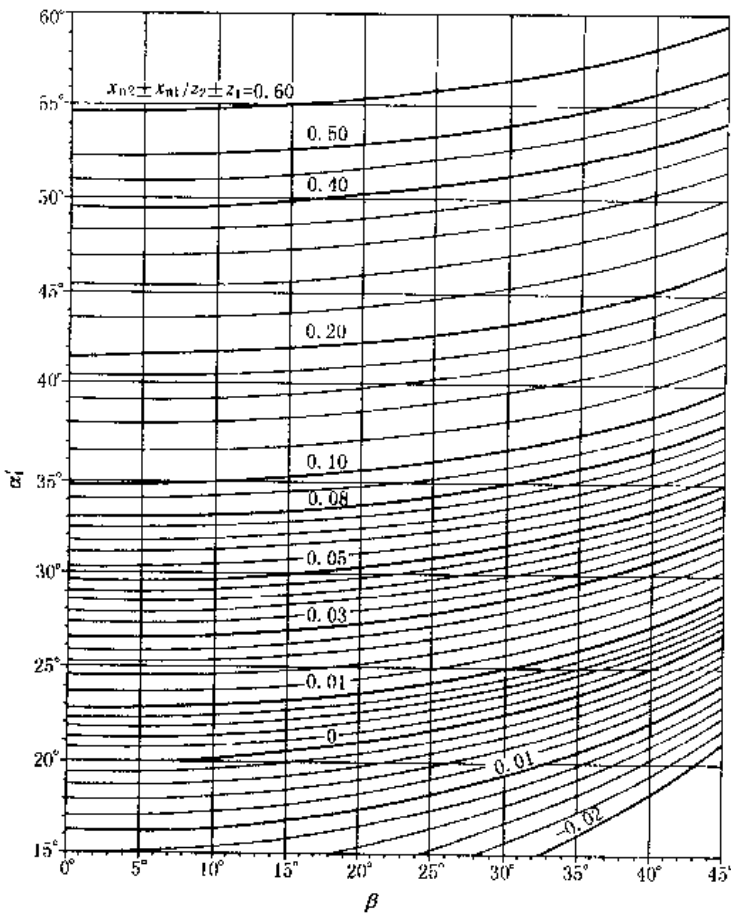


图 13-1-6 端面啮合角  $\alpha'$  ( $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ )

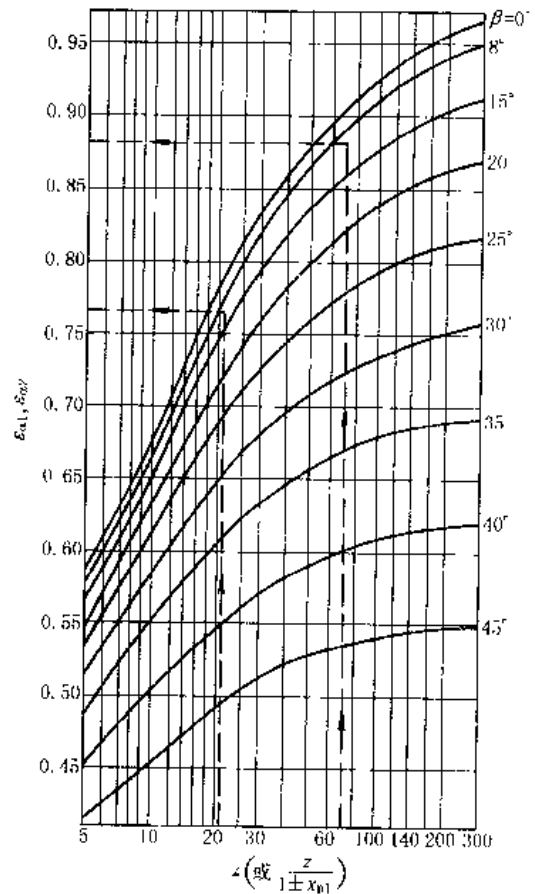


图 13-1-7 外啮合标准齿轮传动和高变位齿轮传动的端面重合度  $\epsilon_\alpha$  ( $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ 、 $h_a^* = h_{an}^* = 1$ )

注: 使用方法如下。

1. 标准齿轮 ( $h_{a1} = h_{a2} = m_n$ ): 按  $z_1$  和  $\beta$  查出

$\epsilon_{\omega 1}$ , 按  $z_2$  和  $\beta$  查出  $\epsilon_{\omega 2}$ 、 $\epsilon_\alpha = \epsilon_{\omega 1} + \epsilon_{\omega 2}$ 。

2. 高变位齿轮 [ $h_{a1} = (1+x_{n1})m_n$ 、 $h_{a2} = (1-x_{n2})m_n$ ]: 按  $\frac{z_1}{1+x_{n1}}$  和  $\beta$  查出  $\epsilon_{\omega 1}$ , 按  $\frac{z_2}{1-x_{n2}}$

和  $\beta$  查出  $\epsilon_{\omega 2}$ 。

$$\epsilon_\alpha = (1+x_{n1})\epsilon_{\omega 1} + (1-x_{n2})\epsilon_{\omega 2}$$



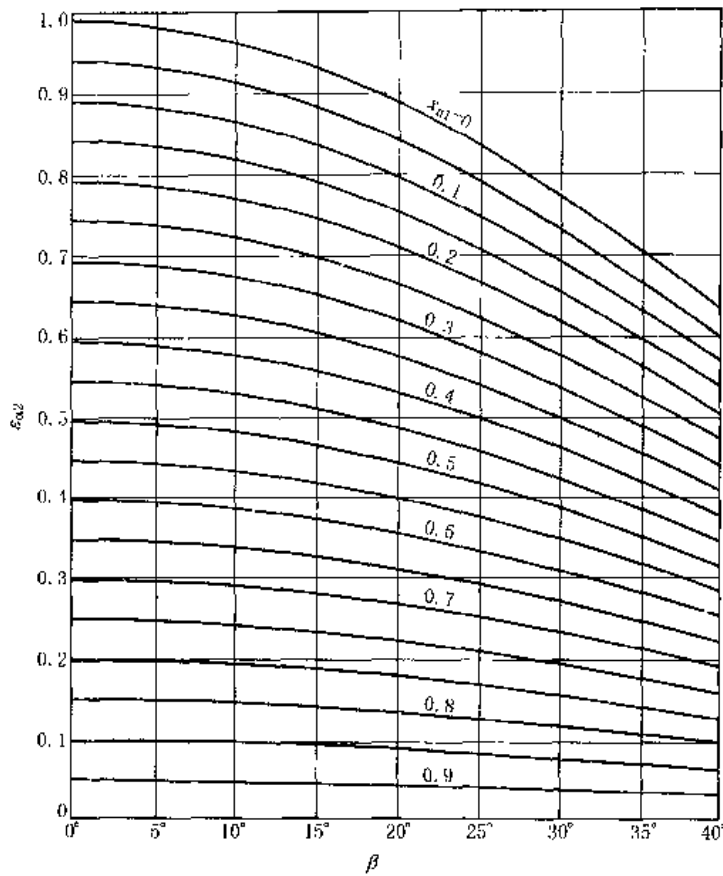


图 13-1-8 齿轮齿条传动的部分端面重合度

$$\epsilon_{\alpha 2} (\alpha = \alpha_n = 20^\circ, h_a^* = h_{an}^* = 1)$$

表 13-1-21

渐开线函数  $\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$

$\alpha / (^\circ)$		0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
10	0.00	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21299	21810	22330	22859	23396
11	0.00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28616	29241	29875	30518
12	0.00	31171	31832	32504	33185	33875	34575	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0.00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921
14	0.00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460
15	0.00	61498	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0.0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0.0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0.0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12542
19	0.0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0.0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0.0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0.0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0.0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0.0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0.0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0.0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0.0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0.0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0.0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268

续表

$\alpha/(\circ)$		0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
30	0.0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0.0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65799
32	0.0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0.0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0.0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0.0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0.	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0.	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0.	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0.	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0.	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0.	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0.	16737	16855	16974	17093	17214	17336	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0.	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0.	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0.	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112
46	0.	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0.	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0.	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0.	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703
50	0.	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0.	34478	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0.	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0.	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0.	43390	43667	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526
55	0.	46822	47119	47419	47720	48023	48328	48635	48944	49255	49568	49882	50199
56	0.	50518	50838	51161	51486	51813	52141	52472	52805	53141	53478	53817	54159
57	0.	54503	54849	55197	55547	55900	56255	56612	56972	57333	57698	58064	58433
58	0.	58804	59178	59554	59933	60314	60697	61083	61472	61863	62257	62653	63052
59	0.	63454	63858	64265	64674	65086	65501	65919	66340	66763	67189	67618	68050

例 1.  $\text{inv}27^{\circ}15' = 0.039432$ ;

$$\text{inv}27^{\circ}17' = 0.039432 + \frac{2}{5} \times (0.039819 - 0.039432) = 0.039587.$$

2.  $\text{inv}\alpha = 0.0060460$ , 由表求得  $\alpha = 14^{\circ}55'$ 。

表 13-1-22 直齿插齿刀的基本参数 (GB/T 6081—1985)

型式	$m/\text{mm}$	$z_0$	$d_0/\text{mm}$	$d_{a0}/\text{mm}$	$h_{a0}^*$	型式	$m/\text{mm}$	$z_0$	$d_0/\text{mm}$	$d_{a0}/\text{mm}$	$h_{a0}^*$
锥柄直齿插齿刀	公称分度圆直径 25mm					1.25	公称分度圆直径 38mm				
	1.00	26	26.00	28.72	1.00		38	38.0	40.72		
	1.25	20	25.00	28.38	1.25		30	37.5	40.88		
	1.50	18	27.00	31.04	1.50		25	37.5	41.54		
	1.75	15	26.25	30.89	1.75		22	38.5	43.24		
	2.00	13	26.00	31.24	2.00		19	38.0	43.40		
	2.25	12	27.00	32.90	2.25		16	36.0	41.98		
	2.50	10	25.00	31.26	2.50		15	37.5	44.26		
	2.75	10	27.50	34.48	2.75		14	38.5	45.88		
锥柄直齿插齿刀	3.00	12	36.0	43.74	3.00	12	36.0	43.74			
	3.25	12	39.0	47.58	3.25	12	39.0	47.58			
	3.50	11	38.5	47.52	3.50	11	38.5	47.52			
	3.75	10	37.5	46.88	3.75	10	37.5	46.88			

续表

型式	$m/mm$	$z_0$	$d_0/mm$	$d_{a0}/mm$	$h_{a0}^*$	型式	$m/mm$	$z_0$	$d_0/mm$	$d_{a0}/mm$	$h_{a0}^*$
碗形直齿插齿刀	公称分度圆直径 50mm					盘形直齿插齿刀、碗形直齿插齿刀	公称分度圆直径 100mm				
	1.00	50	50.00	52.72	1.25		1.00	100	100.00	102.62	1.25
	1.25	40	50.00	53.38			1.25	80	100.00	103.94	
	1.50	34	51.00	55.04			1.50	68	102.00	107.14	
	1.75	29	50.75	55.49			1.75	58	101.50	107.62	
	2.00	25	50.00	55.40			2.00	50	100.00	107.00	
	2.25	22	49.50	55.56			2.25	45	101.25	109.09	
	2.50	20	50.00	56.76			2.50	40	100.00	108.36	
	2.75	18	49.50	56.92			2.75	36	99.00	107.86	
	3.00	17	51.00	59.10			3.00	34	102.00	111.54	
	3.25	15	48.75	57.53			3.25	31	100.75	110.71	
	3.50	14	49.00	58.44	3.50		29	101.50	112.08		
	公称分度圆直径 75mm						3.75	27	101.25	112.35	
	1.00	76	76.00	78.72	1.25		4.00	25	100.00	111.46	
	1.25	60	75.00	78.38			4.50	22	99.00	111.78	
	1.50	50	75.00	79.04			5.00	20	100.00	113.90	
	1.75	43	75.25	79.99			5.50	19	104.50	119.68	
	2.00	38	76.00	81.40			6.00	18	108.00	124.56	
	2.25	34	76.50	82.56			公称分度圆直径 125mm				
	2.50	30	75.00	81.76			4.0	31	124.00	136.80	
2.75	28	77.00	84.42	4.5		28	126.00	140.14			
3.00	25	75.00	83.10	5.0		25	125.00	140.20			
3.25	24	78.00	86.78	5.5		23	126.50	143.00			
3.50	22	77.00	86.44	6.0		21	126.00	143.52			
3.75	20	75.00	85.14	6.5		19	123.50	141.96			
4.00	19	76.00	86.80	7.0		18	126.00	145.74			
公称分度圆直径 75mm						8.0	16	128.00	149.92		
盘形直齿插齿刀	1.00	76	76.00	78.50	盘形直齿插齿刀	公称分度圆直径 160mm					
	1.25	60	75.00	78.56		6.0	27	162.00	178.20		
	1.50	50	75.00	79.56		6.5	25	162.50	180.06		
	1.75	43	75.25	80.67		7.0	23	161.00	179.90		
	2.00	38	76.00	82.24		8.0	20	160.00	181.60		
	2.25	34	76.50	83.48		9.0	18	162.00	186.30		
	2.50	30	75.00	82.34		10.0	16	160.00	187.00		
	2.75	28	77.00	84.92		公称分度圆直径 200mm					
	3.00	25	75.00	83.34		8	25	200.00	221.60		
	3.25	24	78.00	86.96		9	22	198.00	222.30		
	3.50	22	77.00	86.44		10	20	200.00	227.00		
	3.75	20	75.00	84.90		11	18	198.00	227.70		
	4.00	19	76.00	86.32		12	17	204.00	236.40		

注：1. 分度圆压力角皆为  $\alpha = 20^\circ$ 。

2. 表中  $h_{a0}^*$  是在插齿刀的原始截面中的值。

## 5 渐开线圆柱齿轮齿厚的测量计算

### 5.1 齿厚测量方法的比较和应用

表 13-1-23

测量方法	简 图	优 点	缺 点	应 用
公法线长度		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 测量时不以齿顶圆为基准, 因此不受齿顶圆误差的影响, 测量精度较高并可放宽对齿顶圆的精度要求</li> <li>2. 测量方便</li> <li>3. 与量具接触的齿廓曲率半径较大, 量具的磨损较轻</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 对斜齿轮, 当 <math>b &lt; W_0 \sin \beta</math> 时不能测量</li> <li>2. 当用了斜齿轮时, 计算比较麻烦</li> </ol>	<p>广泛用于各种齿轮的测量, 但是对大型齿轮因受量具限制使用不多</p>
分度圆弦齿厚		<p>与固定弦齿厚相比, 当齿轮的模数较小, 或齿数较少时, 测量比较方便</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 测量时以齿顶圆为基准, 因此对齿顶圆的尺寸偏差及径向圆跳动有严格的要求</li> <li>2. 测量结果受齿顶圆误差的影响, 精度不高</li> <li>3. 当变位系数较大 (<math>x &gt; 0.5</math>) 时, 可能不便于测量</li> <li>4. 对斜齿轮, 计算时要换算成当量齿数, 增加了计算工作量</li> <li>5. 齿轮卡尺的卡爪尖部容易磨损</li> </ol>	<p>适用于大型齿轮的测量。也常用于精度要求不高的小型齿轮的测量</p>
固定弦齿厚		<p>计算比较简单, 特别是用于斜齿轮时, 可省去当量齿数 <math>z_v</math> 的换算</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 测量时以齿顶圆为基准, 因此对齿顶圆的尺寸偏差及径向圆跳动有严格的要求</li> <li>2. 测量结果受齿顶圆误差的影响, 精度不高</li> <li>3. 齿轮卡尺的卡爪尖部容易磨损</li> <li>4. 对模数较小的齿轮, 测量不够方便</li> </ol>	<p>适用于大型齿轮的测量</p>

测量方法	简图	优点	缺点	应用
单柱(球)测量距		测量时不以齿顶圆为基准, 因此不受齿顶圆误差的影响, 并可放宽对齿顶圆的加工要求	1. 对大型齿轮测量不方便 2. 计算麻烦	多用于内齿轮和小模数齿轮的测量

### 5.2 公法线长度

表 13-1-24 公法线长度的计算公式

项 目	代号	直齿轮 (外啮合、内啮合)	斜齿轮 (外啮合、内啮合)
标准齿轮	跨测齿数 (对内齿轮为跨测齿槽数)	$k = \frac{\alpha z}{180^\circ} + 0.5$ 4 舍 5 入成整数	$k = \frac{\alpha_n z'}{180^\circ} + 0.5$ 式中 $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$ k 值应 4 舍 5 入成整数
		$\alpha$ (或 $\alpha_n$ ) = 20° 时的 k 可由表 13-1-26 中的黑体字查出	
公法线长度	W	$W = W^* m$ $W^* = \cos \alpha [\pi(k - 0.5) + z \text{inv} \alpha]$	$W_n = W^* m_n$ $W^* = \cos \alpha_n [\pi(k - 0.5) + z' \text{inv} \alpha_n]$ 式中 $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$
		$\alpha$ (或 $\alpha_n$ ) = 20° 时的 W (或 $W_n$ ) 可按表 13-1-25 的方法求出	
变位齿轮	跨测齿数 (对内齿轮为跨测齿槽数)	$k = \frac{z}{\pi} \left[ \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\left(1 + \frac{2x}{z}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \frac{2x}{z} \tan \alpha - \text{inv} \alpha \right] + 0.5$ 4 舍 5 入成整数	$k = \frac{z'}{\pi} \left[ \frac{1}{\cos \alpha_n} \sqrt{\left(1 + \frac{2x_n}{z'}\right)^2 - \cos^2 \alpha_n} - \frac{2x_n}{z'} \tan \alpha_n - \text{inv} \alpha_n \right] + 0.5$ 式中 $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$ k 值应 4 舍 5 入成整数
		$\alpha$ (或 $\alpha_n$ ) = 20° 时的 k 可由图 13-1-9 查出	

续表

项 目	代号	直齿轮(外啮合、内啮合)	斜齿轮(外啮合、内啮合)
变位齿轮 公法线长度	W	$W = (W^* + \Delta W^*)m$ $W^* = \cos\alpha[\pi(k-0.5) + z \operatorname{inv}\alpha]$ $\Delta W^* = 2x \sin\alpha$	$W_n = (W^* + \Delta W^*)m_n$ $W^* = \cos\alpha_n[\pi(k-0.5) + z' \operatorname{inv}\alpha_n]$ $z' = z \frac{\operatorname{inv}\alpha_1}{\operatorname{inv}\alpha_n}$ $\Delta W^* = 2x_n \sin\alpha_n$
		$\alpha$ (或 $\alpha_n$ ) = 20°时的 W(或 $W_n$ )可按表 13-1-25 的方法求出	

表 13-1-25

使用图表法查公法线长度

类别	直齿轮(外啮合、内啮合)	斜齿轮(外啮合、内啮合)
标准齿轮	<ol style="list-style-type: none"> <li>按 <math>z' = z</math> 由表 13-1-26 查出黑体字的 <math>k</math> 和 <math>W^*</math></li> <li><math>W = W^* m</math></li> </ol> <p>例 已知 <math>z = 33</math>、<math>m = 3</math>、<math>\alpha = 20^\circ</math> 由表 13-1-26 查出 <math>k = 4</math> <math>W^* = 10.7946</math>, 则 <math>W = 3 \times 10.7946 = 32.384\text{mm}</math></p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>按 <math>\beta</math> 由表 13-1-27 查出 <math>\frac{\operatorname{inv}\alpha_1}{\operatorname{inv}\alpha_n}</math> 的值, 并按 <math>z' = z \frac{\operatorname{inv}\alpha_1}{\operatorname{inv}\alpha_n}</math> 求出 <math>z'</math> (取到小数点后两位)</li> <li>按 <math>z'</math> 的整数部分由表 13-1-26 查出黑体字的 <math>k</math> 和整数部分的公法线长度</li> <li>按 <math>z'</math> 的小数部分由表 13-1-28 查出小数部分的公法线长度</li> <li>将整数部分的公法线长度和小数部分的公法线长度相加, 即得 <math>W^*</math></li> <li><math>W_n = W^* m_n</math></li> </ol> <p>例 已知 <math>z = 27</math>、<math>m_n = 4</math>、<math>\beta = 12^\circ 34'</math>、<math>\alpha_n = 20^\circ</math> 由表 13-1-27 查出 <math>\frac{\operatorname{inv}\alpha_1}{\operatorname{inv}\alpha_n} = 1.0688 + 0.004 \times \frac{14}{20} = 1.0716</math>, <math>z' = 1.0716 \times 27 = 28.93</math> 由表 13-1-26 查出 <math>k = 4</math> 和 <math>z' = 28</math> 时的 <math>W^* = 10.7246</math>, 由表 13-1-28 查出 <math>z' = 0.93</math> 时的 <math>W^* = 0.013</math>, <math>W^* = 10.7246 + 0.013 = 10.7376</math>, <math>W_n = 10.7376 \times 4 = 42.950\text{mm}</math></p>
变位齿轮	<ol style="list-style-type: none"> <li>按 <math>z' = z</math> 和 <math>x</math> 由图 13-1-9 查出 <math>k</math></li> <li>按 <math>z' = z</math> 和 <math>k</math> 由表 13-1-26 查出 <math>W^*</math></li> <li>按 <math>x</math> 由表 13-1-29 查出 <math>\Delta W^*</math></li> <li><math>W = (W^* + \Delta W^*)m</math></li> </ol> <p>例 已知 <math>z = 33</math>、<math>m = 3</math>、<math>x = 0.32</math>、<math>\alpha = 20^\circ</math> 由图 13-1-9 查出 <math>k = 5</math> 由表 13-1-26 查出 <math>W^* = 13.7468</math> 由表 13-1-29 查出 <math>\Delta W^* = 0.2189</math> <math>W = (13.7468 + 0.2189) \times 3 = 41.897\text{mm}</math></p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>按 <math>\beta</math> 由表 13-1-27 查出 <math>\frac{\operatorname{inv}\alpha_1}{\operatorname{inv}\alpha_n}</math> 的值, 并按 <math>z' = z \frac{\operatorname{inv}\alpha_1}{\operatorname{inv}\alpha_n}</math> 求出 <math>z'</math> (取到小数点后两位)</li> <li>按 <math>z'</math> 和 <math>x_n</math> 由图 13-1-9 查出 <math>k</math></li> <li>按 <math>z'</math> 的整数部分和 <math>k</math> 由表 13-1-26 查出整数部分的公法线长度</li> <li>按 <math>z'</math> 的小数部分由表 13-1-28 查出小数部分的公法线长度</li> <li>将整数部分的公法线长度和小数部分的公法线长度相加, 即得 <math>W^*</math></li> <li>按 <math>x_n</math> 由表 13-1-29 查出 <math>\Delta W^*</math></li> <li><math>W_n = (W^* + \Delta W^*)m_n</math></li> </ol> <p>例 已知 <math>z = 27</math>、<math>m_n = 4</math>、<math>x_n = 0.2</math>、<math>\beta = 12^\circ 34'</math>、<math>\alpha_n = 20^\circ</math> 由表 13-1-27 查出 <math>\frac{\operatorname{inv}\alpha_1}{\operatorname{inv}\alpha_n} = 1.0688 + 0.004 \times \frac{14}{20} = 1.0716</math>, <math>z' = 1.0716 \times 27 = 28.93</math> 由图 13-1-9 查出 <math>k = 4</math> 由表 13-1-26 查出 <math>z' = 28</math> 时的 <math>W^* = 10.7246</math> 由表 13-1-28 查出 <math>z' = 0.93</math> 时的 <math>W^* = 0.013</math> <math>W^* = 10.7246 + 0.013 = 10.7376</math> 由表 13-1-29 查出 <math>\Delta W^* = 0.1368</math> <math>W_n = (10.7376 + 0.1368) \times 4 = 43.498\text{mm}</math></p>

表 13-1-26

公法线长度  $W^*$  ( $m = m_n = 1, \alpha = \alpha_n = 20^\circ$ )

/mm

假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度
$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$
8	2	4.5402	27	2	4.8064	37	2	4.9464	45	3	8.0106
9	2	4.5542		3	7.7585		3	7.8985		4	10.9627
10	2	4.5683		4	<b>10.7106</b>		4	10.8507		5	13.9148
				5	13.6627		5	<b>13.8028</b>		6	<b>16.8670</b>
11	2	4.5823		28	2		4.8204	6		16.7549	7
12	2	4.5963	3		7.7725	7	19.7071	8	22.7712		
13	2	4.6103	4		<b>10.7246</b>	38	2	4.9604	46	3	8.0246
			3	7.5624	3		7.9125	4		10.9767	
14	2	<b>4.6243</b>	29	2	4.8344		4	10.8647		5	13.9288
				3	7.5764		5	<b>13.8168</b>		6	<b>16.8810</b>
15	2	<b>4.6383</b>	4	<b>10.7386</b>	6		16.7689	7		19.8331	
			3	7.5904	7	19.7211	8	22.7852			
16	2	<b>4.6523</b>	30	2	4.8484	39	2	4.9744	47	3	8.0386
				3	7.6044		3	7.9265		4	10.9907
17	2	<b>4.6663</b>		4	<b>10.7526</b>		4	10.8787		5	13.9425
				3	7.6184		5	<b>13.8308</b>		6	<b>16.8950</b>
18	2	4.6803		5	13.7048		6	16.7829		7	19.8471
			3	<b>7.6324</b>	7	19.7351	8	22.7992			
19	2	4.6943	31	2	4.8623	40	2	4.9884	48	4	11.0047
				3	7.8145		3	7.9406		5	13.9569
20	2	4.7083	4	<b>10.7666</b>	4		10.8927	6		<b>16.9090</b>	
			3	7.6604	5		<b>13.8448</b>	7		19.8611	
21	2	4.7223	5	13.7188	6		16.7969	8		22.8133	
			3	<b>7.6464</b>	7	19.7491	49	4	11.0187		
22	2	4.7364	32	2	4.8763	8		22.7152	5	13.9709	
				3	7.6744	41	3	7.9546	6	<b>16.9230</b>	
23	2	4.7504	4	10.6266	4	10.9067	7	19.8751			
			3	<b>7.6885</b>	5	<b>13.8588</b>	8	22.8273			
24	2	4.7644	5	13.7468	6	16.8110	9	25.7794			
			3	<b>7.7305</b>	7	19.7631	50	4	11.0327		
25	2	4.7784	6	16.6989	8	22.7152		5	13.9849		
			3	<b>7.7025</b>	42	3	7.9686	6	<b>16.9370</b>		
26	2	4.7924	33	2	4.8903	4	10.9207	7	19.8891		
				3	7.8425	5	<b>13.8728</b>	8	22.8413		
27	2	4.8064	4	<b>10.8086</b>	6	16.8250	9	25.7934			
			3	7.8705	7	19.7771	51	4	11.0467		
28	2	4.8204	5	13.7608	8	22.7432		5	13.9989		
			3	<b>10.8227</b>	43	3	7.9826	6	<b>16.9510</b>		
29	2	4.8344	6	16.7129	4	10.9347	7	19.9031			
			3	7.8845	5	<b>13.8868</b>	8	22.8553			
30	2	4.8484	34	2	4.9184	6	16.8390	9	25.8074		
				3	7.8705	7	19.7911	52	4	11.0607	
31	2	4.8623	4	<b>10.8227</b>	8	22.7432	5		14.0129		
			3	<b>7.7305</b>	44	3	7.9966	6	<b>16.9660</b>		
32	2	4.8763	5	13.7748	4	10.9487	7	19.9171			
			3	<b>10.8227</b>	5	<b>13.9008</b>	8	22.8693			
33	2	4.8903	6	16.7269	6	16.8530	9	25.8214			
			3	7.8845	7	19.8051					
34	2	4.9043	4	10.8367	8	22.7572					
			3	7.8845							
35	2	4.9184	5	13.7888							
			3	7.8845							
36	2	4.9324	6	16.7409							
			3	7.8845							
37	2	4.9464	7	19.6931							
			3	7.8845							

续表

假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度
$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$
53	4	11.0748	61	5	14.1389	69	6	17.2031	77	7	20.2673
	5	14.0269		6	17.0911		7	20.1552		8	23.2194
	6	<b>16.9790</b>		7	<b>20.0432</b>		8	<b>23.1074</b>		9	<b>26.1715</b>
	7	19.9311		8	22.9953		9	26.0595		10	29.1237
	8	22.8833		9	25.9475		10	29.0116		11	32.0758
	9	25.8354		10	28.8996		11	31.9638		12	35.0279
54	4	11.0888	62	5	14.1529	70	6	17.2171	78	7	20.2813
	5	14.0409		6	17.1051		7	20.1692		8	23.2334
	6	16.9930		7	<b>20.0572</b>		8	<b>23.1214</b>		9	<b>26.1855</b>
	7	<b>19.9452</b>		8	23.0093		9	26.0735		10	29.1377
	8	22.8973		9	25.9615		10	29.0256		11	32.0898
	9	25.8494		10	28.9136		11	31.9778		12	35.0419
55	4	11.1028	63	5	14.1669	71	6	17.2311	79	7	20.2953
	5	14.0549		6	17.1191		7	20.1832		8	23.2474
	6	17.0070		7	20.0712		8	<b>23.1354</b>		9	<b>26.1996</b>
	7	<b>19.9592</b>		8	<b>23.0233</b>		9	26.0875		10	29.1517
	8	22.9113		9	25.9755		10	29.0396		11	32.1038
	9	25.8634		10	28.9276		11	31.9918		12	35.0559
56	5	14.0689	64	6	17.1331	72	6	17.2451	80	7	20.3093
	6	17.0210		7	20.0852		7	20.1973		8	23.2614
	7	<b>19.9732</b>		8	<b>23.0373</b>		8	23.1494		9	<b>26.2136</b>
	8	22.9253		9	25.9895		9	<b>26.1015</b>		10	29.1657
	9	25.8774		10	28.9416		10	29.0536		11	32.1178
	10	28.8296		11	31.8937		11	32.0058		12	35.0700
57	5	14.0829	65	6	17.1471	73	7	20.2113	81	8	23.2754
	6	17.0350		7	20.0992		8	23.1634		9	26.2276
	7	<b>19.9872</b>		8	<b>23.0513</b>		9	<b>26.1155</b>		10	<b>29.1797</b>
	8	22.9393		9	26.0035		10	29.0677		11	32.1318
	9	25.8914		10	28.9556		11	32.0198		12	35.0840
	10	28.8436		11	31.9077		12	34.9719		13	38.0361
58	5	14.0969	66	6	17.1611	74	7	20.2253	82	8	23.2894
	6	17.0490		7	20.1132		8	23.1774		9	26.2416
	7	<b>20.0012</b>		8	<b>23.0654</b>		9	<b>26.1295</b>		10	<b>29.1937</b>
	8	22.9533		9	26.0175		10	29.0817		11	32.1458
	9	25.9054		10	28.9696		11	32.0338		12	35.0980
	10	28.8576		11	31.9217		12	34.9859		13	38.0501
59	5	14.1109	67	6	17.1751	75	7	20.2393	83	8	23.3034
	6	17.0630		7	20.1272		8	23.1914		9	26.2556
	7	<b>20.0152</b>		8	<b>23.0794</b>		9	<b>26.1435</b>		10	<b>29.2077</b>
	8	22.9673		9	26.0315		10	29.0957		11	32.1598
	9	25.9194		10	28.9836		11	32.0478		12	35.1120
	10	28.8716		11	31.9358		12	34.9999		13	38.0641
60	5	14.1249	68	6	17.1891	76	7	20.2533	84	8	23.3175
	6	17.0771		7	20.1412		8	23.2054		9	26.2696
	7	<b>20.0292</b>		8	<b>23.0934</b>		9	<b>26.1575</b>		10	<b>29.2217</b>
	8	22.9813		9	26.0455		10	29.1097		11	32.1738
	9	25.9334		10	28.9976		11	32.0618		12	35.1260
	10	28.8856		11	31.9498		12	35.0139		13	38.0781



续表

假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度
$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$	$z'$	$k$	$W^*$
85	8	23.3315	93	9	26.3956	101	10	29.4598	109	11	32.5240
	9	26.2836		10	29.3478		11	32.4119		12	35.4761
	<b>10</b>	<b>29.2357</b>		<b>11</b>	<b>32.2999</b>		<b>12</b>	<b>35.3641</b>		<b>13</b>	<b>38.4282</b>
	11	32.1879		12	35.2520		13	38.3162		14	41.3804
	12	35.1400		13	38.2042		14	41.2683		15	44.3325
	13	38.0921		14	41.1563		15	44.2205		16	47.2846
86	8	23.3455	94	9	26.4096	102	10	29.4738	110	11	32.5380
	9	26.2976		10	29.3618		11	32.4259		12	35.4901
	<b>10</b>	<b>29.2497</b>		<b>11</b>	<b>32.3139</b>		<b>12</b>	<b>35.3781</b>		<b>13</b>	<b>38.4423</b>
	11	32.2019		12	35.2660		13	38.3302		14	41.3944
	12	35.1540		13	38.2182		14	41.2823		15	44.3465
	13	38.1061		14	41.1703		15	44.2345		16	47.2986
87	8	23.3595	95	9	26.4236	103	10	29.4878	111	11	32.5520
	9	26.3116		10	29.3758		11	32.4400		12	35.5041
	<b>10</b>	<b>29.2637</b>		<b>11</b>	<b>32.3279</b>		<b>12</b>	<b>35.3921</b>		<b>13</b>	<b>38.4563</b>
	11	32.2159		12	35.2800		13	38.3442		14	41.4084
	12	35.1680		13	38.2322		14	41.2963		15	44.3605
	13	38.1201		14	41.1843		15	44.2485		16	47.3127
88	8	23.3735	96	9	26.4376	104	10	29.5018	112	11	32.5660
	9	26.3256		10	29.3898		11	32.4540		12	35.5181
	<b>10</b>	<b>29.2777</b>		<b>11</b>	<b>32.3419</b>		<b>12</b>	<b>35.4061</b>		<b>13</b>	<b>38.4703</b>
	11	32.2299		12	35.2940		13	38.3582		14	41.4224
	12	35.1820		13	38.2462		14	41.3104		15	44.3745
	13	38.1341		14	41.1983		15	44.2625		16	47.3267
89	8	23.3875	97	9	26.4517	105	10	29.5158	113	11	32.5800
	9	26.3396		10	29.4038		11	32.4680		12	35.5321
	<b>10</b>	<b>29.2917</b>		<b>11</b>	<b>32.3559</b>		<b>12</b>	<b>35.4201</b>		<b>13</b>	<b>38.4843</b>
	11	32.2439		12	35.3080		13	38.3722		14	41.4364
	12	35.1960		13	38.2602		14	41.3244		15	44.3885
	13	38.1481		14	41.2123		15	44.2765		16	47.3407
90	9	26.3536	98	9	26.4657	106	10	29.5298	114	11	32.5940
	10	29.3057		10	29.4178		11	32.4820		12	35.5461
	<b>11</b>	<b>32.2579</b>		<b>11</b>	<b>32.3699</b>		<b>12</b>	<b>35.4341</b>		<b>13</b>	<b>38.4983</b>
	12	35.2100		12	35.3221		13	38.3862		14	41.4504
	13	38.1621		13	38.2742		14	41.3384		15	44.4025
	14	41.1143		14	41.2263		15	44.2905		16	47.3547
91	9	26.3676	99	10	29.4318	107	10	29.5438	115	11	32.6080
	10	29.3198		11	32.3839		11	32.4960		12	35.5601
	<b>11</b>	<b>32.2719</b>		<b>12</b>	<b>35.3361</b>		<b>12</b>	<b>35.4481</b>		<b>13</b>	<b>38.5123</b>
	12	35.2240		13	38.2882		13	38.4002		14	41.4644
	13	38.1761		14	41.2403		14	41.3524		15	44.4165
	14	41.1283		15	44.1925		15	44.3045		16	47.3687
92	9	26.3816	100	10	29.4458	108	11	32.5100	116	11	32.6220
	10	29.3338		11	32.3979		12	35.4621		12	35.5742
	<b>11</b>	<b>32.2859</b>		<b>12</b>	<b>35.3501</b>		<b>13</b>	<b>38.4142</b>		<b>13</b>	<b>38.5263</b>
	12	35.2380		13	38.3022		14	41.3664		14	41.4784
	13	38.1902		14	41.2543		15	44.3185		15	44.4305
	14	41.1423		15	44.2065		16	47.2706		16	47.3827

续表

假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度
$z'$	$k$	$W'$	$z'$	$k$	$W''$	$z'$	$k$	$W''$	$z'$	$k$	$W''$
117	12	35.5882	125	13	38.6523	133	13	38.7644	141	14	41.8286
	13	38.5403		14	<b>41.6045</b>		14	41.7165		15	44.7807
	<b>14</b>	<b>41.4924</b>		15	44.5566		<b>15</b>	<b>44.6686</b>		<b>16</b>	<b>47.7328</b>
	15	44.4446		16	47.5087		16	47.6208		17	50.6849
	16	47.3967		17	50.4609		17	50.5729		18	53.6371
	17	50.3488		18	53.4130		18	53.5250		19	56.5892
118	12	35.6022	126	13	38.6663	134	14	41.7305	142	14	41.8426
	13	38.5543		14	41.6185		<b>15</b>	<b>44.6826</b>		15	44.7947
	<b>14</b>	<b>41.5064</b>		<b>15</b>	<b>44.5706</b>		16	47.6348		<b>16</b>	<b>47.7468</b>
	15	44.4586		16	47.5227		17	50.5869		17	50.6990
	16	47.4107		17	50.4749		18	53.5390		18	53.6511
	17	50.3628		18	53.4270		19	56.4912		19	56.6032
119	12	35.6162	127	13	38.6803	135	14	41.7445	143	15	44.8087
	13	38.5683		14	41.6325		15	44.6967		<b>16</b>	<b>47.7608</b>
	<b>14</b>	<b>41.5204</b>		<b>15</b>	<b>44.5846</b>		<b>16</b>	<b>47.6488</b>		17	50.7130
	15	44.4726		16	47.5367		17	50.6009		18	53.6651
	16	47.4247		17	50.4889		18	53.5530		19	56.6172
	17	50.3768		18	53.4410		19	56.5052		20	59.5694
120	12	35.6302	128	13	38.6944	136	14	41.7585	144	15	44.8227
	13	38.5823		14	41.6465		15	44.7107		16	47.7748
	<b>14</b>	<b>41.5344</b>		<b>15</b>	<b>44.5986</b>		<b>16</b>	<b>47.6628</b>		<b>17</b>	<b>50.7270</b>
	15	44.4866		16	47.5507		17	50.6149		18	53.6791
	16	47.4387		17	50.5029		18	53.5671		19	56.6312
	17	50.3908		18	53.4550		19	56.5192		20	59.5834
121	12	35.6442	129	13	38.7084	137	14	41.7725	145	15	44.8367
	13	38.5963		14	41.6605		15	44.7247		16	47.7888
	<b>14</b>	<b>41.5484</b>		<b>15</b>	<b>44.6126</b>		<b>16</b>	<b>47.6768</b>		<b>17</b>	<b>50.7410</b>
	15	44.5006		16	47.5648		17	50.6289		18	53.6931
	16	47.4527		17	50.5169		18	53.5811		19	56.6452
	17	50.4048		18	53.4690		19	56.5332		20	59.5974
122	12	35.6582	130	13	38.7224	138	14	41.7865	146	15	44.8507
	13	38.6103		14	41.6745		15	44.7387		16	47.8028
	<b>14</b>	<b>41.5625</b>		<b>15</b>	<b>44.6266</b>		<b>16</b>	<b>47.6908</b>		<b>17</b>	<b>50.7550</b>
	15	44.5146		16	47.5788		17	50.6429		18	53.7071
	16	47.4667		17	50.5309		18	53.5951		19	56.6592
	17	50.4188		18	53.4830		19	56.5472		20	59.6114
123	12	35.6722	131	13	38.7364	139	14	41.8005	147	15	44.8647
	13	38.6243		14	41.6885		15	44.7527		16	47.8169
	<b>14</b>	<b>41.5765</b>		<b>15</b>	<b>44.6406</b>		<b>16</b>	<b>47.7048</b>		<b>17</b>	<b>50.7690</b>
	15	44.5286		16	47.5928		17	50.6569		18	53.7211
	16	47.4807		17	50.5449		18	53.6091		19	56.6732
	17	50.4329		18	53.4970		19	56.5612		20	59.6254
124	12	35.6862	132	13	38.7504	140	14	41.8145	148	15	44.8787
	13	38.6383		14	41.7025		15	44.7667		16	47.8309
	<b>14</b>	<b>41.5905</b>		<b>15</b>	<b>44.6546</b>		<b>16</b>	<b>47.7188</b>		<b>17</b>	<b>50.7830</b>
	15	44.5426		16	47.6068		17	50.6709		18	53.7351
	16	47.4947		17	50.5589		18	53.6231		19	56.6873
	17	50.4469		18	53.5110		19	56.5752		20	59.6394

续表

假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度	假想齿数	跨测齿数	公法线长度
$z'$	$k$	$W'$	$z'$	$k$	$W'$	$z'$	$k$	$W'$	$z'$	$k$	$W'$
149	15	44.8927	157	16	47.9569	165	17	51.0211	173	18	54.0853
	16	47.8449		17	50.9090		18	53.9732		19	57.0374
	17	<b>50.7970</b>		18	<b>53.8612</b>		19	<b>56.9253</b>		20	<b>59.9895</b>
	18	53.7491		19	56.8133		20	59.8775		21	62.9417
	19	56.7013		20	59.7654		21	62.8296		22	65.8938
	20	59.6534		21	62.7176		22	65.7817		23	68.8459
150	15	44.9067	158	16	47.9709	166	17	51.0351	174	18	54.0993
	16	47.8589		17	50.9230		18	53.9872		19	57.0514
	17	<b>50.8110</b>		18	<b>53.8752</b>		19	<b>56.9394</b>		20	<b>60.0035</b>
	18	53.7631		19	56.8273		20	59.8915		21	62.9557
	19	56.7153		20	59.7794		21	62.8436		22	65.9078
	20	59.6674		21	62.7316		22	65.7957		23	68.8599
151	15	44.9207	159	16	47.9849	167	17	51.0491	175	18	54.1133
	16	47.8729		17	50.9370		18	54.0012		19	57.0654
	17	<b>50.8250</b>		18	<b>53.8892</b>		19	<b>56.9534</b>		20	<b>60.0175</b>
	18	53.7771		19	56.8413		20	59.9055		21	62.9697
	19	56.7293		20	59.7934		21	62.8576		22	65.9218
	20	59.6814		21	62.7456		22	65.8098		23	68.8739
152	16	47.8869	160	16	47.9989	168	17	51.0631	176	18	54.1273
	17	<b>50.8390</b>		17	50.9511		18	54.0152		19	57.0794
	18	53.7911		18	<b>53.9032</b>		19	<b>56.9674</b>		20	<b>60.0315</b>
	19	56.7433		19	56.8553		20	59.9195		21	62.9837
	20	59.6954		20	59.8074		21	62.8716		22	65.9358
	21	62.6475		21	62.7596		22	65.8238		23	68.8879
153	16	47.9009	161	17	50.9651	169	17	51.0771	177	18	54.1413
	17	50.8530		18	<b>53.9172</b>		18	54.0292		19	57.0934
	18	<b>53.8051</b>		19	56.8693		19	<b>56.9814</b>		20	<b>60.0455</b>
	19	56.7573		20	59.8215		20	59.9335		21	62.9977
	20	59.7094		21	62.7736		21	62.8856		22	65.9498
	21	62.6615		22	65.7257		22	65.8378		23	68.9019
154	16	47.9149	162	17	50.9791	170	18	54.0432	178	18	54.1553
	17	50.8670		18	53.9312		19	<b>56.9954</b>		19	57.1074
	18	<b>53.8192</b>		19	<b>56.8833</b>		20	59.9475		20	<b>60.0595</b>
	19	56.7713		20	59.8355		21	62.8996		21	63.0117
	20	59.7234		21	62.7876		22	65.8518		22	65.9638
	21	62.6755		22	65.7397		23	68.8039		23	68.9159
155	16	47.9289	163	17	50.9931	171	18	54.0572	179	19	57.1214
	17	50.8810		18	53.9452		19	57.0094		20	<b>60.0736</b>
	18	<b>53.8332</b>		19	<b>56.8973</b>		20	<b>59.9615</b>		21	63.0257
	19	56.7853		20	59.8495		21	62.9136		22	65.9778
	20	59.7374		21	62.8016		22	65.8658		23	68.9299
	21	62.6896		22	65.7537		23	68.8179		24	71.8821
156	16	47.9429	164	17	51.0071	172	18	54.0713	180	19	57.1354
	17	50.8950		18	53.9592		19	57.0234		20	60.0876
	18	<b>53.8472</b>		19	<b>56.9113</b>		20	<b>59.9755</b>		21	<b>63.0397</b>
	19	56.7993		20	59.8635		21	62.9276		22	65.9918
	20	59.7514		21	62.8156		22	65.8798		23	68.9440
	21	62.7036		22	65.7677		23	68.8319		24	71.8961

续表

假想齿数 $z'$	跨测齿数 $k$	公法线长度 $W^*$	假想齿数 $z'$	跨测齿数 $k$	公法线长度 $W^*$	假想齿数 $z'$	跨测齿数 $k$	公法线长度 $W^*$	假想齿数 $z'$	跨测齿数 $k$	公法线长度 $W^*$
181	19	57.1494	186	19	57.2195	191	20	60.2416	196	20	60.3116
	20	60.1016		20	60.1716		21	63.1938		21	63.2638
	<b>21</b>	<b>63.0537</b>		<b>21</b>	<b>63.1237</b>		<b>22</b>	<b>66.1459</b>		<b>22</b>	<b>66.2159</b>
	22	66.0058		22	66.0759		23	69.0980		23	69.1680
	23	68.9580		23	69.0280		24	72.0501		24	72.1202
	24	71.9101		24	71.9801		25	75.0023		25	75.0723
182	19	57.1634	187	19	57.2335	192	20	60.2556	197	21	63.2778
	20	60.1156		20	60.1856		21	63.2078		<b>22</b>	<b>66.2299</b>
	<b>21</b>	<b>63.0677</b>		<b>21</b>	<b>63.1377</b>		<b>22</b>	<b>66.1599</b>		23	69.1820
	22	66.0198		22	66.0899		23	69.1120		24	72.1342
	23	68.9720		23	69.0420		24	72.0642		25	75.0863
	24	71.9241		24	71.9941		25	75.0163		26	78.0384
183	19	57.1774	188	20	60.1996	193	20	60.2696	198	21	63.2918
	20	60.1296		<b>21</b>	<b>63.1517</b>		21	63.2218		22	66.2439
	<b>21</b>	<b>63.0817</b>		22	66.1039		<b>22</b>	<b>66.1739</b>		<b>23</b>	<b>69.1961</b>
	22	66.0338		23	69.0560		23	69.1260		24	72.1482
	23	68.9860		24	72.0081		24	72.0782		25	75.1003
	24	71.9381		25	74.9603		25	75.0303		26	78.0524
184	19	57.1915	189	20	60.2186	194	20	60.2836	199	21	63.3058
	20	60.1436		21	63.1657		21	63.2358		22	66.2579
	<b>21</b>	<b>63.0957</b>		<b>22</b>	<b>66.1179</b>		<b>22</b>	<b>66.1879</b>		<b>23</b>	<b>69.2101</b>
	22	66.0478		23	69.0700		23	69.1400		24	72.1622
	23	69.0000		24	72.0221		24	72.0922		25	75.1143
	24	71.9521		25	74.9743		25	75.0443		26	78.0665
185	19	57.2055	190	20	60.2276	195	20	60.2976	200	21	63.3198
	20	60.1576		21	63.1797		21	63.2498		22	66.2719
	<b>21</b>	<b>63.1097</b>		<b>22</b>	<b>66.1319</b>		<b>22</b>	<b>66.2019</b>		<b>23</b>	<b>69.2241</b>
	22	66.0619		23	69.0840		23	69.1540		24	72.1762
	23	69.0140		24	72.0361		24	72.1062		25	75.1283
	24	71.9661		25	74.9883		25	75.0583		26	78.0805

注：1. 本表可用于外啮合和内啮合的直齿轮和斜齿轮，使用方法见表 13-1-25。

2. 对直齿轮  $z' = z$ ，对斜齿轮  $z' = z \frac{\text{inv}\alpha_t}{\text{inv}\alpha_n}$ 。

3. 对内齿轮  $k$  为跨测齿槽数。

4. 黑体字是标准齿轮 ( $x = x_n = 0$ ) 的跨测齿数  $k$  和公法线长度  $W^*$ 。

表 13-1-27

$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}\alpha_n}$  值 ( $\alpha_n = 20^\circ$ )

$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}20^\circ}$	差值	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}20^\circ}$	差值	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}20^\circ}$	差值	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}20^\circ}$	差值
8°	1.0283		17°	1.1358		25°	1.3227		32°	1.5952	
8°20'	1.0308	0.0025	17°20'	1.1417	0.0059	25°20'	1.3330	0.0103	32°20'	1.6116	0.0164
8°40'	1.0333	0.0025	17°40'	1.1476	0.0059	25°40'	1.3435	0.0105	32°40'	1.6285	0.0169
9°	1.0360	0.0027	18°	1.1537	0.0061	26°	1.3542	0.0107	33°	1.6457	0.0172
9°20'	1.0388	0.0028	18°20'	1.1600	0.0063	26°20'	1.3652	0.0110	33°20'	1.6634	0.0177
9°40'	1.0417	0.0029	18°40'	1.1665	0.0065	26°40'	1.3765	0.0113	33°40'	1.6814	0.0180
10°	1.0447	0.0030	19°	1.1731	0.0066	27°	1.3880	0.0115	34°	1.6999	0.0185
10°20'	1.0478	0.0031	19°20'	1.1798	0.0067	27°20'	1.3997	0.0117	34°20'	1.7188	0.0189
10°40'	1.0510	0.0032	19°40'	1.1867	0.0069	27°40'	1.4117	0.0120	34°40'	1.7381	0.0193
11°	1.0544	0.0034	20°	1.1938	0.0071	28°	1.4240	0.0123	35°	1.7579	0.0198
11°20'	1.0578	0.0034	20°20'	1.2011	0.0073	28°20'	1.4366	0.0126	35°20'	1.7782	0.0203
11°40'	1.0614	0.0037	20°40'	1.2085	0.0074	28°40'	1.4494	0.0128	35°40'	1.7989	0.0207
12°	1.0651	0.0037	21°	1.2162	0.0077	29°	1.4626	0.0132	36°	1.8201	0.0212
12°20'	1.0689	0.0038	21°20'	1.2240	0.0078	29°20'	1.4760	0.0134	36°20'	1.8419	0.0218
12°40'	1.0728	0.0039	21°40'	1.2319	0.0079	29°40'	1.4898	0.0138	36°40'	1.8641	0.0222
13°	1.0769	0.0041	22°	1.2401	0.0082	30°	1.5038	0.0140	37°	1.8869	0.0228
13°20'	1.0811	0.0042	22°20'	1.2485	0.0084	30°20'	1.5182	0.0144	37°20'	1.9102	0.0233
13°40'	1.0854	0.0043	22°40'	1.2570	0.0085	30°40'	1.5329	0.0147	37°40'	1.9341	0.0239
14°	1.0898	0.0044	23°	1.2658	0.0088	31°	1.5479	0.0150	38°	1.9586	0.0245
14°20'	1.0944	0.0046	23°20'	1.2747	0.0089	31°20'	1.5633	0.0154	38°20'	1.9837	0.0251
14°40'	1.0991	0.0047	23°40'	1.2839	0.0092	31°40'	1.5791	0.0158	38°40'	2.0093	0.0256
15°	1.1039	0.0048	24°	1.2933	0.0094	32°	1.5952	0.0161	39°	2.0356	0.0263
15°20'	1.1089	0.0050	24°20'	1.3029	0.0096						
15°40'	1.1140	0.0051	24°40'	1.3127	0.0098						
16°	1.1192	0.0052	25°	1.3227	0.0100						
16°20'	1.1246	0.0054									
16°40'	1.1302	0.0056									
17°	1.1358	0.0056									

表 13-1-28

假想齿数的小数部分的公法线长度

( $m_n = 1, \alpha_n = 20^\circ$ )

/mm

$z'$	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.0000	0.0001	0.0003	0.0004	0.0006	0.0007	0.0008	0.0010	0.0011	0.0013
0.1	0.0014	0.0015	0.0017	0.0018	0.0020	0.0021	0.0022	0.0024	0.0025	0.0027
0.2	0.0028	0.0029	0.0031	0.0032	0.0034	0.0035	0.0036	0.0038	0.0039	0.0041
0.3	0.0042	0.0043	0.0045	0.0046	0.0048	0.0049	0.0050	0.0052	0.0053	0.0055
0.4	0.0056	0.0057	0.0059	0.0060	0.0062	0.0063	0.0064	0.0066	0.0067	0.0069
0.5	0.0070	0.0071	0.0073	0.0074	0.0076	0.0077	0.0078	0.0080	0.0081	0.0083
0.6	0.0084	0.0085	0.0087	0.0088	0.0090	0.0091	0.0092	0.0094	0.0095	0.0097
0.7	0.0098	0.0099	0.0101	0.0102	0.0104	0.0105	0.0106	0.0108	0.0109	0.0111
0.8	0.0112	0.0113	0.0115	0.0116	0.0118	0.0119	0.0120	0.0122	0.0123	0.0125
0.9	0.0126	0.0127	0.0129	0.0130	0.0132	0.0133	0.0134	0.0136	0.0137	0.0139

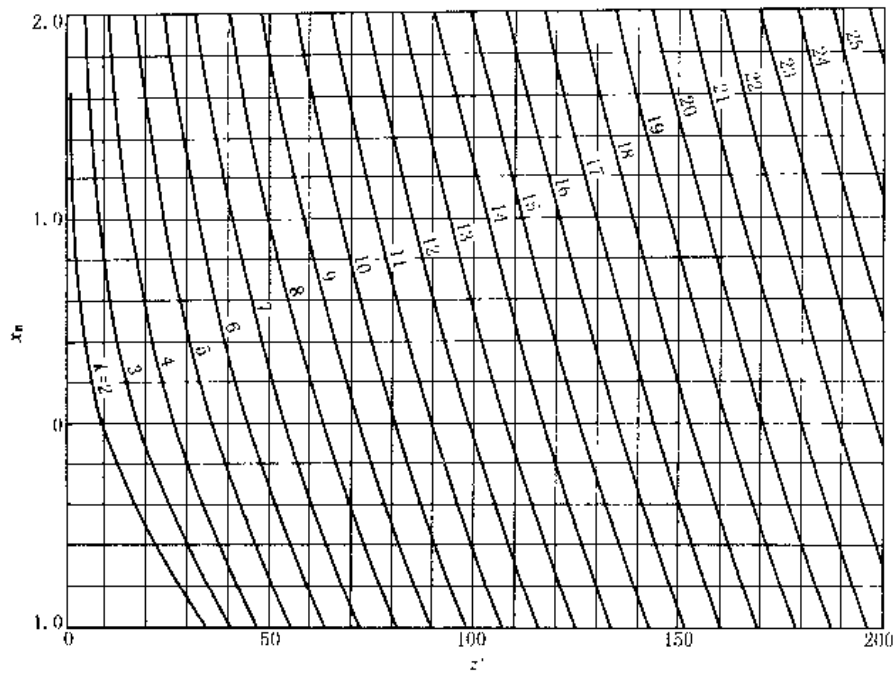


图 13-1-9 跨测齿数  $k$  ( $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ )

表 13-1-29

变位齿轮的公法线长度附加量  $\Delta W^*$  ( $m = m_n = 1, \alpha = \alpha_n = 20^\circ$ )

/mm

$x$ (或 $x_n$ )	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.0000	0.0068	0.0137	0.0205	0.0274	0.0342	0.0410	0.0479	0.0547	0.0616
0.1	0.0684	0.0752	0.0821	0.0889	0.0958	0.1026	0.1094	0.1163	0.1231	0.1300
0.2	0.1368	0.1436	0.1505	0.1573	0.1642	0.1710	0.1779	0.1847	0.1915	0.1984
0.3	0.2052	0.2121	0.2189	0.2257	0.2326	0.2394	0.2463	0.2531	0.2599	0.2668
0.4	0.2736	0.2805	0.2873	0.2941	0.3010	0.3078	0.3147	0.3215	0.3283	0.3352
0.5	0.3420	0.3489	0.3557	0.3625	0.3694	0.3762	0.3831	0.3899	0.3967	0.4036
0.6	0.4104	0.4173	0.4241	0.4309	0.4378	0.4446	0.4515	0.4583	0.4651	0.4720
0.7	0.4788	0.4857	0.4925	0.4993	0.5062	0.5130	0.5199	0.5267	0.5336	0.5404
0.8	0.5472	0.5541	0.5609	0.5678	0.5746	0.5814	0.5883	0.5951	0.6020	0.6088
0.9	0.6156	0.6225	0.6293	0.6362	0.6430	0.6498	0.6567	0.6635	0.6704	0.6772
1.0	0.6840	0.6909	0.6977	0.7046	0.7114	0.7182	0.7251	0.7319	0.7388	0.7456
1.1	0.7524	0.7593	0.7661	0.7730	0.7798	0.7866	0.7935	0.8003	0.8072	0.8140
1.2	0.8208	0.8277	0.8345	0.8414	0.8482	0.8551	0.8619	0.8687	0.8756	0.8824
1.3	0.8893	0.8961	0.9029	0.9098	0.9166	0.9235	0.9303	0.9371	0.9440	0.9508
1.4	0.9577	0.9645	0.9713	0.9782	0.9850	0.9919	0.9987	1.0055	1.0124	1.0192
1.5	1.0261	1.0329	1.0397	1.0466	1.0534	1.0603	1.0671	1.0739	1.0808	1.0876
1.6	1.0945	1.1013	1.1081	1.1150	1.1218	1.1287	1.1355	1.1423	1.1492	1.1560
1.7	1.1629	1.1697	1.1765	1.1834	1.1902	1.1971	1.2039	1.2108	1.2176	1.2244
1.8	1.2313	1.2381	1.2450	1.2518	1.2586	1.2655	1.2723	1.2792	1.2860	1.2928
1.9	1.2997	1.3065	1.3134	1.3202	1.3270	1.3339	1.3407	1.3476	1.3544	1.3612

5.3 分度圆弦齿厚

表 13-1-30 分度圆弦齿厚的计算公式

名 称		直齿轮 (外啮合、内啮合)	斜齿轮 (外啮合、内啮合)
标准 齿 轮	外齿轮	$\bar{h} = h_a + \frac{mz}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z} \right)$	$\bar{h}_n = h_a + \frac{m_n z_v}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z_v} \right)$
	分度圆弦 齿高 $\bar{h}$	$\bar{h}_2 = h_{a2} - \frac{mz_2}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z_2} \right) + \Delta \bar{h}_2$ 式中 $\Delta \bar{h}_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \alpha_{a2}$	$h_{a2} = h_{a2} + \frac{m_n z_{v2}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z_{v2}} \right) + \Delta \bar{h}_2$ 式中 $\Delta \bar{h}_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha_1 + \text{inv} \alpha_{a2}$
	分度圆弦齿厚 $\bar{s}$	$s = mz \sin \frac{\pi}{2z}$	$s_n = m_n z_v \sin \frac{\pi}{2z_v}$
外齿轮的 $\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ ) 和 $\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ ) 可由表 13-1-31 查出			
变位 齿 轮	外齿轮	$h = h_a + \frac{mz}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z} + \frac{2x_2 \tan \alpha}{z} \right) \right]$	$h_n = h_a + \frac{m_n z_v}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z_v} + \frac{2x_{n2} \tan \alpha_n}{z_v} \right) \right]$
	分度圆弦 齿高 $\bar{h}$	$\bar{h}_2 = h_{a2} - \frac{mz_2}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z_2} - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2} \right) \right] + \Delta \bar{h}_2$ 式中 $\Delta \bar{h}_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2} + \text{inv} \alpha_{a2}$	$\bar{h}_{n2} = h_{a2} - \frac{m_n z_{v2}}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z_{v2}} - \frac{2x_{n2} \tan \alpha_n}{z_{v2}} \right) \right] + \Delta \bar{h}_2$ 式中 $\Delta \bar{h}_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha_1 - \frac{2x_{n2} \tan \alpha_n}{z_2} + \text{inv} \alpha_{a2}$
	分度圆弦齿厚 $\bar{s}$	$s = mz \sin \left( \frac{\pi}{2z} \pm \frac{2x_2 \tan \alpha}{z} \right)$	$s_n = m_n z_v \sin \left( \frac{\pi}{2z_v} \pm \frac{2x_{n2} \tan \alpha_n}{z_v} \right)$
外齿轮的 $\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ ) 和 $\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ ) 可由表 13-1-32 查出			

注：有“±”号处，正号用于外齿轮，负号用于内齿轮。

表 13-1-31 标准外齿轮的分度圆弦齿厚  $\bar{s}$  (或  $\bar{s}_n$ ) 和分度圆弦齿高  $\bar{h}$  (或  $\bar{h}_n$ )

( $m = m_n = 1, h_a^* = h_{an}^* = 1$ )

/mm

$z$ (或 $z_v$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$z$ (或 $z_v$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$z$ (或 $z_v$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$z$ (或 $z_v$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )
8	1.5607	1.0769	23	1.5696	1.0268	38	1.5703	1.0162	53	1.5706	1.0116
9	1.5628	1.0684	24	1.5697	1.0257	39	1.5704	1.0158	54	1.5706	1.0114
10	1.5643	1.0616	25	1.5698	1.0247	40	1.5704	1.0154	55	1.5706	1.0112
11	1.5655	1.0560	26	1.5698	1.0237	41	1.5704	1.0150	56	1.5706	1.0110
12	1.5663	1.0513	27	1.5699	1.0228	42	1.5704	1.0147	57	1.5706	1.0108
13	1.5670	1.0474	28	1.5700	1.0220	43	1.5704	1.0143	58	1.5706	1.0106
14	1.5675	1.0440	29	1.5700	1.0213	44	1.5705	1.0140	59	1.5706	1.0105
15	1.5679	1.0411	30	1.5701	1.0206	45	1.5705	1.0137	60	1.5706	1.0103
16	1.5683	1.0385	31	1.5701	1.0199	46	1.5705	1.0134	61	1.5706	1.0101
17	1.5686	1.0363	32	1.5702	1.0193	47	1.5705	1.0131	62	1.5706	1.0099
18	1.5688	1.0342	33	1.5702	1.0187	48	1.5705	1.0128	63	1.5706	1.0098
19	1.5690	1.0324	34	1.5702	1.0181	49	1.5705	1.0126	64	1.5706	1.0096
20	1.5692	1.0308	35	1.5703	1.0176	50	1.5705	1.0123	65	1.5706	1.0095
21	1.5693	1.0294	36	1.5703	1.0171	51	1.5705	1.0121	66	1.5706	1.0093
22	1.5695	1.0280	37	1.5703	1.0167	52	1.5706	1.0119	67	1.5707	1.0092

续表

$z$ (或 $z_v$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_v$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_v$ )	$z$ (或 $z_v$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_v$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_v$ )	$z$ (或 $z_v$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_v$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_v$ )	$z$ (或 $z_v$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_v$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_v$ )
68	1.5707	1.0091	87	1.5707	1.0071	106	1.5707	1.0058	125	1.5708	1.0049
69	1.5707	1.0089	88	1.5707	1.0070	107	1.5707	1.0058	126	1.5708	1.0049
70	1.5707	1.0088	89	1.5707	1.0069	108	1.5707	1.0057	127	1.5708	1.0049
71	1.5707	1.0087	90	1.5707	1.0069	109	1.5707	1.0057	128	1.5708	1.0048
72	1.5707	1.0086	91	1.5707	1.0068	110	1.5707	1.0056	129	1.5708	1.0048
73	1.5707	1.0084	92	1.5707	1.0067	111	1.5707	1.0056	130	1.5708	1.0047
74	1.5707	1.0083	93	1.5707	1.0066	112	1.5707	1.0055	131	1.5708	1.0047
75	1.5707	1.0082	94	1.5707	1.0066	113	1.5707	1.0055	132	1.5708	1.0047
76	1.5707	1.0081	95	1.5707	1.0065	114	1.5707	1.0054	133	1.5708	1.0046
77	1.5707	1.0080	96	1.5707	1.0064	115	1.5707	1.0054	134	1.5708	1.0046
78	1.5707	1.0079	97	1.5707	1.0064	116	1.5707	1.0053	135	1.5708	1.0046
79	1.5707	1.0078	98	1.5707	1.0063	117	1.5707	1.0053	140	1.5708	1.0044
80	1.5707	1.0077	99	1.5707	1.0062	118	1.5707	1.0052	145	1.5708	1.0043
81	1.5707	1.0076	100	1.5707	1.0062	119	1.5708	1.0052	150	1.5708	1.0041
82	1.5707	1.0075	101	1.5707	1.0061	120	1.5708	1.0051	200	1.5708	1.0031
83	1.5707	1.0074	102	1.5707	1.0060	121	1.5708	1.0051	$\infty$	1.5708	1.0000
84	1.5707	1.0073	103	1.5707	1.0060	122	1.5708	1.0051			
85	1.5707	1.0073	104	1.5707	1.0059	123	1.5708	1.0050			
86	1.5707	1.0072	105	1.5707	1.0059	124	1.5708	1.0050			

- 注: 1. 当模数  $m$  (或  $m_n$ )  $\neq 1$  时, 应将查得的结果乘以  $m$  (或  $m_n$ )。  
 2. 当  $h_a^*$  (或  $h_{an}^*$ )  $\neq 1$  时, 应将查得的弦齿高减去  $(1 - h_a^*)$  或  $(1 - h_{an}^*)$ , 弦齿厚不变。  
 3. 对斜齿轮, 用  $z_v$  查表,  $z_v$  有小数时, 按插入法计算。

表 13-1-32 变位外齿轮的分度圆弦齿厚  $\bar{s}$  (或  $\bar{s}_n$ ) 和分度圆弦齿高  $\bar{h}$  (或  $\bar{h}_n$ )

( $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ ,  $m = m_n = 1$ ,  $h_a^* = h_{an}^* = 1$ )

/mm

$z$ (或 $z_v$ )	10		11		12		13		14		15		16		17	
$x$ (或 $x_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )
0.02														1.583	1.057	
0.05									1.604	1.093	1.604	1.090	1.605	1.088		
0.08									1.626	1.124	1.626	1.121	1.626	1.119		
0.10								1.639	1.148	1.640	1.145	1.641	1.142	1.641	1.140	
0.12								1.654	1.169	1.655	1.166	1.655	1.163	1.655	1.160	
0.15							1.675	1.204	1.676	1.200	1.677	1.197	1.677	1.194	1.677	1.192
0.18							1.697	1.236	1.698	1.232	1.698	1.228	1.699	1.225	1.699	1.223
0.20					1.710	1.261	1.711	1.257	1.712	1.253	1.713	1.249	1.713	1.246	1.713	1.243
0.22					1.725	1.282	1.726	1.278	1.726	1.273	1.727	1.270	1.728	1.267	1.728	1.264
0.25	1.744	1.327	1.745	1.320	1.746	1.314	1.747	1.309	1.748	1.305	1.749	1.301	1.749	1.298	1.750	1.295
0.28	1.765	1.359	1.767	1.351	1.768	1.346	1.769	1.341	1.770	1.336	1.770	1.332	1.771	1.329	1.771	1.326
0.30	1.780	1.380	1.781	1.373	1.782	1.367	1.783	1.362	1.784	1.357	1.785	1.353	1.785	1.350	1.786	1.347
0.32	1.794	1.401	1.796	1.394	1.797	1.388	1.798	1.383	1.798	1.378	1.799	1.374	1.800	1.371	1.800	1.368
0.35	1.815	1.433	1.817	1.426	1.819	1.419	1.820	1.414	1.820	1.410	1.821	1.405	1.822	1.402	1.822	1.399
0.38	1.837	1.465	1.839	1.457	1.841	1.451	1.841	1.446	1.842	1.441	1.843	1.437	1.843	1.433	1.844	1.430
0.40	1.851	1.486	1.853	1.479	1.855	1.472	1.856	1.467	1.857	1.462	1.857	1.458	1.858	1.454	1.858	1.451



续表

$z$ (或 $z_n$ )	10		11		12		13		14		15		16		17	
$x$ (或 $x_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$s$ (或 $s_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$s$ (或 $s_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$s$ (或 $s_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )
0.42	1.866	1.508	1.867	1.500	1.870	1.493	1.870	1.488	1.871	1.483	1.872	1.479	1.872	1.475	1.873	1.472
0.45	1.887	1.540	1.889	1.532	1.891	1.525	1.892	1.519	1.893	1.514	1.893	1.510	1.894	1.506	1.895	1.503
0.48	1.908	1.572	1.910	1.564	1.917	1.557	1.913	1.551	1.914	1.546	1.915	1.541	1.916	1.538	1.916	1.534
0.50	1.923	1.593	1.925	1.585	1.926	1.578	1.928	1.572	1.929	1.567	1.929	1.562	1.930	1.558	1.931	1.555
0.52	1.937	1.615	1.939	1.606	1.941	1.599	1.942	1.593	1.943	1.588	1.944	1.583	1.945	1.579	1.945	1.576
0.55	1.959	1.647	1.961	1.638	1.962	1.631	1.964	1.625	1.965	1.620	1.966	1.615	1.966	1.611	1.967	1.607
0.58	1.980	1.679	1.982	1.670	1.984	1.663	1.985	1.656	1.986	1.651	1.987	1.646	1.988	1.642	1.988	1.638
0.60	1.994	1.700	1.996	1.691	1.998	1.684	1.999	1.677	2.001	1.673	2.002	1.667	2.002	1.663	2.003	1.659
$z$ (或 $z_n$ )	18		19		20		21		22		23		24		25	
$x$ (或 $x_n$ )	$s$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$s$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$s$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$s$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )
-0.12					1.482	0.908	1.482	0.906	1.482	0.905	1.482	0.904	1.483	0.903	1.483	0.902
-0.10			1.496	0.930	1.497	0.928	1.497	0.927	1.497	0.925	1.497	0.924	1.497	0.923	1.497	0.922
-0.08			1.511	0.950	1.511	0.949	1.511	0.947	1.511	0.946	1.511	0.945	1.511	0.944	1.512	0.943
-0.05	1.533	0.983	1.533	0.981	1.533	0.979	1.533	0.978	1.533	0.977	1.533	0.976	1.534	0.975	1.534	0.974
-0.02	1.554	1.014	1.554	1.012	1.555	1.010	1.555	1.009	1.555	1.008	1.555	1.006	1.555	1.005	1.555	1.004
0.00	1.569	1.034	1.569	1.032	1.569	1.031	1.569	1.029	1.569	1.028	1.569	1.027	1.570	1.026	1.570	1.025
0.02	1.583	1.055	1.584	1.053	1.584	1.051	1.584	1.050	1.584	1.049	1.584	1.047	1.584	1.046	1.584	1.045
0.05	1.605	1.086	1.605	1.084	1.605	1.082	1.606	1.081	1.606	1.079	1.606	1.078	1.606	1.077	1.606	1.076
0.08	1.627	1.117	1.627	1.115	1.627	1.113	1.627	1.112	1.628	1.110	1.628	1.109	1.628	1.108	1.628	1.107
0.10	1.641	1.138	1.642	1.136	1.642	1.134	1.642	1.132	1.642	1.131	1.642	1.130	1.642	1.128	1.642	1.127
0.12	1.656	1.158	1.656	1.156	1.656	1.154	1.656	1.153	1.657	1.151	1.657	1.150	1.657	1.149	1.657	1.147
0.15	1.678	1.189	1.678	1.187	1.678	1.185	1.678	1.184	1.678	1.182	1.678	1.181	1.679	1.179	1.679	1.178
0.18	1.699	1.220	1.700	1.218	1.700	1.216	1.700	1.215	1.700	1.213	1.700	1.212	1.700	1.210	1.701	1.209
0.20	1.714	1.241	1.714	1.239	1.714	1.237	1.714	1.235	1.715	1.234	1.715	1.232	1.715	1.231	1.715	1.229
0.22	1.728	1.262	1.729	1.259	1.729	1.257	1.729	1.256	1.729	1.254	1.729	1.253	1.729	1.251	1.730	1.250
0.25	1.750	1.293	1.750	1.290	1.750	1.288	1.751	1.287	1.751	1.285	1.751	1.283	1.751	1.281	1.751	1.280
0.28	1.772	1.324	1.772	1.321	1.772	1.319	1.773	1.318	1.773	1.316	1.773	1.314	1.773	1.313	1.773	1.311
0.30	1.786	1.344	1.787	1.342	1.787	1.340	1.787	1.338	1.787	1.336	1.787	1.335	1.788	1.333	1.788	1.332
0.32	1.801	1.365	1.801	1.363	1.801	1.361	1.802	1.359	1.802	1.357	1.802	1.355	1.802	1.354	1.802	1.353
0.35	1.822	1.396	1.823	1.394	1.823	1.392	1.823	1.390	1.824	1.388	1.824	1.386	1.824	1.385	1.824	1.383
0.38	1.844	1.427	1.844	1.425	1.845	1.423	1.845	1.421	1.845	1.419	1.845	1.417	1.846	1.415	1.846	1.414
0.40	1.858	1.448	1.859	1.446	1.859	1.443	1.859	1.441	1.860	1.439	1.860	1.438	1.860	1.436	1.860	1.435
0.42	1.873	1.469	1.873	1.466	1.874	1.464	1.874	1.462	1.874	1.460	1.874	1.458	1.875	1.457	1.875	1.455
0.45	1.895	1.500	1.895	1.497	1.896	1.495	1.896	1.493	1.896	1.491	1.896	1.489	1.896	1.488	1.897	1.486
0.48	1.916	1.531	1.917	1.529	1.917	1.526	1.918	1.524	1.918	1.522	1.918	1.520	1.918	1.518	1.918	1.517
0.50	1.931	1.552	1.931	1.549	1.932	1.547	1.932	1.545	1.932	1.543	1.933	1.541	1.933	1.539	1.933	1.537
0.52	1.945	1.573	1.946	1.570	1.946	1.568	1.947	1.565	1.947	1.563	1.947	1.562	1.947	1.560	1.947	1.558
0.55	1.967	1.604	1.968	1.601	1.968	1.599	1.968	1.596	1.969	1.594	1.969	1.593	1.969	1.591	1.969	1.589
0.58	1.989	1.635	1.989	1.632	1.990	1.630	1.990	1.627	1.990	1.625	1.991	1.624	1.991	1.621	1.991	1.620
0.60	2.003	1.656	2.004	1.653	2.004	1.650	2.005	1.648	2.005	1.646	2.005	1.645	2.005	1.642	2.005	1.641

续表

$z$ (或 $z_0$ )	26 ~ 30	31 ~ 69	70 ~ 200	26	28	30	40	50	60	70	80	90	100	150	200
$x$ (或 $x_0$ )	$s$ (或 $s_0$ )	$s$ (或 $s_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )
-0.60	1.134	1.134	1.134	0.413	0.412	0.411	0.408	0.406	0.405	0.405	0.404	0.404	0.403	0.403	0.402
-0.58	1.148	1.149	1.149	0.433	0.432	0.431	0.428	0.427	0.426	0.425	0.424	0.424	0.423	0.423	0.422
-0.55	1.170	1.170	1.170	0.463	0.462	0.461	0.459	0.457	0.456	0.455	0.454	0.454	0.454	0.453	0.452
-0.52	1.192	1.192	1.192	0.494	0.493	0.492	0.489	0.487	0.486	0.485	0.485	0.484	0.484	0.483	0.482
-0.50	1.206	1.207	1.207	0.514	0.513	0.512	0.509	0.507	0.506	0.505	0.505	0.504	0.504	0.503	0.502
-0.48	1.221	1.221	1.221	0.534	0.533	0.532	0.529	0.528	0.526	0.525	0.525	0.524	0.524	0.523	0.522
-0.45	1.243	1.243	1.243	0.565	0.564	0.563	0.560	0.558	0.557	0.556	0.555	0.554	0.554	0.553	0.552
-0.42	1.265	1.265	1.266	0.595	0.594	0.593	0.590	0.588	0.587	0.586	0.585	0.584	0.584	0.583	0.582
-0.40	1.279	1.280	1.280	0.616	0.615	0.614	0.610	0.608	0.607	0.606	0.605	0.605	0.604	0.603	0.602
-0.38	1.294	1.294	1.294	0.636	0.635	0.634	0.630	0.628	0.627	0.626	0.625	0.625	0.624	0.623	0.622
-0.35	1.316	1.316	1.316	0.667	0.665	0.664	0.661	0.659	0.657	0.656	0.655	0.655	0.654	0.653	0.652
-0.32	1.337	1.338	1.338	0.697	0.696	0.695	0.691	0.689	0.687	0.686	0.686	0.685	0.685	0.683	0.682
-0.30	1.352	1.352	1.352	0.718	0.716	0.715	0.711	0.709	0.708	0.707	0.706	0.705	0.705	0.703	0.702
-0.28	1.366	1.367	1.367	0.738	0.737	0.736	0.732	0.729	0.728	0.727	0.726	0.725	0.725	0.723	0.722
-0.25	1.388	1.389	1.389	0.769	0.767	0.766	0.762	0.760	0.758	0.757	0.756	0.755	0.755	0.753	0.752
-0.22	1.410	1.411	1.411	0.799	0.798	0.797	0.792	0.790	0.788	0.787	0.786	0.786	0.785	0.784	0.783
-0.20	1.425	1.425	1.425	0.819	0.818	0.817	0.813	0.810	0.809	0.807	0.806	0.806	0.805	0.804	0.803
-0.18	1.439	1.440	1.440	0.840	0.838	0.837	0.833	0.830	0.829	0.827	0.826	0.826	0.825	0.824	0.823
-0.15	1.461	1.462	1.462	0.871	0.869	0.868	0.863	0.861	0.859	0.858	0.857	0.856	0.855	0.854	0.853
-0.12	1.483	1.483	1.483	0.901	0.899	0.898	0.894	0.891	0.889	0.888	0.887	0.886	0.886	0.884	0.883
-0.10	1.497	1.497	1.498	0.922	0.920	0.919	0.914	0.911	0.909	0.908	0.907	0.906	0.906	0.904	0.903
-0.08	1.512	1.512	1.513	0.942	0.940	0.939	0.934	0.931	0.929	0.928	0.927	0.926	0.926	0.924	0.923
-0.05	1.534	1.534	1.534	0.973	0.971	0.970	0.965	0.962	0.960	0.959	0.957	0.957	0.956	0.954	0.953
-0.02	1.555	1.555	1.556	1.003	1.001	1.000	0.995	0.992	0.990	0.989	0.988	0.987	0.986	0.984	0.983
0.00	1.570	1.571	1.571	1.024	1.022	1.021	1.015	1.012	1.010	1.009	1.008	1.007	1.006	1.004	1.003
0.02	1.585	1.585	1.585	1.044	1.042	1.041	1.036	1.033	1.031	1.029	1.028	1.027	1.026	1.025	1.023
0.05	1.606	1.607	1.607	1.075	1.073	1.072	1.066	1.063	1.061	1.059	1.058	1.057	1.057	1.055	1.053
0.08	1.628	1.629	1.629	1.106	1.104	1.102	1.097	1.093	1.091	1.089	1.088	1.088	1.087	1.085	1.083
0.10	1.643	1.643	1.644	1.126	1.124	1.122	1.117	1.114	1.111	1.110	1.108	1.108	1.107	1.105	1.103
0.12	1.657	1.658	1.658	1.147	1.145	1.143	1.137	1.134	1.132	1.130	1.129	1.128	1.127	1.125	1.124
0.15	1.679	1.679	1.680	1.177	1.175	1.173	1.168	1.164	1.162	1.160	1.159	1.158	1.157	1.155	1.154
0.18	1.701	1.702	1.702	1.208	1.206	1.204	1.198	1.195	1.192	1.190	1.189	1.188	1.187	1.186	1.184
0.20	1.715	1.716	1.716	1.228	1.226	1.224	1.218	1.215	1.212	1.210	1.209	1.208	1.207	1.206	1.204
0.22	1.730	1.731	1.731	1.249	1.247	1.245	1.239	1.235	1.233	1.231	1.229	1.228	1.228	1.226	1.224
0.25	1.752	1.753	1.753	1.280	1.278	1.276	1.269	1.265	1.263	1.261	1.260	1.259	1.258	1.256	1.254
0.28	1.774	1.774	1.775	1.310	1.308	1.306	1.300	1.296	1.293	1.291	1.290	1.289	1.288	1.286	1.284
0.30	1.788	1.789	1.789	1.331	1.329	1.327	1.320	1.316	1.313	1.311	1.310	1.309	1.308	1.306	1.304
0.32	1.803	1.804	1.804	1.351	1.349	1.347	1.340	1.336	1.334	1.332	1.330	1.329	1.328	1.326	1.324
0.35	1.824	1.825	1.826	1.382	1.380	1.378	1.371	1.367	1.364	1.362	1.360	1.359	1.358	1.356	1.354
0.38	1.846	1.847	1.847	1.413	1.410	1.408	1.401	1.397	1.394	1.392	1.391	1.389	1.389	1.386	1.384
0.40	1.861	1.862	1.862	1.433	1.431	1.429	1.422	1.417	1.414	1.412	1.411	1.410	1.409	1.407	1.404

续表

$z$ (或 $z_n$ )	26~30	31~69	70~200	26	28	30	40	50	60	70	80	90	100	150	200
$x$ (或 $x_n$ )	$\bar{s}$ (或 $\bar{s}_n$ )	$s$ (或 $s_n$ )	$\bar{s}$ (或 $s_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$h$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $\bar{h}_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$\bar{h}$ (或 $h_n$ )	$h$ (或 $h_n$ )
0.42	1.875	1.876	1.877	1.454	1.451	1.449	1.442	1.438	1.435	1.433	1.431	1.430	1.429	1.427	1.424
0.45	1.897	1.898	1.898	1.485	1.482	1.480	1.473	1.468	1.465	1.463	1.461	1.460	1.459	1.457	1.455
0.48	1.919	1.920	1.920	1.516	1.513	1.511	1.503	1.498	1.495	1.493	1.492	1.490	1.489	1.487	1.485
0.50	1.933	1.934	1.935	1.536	1.533	1.531	1.523	1.519	1.516	1.513	1.512	1.510	1.509	1.507	1.505
0.52	1.948	1.949	1.949	1.557	1.554	1.552	1.544	1.539	1.536	1.534	1.532	1.531	1.530	1.527	1.525
0.55	1.970	1.970	1.971	1.587	1.585	1.582	1.574	1.569	1.566	1.564	1.562	1.561	1.560	1.557	1.555
0.58	1.992	1.993	1.993	1.618	1.615	1.613	1.605	1.600	1.597	1.594	1.592	1.591	1.590	1.587	1.585
0.60	2.006	2.007	2.008	1.639	1.636	1.634	1.625	1.620	1.617	1.614	1.613	1.611	1.610	1.608	1.605

注: 1. 本表可直接用于高变位齿轮, 对角变位齿轮, 应将表中查出的  $\bar{h}$  (或  $\bar{h}_n$ ) 减去齿顶高变动系数  $\Delta y$  (或  $\Delta y_n$ )。

2. 当模数  $m$  (或  $m_n$ )  $\neq 1$  时, 应将查得的  $\bar{s}$  (或  $\bar{s}_n$ ) 和  $h$  (或  $\bar{h}_n$ ) 乘以  $m$  (或  $m_n$ )。

3. 对斜齿轮, 用  $z_v$  查表,  $z_v$  有小数时, 按插入法计算。

### 5.4 固定弦齿厚

表 13-1-33 固定弦齿厚的计算公式

名称		直齿轮 (外啮合、内啮合)	斜齿轮 (外啮合、内啮合)
标准 齿 轮	外齿轮	$h_c = h_a - \frac{\pi m}{8} \sin 2\alpha$	$h_{cn} = h_a - \frac{\pi m_n}{8} \sin 2\alpha_n$
	固定弦齿高 $\bar{h}_c$	$\bar{h}_{c2} = h_{a2} - \frac{\pi m}{8} \sin 2\alpha + \Delta h_2$ <p>式中 <math>\Delta h_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})</math></p> $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \alpha_{a2}$	$\bar{h}_{cn2} = h_{a2} - \frac{\pi m_n}{8} \sin 2\alpha_n + \Delta h_2$ <p>式中 <math>\Delta h_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})</math></p> $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha_1 + \text{inv} \alpha_{a2}$
	固定弦齿厚 $\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = \frac{\pi m}{2} \cos^2 \alpha$	$\bar{s}_{cn} = \frac{\pi m_n}{2} \cos^2 \alpha_n$
$\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1$ (或 $\alpha_n = 20^\circ, h_{an}^* = 1$ ) 的 $\bar{h}_c, \bar{s}_c$ (或 $\bar{h}_{cn}, \bar{s}_{cn}$ ) 可由表 13-1-34 查出			
变位 齿 轮	外齿轮	$\bar{h}_c = h_a - m \left( \frac{\pi}{8} \sin 2\alpha + x \sin^2 \alpha \right)$	$\bar{h}_{cn} = h_a - m_n \left( \frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_n + x_n \sin^2 \alpha_n \right)$
	固定弦齿高 $\bar{h}_c$	$\bar{h}_{c2} = h_{a2} - m \left( \frac{\pi}{8} \sin 2\alpha - x_2 \sin^2 \alpha \right) + \Delta h_2$ <p>式中 <math>\Delta h_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})</math></p> $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \alpha_{a2} - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2}$	$\bar{h}_{cn2} = h_{a2} - m_n \left( \frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_n - x_{n2} \sin^2 \alpha_n \right) + \Delta h_2$ <p>式中 <math>\Delta h_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})</math></p> $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha_1 + \text{inv} \alpha_{a2} - \frac{2x_{n2} \tan \alpha_1}{z_2}$
	固定弦齿厚 $\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = m \left( \frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha \pm x \sin 2\alpha \right)$	$\bar{s}_{cn} = m_n \left( \frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_n \pm x_n \sin 2\alpha_n \right)$
$\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1$ (或 $\alpha_n = 20^\circ, h_{an}^* = 1$ ) 的外齿轮的 $\bar{h}_c, \bar{s}_c$ (或 $\bar{h}_{cn}, \bar{s}_{cn}$ ) 可由表 13-1-35 查出			

注: 有“±”号处, +号用于外齿轮, -号用于内齿轮。

表 13-1-34 标准外齿轮的固定弦齿厚  $s_c$  (或  $\bar{s}_{cn}$ ) 和固定弦齿高  $h_c$  (或  $\bar{h}_{cn}$ )

$$(\alpha = \alpha_n = 20^\circ, h_n^* = h_{an}^* = 1)$$

/mm

$m$ (或 $m_n$ )	$s_c$ (或 $\bar{s}_{cn}$ )	$h_c$ (或 $\bar{h}_{cn}$ )	$m$ (或 $m_n$ )	$s_c$ (或 $\bar{s}_{cn}$ )	$h_c$ (或 $\bar{h}_{cn}$ )	$m$ (或 $m_n$ )	$s_c$ (或 $\bar{s}_{cn}$ )	$h_c$ (或 $\bar{h}_{cn}$ )
1.25	1.734	0.934	4.5	6.242	3.364	16	22.193	11.961
1.5	2.081	1.121	5	6.935	3.738	18	24.967	13.456
1.75	2.427	1.308	5.5	7.629	4.112	20	27.741	14.952
2	2.774	1.495	6	8.322	4.485	22	30.515	16.447
2.25	3.121	1.682	6.5	9.016	4.859	25	34.676	18.690
2.5	3.468	1.869	7	9.709	5.233	28	38.837	20.932
2.75	3.814	2.056	8	11.096	5.981	30	41.612	22.427
3	4.161	2.243	9	12.483	6.728	32	44.386	23.922
3.25	4.508	2.430	10	13.871	7.476	36	49.934	26.913
3.5	4.855	2.617	11	15.258	8.224	40	55.482	29.903
3.75	5.202	2.803	12	16.645	8.971	45	62.417	33.641
4	5.548	2.990	14	19.419	10.466	50	69.353	37.379

注: 本表也可以用于内齿轮, 对于齿顶圆直径按表 13-1-16 计算的内齿轮, 应将本表中的  $\bar{h}_c$  (或  $h_{cn}$ ) 加上  $(\Delta\bar{h}_2 - \frac{7.54}{z_2})$  ( $\Delta\bar{h}_2$  的计算方法见表 13-1-33)。

表 13-1-35 变位外齿轮的固定弦齿厚  $s_c$  (或  $s_{cn}$ ) 和固定弦齿高  $h_c$  (或  $\bar{h}_{cn}$ )

$$(\alpha = \alpha_n = 20^\circ, m = m_n = 1, h_n^* = h_{an}^* = 1)$$

$x$ (或 $x_n$ )	$s_c$ (或 $\bar{s}_{cn}$ )	$h_c$ (或 $\bar{h}_{cn}$ )	$x$ (或 $x_n$ )	$s_c$ (或 $s_{cn}$ )	$h_c$ (或 $\bar{h}_{cn}$ )	$x$ (或 $x_n$ )	$s_c$ (或 $\bar{s}_{cn}$ )	$h_c$ (或 $\bar{h}_{cn}$ )	$x$ (或 $x_n$ )	$s_c$ (或 $s_{cn}$ )	$h_c$ (或 $\bar{h}_{cn}$ )
-0.40	1.1299	0.3944	-0.11	1.3163	0.6504	0.18	1.5027	0.9065	0.47	1.6892	1.1626
-0.39	1.1364	0.4032	-0.10	1.3228	0.6593	0.19	1.5092	0.9154	0.48	1.6956	1.1714
-0.38	1.1428	0.4120	-0.09	1.3292	0.6681	0.20	1.5156	0.9242	0.49	1.7020	1.1803
-0.37	1.1492	0.4209	-0.08	1.3356	0.6769	0.21	1.5220	0.9330	0.50	1.7084	1.1891
-0.36	1.1556	0.4297	-0.07	1.3421	0.6858	0.22	1.5285	0.9418	0.51	1.7149	1.1979
-0.35	1.1621	0.4385	-0.06	1.3485	0.6946	0.23	1.5349	0.9507	0.52	1.7213	1.2068
-0.34	1.1685	0.4474	-0.05	1.3549	0.7034	0.24	1.5413	0.9595	0.53	1.7277	1.2156
-0.33	1.1749	0.4562	-0.04	1.3613	0.7123	0.25	1.5477	0.9683	0.54	1.7342	1.2244
-0.32	1.1814	0.4650	-0.03	1.3678	0.7211	0.26	1.5542	0.9772	0.55	1.7406	1.2332
-0.31	1.1878	0.4738	-0.02	1.3742	0.7299	0.27	1.5606	0.9860	0.56	1.7470	1.2421
-0.30	1.1942	0.4827	-0.01	1.3806	0.7387	0.28	1.5670	0.9948	0.57	1.7534	1.2509
-0.29	1.2006	0.4915	0.00	1.3870	0.7476	0.29	1.5735	1.0037	0.58	1.7599	1.2597
-0.28	1.2071	0.5003	0.01	1.3935	0.7564	0.30	1.5799	1.0125	0.59	1.7663	1.2686
-0.27	1.2135	0.5092	0.02	1.3999	0.7652	0.31	1.5863	1.0213	0.60	1.7727	1.2774
-0.26	1.2199	0.5180	0.03	1.4063	0.7741	0.32	1.5927	1.0301	0.61	1.7791	1.2862
-0.25	1.2263	0.5268	0.04	1.4128	0.7829	0.33	1.5992	1.0390	0.62	1.7856	1.2951
-0.24	1.2328	0.5357	0.05	1.4192	0.7917	0.34	1.6056	1.0478	0.63	1.7920	1.3039
-0.23	1.2392	0.5445	0.06	1.4256	0.8006	0.35	1.6120	1.0566	0.64	1.7984	1.3127
-0.22	1.2456	0.5533	0.07	1.4320	0.8094	0.36	1.6185	1.0655	0.65	1.8049	1.3215
-0.21	1.2521	0.5621	0.08	1.4385	0.8182	0.37	1.6249	1.0743	0.66	1.8113	1.3304
-0.20	1.2585	0.5710	0.09	1.4449	0.8271	0.38	1.6313	1.0831	0.67	1.8177	1.3392
-0.19	1.2649	0.5798	0.10	1.4513	0.8359	0.39	1.6377	1.0920	0.68	1.8241	1.3480
-0.18	1.2713	0.5886	0.11	1.4578	0.8447	0.40	1.6442	1.1008	0.69	1.8306	1.3569
-0.17	1.2778	0.5975	0.12	1.4642	0.8535	0.41	1.6506	1.1096	0.70	1.8370	1.3657
-0.16	1.2842	0.6063	0.13	1.4706	0.8624	0.42	1.6570	1.1184	0.71	1.8434	1.3745
-0.15	1.2906	0.6151	0.14	1.4770	0.8712	0.43	1.6634	1.1273	0.72	1.8499	1.3834
-0.14	1.2971	0.6240	0.15	1.4835	0.8800	0.44	1.6699	1.1361	0.73	1.8563	1.3922
-0.13	1.3035	0.6328	0.16	1.4899	0.8889	0.45	1.6763	1.1449	0.74	1.8627	1.4010
-0.12	1.3099	0.6416	0.17	1.4963	0.8977	0.46	1.6827	1.1538	0.75	1.8691	1.4098

注: 1. 本表可直接用于高变位齿轮 [ $h_n = (1+x)m$  或  $h_{an} = (1+x_n)m_n$ ], 对于角变位齿轮, 应将表中查出的  $\bar{h}_c$  (或  $h_{cn}$ ) 减去齿顶高变动系数  $\Delta y$  (或  $\Delta y_n$ )。

2. 当模数  $m$  (或  $m_n$ )  $\neq 1$  时, 应将查得的  $\bar{s}_c$  (或  $s_{cn}$ ) 和  $\bar{h}_c$  (或  $h_{cn}$ ) 乘以  $m$  (或  $m_n$ )。

### 5.5 量柱（球）测量距

表 13-1-36

圆棒（球）跨距的计算公式

名称		直齿轮（外啮合、内啮合）	斜齿轮（外啮合、内啮合）
标准 齿 轮	量柱（球）直径 $d_p$	对 $\alpha$ （或 $\alpha_n$ ）= 20° 的齿轮，按 $z$ （斜齿轮用 $z_v$ ）和 $x_n = 0$ 查图 13-1-10	
	量柱（球）中心所在圆的压力角 $\alpha_M$	$d_p = 1.65 m$	$d_p = 1.65 m_n$
	量柱（球）测量距 $M$	$\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha \pm \frac{d_p}{mz \cos \alpha} \mp \frac{\pi}{2z}$	$\text{inv} \alpha_{M1} = \text{inv} \alpha_1 \pm \frac{d_p}{m_n z \cos \alpha_n} \mp \frac{\pi}{2z}$
	量柱（球）测量距 $M$	偶数齿： $M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \pm d_p$ 奇数齿： $M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$	偶数齿： $M = \frac{m_1 z \cos \alpha_1}{\cos \alpha_{M1}} \pm d_p$ 奇数齿： $M = \frac{m_1 z \cos \alpha_1}{\cos \alpha_{M1}} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$
变·位 齿 轮	量柱（球）直径 $d_p$	对 $\alpha$ （或 $\alpha_n$ ）= 20° 的齿轮，按 $z$ （斜齿轮用 $z_v$ ）和 $x_n$ 查图 13-1-10	
	量柱（球）中心所在圆的压力角 $\alpha_M$	$d_p = 1.65 m$	$d_p = 1.65 m_n$
	量柱（球）测量距 $M$	$\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha \pm \frac{d_p}{mz \cos \alpha} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z}$	$\text{inv} \alpha_{M1} = \text{inv} \alpha_1 \pm \frac{d_p}{m_n z \cos \alpha_n} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z}$
	量柱（球）测量距 $M$	偶数齿： $M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \pm d_p$ 奇数齿： $M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$	偶数齿： $M = \frac{m_1 z \cos \alpha_1}{\cos \alpha_{M1}} \pm d_p$ 奇数齿： $M = \frac{m_1 z \cos \alpha_1}{\cos \alpha_{M1}} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$

- 注：1. 有“±”或“∓”号处，上面的符号用于外齿轮，下面的符号用于内齿轮。  
 2. 量柱（球）直径  $d_p$  按本表的方法确定后，推荐圆整成接近的标准钢球的直径（以便用标准钢球测量）。  
 3. 直齿轮可以使用圆棒或圆球，斜齿轮使用圆球。

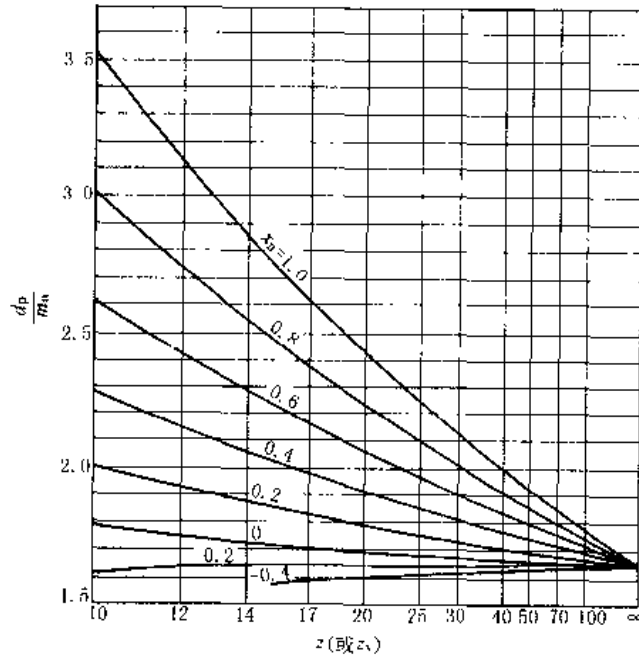


图 13-1-10 测量外齿轮用的圆棒（球）直径  $\frac{d_p}{m_n}$  ( $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ )

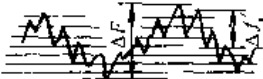

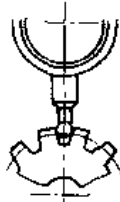

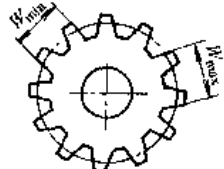
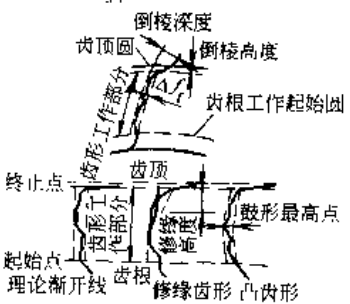
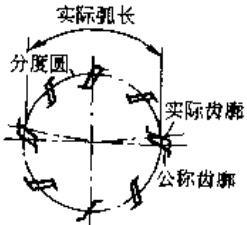
## 6 渐开线圆柱齿轮精度

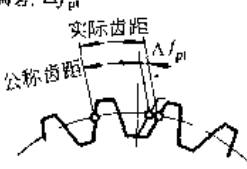
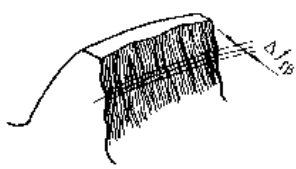
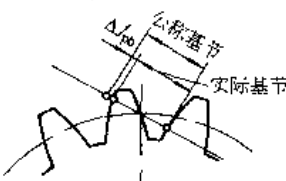
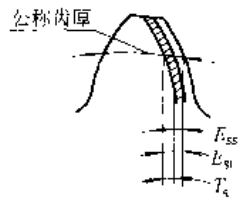
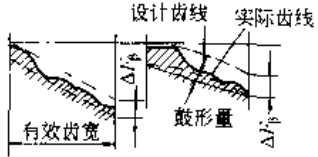
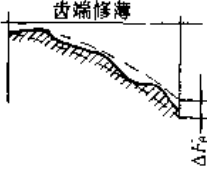

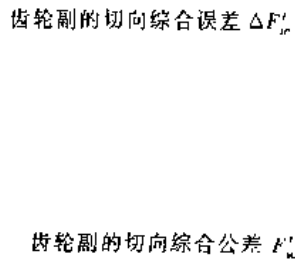
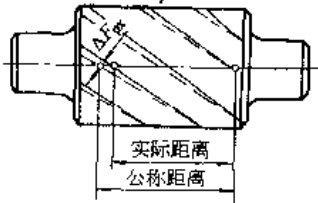
本节主要介绍 GB/T 10095—1988 渐开线圆柱齿轮精度，包括齿轮及其齿轮副的误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、齿轮及其齿轮副的检验与公差、侧隙和图样标注（以下简称国标），它适用于平行轴传动的渐开线圆

柱齿轮及其齿轮副，其法向模数大于或等于 1mm，基本齿廓按 GB/T 1356—1988

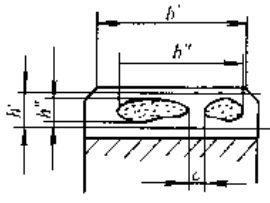
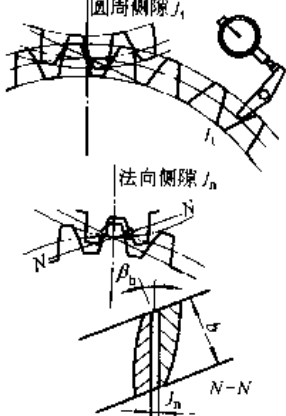
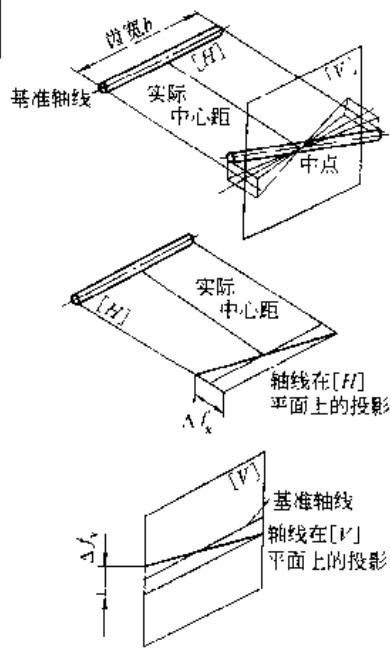
### 6.1 误差及侧隙的定义和代号

表 13-1-37

名称与代号	定义	名称与代号	定义
切向综合误差 $\Delta F_i'$ 	被测齿轮与理想精确的测量齿轮 <sup>①</sup> 单面啮合时，在被测齿轮一转内，实际转角与公称转角之差的总幅度值，以分度圆弧长计值	$k$ 个齿距累积误差 $\Delta F_{pk}$ 	在分度圆上 <sup>②</sup> ， $k$ 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值。 $k$ 为 2 到小于 $\frac{z}{2}$ 的整数
切向综合公差 $F_i'$		齿距累积公差 $F_p$ $k$ 个齿距累积公差 $F_{pk}$	
一齿切向综合误差 $\Delta f_i'$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时，在被测齿轮一齿距角内，实际转角与公称转角之差的最大幅度值。以分度圆弧长计值	齿圈径向跳动 $\Delta F_r$ 	在齿轮一转范围内，测头在齿槽内于齿高中部双面接触，测头相对于齿轮轴线的最大变动量
一齿切向综合公差 $f_i'$		齿圈径向跳动公差 $F_r$	
径向综合误差 $\Delta F_i''$ 	被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时，在被测齿轮一转内，双啮中心距的最大变动量	公法线长度变动 $\Delta F_w$ 	在齿轮一周范围内，实际公法线长度最大值与最小值之差 $\Delta F_w = W_{max} - W_{min}$
径向综合公差 $F_i''$		公法线长度变动公差 $F_w$	
一齿径向综合误差 $\Delta f_i''$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时，在被测齿轮一齿距角内，双啮中心距的最大变动量	齿形误差 $\Delta f_f$ 	在端截面上 <sup>③</sup> ，齿形工作部分内（齿顶倒棱部分除外），包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离
一齿径向综合公差 $f_i''$		齿形公差 $f_f$	设计齿形可以是修正的理论渐开线，包括修缘齿形、凸齿形等
齿距累积误差 $\Delta F_p$ 	在分度圆 <sup>④</sup> 上任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值		

名称与代号	定义	名称与代号	定义
齿距偏差 $\Delta f_{pt}$ 	在分度圆上 <sup>①</sup> ，实际齿距与公称齿距之差 公称齿距是指所有实际齿距的平均值	螺旋线波度误差 $\Delta f_{\beta}$ 	宽斜齿轮齿高中部实际齿线波纹的最大波幅。沿齿面法线方向计值
齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$		螺旋线波度公差 $f_{\beta}$	
基节偏差 $\Delta f_{pb}$ 	实际基节与公称基节之差 实际基节是指基圆柱切平面所截两相邻同侧齿面的交线之间的法向距离	齿厚偏差 $\Delta E_s$ 	分度圆柱面上 <sup>②</sup> ，齿厚实际值与公称值之差 对斜齿轮，指法向齿厚
基节极限偏差 $\pm f_{pb}$		齿厚极限偏差 上偏差 $E_{ss}$ 下偏差 $E_{sn}$ 公差 $T_s$	
齿向误差 $\Delta F_p$ 	在分度圆柱面上，齿宽有效部分范围内（端部倒角部分除外），包容实际齿线且距离为最小的两条设计齿线之间的端面距离 设计齿线可以是修正的圆柱螺旋线，包括鼓形线、齿端修薄及其他修形曲线	公法线平均长度偏差 $\Delta F_{wn}$ 	在齿轮一周内，公法线长度平均值与公称值之差
齿向公差 $F_p$		公法线平均长度极限偏差 上偏差 $E_{wns}$ 下偏差 $E_{wnn}$ 公差 $T_{wm}$	
接触线误差 $\Delta F_b$ 	在基圆柱的切平面内，平行于公称接触线并包容实际接触线的两条直线间的法向距离	齿轮副的切向综合误差 $\Delta F'_t$ 	安装好的齿轮副，在啮合转动足够多的转数内，一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计值
接触线公差 $F_b$		齿轮副的切向综合公差 $F'_t$	
轴向齿距偏差 $\Delta F_{px}$ 	在与齿轮基准轴线平行而大约通过齿高中部的一条直线上，任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差。沿齿面法线方向计值	齿轮副的一齿切向综合误差 $\Delta f'_{tc}$	安装好的齿轮副，在啮合足够多的转数内，一个齿轮相对于另一个齿轮，一个齿距的实际转角与公称转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计值
轴向齿距极限偏差 $\pm F_{px}$		齿轮副的一齿切向综合公差 $f'_{tc}$	

续表

名称与代号	定义	名称与代号	定义
齿轮副的接触斑点 	装配好的齿轮副, 在轻微的制动下, 运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹 接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算 沿齿长方向: 接触痕迹的长度 $b''$ (扣除超过模数值的断开部分 $c$ ) 与工作长度 $b'$ 之比的百分数, 即 $\frac{b'' - c}{b'} \times 100\%$ 沿齿高方向: 接触痕迹的平均高度 $h''$ 与工作高度 $h'$ 之比的百分数, 即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$	齿轮副的中心距偏差 $\Delta f$ 齿轮副的中心距极限偏差 $\pm f_a$	在齿轮副的齿宽中间平面内, 实际中心距与公称中心距之差 一对齿轮的轴线在其基准平面 $[H]$ 上投影的平行度误差 在等于齿宽的长度上测量 一对齿轮的轴线, 在垂直于基准平面, 并且平行于基准轴线的平面 $[V]$ 上投影的平行度误差 在等于齿宽的长度上测量 注: 包含基准轴线, 并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面, 称为基准平面。两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线
齿轮副的侧隙 	圆周侧隙 $j_1$ : 装配好的齿轮副, 当一个齿轮固定时, 另一个齿轮的圆周晃动量, 以分度圆上弧长计值 法向侧隙 $j_n$ : 装配好的齿轮副, 当工作齿面接触时, 非工作齿面之间的最小距离 $j_n = j_1 \cos \beta_b \cos \alpha$ $\beta_b \text{——基圆螺旋角}$		X 方向轴线的平行度公差 $f_x$ Y 方向轴线的平行度公差 $f_y$
最大极限侧隙 $j_{1max}$ $j_{nmax}$ 最小极限侧隙 $j_{1min}$ $j_{nmin}$			

① 允许用齿条、蜗杆、测头等测量元件代替测量齿轮。② 允许在齿高中部测量, 但仍按分度圆上计值。③ 允许用检查被测齿轮和测量蜗杆啮合时齿轮面上的接触迹线 (可称为“啮合齿形”) 代替, 但应按基圆切线方向计值。  
 注: 标准 GB/T 10095 将被新标准 GB/T 10095.1 和 GB/T 10095.2 代替, 新标准已上报正待审批发布。

## 6.2 精度等级和齿坯要求

### 6.2.1 精度等级

标准对齿轮及齿轮副规定 12 个精度等级; 第 1 级的精度最高, 第 12 级的精度最低。齿轮副中两个齿轮的精度等级一般取成相同, 也允许取成不相同。齿轮的各项公差和极限偏差分成三个组, 见表 13-1-38。

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

表 13-1-39 给出了常用齿轮的精度等级、加工方法及使用范围, 供选择精度等级时参考。

表 13-1-38 齿轮公差组

公差组	对传动性能的主要影响	公差与极限偏差项目
I	传递运动的准确性	$F_1', F_p, F_{pk}, F_1'', F_i, F_w$
II	运动的平稳性	$f_1', \pm f_{pb}, f_t, f_1'', \pm f_{pb}, f_{\Sigma}$
III	载荷分布的均匀性	$F_{\beta}, F_b, \pm F_{\beta\sigma}$



表 13-1-39 齿轮的精度等级和加工方法及使用范围

精度等级	5 级 (精密级)	6 级 (高精度级)	7 级 (比较高的精度级)	8 级 (中等精度级)	9 级 (低精度级)
加工方法	在周期性误差非常小的精密齿轮机床上范成加工	在高精度的齿轮机床上范成加工	在高精度的齿轮机床上范成加工	用范成法或仿型法加工	用任意的方法加工
齿面最终精加工	精密磨齿。大型齿轮用精密滚齿滚切后，再研磨或剃齿	精密磨齿或剃齿	不淬火的齿轮推荐用高精度的刀具切制。淬火的齿轮需要精加工（磨齿、剃齿、研磨、珩齿）	不磨齿。必要时剃齿或研磨	不需要精加工
齿面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	0.4	0.4	0.8	3.2~1.6	6.3
使用范围	精密的分度机构用齿轮 <sup>①</sup> 。用于高速、并对运转平稳性和噪声有比较高的要求的齿轮 <sup>②</sup> 。高速汽轮机用齿轮。8 级或 9 级齿轮的标准齿轮	用于在高速下平稳地回转，并要求有最高的效率和低噪声的齿轮 <sup>③</sup> 。分度机构用齿轮 <sup>①</sup> 。特别重要的飞机齿轮	用于高速、载荷小或反转的齿轮 <sup>②</sup> 。机床的进给齿轮，需要运动有配合的齿轮 <sup>③</sup> 。中速减速齿轮。飞机齿轮。人字齿的中速齿轮	对精度没有特别要求的一般机械用齿轮。机床齿轮（分度机构除外）。特别不重要的飞机、汽车、拖拉机齿轮。起重机、农业机械、普通减速器用齿轮	用于对精度要求不高，并且在低速下工作的齿轮
圆周速度 $/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	直齿轮	到 20 及以上	到 15	到 10	到 6
	斜齿轮	到 40 及以上	到 30	到 20	到 12
效率 <sup>③</sup> /%	99 (98.5) 以上	99 (98.5) 以上	98 (97.5) 以上	97 (96.5) 以上	96 (95) 以上

- ① II 组精度可以降低 1 级。
- ② I 组精度可以降低 1 级。
- ③ 括号内的效率是包括轴承损失的数值。

6.2.2 齿还要求

齿轮在加工、检验和安装时的径向基准面和轴向辅助基准面应尽量一致，并在齿轮零件图上予以标注  
齿坯公差包括轴或孔的尺寸、形状和位置公差以及基准面的跳动，各项公差推荐值见表 13-1-40 和表 13-1-41。

表 13-1-40 齿坯公差

齿轮精度等级 <sup>①</sup>		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔 轴	尺寸公差	IT 4	IT 4	IT 4	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8
	形状公差	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8
	尺寸公差	IT 4	IT 4	IT 4	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8
	形状公差	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8
顶圆直径 <sup>②</sup>	IT 6		IT 7			IT 8			IT 9	IT 11			
基准面的径向圆跳动 <sup>③</sup>	见表 13-1-41												
基准面的端面圆跳动	见表 13-1-41												

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

表 13-1-41 齿轮基准面径向和端面圆跳动公差

$/\mu\text{m}$

分度圆直径/mm		精度等级				
大于	到	1 和 2	3 和 4	5 和 6	7 和 8	9 到 12
—	125	2.8	7	11	18	28
125	400	3.6	9	14	22	36
400	800	5	12	20	32	50
800	600	7	18	28	45	71
1600	2500	10	25	40	63	100
2500	4000	16	40	63	100	160

### 6.3 齿轮和齿轮副的检验与公差

根据齿轮副的使用要求和生产规模，在各公差组中，选定检验组来检定和验收齿轮的精度。齿轮副的切向综合误差、一齿切向综合误差、接触斑点位置和大小以及侧隙等四方面要求均能满足时，则此齿轮副认为合格。齿轮和齿轮副的检验项目与公差见表 13-1-42。

表 13-1-42 齿轮和齿轮副的检验项目<sup>①</sup>

齿	公差组					
	I		II		III <sup>④</sup>	
	检验组	公差	检验组	公差	检验组	公差
轮	$\Delta F'_i$	$F'_i$ ③	$\Delta f'_i$ ④	$f'_i$ ③	$\Delta F_\beta$	$F_\beta$ 表 13-1-51
	$\Delta F_p$ 与 $\Delta F_{pk}$	$F_p$ 及 $F_{pk}$ 表 13-1-43	$\Delta f_r$ 与 $\Delta f_{pb}$	$f_r$ 表 13-1-47	$\Delta F_b$ ⑥	$F_b$ ⑥
	$\Delta F_p$	$F'_p$ ⑤ 表 13-1-44	$\Delta f_r$ 与 $\Delta f_{pi}$	$f_{pb}$ 表 13-1-48	$\Delta F_{pa}$ 与 $\Delta f'_c$ ⑦	$F'_m$ ⑦
	$\Delta F'_i$ 与 $\Delta F_w$ ⑧	$F_w$ 表 13-1-45	$\Delta f'_\beta$	$f_{pi}$ 表 13-1-49	$\Delta F_{pv}$ 与 $\Delta F'_b$ ⑨	
	$\Delta F_r$ 与 $\Delta F'_w$ ⑩	$F_r$ 表 13-1-46	$\Delta f'_i$ ⑪	$f'_i$ 表 13-1-50		
	$\Delta F'_c$ ⑫		$\Delta f_{pi}$ 与 $\Delta f_{pb}$ ⑬	$f'_\beta$		
			$\Delta f_{pi}$ 或 $\Delta f_{pk}$ ⑭			
齿轮副	检验项目	$\Delta F'_{ic}$ ⑮	$\Delta f'_{ic}$ ⑮	接触斑点 <sup>⑯</sup>	$\Delta f_x, \Delta f_y$	侧隙
	公差	$F'_{ic}$ ⑮	$f'_{ic}$ ⑮	表 13-1-53	$f_x, f_y$ 表 13-1-52	见 6.4

- ① 当其中有一项超差时，应按  $\Delta F_p$  检定和验收齿轮精度。
- ② 用于 10~12 级精度。
- ③ 切向综合公差  $F'_i = F_p + f_i$ ;  
一齿切向综合公差  $f'_i = 0.6(f_{pi} + f_i)$ ;  
径向综合公差  $F'_r = 1.4F_r$ ;  
螺旋线波度公差  $f_\beta = f'_\beta \cos \beta$ ,  $\beta$ ——分度圆螺旋角;
- ④ 轴向齿距极限偏差  $F_{pa} = F_\beta$ ;
- ⑤ 接触线公差  $F_b = F_\beta$  (按接触线长度查表)。
- ⑥ 需要时，可加验  $\Delta f_{pb}$ 。
- ⑦ 用于轴向重合度  $\epsilon_\beta$  大于 1.25, 6 级及 6 级以上精度的斜齿轮或人字齿轮。
- ⑧ 须保证齿形精度。
- ⑨ 用于 9~12 级精度。
- ⑩ 用于 10~12 级精度。
- ⑪ 仅用于轴向重合度  $\epsilon_\beta$  等于或小于 1.25, 齿线不作修正的斜齿轮。
- ⑫ 仅用于轴向重合度  $\epsilon_\beta$  大于 1.25, 齿线不作修正的斜齿轮。
- ⑬ 齿轮副的切向综合误差  $\Delta F'_{ic}$  和一齿切向综合误差  $\Delta f'_{ic}$  应在装配后实测。
- ⑭ 齿轮副的切向综合公差  $F'_{ic}$  等于两齿轮的切向综合公差  $F'_i$  之和，一齿切向综合公差  $f'_{ic}$  等于两齿轮的一齿切向综合公差  $f'_i$  之和。
- ⑮ 当接触斑点的分布位置和大小确有保证时，则此齿轮副中单个齿轮的第 III 公差组项目可不予考核。
- ⑯ 极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式见表 13-1-54。

表 13-1-43 齿距累积公差  $F_p$  及  $k$  个周节累积公差  $F_{pk}$  值 / $\mu\text{m}$

L/mm		精度等级											
大于	到	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	11.2	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
11.2	20	1.6	2.5	4.0	6	10	16	22	32	45	63	90	125
20	32	2.0	3.2	5.0	8	12	20	28	40	56	80	112	160
32	50	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
50	80	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
80	160	3.2	5.0	8.0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
160	315	4.5	7.0	11	18	28	45	63	90	125	180	250	355
315	630	6.0	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500
630	1000	8.0	12	20	32	50	80	112	160	224	315	450	630

续表

L/mm		精 度 等 级											
大于	到	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1000	1600	10	16	25	40	63	100	140	200	280	400	560	800
1600	2500	11	18	28	45	71	112	160	224	315	450	630	900
2500	3150	14	22	36	56	90	140	200	280	400	560	800	1120
3150	4000	16	25	40	63	100	160	224	315	450	630	900	1250
4000	5000	18	28	45	71	112	180	250	355	500	710	1000	1400
5000	7200	20	32	50	80	125	200	280	400	560	800	1120	1500

注：1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $L$  查表。

查  $F_p$  时，取  $L = \frac{1}{2} \pi d = \frac{\pi m_n z}{2 \cos \beta}$ ；

查  $F_{pk}$  时，取  $L = \frac{k \pi m_n}{\cos \beta}$  ( $k$  为 2 到小于  $z/2$  的整数)。

2. 一般对于  $F_{pk}$ ， $k$  值规定取为小于  $z/6$  (或  $z/8$ ) 的最大整数。

表 13-1-44

径向综合公差  $F_r'$  值

/μm

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
-	125	$\geq 1 \sim 3.5$				14	22	36	50	63	90	140	180	224
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	16	25	40	56	71	112	180	224	280
		$> 6.3 \sim 10$				18	28	45	63	80	125	200	250	315
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$				20	32	50	71	90	112	160	200	250
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	22	36	56	80	100	140	200	250	315
		$> 6.3 \sim 10$				25	40	63	90	112	160	224	280	355
		$> 10 \sim 16$				28	45	71	100	125	180	250	355	400
		$> 16 \sim 25$				32	50	80	112	140	224	315	400	500
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$				25	40	63	90	112	140	180	224	280
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	28	45	71	100	125	160	200	250	315
		$> 6.3 \sim 10$				32	50	80	112	140	180	224	280	355
		$> 10 \sim 16$				36	56	90	125	160	224	280	355	450
		$> 16 \sim 25$				40	63	100	140	180	280	355	450	560
		$> 25 \sim 40$				45	71	112	160	200	355	450	560	710
800	1600	$\geq 1 \sim 3.5$				28	45	71	100	125	160	200	250	315
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	32	50	80	112	140	180	224	280	355
		$> 6.3 \sim 10$				36	56	90	125	160	200	250	315	400
		$> 10 \sim 16$				40	63	100	140	180	224	280	355	450
		$> 16 \sim 25$				45	71	112	160	200	280	355	450	560
		$> 25 \sim 40$				50	80	125	180	224	355	450	560	710
1600	2500	$\geq 1 \sim 3.5$				32	50	80	112	140	180	224	280	355
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	36	56	90	125	160	200	250	315	400
		$> 6.3 \sim 10$				40	63	100	140	180	224	280	355	450
		$> 10 \sim 16$				45	71	112	160	200	250	315	400	500
		$> 16 \sim 25$				50	80	125	180	224	315	400	500	630
		$> 25 \sim 40$				56	90	140	200	280	400	500	630	800
2500	4000	$\geq 1 \sim 3.5$				36	56	90	125	160	200	250	315	400
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	40	63	100	140	180	224	280	355	450
		$> 6.3 \sim 10$				45	71	112	160	200	250	315	400	500
		$> 10 \sim 16$				50	80	125	180	224	280	355	450	560
		$> 16 \sim 25$				56	90	140	200	250	315	400	500	630
		$> 25 \sim 40$				71	112	180	250	315	400	500	630	800

表 13-1-45

公法线长度变动公差  $F_w$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 /mm		精 度 等 级											
大于	到	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	28	40	56	80	112	160
125	400	2.5	4.9	6.5	10	16	25	36	50	71	100	140	200
400	800	3.0	5.0	8.0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
800	1600	4.0	6.5	10	16	25	40	56	80	112	160	224	315
1600	2500	4.5	7.0	11	18	28	45	71	100	140	200	280	400
2500	4000	6.5	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500

表 13-1-46

齿圈径向跳动公差  $F_r$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	2.5	4	6	10	16	25	36	45	71	100	125	160
		$> 3.5 \sim 6.3$	2.8	4.5	7	11	18	28	40	50	80	125	160	200
		$> 6.3 \sim 10$	3.2	5	8	13	20	32	45	56	90	140	180	224
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	3.5	5.5	9	15	22	36	50	63	80	112	140	180
		$> 3.5 \sim 6.3$	4	6	10	16	25	40	56	71	100	140	180	224
		$> 6.3 \sim 10$	4.5	7	11	18	28	45	63	86	112	160	200	250
		$> 10 \sim 16$	5	8	13	20	32	50	71	90	125	180	224	280
400	800	$> 16 \sim 25$	5.5	9	14	22	36	56	80	100	160	224	280	355
		$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
		$> 3.5 \sim 6.3$	5	8	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
		$> 6.3 \sim 10$	5.5	9	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
		$> 10 \sim 16$	6	10	16	25	40	63	90	112	160	200	250	315
800	1600	$> 16 \sim 25$	7	11	18	28	45	71	100	125	200	250	315	400
		$> 25 \sim 40$	8	13	20	32	50	80	112	140	250	315	400	500
		$\geq 1 \sim 3.5$	5	8	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
		$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
		$> 6.3 \sim 10$	6	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
		$> 10 \sim 16$	7	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
1600	2500	$> 16 \sim 25$	8	13	20	32	50	80	112	140	200	250	315	400
		$> 25 \sim 40$	9	14	22	36	56	90	125	160	250	315	400	500
		$\geq 1 \sim 3.5$	5.5	9	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
		$> 3.5 \sim 6.3$	6	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
		$> 6.3 \sim 10$	7	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
		$> 10 \sim 16$	8	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
2500	4000	$> 16 \sim 25$	9	14	22	36	56	90	125	160	224	280	355	450
		$> 25 \sim 40$	10	16	25	40	63	100	140	190	280	355	450	560
		$\geq 1 \sim 3.5$	6	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
		$> 3.5 \sim 6.3$	7	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
		$> 6.3 \sim 10$	8	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
		$> 10 \sim 16$	9	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400

表 13-1-47

齿形公差  $f_t$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	2.1	2.6	3.6	4.8	6	8	11	14	22	36	56	90
		$> 3.5 \sim 6.3$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	10	14	20	32	50	80	125
		$> 6.3 \sim 10$	2.5	3.4	4.5	6.0	8	12	17	22	36	56	90	140
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	9	13	18	28	45	71	112
		$> 3.5 \sim 6.3$	2.5	3.2	4.5	6.0	8	11	16	22	36	56	90	140
		$> 6.3 \sim 10$	2.6	3.6	5.0	6.5	9	13	19	28	45	71	112	180
		$> 10 \sim 16$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	22	32	50	80	125	200
		$> 16 \sim 25$	3.4	4.8	6.5	9.5	14	20	30	45	71	112	180	280
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	2.6	3.4	4.5	6.5	9	12	17	25	40	63	100	160
		$> 3.5 \sim 6.3$	2.8	3.8	5.0	7.0	10	14	20	28	45	71	112	180
		$> 6.3 \sim 10$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	24	36	56	90	140	224
		$> 10 \sim 16$	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	26	40	63	100	160	250
		$> 16 \sim 25$	3.8	5.3	7.5	10.5	16	24	36	56	90	140	224	355
		$> 25 \sim 40$	4.5	6.5	9.5	14	21	30	48	71	112	180	280	450
800	1600	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	4.2	5.5	8.0	11	17	24	36	56	90	140	224
		$> 3.5 \sim 6.3$	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	28	40	63	100	160	250
		$> 6.3 \sim 10$	3.4	4.8	6.5	9.5	14	20	30	45	71	112	180	280
		$> 10 \sim 16$	3.6	5.0	7.5	10.5	15	22	34	50	80	125	200	315
		$> 16 \sim 25$	4.2	6.0	8.5	12	19	28	42	63	100	160	250	400
		$> 25 \sim 40$	5.0	7.0	10.5	15	28	36	53	80	125	200	315	500
1600	2500	$\geq 1 \sim 3.5$	3.8	5.3	7.5	11	16	24	36	50	80	125	200	315
		$> 3.5 \sim 6.3$	4.0	5.5	8.0	11.5	17	25	38	56	90	140	224	355
		$> 6.3 \sim 10$	4.0	6.0	8.5	12	18	28	40	63	100	160	250	400
		$> 10 \sim 16$	4.2	6.5	9.0	13	20	30	45	71	112	180	280	450
		$> 16 \sim 25$	4.8	7.0	10.5	15	22	36	53	80	125	200	315	500
		$> 25 \sim 40$	5.5	8.0	12	18	28	42	63	100	160	250	400	630
2500	4000	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	6.5	10	14	21	32	50	71	112	180	280	450
		$> 3.5 \sim 6.3$	4.8	7.0	10	15	22	34	53	80	125	200	315	500
		$> 6.3 \sim 10$	5.0	7.5	10.5	16	24	36	56	90	140	224	355	560
		$> 10 \sim 16$	5.3	7.5	11	17	25	38	60	90	140	224	355	560
		$> 16 \sim 25$	5.5	8.5	13	19	28	45	67	100	160	250	400	630
		$> 25 \sim 40$	6.5	9.5	15	22	34	50	80	125	200	315	500	800

表 13-1-48

基节极限偏差  $\pm f_{pb}$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.4	2.4	3.6	5	9	13	18	25	36	50	71
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.2	1.8	3.0	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
		$> 6.3 \sim 10$	1.4	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.6	2.4	4.2	6	10	14	20	30	40	60	80
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
		$> 6.3 \sim 10$	1.4	2.4	3.6	5.5	9	14	20	30	40	60	80	112
		$> 10 \sim 16$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	63	90	125
		$> 16 \sim 25$	2.0	3.4	5.0	8.5	13	20	30	40	60	80	112	160

续表

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	1.2	1.8	3.0	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.4	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
		$> 6.3 \sim 10$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	63	90	125
		$> 10 \sim 16$	1.8	3.0	4.5	7.5	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 16 \sim 25$	2.4	3.6	5.5	9.5	14	22	32	45	63	90	125	180
		$> 25 \sim 40$	3.0	4.5	7.5	11	18	30	40	60	80	112	160	224
800	1600	$\geq 1 \sim 3.5$	1.2	1.8	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.4	2.4	3.6	5.5	9	14	20	30	40	60	80	112
		$> 6.3 \sim 10$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	67	90	125
		$> 10 \sim 16$	1.8	3.0	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 16 \sim 25$	2.4	3.6	5.5	9.5	14	22	32	45	63	90	125	180
		$> 25 \sim 40$	3.0	4.5	7.5	11	18	30	40	60	80	112	160	224
1600	2500	$\geq 1 \sim 3.5$	1.4	2.4	3.6	5.5	9	14	20	30	40	60	80	112
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	67	90	125
		$> 6.3 \sim 10$	1.8	3.0	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 10 \sim 16$	2.0	3.2	5.0	8.5	13	20	30	40	60	80	112	160
		$> 16 \sim 25$	2.4	4.2	6.5	10	16	25	36	50	71	100	140	200
		$> 25 \sim 40$	3.4	5.0	8.5	13	20	32	45	63	90	125	180	250
2500	4000	$\geq 1 \sim 3.5$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	63	90	125
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.8	3.0	4.5	7.5	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 6.3 \sim 10$	2.0	3.2	5.0	8.5	13	20	30	40	60	80	112	160
		$> 10 \sim 16$	2.4	3.6	5.5	9.5	14	22	32	45	67	90	125	180
		$> 16 \sim 25$	2.6	4.2	6.5	10	16	25	36	50	71	100	140	200
		$> 25 \sim 40$	3.4	5.0	8.5	13	20	32	45	63	90	125	180	250

注:  $f_{pb} = f_{pt} \cos \alpha$ 

表 13-1-49

齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.6	2.5	4.0	6	10	14	20	28	40	56	80
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
		$> 6.3 \sim 10$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
		$> 6.3 \sim 10$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
		$> 10 \sim 16$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 16 \sim 25$	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
		$> 6.3 \sim 10$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 10 \sim 16$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
		$> 16 \sim 25$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
		$> 25 \sim 40$	3.2	5.0	8.0	13	20	32	45	63	90	125	180	250
800	1600	$\geq 1 \sim 3.5$	1.2	2.0	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
		$> 3.5 \sim 6.3$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
		$> 6.3 \sim 10$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		$> 10 \sim 16$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
		$> 16 \sim 25$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
		$> 25 \sim 40$	3.2	5.0	8.0	13	20	32	45	63	90	125	180	250

续表

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1600	2500	≥ 1 ~ 3.5	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	25
		> 3.5 ~ 6.3	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		> 6.3 ~ 10	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
		> 10 ~ 16	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
		> 16 ~ 25	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224
		> 25 ~ 40	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	71	100	140	200	280
2500	4000	≥ 1 ~ 3.5	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
		> 3.5 ~ 6.3	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
		> 6.3 ~ 10	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
		> 10 ~ 16	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
		> 16 ~ 25	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224
		> 25 ~ 40	3.6	5.5	9.0	14	22	36	56	71	100	140	200	280

表 13-1-50

一齿径向综合公差  $f_r$  值

/μm

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级											
大于	到		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
—	125	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	7	10	14	20	28	36	45	56	71
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	9	13	18	25	36	45	56	71	90
		> 6.3 ~ 10	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
125	400	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	8	11	16	22	32	40	50	63	80
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
		> 6.3 ~ 10	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71	90	112
		> 10 ~ 16	—	—	—	13	18	25	36	50	63	80	100	125
		> 16 ~ 25	—	—	—	16	22	32	45	63	80	100	125	160
400	800	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	9	13	18	25	36	45	56	71	90
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
		> 6.3 ~ 10	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71	90	112
		> 10 ~ 16	—	—	—	14	20	28	40	56	71	90	112	140
		> 16 ~ 25	—	—	—	18	25	36	50	71	90	112	140	180
		> 25 ~ 40	—	—	—	22	32	45	63	90	112	140	180	224
800	1600	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71	90	112
		> 6.3 ~ 10	—	—	—	13	18	25	36	50	63	80	100	125
		> 10 ~ 16	—	—	—	14	20	28	40	56	71	90	112	140
		> 16 ~ 25	—	—	—	18	25	36	50	71	90	112	140	180
		> 25 ~ 40	—	—	—	25	36	50	71	100	125	160	200	250
		1600	2500	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71
> 3.5 ~ 6.3	—			—	—	13	18	25	36	50	63	80	100	125
> 6.3 ~ 10	—			—	—	14	20	28	40	56	71	90	112	140
> 10 ~ 16	—			—	—	16	22	32	45	63	80	100	125	160
> 16 ~ 25	—			—	—	20	28	40	56	80	100	125	160	200
> 25 ~ 40	—			—	—	25	36	50	71	100	125	160	200	250
2500	4000	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	13	18	25	36	50	63	80	100	125
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	14	20	28	40	56	71	90	112	140
		> 6.3 ~ 10	—	—	—	16	22	32	45	63	80	100	125	160
		> 10 ~ 16	—	—	—	18	25	36	50	71	90	112	140	180
		> 16 ~ 25	—	—	—	20	28	40	56	80	100	125	160	200
		> 25 ~ 40	—	—	—	25	36	50	71	100	125	160	200	250

表 13-1-51

齿向公差  $F_{\beta}$  值/ $\mu\text{m}$ 

有效齿宽 / $\text{mm}$		精 度 等 级											
大于	到	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	40	2.8	3.6	4.5	5.5	7	9	11	18	28	45	71	112
40	100	4.0	5.0	6.0	8.0	10	12	16	25	40	63	100	160
100	160	5.0	6.0	8.0	10	12	16	20	32	50	80	125	200
160	250	6.0	7.5	10	12	16	19	24	38	60	105	160	240
250	400	7.0	9.0	12	14	18	24	28	45	75	120	190	300
400	630	8.5	11	14	17	22	28	34	55	90	140	220	360

表 13-1-52

轴线平行度公差

X 方向轴线平行度公差 $f_x = F_{\beta}$	对 $F_{\beta}$ 见表 13-1-51
Y 方向轴线平行度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_{\beta}$	

表 13-1-53

接触斑点

/ $\%$ 

接触斑点	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
按高度 不小于	65	65	65	60	55 (45)	50 (40)	45 (35)	40 (30)	30	25	20	15
按长度 不小于	95	95	95	90	80	70	60	50	40	30	30	30

注：括号内数值，用于轴向重合度  $\epsilon_{\beta} > 0.8$  的斜齿轮。

表 13-1-54

极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式

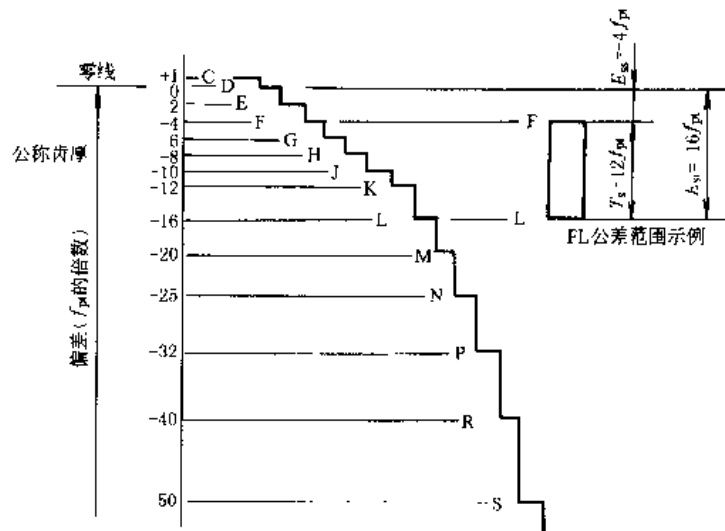
精度等级	$F_{\beta}$		$F_{\tau}$				$F_w$		$f_v$		$f_i$		$f'_i$		$F_{\beta}$	
	$A\sqrt{L} + C$		$Am + B\sqrt{d} + C$ $B = 0.25A$		$Am + B\sqrt{d} + C$ $B = 1.4A$		$B\sqrt{d} + C$		$Am + B\sqrt{d} + C$ $B = 0.25A$		$Am + Bd + C$ $B = 0.0125A$		$Am + B\sqrt{d} + C$ $B = 0.25A$		$A\sqrt{b} + C$	
	A	C	A	C	A	C	B	C	A	C	A	C	A	C	A	C
1	0.25	0.63	0.244	2.8	0.1	1.2	0.083	1.32	0.063	0.8	0.063	2	—	—	0.315	1.6
2	0.4	1	0.355	4.5	0.16	1.8	0.13	2.1	0.10	1.25	0.10	2.5	—	—	0.40	2
3	0.63	1.6	0.56	7.1	0.25	3	0.21	3.4	0.16	2	0.16	3.15	—	—	0.50	2.5
4	1	2.5	0.90	11.2	0.4	4.8	0.34	5.4	0.25	3.15	0.25	4	0.45	5.6	0.63	3.15
5	1.6	4	1.40	18	0.63	7.5	0.54	8.7	0.40	5	0.4	5	0.63	8	0.8	4
6	2.5	6.3	2.24	28	1	12	0.87	14	0.63	8	0.63	6.3	0.9	11.2	1	5
7	3.55	9	3.15	40	1.4	17	1.22	19.4	0.90	11.2	1	8	1.25	16	1.25	6.3
8	5	12.5	4	50	1.75	21	1.7	27	1.25	16	1.6	10	1.8	22.4	2	10
9	7.1	18	5	63	—	—	2.4	38	1.8	22.4	2.5	16	2.24	28	3.15	16
10	10	25	6.3	80	—	—	3.3	53	2.5	31.5	4	25	2.8	35.5	5	25
11	14	35.5	8	100	—	—	4.7	74	3.55	45	6.3	40	3.55	45	8	40
12	20	50	10	125	—	—	6.5	104	5	63	10	63	4.5	56	12.5	63

注：1.  $d$ ——齿轮分度圆直径； $m$ ——模数； $b$ ——轮齿宽度； $L$ ——分度圆弧长。2.  $F_{\beta}$  值按两个关系式得出的较小值确定。



### 6.4 侧 隙

齿轮副的侧隙要求，应根据工作条件用最大极限侧隙  $j_{nmax}$  (或  $j_{max}$ ) 与最小极限侧隙  $j_{nmin}$  (或  $j_{min}$ ) 来规定。齿厚极限偏差共分 14 种，以字母 C、D、E、F、G、H、J、K、L、M、N、P、R、S 表示，各代号的偏差数值为齿距极限偏差  $f_{pt}$  的倍数。见图 13-1-11。



偏差代号	偏差数值	偏差代号	偏差数值
C	$+1f_{pt}$	K	$-12f_{pt}$
D	0	L	$-16f_{pt}$
E	$-2f_{pt}$	M	$-20f_{pt}$
F	$-4f_{pt}$	N	$-25f_{pt}$
G	$-6f_{pt}$	P	$-32f_{pt}$
H	$-8f_{pt}$	R	$-40f_{pt}$
J	$-10f_{pt}$	S	$-50f_{pt}$

注： $f_{pt}$  为齿距极限偏差，见表 13-1-49。

图 13-1-11 齿厚（或公法线长度）极限偏差

齿厚极限偏差的上偏差  $E_{ss}$  及下偏差  $E_{si}$  可从上图选用。例如：上偏差选用 F (等于  $-4f_{pt}$ )，下偏差选用 L (等于  $-16f_{pt}$ )，则齿厚极限偏差用代号 FL 表示。若所选用的齿厚极限偏差超出图 13-1-11 所列 14 个代号时，允许自行规定。用公法线长度表示时，公法线平均长度上偏差  $E_{wms} = E_{ss} \cos \alpha - 0.72 F_t \sin \alpha$  (外齿轮)，公差  $T_{wt} = T_s \cos \alpha - 1.44 F_t \sin \alpha$ 。

检验侧隙时，齿轮副的中心距极限偏差  $\pm f_a$  按表 13-1-55 的规定。

表 13-1-56 给出了齿厚极限偏差 (上偏差  $E_{ss}$ 、下偏差  $E_{si}$ )，表 13-1-57 给出了公法线长度极限偏差 (上偏差  $E_{wms}$ 、下偏差  $E_{wmi}$ )，供选择时参考。

必要时，可以根据传动的要求，参考表 13-1-58 选取最小侧隙  $j_{nmin}$ ，然后按表 13-1-59 的公式计算应选取的齿厚 (或公法线长度) 极限偏差的数值，最后按图 13-1-11 圆整。

表 13-1-55

中心距极限偏差  $\pm f_a$ / $\mu\text{m}$ 

第 II 公差组精度等级		1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12	
$f_a$		$\frac{1}{2}\text{IT}4$	$\frac{1}{2}\text{IT}6$	$\frac{1}{2}\text{IT}7$	$\frac{1}{2}\text{IT}8$	$\frac{1}{2}\text{IT}9$	$\frac{1}{2}\text{IT}11$	
齿 轮 副 的 中 心 距	大于 6	到 10	2	4.5	7.5	11	18	45
	10	18	2.5	5.5	9	13.5	21.5	55
	18	30	3	6.5	10.5	16.5	26	65
	30	50	3.5	8	12.5	19.5	31	80
	50	80	4	9.5	15	23	37	90
	80	120	5	11	17.5	27	43.5	110
	120	180	6	12.5	20	31.5	50	125
	180	250	7	14.5	23	36	57.5	145
	250	315	8	16	26	40.5	65	160
	315	400	9	18	28.5	44.5	70	180
	400	500	10	20	31.5	48.5	77.5	200
	500	630	11	22	35	55	87	220
	630	800	12.5	25	40	62	100	250
	800	1000	14.5	28	45	70	115	280
	1000	1250	17	33	52	82	130	330
	1250	1600	20	39	62	97	155	390
1600	2000	24	46	75	115	185	460	
2000	2500	28.5	50	87	140	220	550	
2500	3150	34.5	67.5	105	165	270	676	

表 13-1-56

齿厚极限偏差  $E_s$  参考值/ $\mu\text{m}$ 

II 组 精 度	分度圆直径 / $\text{mm}$	偏差 名称	法 向 模 数/ $\text{mm}$											
			>1~3.5		>3.5~6.3		>6.3~10		>10~16		>16~25		>25~40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
5  级	$\leq 80$	$E_{sa}$	L	-96	J	-80	J	-90						
		$E_{si}$	M	-120	K	-96	K	-108						
	> 80 ~ 125	$E_{sa}$	L	-96	K	-96	J	-90						
		$E_{si}$	M	-120	L	-128	K	-108						
	> 125 ~ 180	$E_{sa}$	L	-112	K	-108	K	-120	J	-110	H	-112		
		$E_{si}$	M	-140	L	-144	L	-160	K	-132	J	-140		
	> 180 ~ 250	$E_{sa}$	M	-140	L	-144	K	-120	K	-132	J	-112		
		$E_{si}$	N	-175	M	-180	L	-160	L	-176	K	-168		
	> 250 ~ 315	$E_{sa}$	M	-140	L	-144	L	-160	K	-132	J	-140		
		$E_{si}$	N	-175	M	-180	M	-200	L	-176	L	-168		
	> 315 ~ 400	$E_{sa}$	N	-175	L	-144	L	-160	L	-176	K	-168		
		$E_{si}$	P	-224	M	-180	M	-200	M	-220	L	-224		
> 400 ~ 500	$E_{sa}$	N	-200	M	-180	L	-176	L	-208	K	-192	H	-160	
	$E_{si}$	P	-256	N	-225	M	-220	M	-260	L	-256	K	-240	
> 500 ~ 630	$E_{sa}$	N	-200	M	-180	L	-176	L	-208	K	-192	J	-200	
	$E_{si}$	P	-256	N	-225	M	-220	M	-260	L	-256	K	-240	
> 630 ~ 800	$E_{sa}$	N	-200	M	-180	L	-176	L	-208	L	-256	K	-240	
	$E_{si}$	P	-256	N	-225	M	-220	M	-260	M	-320	L	-320	
> 800 ~ 1000	$E_{sa}$	N	-225	N	-250	M	-220	M	-260	L	-256	K	-240	
	$E_{si}$	P	-288	P	-320	N	-275	N	-325	M	-320	J	-320	
> 1000 ~ 1250	$E_{sa}$	N	-225	N	-250	N	-275	M	-260	L	-256	L	-320	
	$E_{si}$	P	-288	P	-320	P	-352	N	-325	M	-320	M	-400	

II 组 精 度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法 向 模 数/mm											
			> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
5 级	> 1250 ~ 1600	$E_{sa}$ $E_{sa}$	P R	-288 -360	P R	-320 -400	P R	-352 -440	N P	-325 -416	M N	-320 -400	L M	-320 -400
	> 1600 ~ 2000	$E_{sa}$ $E_{si}$	R S	-400 -500	P R	-352 -440	P R	-416 -520	N P	-350 -448	M N	-360 -450	M N	-440 -550
	> 2000 ~ 2500	$E_{sa}$ $E_{si}$	R S	-400 -500	R S	-440 -550	P R	-416 -520	P R	-448 -560	N P	-450 -576	M N	-440 -550
	> 2500 ~ 4000	$E_{sa}$ $E_{si}$					R S	-560 -700	R S	-640 -800	P R	-576 -720	N P	-550 -704
6 级	≤ 80	$E_{sa}$ $E_{si}$	H K	-80 -120	G H	-78 -104	G H	-84 -112						
	> 80 ~ 125	$E_{sa}$ $E_{si}$	J L	-100 -160	H J	-104 -130	H J	-112 -140						
	> 125 ~ 180	$E_{sa}$ $E_{si}$	J L	-110 -132	H K	-112 -168	H K	-128 -192	G J	-108 -180	G H	-132 -176		
	> 180 ~ 250	$E_{sa}$ $E_{si}$	K L	-132 -176	J I	-140 -224	H K	-128 -192	II K	-144 -216	G H	-132 -176		
	> 250 ~ 315	$E_{sa}$ $E_{si}$	K L	-132 -176	J I	-140 -224	H K	-128 -192	H K	-144 -216	H J	-176 -220		
	> 315 ~ 400	$E_{sa}$ $E_{si}$	L M	-176 -220	K L	-168 -224	J L	-168 -256	H K	-144 -216	H J	-176 -220		
	> 400 ~ 500	$E_{sa}$ $E_{si}$	I M	-208 -260	K L	-168 -224	J L	-180 -288	H K	-160 -240	H J	-200 -250	G H	-192 -256
	> 500 ~ 630	$E_{sa}$ $E_{si}$	L M	-208 -260	L M	-224 -280	J L	-180 -288	J L	-200 -320	H K	-200 -300	G H	-192 -256
	> 630 ~ 800	$E_{sa}$ $E_{si}$	L N	-208 -325	L M	-224 -280	K I	-216 -288	K I	-240 -320	H K	-200 -300	H J	-256 -320
	> 800 ~ 1000	$E_{sa}$ $E_{si}$	I N	-224 -350	L M	-256 -320	L M	-288 -360	K L	-240 -320	J L	-250 -400	H J	-256 -320
	> 1000 ~ 1250	$E_{sa}$ $E_{si}$	M N	-280 -350	M N	-320 -400	I M	-288 -360	L M	-320 -400	K L	-300 -400	H K	-256 -384
	> 1250 ~ 1600	$E_{sa}$ $E_{si}$	N P	-350 -448	M N	-320 -400	M N	-360 -450	L M	-320 -400	L M	-400 -500	K I	-384 -512
	> 1600 ~ 2000	$E_{sa}$ $E_{si}$	N P	-400 -512	N P	-450 -576	M N	-400 -500	M N	-440 -550	L M	-448 -560	K I	-432 -576
	> 2000 ~ 2500	$E_{sa}$ $E_{si}$	P R	-512 -640	N P	-450 -576	N P	-500 -640	M N	-440 -550	L M	-448 -560	K I	-432 -576
	> 2500 ~ 4000	$E_{sa}$ $E_{si}$	P R	-576 -720	P R	-640 -800	P R	-704 -880	N P	-625 -800	N P	-700 -896	L M	-576 -720
	7 级	≤ 80	$E_{sa}$ $E_{si}$	H K	-112 -168	G J	-108 -180	C H	-120 -160					
> 80 ~ 125		$E_{sa}$ $E_{si}$	H K	-112 -168	G J	-108 -180	G H	-120 -160						
> 125 ~ 180		$E_{sa}$ $E_{si}$	H K	-128 -192	G J	-120 -200	G J	-132 -220	G J	-150 -250	F G	-128 -192		
> 180 ~ 250		$E_{sa}$ $E_{si}$	H K	-128 -192	H K	-160 -240	G J	-132 -220	G J	-150 -250	F H	-128 -256		

续表

II 组 精度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法 同 模 数/mm											
			> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
7	> 250 ~ 315	$E_{es}$	J	-160	H	-160	H	-176	G	-150	G	-192		
		$E_{ei}$	I	-192	K	-240	K	-264	J	-250	H	-256		
	> 315 ~ 400	$E_{es}$	K	-192	H	-160	H	-176	H	-200	G	-192		
		$E_{ei}$	I	-256	K	-240	K	-264	K	-300	H	-256		
	> 400 ~ 500	$E_{es}$	J	-180	J	-200	H	-200	H	-224	G	-216	F	-180
		$E_{ei}$	L	-288	L	-320	K	-300	K	-336	J	-360	G	-270
	> 500 ~ 630	$E_{es}$	K	-216	J	-200	H	-200	H	-224	G	-216	G	-270
		$E_{ei}$	M	-360	L	-320	K	-300	K	-336	J	-360	H	-360
	> 630 ~ 800	$E_{es}$	K	-216	K	-240	J	-250	H	-224	H	-288	G	-270
		$E_{ei}$	M	-360	L	-320	I	-400	K	-336	K	-432	H	-360
	> 800 ~ 1000	$E_{es}$	I	-320	K	-264	K	-300	J	-280	H	-288	G	-270
$E_{ei}$		M	-400	L	-352	L	-400	L	-448	K	-432	H	-360	
> 1000 ~ 1250	$E_{es}$	L	-320	L	-352	K	-300	K	-336	H	-288	H	-360	
	$E_{ei}$	M	-400	M	-440	L	-400	L	-448	K	-432	J	-450	
> 1250 ~ 1600	$E_{es}$	M	-400	L	-352	L	-400	K	-336	J	-360	H	-360	
	$E_{ei}$	N	-500	N	-550	M	-500	L	-448	L	-432	K	-540	
> 1600 ~ 2000	$E_{es}$	M	-440	I	-400	I	-448	L	-512	K	-480	J	-500	
	$E_{ei}$	N	-550	N	-625	M	-560	M	-640	L	-640	K	-600	
> 2000 ~ 2500	$E_{es}$	N	-550	M	-500	M	-560	L	-512	K	-480	K	-600	
	$E_{ei}$	P	-704	N	-625	N	-700	M	-640	L	-640	I	-800	
> 2500 ~ 4000	$E_{es}$	P	-800	N	-700	N	-800	M	-720	L	-640	L	-800	
	$E_{ei}$	S	-1250	P	-896	P	-1024	N	-900	N	-800	M	-1000	
8	$\approx 80$	$E_{es}$	G	-120	F	-100	F	-112						
		$E_{ei}$	J	-200	G	-150	G	-168						
	> 80 ~ 125	$E_{es}$	G	-120	G	-150	F	-112						
		$E_{ei}$	J	-200	H	-200	G	-168						
	> 125 ~ 180	$E_{es}$	G	-132	G	-168	F	-128	F	-144	F	-180		
		$E_{ei}$	J	-220	J	-280	H	-256	G	-216	G	-270		
	> 180 ~ 250	$E_{es}$	H	-176	G	-168	G	-192	F	-144	F	-180		
		$E_{ei}$	K	-264	J	-280	H	-256	H	-288	G	-270		
	> 250 ~ 315	$E_{es}$	H	-176	G	-168	G	-192	G	-216	F	-180		
		$E_{ei}$	K	-264	J	-280	H	-256	H	-288	G	-270		
	> 315 ~ 400	$E_{es}$	H	-176	G	-168	G	-192	G	-216	F	-180		
		$E_{ei}$	K	-264	J	-280	H	-256	H	-288	G	-270		
	> 400 ~ 500	$E_{es}$	H	-200	H	-224	G	-216	G	-240	F	-200	F	-252
		$E_{ei}$	K	-300	K	-336	H	-288	H	-320	G	-300	G	-378
> 500 ~ 630	$E_{es}$	H	-200	H	-224	G	-216	G	-240	G	-300	F	-252	
	$E_{ei}$	K	-300	K	-336	J	-360	H	-320	H	-400	G	-378	
> 630 ~ 800	$E_{es}$	J	-250	H	-224	H	-288	G	-240	G	-300	F	-252	
	$E_{ei}$	L	-400	K	-336	K	-432	J	-400	H	-400	G	-378	
> 800 ~ 1000	$E_{es}$	J	-280	H	-256	H	-288	H	-320	G	-300	G	-378	
	$E_{ei}$	L	-448	K	-384	K	-432	K	-480	J	-500	H	-504	
> 1000 ~ 1250	$E_{es}$	K	-336	J	-320	H	-288	H	-320	G	-300	G	-378	
	$E_{ei}$	L	-448	I	-384	K	-432	K	-480	J	-500	H	-504	
> 1250 ~ 1600	$E_{es}$	I	-448	K	-384	J	-360	J	-400	H	-400	G	-378	
	$E_{ei}$	M	-560	L	-512	L	-432	L	-640	K	-600	J	-630	

II 组 精 度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法 向 模 数/mm												
			> 1~3.5		> 3.5~6.3		> 6.3~10		> 10~16		> 16~25		> 25~40		
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	
8 级	> 1600 ~ 2000	$E_{ss}$ $E_{si}$	L M	-512 -640	K L	-432 -576	K L	-480 -640	J L	-450 -720	H K	-464 -696	G J	-426 -710	
	> 2000 ~ 2500	$E_{ss}$ $E_{si}$	L M	-512 -640	L M	-576 -720	K L	-480 -640	K L	-540 -720	J K	-580 -696	H J	-568 -710	
	> 2500 ~ 4000	$E_{ss}$ $E_{si}$	M N	-720 -900	L M	-640 -800	L M	-720 -900	L M	-800 -1000	K L	-672 -896	J K	-710 -852	
	≤ 80	$E_{ss}$ $E_{si}$	F H	-112 -224	F G	-144 -216	F C	-160 -240							
	> 80 ~ 125	$E_{ss}$ $E_{si}$	G J	-168 -280	F G	-144 -216	F G	-160 -240							
	> 125 ~ 180	$E_{ss}$ $E_{si}$	G J	-192 -320	F H	-160 -320	F G	-180 -270	F G	-200 -300	F G	-252 -378			
9 级	> 180 ~ 250	$E_{ss}$ $E_{si}$	G J	-192 -320	F H	-160 -320	F G	-180 -270	F G	-200 -300	F G	-252 -378			
	> 250 ~ 315	$E_{ss}$ $E_{si}$	G J	-192 -320	G J	-240 -400	F G	-180 -270	F G	-200 -300	F G	-252 -378			
	> 315 ~ 400	$E_{ss}$ $E_{si}$	H K	-256 -384	G J	-240 -400	G H	-270 -360	F G	-200 -300	F G	-252 -378			
	> 400 ~ 500	$E_{ss}$ $E_{si}$	H K	-288 -432	G J	-240 -400	G H	-300 -400	F G	-224 -336	F G	-284 -426	F G	-360 -540	
	> 500 ~ 630	$E_{ss}$ $E_{si}$	H K	-288 -432	G J	-240 -400	G H	-300 -400	G H	-336 -448	F G	-284 -426	F G	-360 -540	
	> 630 ~ 800	$E_{ss}$ $E_{si}$	H K	-288 -432	H K	-320 -480	G H	-300 -400	G H	-336 -448	F G	-284 -426	F G	-360 -540	
	> 800 ~ 1000	$E_{ss}$ $E_{si}$	H K	-320 -480	H K	-360 -540	G J	-300 -500	G J	-336 -560	G H	-426 -568	F G	-360 -540	
	> 1000 ~ 1250	$E_{ss}$ $E_{si}$	J K	-400 -480	H K	-360 -540	H K	-400 -600	G J	-336 -560	G J	-426 -710	F G	-360 -540	
	> 1250 ~ 1600	$E_{ss}$ $E_{si}$	K L	-480 -640	J K	-450 -540	H K	-400 -600	H K	-448 -672	G J	-426 -710	G H	-540 -720	
	> 1600 ~ 2000	$E_{ss}$ $E_{si}$	K L	-540 -720	J K	-500 -600	J K	-560 -672	H K	-504 -756	G J	-480 -800	G H	-600 -800	
	> 2000 ~ 2500	$E_{ss}$ $E_{si}$	K L	-540 -720	K L	-600 -800	J K	-560 -672	J K	-630 -756	H K	-640 -960	G H	-600 -800	
	> 2500 ~ 4000	$E_{ss}$ $E_{si}$	L M	-800 -1000	L M	-896 -1120	K L	-756 -1008	K L	-852 -1136	J K	-800 -960	H K	-800 -1200	
	10 级	≤ 80	$E_{ss}$ $E_{si}$	F H	-160 -320	F G	-200 -300	E F	-112 -224						
		> 80 ~ 125	$E_{ss}$ $E_{si}$	F H	-160 -320	F G	-200 -300	F G	-224 -336						
> 125 ~ 180		$E_{ss}$ $E_{si}$	F H	-180 -360	F H	-224 -448	F G	-252 -378	F G	-284 -426	E F	-180 -360			
> 180 ~ 250		$E_{ss}$ $E_{si}$	F H	-180 -360	F H	-224 -448	F G	-252 -378	F G	-284 -426	E F	-180 -360			
> 250 ~ 315		$E_{ss}$ $E_{si}$	G J	-270 -450	F H	-224 -448	F G	-252 -378	F G	-284 -426	F G	-360 -540			

续表

II 组 精 度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法 向 模 数/mm											
			> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
10  级	> 315 ~ 400	$E_{sa}$ $E_{si}$	G J	-270 -450	F H	-224 -448	F H	-252 -504	F G	-284 -426	F G	-360 -540		
	> 400 ~ 500	$E_{sa}$ $E_{si}$	G K	-300 -600	G J	-336 -560	F H	-284 -568	F H	-320 -640	F G	-400 -600	E F	-250 -500
	> 500 ~ 630	$E_{sa}$ $E_{si}$	G K	-300 -600	G J	-336 -560	F H	-284 -568	F H	-320 -640	F G	-400 -600	E F	-250 -500
	> 630 ~ 800	$E_{sa}$ $E_{si}$	G K	-300 -600	G K	-336 -672	F H	-284 -568	F H	-320 -640	F G	-400 -600	F G	-500 -750
	> 800 ~ 1000	$E_{sa}$ $E_{si}$	G K	-336 -672	G K	-378 -756	G J	-426 -710	F H	-320 -640	F H	-400 -800	F G	-500 -750
	> 1000 ~ 1250	$E_{sa}$ $E_{si}$	H K	-448 -672	G K	-378 -756	G J	-426 -710	G J	-480 -800	F H	-400 -800	F G	-500 -750
	> 1250 ~ 1600	$E_{sa}$ $E_{si}$	H K	-448 -672	H K	-504 -756	G J	-426 -710	G J	-480 -800	G J	-600 -1000	F G	-500 -750
	> 1600 ~ 2000	$E_{sa}$ $E_{si}$	J L	-630 -1008	H K	-568 -852	H K	-640 -960	G J	-540 -900	G J	-672 -1120	F G	-560 -840
	> 2000 ~ 2500	$E_{sa}$ $E_{si}$	J L	-630 -1008	J L	-710 -1136	H K	-640 -960	H K	-720 -1080	G J	-672 -1120	F G	-560 -840
	> 2500 ~ 4000	$E_{sa}$ $E_{si}$	K M	-852 -1420	J L	-800 -1280	J L	-900 -1440	H K	-800 -1200	H K	-896 -1344	G J	-840 -1400

注：按本表选择齿厚极限偏差时，可以使齿轮副在齿轮和壳体温差为 25℃ 时，不会由于发热而卡住。

表 13-1-57

公法线平均长度极限偏差  $E_s$  参考值

/μm

II 组 精 度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法 向 模 数/mm											
			> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
5  级	≤ 80	$E_{sma}$ $E_{smi}$	K L	-72 -96	H K	-64 -96	H K	-72 -108						
	> 80 ~ 125	$E_{sma}$ $E_{smi}$	L M	-96 -120	K L	-96 -128	J K	-90 -108						
	> 125 ~ 180	$E_{sma}$ $E_{smi}$	L M	-112 -140	K L	-108 -144	J L	-100 -160	H K	-88 -132	H J	-112 -140		
	> 180 ~ 250	$E_{sma}$ $E_{smi}$	L M	-112 -140	K L	-108 -144	K L	-120 -160	J L	-110 -176	H K	-112 -168		
	> 250 ~ 315	$E_{sma}$ $E_{smi}$	M N	-140 -175	L M	-144 -180	K L	-120 -160	K L	-132 -176	H K	-112 -168		
	> 315 ~ 400	$E_{sma}$ $E_{smi}$	M N	-140 -175	L M	-144 -180	L M	-160 -200	K L	-132 -176	J K	-140 -168		
	> 400 ~ 500	$E_{sma}$ $E_{smi}$	M N	-160 -200	L M	-144 -180	L M	-176 -220	K L	-156 -208	L K	-160 -192	H J	-160 -200
	> 500 ~ 630	$E_{sma}$ $E_{smi}$	M N	-160 -200	M N	-180 -225	L M	-176 -220	K L	-156 -208	K L	-192 -256	H K	-160 -240
	> 630 ~ 800	$E_{sma}$ $E_{smi}$	M N	-160 -200	M N	-180 -225	L M	-176 -220	K L	-156 -208	K L	-192 -256	J K	-200 -240

II 组 精度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法 向 模 数/mm											
			> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
5 级	> 800 ~ 1000	$E_{wms}$	N	-225	M	-200	M	-220	L	-208	L	-256	K	-240
		$E_{wmi}$	P	-288	N	-250	N	-275	M	-260	M	-320	L	-320
	> 1000 ~ 1250	$E_{wms}$	N	-225	N	-250	N	-275	M	-260	L	-256	K	-240
		$E_{wmi}$	P	-288	P	-320	P	-352	N	-325	M	-320	L	-320
	> 1250 ~ 1600	$E_{wms}$	P	-288	P	-320	N	-275	N	-325	M	-320	L	-320
		$E_{wmi}$	R	-360	R	-400	P	-352	P	-416	N	-400	M	-400
> 1600 ~ 2000	$E_{wms}$	P	-320	P	-352	N	-325	N	-350	M	-360	L	-352	
	$E_{wmi}$	R	-400	R	-440	P	-416	P	-448	N	-450	M	-440	
> 2000 ~ 2500	$E_{wms}$	R	-400	R	-440	P	-416	P	-448	N	-450	M	-440	
	$E_{wmi}$	S	-500	S	-550	R	-520	R	-560	P	-576	N	-550	
> 2500 ~ 4000	$E_{wms}$	R	-440	R	-520	R	-560	P	-512	P	-576	N	-550	
	$E_{wmi}$	S	-550	S	-650	S	-700	R	-640	R	-720	P	-704	
6 级	≤ 80	$E_{wms}$	H	-80	G	-78	G	-84						
		$E_{wmi}$	K	-120	J	-130	H	-112						
	> 80 ~ 125	$E_{wms}$	H	-80	G	-78	G	-84						
		$E_{wmi}$	K	-120	J	-130	H	-112						
	> 125 ~ 180	$E_{wms}$	J	-110	H	-112	C	-96	G	-108	F	-88		
		$E_{wmi}$	L	-176	K	-168	J	-160	J	-180	G	-132		
	> 180 ~ 250	$E_{wms}$	J	-110	H	-112	H	-128	G	-108	G	-132		
		$E_{wmi}$	L	-176	K	-168	K	-192	J	-180	H	-176		
	> 250 ~ 315	$E_{wms}$	K	-132	H	-112	H	-128	H	-144	G	-132		
		$E_{wmi}$	L	-176	K	-168	K	-192	K	-216	H	-176		
	> 315 ~ 400	$E_{wms}$	K	-132	J	-140	H	-128	H	-144	G	-132		
		$E_{wmi}$	L	-176	L	-224	K	-192	K	-216	J	-220		
	> 400 ~ 500	$E_{wms}$	K	-156	J	-140	H	-144	H	-160	G	-150	F	-128
		$E_{wmi}$	M	-260	L	-224	K	-216	K	-240	J	-250	G	-192
	> 500 ~ 630	$E_{wms}$	K	-156	K	-168	J	-180	H	-160	H	-200	G	-192
		$E_{wmi}$	M	-260	M	-280	I	-288	K	-240	J	-250	H	-256
	> 630 ~ 800	$E_{wms}$	L	-208	L	-224	J	-180	J	-200	H	-200	C	-192
		$E_{wmi}$	M	-260	M	-280	L	-288	L	-320	K	-300	H	-256
> 800 ~ 1000	$E_{wms}$	L	-224	L	-256	K	-216	J	-200	H	-200	C	-192	
	$E_{wmi}$	N	-350	M	-320	L	-288	L	-320	K	-300	J	-320	
> 1000 ~ 1250	$E_{wms}$	M	-280	L	-256	L	-288	K	-240	J	-250	H	-256	
	$E_{wmi}$	N	-350	M	-320	M	-360	L	-320	L	-400	K	-384	
> 1250 ~ 1600	$E_{wms}$	M	-280	M	-320	L	-288	L	-320	K	-300	H	-256	
	$E_{wmi}$	P	-448	N	-400	N	-450	M	-400	L	-400	K	-384	
> 1600 ~ 2000	$E_{wms}$	N	-400	M	-360	M	-400	L	-352	K	-336	J	-360	
	$E_{wmi}$	P	-512	N	-450	N	-500	M	-440	L	-448	L	-576	
> 2000 ~ 2500	$E_{wms}$	N	-400	N	-450	M	-400	M	-440	L	-448	K	-432	
	$E_{wmi}$	P	-512	P	-576	N	-500	N	-550	M	-560	L	-576	
> 2500 ~ 4000	$E_{wms}$	P	-576	P	-640	N	-550	M	-500	M	-560	L	-576	
	$E_{wmi}$	R	-720	R	-800	P	-704	N	-625	N	-700	M	-720	
7 级	≤ 80	$E_{wms}$	G	-84	F	-72	F	-80						
		$E_{wmi}$	J	-140	C	-108	C	-120						
> 80 ~ 125	$E_{wms}$	G	-84	G	-108	F	-80							
	$E_{wmi}$	J	-140	H	-144	G	-120							

续表

II 组 精度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法向模数/mm											
			> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
7	> 125 - 180	$E_{wms}$	II	-128	G	-120	F	-88	F	-100	F	-128		
		$E_{wmi}$	K	-192	J	-200	G	-176	H	-200	G	-192		
	> 180 - 250	$E_{wms}$	H	-128	G	-120	G	-132	F	-100	F	-128		
		$E_{wmi}$	K	-192	J	-200	J	-220	H	-200	G	-192		
	> 250 - 315	$E_{wms}$	H	-128	H	-160	G	-132	G	-150	F	-128		
		$E_{wmi}$	K	-192	K	-240	J	-220	J	-250	G	-192		
	> 315 - 400	$E_{wms}$	J	-160	H	-160	G	-132	C	-150	F	-128		
		$E_{wmi}$	L	-256	K	-240	J	-220	J	-250	H	-256		
	> 400 - 500	$E_{wms}$	J	-180	H	-160	G	-150	G	-168	F	-144	F	-180
		$E_{wmi}$	L	-288	K	-240	J	-250	J	-280	H	-288	G	-270
	> 500 - 630	$E_{wms}$	J	-180	H	-160	H	-200	C	-168	G	-216	F	-180
		$E_{wmi}$	I	-288	K	-240	K	-300	J	-280	J	-360	G	-270
	> 630 - 800	$E_{wms}$	K	-216	J	-200	H	-200	H	-224	G	-216	F	-180
		$E_{wmi}$	L	-288	L	-320	K	-300	K	-336	J	-360	G	-270
	> 800 - 1000	$E_{wms}$	K	-240	J	-220	J	-250	II	-224	G	-216	F	-180
$E_{wmi}$		L	-320	L	-352	I	-400	K	-336	J	-360	II	-360	
> 1000 - 1250	$E_{wms}$	I	-320	K	-264	K	-300	J	-280	H	-288	G	-270	
	$E_{wmi}$	M	-400	L	-352	L	-400	L	-448	K	-432	J	-450	
> 1250 - 1600	$E_{wms}$	L	-320	L	-352	K	-300	K	-336	H	-288	H	-360	
	$E_{wmi}$	N	-500	M	-440	L	-400	L	-448	K	-432	K	-540	
> 1600 - 2000	$E_{wms}$	J	-352	L	-400	I	-448	K	-384	J	-400	II	-400	
	$E_{wmi}$	N	-550	N	-625	M	-560	L	-512	L	-640	K	-600	
> 2000 - 2500	$E_{wms}$	M	-440	M	-500	L	-448	L	-512	K	-480	H	-400	
	$E_{wmi}$	N	-550	N	-625	M	-560	M	-640	I	-640	K	-600	
> 2500 - 4000	$E_{wms}$	N	-625	N	-700	M	-640	L	-576	L	-640	K	-600	
	$E_{wmi}$	P	-800	P	-896	N	-800	N	-900	N	-1000	L	-800	
8	$\leq 80$	$E_{wms}$	F	-80	F	-100	F	-112						
		$E_{wmi}$	H	-160	G	-150	G	-168						
	> 80 - 125	$E_{wms}$	F	-80	F	-100	F	-112						
		$E_{wmi}$	H	-160	G	-150	G	-168						
	> 125 - 180	$E_{wms}$	G	-132	F	-112	F	-128	F	-144	E	-90		
		$E_{wmi}$	J	-220	H	-224	H	-256	G	-216	G	-270		
	> 180 - 250	$E_{wms}$	G	-132	F	-112	F	-128	F	-144	F	-180		
		$E_{wmi}$	J	-220	H	-224	H	-256	H	-288	G	-270		
	> 250 - 315	$E_{wms}$	G	-132	G	-168	F	-128	F	-144	F	-180		
		$E_{wmi}$	J	-220	J	-280	H	-256	H	-288	G	-270		
	> 315 - 400	$E_{wms}$	H	-176	G	-168	F	-128	F	-144	F	-180		
		$E_{wmi}$	K	-264	J	-280	H	-256	II	-288	G	-270		
	> 400 - 500	$E_{wms}$	H	-200	G	-168	F	-144	F	-160	F	-200	F	-126
		$E_{wmi}$	K	-300	J	-280	H	-288	H	-320	H	-400	F	-252
	> 500 - 630	$E_{wms}$	H	-200	G	-168	G	-216	F	-160	F	-200	F	-252
$E_{wmi}$		K	-300	K	-336	J	-360	H	-320	H	-400	G	-378	
> 630 - 800	$E_{wms}$	H	-200	H	-224	G	-216	G	-240	F	-200	F	-252	
	$E_{wmi}$	K	-300	K	-336	J	-360	J	-400	H	-400	G	-378	
> 800 - 1000	$E_{wms}$	H	-224	H	-256	G	-216	C	-240	G	-300	F	-252	
	$E_{wmi}$	K	-336	K	-384	J	-360	J	-400	J	-500	H	-504	



组 精 度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法 向 模 数/mm											
			> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
8 级	> 1000 ~ 1250	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	J L	-280 -448	H K	-256 -384	H K	-288 -432	G J	-240 -400	G J	-300 -500	F H	-252 -504
	> 1250 ~ 1600	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	K I	-336 -448	J L	-320 -512	J K	-360 -432	H K	-320 -480	G J	-300 -500	G J	-378 -630
	> 1600 ~ 2000	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	K L	-384 -512	K L	-432 -576	K I	-480 -640	H K	-360 -540	G J	-348 -580	G J	-426 -710
	> 2000 ~ 2500	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	L M	-512 -640	L M	-576 -720	K I	-480 -640	K L	-540 -720	H K	-464 -696	G J	-426 -710
	> 2500 ~ 4000	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	L N	-576 -900	L M	-640 -800	I M	-720 -900	K L	-600 -800	K L	-672 -896	H K	-568 -852
9 级	≤ 80	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	F H	-112 -224	E F	-72 -144	E F	-80 -160						
	> 80 ~ 125	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	F H	-112 -224	F G	-144 -216	E F	-80 -160						
	> 125 ~ 180	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	F H	-128 -256	F H	-160 -320	F H	-180 -360	E F	-100 -200	E F	-126 -252		
	> 180 ~ 250	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	G J	-192 -320	F H	-160 -320	F H	-180 -360	F G	-200 -300	F F	-126 -252		
	> 250 ~ 315	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	G J	-192 -320	F H	-160 -320	F H	-180 -360	F G	-200 -300	E F	-126 -252		
	> 315 ~ 400	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	G J	-192 -320	F H	-160 -320	F H	-180 -360	F H	-200 -400	F G	-252 -378		
	> 400 ~ 500	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	G J	-216 -360	G J	-240 -400	F H	-200 -400	F H	-224 -448	F G	-284 -426	E F	-180 -360
	> 500 ~ 630	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	G J	-216 -360	G J	-240 -400	F H	-200 -400	F H	-224 -448	F G	-284 -426	F F	-180 -360
	> 630 ~ 800	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	H K	-288 -432	G J	-240 -400	F H	-200 -400	F H	-224 -448	F G	-284 -426	E F	-180 -360
	> 800 ~ 1000	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	H K	-320 -480	G J	-270 -450	G J	-300 -500	F J	-224 -560	F H	-284 -568	F G	-360 -540
	> 1000 ~ 1250	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	H K	-320 -480	H K	-360 -540	G J	-300 -500	G J	-336 -560	F H	-284 -568	F G	-360 -540
	> 1250 ~ 1600	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	J L	-400 -640	H K	-360 -540	H K	-400 -600	G J	-336 -560	G J	-426 -710	F G	-360 -540
	> 1600 ~ 2000	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	J L	-450 -720	H K	-400 -600	H K	-448 -672	G J	-378 -630	G J	-480 -800	F G	-400 -600
	> 2000 ~ 2500	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	K L	-540 -720	K L	-600 -800	H K	-448 -672	H K	-504 -756	G J	-480 -800	G H	-600 -800
	> 2500 ~ 4000	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	L M	-800 -1000	K I	-672 -896	K I	-756 -1008	K L	-852 -1136	H K	-640 -960	H K	-800 -1200
10 级	≤ 80	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	E G	-80 -240	E G	-100 -300	E G	-112 -336						
	> 80 ~ 125	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	F H	-160 -320	E G	-100 -300	F G	-112 -336						
	> 125 ~ 180	$E_{wms}$ $E_{wmi}$	F H	-180 -360	E G	-112 -336	E G	-126 -378	E G	-142 -426	F F	-180 -360		

续表

II 组 精 度	分度圆直径 /mm	偏差 名称	法 向 模 数/mm											
			> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
			偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
10 级	> 180 ~ 250	$E_{wms}$	F	-180	F	-224	E	-126	E	-142	E	-180		
		$E_{wmi}$	H	-360	H	-448	G	-378	G	-426	F	-360		
	> 250 ~ 315	$E_{wms}$	F	-180	F	-224	F	-252	E	-142	E	-180		
		$E_{wmi}$	H	-360	H	-448	H	-504	G	-426	F	-360		
	> 315 ~ 400	$E_{wms}$	F	-180	F	-224	F	-252	E	-142	E	-180		
		$E_{wmi}$	H	-360	H	-448	H	-504	G	-426	F	-360		
	> 400 ~ 500	$E_{wms}$	F	-200	F	-224	F	-284	F	-320	E	-200	E	-250
		$E_{wmi}$	J	-500	H	-448	H	-568	G	-480	F	-400	F	-500
	> 500 ~ 630	$E_{wms}$	G	-300	F	-224	F	-284	F	-320	E	-200	E	-250
		$E_{wmi}$	J	-500	H	-448	H	-568	H	-640	F	-400	F	-500
	> 630 ~ 800	$E_{wms}$	G	-300	F	-224	F	-284	F	-320	E	-200	E	-250
		$E_{wmi}$	J	-500	H	-448	H	-568	H	-640	F	-400	F	-500
> 800 ~ 1000	$E_{wms}$	G	-336	F	-252	F	-284	F	-320	F	-400	E	-250	
	$E_{wmi}$	K	-672	J	-630	J	-710	H	-640	H	-800	F	-500	
> 1000 ~ 1250	$E_{wms}$	G	-336	G	-378	F	-284	F	-320	F	-400	E	-250	
	$E_{wmi}$	K	-672	K	-756	J	-710	H	-640	H	-800	F	-500	
> 1250 ~ 1600	$E_{wms}$	G	-336	G	-378	G	-426	F	-320	F	-400	F	-500	
	$E_{wmi}$	K	-672	K	-756	J	-710	H	-640	H	-800	G	-750	
> 1600 ~ 2000	$E_{wms}$	G	-378	G	-426	G	-480	G	-540	F	-448	F	-560	
	$E_{wmi}$	K	-756	K	-852	J	-800	J	-900	H	-896	H	-1120	
> 2000 ~ 2500	$E_{wms}$	H	-504	H	-568	G	-480	G	-540	G	-672	F	-560	
	$E_{wmi}$	J	-1008	K	-852	K	-960	J	-900	J	-1120	H	-1120	
> 2500 ~ 4000	$E_{wms}$	J	-710	J	-800	H	-720	H	-800	G	-672	G	-840	
	$E_{wmi}$	L	-1136	L	-1280	L	-1440	K	-1200	J	-1120	J	-1400	

注：按本表选择公法线长度极限偏差时，可以使齿轮副在齿轮和壳体温差为 25℃ 时，不会由于发热而卡住。

表 13-1-58

最小侧隙  $j_{min}$  参考值

/μm

类 别	中 心 距 /mm														
	≤ 80	> 80 ~ 125	> 125 ~ 180	> 180 ~ 250	> 250 ~ 315	> 315 ~ 400	> 400 ~ 500	> 500 ~ 630	> 630 ~ 800	> 800 ~ 1000	> 1000 ~ 1250	> 1250 ~ 1600	> 1600 ~ 2000	> 2000 ~ 2500	> 2500 ~ 4000
较小侧隙	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	260	310	370	440	600
中等侧隙	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360	420	500	600	700	950
较大侧隙	190	220	250	290	320	360	400	440	500	550	660	780	920	1100	1500

注：中等侧隙所规定的最小侧隙，对于钢或铸铁传动，当齿轮和壳体温差为 25℃ 时，不会由于发热而卡住。

表 13-1-59

齿厚上偏差与最小侧隙之间的关系

项 目	符 号	公 式
误差补偿量	K	$K = \sqrt{2f_{pb}^2 + 2(F_{\beta} \cos \alpha)^2 + (f_s \sin \alpha)^2 + (f_r \cos \alpha)^2}$
齿厚上偏差	$E_{sa}$	$E_{sa} = f_s \tan \alpha + \frac{j_{min} + K}{2 \cos \alpha}$
公法线长度上偏差	$E_{wms}$	$E_{wms} = E_{sa} \cos \alpha_n - 0.72 F_s \sin \alpha_n$
量柱(球)测量距上偏差	$E_{Ms}$	$E_{Ms} = \frac{E_{wms}}{\sin \alpha_M \cos \beta_b}$ (偶数齿)
		$E_{Ms} = \frac{E_{wms}}{\sin \alpha_M \cos \beta_b \cos \frac{\pi}{2z}}$ (奇数齿)

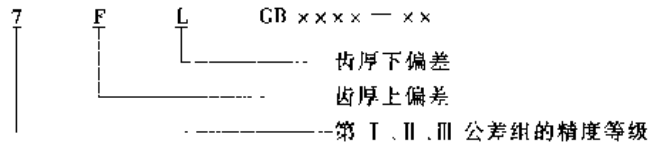
注：1. 代号意义见表 13-1-37。

2.  $\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha)$ 。

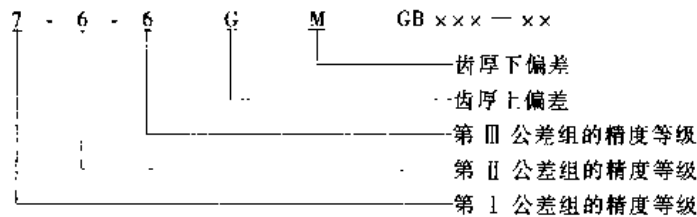
### 6.5 图样标注

在齿轮零件图上应标注齿轮的精度等级和齿厚极限偏差的字母代号或数值。标注示例如下。

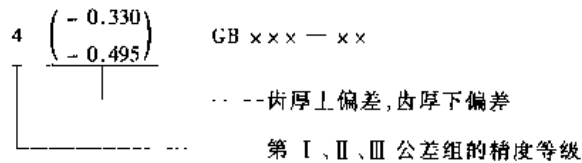
(1) 齿轮的三个公差组精度同为 7 级，其齿厚上偏差为 F，下偏差为 L：



(2) 齿轮第 I 公差组精度为 7 级，第 II 公差组精度为 6 级，第 III 公差组精度为 6 级，齿厚上偏差为 G，齿厚下偏差为 M：



(3) 齿轮的三个公差组精度同为 4 级，其齿厚上偏差为  $-0.330\mu\text{m}$ ，下偏差为  $-0.495\mu\text{m}$ ：



## 7 齿条精度

本节简要介绍 GB/T 10096—1988 齿条精度。

标准规定了齿条及齿条副的误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、齿条与齿条副的公差与检验、侧隙和图样标注。

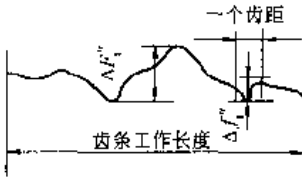
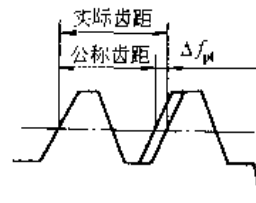
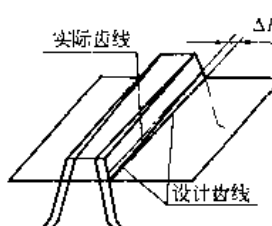
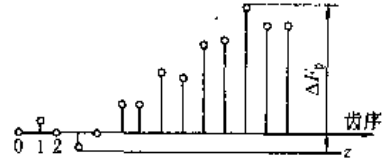
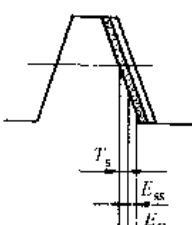
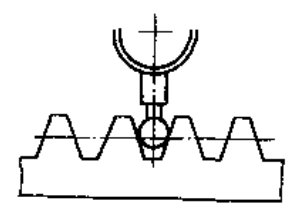
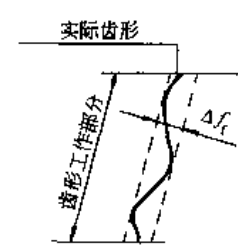
标准适用于齿条及由直齿或斜齿圆柱齿轮与齿条组成的齿条副，齿条的法向模数由 1~40mm，齿条的工作宽度到 630mm。基本齿廓按 GB/T 1356。

### 7.1 齿条、齿条副及侧隙的定义和代号

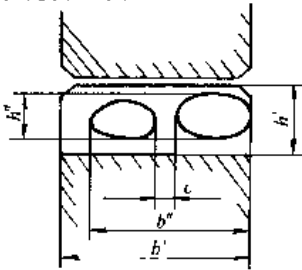
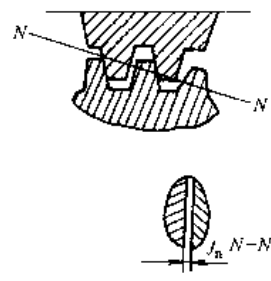
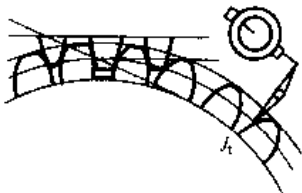
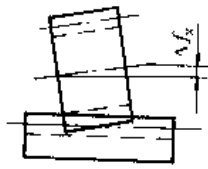
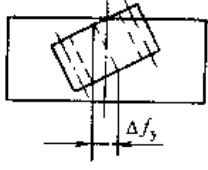
表 13-1-60

名称与代号	定义	名称与代号	定义
切向综合误差 $\Delta F'_t$ 	当齿轮轴线与齿条基准面 <sup>①</sup> 在公称位置上，被测齿条与理想精确测量齿轮单面啮合时，被测齿条沿其分度线在工作长度内平移的实际值与公称值之差的总幅度值	齿切向综合误差 $\Delta f'_t$ 	当齿轮轴线与齿条基准面在公称位置上，被测齿条与理想精确的测量齿轮单面啮合时，被测齿条沿其分度线在工作长度内平移一个齿距的实际值与公称值之差的最大幅度值
切向综合公差 $F'_t$		齿切向综合公差 $f'_t$	

续表

名称与代号	定义	名称与代号	定义
径向综合误差 $\Delta F_r''$ 	被测齿条与理想精确的测量齿轮双面啮合时, 在工作长度内 (在齿条上取不超过 50 个齿距的任意一段), 被测齿条基准面至理想精确的测量齿轮中心之间距离的最大变动量	齿距偏差 $\Delta f_{pt}$ 	在齿条分度线上, 实际齿距与公称齿距之差
径向综合公差 $F_r''$		齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$	
齿径向综合误差 $\Delta f_r'$	被测齿条与理想精确的测量齿轮双面啮合时, 齿条移动一个齿距 (在齿条上取不超过 50 个齿距的任意一段), 被测齿条基准面至理想精确测量齿轮中心之间距离的最大变动量	齿向误差 $\Delta F_{\beta}$ 	在齿条分度面上, 有效齿宽范围内, 包容实际齿线且距离为最小的两条设计齿线之间的端面距离
齿径向综合公差 $f_r'$		齿向公差 $F_{\beta}$	
齿距累积误差 $\Delta F_p$ 	在齿条的分度线上, 任意两个同侧齿廓间实际齿距与公称齿距之差的最大绝对值 (在齿条上取不超过 50 个齿距的任意一段来确定)	齿厚偏差 $\Delta E_s$ 	在分度面上, 齿厚实际值与公称值之差 对于斜齿条, 指法向齿厚
齿距累积公差 $F_p$		齿厚极限偏差 上偏差 $E_{s+}$ 下偏差 $E_{s-}$ 公差 $T_s$	
齿槽跳动 $\Delta F_t$ 	从齿槽等宽处到齿条基准面距离的最大差值 (在齿条上取不超过 50 个齿距的任意一段来确定)	齿条副的切向综合误差 $\Delta F_{t\alpha}'$	安装好的齿条副, 在工作长度内, 齿条沿分度线平移的实际值与公称值之差的总幅度值
齿槽跳动公差 $F_t$		齿条副的切向综合公差 $F_{t\alpha}'$	
齿形误差 $\Delta f_f$ 	在法截面 (垂直于齿向的截面) 上, 齿形工作部分内, 包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的距离	齿条副的一齿切向综合误差 $\Delta f_{t\alpha}$	安装好的齿条副, 在工作长度内, 齿条沿分度线平移一个齿距的实际值与公称值之差的总幅度值
齿形公差 $f_f$		齿条副的一齿切向综合公差 $f_{t\alpha}$	

续表

名称与代号	定义	名称与代号	定义	
齿条副的接触斑点 	装配好的齿条副，在轻微的制动下，运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹 接触痕迹的大小在齿面上用百分数计算 沿齿线方向，接触痕迹长度 $b''$ (扣除超过模数值的断开部分 $c$ ) 与工作长度 $b'$ 之比的百分数。即 $\frac{b'' - c}{b'} \times 100\%$ 沿齿高方向，接触痕迹的平均高度 $h''$ 与工作高度 $h'$ 之比的百分数。即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$	法向侧隙 $j_n$ 	装配好的齿条副，当工作齿面接触时，非工作齿面间的最小距离 $j_n = j_t \cos \beta \cos \alpha$	
齿条副的侧隙 圆周侧隙 $j$ 	装配好的齿条副，齿条固定不动时，齿轮的圆周晃动量。以分度圆上弧长计值	最小圆周侧隙 $j_{\min}$ 最大圆周侧隙 $j_{\max}$ 最小法向侧隙 $j_{n\min}$ 最大法向侧隙 $j_{n\max}$	安装好的齿条副，齿轮的旋转轴线对齿条基准面的平行度误差 在等于齿轮齿宽的长度上测量	
		轴线的平行度误差 $\Delta f_x$ 		轴线的平行度公差 $f_x$
		轴线垂直度误差 $\Delta f_y$ 		轴线垂直度公差 $f_y$
		安装距偏差 $\Delta f_a$ 安装距极限偏差 $\pm f_a$	安装好的齿条副，齿轮轴线到齿条基准面的实际距离与公称距离之差	

① 基准面是用于确定齿条分度线与齿线位置的平面。

## 7.2 精度等级

标准对齿条及齿条副规定 12 个精度等级，第 1 级精度等级最高，第 12 级精度等级最低。其中第 1 级与第 2 级精度预定为将来的发展精度，其公差与偏差未列出。

齿条的各项公差与极限偏差分成三个公差组。根据不同的使用要求，允许各公差组选用不同的精度等级，但在同一公差组内，各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。各检查组的公差与极限偏差项目见表 13-1-61。

## 7.3 齿条与齿条副的公差与检验

根据齿条副的使用要求和生产规模，在各公差组中，选定检查组来检定和验收齿条的精度，或按订货协议来检定和验收齿条。

齿轮副的精度要求包括齿条副的切向综合误差  $\Delta F_{t'}$ 、齿条副的齿切向综合误差  $\Delta F_{t''}$ 、齿条副的接触斑点大小及侧隙要求。如这四方面要求均能满足，则此齿条副即为合格。齿条副中，齿轮与齿条的精度等级允许不同，通常齿轮精度不低于齿条精度。采用修形齿面的齿条副或有特殊要求的齿条副，接触斑点精度可以自定。

表 13-1-61

齿条与齿条副的公差与检验项目

齿 条	公差组					
	I		II		III	
	检验组	公差或偏差	检验组	公差或偏差	检验组	公差或偏差
	$\Delta F'_1$	$F'_1 = F_p + f_1$	$\Delta f'_1$	$f'_1$ 表 13-1-65	$\Delta F_p$	$F_p$ 表 13-1-69
	$\Delta F_p$	$F_p$ 表 13-1-62	$\Delta f_{pt}$ 与 $\Delta f_t$	$f_t$ 表 13-1-68		
$\Delta F'_t$	$F'_t$ 表 13-1-63	$\Delta f'_t$	$f'_t$ 表 13-1-66			
$\Delta F_t$	$F_t$ 表 13-1-64	$\Delta f_{pt}^{\text{①}}$	$f_{pt}$ 表 13-1-67			
齿 条 副	检验项目	$\Delta F'_{ic}$	$\Delta f'_{ic}$	接触斑点 <sup>④</sup>	$\Delta f_x, \Delta f_y$	侧 隙
公 差	$F'_{ic} = F'_{it} + F'_{iz}^{\text{②}}$	$f'_{ic} =  f_{pit}  +  f_{pz}^{\text{③}} $	表 13-1-70	$f_x, f_y$ 表 13-1-71	见 7.4	

① 用于 9~12 级精度。

②  $F'_{it}$ ——齿轮的切向综合公差，见表 13-1-42 注③。 $F'_{iz}$ ——齿条的切向综合公差。当齿条与齿轮的齿数比为不大于 3 的整数，且采用选配时， $F'_{iz}$  应比计算式压缩 25% 左右。③  $f_{pit}$ ——齿轮的齿距极限偏差，见表 13-1-49。 $f_{pz}$ ——齿条的齿距极限偏差，见表 13-1-67。

④ 若接触斑点的精度确有保证时，则齿条副中齿轮与齿条的第 III 公差组可不予检验。

表 13-1-62

齿距累积公差  $F_p$  值/ $\mu\text{m}$ 

精度 等级	法向模数 $m_n$ /mm	齿 条 长 度/mm								
		~ 32	> 32 ~ 50	> 50 ~ 80	> 80 ~ 160	> 160 ~ 315	> 315 ~ 630	> 630 ~ 1000	> 1000 ~ 1600	> 1600 ~ 2500
3	$\geq 1 \sim 10$	6	6.5	7	10	13	18	24	35	50
4	$\geq 1 \sim 10$	10	11	12	15	20	30	40	55	75
5	$\geq 1 \sim 16$	15	17	20	24	35	50	60	75	95
6	$\geq 1 \sim 16$	24	27	30	40	55	75	95	120	135
7	$\geq 1 \sim 25$	35	40	45	55	75	110	135	170	200
8	$\geq 1 \sim 25$	50	56	63	75	105	150	190	240	280
9	$\geq 1 \sim 40$	70	80	90	106	150	212	265	335	400
10	$\geq 1 \sim 40$	95	110	125	150	210	300	375	475	550
11	$\geq 1 \sim 40$	132	160	170	212	280	425	530	670	750
12	$\geq 1 \sim 40$	190	212	240	300	400	600	710	900	1000

表 13-1-63

径向综合公差  $F'_r$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n$ /mm	精 度 等 级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	—	14	22	38	50	70	105	150	210	300
$\geq 3.5 \sim 6.3$	—	20	32	50	70	105	150	200	300	420
$\geq 6.3 \sim 10$	—	24	38	60	80	120	170	240	350	480
$\geq 10 \sim 16$	—	32	50	75	105	150	200	300	420	600

表 13-1-64

齿槽跳动公差  $F_r$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n$ /mm	精 度 等 级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	6	7	14	24	32	45	65	90	130	180
> 3.5 ~ 6.3	8	13	21	34	45	65	90	130	180	260
> 6.3 ~ 10	9	15	24	38	55	75	105	150	220	300
> 10 ~ 16	11	18	30	45	63	90	130	180	260	370
> 16 ~ 25	14	24	36	56	90	112	160	220	320	460
> 25 ~ 40	17	28	45	71	100	140	200	300	420	600

表 13-1-65

一齿切向综合公差  $f_t$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n$ /mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	170
$> 3.5 \sim 6.3$	8	12	19	30	45	63	90	125	170	240
$> 6.3 \sim 10$	9	14	22	36	50	70	100	140	190	265
$> 10 \sim 16$	12	19	30	45	63	90	125	170	240	340
$> 16 \sim 25$	14	22	36	56	80	112	160	220	300	425
$> 25 \sim 40$	20	30	45	71	95	132	190	265	360	520

表 13-1-66

一齿径向综合公差  $f_r$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n$ /mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	—	5	8	14	19	28	40	55	80	110
$> 3.5 \sim 6.3$	—	7.5	12	19	26	40	55	75	110	155
$> 6.3 \sim 10$	—	9	14	22	30	45	60	90	125	170
$> 10 \sim 16$	—	12	18	28	40	55	75	110	155	210

表 13-1-67

齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n$ /mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	2.5	4	6	10	14	20	28	40	56	80
$> 3.5 \sim 6.3$	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	85	112
$> 6.3 \sim 10$	4	6	10	16	22	32	45	63	90	125
$> 10 \sim 16$	5.5	9	13	20	28	40	56	80	112	160
$> 16 \sim 25$	6	10	16	22	35	50	71	100	140	200
$> 25 \sim 40$	9	13	20	28	40	63	90	125	180	250

表 13-1-68

齿形公差  $f_f$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n$ /mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	3	5	7.5	12	18	25	35	50	70	100
$> 3.5 \sim 6.3$	4.5	7	10	17	24	34	48	63	90	130
$> 6.3 \sim 10$	5	8	12	20	28	40	55	75	110	150
$> 10 \sim 16$	7	10	16	25	35	50	70	95	132	190
$> 16 \sim 25$	8	12	20	32	45	63	90	125	170	240
$> 25 \sim 40$	10	16	25	40	56	71	100	140	190	265

表 13-1-69

齿向公差  $F_\beta$  值/ $\mu\text{m}$ 

精度等级	法向模数 $m_n$ /mm	有效齿宽/mm					
		$\sim 40$	$> 40 \sim 100$	$> 100 \sim 160$	$> 160 \sim 250$	$> 250 \sim 400$	$> 400 \sim 630$
3	$\geq 1 \sim 10$	4.5	6	8	10	12	14
4	$\geq 1 \sim 10$	5.5	8	10	12	14	17
5	$\geq 1 \sim 16$	7	10	12	14	18	22
6	$\geq 1 \sim 16$	9	12	16	20	24	28
7	$\geq 1 \sim 25$	11	16	20	24	28	34
8	$\geq 1 \sim 25$	18	25	32	38	45	55
9	$\geq 1 \sim 40$	28	40	50	60	75	90
10	$\geq 1 \sim 40$	45	65	80	105	120	140
11	$\geq 1 \sim 40$	71	100	125	160	190	220
12	$\geq 1 \sim 40$	112	160	200	240	300	360

表 13-1-70

接触斑点

/%

接 触 斑 点	精 度 等 级						
	3	4	5	6	7	8	9
按高度不小于	65	60	55	50	45	30	20
按长度不小于	95	90	80	70	60	40	25

表 13-1-71

X 方向轴线平行度公差 $f_x = F_\beta$	F <sub>β</sub> 见表 13-1-69
Y 方向轴线垂直度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_\beta$	

## 7.4 侧 隙

齿条副的侧隙要求, 应根据工作条件用最大极限侧隙  $j_{\max}$  (或  $j_{\text{tolmax}}$ ) 与最小极限侧隙  $j_{\min}$  (或  $j_{\text{tolmin}}$ ) 来规定。齿厚极限偏差的上偏差  $E_{\text{es}}$  及下偏差  $E_{\text{es}}$  的代号和数值与圆柱齿轮副相同, 见图 13-1-11。测量齿条副侧隙时的安装距极限偏差  $\pm f_s$  见表 13-1-72。齿条工作面粗糙度  $R_a$  参考值见表 13-1-73。


表 13-1-72

安装距极限偏差  $\pm f_s$ / $\mu\text{m}$ 

第 II 公差组精度等级		3~4	5~6	7~8	9~10	11~12	
齿条副的 安 装 距	$f_s$	$\frac{1}{2} \text{IT6}$	$\frac{1}{2} \text{IT7}$	$\frac{1}{2} \text{IT8}$	$\frac{1}{2} \text{IT9}$	$\frac{1}{2} \text{IT11}$	
	大于						到
	18	30	6.5	10.5	16.5	26	65
	30	50	8	12.5	19.5	31	80
	50	80	9.5	15	23	37	90
	80	120	11	17.5	27	43.5	110
	120	180	12.5	20	31.5	50	125
	180	250	14.5	23	36	57.5	145
	250	315	16	26	40.5	65	160
	315	400	18	28.5	44.5	70	180
	400	500	20	31.5	48.5	77.5	200
	500	630	22	35	55	87	220
	630	800	25	40	62	100	250
	800	1000	28	45	70	115	280
	1000	1250	33	52	82	130	330
1250	1600	39	62	97	155	390	
1600	2000	45	75	115	185	460	

表 13-1-73

齿条的粗糙度  $R_a$  值/ $\mu\text{m}$ 

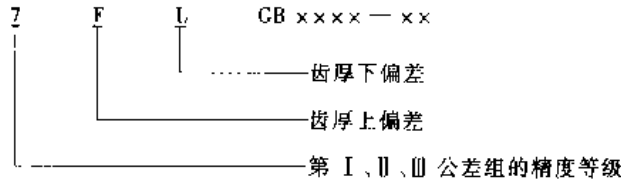
位 置	精 度 等 级						示 意 图
	5	6	7	8	9	10	
齿 顶 面	0.8	0.8	1.6	3.2	6.3	12.5	
基 准 面	0.8	0.8	0.8	1.6	3.2	6.3	
工 作 齿 面	0.8	0.8	0.8	1.6	3.2	6.3	



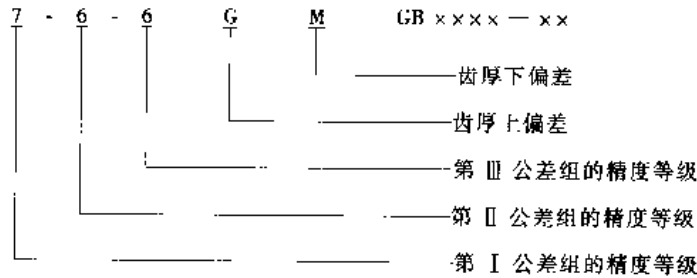
### 7.5 图样标注

在齿条零件图上应标注齿条的精度等级和齿厚极限偏差的字母代号或齿厚极限偏差值。标注示例如下。

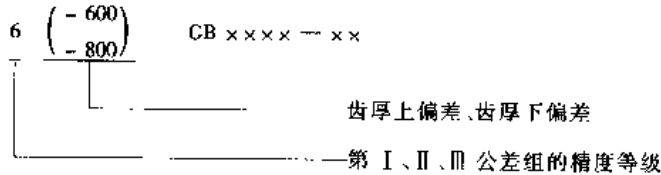
(1) 齿条的三个公差组精度为 7 级，其齿厚上偏差为 F，下偏差为 L；



(2) 齿条第 I 公差组精度为 7 级，第 II 公差组精度为 6 级，第 III 公差组精度为 6 级，齿厚上偏差为 G，齿厚下偏差为 M；



(3) 齿条的三个公差组精度同为 6 级，其齿厚上偏差为  $-600\mu\text{m}$ ，下偏差为  $-800\mu\text{m}$ ；



## 8 渐开线圆柱齿轮承载能力计算

本节主要根据 GB/T 3480—1997 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法和 GB/T 10063—1988 通用机械渐开线圆柱齿轮承载能力简化计算方法，初步确定渐开线圆柱齿轮尺寸。齿面接触强度核算和轮齿弯曲强度核算的方法，适合于钢和铸铁制造的、基本齿廓符合 GB/T 1356 的内、外啮合直齿、斜齿和人字齿（双斜齿）圆柱齿轮传动，基本齿廓与 GB/T 1356 相类似但个别齿形参数值略有差异的齿轮，也可参照本法计算其承载能力。

### 8.1 可靠性与安全系数

不同的使用场合对齿轮有不同的可靠度要求。齿轮工作的可靠度要求是根据其重要程度、工作要求和维修难易等方面的因素综合考虑决定的。一般可分为下述几类情况。

(1) 低可靠度要求 齿轮设计寿命不长，对可靠度要求不高的易于更换的不重要齿轮，或齿轮设计寿命虽短，但对可靠度要求不高。这类齿轮可靠度可取为 90%。

(2) 一般可靠度要求 通用齿轮和多数工业应用齿轮，其设计寿命和可靠性均有一定要求。这类齿轮工作可靠度一般不大于 99%。

(3) 较高可靠度要求 要求长期连续运转和较长的维修间隔，或设计寿命虽不很长但可靠性要求较高的高参数齿轮，一旦失效可能造成较严重的经济损失或安全事故，其可靠度要求高达 99.9%。

(4) 高可靠度要求 特殊工作条件下要求可靠度很高的齿轮，其可靠度要求甚至高达 99.99% 以上。

目前，可靠性理论虽已开始用于一些机械设计，且已表明只用强度安全系数并不能完全反映可靠性水平，但是在齿轮设计中将各参数作为随机变量处理尚缺乏足够数据。所以，标准 GB/T 3480 仍将设计参数作为确定值处理，仍然用强度安全系数或许用应力作为判据，而通过选取适当的安全系数来近似控制传动装置的工作可靠度要求。考虑到计算结果和实际情况有一定偏差，为保证所要求的可靠性，必须使计算允许的承载能力有必要的安全裕量。显然，所取的原始数据越准确，计算方法越精确，计算结果与实际情况偏差就越小，所需的安全裕量就可

以越小,经济性和可靠性就更加统一。

具体选择安全系数时,需注意以下几点。

(1) 本节所推荐的齿轮材料疲劳极限是在失效概率为 1% 时得到的。可靠度要求高时,安全系数应取大些;反之,则可取小些。

(2) 一般情况下弯曲安全系数应大于接触安全系数,同时断齿比点蚀的后果更为严重,也要求弯曲强度的安全裕量应大于接触强度安全裕量。

(3) 不同的设计方法推荐的最小安全系数不尽相同,设计者应根据实际使用经验或适合的资料选定。如无可用资料时,可参考表 13-1-110 选取。

(4) 对特定工作条件下可靠度要求较高的齿轮安全系数取值,设计者应作详细分析,并且通常应由设计制造部门与用户商定。

## 8.2 轮齿受力分析

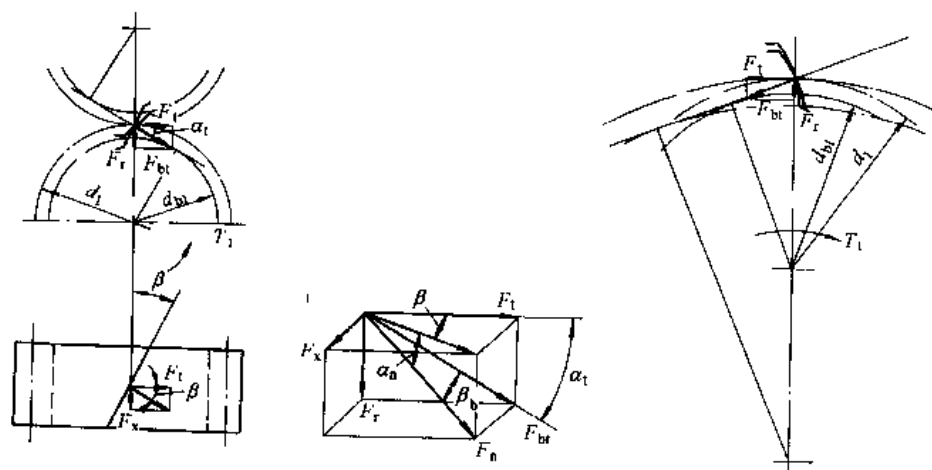


表 13-1-74

作用力	单位	计 算 公 式		
		直 齿 轮	斜 齿 轮	人 字 齿 轮
切向力 $F_t$	N	$F_t = \frac{2000 T_{1(或2)}}{d_{1(或2)}}$	$T_{1(或2)} = \frac{9549 P_{kW}}{n_{1(或2)}} = \frac{7024 P_{PS}}{n_{1(或2)}}$	
径向力 $F_r$		$F_r = F_t \tan \alpha$	$F_r = F_t \tan \alpha_s = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	
轴向力 $F_x$		0	$F_x = F_t \tan \beta$	0
法向力 $F_n$		$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$	$F_n = \frac{F_t}{\cos \beta \cos \alpha_n}$	

注:代号意义及单位:

$T_{1(或2)}$ ——小齿轮(或大齿轮)的额定转矩, N·m;

$P_{kW}$ ——额定功率, kW;

$P_{PS}$ ——额定功率, 马力(PS);

其余代号和单位同前。

## 8.3 齿轮主要尺寸的初步确定

齿轮传动的主要尺寸可按下述任何一种方法初步确定。

- (1) 参照已有的相同或类似机械的齿轮传动,用类比法确定。
- (2) 根据具体工作条件、结构、安装及其他要求确定。
- (3) 按齿面接触强度的计算公式确定中心距  $a$  或小齿轮的直径  $d_1$ ,根据弯曲强度计算确定模数  $m$ 。对闭式传动,应同时满足接触强度和弯曲强度的要求;对开式传动,一般只按弯曲强度计算,并将由公式算得的  $m$  (或

$m_n$ ) 值增大 10% ~ 20%。

主要尺寸初步确定之后, 原则上应进行强度校核, 并根据校核计算的结果酌情调整初定尺寸。对于低精度的、不重要的齿轮, 也可以不进行强度校核计算。

### 8.3.1 齿面接触强度<sup>①</sup>

在初步设计齿轮时, 根据齿面接触强度, 可按下列公式之一估算齿轮传动的尺寸:

$$a \geq A_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\psi_d u \sigma_{HP}^2}} \quad (\text{mm})$$

$$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\psi_d \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{mm})$$

对于钢对钢配对的齿轮副, 常系数值  $A_a$ 、 $A_d$  见表 13-1-75, 对于非钢对钢配对的齿轮副, 需将表中值乘以修正系数, 修正系数列于表 13-1-76。以上二式中的“+”用于外啮合,“-”用于内啮合。

表 13-1-75 钢对钢配对齿轮副的  $A_a$ 、 $A_d$  值

螺旋角 $\beta$	直齿轮 $\beta = 0^\circ$	斜齿轮 $\beta = 8^\circ \sim 15^\circ$	斜齿轮 $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$
$A_a$	483	476	447
$A_d$	766	756	709

表 13-1-76 修正系数

小齿轮	钢			铸 钢			球墨铸铁		灰铸铁
	铸 钢	球墨铸铁	灰铸铁	铸 钢	球墨铸铁	灰铸铁	球墨铸铁	灰铸铁	灰铸铁
修正系数	0.997	0.970	0.906	0.994	0.967	0.898	0.943	0.880	0.836

齿宽系数  $\psi_d = \frac{\psi_d}{0.5(u \pm 1)}$  按表 13-1-77 圆整。“+”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。 $\psi_d$  的推荐值见表 13-1-79。

载荷系数  $K$ , 常用值  $K = 1.2 \sim 2$ , 当载荷平稳, 齿宽系数较小, 轴承对称布置, 轴的刚性较大, 齿轮精度较高 (6 级以上), 以及齿的螺旋角较大时取较小值, 反之取较大值。

许用接触应力  $\sigma_{HP}$ , 推荐按下式确定:

$$\sigma_{HP} \approx 0.9 \sigma_{Hlim} \quad (\text{N/mm}^2)$$

$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限, 见 8.4.1 (13)。取  $\sigma_{Hlim1}$  和  $\sigma_{Hlim2}$  中的较小值。

表 13-1-77 齿宽系数  $\psi_d$

0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6
-----	------	-----	------	-----	------	-----	-----

注: 对人字齿轮应为表中值的 2 倍。

### 8.3.2 齿根弯曲强度

在初步设计齿轮时, 根据齿根弯曲强度, 可按下列公式估算齿轮的法向模数:

$$m_n \geq A_m \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{Fa}}{\psi_d z_1^2 \sigma_{FP}}} \quad (\text{mm})$$

系数  $A_m$  列于表 13-1-78。

表 13-1-78 系数  $A_m$  值

螺旋角 $\beta$	直齿轮 $\beta = 0^\circ$	斜齿轮 $\beta = 8^\circ \sim 15^\circ$	斜齿轮 $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$
$A_m$	12.6	12.4	11.5

许用齿根应力  $\sigma_{FP}$ , 推荐按下式确定:

轮齿单向受力:

$$\sigma_{FP} \approx 0.7 \sigma_{Fl} \quad (\text{N/mm}^2)$$

① 初步设计时齿面接触强度与齿根弯曲强度的计算公式摘自 GB/T 10063。

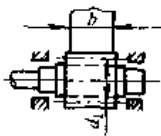
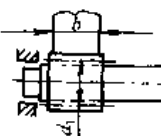
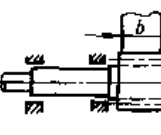
轮齿双向受力或开式齿轮:  $\sigma_{HP} \approx 0.5\sigma_{FE} = \sigma_{Hlim} \text{ (N/mm}^2\text{)}$

$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限, 见 8.4.2 (8)。

$Y_{Fa}$ ——复合齿形系数,  $Y_{Fa} = Y_{Fa} Y_{sa}$ 。

$\sigma_{FE}$ ——齿轮材料的弯曲疲劳强度的基本值, 见 8.4.2 (8)。

表 13-1-79 齿宽系数  $\psi_d$  的推荐范围

支承对齿轮的配置	载荷特性	$\psi_d$ 的最大值		$\psi_d$ 的推荐值	
		工作齿面硬度			
		~对或一个齿轮 $\leq 350\text{HB}$	两个齿轮都是 $> 350\text{HB}$	~对或一个齿轮 $\leq 350\text{HB}$	两个齿轮都是 $> 350\text{HB}$
对称配置并靠近齿轮 	变动较小	1.8 (2.4)	1.0 (1.4)	0.8 ~ 1.4	0.4 ~ 0.9
	变动较大	1.4 (1.9)	0.9 (1.2)		
非对称配置 	变动较小	1.4 (1.9)	0.9 (1.2)	结构刚性较大时 (如两级减速器的低速级) 0.6 ~ 1.2   0.3 ~ 0.6	
	变动较大	1.15 (1.65)	0.7 (1.1)	结构刚性较小时 0.4 ~ 0.8   0.2 ~ 0.4	
悬臂配置 	变动较小	0.8	0.55		
	变动较大	0.6	0.4		

注: 1. 括号内的数值用于人字齿轮, 其齿宽是两个半人字齿轮齿宽之和。

2. 齿宽与承载能力成正比, 当载荷一定时, 增大齿宽可以减小中心距, 但齿向载荷分布的不均匀性随之增大。在必须增大齿宽的时候, 为避免严重的偏载, 齿轮和齿轮箱应具有较高的精度和足够的刚度。

3.  $\psi_d = \frac{b}{d_1}$ ,  $\psi_s = \frac{b}{a}$ ,  $\psi_a = 0.5(u+1)\psi_d$ , 对中间有退刀槽 (宽度为  $l$ ) 的人字齿轮:  $\psi_d = 0.5(u+1)\left(\psi_d - \frac{l}{a}\right)$ 。

## 8.4 疲劳强度校核计算 (GB/T 3480—1997)

本节介绍 GB/T 3480—1997 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法的主要内容。标准适于钢、铸铁制造的, 基本齿廓符合 GB/T 1356 的内、外啮合直齿, 斜齿和人字齿 (双斜齿) 圆柱齿轮传动。

### 8.4.1 齿面接触强度核算

(1) 齿面接触强度核算的公式 (表 13-1-80)

标准把赫兹应力作为齿面接触应力的计算基础, 并用来评价接触强度。赫兹应力是齿面间应力的主要指标, 但不是产生点蚀的惟一原因。例如在应力计算中未考虑滑动的大小和方向、摩擦系数及润滑状态等, 这些都会影响齿面的实际接触应力。

齿面接触强度核算时, 取节点和单对齿啮合区内界点的接触应力中的较大值, 小轮和大轮的许用接触应力  $\sigma_{Hp}$  要分别计算。下列公式适用于端面重合度  $\epsilon_a < 2.5$  的齿轮副。

在任何啮合瞬间, 大、小齿轮的接触应力总是相等的。齿面最大接触应力一般出现在小齿轮单对齿啮合区内界点  $B$ 、节点  $C$  及大齿轮单对齿啮合区内界点  $D$  这三个特征点之一处上, 见图 13-1-12。产生点蚀危险的实际接触应力通常出现在  $C$ 、 $D$  点或其间 (对大齿轮), 或在  $C$ 、 $B$  点或其间 (对小齿轮)。接触应力基本值  $\sigma_{H0}$  是基于

节点区域系数  $Z_H$  计算得节点  $C$  处接触应力基本值  $\sigma_{H0}$ ，当单对齿啮合区内界点处的应力超过节点处的应力时，即  $Z_B$  或  $Z_D$  大于 1.0 时，在确定大、小齿轮计算应力  $\sigma_H$  时应乘以  $Z_D$ 、 $Z_B$  予以修正；当  $Z_B$  或  $Z_D$  不大于 1.0 时，取其值为 1.0。

对于斜齿轮，当纵向重合度  $\epsilon_\beta \geq 1$  时，一般节点接触应力较大；当纵向重合度  $\epsilon_\beta < 1$  时，接触应力由与斜齿轮齿数相同的直齿轮的  $\sigma_H$  和  $\epsilon_\beta = 1$  的斜齿轮的  $\sigma_H$  按  $\epsilon_\beta$  作线性插值确定。

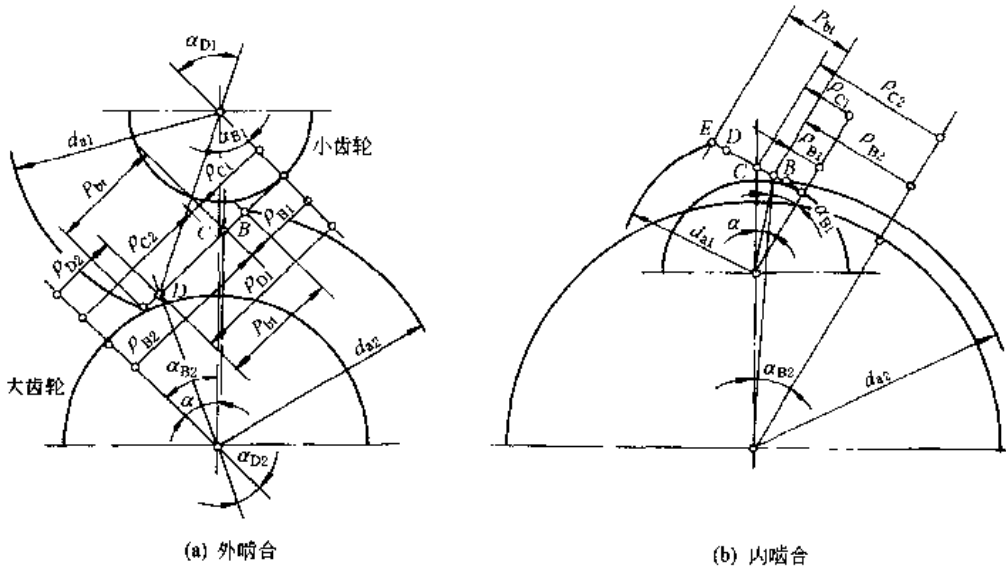


图 13-1-12 节点  $C$  及单对齿啮合区  $B$ 、 $D$  处的曲率半径

表 13-1-80 齿面接触强度核算的公式

强度条件	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ 或 $S_H \geq S_{Hmin}$	$\sigma_H$ ——齿轮的计算接触应力, $N/mm^2$ $\sigma_{HP}$ ——齿轮的许用接触应力, $N/mm^2$ $S_H$ ——接触强度的计算安全系数 $S_{Hmin}$ ——接触强度的最小安全系数
计算接触应力	小轮 $\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	$K_A$ ——使用系数, 见本节 (3) $K_V$ ——动载系数, 见本节 (4) $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 见本节 (5) $K_{H\alpha}$ ——接触强度计算的齿间载荷分配系数, 见本节 (6) $Z_B, Z_D$ ——小轮及大轮单对齿啮合系数, 见本节 (8) $\sigma_{H0}$ ——节点处计算接触应力的基本值, $N/mm^2$
	大轮 $\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	
计算接触应力的基本值	$\sigma_{H0} = Z_H Z_V Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t u \pm 1}{d_1 b u}}$ “+”号用于外啮合, “-”号用于内啮合	$F_t$ ——端面内分度圆上的名义切向力, $N$ , 见表 13-1-74 $b$ ——工作齿宽, $mm$ , 指一对齿轮中的较小齿宽 $d_1$ ——小齿轮分度圆直径, $mm$ $u$ ——齿数比, $u = z_2/z_1$ , $z_1, z_2$ 分别为小轮和大轮的齿数 $Z_H$ ——节点区域系数, 见本节 (9) $Z_V$ ——弹性系数, $\sqrt{N/mm^2}$ , 见本节 (10) $Z_\epsilon$ ——重合度系数, 见本节 (11) $Z_\beta$ ——螺旋角系数, 见本节 (12)
许用接触应力	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HC}}{S_{Hmin}}$ $\sigma_{HC} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_R Z_W Z_Z$	$\sigma_{HC}$ ——计算齿轮的接触极限应力, $N/mm^2$ $\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限, $N/mm^2$ , 见本节 (13) $Z_{NT}$ ——接触强度计算的寿命系数, 见本节 (14) $Z_L$ ——润滑剂系数, 见本节 (15) $Z_R$ ——速度系数, 见本节 (15) $Z_W$ ——粗糙度系数, 见本节 (15) $Z_Z$ ——工作硬化系数, 见本节 (16) $Z_Z$ ——接触强度计算的尺寸系数, 见本节 (17)
计算安全系数	$S_H = \frac{\sigma_{HC}}{\sigma_H} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_R Z_W Z_Z}{\sigma_H}$	

(2) 名义切向力  $F_t$ 

可按齿轮传递的额定转矩或额定功率按表 13-1-74 中公式计算。变动载荷时, 如果已经确定了齿轮传动的载荷图谱, 则应按当量转矩计算分度圆上的切向力, 见 8.4.4。

(3) 使用系数  $K_A$ 

使用系数  $K_A$  是考虑由于齿轮啮合外部因素引起附加动载荷影响的系数。这种外部附加动载荷取决于原动机和从动机的特性、轴和联轴器系统的质量和刚度以及运行状态。使用系数应通过精密测量或对传动系统的全面分析来确定。当不能实现时, 可参考表 13-1-81 查取。该表适用于在非共振区运行的工业齿轮和高速齿轮, 采用表中推荐值时其最小弯曲强度安全系数  $S_{Fmin} = 1.25$ 。某些应用场合的使用系数  $K_A$  值可能远高于表中值 (甚至高达 10), 选用时应认真、全面地分析工况和联接结构。如在运行中存在非正常的重载、大的启动转矩、重复的中等或严重冲击, 应当核算其有限寿命下承载能力和静强度。

表 13-1-81 使用系数  $K_A$ 

原动机工作特性	工作机工作特性			
	均匀平稳	轻微冲击	中等冲击	严重冲击
均匀平稳	1.00	1.25	1.50	1.75
轻微冲击	1.10	1.35	1.60	1.85
中等冲击	1.25	1.50	1.75	2.0
严重冲击	1.50	1.75	2.0	2.25 或更大

注: 1. 对于增速传动, 根据经验建议取上表值的 1.1 倍。

2. 当外部机械与齿轮装置之间挠性联接时, 通常  $K_A$  值可适当减小。

3. 数据主要适用于在非共振区运行的工业齿轮和高速齿轮, 采用推荐值时, 至少应取最小弯曲强度安全系数  $S_{Fmin} = 1.25$ 。

4. 选用时应全面分析工况和联接结构, 如在运行中存在非正常的重载、大的启动转矩、重复的中等或严重冲击, 应当核算其有限寿命下承载能力和静强度。

原动机工作特性及工作机工作特性示例分别见表 13-1-82 和表 13-1-83。

表 13-1-82 原动机工作特性示例

工作特性	原 动 机
均匀平稳	电动机 (例如直流电动机)、均匀运转的蒸汽轮机、燃气轮机 (小的, 启动转矩很小)
轻微冲击	蒸汽轮机、燃气轮机、液压装置、电动机 (经常启动, 启动转矩较大)
中等冲击	多缸内燃机
强烈冲击	单缸内燃机

表 13-1-83 工作机工作特性示例

工作特性	工 作 机
均匀平稳	发电机、均匀传送的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、轻型升降机、包装机、机床进刀传动装置、通风机、轻型离心机、离心泵、轻质液体拌和机或均匀密度材料拌和机、剪切机、冲压机 <sup>①</sup> 、回转齿轮传动装置、往复移动齿轮装置 <sup>②</sup>
轻微冲击	不均匀传动 (例如包装件) 的带式输送机或板式输送机、机床的主驱动装置、重型升降机、起重机中同转齿轮装置、工业与矿用风机、重型离心机、离心泵、稠粘液体或变密度材料的拌和机、多缸活塞泵、给水泵、挤压机 (普通型)、压延机、转炉、轧机 <sup>③</sup> (连续锌条、铝条以及线材和棒料轧机)
中等冲击	橡胶挤压机、橡胶和塑料作间断工作的拌和机、球磨机 (轻型)、木工机械 (锯片、木车床)、钢坯初轧机 <sup>④⑤</sup> 、提升装置、单缸活塞泵
强烈冲击	挖掘机 (铲斗传动装置、多斗传动装置、筛分传动装置、动力铲)、球磨机 (重型)、橡胶揉合机、破碎机 (石料、矿石)、重型给水泵、旋转式钻探装置、压砖机、剥皮滚筒、落砂机、带材冷轧机 <sup>④⑤</sup> 、压坯机、碾米机

① 额定转矩 = 最大切削、压制、冲击转矩。② 额定载荷为最大启动转矩。③ 额定载荷为最大轧制转矩。④ 转矩受限流器限制。⑤ 带钢的频繁破碎会导致  $K_A$  上升到 2.0。

(4) 动载系数  $K_v$

动载系数  $K_v$  是考虑齿轮制造精度、运转速度对轮齿内部附加动载荷影响的系数，定义为：

$$K_v = \frac{\text{传递的切向载荷} + \text{内部附加动载荷}}{\text{传递的切向载荷}}$$

影响动载系数的主要因素有：由基节和齿形误差产生的传动误差；节线速度；转动件的惯量和刚度；轮齿载荷；轮齿啮合刚度在啮合循环中的变化。其他的影响因素还有：跑合效果、润滑油特性、轴承及箱体支承刚度及动平衡精度等。

在通过实测或对所有影响因素作全面的动力学分析来确定包括内部动载荷在内的最大切向载荷时，可取  $K_v$  等于 1。不能实现时，可用下述方法之一计算动载系数。

1) 一般方法

$K_v$  的计算公式见表 13-1-84。

表 13-1-84 运行转速区间及其动载系数  $K_v$  的计算公式

运行转速区间	临界转速比 $N$	对运行的齿轮装置的要求	$K_v$ 计算公式	备注
亚临界区	$N \leq N_c$	多数通用齿轮在此区工作	$K_v = NK + 1 = N(C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v3}B_k) + 1$ (1)	在 $N = 1/2$ 或 $2/3$ 时可能出现共振现象, $K_v$ 大大超过计算值, 直齿轮尤其。此时应修改设计。在 $N = 1/4$ 或 $1/5$ 时共振影响很小
主共振区	$N_c < N \leq 1.15$	一般精度不高的齿轮(尤其是未修缘的直齿轮)不宜在此区运行。 $e_y > 2$ 的高精度斜齿轮可在此区工作	$K_v = C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v4}B_k + 1$ (2)	在此区内 $K_v$ 受阻尼影响极大, 实际动载与按式(2)计算所得值相差可达 40%, 尤其是对未修缘的直齿轮
过渡区	$1.15 < N < 1.5$		$K_v = K_{v(N=1.5)} + \frac{K_{v(N=1.15)} - K_{v(N=1.5)}}{0.35}(1.5 - N)$ (3)	$K_{v(N=1.5)}$ 按式(4)计算 $K_{v(N=1.15)}$ 按式(2)计算
超临界区	$N \geq 1.5$	绝大多数透平齿轮及其他高速齿轮在此区工作	$K_v = C_{v5}B_p + C_{v6}B_f + C_{v7}$ (4)	1. 可能在 $N = 2$ 或 $3$ 时出现共振, 但影响不大 2. 当轴齿轮系统的横间振动固有频率与运行的啮合频率接近或相等时, 实际动载与按式(4)计算所得值可相差 100%, 应避免此情况

注：1. 表中各式均将每一齿轮副按单级传动处理，略去多级传动的其他各级的影响。非刚性联结的同轴齿轮，可以这样简化，否则应按表 13-1-87 中第二类型情况处理。

2. 亚临界区中当  $(F_t K_A)/b < 100N/mm$  时,  $N_c = 0.5 + 0.35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{100b}}$ ; 其他情况时  $N_c = 0.85$ 。

3. 表内各式中：

$N$ ——临界转速比，见表 13-1-85；

$C_{v1}$ ——考虑齿距偏差的影响系数；

$C_{v2}$ ——考虑齿形误差的影响系数；

$C_{v3}$ ——考虑啮合刚度周期变化的影响系数；

$C_{v4}$ ——考虑啮合刚度周期性变化引起齿轮副扭转共振的影响系数；

$C_{v5}$ ——在超临界区内考虑齿距偏差的影响系数；

$C_{v6}$ ——在超临界区内考虑齿形误差的影响系数；

$C_{v7}$ ——考虑因啮合刚度的变动，在恒速运行时与轮齿弯曲变形产生的分力有关的系数；

$B_p$ 、 $B_f$ 、 $B_k$ ——分别考虑齿距偏差、齿形偏差和轮齿修缘对动载荷影响的无量纲参数。其计算公式见表 13-1-89。

$C_{v1} - C_{v7}$ 按表13-1-88的相应公式计算或由图 13-1-13 查取。

表 13-1-85

临界转速比  $N$

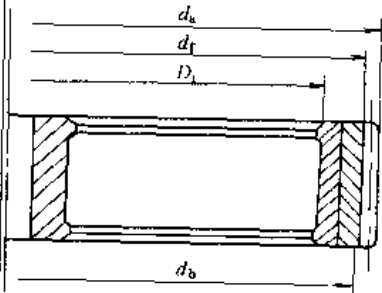
项目	单位	计算公式	项目	单位	计算公式
临界转速比		$N = \frac{n_1}{n_{E1}}$	小、大轮转化到啮合线上的单位齿宽当量质量	kg/mm	$m_1 = \frac{\Theta_1}{br_{b1}^2}$ $m_2 = \frac{\Theta_2}{br_{b2}^2}$
临界转速	r/min	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}}$ $c_\gamma$ ——齿轮啮合刚度, N/(mm· $\mu\text{m}$ ), 见本节 (7)	转动惯量	kg·mm <sup>2</sup>	$\Theta_1 = \frac{\pi}{32} \rho_1 b_1 (1 - q_1^4) d_{m1}^4$ $\Theta_2 = \frac{\pi}{32} \rho_2 b_2 (1 - q_2^4) d_{m2}^4$
诱导质量	kg/mm	$m_{red} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$ 对一般外啮合传动: $m_{red} = \frac{\pi}{8} \left( \frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \times \frac{d_{m1}^2}{\frac{1}{(1 - q_1^4) \rho_1} + \frac{1}{(1 - q_2^4) \rho_2 u^2}}$ $\rho_1, \rho_2$ ——齿轮材料密度, kg/mm <sup>3</sup> 对行星传动和其他较特殊的齿轮, 其 $m_{red}$ 见表 13-1-86 和表 13-1-87	平均直径	mm	$d_m = \frac{1}{2} (d_a + d_f)$ 
			轮缘内腔直径与平均直径比		$q = \frac{D_i}{d_m}$ (对整体结构的齿轮, $q = 0$ )

表 13-1-86

行星传动齿轮的诱导质量  $m_{red}$

齿轮组合	$m_{red}$ 计算公式或提示	备注
太阳轮 (S)   行星轮 (P)	$m_{red} = \frac{m_P m_S}{n_P m_P + m_S}$	$n_P$ ——轮系的行星轮数 $m_S, m_P$ ——太阳轮、行星轮的当量质量, 可用表 13-1-85 中求小、大齿轮当量质量的公式计算
行星轮 (P)   固定内齿圈	$m_{red} = m_P = \frac{\pi}{8} \frac{d_{mP}^4}{d_{bP}^2} (1 - q_P^4) \rho_P$	把内齿圈质量视为无穷大处理 $\rho_P$ ——行星轮材料密度 $d_m, d_b, q$ 定义及计算参见表 13-1-85 及表中图
行星轮 (P)   转动内齿圈	$m_{red}$ 按表 13-1-85 中一般外啮合的公式计算, 有若干个行星轮时可按单个行星轮分别计算	内齿圈的当量质量可当作外齿轮处理



表 13-1-87

较特殊结构型式的齿轮的诱导质量  $m_{red}$

齿轮结构型式	计算公式或提示	备注
1 小轮的平均直径与轴颈相近	采用表 13-1-85 一般外啮合的计算公式 因为结构引起的小轮当量质量增人和扭转刚度增大(使实际啮合刚度 $c_\gamma$ 增大)对计算临界转速 $n_{E1}$ 的影响大体上相互抵消	
2 两刚性联接的同轴齿轮	较大的齿轮质量必须计入, 而较小的齿轮质量可以略去	若两个齿轮直径无显著差别时, 一起计入
3 两个小轮驱动一个大轮	可分别按小轮 1-大轮 小轮 2-大轮 两个独立齿轮副分别计算	此时的大轮质量总是比小轮质量大得多
4 中间轮	等效刚度 $m_{red} = \frac{2}{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{2}{m_2} + \frac{1}{m_3}\right)}$ $c_\gamma = \frac{1}{2}(c_{\gamma 1-2} + c_{\gamma 2-3})$	$m_1, m_2, m_3$ 为主动轮、中间轮、从动轮的当量质量 $c_{\gamma 1-2}$ ——主动轮、中间轮啮合刚度 $c_{\gamma 2-3}$ ——中间轮、从动轮啮合刚度

表 13-1-88

$C_V$  系数值

系数代号	总重合度	
	$1 < \epsilon_\gamma \leq 2$	$\epsilon_\gamma > 2$
$C_{V1}$	0.32	0.32
$C_{V2}$	0.34	$\frac{0.57}{\epsilon_\gamma - 0.3}$
$C_{V3}$	0.23	$\frac{0.096}{\epsilon_\gamma - 1.56}$
$C_{V4}$	0.90	$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_\gamma}{\epsilon_\gamma - 1.44}$
$C_{V5}$	0.47	0.47
$C_{V6}$	0.47	$\frac{0.12}{\epsilon_\gamma - 1.74}$

系数代号	总重合度		
	$1 < \epsilon_\gamma \leq 1.5$	$1.5 < \epsilon_\gamma \leq 2.5$	$\epsilon_\gamma > 2.5$
$C_{V7}$	0.75	$0.125\sin[\pi(\epsilon_\gamma - 2)] + 0.875$	1.0

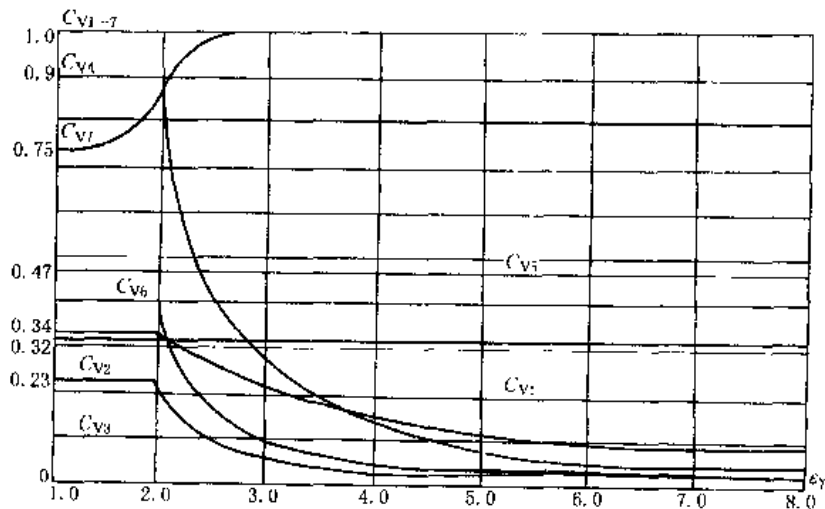


图 13-1-13 系数  $C_{V1}, \dots, C_{V7}$  的数值

表 13-1-89

$B_p$	$B_p = \frac{c' f_{pbeff}}{F_t K_A b}$	$c'$ ——单对齿轮刚度, 见 8.4.1(7) $C_a$ ——沿齿廓法线方向计量的修缘量, $\mu\text{m}$ , 无修缘时, 用由跑合产生的齿顶磨合量 $C_{a1}$ ( $\mu\text{m}$ ) 值代替。 $f_{pbeff}, f_{teff}$ ——分别为有效基节偏差和有效齿形公差, $\mu\text{m}$ , 与相应的跑合量 $y_p, y_f$ 有关。齿轮精度低于 5 级者, 取 $B_k = 1$	$C_{a1}$ 当大、小轮材料相同时: $C_{a1} = \frac{1}{18} \left( \frac{\sigma_{Hlim}}{97} - 18.45 \right)^2 + 1.5$	
$B_f$	$B_f = \frac{c' f_{teff}}{F_t K_A b}$		$f$ 当大、小轮材料不同时: $C_{a1} = 0.5(C_{a11} + C_{a12})$	$C_{a11}, C_{a12}$ 分别按上式计算
$B_k$	$B_k = \left  1 - \frac{c' C_a}{F_t K_A b} \right $		$f_{pb-II} = f_{pb} - y_p$ $f_{teff} = f_f - y_f$	如无 $y_p, y_f$ 的可靠数据, 可近似取 $y_p = y_f = y_s$ $y_s$ 见表 13-1-101 $f_{pb}, f_f$ 通常按大齿轮查取

2) 简化方法

$K_V$  的简化法基于经验数, 主要考虑齿轮制造精度和节线速度的影响。 $K_V$  值可由图 13-1-14 选取。该法适用于缺乏详细资料的初步设计阶段时  $K_V$  的取值。

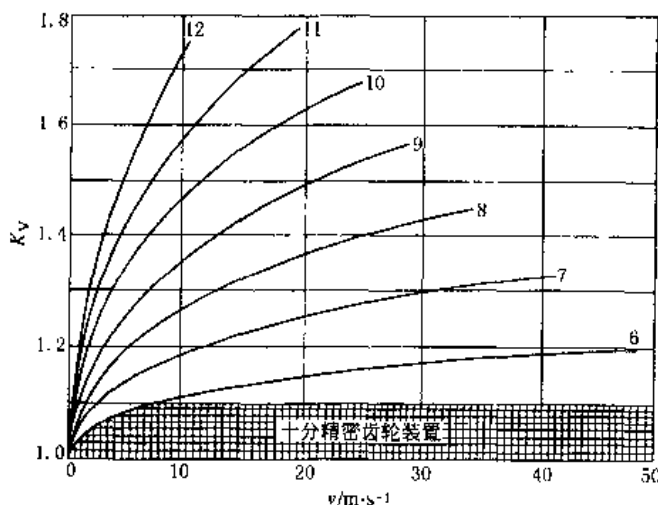


图 13-1-14 动载系数  $K_V$

注: 6~12 为齿轮传动精度系数。

对传动精度系数  $C \leq 5$  的高精度齿轮, 在良好的安装和对中精度以及合适的润滑条件下,  $K_V$  为 1.0~1.1。 $C$  值可按表 13-1-90 中的公式计算。

对其他齿轮,  $K_V$  值可按图 13-1-14 选取, 也可由表 13-1-90 的公式计算。

表 13-1-90

项 目	计 算 公 式	备 注
传动精度系数 $C$	$C = -0.5048 \ln(z) - 1.144 \ln(m_n) + 2.852 \ln(f_{\mu}) + 3.32$	分别以 $z_1, f_{\mu 1}$ 和 $z_2, f_{\mu 2}$ 代入计算, 取大值, 并将 $C$ 值圆整, $C = 6 \sim 12$
动载系数 $K_V$	$K_V = \left[ \frac{A}{A + \sqrt{200v}} \right]^{-B}$ $A = 50 + 56(1.0 - B)$ $B = 0.25(C - 5.0)^{0.667}$	适用的条件 a. 法向模数 $m_n = 1.25 \sim 50\text{mm}$ b. 齿数 $z = 6 \sim 1200$ (当 $m_n > 8.33\text{mm}$ 时, $z = 6 \sim \frac{10000}{m_n}$ ) c. 传动精度系数 $C = 6 \sim 12$ d. 齿轮节线速度 $v_{\text{max}} \leq \frac{[A + (14 - C)]^2}{200}$

(5) 齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}$

齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}$  是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对齿面接触应力影响的系数

$$K_{H\beta} = \frac{w_{\max}}{w_m} = \frac{(F/b)_{\max}}{F_m/b}$$

式中  $w_{\max}$  —— 单位齿宽最大载荷, N/mm;

$w_m$  —— 单位齿宽平均载荷, N/mm;

$F_m$  —— 分度圆上平均计算切向力, N。

影响齿向载荷分布的主要因素有:

a. 齿轮副的接触精度 (GB/T 10095 第三公差组精度), 它主要取决于齿轮加工误差、箱体镗孔偏差、轴承的间隙和误差、大小轮轴的平行度、跑合情况等;

b. 轮齿啮合刚度、齿轮的尺寸结构及支承型式及轮缘、轴、箱体及机座的刚度;

c. 轮齿、轴、轴承的变形, 热膨胀和热变形 (这对高速宽齿轮尤其重要);

d. 切向、轴向载荷及轴上的附加载荷 (例如带或链传动);

e. 设计中有无元件变形补偿措施 (例如齿向修形)。

由于影响因素众多, 确切的载荷分布系数应通过实际的精密测量和全面分析已知的各影响因素的量值综合确定。如果通过测量和检查能确切掌握轮齿的接触情况, 并作相应地修形, 可取  $K_{H\beta} = 1$ ; 如果齿轮经过仔细跑合, 能使载荷沿齿向均匀分布, 也可取  $K_{H\beta} = 1$ 。在无法实现时, 可按下述两种方法之一确定。

1) 一般方法

按基本假定和适用范围计算  $K_{H\beta}$ 。基本假定和适用范围:

a. 沿齿宽将轮齿视为具有啮合刚度  $c_\gamma$  的弹性体, 载荷和变形都呈线性分布;

b. 轴齿轮的扭转变形按载荷沿齿宽均布计算, 弯曲变形按载荷集中作用于齿宽中点计算, 没有其他额外的附加载荷;

c. 箱体、轴承、大齿轮及其轴的刚度足够大, 其变形可忽略;

d. 等直径轴或阶梯轴,  $d_{sh}$  为与实际轴产生同样弯曲变形量的当量轴径;

e. 轴和小齿轮的材料都为钢; 小齿轮轴可以是实心轴或空心轴 (其内径应  $< 0.5d_{sh}$ ), 齿轮的结构支承形式见图 13-1-15, 偏心距  $s/l \leq 0.3$ 。

$K_{H\beta}$  的计算公式见表 13-1-91, 当  $K_{H\beta} > 1.5$  时, 通常应采取措施降低  $K_{H\beta}$  值。

表 13-1-91

项 目		计算公式	项 目	计算公式
齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$	当 $\sqrt{\frac{2w_m}{F_{\beta\gamma}c_\gamma}} \leq 1$ 时	$K_{H\beta} = 2(b/b_{cal}) = \sqrt{\frac{2F_{\beta\gamma}c_\gamma}{w_m}}$	跑合后啮合齿向误差 $F_{\beta\gamma}/\mu\text{m}$	$F_{\beta\gamma} = F_{\beta\alpha} - \gamma_\beta = F_{\beta\alpha} x_\beta$ ①
	当 $\sqrt{\frac{2w_m}{F_{\beta\gamma}c_\gamma}} > 1$ 时	$K_{H\beta} = \frac{2(b_{cal}/b)}{2(b_{cal}/b) - 1} = 1 + 0.5 \frac{F_{\beta\gamma}c_\gamma}{w_m}$	初始啮合齿向误差 $F_{\beta\alpha}/\mu\text{m}$	受载时接触不良 $F_{\beta\alpha} = 1.33f_{sh} + f_{m\alpha}$ ②; $F_{\beta\alpha} \geq F_{\beta\alpha\min}$
				受载时接触良好 $F_{\beta\alpha} =  1.33f_{sh} - f_{\beta\alpha} $ ③; $F_{\beta\alpha} \geq F_{\beta\alpha\min}$
单位齿宽平均载荷 $w_m/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$		$w_m = \frac{F_t K_A K_V}{b} = \frac{F_m}{b}$	受载时接触理想 $F_{\beta\alpha} = F_{\beta\alpha\min}$	$F_{\beta\alpha\min}$
轮齿啮合刚度 $c_\gamma$		见 8.4.1(7)	综合变形产生的啮合齿向误差分量 $f_{sh}/\mu\text{m}$	$F_{\beta\alpha\min}$ 取 0.005 $w_m$ 和 0.5 $F_{\beta\alpha}$ 之大值
计算齿宽 $b_{cal}$		按实际情况定	单位载荷作用下的啮合齿向误差 $f_{sh0}/\mu\text{m}\cdot\text{mm}\cdot\text{N}^{-1}$	$f_{sh} = x_\alpha f_{sh0} = (F_m/b) f_{sh0}$
			一般齿轮	0.023 $\gamma$ ④
			齿端修薄的齿轮	0.016 $\gamma$
			修形或鼓形修整的齿轮	0.012 $\gamma$

①  $\gamma_\beta$ 、 $x_\beta$  分别为齿向跑合量 ( $\mu\text{m}$ ) 和齿向跑合系数, 用表 13-1-92 公式计算。

②  $f_{m\alpha}$  为制造、安装误差产生的啮合齿向误差分量 ( $\mu\text{m}$ ), 用表 13-1-93 公式计算。

③  $f_{\beta\alpha}$  为 GB/T 10095 规定的 6 级精度的齿向公差  $F_\beta$  ( $\mu\text{m}$ )。

④  $\gamma$  为小齿轮结构尺寸系数, 用表 13-1-94 公式计算。

表 13-1-92

 $y_\beta, x_\beta$  计算公式

齿轮材料	齿向跑合量 $y_\beta$ ( $\mu\text{m}$ ), 跑合系数 $x_\beta$	适用范围及限制条件
结构钢、调质钢、珠光体或贝氏体球墨铸铁	$y_\beta = \frac{320}{\sigma_{Hlim}} F_{\beta\alpha}$ $x_\beta = 1 - \frac{320}{\sigma_{Hlim}}$	$v > 10\text{m/s}$ 时, $y_\beta \leq 12800/\sigma_{Hlim}$ , $F_{\beta\alpha} \leq 40\mu\text{m}$ ; $5 < v \leq 10\text{m/s}$ 时, $y_\beta \leq 25600/\sigma_{Hlim}$ , $F_{\beta\alpha} \leq 80\mu\text{m}$ ; $v \leq 5\text{m/s}$ 时, $y_\beta$ 无限制
灰铸铁、铁素体球墨铸铁	$y_\beta = 0.55 F_{\beta\alpha}$ $x_\beta = 0.45$	$v > 10\text{m/s}$ 时, $y_\beta \leq 22\mu\text{m}$ , $F_{\beta\alpha} \leq 40\mu\text{m}$ ; $5 < v \leq 10\text{m/s}$ 时, $y_\beta \leq 45\mu\text{m}$ , $F_{\beta\alpha} \leq 80\mu\text{m}$ ; $v \leq 5\text{m/s}$ 时, $y_\beta$ 无限制
渗碳淬火钢、表面硬化钢、氮化钢、氮碳共渗钢、表面硬化球墨铸铁	$y_\beta = 0.15 F_{\beta\alpha}$ $x_\beta = 0.85$	$y_\beta \leq 6\mu\text{m}$ , $F_{\beta\alpha} \leq 40\mu\text{m}$

注: 1.  $\sigma_{Hlim}$ ——齿轮接触疲劳极限值,  $\text{N}/\text{mm}^2$ , 见本节 (13)。

2. 当大小齿轮材料不同时,  $y_\beta = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2})/2$ ,  $x_\beta = (x_{\beta 1} + x_{\beta 2})/2$ , 式中下标 1, 2 分别表示小、大齿轮。

表 13-1-93

 $f_{ma}$  计算公式 ( $\mu\text{m}$ )

类别		确定方法或公式
粗略数值	某些高精度的高速齿轮	$f_{ma} = 0$
	一般工业齿轮	$f_{ma} = 15\mu\text{m}$
给定精度等级	装配时无检验调整	$f_{ma} = 1.0 F_\beta$
	装配时进行检验调整 (对研, 轻载跑合, 调整轴承, 螺旋线修形, 鼓形齿等)	$f_{ma} = 0.5 F_\beta$
	齿端修薄	$f_{ma} = 0.7 F_\beta$
给定空载下接触斑点长度 $b_{d0}$		$f_{ma} = \frac{b}{b_{d0}} S_c$ $S_c$ ——涂色层厚度, 一般为 $2 \sim 20\mu\text{m}$ , 计算时可取 $S_c = 6\mu\text{m}$ 如按最小接触斑点长度 $b_{d0min}$ 计算 $f_{ma} = \frac{2}{3} \frac{b}{b_{d0min}} S_c$ 如测得最长和最短的接触斑点长度 $f_{ma} = \frac{1}{2} \left( \frac{b}{b_{d0min}} + \frac{b}{b_{d0max}} \right) S_c$

表 13-1-94

小齿轮结构尺寸系数  $\gamma$ 

齿轮型式	$\gamma$ 的计算公式	$B^*$	
		功率不分流	功率分流, 通过该对齿轮 $k\%$ 的功率
直齿轮及单斜齿轮	$\left[ \left  B^* + k' \frac{ls}{d_1^2} \left( \frac{d_1}{d_{ab}} \right)^4 - 0.3 \right  + 0.3 \right] \left( \frac{b_B}{d_1} \right)^2$	$B^* = 1$	$B^* = 1 + 2(100 - k)/k$
人字齿轮或双斜齿轮	$2 \left[ \left  B^* + k' \frac{ls}{d_1^2} \left( \frac{d_1}{d_{ab}} \right)^4 - 0.3 \right  + 0.3 \right] \left( \frac{b_B}{d_1} \right)^2$	$B^* = 1.5$	$B^* = 0.5 + (200 - k)/k$

注:  $l$ ——轴承跨距,  $\text{mm}$ ;  $s$ ——小轮齿宽中点至轴承跨距中点的距离,  $\text{mm}$ ;  $d_1$ ——小轮分度圆直径,  $\text{mm}$ ;  $d_{ab}$ ——小轮轴弯曲变形当量直径,  $\text{mm}$ ;  $k'$ ——结构系数, 见图 13-1-15;  $b_B$ ——单斜齿轮宽度,  $\text{mm}$ 。

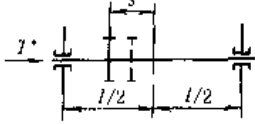
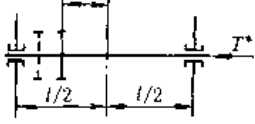

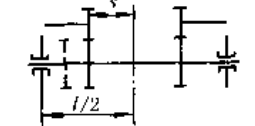
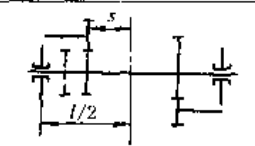
$k'$		图号	结构示意图
刚性	非刚性		
0.48	0.8	(a)	 $s/l < 0.3$
-0.48	-0.8	(b)	 $s/l < 0.3$
1.33	1.33	(c)	 $s/l < 0.5$
-0.36	-0.6	(d)	 $s/l < 0.3$
-0.6	-1.0	(e)	 $s/l < 0.3$

图 13-1-15 小齿轮结构系数  $k'$

- 注：1. 对人字齿轮或双斜齿轮，图中实、虚线各代表半边斜齿轮中点的位置， $s$  按用实线表示的变形大的半边斜齿轮的位置计算， $b$  取单个斜齿轮宽度。  
 2. 图中， $d_1/d_{sh} \geq 1.15$  为刚性轴， $d_1/d_{sh} < 1.15$  为非刚性轴。通常采用键联接的套装齿轮都属非刚性轴。  
 3. 齿轮位于轴承跨距中心时 ( $s=0$ )，最好按下面典型结构齿轮的公式计算  $K_{HP}$ 。  
 4. 当采用本图以外的结构布置型式或  $s/l$  超过本图规定的范围，或轴上作用有带轮或链轮之类的附加载荷时，推荐作进一步的分析。

2) 典型结构齿轮的  $K_{HP}$

适用条件：符合 1) 中 a、b、c，并且小齿轮直径和轴径相近，轴齿轮为实心或空心轴（内孔径应小于  $0.5d_{sh}$ ），对称布置在两轴承之间，( $s/l \approx 0$ )；非对称布置时，应把估算出的附加弯曲变形量加到  $f_{ms}$  上。

符合上述条件的单对齿轮，轧机齿轮和简单行星传动的  $K_{HP}$  值可按表 13-1-95、表 13-1-96 和表 13-1-97 中的公式计算。

表 13-1-95

单对齿轮的  $K_{HP}$  计算公式

齿轮类型	修形情况	$K_{HP}$ 计算公式
直齿轮、斜齿轮	不修形	$K_{HP} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left[ 5.12 + \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{2F_m/b}$ (1)
	部分修形	$K_{HP} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12}\right) + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{2F_m/b}$ (2)
	完全修形	$K_{HP} = 1 + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{2F_m/b}, \text{ 且 } K_{HP} \geq 1.05$ (3)
人字齿轮或双斜齿轮	不修形	$K_{HP} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left[ 3.2 \left(\frac{2b_B}{d_1}\right)^2 + \left(\frac{B}{d_1}\right)^4 \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{F_m/b_B}$ (4)
	完全修形	$K_{HP} = 1 + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{F_m/b_B}, \text{ 且 } K_{HP} \geq 1.05$ (5)

- 注：1. 本表各公式适用于全部转矩从轴的一端输入的情况，如同时从轴的两端输入或双斜齿轮从两半边斜齿轮的中间输入，则应作更详细的分析。  
 2. 部分修形指只补偿扭转变形的螺旋线修形；完全修形指同时可补偿弯曲、扭转变形的螺旋线修形。  
 3.  $B$ ——包括空刀槽在内的双斜齿全齿宽，mm； $b_B$ ——单斜齿轮宽度，mm。对因结构要求而采用超过一般工艺需要的大齿槽宽度的双斜齿轮，应采用一般方法计算； $F_m$ ——分度圆上平均计算切向力，N。

表 13-1-96

轧机齿轮的  $K_{HP}$  计算公式

是否修形	齿轮类型	$K_{HP}$ 计算公式
不修形	直齿轮、斜齿轮	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_Y}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left[ 5.12 + 7.68 \frac{100-k}{k} + \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{x_{\beta} c_Y f_{ms}}{2F_m/b}$
	双斜齿轮或人字齿轮	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_Y}{E} \left[ \left(\frac{2b_H}{d_1}\right)^2 \left(1.28 + 1.92 \frac{100-k/2}{k/2}\right) + \left(\frac{B}{d_1}\right)^4 \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{x_{\beta} c_Y f_{ms}}{F_m/b_0}$
完全修形	直齿轮、斜齿轮	按表 13-1-95 式(3)
	双斜齿轮或人字齿轮	按表 13-1-95 式(5)

注：1. 如不修形按双斜齿或人字齿轮公式计算的  $K_{HP} > 2$ ，应核查设计，最好用更精确的方法重新计算。

2.  $B$  为包括空刀槽在内的双斜齿宽度，mm； $b_B$  为单斜齿宽度，mm。

3.  $k$  表示当采用一对轴齿轮， $u=1$ ，功率分流，被动齿轮传递  $k\%$  的转矩， $(100-k)\%$  的转矩由主动齿轮的轴端输出，两齿轮皆对称布置在两端轴承之间。

表 13-1-97

行星传动齿轮的  $K_{HP}$  计算公式

	齿轮副	轴承型式	修形情况	$K_{HP}$ 计算公式
直齿轮、单斜齿轮	太阳轮 (S)   行星轮 (P)	I	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} n_p x_{\beta} \frac{c_Y}{E} \times 5.12 \left(\frac{b}{d_s}\right)^2 + \frac{x_{\beta} c_Y f_{ms}}{2F_m/b}$
			修形 (仅补偿扭转变形)	按表 13-1-95 式 (3)
		II	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_Y}{E} \left[ 5.12 n_p \left(\frac{b}{d_s}\right)^2 + 2 \left(\frac{b}{d_p}\right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{x_{\beta} c_Y f_{ms}}{2F_m/b}$
			完全修形 (弯曲和扭转变形完全补偿)	按表 13-1-95 式 (3)
	内齿轮 (H)   行星轮 (P)	I	修形或不修形	按表 13-1-95 式 (3)
			II	不修形
			修形 (仅补偿弯曲变形)	按表 13-1-95 式 (3)
人字齿轮或双斜齿轮	太阳轮 (S)   行星轮 (P)	I	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} n_p x_{\beta} \frac{c_Y}{E} \times 3.2 \left(\frac{2b_B}{d_s}\right)^2 + \frac{x_{\beta} c_Y f_{ms}}{F_m/b_B}$
			修形 (仅补偿扭转变形)	按表 13-1-95 式 (5)
		II	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_Y}{E} \left[ 3.2 n_p \left(\frac{2b_B}{d_s}\right)^2 + 2 \left(\frac{B}{d_p}\right)^4 \left(\frac{l_p}{B} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{x_{\beta} c_Y f_{ms}}{F_m/b_B}$
			完全修形 (弯曲和扭转变形完全补偿)	按表 13-1-95 式 (5)
	内齿轮 (H)   行星轮 (P)	I	修形或不修形	按表 13-1-95 式 (5)
			II	不修形
			修形 (仅补偿弯曲变形)	按表 13-1-95 式 (5)

注：1. I, II 表示行星轮及其轴承在行星架上的安装型式：I——轴承装在行星轮上，转轴刚性固定在行星架上；II——行星轮两端带轴颈的轴齿轮，轴承装在转架上。

2.  $d_s$ ——太阳轮分度圆直径，mm； $d_p$ ——行星轮分度圆直径，mm； $l_p$ ——行星轮轴承跨距，mm；

$B$ ——包括空刀槽在内的双斜齿宽度，mm； $b_B$ ——单斜齿宽度，mm； $B$ 、 $b_B$  见表 13-1-96。

3.  $F_m = F_t K_A K_V K_f / n_p$

$K_f$ ——行星传动不均载系数；

$n_p$ ——行星轮个数。

## 3) 简化方法

适用范围如下。

a. 中等或较重载荷工况：对调质齿轮，单位齿宽载荷  $F_m/b$  为 400 ~ 1000N/mm；对硬齿面齿轮， $F_m/b$  为 800 ~ 1500N/mm。

b. 刚性结构和刚性支承，受载时两轴承变形较小可忽略；齿宽偏置度  $s/l$ （见图 13-1-15）较小，符合表 13-1-98、表 13-1-99 限定范围。

c. 齿宽  $b$  为 50 ~ 400mm，齿宽与齿高比  $b/h$  为 3 ~ 12，小齿轮宽径比  $b/d_1$  对调质的应小于 2.0，对硬齿面的应小于 1.5。

d. 轮齿啮合刚度  $c_\gamma$  为 15 ~ 25N/(mm· $\mu$ m)。

e. 齿轮制造精度对调质齿轮为 5 ~ 8 级，对硬齿面齿轮为 5 ~ 6 级；满载时齿宽全长或接近全长接触（一般情况下未经齿向修形）。

f. 矿物油润滑。

符合上述范围齿轮的  $K_{H\beta}$  值可按表 13-1-98、表 13-1-99 公式计算。表中精度等级栏为齿轮第 III 公差组精度。

表 13-1-98

调质齿轮  $K_{H\beta}$  的简化计算公式

是否调整	精度等级	结构布局及限制条件	对称支承	非对称支承	悬臂支承
			$(\frac{s}{l} < 0.1)$	$(0.1 < \frac{s}{l} < 0.3)$	$(\frac{s}{l} < 0.3)$
装配时不作检验调整	5		$1.14 + 0.16\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.14 + 0.18\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.14 + 0.18\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
	6		$1.15 + 0.18\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.3 \times 10^{-3}b$	$1.15 + 0.18\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.3 \times 10^{-3}b$	$1.15 + 0.18\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.3 \times 10^{-3}b$
	7		$1.17 + 0.18\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$	$1.17 + 0.18\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$	$1.17 + 0.18\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$
	8		$1.23 + 0.18\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.61 \times 10^{-3}b$	$1.23 + 0.18\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.61 \times 10^{-3}b$	$1.23 + 0.18\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.61 \times 10^{-3}b$
装配时检验调整或对研跑合	5		$1.10 + 0.18\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$	$1.10 + 0.18\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$	$1.10 + 0.18\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$
	6		$1.11 + 0.18\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$	$1.11 + 0.18\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$	$1.11 + 0.18\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$
	7		$1.12 + 0.18\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.12 + 0.18\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.12 + 0.18\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
	8		$1.15 + 0.18\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$	$1.15 + 0.18\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$	$1.15 + 0.18\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$

表 13-1-99

硬齿面齿轮  $K_{H\beta}$  的简化计算公式

是否调整	精度等级	结构布局及限制条件	对称支承	非对称支承	悬臂支承
			$\left(\frac{s}{l} < 0.1\right)$	$\left(0.1 < \frac{s}{l} < 0.3\right)$	$\left(\frac{s}{l} < 0.3\right)$
装配时不作检验调整	5		$1.09 + 0.26\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$	$1.09 + 0.26\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$	$1.09 + 0.26\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$
			$1.05 + 0.31\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.31\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.31\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
	6		$1.09 + 0.26\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.33 \times 10^{-3}b$	$1.09 + 0.26\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.33 \times 10^{-3}b$	$1.09 + 0.26\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$
			$1.05 + 0.31\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.31\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.31\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$
装配时检验调整	5		$1.05 + 0.26\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.26\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.26\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$
			$0.99 + 0.31\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$	$0.99 + 0.31\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$	$0.99 + 0.31\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$
	6		$1.05 + 0.26\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.26\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.26\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$
			$1.0 + 0.31\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$	$1.0 + 0.31\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$	$1.0 + 0.31\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \times \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$

(6) 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 

齿间载荷分配系数是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀影响的系数。影响齿间载荷分配系数的主要因素有：受载后轮齿变形；轮齿制造误差，特别是基节偏差；齿廓修形；跑合效果等。

应优先采用经精密实测或对所有影响因素精确分析得到的齿间载荷分配系数。一般情况下，可按下述方法确定。

## 1) 一般方法

$K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 按表 13-1-100 中的公式计算。

## 2) 简化方法

简化方法适用于满足下列条件的工业齿轮传动和类似的齿轮传动：钢制的基本齿廓符合 GB/T 1356 的外啮合和内啮合齿轮；直齿轮和  $\beta \leq 30^\circ$  的斜齿轮；单位齿宽载荷  $F_{Ht}/b \geq 350 \text{ N/mm}$ （当  $F_{Ht}/b \geq 350 \text{ N/mm}$  时，计算结果偏于安全；当  $F_{Ht}/b < 350 \text{ N/mm}$  时，因  $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$  的实际值较表值大，计算结果偏于不安全）。

$K_{H\alpha}$ 可按表 13-1-102 查取。



表 13-1-100

$K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$  计算公式

项 目	公式或说明	项 目	公式或说明
齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ ①	当总重合度 $\epsilon_\gamma \leq 2$ $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{2} \left[ 0.9 + 0.4 \frac{c_\gamma(f_{pb} - y_a)}{F_{Ht}/b} \right]$	计算 $K_{H\alpha}$ 时的切向力 $F_{Ht}$	$F_{Ht} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$ , 各符号见本节(2)~(5)
	当总重合度 $\epsilon_\gamma > 2$ $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\epsilon_\gamma - 1)}{\epsilon_\gamma} \frac{c_\gamma(f_{pb} - y_a)}{F_{Ht}/b}}$	总重合度 $\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$
	若 $K_{H\alpha} > \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Z_t^2}$ , 则取 $K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Z_t^2}$	端面重合度 $\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{0.5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) + a' \sin \alpha'}{\pi m_t \cos \alpha'}$
	若 $K_{F\alpha} > \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_e}$ , 则取 $K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_e}$	纵向重合度 $\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_a}$
	若 $K_{H\alpha} < 1.0$ , 则取 $K_{H\alpha} = 1.0$	齿廓重合度 $y_a$	见表 13-1-101
	若 $K_{F\alpha} < 1.0$ , 则取 $K_{F\alpha} = 1.0$	重合度系数 $z_e$	见本节(11)
啮合刚度 $c_\gamma$	见 8.4.1(7)	弯曲强度计算的重合度系数 $Y_e$	见 8.4.2(6)
基节极限偏差 $f_{pb}$	通常以大轮的基节极限偏差计算; 当有适宜的修缘时, 按此值的一半计算		

① 对于斜齿轮, 如计算得的  $K_{H\alpha}$  值过大, 则应调整设计参数, 使得  $K_{H\alpha}$  及  $K_{F\alpha}$  不大于  $\epsilon_\alpha$ 。同时, 公式  $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$  仅适用于齿轮基节偏差在圆周方向呈正常分布的情况。

表 13-1-101

齿廓重合度  $y_a$

齿 轮 材 料	齿廓重合度 $y_a/\mu\text{m}$	限制条件
结构钢、调质钢、珠光体和贝氏体球墨铸铁	$y_a = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} f_{pb}$	$v > 10\text{m/s}$ 时, $y_a \leq \frac{6400}{\sigma_{Hlim}} \mu\text{m}$ , $f_{pb} \leq 40\mu\text{m}$ $5 < v \leq 10\text{m/s}$ 时, $y_a \leq \frac{12800}{\sigma_{Hlim}} \mu\text{m}$ , $f_{pb} \leq 80\mu\text{m}$ $v \leq 5\text{m/s}$ 时, $y_a$ 无限制
铸铁、素体球墨铸铁	$y_a = 0.275 f_{pb}$	$v > 10\text{m/s}$ 时, $y_a \leq 11\mu\text{m}$ , $f_{pb} \leq 40\mu\text{m}$ $5 < v \leq 10\text{m/s}$ 时, $y_a \leq 22\mu\text{m}$ , $f_{pb} \leq 80\mu\text{m}$ $v \leq 5\text{m/s}$ 时, $y_a$ 无限制
渗碳淬火钢或氮化钢、氮碳共渗钢	$y_a = 0.075 f_{pb}$	$y_a \leq 3\mu\text{m}$

注: 1.  $f_{pb}$ ——齿轮基节极限偏差,  $\mu\text{m}$ ;  $\sigma_{Hlim}$ ——齿轮接触疲劳极限,  $\text{N}/\text{mm}^2$ , 见本节(13)。

2. 当大、小齿轮的材料和热处理不同时, 其齿廓重合度可取为相应两种材料齿轮副重合度的算术平均值。

表 13-1-102

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

$K_A F_t/b$		$\geq 100\text{N}/\text{mm}$						$< 100\text{N}/\text{mm}$	
精度等级 II 组		5	6	7	8	9	10	11~12	5级及更低
硬齿面 直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Z_t^2 \geq 1.2$			
	$K_{F\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Y_e \geq 1.2$			
硬齿面 斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha/\cos^2 \beta_b \geq 1.4$			
	$K_{F\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha/\cos^2 \beta_b \geq 1.4$			
非硬齿面 直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Z_t^2 \geq 1.2$			
	$K_{F\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Y_e \geq 1.2$			
非硬齿面 斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha/\cos^2 \beta_b \geq 1.4$			
	$K_{F\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha/\cos^2 \beta_b \geq 1.4$			

注: 1. 经修形的 6 级精度硬齿面斜齿轮, 取  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.0$ 。

2. 表右部第 5, 8 行若计算  $K_{F\alpha} > \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_e}$ , 则取  $K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_e}$ 。

3.  $Z_t$  见本节(11),  $Y_e$  见 8.4.2(6)。

4. 硬齿面和软齿面相啮合的齿轮副, 齿间载荷分配系数取平均值。

5. 小齿轮和大齿轮精度等级不同时, 则按精度等级较低的取值。

6. 本表也可以用于灰铸铁和球墨铸铁齿轮的计算。

(7) 轮齿刚度——单对齿刚度  $c'$  和啮合刚度  $c_\gamma$ 

轮齿刚度定义为使一对或几对同时啮合的精确轮齿在 1mm 齿宽上产生 1 $\mu$ m 挠度所需的啮合线上的载荷。直齿轮的单对齿刚度  $c'$  为一对轮齿的最大刚度，斜齿的  $c'$  为一对轮齿在法截面内的最大刚度。啮合刚度  $c_\gamma$  为端面内轮齿总刚度的平均值。

影响轮齿刚度的主要因素有：轮齿参数、轮体结构、法截面内单位齿宽载荷、轴毂联接结构和形式、齿面粗糙度和齿面波度、齿向误差、齿轮材料的弹性模量等。

轮齿刚度的精确值可由实验测得或由弹性理论的有限元法计算确定。在无法实现时，可按下述方法之一确定。

## 1) 一般方法

对于基本齿廓符合 GB/T 1356、单位齿宽载荷  $K_A F_t/b \geq 100\text{N/mm}$ 、轴-毂处圆周方向传力均匀（小齿轮为轴齿轮形式、大轮过盈联接或花键联接）、钢质直齿轮和螺旋角  $\beta \leq 45^\circ$  的外啮合齿轮， $c'$  和  $c_\gamma$  可按表 13-1-103 给出的公式计算。对于不满足上述条件的齿轮，如内啮合、非钢质材料的组合、其他形式的轴-毂联接、单位齿宽载荷  $K_A F_t/b < 100\text{N/mm}$  的齿轮，也可近似应用。

## 2) 简化方法

对基本齿廓符合 GB/T 1356 的钢制刚性盘状齿轮，当  $\beta \leq 30^\circ$ ， $1.2 < \epsilon_\alpha < 1.9$  且  $K_A F_t/b \geq 100\text{N/mm}$  时，取  $c' = 14\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 、 $c_\gamma = 20\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 。非实心齿轮的  $c'$ 、 $c_\gamma$  用轮坯结构系数  $C_R$  折算。其他基本齿廓的齿轮的  $c'$ 、 $c_\gamma$  可用表 13-1-103 中基本齿廓系数  $C_B$  折算。非钢对钢配对的齿轮的  $c'$ 、 $c_\gamma$  可用表 13-1-103 中  $c_\gamma$  计算式折算。

表 13-1-103

 $c'$ 、 $c_\gamma$  计算公式

项 目	计 算 公 式	项 目	计 算 公 式
单对齿刚度 $c'/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	钢对钢齿轮 $c' = c'_{\text{th}} C_M C_R C_B \cos \beta$ 其他材料配对 $c' = c'_n \zeta$ $c'_n$ 为钢的 $c'$	轮坯结构系数 $C_R$	对于实心齿轮，可取 $C_R = 1$ 对轮缘厚度 $S_R$ 和辐板厚度 $b_s$ 的非实心齿轮 $C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5 \rho_{\text{R}}^2 (S_{\text{R}}^2)}$ 若 $b_s/b < 0.2$ ，取 $b_s/b = 0.2$ ；若 $b_s/b > 1.2$ ，取 $b_s/b = 1.2$ ；若 $S_R/m_n < 1$ ，取 $S_R/m_n = 1$
单对齿刚度的理论值 $c'_{\text{th}}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$c'_{\text{th}} = \frac{1}{q'}$		基本齿廓系数 $C_B$
轮齿柔度的最小值 $q'/\text{mm} \cdot \mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}$	$q' = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}} - 0.00635x_1 - 0.11654 \frac{x_1}{z_{n1}} \mp 0.00193x_2 \mp 0.24188 \frac{x_2}{z_{n2}} + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2$ (式中 $\mp$ 的“-”用于外啮合，“+”用于内啮合) 对于内啮合齿轮， $z_{n2}$ 应取为无限大	系数 $\zeta$	
理论修正系数 $C_M$	一般取 $C_M = 0.8$	啮合刚度 $c_\gamma$	$c_\gamma = (0.75\epsilon_\alpha + 0.25)c'$

注：1. 当  $K_A F_t/b < 100\text{N/mm}$  时， $c' = c'_{\text{th}} C_M C_R C_B \cos \beta \left( \frac{K_A F_t/b}{100} \right)^{0.25}$ 。

- 一对齿轮副中，若一个齿轮为平键联接，配对齿轮为过盈或花键联接，由表中公式计算的  $c'$  增大 5%；若两个齿轮都为平键联接，由公式计算的  $c'$  增大 10%。
- 啮合刚度  $c_\gamma$  的计算式适用于直齿轮和螺旋角  $\beta \leq 30^\circ$  的斜齿轮。对  $\epsilon_\alpha < 1.2$  的直齿轮的  $c_\gamma$ ，需将计算值减小 10%。
- $z_{n1}$ 、 $z_{n2}$  为小、大（斜）齿轮的当量齿数，分别见表 13-1-16 中的  $z_{n1}$ 、 $z_{n2}$ 。

(8) 小轮及大轮单对齿啮合系数  $Z_H$ 、 $Z_D$ 

$\epsilon_\alpha \leq 2$  时的单对齿啮合系数  $Z_H$  是把小齿轮节点  $C$  处的接触应力转化到小轮单对齿啮合区内界点  $B$  处的接触应力的系数； $Z_D$  是把大齿轮节点  $C$  处的接触应力转化到大轮单对齿啮合区内界点  $D$  处的接触应力的系数，见图 13-1-12。

单对齿啮合系数由表 13-1-104 公式计算与判定。

表 13-1-104

$Z_B$ 、 $Z_D$  的确定

参数计算式	判定条件	
$M_1 = \frac{\tan \alpha'_1}{\sqrt{\left[ \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1} \right] \left[ \sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2} \right]}}$ $M_2 = \frac{\tan \alpha'_1}{\sqrt{\left[ \sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2} \right] \left[ \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1} \right]}}$	端面重合度 $\epsilon_\alpha < 2$  直齿轮: 当 $M_1 > 1$ 时, $Z_B = M_1$ ; 当 $M_1 \leq 1$ 时, $Z_B = 1$ 。 当 $M_2 > 1$ 时, $Z_D = M_2$ ; 当 $M_2 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$ 。  斜齿轮: 当纵向重合度 $\epsilon_\beta \geq 1.0$ 时, $Z_B = 1, Z_D = 1$ 。 当纵向重合度 $\epsilon_\beta < 1.0$ 时, $Z_B = M_1 - \epsilon_\beta(M_1 - 1)$ 当 $Z_B < 1$ 时, 取 $Z_B = 1$ $Z_D = M_2 - \epsilon_\beta(M_2 - 1)$ 当 $Z_D < 1$ 时, 取 $Z_D = 1$	$\epsilon_\alpha > 2$ 时  对于 $2 < \epsilon_\alpha \leq 3$ 的高精度齿轮副, 任何端截面内的总切向力由连续啮合的两对或三对轮齿共同承担。对于这样的齿轮副, 取两对齿啮合外界点计算其接触应力。可用本表中的公式计算 $M_1$ 和 $M_2$ 。但此时用表 13-1-80 中的公式计算 $\sigma_{H1}$ 时, 应用总切向力来代替式中的 $F_t$ 。这样计算的接触应力偏大, 因此, 安全系数偏于保守
内啮合齿轮	取 $Z_B = 1, Z_D = 1$	

(9) 节点区域系数  $Z_H$

节点区域系数  $Z_H$  是考虑节点处齿廓曲率对接触应力的影响, 并将分度圆上切向力折算为节圆上法向力的系数。

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha'_t}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha'_t}}$$

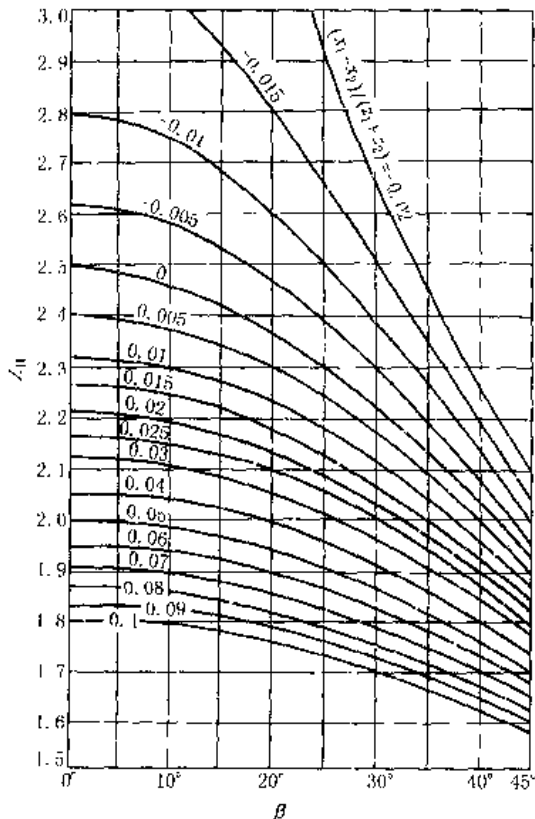


图 13-1-16  $\alpha_n = 20^\circ$  时的节点区域系数  $Z_H$

式中  $\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right)$

$\beta_b = \arctan(\tan \beta \cos \alpha_t)$

$\text{inv} \alpha'_t = \text{inv} \alpha_t + \frac{2(x_2 \pm x_1)}{z_2 \pm z_1} \tan \alpha_n$  (“+”用于外啮合, “-”用于内啮合)

于内啮合)

对于法面齿形角  $\alpha_n$  为  $20^\circ, 22.5^\circ, 25^\circ$  的内、外啮合齿轮,  $Z_H$  也可由图 13-1-16、图 13-1-17 和图 13-1-18 根据  $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$  及螺旋角  $\beta$  查得。

(10) 弹性系数  $Z_E$

弹性系数  $Z_E$  是以考虑材料弹性模量  $E$  和泊松比  $\nu$  对赫兹应力的影响, 其数值可按实际材料弹性模量  $E$  和泊松比  $\nu$  由下式计算得出。某些常用材料组合的  $Z_E$  可参考表 13-1-105 查取

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

(11) 重合度系数  $Z_\epsilon$

重合度系数  $Z_\epsilon$  用以考虑重合度对单位齿宽载荷的影响。  $Z_\epsilon$  可由下表所列公式计算或按图 13-1-19 查得。

$Z_e$  计算式

直齿轮:

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

斜齿轮:

当  $\epsilon_\beta < 1$  时  $Z_e = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$

当  $\epsilon_\beta \geq 1$  时  $Z_e = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$

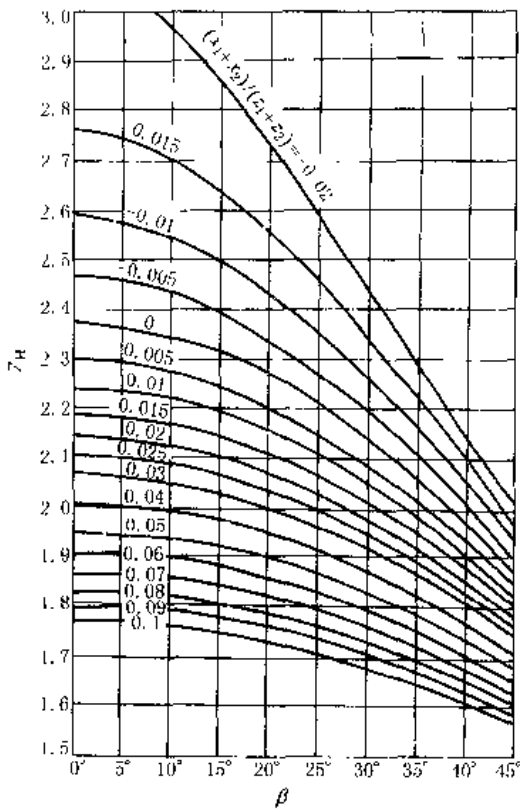


图 13-1-17  $\alpha_n = 22.5^\circ$  时的节点区域系数  $Z_H$

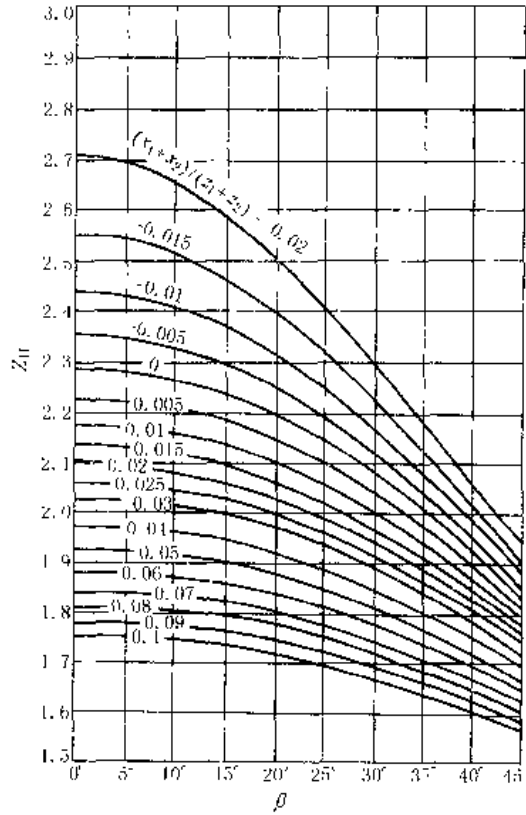


图 13-1-18  $\alpha_n = 25^\circ$  时的节点区域系数  $Z_H$

表 13-1-105

弹性系数  $Z_E$

齿轮 1			齿轮 2			$Z_E$ $\sqrt{N/mm^2}$
材料	弹性模量 $E_1/N \cdot mm^{-2}$	泊松比 $\nu_1$	材料	弹性模量 $E_2/N \cdot mm^{-2}$	泊松比 $\nu_2$	
钢	206000	0.3	钢	206000	0.3	189.8
			铸钢	202000		188.9
			球墨铸铁	173000		181.4
			灰铸铁	118000 ~ 126000		162.0 ~ 165.4
铸钢	202000	0.3	铸钢	202000	0.3	188.0
			球墨铸铁	173000		180.5
			灰铸铁	118000		161.4
球墨铸铁	173000	0.3	球墨铸铁	173000	0.3	173.9
灰铸铁	118000 ~ 126000	0.3	灰铸铁	118000	0.3	156.6
灰铸铁	118000 ~ 126000	0.3	灰铸铁	118000	0.3	143.7 ~ 146.70

(12) 螺旋角系数  $Z_\beta$

螺旋角系数  $Z_\beta$  是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对接触应力影响的系数。  $Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$ 。也可按图 13-1-20 查得。

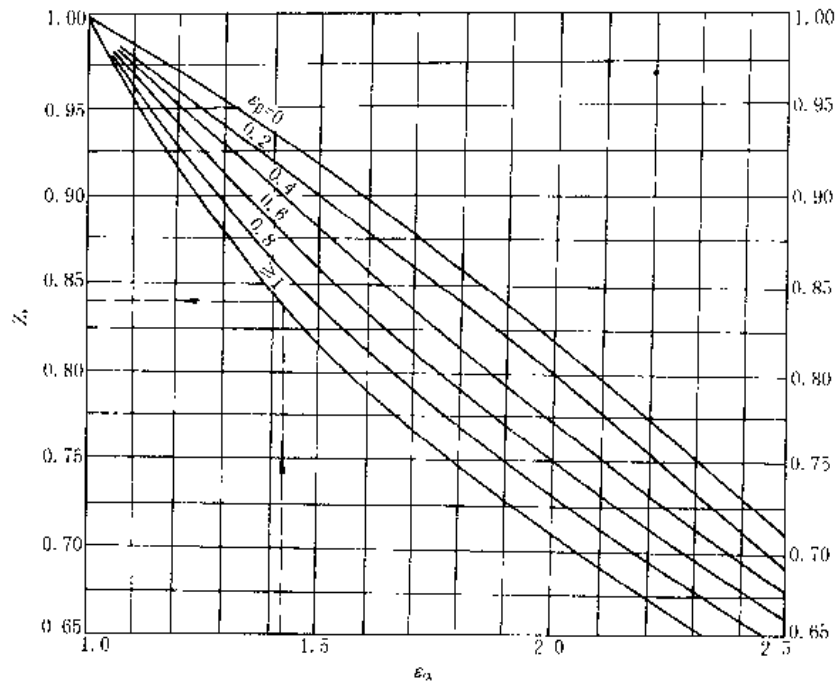


图 13-1-19 重合度系数  $Z_\epsilon$

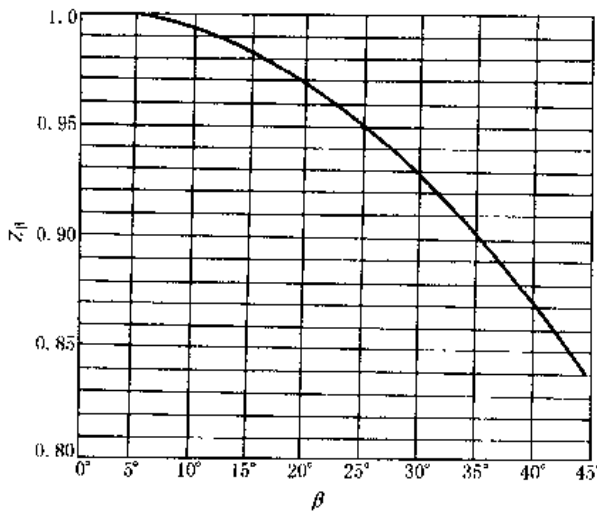


图 13-1-20 螺旋角系数  $Z_\beta$

(13) 试验齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$

$\sigma_{Hlim}$ 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用(对大多数材料其应力循环数为  $5 \times 10^7$ )后,齿面不出现进展性点蚀时的极限应力。主要影响因素有:材料成分,力学性能,热处理及硬化层深度、硬度梯度,结构(锻、轧、铸),残余应力,材料的纯度和缺陷等。

$\sigma_{Hlim}$ 可由齿轮的负荷运转试验或使用经验的统计数据得出。此时需说明线速度、润滑油粘度、表面粗糙度、材料组织等变化对许用应力的影响所引起的误差。无资料时,可由图 13-1-21 ~ 图 13-1-25 查取。图中的  $\sigma_{Hlim}$ 值是试验齿轮的失效概率为 1% 时的轮齿接触疲劳极限。图中硬化齿轮的疲劳极限值对渗碳齿轮适用于有效硬化层深度(加工后的)  $\delta \geq 0.15m_n$ , 对于氮化齿轮,其有效硬化层深度  $\delta = 0.4 \sim 0.6\text{mm}$ 。

在图中,代表材料质量等级的 ML、MQ、ME 和 MX 线所对应的材料处理要求见 GB/T 8539 《齿轮材料热处理

质量检验的一般规定》。

ML——表示齿轮材料质量和热处理质量达到最低要求时的疲劳极限取值线。

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

ME——表示齿轮材料质量和热处理质量达到很高要求时的疲劳极限取值线。这种要求只有在具备高水平的制造过程可控能力时才能达到。

MX——表示对淬透性及金相组织有特殊考虑的调质合金钢的取值线。

图 13-1-21 ~ 图 13-1-25 中提供的  $\sigma_{Hlim}$ 值是试验齿轮在标准的运转条件下得到的。具体的条件如下:

中心距  $a = 100\text{mm}$

螺旋角  $\beta = 0$  ( $Z_\beta = 1$ )

模数  $m = 3 \sim 5\text{mm}$   
 齿面的微观不平度 10 点高度  $R_z = 3\mu\text{m}$  ( $Z_R = 1$ )  
 圆周线速度  $v = 10\text{m/s}$  ( $Z_v = 1$ )  
 润滑剂粘度  $\nu_{30} = 100\text{mm}^2/\text{s}$  ( $Z_L = 1$ )  
 相啮合齿轮的材料相同 ( $Z_{\psi} = 1$ )

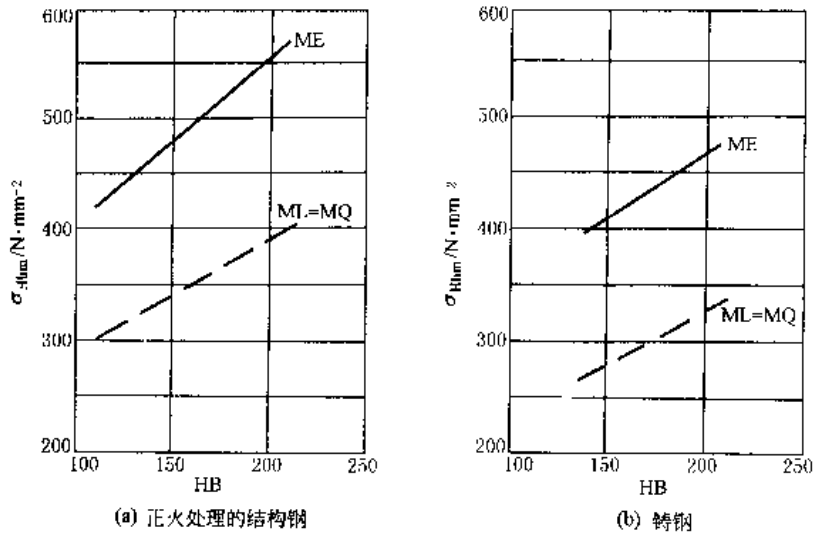


图 13-1-21 正火处理的结构钢和铸钢的  $\sigma_{Hlim}$

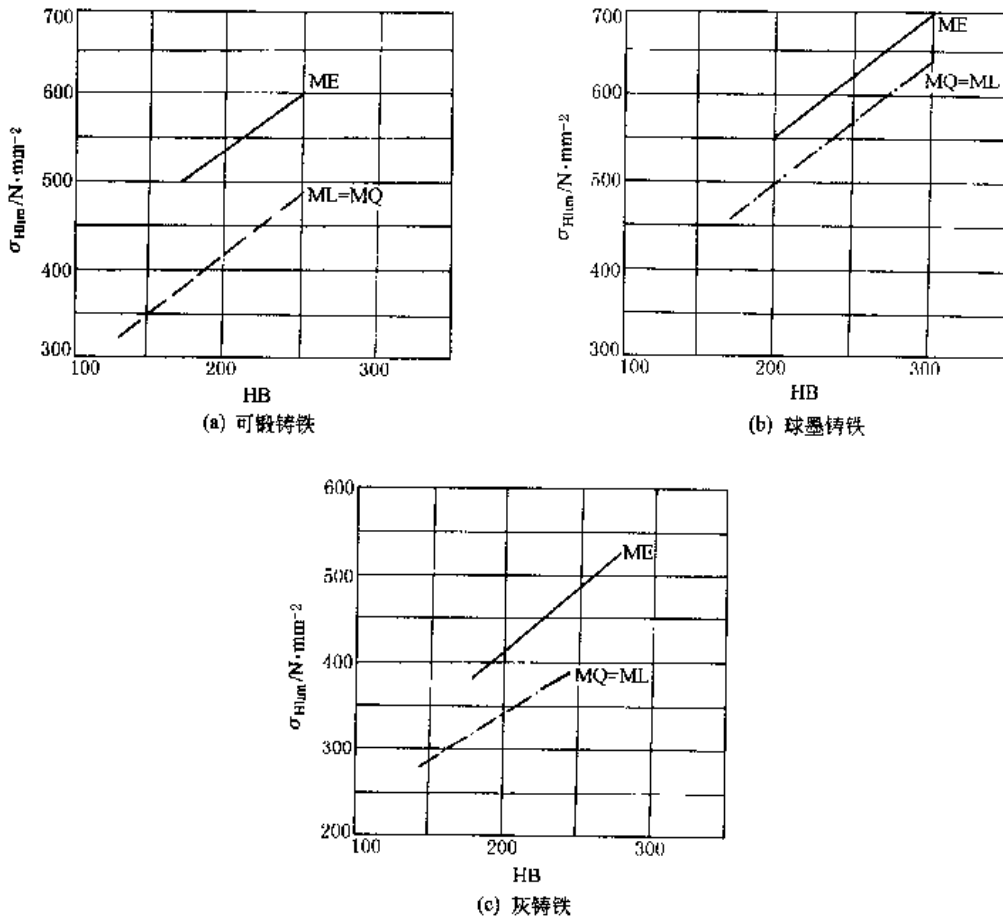


图 13-1-22 铸铁的  $\sigma_{Hlim}$

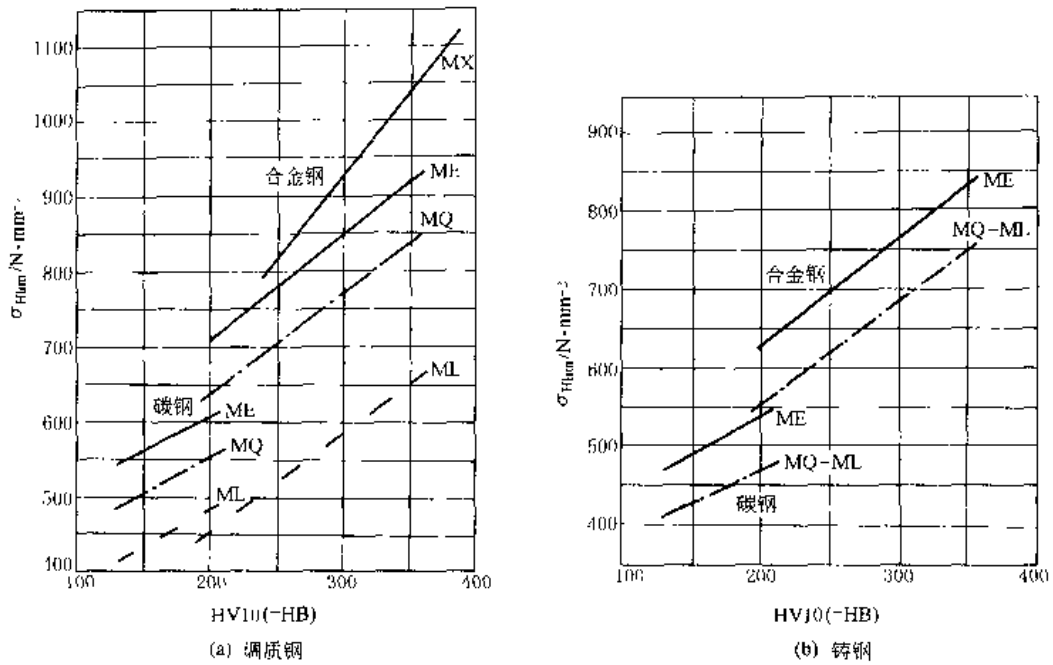


图 13-1-23 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢的  $\sigma_{Hlim}$

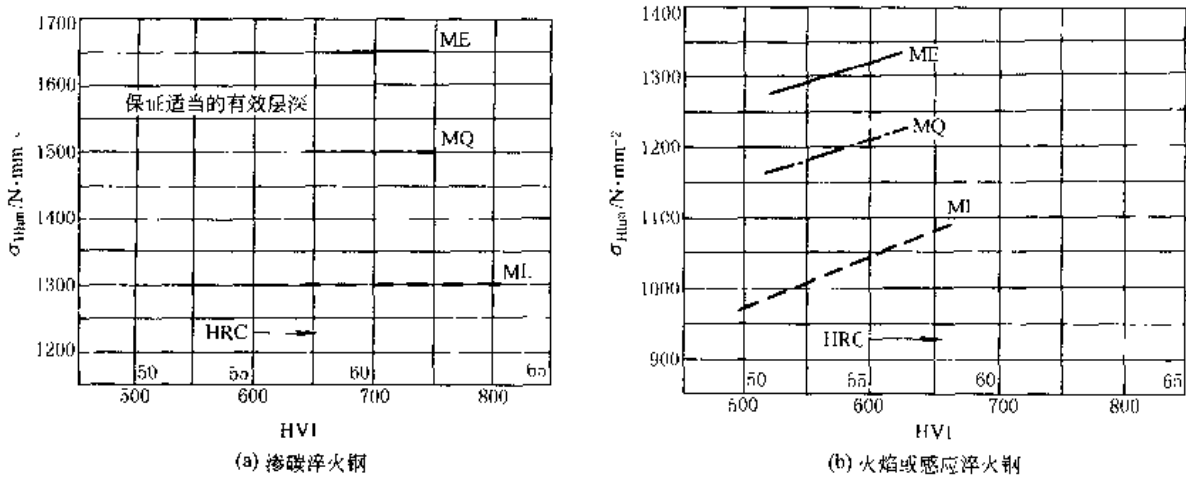


图 13-1-24 渗碳淬火钢和表面硬化（火焰或感应淬火）钢的  $\sigma_{Hlim}$

齿轮精度等级 4~6 级 (GB 10095—88)

载荷系数  $K_A = K_V = K_{H\beta} = K_{H\alpha} = 1$

试验齿轮的失效判据如下:

对于非硬化齿轮, 其大小齿轮点蚀面积占全部工作齿面的 2%, 或对单齿占 4%;

对于硬化齿轮, 其大小齿轮点蚀面积占全部工作齿面的 0.5%, 或者对单齿占 4%。

(14) 接触强度计算的寿命系数  $Z_{NT}$

寿命系数  $Z_{NT}$  是考虑齿轮寿命小于或大于持久寿命条件循环次数  $N_0$  时 (见图 13-1-26), 其可承受的接触应力值与其相应的条件循环次数  $N_0$  时疲劳极限应力的比例的系数。

当齿轮在定载荷工况工作时, 应力循环次数  $N_L$  为齿轮设计寿命期内单侧齿面的啮合次数; 双向工作时, 按啮合次数较多的一侧计算。当齿轮在变载荷工况下工作并有载荷图谱可用时, 应按 8.4.4 的方法核算其强度安全系数; 对于缺乏工作载荷图谱的非恒定载荷齿轮, 可近似地按名义载荷乘以使用系数  $K_A$  来核算其强度。

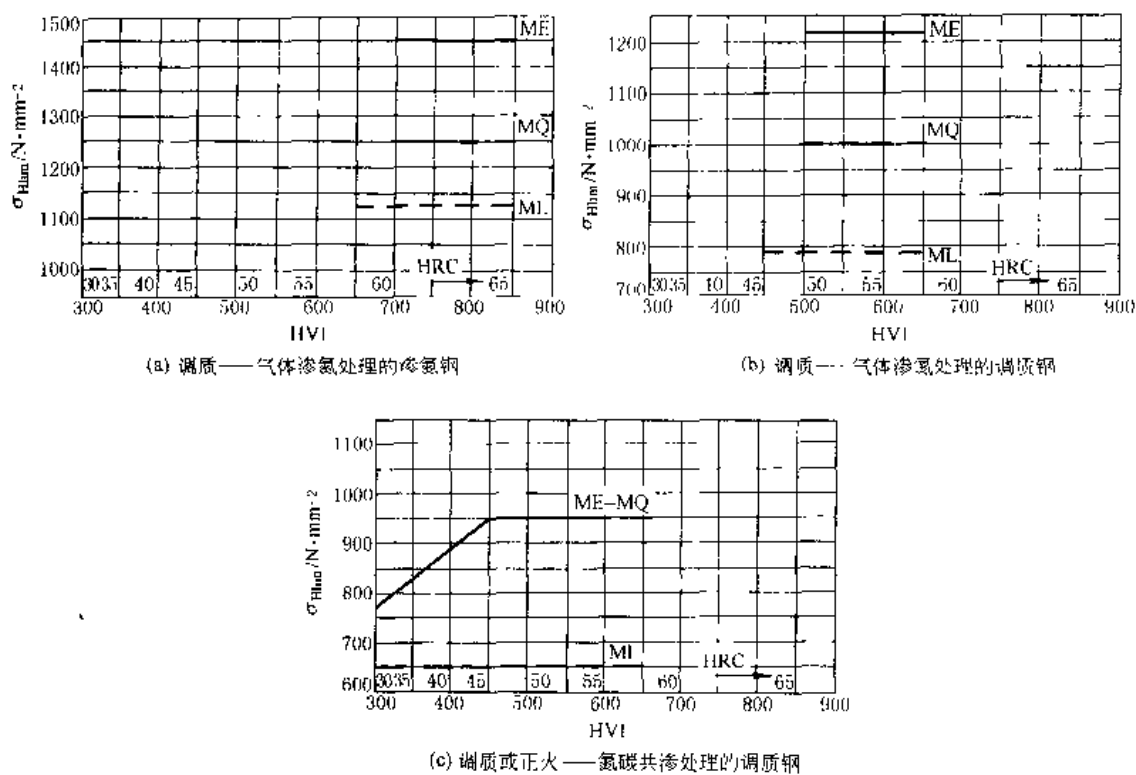


图 13-1-25 渗氮和氮碳共渗钢的  $\sigma_{Hlim}$

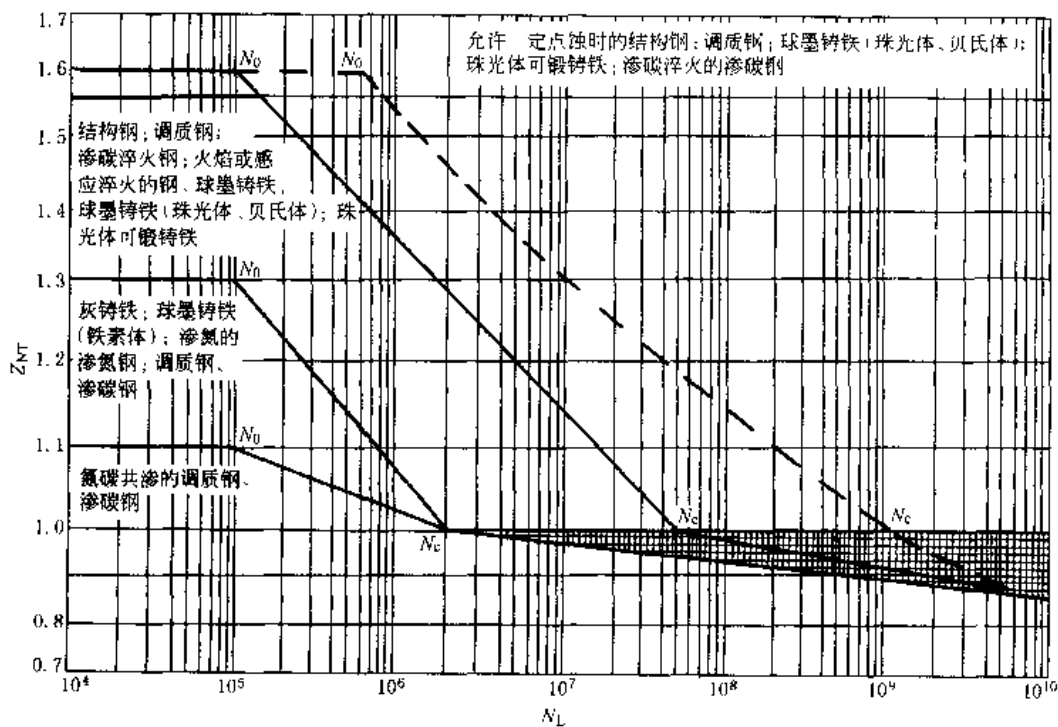


图 13-1-26 接触强度的寿命系数  $Z_{NT}$

条件循环次数  $N_c$  是齿轮材料  $S-N$ （即应力-循环次数）曲线上一个特征拐点的循环次数，并取该点处的寿命系数为 1.0，相应的  $S-N$  曲线上的应力称为疲劳极限应力。

接触强度计算的寿命系数  $Z_{NT}$  应根据实际齿轮实验或经验统计数据得出  $S-N$  曲线求得，它与一对相啮合齿轮



的材料、热处理、直径、模数、齿面粗糙度、节线速度及使用的润滑剂有关。当直接采用 S-N 曲线确定和 S-N 曲线实验条件完全相同的齿轮寿命系数  $Z_{NT}$  时，应取有关的影响系数  $Z_R$ 、 $Z_v$ 、 $Z_L$ 、 $Z_w$ 、 $Z_x$  的值均为 1.0。

当无合适的上述实验或经验数据可用时， $Z_{NT}$  可由表 13-1-106 的公式计算或由图 13-1-26 查取。

表 13-1-106 接触强度的寿命系数  $Z_{NT}$

材料及热处理		静强度最大循环次数 $N_0$	持久寿命条件循环次数 $N_c$	应力循环次数 $N_L$	$Z_{NT}$ 计算公式
结构钢	允许有一定点蚀	$N_0 = 6 \times 10^5$	$N_c = 10^9$	$N_L \leq 6 \times 10^5$	$Z_{NT} = 1.6$
调质钢				$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$	$Z_{NT} = 1.3 \left( \frac{10^7}{N_L} \right)^{0.0738}$
				$10^7 < N_L \leq 10^9$	$Z_{NT} = \left( \frac{10^9}{N_L} \right)^{0.057}$
球墨铸铁（珠光体、贝氏体）球光体可锻铸铁；渗碳淬火的渗碳钢；感应淬火或火焰淬火的钢和球墨铸铁	不允许点蚀	$N_0 = 10^7$	$N_c = 5 \times 10^7$	$N_L \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1.6$
				$10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$	$Z_{NT} = \left( \frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0756}$
				$5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left( \frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0306}$ (见注)
灰铸铁、球墨铸铁（铁素体）；渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢	$N_0 = 10^7$	$N_c = 2 \times 10^6$	$N_L \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1.3$	
			$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	$Z_{NT} = \left( \frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0875}$	
氮碳共渗的调质钢、渗碳钢	$N_0 = 10^7$	$N_c = 2 \times 10^6$	$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left( \frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0191}$ (见注)	
			$N_L \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1.1$	
				$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	$Z_{NT} = \left( \frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0318}$
				$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left( \frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0191}$ (见注)

注：当优选材料、制造工艺和润滑剂，并经生产实践验证时，这几个式子可取  $Z_{NT} = 1.0$ 。

(15) 润滑油膜影响系数  $Z_L$ 、 $Z_v$ 、 $Z_R$

齿面间的润滑油膜影响齿面承载能力。润滑区的油粘度、相啮齿间的相对速度、齿面粗糙度对齿面间润滑油膜状况的影响分别以润滑剂系数  $Z_L$ 、速度系数  $Z_v$  和粗糙度系数  $Z_R$  来考虑。齿面载荷和齿面相对曲率半径对齿面间润滑油膜状况也有影响。

确定润滑油膜影响系数的理想方法是总结现场使用经验或用类比试验。当所有试验条件（尺寸、材料、润滑剂及运行条件等）与设计齿轮完全相同并由此确定其承载能力或寿命系数时， $Z_L$ 、 $Z_v$  和  $Z_R$  的值均等于 1.0。当无资料时，可按下述方法之一确定。

1) 一般方法

计算公式见表 13-1-107。

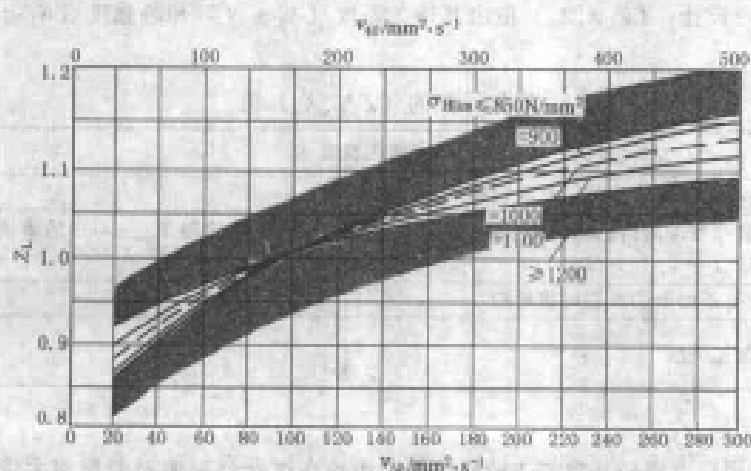
表 13-1-107

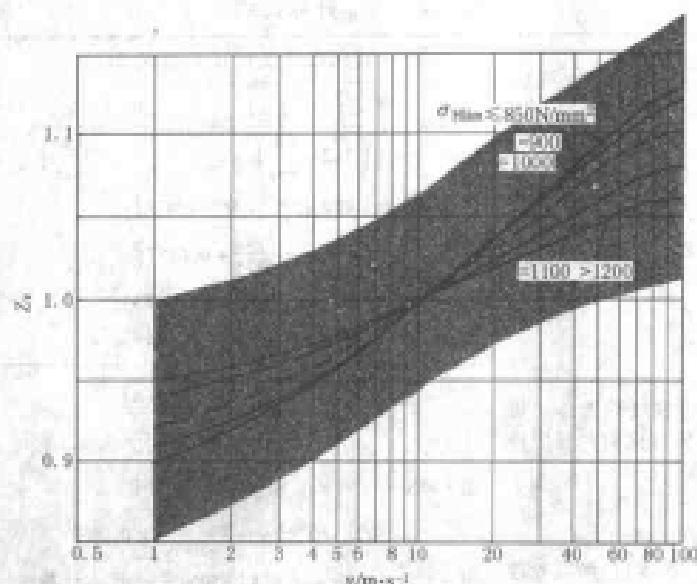
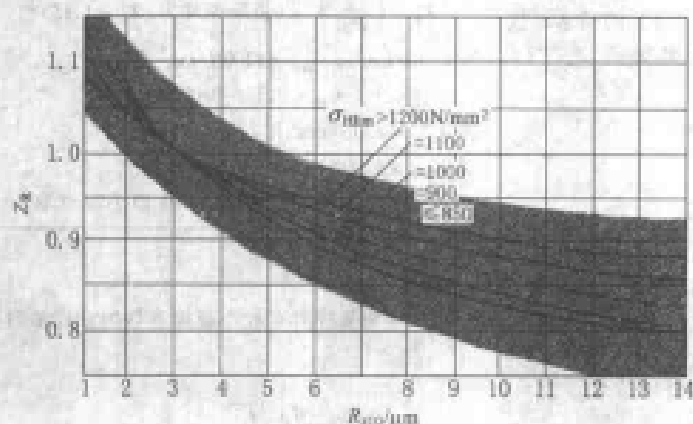
 $Z_L$ 、 $Z_v$ 、 $Z_H$  计算公式

有限寿命设计 ( $N_L < N_s$ 时)	持久强度设计 ( $N_L \geq N_s$ 时)	静强度 ( $N_L \leq N_s$ 时)
$Z_L = \left( \frac{N_0}{N_L} \right) \left( \frac{\lg Z_{LC}}{K_s} \right)$ $Z_v = \left( \frac{N_0}{N_L} \right) \left( \frac{\lg Z_{vC}}{K_s} \right)$ $Z_H = \left( \frac{N_0}{N_L} \right) \left( \frac{\lg Z_{HC}}{K_s} \right)$ $K_s = \lg(N_0/N_s)$ <p>对结构钢: 调质钢; 球墨铸铁 (珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 渗碳淬火钢; 感应淬火或火焰淬火的钢; 球墨铸铁</p> $K_s = -3.222$ (允许一定点蚀) $K_s = -2.699$ (不允许点蚀) <p>对可锻铸铁; 球墨铸铁 (铁素体); 渗氮处理的渗氮钢; 调质钢; 渗碳钢; 氮碳共渗的调质钢; 渗碳钢</p> $K_s = -1.301$	$Z_L = C_{2L} + \frac{4(1.0 - C_{2L})}{\left(1.2 + \frac{80}{v_{20}}\right)^2} = C_{2L} + \frac{4(1.0 - C_{2L})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \text{①, ②}$ <p>当 <math>850\text{N/mm}^2 \leq \sigma_{H\max} \leq 1200\text{N/mm}^2</math> 时</p> $C_{2L} = \frac{\sigma_{H\max}}{4375} + 0.6357 \text{③}$ <p>当 <math>\sigma_{H\max} &lt; 850\text{N/mm}^2</math> 时取 <math>C_{2L} = 0.83</math>  当 <math>\sigma_{H\max} &gt; 1200\text{N/mm}^2</math> 时取 <math>C_{2L} = 0.91</math></p>	
	$Z_v = C_{2v} + \frac{2(1.0 - C_{2v})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}}$ <p>当 <math>850\text{N/mm}^2 \leq \sigma_{H\max} \leq 1200\text{N/mm}^2</math> 时</p> $C_{2v} = 0.85 + \frac{\sigma_{H\max} - 850}{350} \times 0.08$ <p>当 <math>\sigma_{H\max} &lt; 850\text{N/mm}^2</math> 时以 <math>850\text{N/mm}^2</math> 代入计算  当 <math>\sigma_{H\max} &gt; 1200\text{N/mm}^2</math> 时以 <math>1200\text{N/mm}^2</math> 代入计算  <math>v</math>——节点线速度, <math>\text{m/s}</math></p>	$Z_L = Z_v = Z_H = 1$
<p>式中:</p> $Z_{LC}$ 、 $Z_{vC}$ 、 $Z_{HC}$ 为 $N_L = N_s$ 时得到的持久强度时的值 (即表中按 $N_L = N_s$ 算得的 $Z_L$ 、 $Z_v$ 、 $Z_H$ ) $N_0$ 、 $N_s$ 值见表 13-1-105	$Z_H = \left( \frac{3}{R_{\text{Hst}}} \right)^{C_{2H}} \text{ (极限条件为: } Z_H \leq 1.15 \text{) ④}$ <p>当 <math>850\text{N/mm}^2 \leq \sigma_{H\max} \leq 1200\text{N/mm}^2</math> 时</p> $C_{2H} = 0.32 - 0.0002\sigma_{H\max}$ <p>当 <math>\sigma_{H\max} &lt; 850\text{N/mm}^2</math> 时, <math>C_{2H} = 0.15</math>  当 <math>\sigma_{H\max} &gt; 1200\text{N/mm}^2</math> 时, <math>C_{2H} = 0.08</math>  <math>Z_L</math>、<math>Z_v</math>、<math>Z_H</math> 也可由图 13-1-27 ~ 图 13-1-29 查取⑤</p>	

①  $v_{20}$ ——在 50℃ 时润滑油的名义运动粘度,  $\text{mm}^2/\text{s}$  (cSt); $v_{40}$ ——在 40℃ 时润滑油的名义运动粘度,  $\text{mm}^2/\text{s}$  (cSt)。② 公式及图 13-1-27 适用于矿物油 (加或不加添加剂)。应用某些具有较小摩擦系数的合成油时, 对于渗碳钢齿轮  $Z_L$  应乘以系数 1.1, 对于调质钢齿轮应乘以系数 1.4。③  $R_{\text{Hst}}$ ——相对 (峰-谷) 平均粗糙度。

$$R_{\text{Hst}} = \frac{R_{a1} + R_{a2}}{2} \sqrt{\frac{10}{\rho_{\text{Hst}}}}$$

 $R_{a1}$ 、 $R_{a2}$ ——小齿轮及大齿轮的齿面微观不平度 10 点高度,  $\mu\text{m}$ 。如经事先跑合, 则  $R_{a1}$ 、 $R_{a2}$  应为跑合后的数值; 若粗糙度以  $R_a$  值 ( $R_a = \text{CLA 值} = \text{AA 值}$ ) 给出, 则可近似取  $R_{a1} \approx 6R_a$ 。 $\rho_{\text{Hst}}$ ——节点处诱导曲率半径,  $\text{mm}$ ;  $\rho_{\text{Hst}} = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ 。式中 “+” 用于外啮合, “-” 用于内啮合,  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  分别为小轮及大轮节点处曲率半径; 对于小齿轮-齿条啮合,  $\rho_{\text{Hst}} = \rho_1$ ;  $\rho_{1,2} = 0.5d_{\text{Hst}} \tan \alpha'$ , 式中  $d_{\text{Hst}}$  为基圆半径。图 13-1-27 润滑剂系数  $Z_L$

图 13-1-28 速度系数  $Z_v$ 图 13-1-29 粗糙度系数  $Z_{\beta}$ 

## 2) 简化方法

$Z_L$ 、 $Z_v$ 、 $Z_{\beta}$  的乘积在持久强度和静强度设计时由表 13-1-108 查得。对于应力循环次数  $N_L$  小于持久寿命条件循环次数  $N_0$  的有限寿命设计, ( $Z_L Z_v Z_{\beta}$ ) 值由其持久强度 ( $N_L \geq N_0$ ) 和静强度 ( $N_L < N_0$ ) 时的值参照表 13-1-107 的公式插值确定。

表 13-1-108

简化计算的 ( $Z_L Z_v Z_{\beta}$ ) 值

计算类型	加工工艺及齿面粗糙度 $R_{a1}$	$(Z_L Z_v Z_{\beta})_{N_L, N_0}$
持久强度 ( $N_L \geq N_0$ )	$R_{a1} > 4\mu\text{m}$ 展成法滚、插或刨削加工的齿轮副	0.85
	研、磨或剃齿的齿轮副 ( $R_{a1} > 4\mu\text{m}$ ); 滚、插、研齿的齿轮与 $R_{a1} \leq 4\mu\text{m}$ 的磨或剃齿轮啮合	0.92
	$R_{a1} < 4\mu\text{m}$ 的磨削或剃的齿轮副	1.00
静强度 ( $N_L < N_0$ )	各种加工方法	1.00

(16) 齿面工作硬化系数  $Z_H$ 

工作硬化系数  $Z_H$  是用以考虑经完整加工的硬齿面小齿轮在运转过程中对调质钢大齿轮齿面产生冷作硬化, 从而使大齿轮的许用接触应力得以提高的系数。

$Z_H$  可由公式  $Z_H = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$  计算或由图 13-1-30 取得。此公式和图的使用条件为：小齿轮齿面微观不平度 10 点高度  $R_a < 6\mu\text{m}$ ，大齿轮齿面硬度为 130~470HB。当  $< 130\text{HB}$  时，取  $Z_H = 1.2$ ；当  $> 470\text{HB}$  时，取  $Z_H = 1.0$ 。

#### (17) 接触强度计算的尺寸系数 $Z_L$

尺寸系数是考虑因尺寸增大使材料强度降低的尺寸效应因素的系数。

确定尺寸系数的理想方法是通过实验或经验总结。当用与设计齿轮完全相同的齿轮进行实验得到齿面承载能力或寿命系数时， $Z_L = 1.0$ 。静强度 ( $N_L \leq N_0$ ) 的  $Z_L = 1.0$ 。

当无实验或经验数据可用时，持久强度 ( $N_L \geq N_p$ ) 的尺寸系数  $Z_L$  可按表 13-1-109 所列公式计算或由图 13-1-31 查取。有限寿命 ( $N_0 < N_L < N_p$ ) 的尺寸系数由持久强度和静强度时的尺寸系数值参照表 13-1-107 左栏公式插值确定。

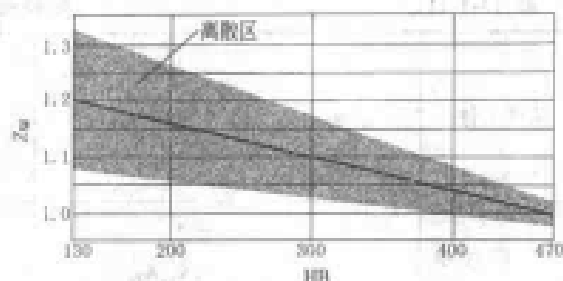


图 13-1-30 工作硬化系数  $Z_H$

表 13-1-109 接触强度计算的尺寸系数  $Z_L$

材 料	$Z_L$	备 注
调质钢、结构钢	$Z_L = 1.0$	
短时间液体渗氮钢；气体渗氮钢	$Z_L = 1.067 - 0.0056m_n$	$m_n < 12$ 时，取 $m_n = 12$ $m_n > 30$ 时，取 $m_n = 30$
渗碳淬火钢、感应或火焰淬火表面硬化钢	$Z_L = 1.076 - 0.0109m_n$	$m_n < 7$ 时，取 $m_n = 7$ $m_n > 30$ 时，取 $m_n = 30$

注： $m_n$  是单位为 mm 的齿轮法向模数值。

#### (18) 最小安全系数 $S_{Hmin}$ ( $S_{Fmin}$ )

安全系数选取的原则见 8.1。如无可用资料时，最小安全系数可参考表 13-1-110 选取。

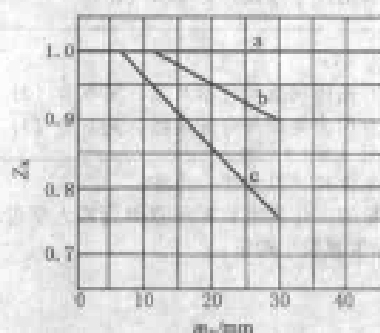


图 13-1-31 接触强度计算的尺寸系数  $Z_L$

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

### 8.4.2 轮齿弯曲强度核算

标准的载荷作用侧的齿廓根部的最大拉应力作为名义弯曲应力，并经相应的系数修正后作为计算齿根应力。考虑到使用条件、要求及尺寸的不同，标准将修正后的试件弯曲疲劳极限作为许用齿根应力。给出的轮齿弯曲强度计算公式适用于齿根以内轮缘厚度不小于  $3.5m_n$  的圆柱齿轮。对于不符合此条件的薄轮缘齿轮，应作进一步应力分析、实验或根据经验数据确定其齿根应力的增大率。

#### (1) 轮齿弯曲强度核算的公式

轮齿弯曲强度核算公式见表 13-1-111。

表 13-1-110 最小安全系数参考值

使用要求	最小安全系数	
	$S_{Hmin}$	$S_{Fmin}$
高可靠度	2.00	1.50~1.60
较高可靠度	1.60	1.25~1.30
一般可靠度	1.25	1.00~1.10
低可靠度	1.00	0.85

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

表 13-1-111

轮齿弯曲强度核算公式

强度条件	$\sigma_t \leq \sigma_{FP}$ 或 $S_F \geq S_{Fmin}$	$\sigma_F$ ——齿轮的计算齿根应力, $N/mm^2$ $\sigma_{FP}$ ——齿轮的许用齿根应力, $N/mm^2$ $S_F$ ——弯曲强度的计算安全系数 $S_{Fmin}$ ——弯曲强度的最小安全系数, 见 8.4.1 (18)
计算齿根应力	$\sigma_F = \sigma_{t0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$	$K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数, 见本节 (2) $K_{F\alpha}$ ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, 见本节 (3) $\sigma_{t0}$ ——齿根应力的基本值, $N/mm^2$ , 对于大、小齿轮应分别确定
齿根应力的基本值 <sup>①、②</sup>	方法一 $\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta$	$F_t$ ——端面内分度圆上的名义切向力, $N$ $b$ ——工作齿宽 (齿根圆处) <sup>②</sup> , $mm$ $m_n$ ——法向模数, $mm$ ; $Y_F$ ——载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿形系数, 见本节 (4) $Y_S$ ——载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数, 见本节 (5) $Y_\beta$ ——螺旋角系数, 见本节 (7)
	方法二——仅适用于 $\epsilon_a < 2$ 的内齿轮传动 $\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_t Y_\beta$	$Y_{Fa}$ ——载荷作用于齿顶时的齿形系数, 见本节 (4) $Y_{Sa}$ ——载荷作用于齿顶时的应力修正系数, 见本节 (5) $Y_t$ ——弯曲强度计算的重合度系数, 见本节 (6)
许用齿根应力	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FC}}{S_{Fmin}}$ $\sigma_{FC} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\beta rel T} Y_{R rel T} Y_X$ 大、小齿轮的许用齿根应力要分别确定	$\sigma_{FC}$ ——计算齿轮的弯曲极限应力, $N/mm^2$ $\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限, $N/mm^2$ , 见本节 (8) $Y_{ST}$ ——试验齿轮的应力修正系数, 如用本标准所给 $\sigma_{Flim}$ 值计算时, 取 $Y_{ST} = 2.0$ $Y_{NT}$ ——弯曲强度计算的寿命系数, 见本节 (9) $S_{Fmin}$ ——弯曲强度的最小安全系数, 见 8.4.1 (18) $Y_{\beta rel T}$ ——相对齿根圆角敏感系数, 见本节 (11) $Y_{R rel T}$ ——相对内根表面状况系数, 见本节 (12) $Y_X$ ——弯曲强度计算的尺寸系数, 见本节 (10)
计算安全系数	$S_F = \frac{\sigma_{FC}}{\sigma_F} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\beta rel T} Y_{R rel T} Y_X}{\sigma_m} \frac{Y_{\beta rel T} Y_{R rel T} Y_X}{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}$	$K_A, K_V$ 同 8.4.1 (3)、(4) $K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数, 见本节 (2) $K_{F\alpha}$ ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, 见本节 (3)

- ① 对于计算精确度要求较高的齿轮, 应优先采用方法一。在对计算结果有争议时, 以方法一为准。
- ② 若大、小齿轮宽度不同时, 最多把窄齿轮的齿宽加上一个模数作为宽齿轮的工作齿宽; 对于双斜齿或人字齿轮  $b = b_B \times 2$ ,  $b_B$  为单个斜齿轮宽度; 轮齿如有齿端修薄或鼓形修整,  $b$  应取比实际齿宽较小的值。
- ③ 薄轮缘齿轮齿根应力基本值的计算见 8.4.5。

(2) 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$

齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$  是考虑沿齿宽载荷分布对齿根弯曲应力的影响。对于所有的实际应用范围,  $K_{F\beta}$  可按下式计算:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$$

式中  $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 见 8.4.1(5);  
 $N$ ——幂指数,

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2}$$

式中  $b$ ——齿宽,  $mm$ , 对人字齿或双斜齿齿轮, 用单个斜齿轮的齿宽;  
 $h$ ——齿高,  $mm$ 。  
 $b/h$  应取大小齿轮中的小值。

图 13-1-32 给出按以上二式确定的近似解。

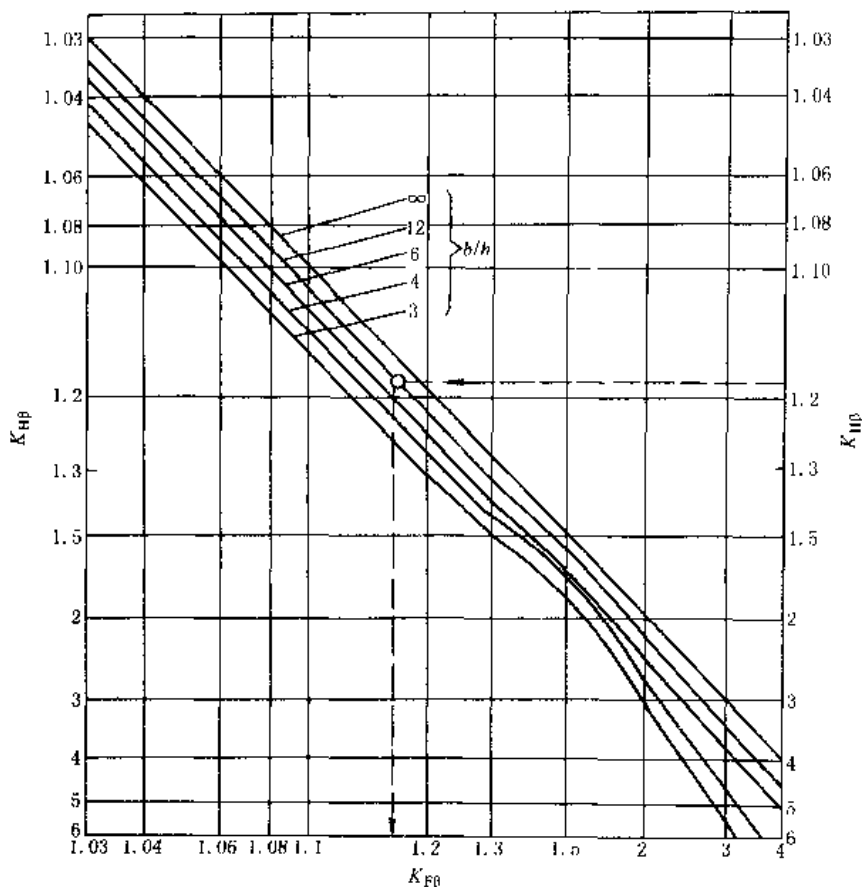


图 13-1-32 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$

(3) 弯曲强度计算的齿间载荷分配系数  $K_{Fa}$

齿间载荷分配系数  $K_{Fa}$  的含义、影响因素、计算方法与使用表格与接触强度计算的齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$  完全相同，且  $K_{Fa} = K_{H\alpha}$ 。详见 8.4.1 (6)。

(4) 齿形系数  $Y_F$ 、 $Y_{Fa}$

齿形系数用于考虑齿形对名义弯曲应力的影响，以过齿廓根部左右两过渡曲线与  $30^\circ$  切线相切点的截面作为危险截面进行计算。

1) 齿形系数  $Y_F$

齿形系数  $Y_F$  是考虑载荷作用于单对齿啮合区外界点时齿形对名义弯曲应力的影响 (见图 13-1-33)。

外齿轮的齿形系数  $Y_F$  可由下式计算：

$$Y_F = \frac{6 \left( \frac{h_{Fe}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fe}}{\left( \frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

式中  $m_n$ ——齿轮法向模数，mm；

$\alpha_n$ ——法向分度圆压力角；

$\alpha_{Fe}$ 、 $h_{Fe}$ 、 $s_{Fn}$  的定义见图 13-1-33。

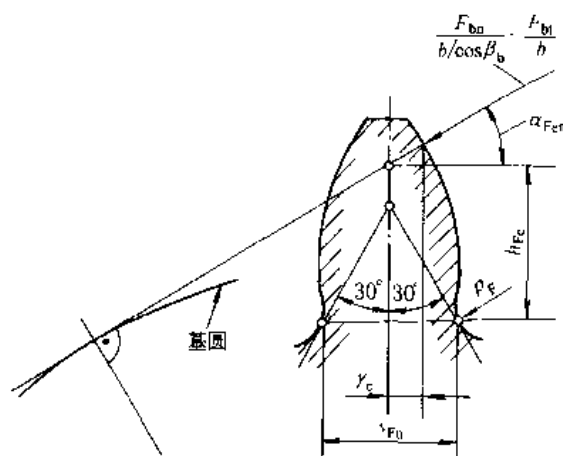


图 13-1-33 影响外齿轮齿形系数  $Y_F$  的各参数

用齿条刀具加工的外齿轮时， $Y_F$  可用表 13-1-112 中的公式计算。但此计算需满足下列条件：a.  $30^\circ$  切线的切点位于由刀具齿顶圆角所展成的齿根过渡曲线上。b. 刀具齿顶必须有一定大小的圆角 (即  $\rho_{fv} \neq 0$ )，刀具的基本齿廓尺寸见图 13-1-34。

表 13-1-112

外齿轮齿形系数  $Y_F$  的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	$E$	$\frac{\pi m_n}{4} - h_{\text{F}} \tan \alpha_u + \frac{s_{\text{pr}}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{\text{F}}}{\cos \alpha_n}$	$h_{\text{F}}$ ——基本齿廓齿根高 $s_{\text{pr}} = p_r - q$ 见图 13-1-34
2	辅助值	$G$	$\frac{\rho_{\text{F}}}{m_n} - \frac{h_{\text{F}}}{m_n} + x$	$x$ ——法向变位系数
3	基圆螺旋角	$\beta_b$	$\arccos[\sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2}]$	
4	当量齿数	$z_n$	$\frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta} \approx \frac{z}{\cos^2 \beta}$	
5	辅助值	$H$	$\frac{2}{z_n} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	
6	辅助角	$\theta$	$(2G/z_n) \tan \theta - H$	用牛顿法解时可取初始值 $\theta = -H/(1 - 2G/z_n)$
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{\text{Fn}}}{m_n}$	$z_n \sin \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{\text{F}}}{m_n} \right)$	
8	30°切点处曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_{\text{F}}}{m_n}$	$\frac{\rho_{\text{F}}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_n \cos^2 \theta - 2G)}$	
9	当量直齿轮端面重合度	$\epsilon_{\text{an}}$	$\frac{\epsilon_{\alpha}}{\cos^2 \beta_b}$	$\epsilon_{\alpha}$ 见表 13-1-100 中计算式
10	当量直齿轮分度圆直径	$d_n$	$\frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n$	
11	当量直齿轮基圆直径	$d_{\text{bn}}$	$d_n \cos \alpha_u$	
12	当量直齿轮顶圆直径	$d_{\text{an}}$	$d_n + d_s - d$	$d_s$ ——齿顶圆直径 $d$ ——分度圆直径
13	当量直齿轮单对齿啮合区外界点直径	$d_{\text{en}}$	$2 \sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{d_{\text{an}}}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_{\text{bn}}}{2} \right)^2} \mp \pi m_n \cos \alpha_n (\epsilon_{\text{an}} - 1) \right]^2 + \left( \frac{d_{\text{bn}}}{2} \right)^2}$ 注: 式中“ $\mp$ ”处对外啮合取“-”, 对内啮合取“+”	
14	当量齿轮单齿啮合外界点压力角	$\alpha_{\text{en}}$	$\arccos \left( \frac{d_{\text{bn}}}{d_{\text{en}}} \right)$	
15	外界点处的齿厚半角	$\gamma_e$	$\frac{1}{z_n} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_n \right) + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{\text{en}}$	
16	当量齿轮单齿啮合外界点载荷作用角	$\alpha_{\text{fen}}$	$\alpha_{\text{en}} - \gamma_e$	
17	弯曲力臂与模数比	$\frac{h_{\text{Fc}}}{m_n}$	$\frac{1}{2} \left[ (\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{\text{fen}}) \frac{d_{\text{en}}}{m_n} - z_n \cos \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{\text{F}}}{m_n} \right]$	
18	齿形系数	$Y_F$	$\frac{6 \left( \frac{h_{\text{Fc}}}{m_n} \right) \cos \alpha_{\text{fen}}}{\left( \frac{s_{\text{Fn}}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$	

注: 1. 表中长度单位为 mm, 角度单位为 rad;

2. 计算适用于标准或变位的直齿轮和斜齿轮。对于斜齿轮 齿形系数按法截面确定, 即按当量齿数  $z_n$  进行计算。大、小齿轮的  $Y_F$  应分别计算。

内齿轮的齿形系数  $Y_F$  不仅与齿数和变位系数有关, 且与插齿刀的参数有关。为了简化计算, 可近似地按替代齿条计算 (见图 13-1-35)。替代齿条的法向齿廓与基本齿条相似, 齿高与内齿轮相同, 法向载荷作用角  $\alpha_{\text{fen}}$  等于  $\alpha_n$ , 并以脚标 2 表示内齿轮。  $Y_F$  可用表 13-1-113 中的公式进行计算。





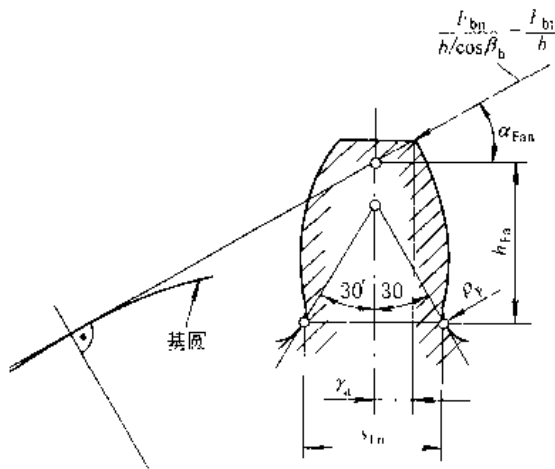


图 13-1-36 影响外齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$  的各参数

公式计算，或按图 13-1-38 ~ 图 13-1-42 相应查取。不同参数的齿形所适用的图号见表 13-1-116。

图 13-1-38 ~ 图 13-1-42 的图线适用于齿顶不缩短的齿轮。对于齿顶缩短的齿轮，实际弯曲力臂比不缩短时稍小一些，因此用以上图线查取的值偏于安全。

表 13-1-114 外齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$  的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	$E$	$\frac{\pi m_n}{4} - h_n \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{pr}}{\cos \alpha_n}$	$h_n$ —— 基本齿廓齿根高 $s_{pr}$ —— $p_r - q$ , 见图 13-1-34
2	辅助值	$G$	$\frac{\rho_{pr}}{m_n} - \frac{h_{pr}}{m_n} + x$	$x$ —— 法向变位系数
3	基圆螺旋角	$\beta_b$	$\arccos[\sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2}]$	
4	当量齿数	$z_n$	$\frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$	
5	辅助值	$H$	$\frac{2}{z_n} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	
6	辅助角	$\theta$	$(2G/z_n) \tan \theta - H$	用牛顿法解时可取初始值 $\theta = -H/(1 - 2G/z_n)$
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn}}{m_n}$	$z_n \sin \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left( -\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{pr}}{m_n} \right)$	$\rho_{pr}/m_n$ 按表 13-1-112 中 $\frac{d_r}{m_n}$ 式计算
8	当量齿轮齿顶压力角	$\alpha_{an}$	$\arccos \left[ \frac{\cos \alpha_n}{1 + \frac{(d_a - d)}{m_n z_n}} \right]$	$d_a$ —— 齿顶圆直径 $d$ —— 齿分圆直径
9	齿顶厚半角	$\gamma_a$	$\frac{0.5\pi + 2x \tan \alpha_n}{z_n} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{an}$	
10	当量齿轮齿顶载荷作用角	$\alpha_{Fan}$	$\alpha_{an} - \gamma_a = \tan \alpha_{an} - \text{inv} \alpha_{an} - \frac{0.5\pi + 2x \tan \alpha_n}{z_n}$	
11	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_n}$	$0.5 z_n \left[ \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Fan}} - \cos \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] + 0.5 \left( \frac{\rho_{pr}}{m_n} - \frac{G}{\cos \theta} \right)$	
12	齿形系数	$Y_{Fa}$	$\left( 6 \times \frac{h_{Fa}}{m_n} \cos \alpha_{Fan} \right) / \left( \frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n$	

注：长度单位为 mm，角度单位为 rad。

2) 齿形系数  $Y_{Fa}$

齿形系数  $Y_{Fa}$  是考虑当载荷作用于齿顶时齿形对名义弯曲应力的影响，用于近似计算，且  $Y_{Fa}$  只能与  $Y_c$  一起使用。

外齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$  可由下式确定（参见图 13-1-36）。

$$Y_{Fa} = \frac{6 \left( \frac{h_{Fa}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fan}}{\left( \frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

公式适用于  $\epsilon_{an} < 2$  的标准或变位的直齿轮和斜齿轮。大、小轮的  $Y_{Fa}$  应分别确定。

对于斜齿轮，齿形系数按法截面确定，即按当量齿数  $z_n$  确定。当量齿数  $z_n$  可用表 13-1-112 中公式计算。

用齿条刀具加工的外齿轮的  $Y_{Fa}$  可按表 13-1-114 中的

内齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$  可近似地按替代齿条计算。此替代齿条的法向齿廓与基本齿条相似，齿高与内齿轮相同，并取法向载荷作用角  $\alpha_{Fn}$  等于  $\alpha_n$  (参见图 13-1-37)。以脚标 2 表示内齿轮。有关计算公式见表 13-1-115 (适用于  $z_2 > 70$ )。

与图 13-1-38 ~ 图 13-1-42 各齿形参数相对应的内齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$  也可由表 13-1-116 查取。

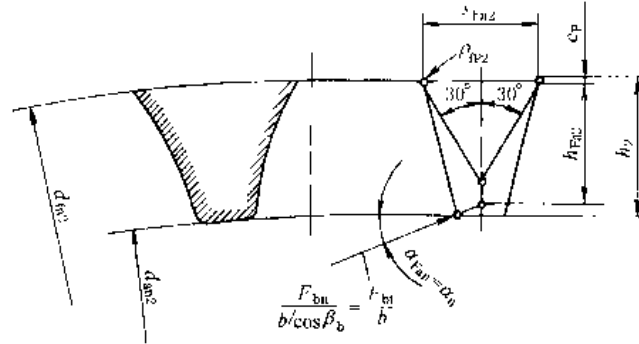


图 13-1-37 影响内齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$  的各参数

表 13-1-115 内齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$  的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	当量内齿轮分圆直径	$d_{a2}$	$\frac{d_2}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n$	$d_2$ ——内齿轮分圆直径
2	当量内齿轮根圆直径	$d_{f2}$	$d_{a2} + d_E - d_2$	$d_E$ ——内齿轮根圆直径
3	当量内齿轮顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} + d_{a2} - d_2$	$d_{a2}$ ——内齿轮顶圆直径
4	当量内齿轮齿根高	$h_{FE2}$	$\frac{d_{f2} - d_{a2}}{2}$	
5	内齿轮齿根过渡圆半径	$\rho_{F2}$	当 $\rho_{F2}$ 已知时取已知值; 当 $\rho_{F2}$ 未知时取为 $0.15 m_n$	
6	刀具圆角半径	$\rho_{F2}$	当齿轮型插齿刀顶端 $\rho_{F2}$ 已知时取已知值; 当 $\rho_{F2}$ 未知时取 $\rho_{F2} \approx \rho_{F2}$	
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn2}}{m_n}$	$2 \left[ \frac{\pi}{4} + \frac{h_{FE2} - \rho_{F2} \tan \alpha_n}{m_n} + \frac{\rho_{F2} - s_{FE}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{F2} \cos \frac{\pi}{6}}{m_n} \right]$	$s_{FE} = p_1 - q$ 见图 13-1-34
8	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{FE2}}{m_n}$	$\frac{d_{f2} - d_{a2}}{2 m_n} - \left[ \frac{\pi}{4} - \left( \frac{d_{f2} - d_{a2}}{2 m_n} - \frac{h_{FE2}}{m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \tan \alpha_n - \frac{\rho_{F2}}{m_n} \left( 1 - \sin \frac{\pi}{6} \right)$	
9	齿形系数	$Y_{Fa}$	$(6 h_{FE2} / m_n) / (s_{Fn2} / m_n)^2$	

注: 1. 对变位齿轮, 仍取标准内高。2. 长度单位为 mm, 角度单位为 rad。

表 13-1-116 几种基本齿廓齿轮的  $Y_{Fa}$

基本齿廓				外齿轮	内齿轮
$\alpha_n$	$\frac{h_{FE}}{m_n}$	$\frac{h_{FE}}{m_n}$	$\frac{\rho_{FE}}{m_n}$	$Y_{Fa}$	$Y_{Fa}$ $\rho_1 = 0.15 m_n, h = h_{FE}, h_{FE}$
20°	1	1.25	0.38	图 13-1-38	2.053
20°	1	1.25	0.3	图 13-1-39	2.053
22.5°	1	1.25	0.4	图 13-1-40	1.87
20°	1	1.4	0.4	图 13-1-41	(已挖根)
25°	1	1.25	0.318	图 13-1-42	1.71

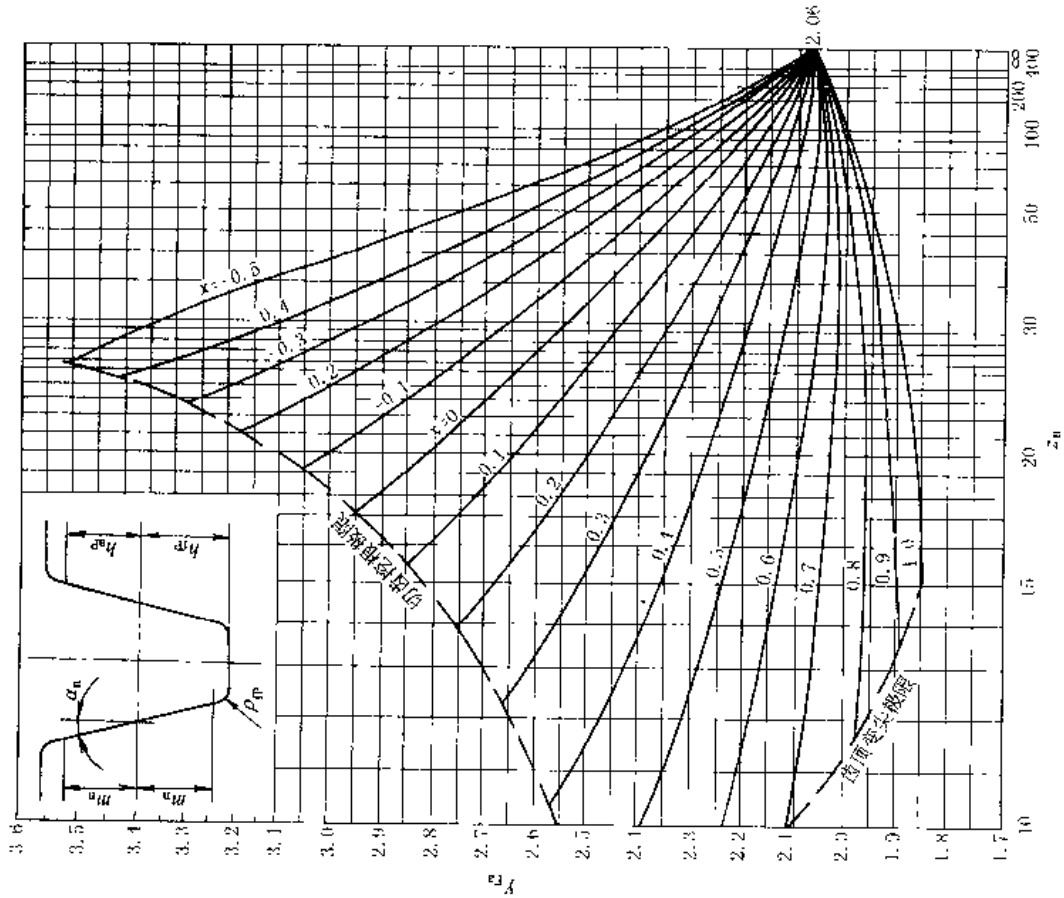


图 13-1-38 外齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$

注:  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_{a0}/m_n = 1.0$ ,  $h_{p0}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{p0}/m_n = 0.38$ 。  
 对内齿轮, 当  $\rho_1 = 0.15m_n$ ,  $h_{p1} = 1.25m_n$ ,  $h_{a1} = m_n$  时,  $Y_{Fa} = 2.053$ 。

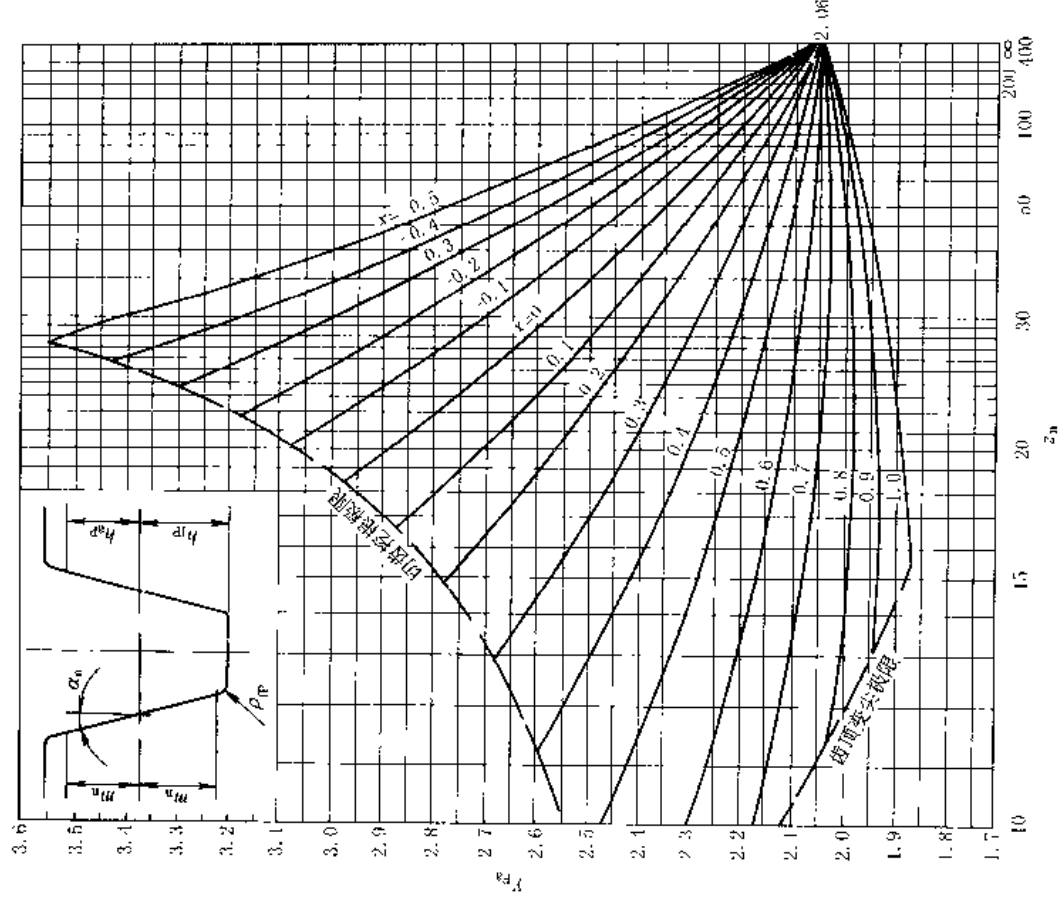


图 13-1-39 外齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$

注:  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_{a0}/m_n = 1.0$ ,  $h_{p0}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{p0}/m_n = 0.3$ 。  
 对内齿轮: 当  $\rho_1 = 0.15m_n$ ,  $h_{p1} = 1.25m_n$ ,  $h_{a1} = m_n$  时,  $Y_{Fa} = 2.053$ 。

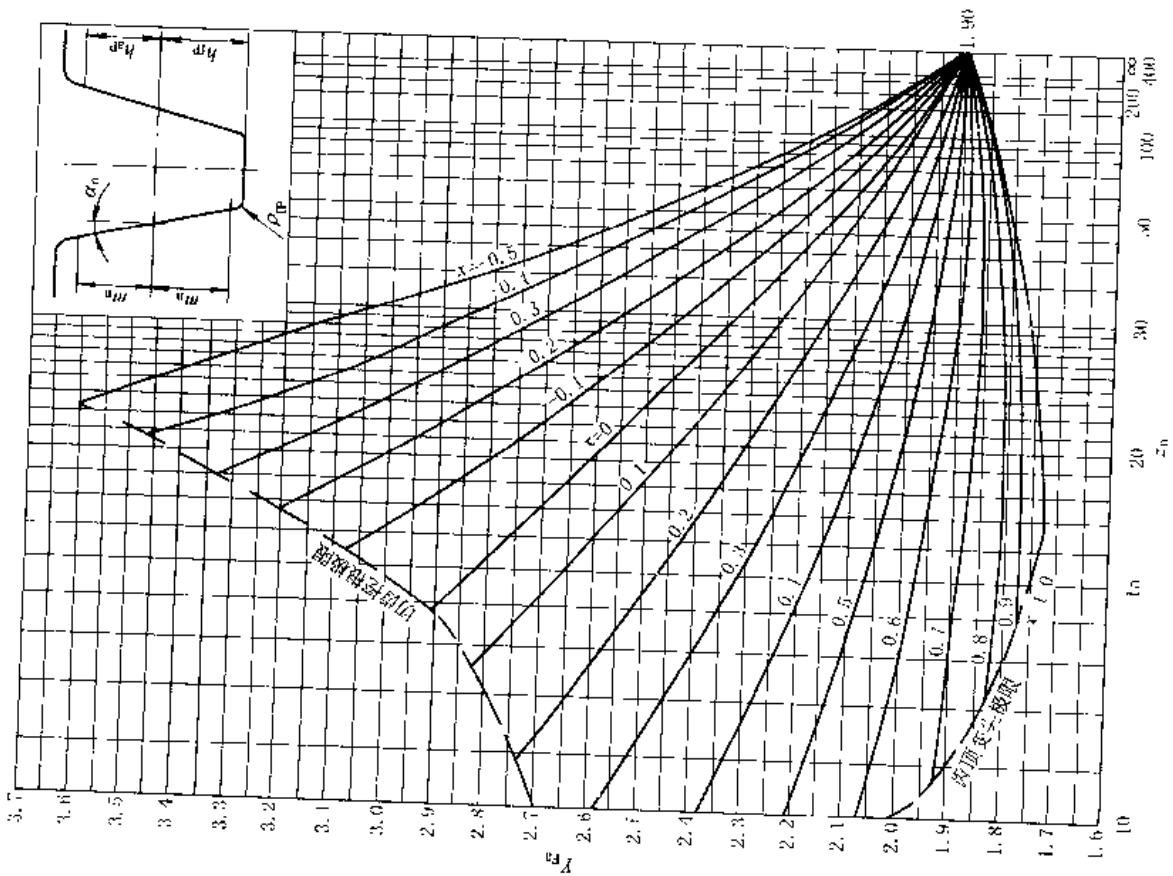


图 13-140 外齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$

注:  $\alpha_n = 22.5^\circ$ ;  $h_{fp}/m_n = 1.0$ ,  $h_{fp}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{fp}/m_n = 0.4$ ,

对内齿轮: 当  $\rho_f = 0.15 m_n$ ,  $h_{fp} = 1.25 m_n$ ,  $h_{fp} = m_n$  时,  $Y_{Fa} = 1.87$ .

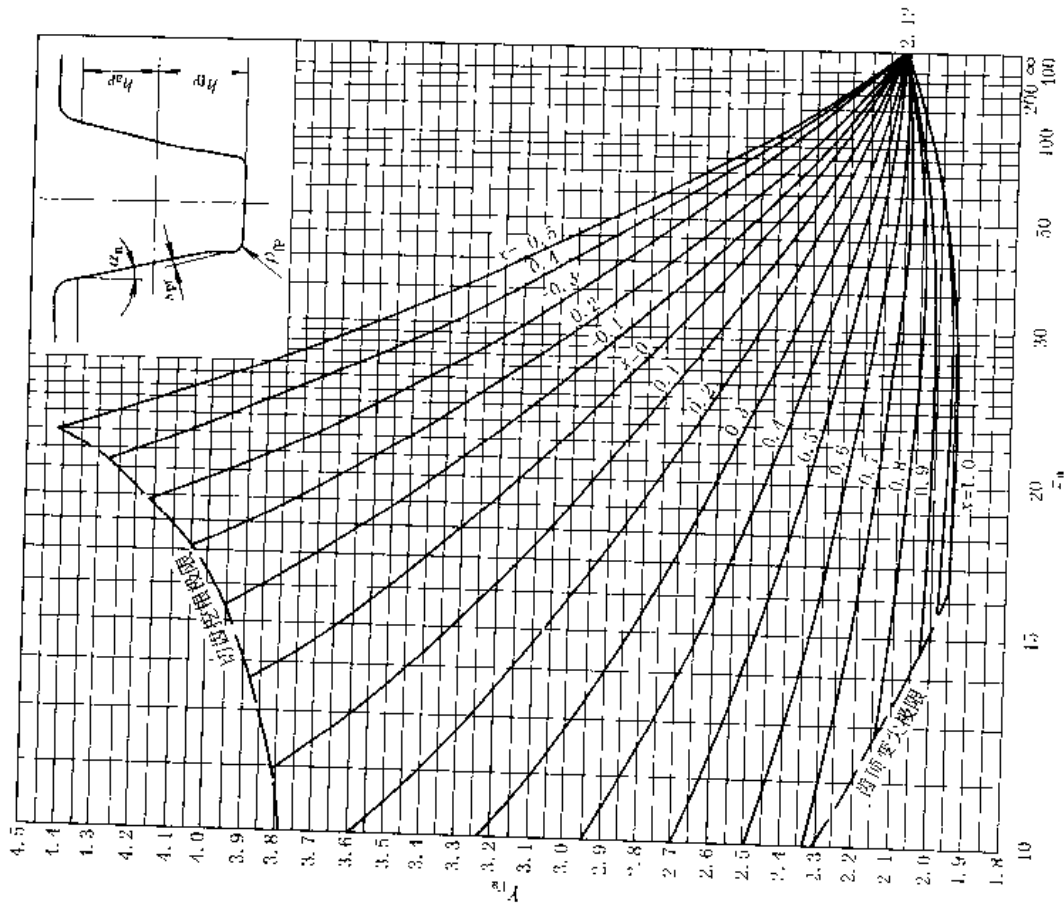


图 13-141 外齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$

注:  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_{fp}/m_n = 1.0$ ,  $h_{fp}/m_n = 1.4$ ;  $\rho_{fp}/m_n = 0.4$ ,  $\rho_{fp} = 0.02 m_n$



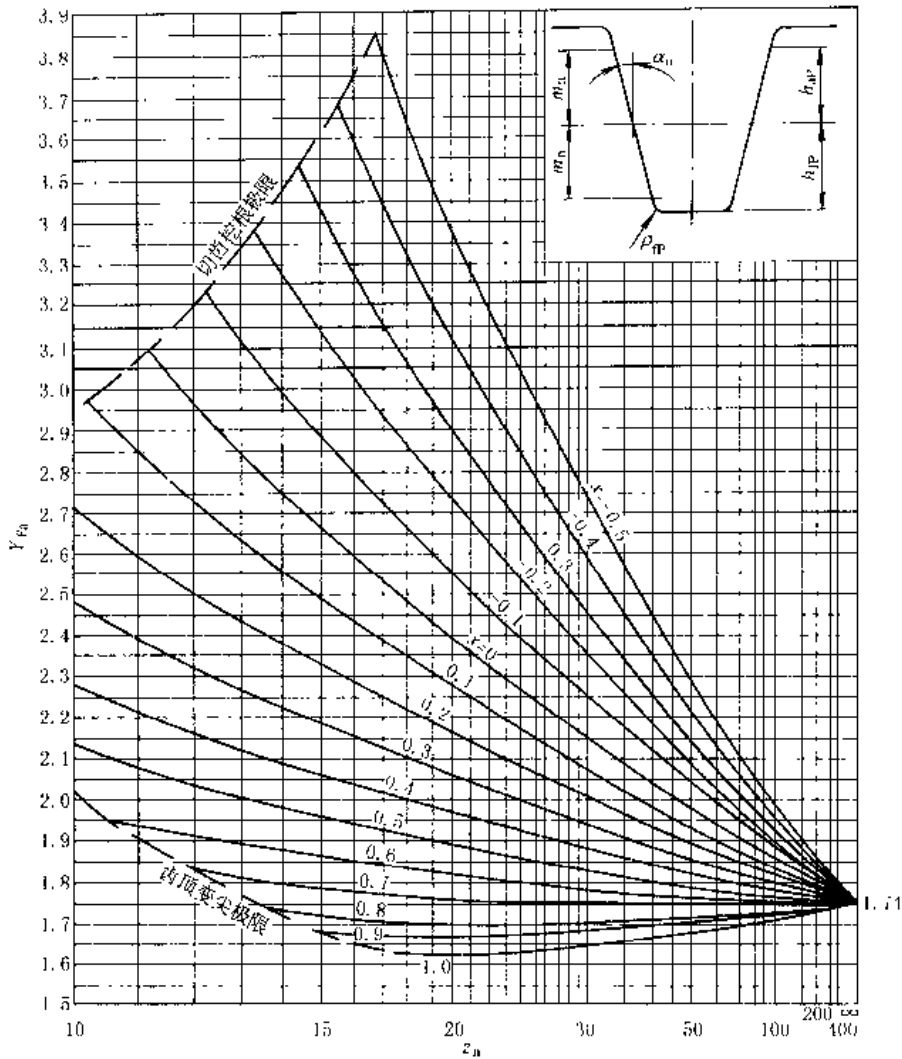


图 13-1-42 外齿轮齿形系数  $Y_{Fa}$

注:  $\alpha_n = 25^\circ$ ;  $h_{aP}/m_n = 1.0$ ;  $h_{pP}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{aP}/m_n = 0.318$ 。

(5) 应力修正系数  $Y_S$ 、 $Y_{Sa}$

应力修正系数  $Y_S$  和  $Y_{Sa}$  是将名义弯曲应力换算成齿根局部应力的系数。它考虑了齿根过渡曲线处的应力集中效应, 以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响。

应力修正系数不仅取决于齿根过渡曲线的曲率, 还和载荷作用点的位置有关。 $Y_S$  用于载荷作用于单对齿啮合区外界点的计算方法 (方法一),  $Y_{Sa}$  则用于载荷作用于齿顶的计算方法 (方法二)。

1) 应力修正系数  $Y_S$

应力修正系数  $Y_S$  仅能与齿形系数  $Y_F$  联用。对于齿形角  $\alpha_n$  为  $20^\circ$  的齿轮,  $Y_S$  可按式计算。对于其他齿形角的齿轮, 可按此式近似计算  $Y_S$ 。

$$Y_S = (1.2 + 0.13L) q_s^{-\frac{1}{21+2.3/L}} \quad (\text{适用范围为 } 1 \leq q_s < 8)$$

式中  $L$ ——齿根危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值,

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}}$$

$s_{Fn}$ ——齿根危险截面齿厚, 外齿轮由表 13-1-112 序号 7 的公式计算, 内齿轮按表 13-1-113 序号 7 的公式计算;

$h_{Fe}$ ——弯曲力臂。外齿轮由表 13-1-112 序号 17 的公式计算, 内齿轮由表 13-1-113 序号 8 的公式计算;

$q_s$ ——齿根圆角参数, 其值为

$$q_s = \frac{s_{fn}}{2\rho_f}$$

$\rho_f$ ——30°切线切点处曲率半径，外齿轮由表 13-1-112 序号 8 公式计算，内齿轮由表 13-1-113 序号 5 的公式计算。

$Y_s$  不宜用图解法确定。

2) 应力修正系数  $Y_{Sa}$

应力修正系数  $Y_{Sa}$  仅能与齿形系数  $Y_{Fa}$  联用，并且只能用于  $\epsilon_{\alpha n} < 2$  的齿轮传动。

对于齿形角  $\alpha_n$  为 20° 的齿轮， $Y_{Sa}$  可按式计算。对于其他齿形角的齿轮，可按此式近似计算  $Y_{Sa}$ 。

$$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_a) q_s^{\frac{1}{1.21 - 2.3/L_a}} \quad (\text{适用范围为 } 1 \leq q_s < 8)$$

式中  $L_a = s_{fn}/h_{fa}$ ;

$s_{fn}$ ——外齿轮由表 13-1-112 序号 7 的公式计算，内齿轮由表 13-1-113 序号 7 的公式计算；

$h_{fa}$ ——外齿轮由表 13-1-114 序号 11 的公式计算，内齿轮由表 13-1-115 序号 8 的公式计算；

$q_s$ ——按本节 1) 中的公式计算。

用齿条刀具加工的外齿轮，其应力修正系数  $Y_{Sa}$  也可按当量齿数和法向变位系数从图 13-1-43 ~ 图 13-1-47 查取。对于短齿和有齿顶倒角的齿轮来说，使用这些图中的  $Y_{Sa}$  值，其承载能力是偏向安全的。不同参数的齿形所适用的图号见表 13-1-117。

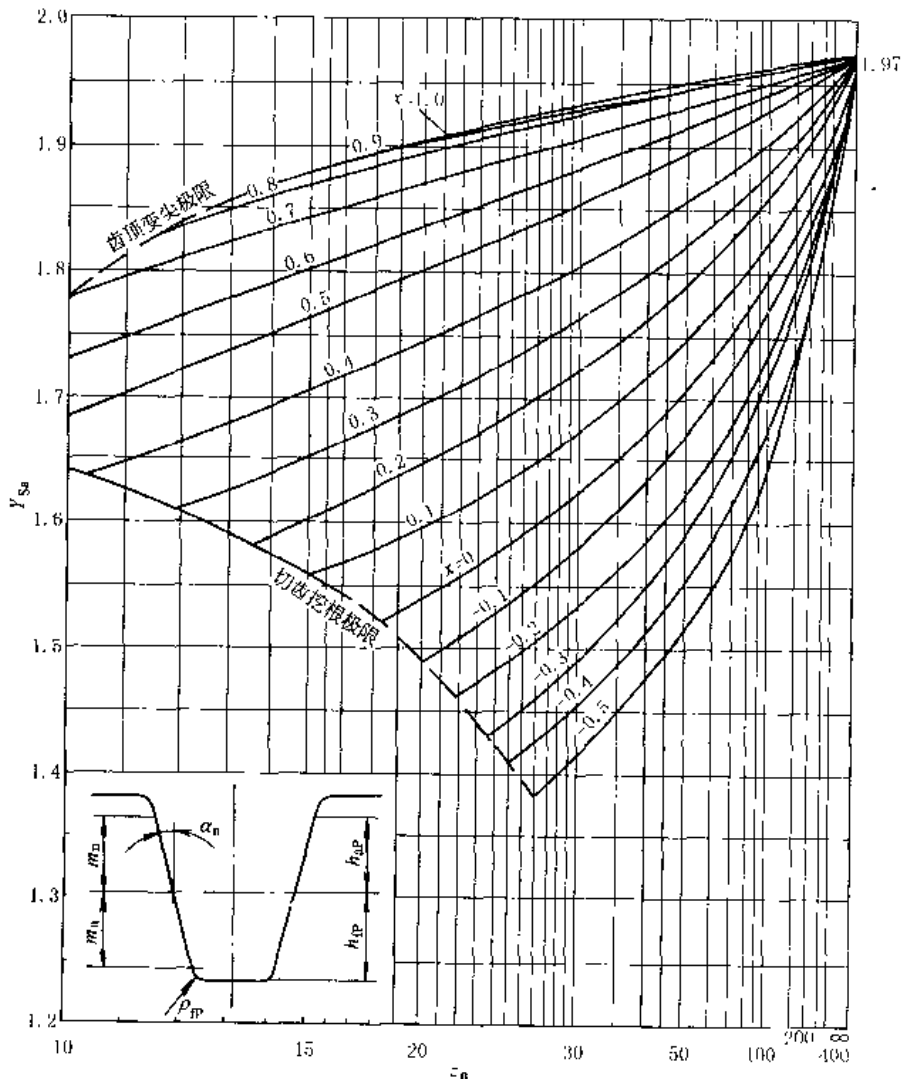


图 13-1-43 外齿轮应力修正系数  $Y_{Sa}$

注:  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_{af}/m_n = 1.0$ ,  $h_{fp}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{fp}/m_n = 0.38$ 。

对内齿轮: 当  $\rho_f = 0.15m_n$ ,  $h_{fp} = 1.25m_n$ ,  $h_{af} = m_n$  时,  $Y_{Sa} = 2.65$ 。

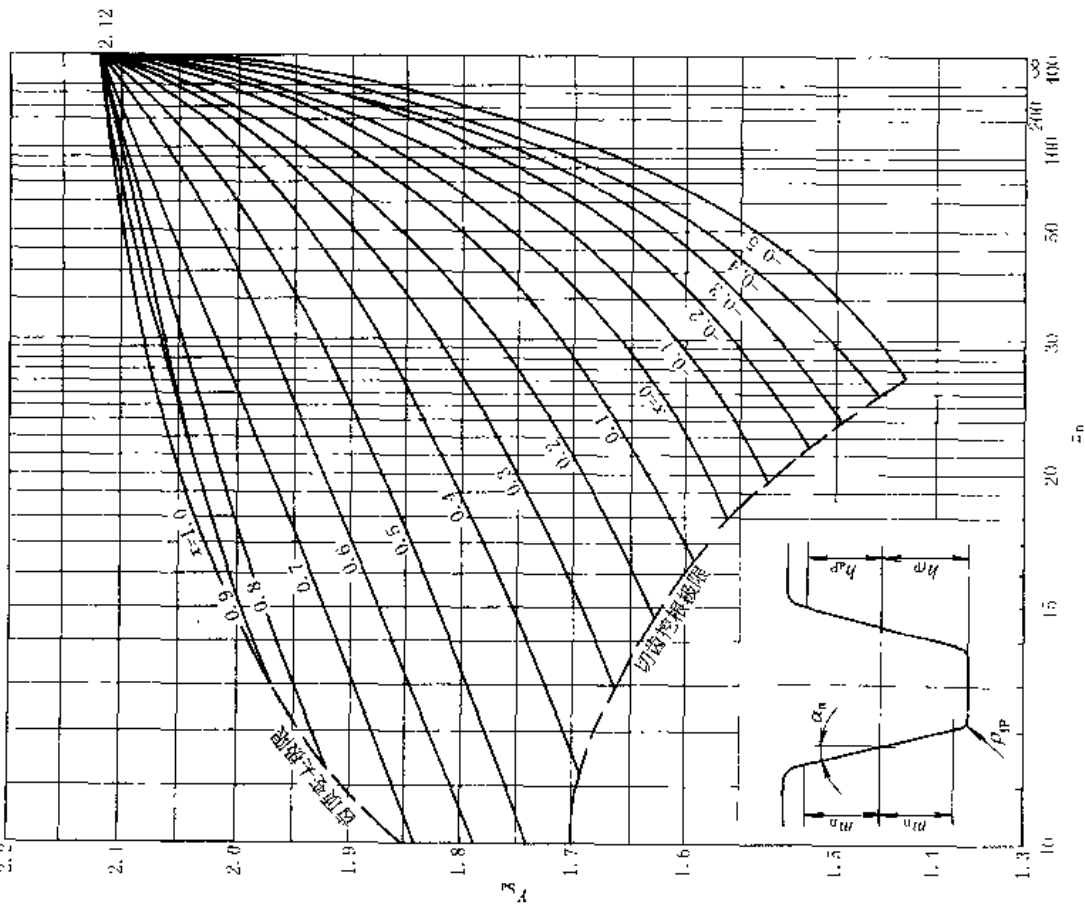


图 13-144 外齿轮应力修正系数  $Y_{Sa}$

注:  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_{ap}/m_n = 1.0$ ,  $h_{fp}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_F/m_n = 0.3$ ,  
 对内齿轮: 当  $\rho_F = 0.15m_n$ ,  $h_{fp} = 1.25m_n$ ,  $h_{ap} = m_n$  时,  $Y_{Sa} = 2.65$ .

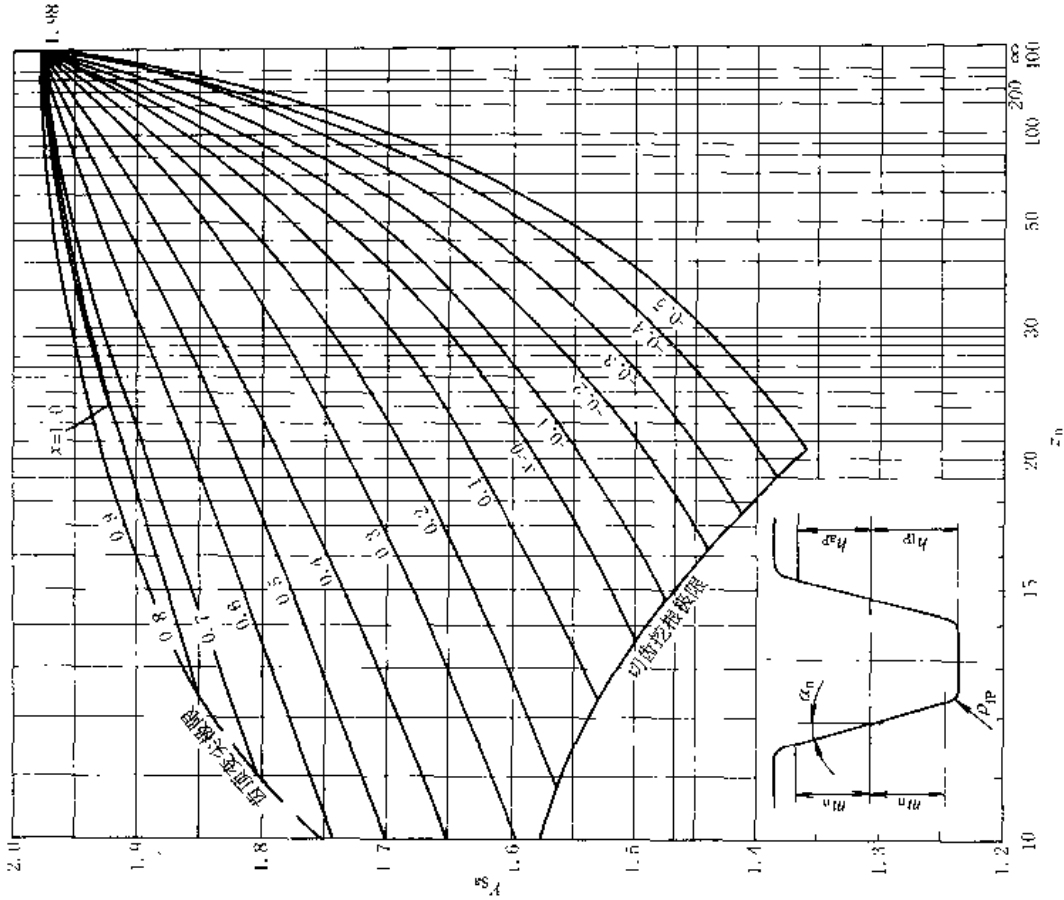


图 13-145 外齿轮应力修正系数  $Y_{Sa}$

注:  $\alpha_n = 22.5^\circ$ ;  $h_{ap}/m_n = 1.0$ ,  $h_{fp}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_F/m_n = 0.4$ ,  
 对内齿轮: 当  $\rho_F = 0.15m_n$ ,  $h_{fp} = 1.25m_n$ ,  $h_{ap} = m_n$  时,  $Y_{Sa} = 2.76$ .

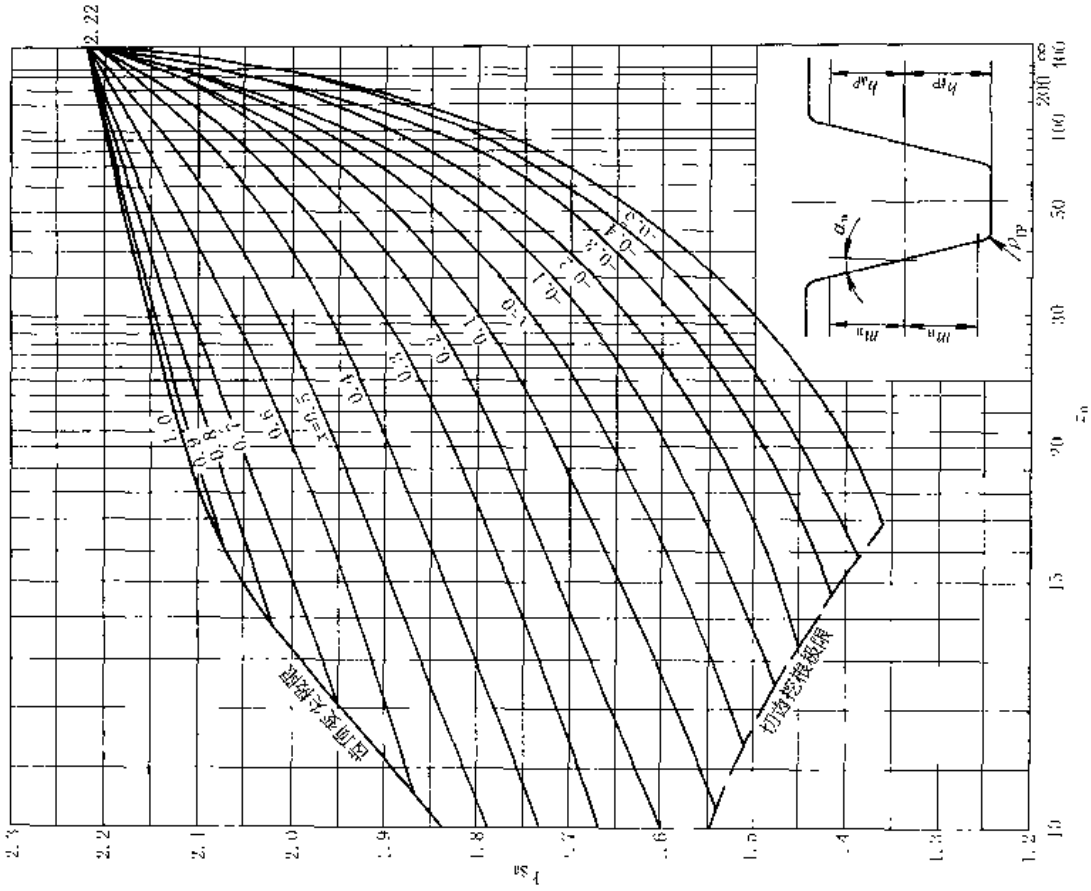


图 13-1-47 外齿轮应力修正系数  $Y_{Sa}$

注:  $\alpha_n = 25^\circ$ ;  $h_{a1}/m_n = 1.0$ ,  $h_{p1}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{a1}/m_n = 0.318$ .

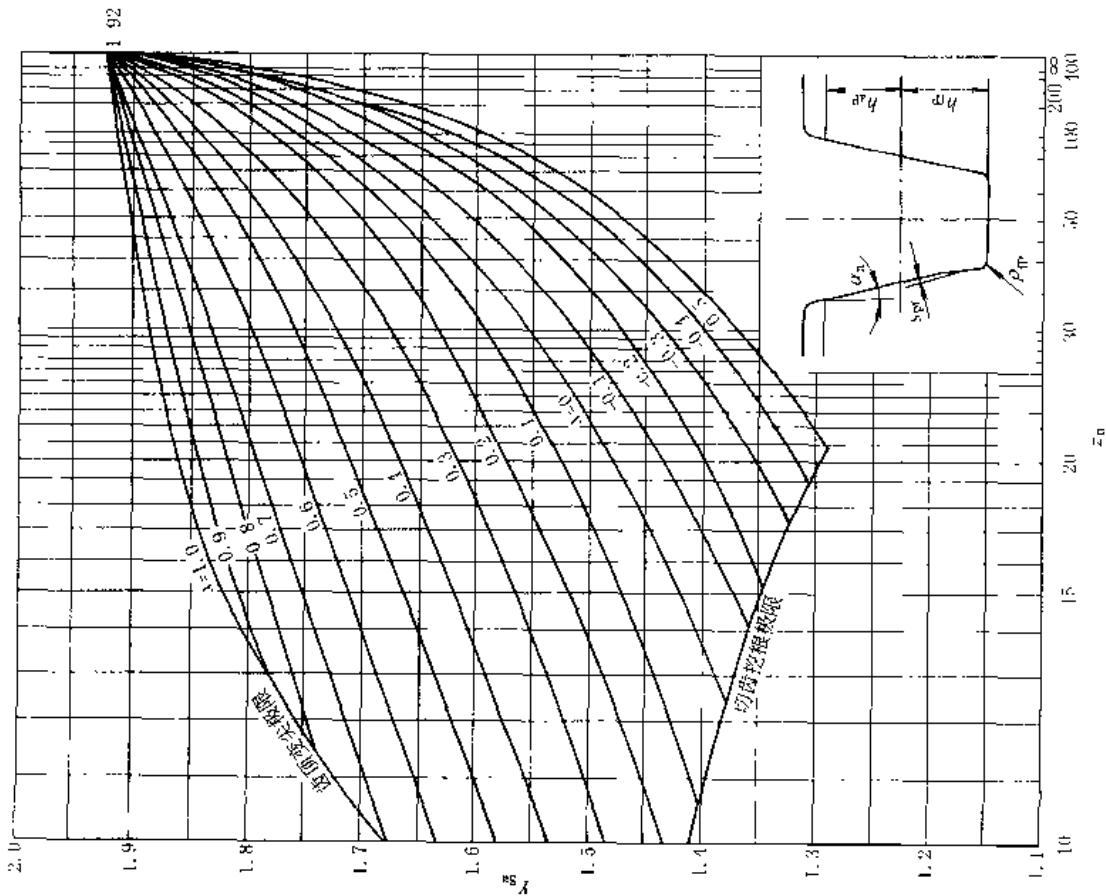


图 13-1-46 外内齿轮应力修正系数  $Y_{Sa}$

注:  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_{a1}/m_n = 1.0$ ,  $h_{p1}/m_n = 1.4$ ;  $\rho_{a1}/m_n = 0.4$ ;  $s_{cr} = 0.02 m_n$ .





表 13-1-117

几种基本齿廓齿轮的  $Y_{Sa}$

$\alpha_r$	基本齿廓			外齿轮	内齿轮
	$\frac{h_{aP}}{m_r}$	$\frac{h_{aI}}{m_r}$	$\frac{\rho_{aP}}{m_r}$	$Y_{Sa}$	$Y_{Sa}$ $\rho_F = 0.15m_a, h = h_{aI} + h_b$
20°	1	1.25	0.38	图 13-1-43	2.65
20°	1	1.25	0.3	图 13-1-44	2.65
22.5°	1	1.25	0.4	图 13-1-45	2.76
20°	1	1.4	0.4	图 13-1-46	(已挖根)
25°	1	1.25	0.318	图 13-1-47	2.87

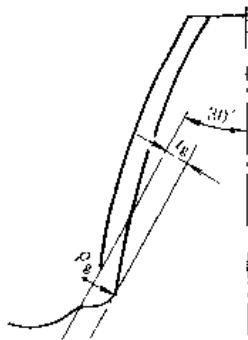


图 13-1-48 齿根磨削台阶

3) 齿根有磨削台阶齿轮的应力修正系数

靠近齿根危险截面的磨削台阶 (参见图 13-1-48), 将使齿根的应力集中增加很多, 因此其应力集中系数要相应增加。计算时应以  $Y_{Sg}$  代替  $Y_S$ ,  $Y_{Sag}$  代替  $Y_{Sa}$ 。

$$Y_{Sg} = \frac{1.3 Y_S}{1.3 - 0.6 \sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}}$$

$$Y_{Sag} = \frac{1.3 Y_{Sa}}{1.3 - 0.6 \sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}}$$

上述二式仅适用于  $\sqrt{t_g/\rho_g} > 0$  的情况。

当磨削台阶高于齿根 30° 切线切点时, 其磨削台阶的影响将比上二式计算所得的值小。

$Y_{Sg}$  和  $Y_{Sag}$  也考虑了齿根厚度的减薄。

(6) 弯曲强度计算的重合度系数  $Y_e$

重合度系数  $Y_e$  是将载荷由齿顶转换到单对齿啮合区外界点的系数。

$Y_e$  可用下式计算。

$$Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{an}}$$

式中  $\epsilon_{an}$  —— 当量齿轮的端面重合度,

$$\epsilon_{an} = \frac{\epsilon_a}{\cos^2 \beta_b}$$

(7) 弯曲强度计算的螺旋角系数  $Y_\beta$

螺旋角系数  $Y_\beta$  是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对齿根应力产生影响的系数。其数值可由下式计算。

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \geq Y_{\beta min}$$

$$Y_{\beta min} = 1 - 0.25 \epsilon_\beta \geq 0.75$$

上面式中: 当  $\epsilon_\beta > 1$  时, 按  $\epsilon_\beta = 1$  计算, 当  $Y_\beta < 0.75$  时, 取  $Y_\beta = 0.75$ ; 当  $\beta > 30^\circ$  时, 按  $\beta = 30^\circ$  计值。

螺旋角系数  $Y_\beta$  也可根据  $\beta$  角和纵向重合度  $\epsilon_\beta$  由图 13-1-49 查取。

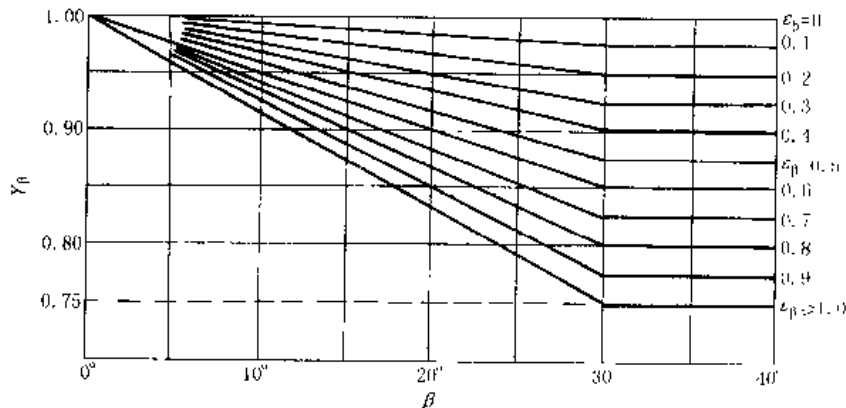


图 13-1-49 螺旋角系数  $Y_\beta$

(8) 试验齿轮的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$ 

$\sigma_{Flim}$ 是指某种材料的齿轮经长期的重复载荷作用(对大多数材料其应力循环数为  $3 \times 10^6$ )后,齿根保持不破坏时的极限应力。其主要影响因素有:材料成分,力学性能,热处理及硬化层深度、硬度梯度、结构(锻、轧、铸),残余应力,材料的纯度和缺陷等。

$\sigma_{Flim}$ 可由齿轮的负荷运转试验或使用经验的统计数据得出。此时需阐明线速度、润滑油粘度、表面粗糙度、材料组织等变化对许用应力的影响所引起的误差。

无资料时,可参考图 13-1-50 ~ 图 13-1-54 根据材料和齿面硬度查取  $\sigma_{Flim}$ 值。

图中的  $\sigma_{Flim}$ 值是试验齿轮的失效概率为 1% 时的轮齿弯曲疲劳极限。对于其他失效概率的疲劳极限值,可用适当的统计分析方法得到。

图中硬化齿轮的疲劳极限值对渗碳齿轮适用于有效硬化层深度(加工后的)  $\delta \geq 0.15 m_n$ , 对于氮化齿轮,其有效硬化层深度  $\delta = 0.4 \sim 0.6 mm$ 。

在  $\sigma_{Flim}$ 的图中,给出了代表材料质量等级的三条线,其对应的材料处理要求见 GB/T 8539。

在选取材料疲劳极限时,除了考虑上述等级对材料质量热处理质量的要求是否有把握达到外,还应注意所用材料的性能、质量的稳定性以及齿轮精度以外的制造质量同图列数值来源的试验齿轮的异同程度。这在选取  $\sigma_{Flim}$ 时尤为重要。要留心一些常不引人注意的影响弯曲强度的因素,如实际加工刀具圆角的控制,齿根过渡圆角表面质量及因脱碳造成的硬度下降等。有可能出现齿根磨削台阶而计算中又未计  $Y_{St}$ 时,在选取  $\sigma_{Flim}$ 时也应予以考虑。

图 13-1-50 ~ 图 13-1-54 中提供的  $\sigma_{Flim}$ 值是在标准运转条件下得到的。具体的条件如下:

螺旋角  $\beta = 0$  ( $Y_\beta = 1$ )

模数  $m = 3 \sim 5 mm$  ( $Y_z = 1$ )

应力修正系数  $Y_{ST} = 2$

齿根圆角参数  $q_s = 2.5$  ( $Y_{drelT} = 1$ )

齿根圆角表面的微观不平度 10 点高度  $R_z = 10 \mu m$  ( $Y_{RrelT} = 1$ )

齿轮精度等级 4 ~ 7 级 (GB/T 10095)

基本齿廓按 GB/T 1356

齿宽  $b = 10 \sim 50 mm$

载荷系数  $K_A = K_V = K_{F\beta} = K_{F\alpha} = 1$

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

图中,  $\sigma_{FE}$ 为齿轮材料的弯曲疲劳强度的基本值(它是用齿轮材料制成无缺口试件,在完全弹性范围内经受脉动载荷作用时的名义弯曲疲劳极限)。 $\sigma_{FE} = Y_{ST} \sigma_{Flim}$ ,  $Y_{ST} = 2.0$ 。

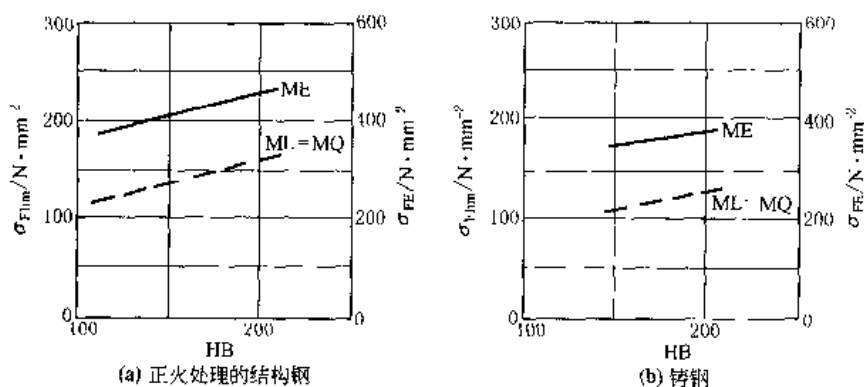


图 13-1-50 正火处理的结构钢和铸钢的  $\sigma_{Flim}$ 和  $\sigma_{FE}$

(9) 弯曲强度的寿命系数  $Y_{NT}$ 

寿命系数  $Y_{NT}$ 是考虑齿轮寿命小于或大于持久寿命条件循环次数  $N_c$  时(见图 13-1-55),其可承受的弯曲应力值与相应的条件循环次数  $N_c$  时疲劳极限应力的比例系数。

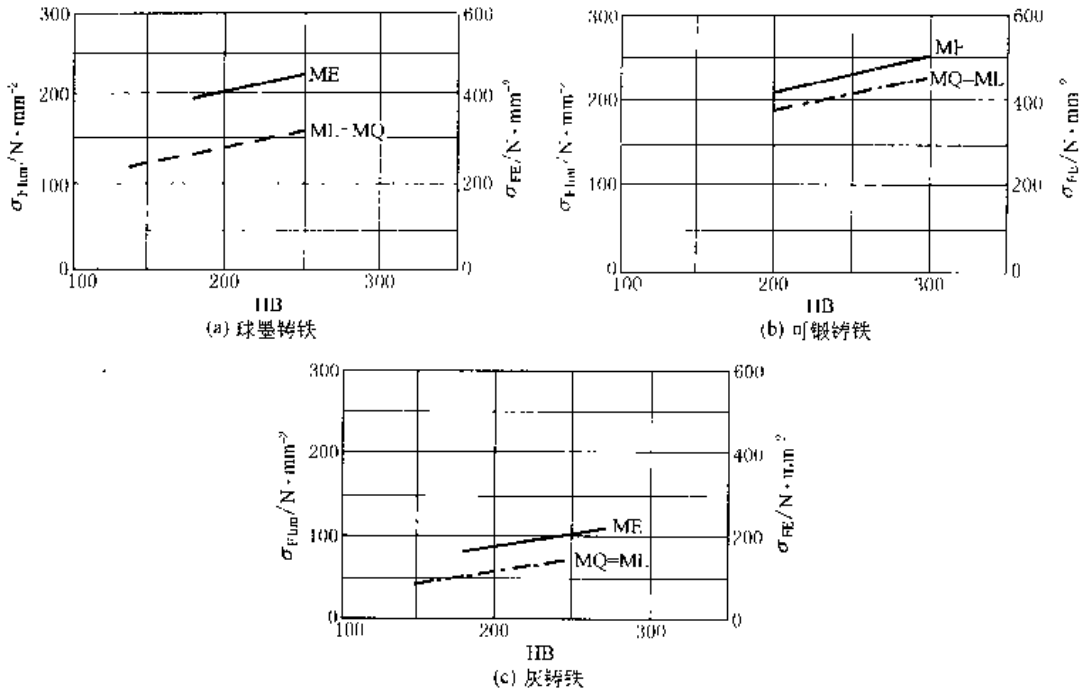


图 13-1-51 铸铁的  $\sigma_{Flim}$  和  $\sigma_{FE}$

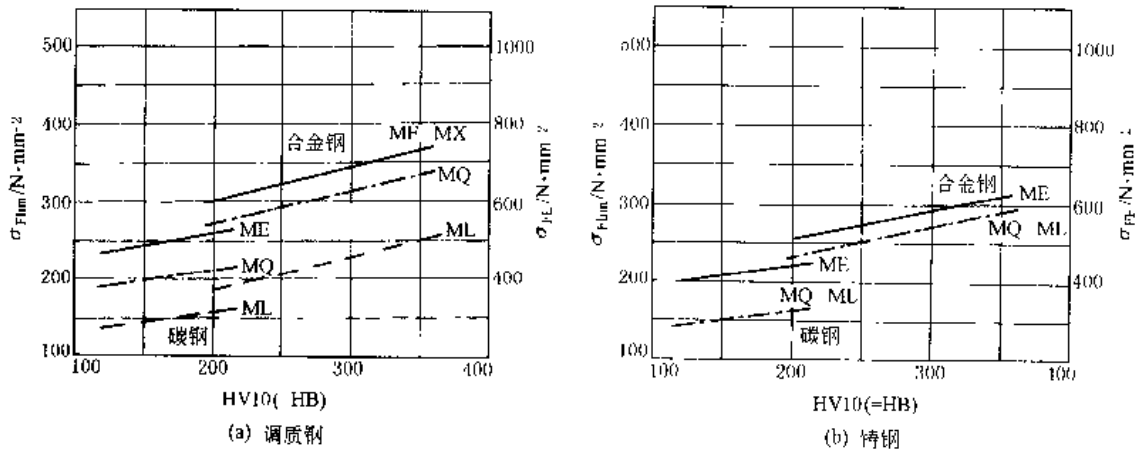


图 13-1-52 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢的  $\sigma_{Flim}$  和  $\sigma_{FE}$

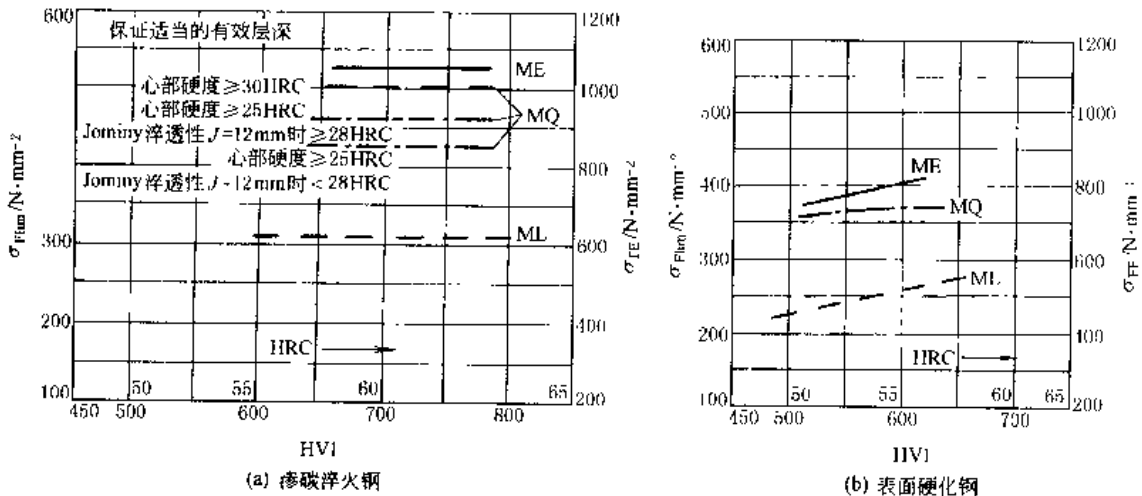
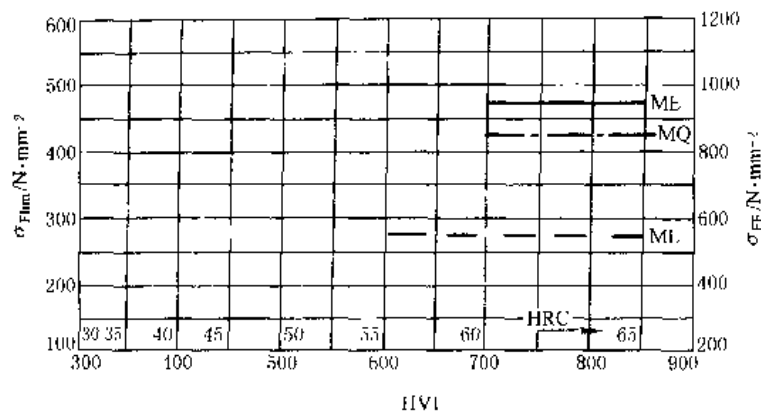
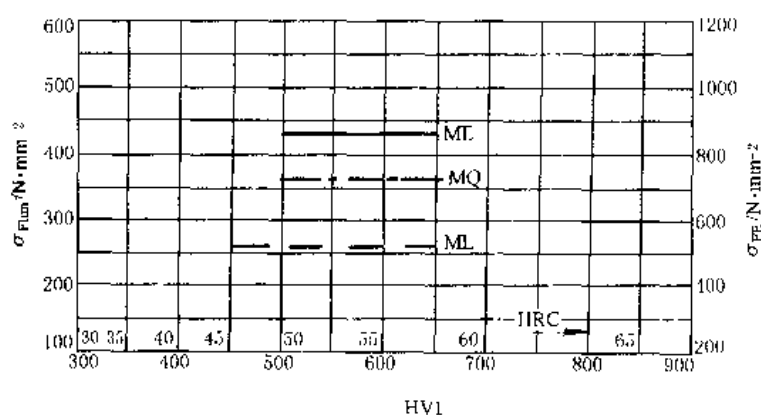


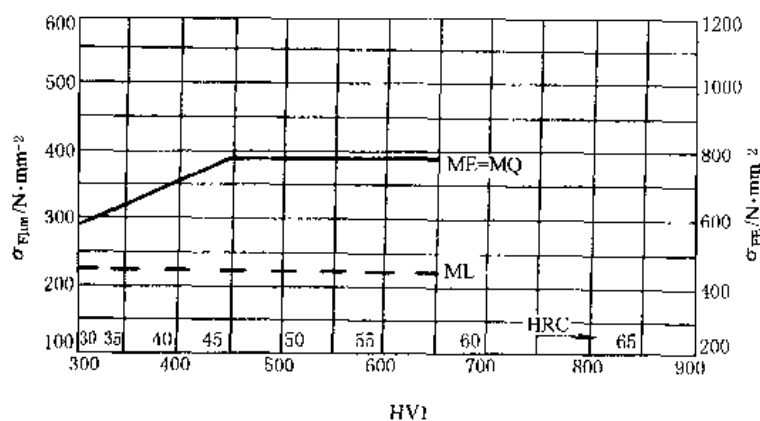
图 13-1-53 渗碳淬火钢和表面硬化（火焰或感应淬火）钢的  $\sigma_{Flim}$  和  $\sigma_{FE}$



(a) 调质——气体渗氮处理的渗氮钢: 不含铝



(b) 调质——气体渗氮处理的调质钢



(c) 调质或正火——氮碳共渗处理的调质钢

图 13-1-54 氮化及碳氮共渗钢的  $\sigma_{Flim}$  和  $\sigma_{FF}$ 

当齿轮在定载荷工况工作时, 应力循环次数  $N_L$  为齿轮设计寿命期内单侧齿面的啮合次数; 双向工作时, 按啮合次数较多的一面计算。当齿轮在变载荷工况下工作并有载荷图谱可用时, 应按 8.4.4 所述方法核算其强度安全系数, 对于无载荷图谱的非恒定载荷齿轮, 可近似地按名义载荷乘以使用系数  $K_A$  来核算其强度。

弯曲强度寿命系数  $Y_{NT}$  应根据实际齿轮实验或经验统计数据得出的  $S-N$  曲线求得, 它与材料、热处理、载荷平稳程度、轮齿尺寸及残余应力有关。当直接采用  $S-N$  曲线确定和  $S-N$  曲线实验条件完全相同的齿轮寿命系数  $Y_{NT}$  时, 应取系数  $Y_{\text{relII}}$ ,  $Y_{\text{relIT}}$ ,  $Y_X$  的值为 1.0。

当无合适的上述实验或经验数据可用时,  $Y_{NT}$  可由表 13-1-118 中的公式计算得出, 也可由图 13-1-55 查取。

表 13-1-118

弯曲强度的寿命系数  $Y_{NT}$

材料及热处理	静强度最大循环次数 $N_0$	持久寿命条件循环次数 $N_c$	应力循环次数 $N_L$	$Y_{NT}$ 计算公式
球墨铸铁 (珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 调质钢	$N_0 = 10^4$	$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^4$	$Y_{NT} = 2.5$
			$10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L}\right)^{0.16}$
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L}\right)^{0.02}$ (见注)
渗碳淬火的渗碳钢; 火焰淬火、全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁	$N_0 = 10^3$	$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 2.5$
			$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L}\right)^{0.115}$
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L}\right)^{0.02}$ (见注)
结构钢; 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢; 灰铸铁、球墨铸铁 (铁素体)	$N_0 = 10^3$	$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 1.6$
			$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L}\right)^{0.06}$
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L}\right)^{0.02}$ (见注)
氮碳共渗的调质钢、渗碳钢	$N_0 = 10^3$	$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 1.1$
			$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L}\right)^{0.012}$
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L}\right)^{0.02}$ (见注)

注: 当优选材料、制造工艺和润滑剂, 并经生产实践验证时, 这些计算式可取  $Y_{NT} = 1.0$ 。

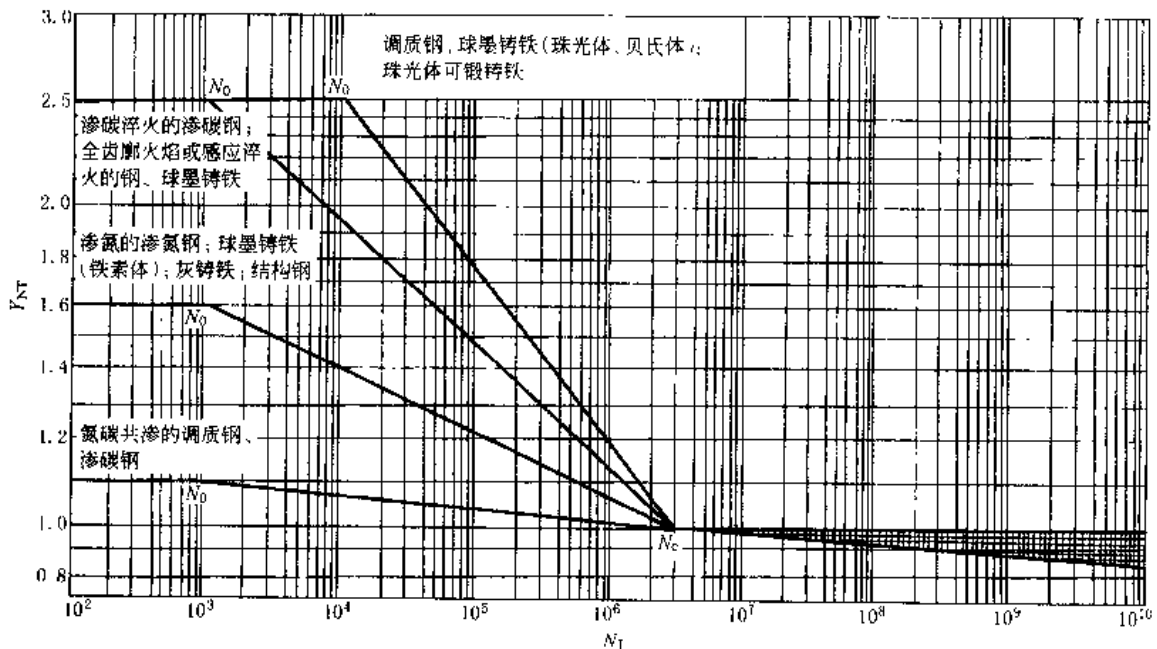


图 13-1-55 弯曲强度的寿命系数  $Y_{NT}$

(10) 弯曲强度尺寸系数  $Y_x$

尺寸系数  $Y_x$  是考虑因尺寸增大使材料强度降低的尺寸效应因素, 用于弯曲强度计算。确定尺寸系数最理想的方法是通过实验或经验总结。当用与设计齿轮完全相同尺寸、材料和工艺的齿轮进行实验得到齿面承载能力或寿命系数时, 应取  $Y_x$  值为 1.0。静强度 ( $N_L \leq N_0$ ) 的  $Y_x = 1.0$ 。当无实验资料时持久强度 ( $N_L \geq N_c$ ) 的尺寸系

数  $Y_s$  可按表 13-1-119 的公式计算, 也可由图 13-1-56 查取。

表 13-1-119 弯曲强度计算的尺寸系数  $Y_s$

	材 料	$Y_s$	备 注
持久寿命 $N_L \geq N_0$	结构钢、调质钢、球墨铸铁 (珠光体、贝氏体)、珠光体可锻铸铁	$1.03 \sim 0.006 m_n$	当 $m_n < 5$ 时, 取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 30$ 时, 取 $m_n = 30$
	渗碳淬火钢和全齿廓感应或火焰淬火钢、渗氮钢或氮碳共渗钢	$1.05 \sim 0.01 m_n$	当 $m_n < 5$ 时, 取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 25$ 时, 取 $m_n = 25$
	灰铸铁、球墨铸铁 (铁素体)	$1.075 \sim 0.015 m_n$	当 $m_n < 5$ 时, 取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 25$ 时, 取 $m_n = 25$
有限寿命 ( $N_0 < N_L < N_0$ ) 的尺寸系数		$Y_s = Y_{sc} + \frac{\lg\left(\frac{N_L}{N_0}\right)}{\lg\left(\frac{N_u}{N_0}\right)} \times (1 - Y_{sc})$	$Y_{sc}$ ——持久寿命时的尺寸系数 $N_0$ 、 $N_L$ 、 $N_u$ 见表 13-1-118
静强度 ( $N_L \leq N_0$ ) 的尺寸系数		$Y_s = 1.0$	

(11) 相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\text{rel}}$

齿根圆角敏感系数表示在轮齿折断时, 齿根处的理论应力集中超过实际应力集中的程度。

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

在无精确分析的可用的数据时, 可按下述方法分别确定  $Y_{\text{rel}}$  值。

1) 持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\text{rel}}$

持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\text{rel}}$  可按式计算得出, 也可由图 13-1-57 查得 (当齿根圆角参数在  $1.5 < q_s < 4$  的范围内时,  $Y_{\text{rel}}$  可近似地取为 1, 其误差不超过 5%)。

$$Y_{\text{rel}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' X^*}}{1 + \sqrt{\rho' X_1^*}}$$

式中  $\rho'$ ——材料滑移层厚度, mm, 可由表 13-1-120 按材料查取;

$X^*$ ——齿根危险截面处的应力梯度与最大应力的比值, 其值

$$X^* \approx \frac{1}{5} (1 + 2q_s)$$

$q_s$ ——齿根圆角参数, 见本节 (5) 1);

$X_1^*$ ——试验齿轮齿根危险截面处的应力梯度与最大应力的比值, 仍可用上式计算, 式中  $q_s$  取为  $q_{sT} = 2.5$

此式适用于  $m = 5\text{mm}$ , 其尺寸的影响用  $Y_s$  来考虑。

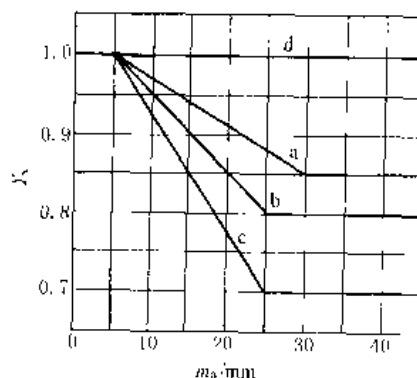


图 13-1-56 弯曲强度计算的尺寸系数  $Y_s$

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

表 13-1-120 不同材料的滑移层厚度  $\rho'$

序号	材 料	滑移层厚度 $\rho'$ /mm
1	灰铸铁	
2	灰铸铁、球墨铸铁 (铁素体)	$\sigma_b = 150\text{N/mm}^2$ 0.3124
3a	球墨铸铁 (珠光体)	$\sigma_b = 300\text{N/mm}^2$ 0.3095
3b	渗氮处理的渗氮钢、调质钢	0.1005
4	结构钢	
5	结构钢	$\sigma_s = 300\text{N/mm}^2$ 0.0833
6	调质钢、球墨铸铁 (珠光体、贝氏体)	$\sigma_s = 400\text{N/mm}^2$ 0.0445
7	调质钢、球墨铸铁 (珠光体、贝氏体)	$\sigma_s = 500\text{N/mm}^2$ 0.0281
8	调质钢、球墨铸铁 (珠光体、贝氏体)	$\sigma_s = 600\text{N/mm}^2$ 0.0194
9	调质钢、球墨铸铁 (珠光体、贝氏体)	$\sigma_s = 800\text{N/mm}^2$ 0.0064
10	渗碳淬火钢, 火焰淬火或全齿廓感应淬火的钢和球墨铸铁	$\sigma_s = 1000\text{N/mm}^2$ 0.0014 0.0030

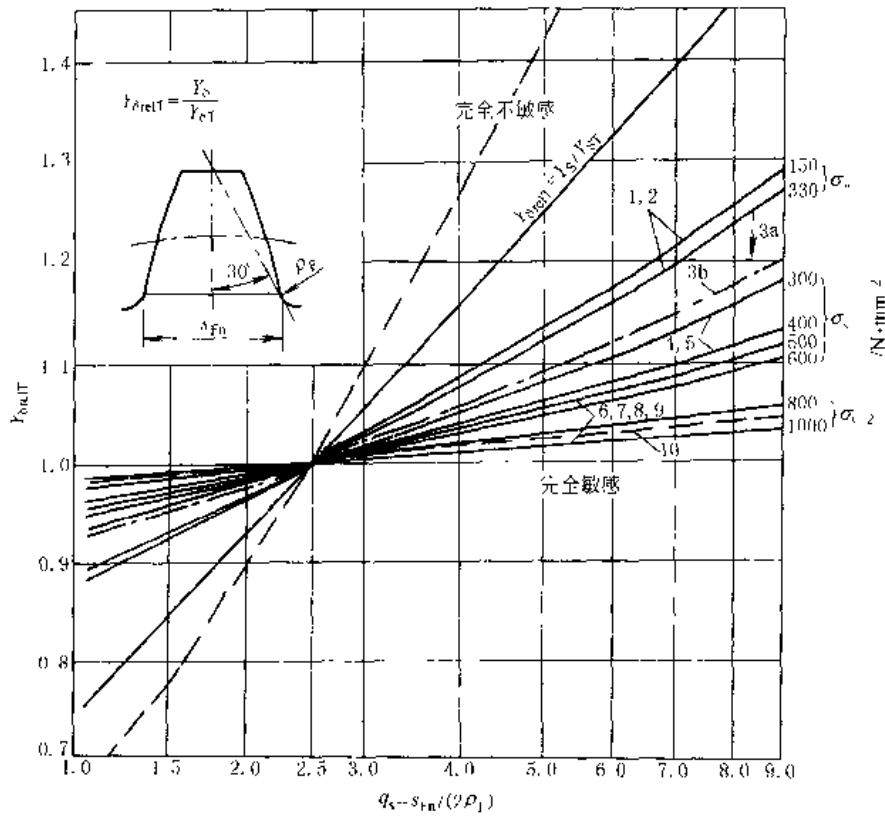


图 13-1-57 持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta_{relT}}$

注：图中材料数字代号见表 13-1-120 中的序号。

2) 静强度的相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta_{relT}}$

静强度的  $Y_{\delta_{relT}}$  值可按表 13-1-121 中的相应公式计算得出（当应力修正系数在  $1.5 < Y_S < 3$  的范围内时，静强度的相对敏感系数  $Y_{\delta_{relT}}$  近似地可取为： $Y_S / Y_{St}$ ；但此近似数不能用于氮化的调质钢与灰铸铁）。

表 13-1-121 静强度的相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta_{relT}}$

计算公式	备注
结构钢 $Y_{\delta_{relT}} = \frac{1 + 0.93(Y_S - 1)\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}{1 + 0.93\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}$	$Y_S$ — 应力修正系数, 见本节(5)1) $\sigma_s$ — 屈服强度
调质钢、铸铁和球墨铸铁(珠光体、贝氏体) $Y_{\delta_{relT}} = \frac{1 + 0.82(Y_S - 1)\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}{1 + 0.82\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}$	$\sigma_{0.2}$ — 发生残余变形 0.2% 时的条件屈服强度
渗碳淬火钢、火焰淬火和全齿感应淬火的钢、球墨铸铁 $Y_{\delta_{relT}} = 0.44Y_S + 0.12$	表层发生裂纹的应力极限
渗氮处理的渗氮钢、调质钢 $Y_{\delta_{relT}} = 0.20Y_S + 0.60$	表层发生裂纹的应力极限
灰铸铁和球墨铸铁(铁素体) $Y_{\delta_{relT}} \approx 1.0$	断裂极限

3) 有限寿命的齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta_{relT}}$

有限寿命的  $Y_{\delta_{relT}}$  可用线性插入法从持久寿命的  $Y_{\delta_{relT}}$  和静强度的  $Y_{\delta_{relT}}$  之间得到。

$$Y_{\delta relT} = Y_{\delta relTc} + \frac{\lg\left(\frac{N_L}{N_c}\right)}{\lg\left(\frac{N_0}{N_c}\right)} \times (Y_{\delta relT0} - Y_{\delta relTc})$$

$Y_{\delta relTc}$ 、 $Y_{\delta relT0}$ 分别为持久寿命和静强度的相对齿根圆角敏感系数。

### (12) 相对齿根表面状况系数 $Y_{RrelT}$

齿根表面状况系数是考虑齿廓根部的表面状况，主要是齿根圆角处的粗糙度对齿根弯曲强度的影响。

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

在无精确分析的可用数据时，按下述方法分别确定。对经过强化处理（如喷丸）的齿轮，其  $Y_{RrelT}$ 值要稍大于下述方法所确定的数值。对有表面氧化或化学腐蚀的齿轮，其  $Y_{RrelT}$ 值要稍小于下述方法所确定的数值。

#### 1) 持久寿命时的相对齿根表面状况系数 $Y_{RrelT}$

持久寿命时的相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$ 可按表 13-1-122 中的相应公式计算得出，也可由图 13-1-58 查得。

表 13-1-122 持久寿命时的相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$

计算公式或取值		
材 料	$R_z < 1\mu\text{m}$	$1\mu\text{m} \leq R_z < 40\mu\text{m}$
调质钢、球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、渗碳淬火钢、火焰和全齿廓感应淬火的钢和球墨铸铁	$Y_{RrelT} = 1.120$	$Y_{RrelT} = 1.674 - 0.529(R_z + 1)^{0.1}$
结构钢	$Y_{RrelT} = 1.070$	$Y_{RrelT} = 5.306 - 4.203(R_z + 1)^{0.01}$
灰铸铁、球墨铸铁(铁素体)、渗氮的渗氮钢、调质钢	$Y_{RrelT} = 1.025$	$Y_{RrelT} = 4.299 - 3.259(R_z + 1)^{0.005}$

注： $R_z$ 为齿根表面微观不平度 10 点高度。

#### 2) 静强度的相对齿根表面状况系数 $Y_{RrelT}$

静强度的相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$ 等于 1。

#### 3) 有限寿命的相对齿根表面状况系数 $Y_{RrelT}$

有限寿命的  $Y_{RrelT}$ 可从持久寿命的  $Y_{RrelT}$ 和静强度的  $Y_{RrelT}$ 之间用线性插入法得到。

$$Y_{RrelT} = Y_{RrelTc} + \frac{\lg\left(\frac{N_L}{N_c}\right)}{\lg\left(\frac{N_0}{N_c}\right)} \times (Y_{RrelT0} - Y_{RrelTc})$$

式中  $Y_{RrelTc}$ 、 $Y_{RrelT0}$ 分别为持久寿命和静强度的相对齿根表面状况系数。

### 8.4.3 齿轮静强度核算

当齿轮工作可能出现短时间、少次数（不大于表 13-1-106 和表 13-1-118 中规定的  $N_0$  值）的超过额定工况的大载荷，如使用大启动转矩电机，在运行中出现异常的重载荷或有重复性的中等甚至严重冲击时，应进行静强度核算。作用次数超过上述表中规定的载荷应纳入疲劳强度计算。

静强度核算的计算公式见表 13-1-123。

### 8.4.4 在变动载荷下工作的齿轮强度核算

在变动载荷下工作的齿轮，应通过测定和分析计算确定其整个寿命的载荷图谱，按疲劳累积假说（Miner 法则）确定当量转矩  $T_{eq}$ ，并以当量转矩  $T_{eq}$ 代替名义转矩  $T$  按表 13-1-74 求出切向力  $F_t$ ，再应用 8.4.1 和 8.4.2 所述方法分别进行齿面接触强度核算和轮齿弯曲强度核算，此时取  $K_A = 1$ 。当无载荷图谱时，则可用名义载荷近似

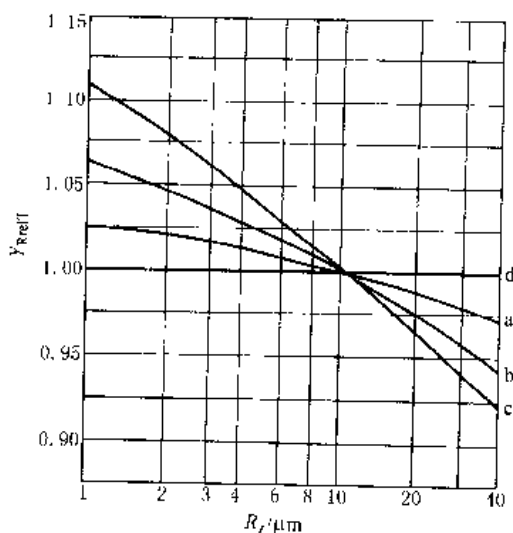


图 13-1-58 相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$

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



校核齿轮的齿面强度和轮齿弯曲强度。

表 13-1-123

静强度核算公式

<p>强度条件</p>	<p>齿面静强度</p> $\sigma_{Hst} \leq \sigma_{HPst}$ <p>当大、小齿轮材料 <math>\sigma_{HPst}</math> 不同时, 应取小者进行核算</p> <p>弯曲静强度</p> $\sigma_{Fst} \leq \sigma_{FPst}$	<p><math>\sigma_{Hst}</math>——静强度最大齿面应力, N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>\sigma_{HPst}</math>——静强度许用齿面应力, N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>\sigma_{Fst}</math>——静强度最大齿根弯曲应力, N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>\sigma_{FPst}</math>——静强度许用齿根弯曲应力, N/mm<sup>2</sup></p>
<p>静强度最大齿面应力 <math>\sigma_{Hst}</math></p>	$\sigma_{Hst} = \sqrt{K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta} \sqrt{\frac{F_{cal} u \pm 1}{d_1 b u}}$	<p><math>K_v, K_{H\beta}, K_{H\alpha}</math>取值见本表注2、3、4</p> <p><math>Z_H, Z_E, Z_\epsilon, Z_\beta</math>及 <math>u, b</math>等代号意义及计算见 8.4.1</p>
<p>静强度最大齿根弯曲应力 <math>\sigma_{Fst}</math></p>	<p>或</p> $\sigma_{Fst} = K_v K_{F\beta} K_{Fa} \frac{F_{cal}}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta$ $\sigma_{Fst} = K_v K_{F\beta} K_{Fa} \frac{F_{cal}}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta$	<p><math>K_v, K_{F\beta}, K_{Fa}</math>见本表注2、3、4</p> <p><math>Y_F, Y_{Fa}, Y_S, Y_{Sa}, Y_\epsilon, Y_\beta</math>见 8.4.2</p>
<p>静强度许用齿面接触应力 <math>\sigma_{HPst}</math></p>	$\sigma_{HPst} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_w}{S_{Hmin}}$	<p><math>\sigma_{Hlim}</math>——接触疲劳极限应力, N/mm<sup>2</sup>, 见 8.4.2</p> <p><math>Z_{NT}</math>——静强度接触寿命系数, 此时取 <math>N_L = N_0</math>, 见表 13-1-106</p> <p><math>Z_w</math>——齿面工作硬化系数, 见 8.4.1 (16)</p> <p><math>S_{Hmin}</math>——接触强度最小安全系数</p>
<p>静强度许用齿根弯曲应力 <math>\sigma_{FPst}</math></p>	$\sigma_{FPst} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{brct}}{S_{Fmin}}$	<p><math>\sigma_{Flim}</math>——弯曲疲劳极限应力, N/mm<sup>2</sup>, 见 8.4.2 (8)</p> <p><math>Y_{ST}</math>——试验齿轮的应力修正系数, <math>Y_{ST} = 2.0</math></p> <p><math>Y_{NT}</math>——弯曲强度寿命系数, 此时取 <math>N_L = N_0</math>, 见 8.4.2 (9)</p> <p><math>Y_{brct}</math>——相对齿根圆角敏感系数, 见 8.4.2 (11)</p> <p><math>S_{Fmin}</math>——弯曲强度最小安全系数, 见 8.4.1 (18)</p>
<p>计算切向力</p>	$F_{cal} = \frac{2000 T_{max}}{d}$	<p><math>F_{cal}</math>——计算切向载荷, N</p> <p><math>d</math>——齿轮分度圆直径, mm</p> <p><math>T_{max}</math>——最大转矩, N·m</p>

注: 1. 因已按最大载荷计算, 取使用系数  $K_A = 1$ 。

2. 对在启动或堵转时产生的最大载荷或低速工况, 可取动载系数  $K_v = 1$ ; 其余情况  $K_v$  按 8.4.1 (4) 取值。

3. 齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}, K_{F\beta}$  见 8.4.1 (5) 和 8.4.2 (2), 但此时单位齿宽载荷应取  $w_m = \frac{K_v F_{cal}}{b}$ 。

4. 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}, K_{Fa}$  取值同 8.4.1 (6) 和 8.4.2 (3)。

当量载荷 (转矩  $T_{eq}$ ) 求法如下。

图 13-1-59 是以对数坐标的某齿轮的承载能力曲线与其整个工作寿命的载荷图谱, 图中  $T_1, T_2, T_3, \dots$  为经整理后的实测的各级载荷,  $N_1, N_2, N_3, \dots$  为与  $T_1, T_2, T_3, \dots$  相对应的应力循环次数。小于名义载荷  $T$  的 50% 的载荷 (如图中  $T_5$ ), 认为对齿轮的疲劳损伤不起作用, 故略去不计, 则当量应力循环次数  $N_{eq}$  为

$$N_{eq} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4$$

$$N_i = 60 n_i k h_i$$

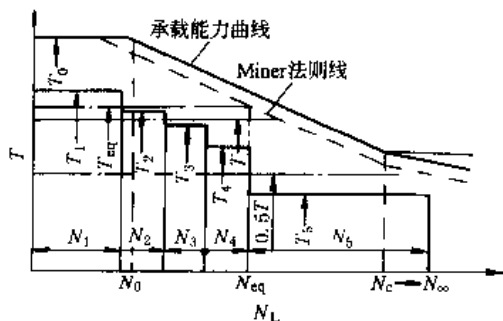


图 13-1-59 承载能力曲线与载荷图谱

式中  $N_i$ ——第  $i$  级载荷应力循环次数;

$n_i$ ——第  $i$  级载荷作用下齿轮的转速;

$k$ ——齿轮每转一周同侧齿面的接触次数;

$h_i$ ——在  $i$  级载荷作用下齿轮的工作小时数。

根据 Miner 法则 (疲劳累积假说), 此时的当量载荷为

$$T_{eq} = \left( \frac{N_1 T_1^p + N_2 T_2^p + N_3 T_3^p + N_4 T_4^p}{N_{eq}} \right)^{1/p}$$

常用齿轮材料的  $p$  值列于表 13-1-124。

当计算  $T_{eq}$  时, 若  $N_{eq} < N_0$  (材料疲劳破坏最少应力循环

次数) 时, 取  $N_{eq} = N_0$ ; 当  $N_{eq} > N_c$  时, 取  $N_{eq} = N_c$ 。

表 13-1-124 常用的齿轮材料的特性数

计算方法	齿轮材料及热处理方法	$N_0$	工作循环次数 $N_L$	$p$
接触强度 (疲劳点蚀)	结构钢; 调质钢; 珠光体、贝氏体球墨铸铁; 珠光体可锻铸铁; 调质钢、渗碳钢经表面淬火 (允许有一定量点蚀)	$6 \times 10^5$	$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$	6.77
			$10^7 < N_L \leq 10^9$	8.78
			$10^9 < N_L \leq 10^{10}$	7.08
	结构钢; 调质钢; 珠光体、贝氏体球墨铸铁; 珠光体可锻铸铁; 调质钢、渗碳钢经表面淬火 (不允许出现点蚀)	$10^5$	$10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$	6.61
			$5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$	16.30
	调质钢、氮化钢经氮化, 灰铸铁, 铁素体球墨 铸铁	$10^5$	$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	5.71
			$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	26.20
	碳氮共渗的调质钢、渗碳钢	$10^5$	$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	15.72
$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$			26.20	
弯曲强度	调质钢, 珠光体、贝氏体球墨铸铁, 珠光体可 锻铸铁	$10^4$	$10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$	6.23
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	调质钢、渗碳钢经表面淬火	$10^3$	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	8.74
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	调质钢、氮化钢经氮化, 结构钢, 灰铸铁, 铁 素体球墨铸铁	$10^3$	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	17.03
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	调质钢、渗碳钢经碳氮共渗	$10^3$	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	84.00
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91

在变动载荷下工作的齿轮又缺乏载荷图谱可用时, 可近似地用常规的方法即用名义载荷乘以使用系数  $K_A$  来确定计算载荷。当无合适的数值可用时, 使用系数  $K_A$  可参考表 13-1-81 确定。这样, 就将变动载荷工况转化为非变动载荷工况来处理, 并按 8.4.1 和 8.4.2 有关公式核算齿轮强度。

#### 8.4.5 薄轮缘齿轮齿根应力基本值

计算分析表明, 当齿轮的轮缘厚度  $S_R$  相对地小于轮齿全齿高  $h_t$  时 ( $S_R$  及  $h_t$  见图 13-1-60), 齿轮的齿根弯曲应力将明显增大。当轮缘齿高比  $m_B = S_R/h_t \geq 2.0$  时,  $m_B$  对齿根弯曲应力没有影响。

轮缘系数  $Y_B$  没有考虑加工台阶、缺口、箍环、键槽等结构对齿根弯曲应力的影响。

在薄轮缘齿轮齿根应力基本值  $\sigma_{F0}$  计算时, 应增加轮缘系数  $Y_B$ , 用以考虑轮缘齿高比  $M_B$  对齿根弯曲应力的影响。

即对表 13-1-111 中方法一计算  $\sigma_{F0}$  时, 应改写成下式:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B$$

对表 13-1-111 中方法二计算  $\sigma_{F0}$  时, 应改写成下式:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta Y_B$$

式中  $Y_B$ ——轮缘系数, 其他符号同前。

轮缘系数  $Y_B$  可按以下各式计算或由图 13-1-60 查取。

当  $m_B < 1.0$  时,

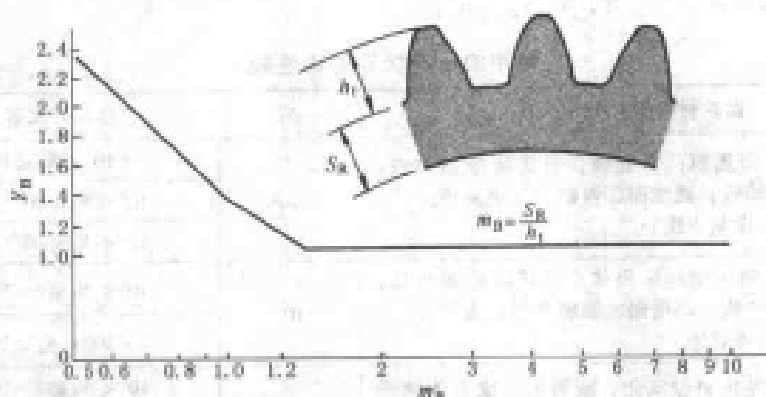
$$Y_B = 1.6 \ln \left( \frac{2.242}{m_B} \right)$$

当  $1.0 \leq m_B < 1.56$  时,

$$Y_B = 0.656 \ln \left( \frac{7.161}{m_B} \right)$$

当  $m_B \geq 1.56$  时,

$$Y_B = 1.0$$

图 13-1-60 轮缘系数  $Y_{Fa}$ 

## 8.5 开式齿轮传动的计算

开式齿轮传动一般只需计算其弯曲强度, 计算时, 仍可使用表 13-1-111 的公式, 考虑到开式齿轮容易磨损而使齿厚减薄, 因此, 应在算得的齿根应力  $\sigma_F$  上乘以磨损系数  $K_m$ 。  $K_m$  值可根据轮齿允许磨损的程度, 按表 13-1-125 选取。

对重载、低速开式齿轮传动, 除按上述方法计算弯曲强度外, 还建议计算齿面接触强度, 此时许用接触应力应为闭式齿轮传动的 1.05 ~ 1.1 倍。

表 13-1-125 磨损系数  $K_m$ 

已磨损齿厚占原齿厚的百分数/%	$K_m$	说 明
10	1.25	这个百分数是开式齿轮传动磨损报废的主要指标, 可按有关机器设备维修规程要求确定
15	1.40	
20	1.60	
25	1.80	
30	2.00	

## 8.6 计算例题

如图 13-1-61 所示球磨机传动简图, 试设计其单级圆柱齿轮减速器。已知小齿轮传动的额定功率  $P = 250\text{kW}$ , 小齿轮的转速  $n_1 = 750\text{r/min}$ , 名义传动比  $i = 3.15$ , 单向运转, 满载工作时间 50000h。

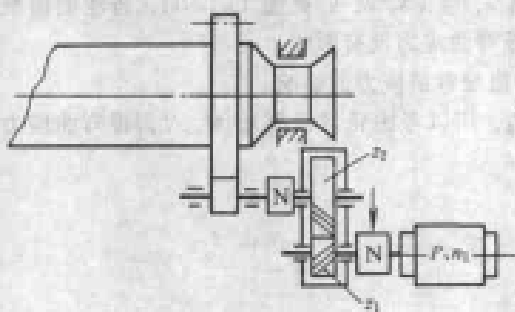


图 13-1-61 传动简图

许用接触应力  $\sigma_{Hb}$ :  $\sigma_{Hb} = 0.9\sigma_{\text{max}} = 0.9 \times 760 = 684\text{N/mm}^2$

小齿轮传递的转矩  $T_1$ :

$$T_1 = \frac{9549P}{n_1} = \frac{9549 \times 250}{750} = 3183\text{N}\cdot\text{m}$$

中心距  $a$ :

$$a \geq A_s (u + 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_s u^2 \sigma_{Hb}}} = 476(3.15 + 1) \sqrt[3]{\frac{2 \times 3183}{0.35 \times 3.15 \times 684^2}} = 456.5\text{mm}$$

取  $a = 500\text{mm}$

2) 初步确定模数、齿数、螺旋角、齿宽、变位系数等几何参数

$$m_n = (0.007 \sim 0.02)a = (0.007 \sim 0.02) \times 500 = 3.5 \sim 10\text{mm}$$

解 (1) 选择齿轮材料

小齿轮: 37SiMnMoV, 调质, 硬度 320 ~ 340HB。

大齿轮: 35SiMn, 调质, 硬度 280 ~ 300HB。

由图 13-1-23 和图 13-1-52 按 MQ 级质量要求取值, 得  $\sigma_{\text{Hmax}} = 800\text{N/mm}^2$ ,  $\sigma_{\text{Fmax}} = 760\text{N/mm}^2$  和  $\sigma_{\text{Hmin}} = 320\text{N/mm}^2$ ,  $\sigma_{\text{Fmin}} = 300\text{N/mm}^2$ 。

(2) 初步确定主要参数

1) 按接触强度初步确定中心距

按斜齿轮从表 13-1-75 选取  $A_s = 476$ , 按齿轮对称布置, 速度中等, 冲击载荷较大, 取载荷系数  $K = 2.0$ , 按表 13-1-79, 选  $\phi_s = 0.8$ , 则  $\phi_d = 0.38$ , 按表 13-1-77 固整取齿宽系数  $\phi_d = 0.35$ 。

齿数比  $u = i = 3.15$

取  $m_n = 7\text{mm}$

由公式

$$\frac{z_1}{\cos\beta} = \frac{2a}{m_n(1+u)} = \frac{2 \times 500}{7 \times (1+3.15)} = 34.4$$

取  $z_1 = 34$

$$z_2 = iz_1 = 3.15 \times 34 = 107.1$$

取  $z_2 = 107$

实际传动比

$$i_0 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{107}{34} = 3.147$$

螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{7 \times (34 + 107)}{2 \times 500} = 9^\circ 14' 55''$$

齿宽

$$b = \phi_a a = 0.35 \times 500 = 175\text{mm} \quad \text{取 } 180$$

小齿轮分度圆直径

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{7 \times 34}{\cos 9^\circ 14' 55''} = 241.135\text{mm}$$

大齿轮分度圆直径

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{7 \times 107}{\cos 9^\circ 14' 55''} = 758.865$$

采用高度变位, 由图 13-1-4 查得:  $x_1 = 0.38$   $x_2 = -0.38$

齿轮精度等级为 7 级

(3) 齿面接触强度核算

1) 分度圆上名义切向力  $F_t$

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{2000 \times 3183}{241.135} = 26400\text{N}$$

2) 使用系数  $K_A$

原动机为电动机, 均匀平稳, 工作机为水泥磨, 有中等冲击, 查表 13-1-81  $K_A = 1.5$

3) 动载系数  $K_V$

齿轮线速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 241.135 \times 750}{60 \times 1000} = 9.5\text{m/s}$$

由表 13-1-90 公式计算传动精度系数  $C$

$$C = -0.5048 \ln(z) - 1.144 \ln(m_n) + 2.825 \ln(f_{pt}) + 3.32$$

$$z = z_1 = 30 \quad f_{pt} = 25 \mu\text{m} (\text{大轮})$$

$$C = -0.5048 \ln 30 - 1.144 \ln 10 + 2.825 \ln 25 + 3.32 = 8.062$$

圆整取  $C = 8$  查图 13-1-14  $K_V = 1.25$

4) 齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}$

由表 13-1-98, 齿轮装配时对研跑合,

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18 \left( \frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b = 1.12 + 0.18 \times \left( \frac{180}{241.135} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 180 = 1.262$$

5) 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$

$$K_A F_t / b = 1.5 \times 26400 / 180 = 220\text{N/mm}$$

查表 13-1-102 得:  $K_{H\alpha} = 1.1$

6) 节点区域系数  $Z_H$

$$x_\Sigma = 0 \quad \beta = 9^\circ 14' 55'' \quad \text{查图 13-1-16} \quad Z_H = 2.47$$

7) 弹性系数  $Z_E$

由表 13-1-105

$$Z_E = 189.8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$$

8) 重合度系数  $Z_\epsilon$

$$\text{纵向重合度: } \epsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n} = \frac{180 \times \sin 9^\circ 14' 55''}{\pi \times 7} = 1.315$$

$$\text{端面重合度: } \frac{z_1}{1+x_{n1}} = \frac{34}{1+0.38} = 24.64, \quad \frac{z_2}{1-x_{n2}} = \frac{107}{1-0.38} = 172.58, \quad \text{由图 13-1-12} \quad \epsilon_{a1} = 0.79 \quad \epsilon_{a2} = 0.93$$

则

$$\epsilon_\alpha = (1+x_{n1})\epsilon_{a1} + (1-x_{n2})\epsilon_{a2} = (1+0.38) \times 0.79 + (1-0.38) \times 0.93 = 1.667$$

由图 13-1-19 查得  $Z_\epsilon = 0.775$

9) 螺旋角系数  $Z_\beta$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 9^\circ 14' 55''} = 0.993$$

10) 小齿轮、大齿轮的单对齿啮合系数  $Z_B$ 、 $Z_D$

按表 13-1-104 的判定条件, 由于  $\epsilon_\beta = 1.315 > 1.0$ , 取  $Z_B = 1$ ,  $Z_D = 1$ 。

11) 计算接触应力  $\sigma_H$

由表 13-1-80 公式可得

$$\begin{aligned}\sigma_{H1} &= Z_B \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_1}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}} \\ &= 1.0 \times \sqrt{1.5 \times 1.25 \times 1.262 \times 1.1} \times 2.47 \times 189.8 \times 0.775 \times 0.993 \times \sqrt{\frac{26400}{241.135 \times 180} \times \frac{3.147+1}{3.147}} \\ &= 521.1 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

由于  $Z_D = Z_B = 1$ , 所以  $\sigma_{H2} = \sigma_{H1} = 521.1 \text{ N/mm}^2$

12) 寿命系数  $Z_{NT}$

应力循环次数  $N_{L1} = 60 n_1 t = 60 \times 750 \times 50000 = 2.25 \times 10^9$

$$N_{L2} = 60 n_2 t = 60 \times \frac{750}{3.133} \times 50000 = 7.18 \times 10^8$$

由表 13-1-106 公式计算

$$\begin{aligned}Z_{N1} &= \left(\frac{10^9}{N_{L1}}\right)^{0.0706} = \left(\frac{10^9}{2.25 \times 10^9}\right)^{0.0706} = 0.944 \\ Z_{N2} &= \left(\frac{10^9}{N_{L2}}\right)^{0.057} = \left(\frac{10^9}{0.718 \times 10^9}\right)^{0.057} = 1.02\end{aligned}$$

13) 润滑油膜影响系数  $Z_L Z_V Z_R$

由表 13-1-108, 经展成法滚、插的齿轮副  $R_{a10} > 4 \mu\text{m}$ ,  $Z_L Z_V Z_R = 0.85$

14) 齿面工作硬化系数  $Z_W$

由图 13-1-30  $Z_{W1} = 1.08$   $Z_{W2} = 1.11$

15) 尺寸系数  $Z_X$

由表 13-1-109  $Z_X = 1.0$

16) 安全系数  $S_H$

$$\begin{aligned}S_{H1} &= \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1} Z_L Z_V Z_R Z_{W1} Z_X}{\sigma_{H1}} = \frac{800 \times 0.944 \times 0.85 \times 1.08 \times 1.0}{521.1} = 1.33 \\ S_{H2} &= \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{N2} Z_L Z_V Z_R Z_{W2} Z_X}{\sigma_{H2}} = \frac{760 \times 1.02 \times 0.85 \times 1.11 \times 1.0}{521.1} = 1.40\end{aligned}$$

$S_{H1}$ 、 $S_{H2}$ 均达到表 13-1-110 规定的较高可靠度时最小安全系数  $S_{Hmin} = 1.25 \sim 1.30$  的要求。齿面接触强度核算通过。

(4) 轮齿弯曲强度核算

1) 齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$

$$\begin{aligned}K_{F\beta} &= (K_{H\beta})^N \\ N &= \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2} \quad b = 180\text{mm} \quad h = 2.25 m_n = 2.25 \times 7 = 15.75\text{mm} \\ N &= \frac{(180/15.75)^2}{1 + 180/15.75 + (180/15.75)^2} = 0.913 \\ K_{F\beta} &= (1.262)^{0.913} = 1.24\end{aligned}$$

2) 齿向载荷分配系数  $K_{Fa}$

$$K_{Fa} = K_{Ha} = 1.1$$

3) 齿形系数  $Y_{Fa}$

当量齿数

$$\begin{aligned}z_{n1} &= \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{34}{\cos^3 9^\circ 14' 55''} = 35.36 \\ z_{n2} &= \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{107}{\cos^3 9^\circ 14' 55''} = 111.28\end{aligned}$$

由图 13-1-38  $Y_{Fa1} = 2.17$   $Y_{Fa2} = 2.30$

4) 应力修正系数  $Y_{Sa}$

由图 13-1-43  $Y_{Sa1} = 1.81$   $Y_{Sa2} = 1.69$

5) 重合度系数  $Y_\epsilon$

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{an}}$$

$$\epsilon_{an} = \frac{\epsilon_a}{\cos^2 \beta_b}$$

由表 13-1-114 知

$$\beta_b = \arccos[\sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2}]$$

$$\cos\beta_b = \sqrt{1 - (\sin\beta\cos\alpha_n)^2} = \sqrt{1 - (\sin 9^\circ 14' 55'' \cos 20^\circ)^2} = 0.9885$$

$$\epsilon_{an} = \frac{1.667}{0.9885^2} = 1.71$$

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{1.71} = 0.689$$

6) 螺旋角系数  $Y_\beta$

由图 13-1-49 根据  $\beta$ 、 $\epsilon_\beta$  查得  $Y_\beta = 0.92$

7) 计算齿根应力  $\sigma_F$

因  $\epsilon_a = 1.667 < 2$ , 用表 13-1-111 中方法二。

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta K_A K_V K_{H\beta} K_{F\alpha}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{26400}{180 \times 7} \times 2.17 \times 1.81 \times 0.689 \times 0.92 \times 1.5 \times 1.25 \times 1.24 \times 1.1 = 133.4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = \frac{26400}{180 \times 7} \times 2.30 \times 1.69 \times 0.689 \times 0.92 \times 1.5 \times 1.25 \times 1.24 \times 1.1 = 132 \text{ N/mm}^2$$

8) 试验齿轮的应力修正系数  $Y_{ST}$

见表 13-1-111,  $Y_{ST} = 2.0$

9) 寿命系数  $Y_{NT}$

由表 13-1-118

$$Y_{NT1} = \left( \frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$$

$$Y_{NT1} = \left( \frac{3 \times 10^6}{2.25 \times 10^9} \right)^{0.02} = 0.876$$

$$Y_{NT2} = \left( \frac{3 \times 10^6}{7.18 \times 10^8} \right)^{0.02} = 0.896$$

10) 相对齿根角敏感系数  $Y_{SrelT}$

由 8.4.2(5)1) 齿根圆角参数  $q_u = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F}$ , 用表 13-1-112 所列公式进行计算。由图 13-1-38 知:  $h_{fp}/m_n = 1.25$   $\rho_{fp}/m_n = 0.38$

$$G_1 = \frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x = 0.38 - 1.25 + 0.38 = -0.49$$

$$E = \frac{\pi m_n}{4} - h_{fp} \tan \alpha_n + \frac{S_{Fn}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n} = \frac{\pi \times 7}{4} - 1.25 \times 7 \times \tan 20^\circ + 0 - (1 - \sin 20^\circ) \frac{0.38 \times 7}{\cos 20^\circ} = 0.451$$

$$H_1 = \frac{2}{z_{n1}} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{35.36} \times \left( \frac{\pi}{2} - \frac{0.451}{7} \right) - \frac{\pi}{3} = -0.962$$

$$\theta_1 = -\frac{H_1}{1 - \frac{2G}{z_{n1}}} = -\frac{(-0.962)}{1 - \frac{2 \times (-0.49)}{35.36}} = 0.936 \text{ rad}$$

$$\frac{S_{Frel}}{m_n} = z_{n1} \sin \left( \frac{\pi}{3} - \theta_1 \right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos \theta_1} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right) = 35.36 \times \sin \left( \frac{\pi}{3} - 0.936 \right) + \sqrt{3} \times \left( \frac{-0.49}{\cos(0.936)} - 0.38 \right) = 1.834$$

$$S_{Frel} = 1.834 \times 7 = 12.838 \text{ mm}$$

$$\frac{\rho_{F1}}{m_n} = \frac{\rho_{fp}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta_1 (z_{n1} \cos^2 \theta - 2G)} = 0.38 + \frac{2 \times (-0.49)^2}{\cos(0.936) \times [35.36 \times \cos^2(0.936) - 2 \times (-0.49)]} = 0.4404$$

$$\rho_{F1} = 0.4404 \times 7 = 3.083 \text{ mm}$$

$$q_u = \frac{S_{Frel}}{2\rho_{F1}} = \frac{12.838}{2 \times 3.083} = 2.082$$

同样计算可知:  $1.5 < q_{u1} (q_{u2}) < 4$

$$Y_{SrelT} = 1.0$$

11) 相对齿根表面状况系数  $Y_{RrelT}$

由图 13-1-58, 齿根表面微观不平度 10 点高度为  $R_{a10} = 12.5 \mu\text{m}$  时,

$$Y_{RrelT} = 1.0$$

12) 尺寸系数  $Y_X$

由表 13-1-119 的公式

$$Y_X = 1.03 - 0.006 m_n = 1.03 - 0.006 \times 7 = 0.988$$

13) 弯曲强度的安全系数  $S_F$

$$S_F = \frac{\sigma_{Hlim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{SrelT} Y_{RrelT} Y_X}{\sigma_F}$$

$$S_{F1} = \frac{320 \times 2 \times 0.876 \times 1.0 \times 1.0 \times 0.988}{133.4} = 4.15$$

$$S_{F2} = \frac{300 \times 2 \times 0.896 \times 1.0 \times 1.0 \times 0.988}{132} = 4.02$$

$S_{F1}$ 、 $S_{F2}$ 均达到表 13-1-110 规定的较高可靠度时最小安全系数  $S_{Fmin} = 1.6$  的要求。轮齿弯曲强度核算通过。

## 9 齿轮材料<sup>[1]</sup>

齿轮材料及其热处理是影响齿轮承载能力和使用寿命的关键因素，也是影响齿轮生产质量和成本的主要环节。选择齿轮材料及其热处理时，要综合考虑轮齿的工作条件（如载荷性质和大小、工作环境等）、加工工艺、材料来源及经济性等因素，以使齿轮在满足性能要求的同时，生产成本也最低。

齿轮用材料主要有钢、铸铁、铜合金。

### 9.1 齿轮用钢

齿轮用各类钢材和热处理的特点及适用条件见表 13-1-126，调质及表面淬火齿轮用钢的选择见表 13-1-127，渗碳齿轮用钢的选择见表 13-1-128，渗氮齿轮用钢的选择见表 13-1-129，渗碳深度的选择见表 13-1-130，常用齿轮钢材的化学成分见表 13-1-131，常用齿轮钢材的力学性能见表 13-1-132，齿轮工作齿面硬度及其组合应用示例见表 13-1-133。

表 13-1-126 各类材料和热处理的特点及适用条件

材 料	热 处 理	特 点	适 用 条 件
调质钢	调质或正火	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 经调质后具有较好的强度和韧性，常在 220~300HB 的范围内使用</li> <li>2. 当受刀具的限制而不能提高调质小齿轮的硬度时，为保持大小齿轮之间的硬度差，可使用正火的大齿轮，但强度较调质者差</li> <li>3. 齿面的精切可在热处理后进行，以消除热处理变形，保持轮齿精度</li> <li>4. 不需要专门的热处理设备 and 齿面精加工设备，制造成本低</li> <li>5. 齿面硬度较低，易于跑合，但是不能充分发挥材料的承载能力</li> </ol>	广泛用于对强度和精度要求不太高的一般中低速齿轮传动，以及热处理和齿面精加工比较困难的大型齿轮
	高频淬火	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 齿面硬度高，具有较强的抗点蚀和耐磨损性能；心部具有较好的韧性，表面经硬化后产生残余压缩应力，大大提高了齿根强度；通常的齿面硬度范围是：合金钢 45~55HRC，碳素钢 40~50HRC</li> <li>2. 为进一步提高心部强度，往往在高频淬火前先调质</li> <li>3. 高频淬火时间短</li> <li>4. 为消除热处理变形，需要磨齿，增加了加工时间和成本，但是可以获得高精度的齿轮</li> <li>5. 当缺乏高频设备时，可用火焰淬火来代替，但淬火质量不易保证</li> <li>6. 表面硬化层深度和硬度沿齿面不等</li> <li>7. 由于急速加热和冷却，容易淬裂</li> </ol>	广泛用于要求承载能力高、体积小的齿轮
渗碳钢	渗碳淬火	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 齿面硬度很高，具有很强的抗点蚀和耐磨损性能；心部具有很好的韧性，表面经硬化后产生残余压缩应力，大大提高了齿根强度；一般齿面硬度范围是 56~62HRC</li> <li>2. 切削性能较好</li> <li>3. 热处理变形较大，热处理后应磨齿，增加了加工时间和成本，但是可以获得高精度的齿轮</li> <li>4. 渗碳深度可参考表 13-1-130 选择</li> </ol>	广泛用于要求承载能力高、耐冲击性能好、精度高、体积小的中型以下的齿轮
氮化钢	氮化	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 可以获得很高的齿面硬度，具有较强的抗点蚀和耐磨损性能；心部具有较好的韧性，为提高心部强度，对中碳钢往往先调质</li> <li>2. 由于加热温度低，所以变形很小，氮化后不需要磨齿</li> <li>3. 硬化层很薄，因此承载能力不及渗碳淬火齿轮，不宜用于冲击载荷的条件下</li> <li>4. 成本较高</li> </ol>	适用于较大且较平稳的载荷下工作的齿轮，以及没有齿面精加工设备而又需要硬齿面的条件下
铸钢	正火或调质，以及高频淬火	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 可以制造复杂形状的大型齿轮</li> <li>2. 其强度低于同种牌号和热处理的调质钢</li> <li>3. 容易产生铸造缺陷</li> </ol>	用于不能锻造的大型齿轮
铸铁		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 价钱便宜</li> <li>2. 耐磨性好</li> <li>3. 可以制造复杂形状的大型齿轮</li> <li>4. 有较好的铸造和切削工艺性</li> <li>5. 承载能力低</li> </ol>	灰铸铁和可锻铸铁用于低速、轻载、无冲击的齿轮；球墨铸铁可用于载荷和冲击较大的齿轮

表 13-1-127 调质及表面淬火齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类		钢 号 选 择		备 注
汽车、拖拉机及机床中的不重要齿轮		45		调 质
中速、中载车床变速箱、钻床变速箱次要齿轮及高速、中载磨床砂轮齿轮				调质 + 高频淬火
中速、中载较大截面机床齿轮		40Cr、42SiMn、35SiMn、45MnB		调 质
中速、中载并带一定冲击的机床变速箱齿轮及高速、重载并要求齿面硬度高的机床齿轮				调质 + 高频淬火
起重机械、运输机械、建筑机械、水泥机械、冶金机械、矿山机械、工程机械、石油机械等设备中的低速重载大齿轮	一般载荷不大、截面尺寸也不大、要求不太高的齿轮	I	35、45、55	1. 少数直径大、载荷小、转速不高的末级传动大齿轮可采用 SiMn 钢正火 2. 根据齿轮截面尺寸大小及重要程度, 分别选并各类钢材 (从 I 到 V, 淬透性逐渐提高) 3. 根据设计, 要求表面硬度大于 40HRC 者应采并调质 + 表面淬火
		II	40Mn、50Mn2、40Cr、35SiMn、42SiMn	
	III	35CrMo、42CrMo、40CrMnMo、35CrMnSi、40CrNi、40CrNiMo、45CrNiMoV		
	IV	35CrNi2Mo、40CrNi2Mo		
	V	30CrNi3、34CrNi3Mo、37SiMn2MoV		

表 13-1-128 渗碳齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类	选 择 钢 号
汽车变速箱、分动箱、起动机及驱动桥的各类齿轮	20Cr、20CrMnTi、20CrMnMo、25MnTiB、20MnVB、20CrMo
拖拉机动力传动装置中的各类齿轮	
机床变速箱、龙门铣电动机及立车等机械中的高速、重载、受冲击的齿轮	
起重、运输、矿山、通用、化工、机车等机械的变速箱中的小齿轮	12Cr2Ni4、20Cr2Ni4、20CrNi3、18Cr2Ni4W、20CrNi2Mo、20Cr2Mn2Mo、17CrNiMo6
化工、冶金、电站、铁路、宇航、海运等设备中的汽轮发电机、工业汽轮机、燃气轮机、高速鼓风机、透平压缩机等的高速齿轮、要求长周期、安全可靠地运行	
大型轧钢机减速器齿轮、人字机座轴齿轮, 大型皮带运输机传动轴齿轮、锥齿轮、大型挖掘机传动箱主动齿轮, 井下采煤机传动齿轮, 坦克齿轮等低速重载、并受冲击载荷的传动齿轮	

注: 其中一部分可进行碳氮共渗。

表 13-1-129 渗氮齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类	性 能 要 求	选 择 钢 号
一般齿轮	表面耐磨	20Cr、20CrMnTi、40Cr
在冲击载荷下工作的齿轮	表面耐磨、心部韧性高	18CrNiWA、18Cr2Ni4WA、30CrNi3、35CrMo
在重载下工作的齿轮	表面耐磨、心部强度高	30CrMnSi、35CrMoV、25Cr2MoV、42CrMo
在重载及冲击下工作的齿轮	表面耐磨、心部强度高、韧性高	30CrNiMoA、40CrNiMoA、30CrNi2Mo
精密耐磨齿轮	表面高硬度、变形小	38CrMoAlA、30CrMoAl

表 13-1-130 渗碳深度的选择

模 数	> 1~1.5	> 1.5~2	> 2~2.75	> 2.75~4	> 4~6	> 6~9	> 9~12
渗碳深度	0.2~0.5	0.4~0.7	0.6~1.0	0.8~1.2	1.0~1.4	1.2~1.7	1.3~2.0

注: 1. 本表是气体渗碳的概略值, 固体渗碳和液体渗碳略小于此值。

2. 近来, 对模数较大的齿轮, 渗碳深度有大于表值的倾向。

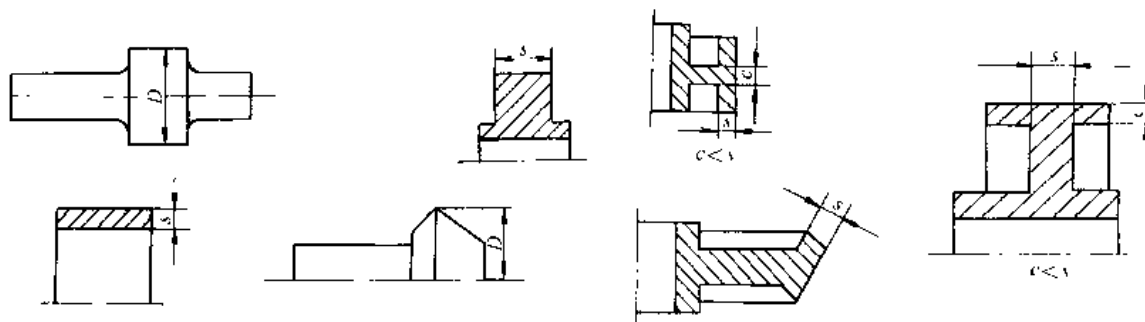


常用齿轮钢材的化学成分 (质量分数) (%)

序号	钢号	C	Si	Mn	Mo	W	Cr	Ni	V	Ti	B	Al
1	40Mn2	0.37~0.44	0.20~0.40	1.40~1.80								
2	50Mn2	0.47~0.55	0.20~0.40	1.40~1.80								
3	35SiMn	0.32~0.40	1.10~1.40	1.10~1.40								
4	42SiMn	0.39~0.45	1.10~1.40	1.10~1.40					0.05~0.12			
5	37SiMn2MoV	0.33~0.39	0.60~0.90	1.60~1.90	0.40~0.50					0.06~0.12	0.0005~0.0035	
6	20MnTiB	0.17~0.24	0.20~0.40	1.30~1.60						0.06~0.12	0.0005~0.0035	
7	25MnTiB	0.22~0.28	0.20~0.40	1.30~1.60								
8	15MnVB	0.12~0.18	0.20~0.40	1.20~1.60					0.07~0.12			
9	20MnVB	0.17~0.24	0.20~0.40	1.50~1.80					0.07~0.12			
10	45MnB	0.42~0.49	0.20~0.40	1.10~1.40							0.0005~0.0035	
11	30CrMnSi	0.27~0.34	0.90~1.20	0.80~1.10			0.80~1.10					
12	35CrMnSi	0.32~0.39	1.10~1.40	1.80~1.10			1.10~1.40					
13	50CrV	0.47~0.54	0.20~0.40	0.50~0.80			0.80~1.10		0.10~0.20			
14	20CrMnTi	0.17~0.24	0.20~0.40	0.80~1.10			1.00~1.30			0.06~0.12		
15	20CrMo	0.17~0.24	0.20~0.40	0.40~0.70	0.15~0.25		0.80~1.10					
16	35CrMo	0.30~0.40	0.20~0.40	0.40~0.70	0.15~0.25		0.80~1.10					
17	42CrMo	0.38~0.45	0.20~0.40	0.50~0.80	0.15~0.25		0.90~1.20					
18	20CrMnMo	0.17~0.24	0.20~0.40	0.90~1.20	0.20~0.30		1.10~1.40					
19	40CrMnMo	0.37~0.45	0.20~0.40	0.90~1.20	0.20~0.30		0.90~1.20					
20	25Cr2MoV	0.22~0.29	0.20~0.40	0.40~0.70	0.25~0.35		1.50~1.80		0.15~0.30			
21	35CrMoV	0.30~0.38	0.20~0.40	0.40~0.70	0.20~0.30		1.00~1.30		0.10~0.20			
22	38CrMoAl	0.35~0.42	0.20~0.40	0.30~0.60	0.15~0.25		1.35~1.65					0.70~1.10
23	20Cr	0.17~0.24	0.20~0.40	0.50~0.80			0.70~1.00					
24	40Cr	0.37~0.45	0.20~0.40	0.50~0.80			0.80~1.10					
25	40CrNi	0.37~0.44	0.20~0.40	0.50~0.80			0.45~0.75	1.00~1.40				
26	12CrNi2	0.10~0.17	0.20~0.40	0.30~0.60			0.60~0.90	1.50~2.00				
27	12CrNi3	0.10~0.17	0.20~0.40	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.25				
28	20CrNi3	0.17~0.24	0.20~0.40	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.25				
29	30CrNi3	0.27~0.34	0.20~0.40	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.25				
30	12Cr2Ni4	0.10~0.17	0.20~0.40	0.30~0.60			1.25~1.75	3.25~3.75				
31	20Cr2Ni4	0.17~0.24	0.20~0.40	0.30~0.60			1.25~1.75	3.25~3.75				
32	40CrNiMo	0.37~0.44	0.20~0.40	0.50~0.80	0.15~0.25		0.60~0.90	1.25~1.75				
33	45CrNiMoV	0.42~0.49	0.20~0.40	0.50~0.80	0.20~0.30		0.80~1.10	1.30~1.80	0.10~0.20			
34	30CrNi2MoV	0.27~0.43	0.20~0.40	0.30~0.60	0.15~0.25		0.60~0.90	2.00~2.50	0.15~0.30			
35	18Cr2Ni4W	0.13~0.19	0.20~0.40	0.30~0.60		0.80 1.20	1.35~1.65	4.00~4.50				

表 13-1-132

常用齿轮钢材的力学性能



钢号	热处理状态	截面尺寸		力学性能					硬度 HBS
		直径 $D/mm$	壁厚 $s/mm$	$\sigma_b$	$\sigma_s$	$\delta_5$	$\psi$	$a_k$	
				/N·mm <sup>-2</sup>		/%		/J·cm <sup>-2</sup>	
42Mn2	调质	50	25	≥794	≥588	≥17	≥59	≥63.7	—
		100	50	≥745	≥510	≥15.5	—		
50Mn2	正火+高温回火	≤100	≤50	≥735	≥392	≥14	≥35	—	187~241
		100~300	50~150	≥716	≥373	≥13	≥33	—	187~241
		300~500	150~250	≥686	≥353	≥12	≥30	—	187~241
	调质	≤80	≤40	≥932	≥686	≥9	≥40	—	255~302
35SiMn	调质	<100	<50	≥735	≥490	≥15	45	58.8	≥222
		100~300	50~150	≥735	≥441	≥14	≥35	49.0	217~269
		300~400	150~200	≥686	≥392	≥13	≥30	41.1	217~225
		400~500	200~250	≥637	≥373	≥11	≥28	39.2	196~255
42SiMn	调质	≤100	≤50	≥784	≥510	≥15	≥45	≥39.2	229~286
		100~200	50~100	≥735	≥461	≥14	≥42	≥29.2	217~269
		200~300	100~150	≥686	≥441	≥13	≥40	≥29.2	217~255
		300~500	150~250	≥637	≥373	≥10	≥40	≥24.5	196~255
37SiMn2MoV	调质	200~400	100~200	≥814	≥637	≥14	≥40	≥39.2	241~286
		400~600	200~300	≥765	≥588	≥14	≥40	≥39.2	241~269
		600~800	300~400	≥716	≥539	≥12	≥35	≥34.3	229~241
		1270	635	834/878	677/726	1.90/18.0	45.0/40.0	28.4/22.6	241/248
20MnTiB	淬火+低、中温回火	25	12.5	≥1451	—	$\delta_{10}$ ≥7.5	≥56	≥98.1	HRC ≥47
				≥1402	—	$\delta_{10}$ ≥7	≥53	≥98.1	HRC ≥47
				≥1275	—	$\delta_{10}$ ≥8	≥59	≥98.1	HRC ≥42
20MnVB	渗碳+淬火+低温回火	≤120	≤60	1500	—	11.5	45	127.5	心 398
45MnB	调质	45	22.5	824	598	14	60	103	表 241
				≥834	559	16	59	—	表 277
30CrMnSi	调质	<100	<50	≥834	≥588	≥12	≥35	≥58.8	240~292
		100~200	50~100	≥706	≥461	≥16	≥35	≥49.0	207~229
50CrV	调质	40~100	20~50	981~1177	≥785	≥11	≥45	—	—
		100~250	50~125	785~981	≥588	≥13	≥50	—	—
20CrMnTi (18CrMnTi)	渗碳+淬火+低温回火	30	15	≥1079	≥883	≥8	≥50	≥78.5	—
		≤80	≤40	≥981	≥785	≥9	≥50	≥78.5	表 56~62HRC
		100	50	≥883	686	≥10	≥40	≥92.2	心 240~300
20CrMo	淬火+低温回火	30	15	≥775	≥433	≥21.2	≥55	≥92.2	≥217

续表

钢号	热处理状态	截面尺寸		力学性能					硬度 HBS
		直径 D/mm	壁厚 s/mm	$\sigma_b$	$\sigma_s$	$\delta_5$	$\psi$	$a_k$ /J·cm <sup>-2</sup>	
				/N·mm <sup>-2</sup>		/%			
35CrMo	调质	50~100	50~50	735~883	539~686	14~16	45~50	68.6~88.3	217~255
		100~240	50~120	686~834	>441	>15	≥45	≥49.0	207~269
		100~300	50~150	≥686	≥490	≥15	≥50	≥68.6	—
		300~500	150~250	≥637	≥441	≥15	≥35	≥39.2	207~269
		500~800	250~400	≥588	≥392	≥12	≥30	≥29.4	207~269
42CrMo	调质	40~100	20~50	883~1020	>686	≥12	≥50	49.0~68.6	—
		100~250	50~125	735~883	>539	≥14	≥55	49.0~78.5	—
		100~250	50~125	735	589	≥14	40	58.8	207~269
		250~300	125~150	637	490	≥14	35	39.2	207~269
		300~500	150~250	588	441	10	30	39.2	207~269
20CrMnMo	渗碳+淬火+ 低温回火	30	15	≥1079	≥785	≥7	≥40	≥39.2	表56~62HRC 心28~33HRC 表56~62HRC 心28~33HRC
		≤100	≤50	≥834	≥490	≥15	≥40	≥39.2	
40CrMnMo	调质	150	75	≥778	≥758	≥14.8	≥56.4	≥83.4	288
		300	150	≥811	≥655	≥16.8	≥52.2	—	255
		400	200	≥786	≥532	≥16.8	≥43.7	≥49.0	249
		500	250	≥748	≥484	≥14.0	≥46.2	≥42.2	213
25Cr2MoV	调质	25	12.5	≥932	≥785	≥14	≥55	≥78.5	≤247
		150	75	≥834	≥735	≥15	≥50	≥58.8	269~321
		≤200	≤100	≥735	≥588	≥16	≥50	≥58.8	241~277
35CrMoV	调质	120	60	≥883	≥785	≥15	≥50	≥68.6	—
		240	120	≥834	≥686	≥12	≥45	≥58.8	—
		500	250	657	490	14	40	49.0	212~248
38CrMoAl	调质	40	20	≥941	≥785	≥18	≥58	—	—
		80	40	≥922	≥735	≥16	≥56	—	—
		100	50	≥922	≥706	≥16	≥54	—	—
		120	60	≥912	≥686	≥15	≥52	—	—
		160	80	≥765	≥588	≥14	≥45	≥58.8	241~285
20Cr	渗碳+淬火+ 低温回火	60	30	≥637	≥392	≥13	≥40	49.0	心部≥178 $\frac{1}{3}$ 半径处>182
		60	30	637~931	392~686	13~20	45~55	49.0~78.5	
40Cr	调质	100~300	50~150	≥686	≥490	≥14	≥45	≥392	241~286
		300~500	150~250	≥637	≥441	≥10	≥35	≥29.4	229~269
		500~800	250~400	≥588	≥343	≥8	≥30	≥19.2	217~255
40Cr	C-N共渗淬火,回火	<40	<20	1373~1569	1177~1373	7	25	—	43~53HRC
40CrNi	调质	100~300	50~150	≥785	≥569	≥9	≥38	≥49.0	225
40CrNi	调质	300~500	150~250	≥735	≥549	≥8	≥36	≥44.1	255
		500~700	250~350	≥686	≥530	≥8	≥35	≥44.1	255
12CrNi2	渗碳+淬火+ 低温回火	20	10	≥686	≥539	≥12	≥50	≥88.3	表HRC≥58 表HRC≥58 表HRC≥58
		30	15	≥785	≥588	≥12	≥50	≥78.5	
		60	30	≥932	≥686	≥12	≥50	≥88.3	
12CrNi3	渗碳+淬火+ 低温回火	30	15	≥932	≥686	≥10	≥50	≥98.1	表HRC≥58 心225~302 表HRC≥58 心≥241
		<40	<20	≥834	≥686	≥10	≥50	≥78.5	

续表

钢号	热处理状态	截面尺寸		力学性能					硬度 HBS
		直径 D/mm	壁厚 s/mm	$\sigma_b$	$\sigma_s$	$\delta_5$	$\psi$	$a_k$	
				/N·mm <sup>-2</sup>		/%		/J·cm <sup>-2</sup>	
20CrNi3	渗碳 + 淬火 + 低温回火	30	15	≥ 932	≥ 735	≥ 11	≥ 55	≥ 98.1	表 HRC ≥ 58 表 HRC ≥ 58 心 284 - 415
		30	15	≥ 1079	≥ 883	≥ 7	≥ 50	≥ 88.3	
30CrNi3	调质	< 100	50	≥ 785	≥ 559	≥ 16	≥ 50	≥ 68.6	≥ 241
		100 ~ 300	50 ~ 150	≥ 735	≥ 539	≥ 15	≥ 45	≥ 58.8	≥ 241
12Cr2Ni4	渗碳 + 淬火 + 低温回火 渗碳 + 高温回火 + 淬火 + 低温回火	15	7.5	≥ 1079	≥ 834	≥ 10	≥ 50	≥ 88.3	表 HRC ≥ 60 表 HRC ≥ 60 心 302 - 388
		30	15	≥ 1177	≥ 1128	≥ 10	≥ 55	≥ 78.5	
20Cr2Ni4	渗碳 + 淬火 + 低温回火 渗碳 + 淬火 + 低温回火	25	12.5	≥ 1177	≥ 1079	≥ 10	≥ 45	≥ 78.5	表 HRC ≥ 60 表 HRC ≥ 60 心 305 - 405
		30	15	≥ 1177	≥ 1079	≥ 9	≥ 45	≥ 78.5	
40CrNiMo	调质	120	60	≥ 834	≥ 686	≥ 13	≥ 50	≥ 78.5	—
		240	120	≥ 785	≥ 588	≥ 13	≥ 45	≥ 58.8	—
		≤ 250	≤ 125	686 - 834	≥ 490	≥ 14	—	≥ 49.0	—
		≤ 500	≤ 250	588 - 734	≥ 392	≥ 18	—	≥ 68.6	—
45CrNiMoV	调质	25	12.5	≥ 1030	≥ 883	≥ 8	≥ 30	≥ 68.6	—
		60	30	≥ 1471	≥ 1324	≥ 7	≥ 35	≥ 39.2	—
45CrNiMoV	退火 + 调质	100	50	≥ 1030	≥ 883	≥ 9	≥ 40	≥ 49.0	321 - 363
				≥ 883	≥ 686	≥ 10	≥ 45	≥ 58.8	260 - 321
30CrNi2MoV	调质	120	60	≥ 883	≥ 735	≥ 12	≥ 50	≥ 78.5	—
18Cr2Ni4W	渗碳 + 淬火 + 低温回火	15	7.5	≥ 1128	≥ 834	≥ 11	≥ 45	≥ 98.1	表 HRC ≥ 58 心 340 - 387
		30	15	≥ 1128	≥ 834	≥ 12	≥ 50	≥ 98.1	表 HRC ≥ 58 心 HRC35 - 47
		60	30	≥ 1128	≥ 834	≥ 12	≥ 50	≥ 98.1	表 HRC ≥ 58 心 341 - 367
		60 ~ 100	30 ~ 50	≥ 1128	≥ 834	≥ 11	≥ 45	≥ 88.3	表 HRC ≥ 58 心 341 - 367

## 铸钢、合金铸钢

ZG 310-570	正火			570	310				163 ~ 197
ZG 340-640	正火			640	340				179 ~ 207
ZG 40Mn2	正火、回火			588	392				≥ 197
	调质			834	686				269 ~ 302
ZG 35SiMn	正火、回火			569	343				163 ~ 217
	调质			637	412				197 ~ 248
ZG 42SiMn	正火、回火			588	373				163 ~ 217
	调质			637	441				197 ~ 248
ZG 50SiMn	正火、回火			686	441				217 ~ 255
ZG 40Cr	正火、回火			628	343				≤ 212
	调质			686	471				228 ~ 321
ZG 35CrMo	正火、回火			588	392				179 ~ 241
	调质			686	539				179 ~ 241
ZG 35CrMnSi	正火、回火			686	343				163 ~ 217
	调质			785	588				197 ~ 269

表 13-1-133 齿轮工作齿面硬度及其组合的应用举例

齿面类型	齿轮种类	热处理		两轮工作齿面硬度差	工作齿面硬度组合举例		备注
		小齿轮	大齿轮		小齿轮	大齿轮	
软齿面 ( $HB \leq 350$ )	直齿	调质	正火调质	$20 \sim 25 \geq (HB)_{1min} - (HB)_{2max} > 0$	240 ~ 270HR 260 ~ 290HB	180 ~ 210HB 220 ~ 250HB	用于重载中低速固定式传动装置
	斜齿及人字齿	调质	正火调质	$(HB)_{1min} - (HB)_{2max} \geq 20 \sim 30$	240 ~ 270HB 260 ~ 290HB 270 ~ 300HB	160 ~ 190HB 180 ~ 210HB 220 ~ 250HB	
软硬组合齿面 ( $HB_1 > 350, HB_2 \leq 350$ )	斜齿及人字齿	表面淬火	调质	齿面硬度差很大	45 ~ 50HRC 45 ~ 50HRC	270 ~ 300HB 200 ~ 230HB	用于负荷冲击及过载都不大的重载中低速固定式传动装置
		渗碳	调质		56 ~ 62HRC	200 ~ 230HB	
硬齿面 ( $HR > 350$ )	直齿、斜齿及人字齿	表面淬火	表面淬火	齿面硬度大致相同	45 ~ 50HRC		用在传动尺寸受结构条件限制的情形和运输机器上的传动装置
		渗碳	渗碳		56 ~ 62HRC		

- 注：1. 滚刀和插齿刀所能切削的齿面硬度一般不应超过  $HB = 300$  (个别情况下允许对尺寸较小的齿轮将其硬度提高到  $HB = 320 \sim 350$ )。  
 2. 对重要传动的齿轮表面应采用高频淬火并沿齿沟进行。  
 3. 通常渗碳后的齿轮要进行磨齿。  
 4. 为了提高抗胶合性能建议小轮和大轮采用不同牌号的钢来制造。

## 9.2 齿轮用铸铁

与钢齿轮相比，铸铁齿轮具有切削性能好、耐磨性高、缺口敏感低、减振性好、噪声低及成本低的优点，故铸铁常用来制造对强度要求不高、但耐磨的齿轮。

常用齿轮铸铁性能对比见表 13-1-134，常用灰铸铁、球墨铸铁的力学性能见表 13-1-135，球墨铸铁的组织状态和力学性能见表 13-1-136，球墨铸铁齿轮的齿根弯曲疲劳强度见表 13-1-137，球墨铸铁齿轮的接触疲劳强度见表 13-1-138，石墨化退火黑心可锻铸铁和珠光体可锻铸铁的力学性能见表 13-1-139。

表 13-1-134 常用齿轮铸铁性能对比

性能	铸铁种类	灰铸铁	珠光体型可锻铸铁	球墨铸铁
抗拉强度 $\sigma_b/MPa$		100 ~ 350	450 ~ 700	400 ~ 1200
屈服强度 $\sigma_{0.2}/MPa$		—	270 ~ 530	250 ~ 900
伸长率 $\delta/\%$		0.3 ~ 0.8	2 ~ 6	2 ~ 18
弹性模量 $E/GPa$		103.5 ~ 144.8	155 ~ 178	159 ~ 172
弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1}/MPa$		0.33 ~ 0.47 <sup>①</sup>	220 ~ 260	206 ~ 343 <sup>④</sup> 145 ~ 353 <sup>⑤</sup>
硬度 (HBS)		150 ~ 280	150 ~ 290	121HBS ~ 43HRC
冲击韧度 $a_k/J \cdot cm^{-2}$		9.8 ~ 15.68 <sup>②③</sup>	5 ~ 20	5 ~ 150 <sup>④</sup> 14 (11), 12 (9) <sup>⑤</sup>
		14.7 ~ 27.44		
		21.56 ~ 29.4		
齿根弯曲疲劳极限 $\sigma_F/MPa$		50 ~ 110	140 ~ 230	150 ~ 320
齿面接触疲劳极限 $\sigma_H/MPa$		300 ~ 520	380 ~ 580	430 ~ 1370
减振性 (相邻振幅比值的对数) 应力为 110MPa		6.0	3.30	2.2 ~ 2.5

- ① 弯曲疲劳比，弯曲疲劳极限与抗拉强度之比，设计时推荐使用 0.35 的疲劳比。  
 ② 分别为珠光体灰铸铁范围：154 ~ 216, 216 ~ 309, 和大于 309MPa 的对应值。  
 ③ 按 ISO R946 标准，在  $\phi 20mm$  试棒上测得。  
 ④ 无缺口试样。  
 ⑤ 有缺口试样 (45°, V 型)，上贝氏体球墨铸铁。  
 ⑥ V 形缺口 (单铸试块)，球墨铸铁 QT 400-18，括号外数据分别为试验温度  $23^\circ C \pm 5^\circ C$  和  $-20^\circ C \pm 2^\circ C$  时 3 个试样的平均值；括号内的数据则分别为前述 2 种试验温度下单个试样的值。

表 13-1-135

常用灰铸铁、球墨铸铁的力学性能

材料牌号	热处理种类	截面尺寸		力学性能		硬 度	
		直径 $D/mm$	壁厚 $S/mm$	$\sigma_b/N \cdot mm^{-2}$	$\sigma_s/N \cdot mm^{-2}$	HB	HRC
HT 250			> 4.0 - 10	270		175 ~ 263	
			> 10 - 20	240		164 ~ 247	
			> 20 - 30	220		157 ~ 236	
			> 30 - 50	200		150 ~ 225	
HT 300			> 10 - 20	290		182 ~ 273	
			> 20 - 30	250		169 ~ 255	
			> 30 - 50	230		160 ~ 241	
HT 350			> 10 - 20	340		197 ~ 298	
			> 20 - 30	290		182 ~ 273	
			> 30 - 50	260		171 ~ 257	
QT 500-7				500	320	170 ~ 230	
QT 600-3				600	370	190 ~ 270	
QT 700-2				700	420	225 ~ 305	
QT 800-2				800	480	245 ~ 335	
QT 900-2				900	600	280 ~ 360	

表 13-1-136

球墨铸铁的组织状态和力学性能

球铁种类	热处理状态	$\sigma_b/MPa$	$\delta/\%$	HBS	$a_k/J \cdot cm^{-2}$
铁素体	铸 态	450 ~ 550	10 ~ 20	130 ~ 210	30 ~ 150
铁素体	退 火	400 ~ 500	18 ~ 25	130 ~ 180	60 ~ 150
珠光体 + 铁素体	铸态或退火	500 ~ 600	7 ~ 10	170 ~ 230	20 ~ 80
珠光体	铸 态	600 ~ 750	3 ~ 4	190 ~ 270	15 ~ 30
珠光体	正 火	700 ~ 950	3 ~ 5	225 ~ 305	20 ~ 50
珠光体 + 碎块状铁素体	仍保留奥氏体化正火	600 ~ 900	4 ~ 9	207 ~ 285	30 ~ 80
贝氏体 + 碎块状铁素体	仍保留奥氏体化等温淬火	900 ~ 1100	2 ~ 6	32 ~ 40HRC	40 ~ 100
下贝氏体	等温淬火	$\geq 1100$	$\geq 5$	38 ~ 48HRC	30 ~ 100
回火索氏体	淬火, 550 ~ 600℃回火	900 ~ 1200	1 ~ 5	32 ~ 43HRC	20 ~ 60
回火马氏体	淬火, 200 ~ 250℃回火	700 ~ 800	0.5 ~ 1	50 ~ 61HRC	10 ~ 20

表 13-1-137

球铁齿轮的齿根弯曲疲劳强度

球铁种类	硬 度	$P=0.5$ 时疲劳曲线方程	失效概率 $P$	循环基数 $N_0$	疲劳极限 ( $\sigma_{phm}$ ) /MPa
珠光体	244HBS	$\sigma_F^{3.209} N = 4.0733 \times 10^{14}$	0.50	$5 \times 10^6$	292.0
			0.01	$5 \times 10^6$	198.2
上贝氏体	37HRC	$\sigma_F^{3.1704} N = 2.272 \times 10^{19}$	0.50	$3 \times 10^6$	308.48
			0.01	$3 \times 10^6$	289.45
下贝氏体	43.5HRC	$\sigma_F^{4.8970} N = 2.0116 \times 10^{18}$	0.50	$3 \times 10^6$	263.01
			0.01	$3 \times 10^6$	236.91
下贝氏体	41.8HRC	$\sigma_F^{3.8928} N = 1.7844 \times 10^{16}$	0.50	$3 \times 10^6$	324.25
			0.01	$3 \times 10^6$	307.35
钒钛下贝氏体	32.3HRC	$\sigma_F^{2.6307} N = 2.5074 \times 10^{13}$	0.50	$3 \times 10^6$	427.84
			0.01	$3 \times 10^6$	407.45
合金钢 (调质)	37.5HRC		0.01	$3 \times 10^6$	305.0
合金铸铁 (调质)	37.5HRC		0.01	$3 \times 10^6$	255.0

表 13-1-138

球墨铸铁齿轮的接触疲劳强度

球铁种类	硬 度	P = 0.5 时疲劳曲线方程	失效概率	循环基数	疲劳极限 ( $\sigma_{Hlim}$ )
			P	$N_0$	/MPa
铁素体	180HBS	$\sigma_H^{14.161} N = 5.194 \times 10^{46}$	0.50	$5 \times 10^7$	569.1
			0.01	$5 \times 10^7$	536.5
珠光体 + 铁素体	226HBS	$\sigma_H^{8.794} N = 2.242 \times 10^{31}$	0.50	$5 \times 10^7$	657
			0.01	$5 \times 10^7$	632
珠光体	253HBS	$\sigma_H^{7.941} N = 3.688 \times 10^{30}$	0.50	$5 \times 10^7$	758
			0.01	$5 \times 10^7$	715
下贝氏体	41HRC	$\sigma_H^{4.5} N = 1.307 \times 10^{21}$	0.50	$10^7$	1371
			0.01	$10^7$	1235
铁素体 (软渗氮)	64HRC	$\sigma_H^{20.83} N = 2.307 \times 10^{70}$	0.50	$10^7$	1100
			0.01	$10^7$	1060

表 13-1-139

石墨化退火黑心可锻铸铁和珠光体可锻铸铁的力学性能

类 型	牌 号		试样直径 /mm	抗拉强度 $\sigma_b$	屈服强度 $\sigma_{0.2}$	伸长率 $\delta/\%$ ( $L = 3d$ )	硬 度 HBS
	A	B		/MPa $\geq$			
黑心可锻铸铁	KTH300-06		12 或 15	300		6	< 150
		KTH330-08		330		8	
	KTH350-10			350	200	10	
		KTH370-12		370		12	
珠光体可锻铸铁	KTZ450-06		12 或 15	450	270	6	150 ~ 200
	KTZ550-04			550	340	4	180 ~ 250
	KTZ650-02			650	430	2	210 ~ 260
	KTZ700-02			700	530	2	210 ~ 290

### 9.3 齿轮用铜合金

常用齿轮铜合金材料的化学成分见表 13-1-140, 各种铜合金的主要特性及用途见表 13-1-141, 常用齿轮铜合金的力学性能见表 13-1-142, 常用齿轮铸造铜合金的物理性能见表 13-1-143。

表 13-1-140

常用齿轮铜合金材料的化学成分 (质量分数)

序 号	合 金 名 称 (合金牌号)	主 要 化 学 成 分 / %									
		Cu	Fe	Al	Pb	Sn	Si	Ni	Mn	P	Zn
1	60-1-1 铝黄铜 (HA160-1-1)	58.0 ~ 61.0	0.70 ~ 1.50	0.70 ~ 1.50	$\leq 0.40$	—	—	—	0.10 ~ 0.60	$\leq 0.01$	余量
2	66-6-3-2 铝黄铜 (HA166-6-3-2)	64.0 ~ 68.0	2.0 ~ 4.0	6.0 ~ 7.0	$\leq 0.50$	$\leq 0.2$	—	—	1.5 ~ 2.5	$\leq 0.02$	余量
3	25-6-3-3 铝黄铜 (ZCuZn25Al6Fe3Mn3)	60.0 ~ 66.0	2.0 ~ 4.0	4.5 ~ 7.0	—	—	—	—	—	—	余量
4	40-2 铅黄铜 (ZCuZn40Pb2)	58.0 ~ 63.0	—	0.2 ~ 0.8	0.5 ~ 2.5	—	—	—	—	—	余量
5	38-2-2 锰黄铜 (ZCuZn38Mn2Pb2)	57.0 ~ 60.0	—	—	1.5 ~ 2.5	—	—	—	1.5 ~ 2.5	—	余量
6	6.5-0.1 锡青铜 (QSn6.5-0.1)	余量	$\leq 0.05$	$\leq 0.002$	$\leq 0.02$	6.0 ~ 7.0	$\leq 0.002$	—	—	0.10 ~ 0.25	—

续表

序号	合金名称 (合金牌号)	主要化学成分/%									
		Cu	Fe	Al	Pb	Sn	Si	Ni	Mn	P	Zn
7	7-0.2 锡青铜 (QSn7-0.2)	余量	≤0.05	≤0.01	≤0.02	6.0~ 8.0	≤0.02	—	—	0.10~ 0.25	—
8	5-5-5 锡青铜 (ZCuSn5Pb5Zn5)	余量	—	—	4.0~ 6.0	4.0~ 6.0	—	—	—	—	4.0~ 6.0
9	10-1 锡青铜 (ZCuSn10P1)	余量	—	—	—	9.0~ 11.5	—	—	—	0.5~ 1.0	—
10	10-2 锡青铜 (ZCuSn10Zn2)	余量	—	—	—	9.0~ 11.0	—	—	—	—	1.0~ 3.0
11	5 铝青铜 (QAl5)	余量	≤0.5	4.0~ 6.0	≤0.03	≤0.1	≤0.1	—	≤0.5	≤0.01	≤0.5
12	7 铝青铜 (QAl7)	余量	≤0.5	6.0~ 8.0	≤0.03	≤0.1	≤0.1	—	≤0.5	≤0.01	≤0.5
13	9-4 铝青铜 (QAl9-4)	余量	2.0~ 4.0	8.0~ 10.0	≤0.01	≤0.1	≤0.1	—	≤0.5	≤0.01	≤1.0
14	10-3-1.5 铝青铜 (QAl10-3-1.5)	余量	2.0~ 4.0	8.5~ 10.0	≤0.03	≤0.1	≤0.1	—	1.0~ 2.0	≤0.01	≤0.5
15	10-4-4 铝青铜 (QAl10-4-4)	余量	3.5~ 5.5	9.5~ 11.0	≤0.02	≤0.1	≤0.1	3.5~ 5.5	≤0.3	≤0.01	≤0.5
16	9-2 铝青铜 (ZCuAl9Mn2)	余量	—	8.0~ 10.0	—	—	—	—	1.5~ 2.5	—	—
17	10-3 铝青铜 (ZCuAl10Fe3)	余量	2.0~ 4.0	8.5~ 11.0	—	—	—	—	—	—	—
18	10-3-2 铝青铜 (ZCuAl10Fe3Mn2)	余量	2.0~ 4.0	9.0~ 11.0	—	—	—	—	1.0~ 2.0	—	—
19	8-13-3-2 铝青铜 (ZCuAl8Mn13Fe3Ni2)	余量	2.5~ 4.0	7.0~ 8.5	—	—	—	1.8~ 2.5	11.5~ 14.0	—	—
20	9-4-4-2 铝青铜 (ZCuAl9Fe4Ni4Mn2)	余量	4.0~ 5.0	8.5~ 10.0	—	—	—	4.0~ 5.0	0.8~ 2.5	—	—

表 13-1-141

各种铜合金的主要特性及用途

序号	合金牌号	主要特性	用途
1	HAl60-1-1	强度高, 耐腐蚀性好	耐蚀齿轮、蜗轮
2	HAl66-6-3-2	强度高, 耐磨性好, 耐腐蚀性好	大型蜗轮
3	ZCuZn25Al6Fe3Mn3	有很高的力学性能, 铸造性能良好, 耐腐蚀性较好, 有应力腐蚀开裂倾向, 可以焊接	蜗轮
4	ZCuZn40Pb2	有好的铸造性能和耐磨性, 切削加工性能好, 耐腐蚀性较好, 在海水中应力腐蚀倾向	齿轮
5	ZCuZn38Mn2Pb2	有较高的力学性能和耐腐蚀性, 耐磨性较好, 切削性能较好	蜗轮
6	QSn6.5-0.1	强度高、耐磨性好, 压力及切削加工性能好	精密仪器齿轮
7	QSn7-0.2	强度高, 耐磨性好	蜗轮



续表

序号	合金牌号	主要特性	用途
8	ZCuSn5Pb5Zn5	耐磨性和耐蚀性好, 减摩性好, 能承受冲击载荷, 易加工, 铸造性能和气密性较好	较高载荷, 中等滑动速度下工作蜗轮
9	ZCuSn10Zn2	硬度高, 耐磨性极好, 有较好的铸造性能和切削加工性能, 在大气和淡水中有良好的耐蚀性	高载荷, 耐冲击和高滑动速度 (8m/s) 下齿轮、蜗轮
10	ZCuSn10Zn2	耐蚀性、耐磨性和切削加工性能好, 铸造性能好, 铸件气密性较好	中等及较多负荷和小滑动速度的齿轮、蜗轮
11	QA15	较高的强度和耐磨性及耐蚀性	耐蚀齿轮、蜗轮
12	QA17	强度高, 较高的耐磨性及耐蚀性	高强、耐蚀齿轮、蜗轮
13	QA19-4	高强度, 高减摩性和耐蚀性	高载荷齿轮、蜗轮
14	QA110-3-1.5	高的强度和耐磨性, 可热处理强化, 高温抗氧化性, 耐蚀性好	高温下使用齿轮
15	QA110-4-4	高温 (400℃) 力学性能稳定, 减摩性好	高温下使用齿轮
16	ZCuAl9Mn2	高的力学性能, 在大气、淡水和海水中耐蚀性好, 耐磨性好, 铸造性能好, 组织紧密, 可以焊接, 不易钎焊	耐蚀、耐磨齿轮、蜗轮
17	ZCuAl10Fe3	高的力学性能, 在大气、耐磨性和耐蚀性好, 可以焊接, 不易钎焊, 大型铸件自 700℃ 空冷可以防止变脆	高载荷大型齿轮、蜗轮
18	ZCuAl10Fe3Mn2	高的力学性能和耐磨性, 可热处理, 高温下耐蚀性和抗氧化性好, 在大气、淡水和海水中耐蚀性好, 可焊接, 不易钎焊, 大型铸件自 700℃ 空冷可以防止变脆	高温、高载荷, 耐蚀齿轮、蜗轮
19	ZCuAl8Mn13Fe3Ni2	很高的力学性能, 耐蚀性好, 应力腐蚀疲劳强度高, 铸造性能好, 合金组织紧密, 气密性好, 可以焊接, 不易钎焊	高强、耐腐蚀重要齿轮、蜗轮
20	ZCuAl9Fe4Ni4Mn2	很高的力学性能, 耐蚀性好, 应力腐蚀疲劳强度高, 耐磨性良好, 在 400℃ 以下具有耐热性, 可热处理, 焊接性能好, 不易钎焊, 铸造性能尚好	要求高强度、耐蚀性好及 400℃ 以下工作重要齿轮、蜗轮

表 13-1-142

常用齿轮铜合金的力学性能

序号	合金牌号	状态	力学性能, 不低于					
			抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa	伸长率/%		冲击韧度 $a_k$ /J·cm <sup>-2</sup>	HBS
					$\delta_5$	$\delta_{10}$		
1	HA160-1-1	软态 <sup>①</sup>	440	—	—	18	—	95
		硬态 <sup>②</sup>	735	—	—	8	—	180
2	HA166-6-3-2	软态	> 35	—	—	7	—	—
		硬态	—	—	—	—	—	—
3	ZCuZn25Al6Fe3Mn3	S <sup>③</sup>	725	380	10	—	—	160
		J <sup>④</sup>	740	400	7	—	—	170
4	ZCuZn40Pb2	S	220	—	15	—	—	80
		J	280	120	20	—	—	90
5	ZCuZn38Mn2Pb2	S	245	—	10	—	—	70
		J	345	—	18	—	—	80
6	QSn6.5-0.1	软态	343 ~ 441	196 ~ 245	60 ~ 70	—	—	70 ~ 90
		硬态	686 ~ 784	578 ~ 637	7.5 ~ 1.2	—	—	160 ~ 200

续表

序号	合金牌号	状态	力学性能, 不低于					冲击韧度 $a_k/J \cdot cm^{-2}$	HBS
			抗拉强度 $\sigma_b/MPa$	屈服强度 $\sigma_{0.2}/MPa$	伸长率/%				
					$\delta_5$	$\delta_{10}$			
7	QSn7-0.2	软态	353	225	64	55	174	$\geq 70$	
		硬态		—	—	—	—	—	
8	ZCuSn5Pb5Zn5	S	200	90	13	—	—	60	
		J	200	90	13	—	—	60	
9	ZCuSn10P1	S	200	130	3	—	—	80	
		J	310	170	2	—	—	90	
10	ZCuSn10Zn2	S	240	120	12	—	—	70	
		J	245	140	6	—	—	80	
11	QA15	软态	372	157	65	—	108	60	
		硬态	735	529	5	—	—	200	
12	QA17	软态	461	245	70	—	147	70	
		硬态	960	—	3	—	—	154	
13	QA19-4	软态	490 ~ 588	196	40	12 ~ 15	59 ~ 69	110 ~ 190	
		硬态	784 ~ 980	343	5	—	—	160 ~ 200	
14	QA110-3-1.5	软态	590 ~ 610	206	9 ~ 13	8 ~ 12	59 ~ 78	130 ~ 190	
		硬态	686 ~ 882	—	9 ~ 12	—	—	160 ~ 200	
15	QA110-4-4	软态	590 ~ 690	323	5 ~ 6	4 ~ 5	29 ~ 39	170 ~ 240	
		硬态	880 ~ 1078	539 ~ 588	—	—	—	180 ~ 240	
16	ZCuAl9Mn2	S	390	—	20	—	—	85	
		J	440	—	20	—	—	95	
17	ZCuAl10Fe3	S	490	180	13	—	—	100	
		J	540	200	15	—	—	110	
18	ZCuAl10FeMn2	S	490	—	15	—	—	110	
		J	540	—	20	—	—	120	
19	ZCuAl8Mn13Fe3Ni2	S	645	280	20	—	—	160	
		J	670	310	18	—	—	170	
20	ZCuAl9Fe4Ni4Mn2	S	630	250	16	—	—	160	

① 软态为退火态。② 硬态为压力加工态。③ S—砂型铸造。④ J—金属型铸造。

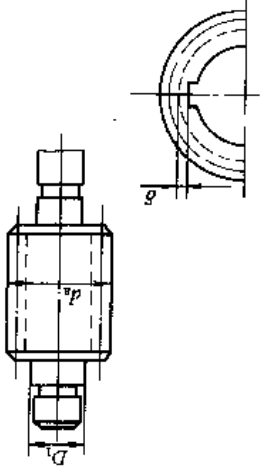
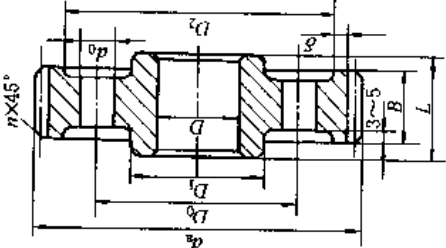
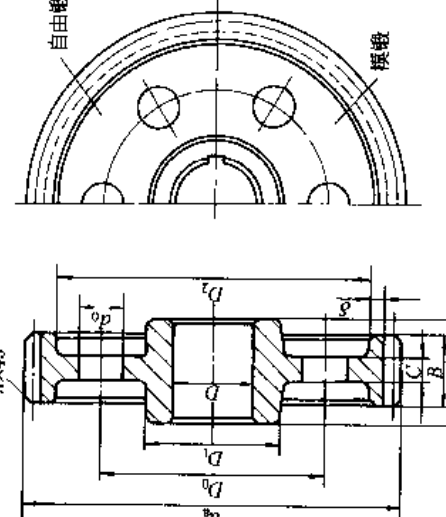
表 13-1-143

常用齿轮铸造铜合金的物理性能

序号	合金牌号	密度 $/g \cdot cm^{-3}$	线膨胀系数 $/(10^{-6}/^{\circ}C)$	热导率 $/W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	电阻率 $/\Omega \cdot mm^2 \cdot m^{-1}$	弹性模量 $/MPa$
3	ZCuZn25Al6Fe3Mn3	8.5	19.8	49.8		
4	ZCuZn40Pb2	8.5	20.1	83.7	0.068	
5	ZCuZn38Mn2Pb2	8.5		71.2	0.118	
8	ZCuSn5Pb5Zn5	8.7	19.1	102.2	0.080	89180
9	ZCuSn10P1	8.7	18.5	48.9	0.213	73892
10	ZCuSn10Zn2	8.6	18.2	55.2	0.160	89180
16	ZCuAl9Mn2		20.1	71.2	0.110	
17	ZCuAl10Fe3	7.5	18.1	49.4	0.124	109760
18	ZCuAl10Fe3Mn2	7.5	16.0	58.6	0.125	98000
19	ZCuAl8Mn13Fe3Ni2	7.4	16.7	41.8	0.174	124460
20	ZCuAl9Fe4Ni4Mn2	7.6	15.1	75.3	0.193	124460

10 圆柱齿轮结构

表 13-1-144

结构型式	轴 齿 轮	锻	造 齿 轮	/mm
通用条件	$d_a < 2D_1$ 或 $\delta < 2.5m_n$	$d_a \leq 200$	$d_a \leq 500$	
结 构 图				
$D_1$				1.6D
L				$(1.2 \sim 1.5)D, L \geq B$
$\delta$				$2.5m_n$ , 但不小于 8~10 (2.5~4) $m_n$ , 但不小于 8~10
C				0.3B(自由锻), (0.2~0.3)B(模锻)
$D_0$				0.5( $D_1 + D_2$ )
$d_0$				0.25( $D_2 - D_1$ ), 当 $d_0 < 10$ 时不必作孔
n				0.5 $m_n$

续表

结构型式	铸 造 齿 轮	
适用条件	<p>平辐板: <math>d_a \leq 500</math>, 斜辐板: <math>d_a \leq 600</math></p>	<p><math>d_a &gt; 1000</math>, <math>B = 200 \sim 450</math> (上半部) <math>B &gt; 450</math> (下半部)</p>
结构图		
$D_1$	1.6D(铸钢), 1.8D(铸铁)	
L	(1.2 ~ 1.5)D, $L \geq B$	
$\delta$	(2.5 ~ 4) $m_n$ , 但不小于 8	
$H_1$	0.8D	
$H_2$	0.8H <sub>1</sub>	
C	$H_1/5$ , 但不小于 10	
S	$H_1/6$ , 但不小于 10	
e	(0.8 ~ 1.0) $\delta$	
$D_0$	0.5(D <sub>1</sub> + D <sub>2</sub> )	
$d_0$	0.25(D <sub>2</sub> - D <sub>1</sub> )	
R	按靠近轮毂的部分用单圆弧连接的条件决定	
t	0.8 $\rho$	
n	0.5 $m_n$	



续表

结构型式	镶 固 齿 轮	焊 接 齿 轮	轮 齿
适用条件	$d_a > 600$	$d_a < 1000, B < 240$	$d_a > 1000, B > 240$
结 构 图			
$D_1$	1.6D (铸钢), 1.8D (铸铁)	1.6D	
L		(1.2 ~ 1.5)D, L ≥ B	
$\delta$	$4m_n$ , 但不小于 15	$2.5m_n$ , 但不小于 8	
$H_1$	0.8D		0.8D
$H_2$	0.8H <sub>1</sub>		0.8H <sub>1</sub>
C	0.15B		(0.1 ~ 0.15)B, 但不小于 8
S			0.8C
e	(0.8 ~ 1.0) $\delta$		0.2D
$D_0$			
$d_0$		0.5(D <sub>1</sub> + D <sub>2</sub> )	
R	按靠近轮毂的部分用单圆弧连接的条件决定	0.25(D <sub>2</sub> - D <sub>1</sub> ), 当 $d_2 < 10$ 时不必作孔	按靠近轮毂的部分用单圆弧连接的条件决定
t	0.8e		
n		0.5m <sub>n</sub>	
$d_i$	(0.05 ~ 0.1) D		
l	3d <sub>i</sub>		
K			0.67C

结构型式	剖分式	齿 轮	
结 构 图			
说 明	<p>1. 轮辐数和齿数应取偶数</p> <p>2. 剖分轮辐的尺寸:</p> $D_1 = 1.8d \quad 1.5d > l \geq b$ $d_0 = (4 \sim 5)m_1 \quad H = 0.8d$ $H_1 = 0.8H \quad H_2 = (1.4 \sim 1.5)H$ $H_3 = 0.8H_2 \quad c = 0.2b$ $S = 0.8c \quad S_1 = 0.75S$ $e = 1.5d_0 \quad n = 0.5m_n$ <p>3. 联接螺栓直径 <math>d_1</math> 按下值选取:</p>		
联 接 螺 栓 位 置	<p>轮 缘 处</p> <p>轮 毂 处</p>		
根 据 计 算 确 定	<p>单排螺栓 (<math>B &lt; 100\text{mm}</math>)</p> <p>双排螺栓 (<math>B &gt; 100\text{mm}</math>)</p> $d_1 = 0.15D + (8 \sim 15) \text{ mm}$ $d_1 = 0.12D + (8 \sim 15) \text{ mm}$		

注: 1. 为便于装配, 通常小齿轮的齿宽  $B$  比大齿轮宽  $5 \sim 10\text{mm}$ 。

2. 当  $L \geq D > 100\text{mm}$  时, 轮毂孔内中部可以制出一个凹槽, 其直径  $D' = D + 6\text{mm}$ , 长度  $L' = \frac{L}{2} - 12\text{mm}$ 。

3. 椭圆形结构齿圈与铸铁轮心的配合过盈推荐按表 13-1-145 选取。

4. 用滚刀切削人字齿轮时, 中间退刀槽尺寸见表 13-1-146。

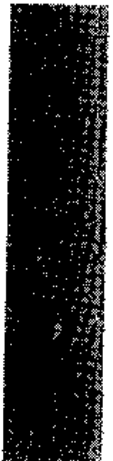
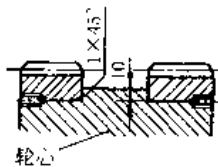


表 13-1-145

钢制齿圈与铸铁轮心配合的推荐过盈

名义直径 $D$		孔的偏差		轴的偏差		过盈量	
大于	到	下偏差	上偏差	上偏差	下偏差	最大值	最小值
/mm		/μm					
500	600	0	+80	+560	+480	560	400
600	700	0	+125	+700	+575	700	450
700	800	0	+150	+800	+650	800	500
800	1000	0	+200	+950	+750	950	550
1000	1200	0	+275	+1200	+925	1200	650
1200	1500	0	+375	+1500	+1125	1500	750
1500	1800	0	+500	+1900	+1400	1900	900
1800	2000	0	+600	+2200	+1600	2200	1000
2000	2200	0	+650	+2400	+1750	2400	1100
2200	2500	0	+700	+2600	+1900	2600	1200
2500	2800	0	+800	+2900	+2100	2900	1300
2800	3000	0	+900	+3200	+2300	3200	1400
3000	3200	0	+950	+3450	+2500	3450	1550
3200	3500	0	+1000	+3600	+2600	3600	1600
3500	3800	0	+1100	+4000	+2900	4000	1800
3800	4000	0	+1200	+4300	+3100	4300	1900

- 注：1. 对于用两个齿圈镶套的人字齿轮（下图），应该用于转矩方向固定的场合，并在选择轮齿倾斜方向时应注意使轴向力方向朝齿圈中部。  
 2. 允许传递转矩的计算见本手册第4篇。



标准滚刀切制人字齿轮的中间退刀槽尺寸

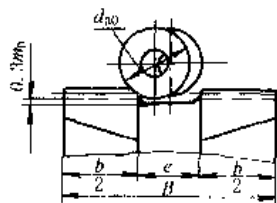


表 13-1-146

$m_n$	中间退刀槽宽 $e$			$m_n$	中间退刀槽宽 $e$		
	$\beta = 15^\circ \sim 25^\circ$	$\beta > 25^\circ \sim 35^\circ$	$\beta > 35^\circ \sim 45^\circ$		$\beta = 15^\circ \sim 25^\circ$	$\beta > 25^\circ \sim 35^\circ$	$\beta > 35^\circ \sim 45^\circ$
2	28	30	34	9	95	105	110
2.5	34	36	40	10	100	110	115
3	38	40	45	12	115	125	135
3.5	45	50	55	14	135	145	155
4	50	55	60	16	150	165	175
4.5	55	60	65	18	170	185	195
5	60	65	70	20	190	205	220
6	70	75	80	22	215	230	250
7	75	80	85	28	290	310	325
8	85	90	95				

注：用非标准滚刀切制人字齿轮的中间退刀槽宽  $e$  可按下式计算：

$$e = 2 \sqrt{h(d_{n0} - h) \left[ 1 - \left( \frac{m_n}{d_0} \right)^2 \right]} + \frac{m_n}{d_0} \left[ l_0 + \frac{(h_{n0} - x)m_n + c}{\tan \alpha_n} \right]$$

式中  $l_0$ ——滚刀长度，其他代号同前。

## 11 渐开线圆柱齿轮零件工作图

### 11.1 齿轮工作图的主要要求

齿轮的零件工作图主要由图形、齿轮参数表、技术要求三部分组成。图形应按照有关的国家标准的规定绘制，要求能完整地表达出齿轮的几何形状及齿坯的各部分尺寸和加工要求；齿轮参数表中应记入切齿。检验所需要的数据；技术要求中应提出对材料、热处理、加工以及其他的要求。

对修缘的齿轮应在图面的适当位置画出齿形简图，并标注修缘参数，如图 13-1-62 所示。当需要标注轮齿位置时，可以图 13-1-63 为例参考绘制。变速齿轮的轮齿端面倒角可参考图 13-1-64 绘制。

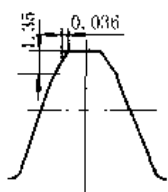


图 13-1-62 修缘齿的齿形简图

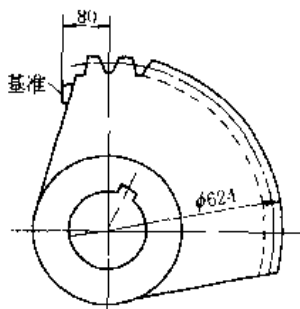


图 13-1-63 轮齿位置的标注示例

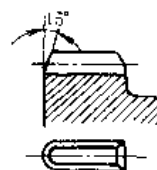


图 13-1-64 轮齿端面倒角示例

齿轮参数表可按表 13-1-147 制定，其中齿厚测量项目应根据需要按表 13-1-148 任选一组标注，检验项目可按需要，参照表 13-1-42 确定。

表 13-1-147

齿轮参数表

法向模数	$m_n$	法向模数	$m_n$	法向模数	$m_n$
齿数	$z$	螺旋方向		配对齿轮	图号
齿形角	$\alpha$	径向变位系数	$x$	配对齿轮	齿数
齿顶高系数	$h_a^*$	齿厚		公差组检验项目代号	
全齿高	$h$	精度等级标准	GB/T 10095—1988	公差组公差(或极限偏差)值	
螺旋角	$\beta$	齿轮副中心距及其极限偏差	$a \pm f_a$		

表 13-1-148

齿轮参数表中齿厚测量数值的标注

测量方法	标注项目	标注数值	
		外齿轮	内齿轮
公法线长度	公法线长度	$W$ ${}^{-E_{W_{\text{外}}}}$ ${}^{-E_{W_{\text{内}}}}$	$W$ ${}^{+E_{W_{\text{内}}}}$ ${}^{+E_{W_{\text{外}}}}$
	跨测齿数	$k$	
分度圆弦齿厚	分度圆弦齿厚	$\bar{s}$ ${}^{-E_{\bar{s}}}$ ${}^{-E_{\bar{s}_n}}$	
	分度圆弦齿高	$\bar{h}$	
固定弦齿厚	固定弦齿厚	$s_o$	
	固定弦齿高	$h_o$	
量柱(球)测量	量柱(球)测量距	$M$ ${}^{-E_{M_o}}$ ${}^{-E_{M_i}}$	$M$ ${}^{+E_{M_i}}$ ${}^{+E_{M_o}}$
	量柱(球)直径	$d_D$	

注：由于本表上下偏差的正负号已经明确，如果从表 13-1-56、表 13-1-57 中直接选取偏差数值时，数值不应带负号代入本表的标注中。





## 第 2 章 圆弧圆柱齿轮传动

### 1 概 述

#### 1.1 圆弧齿轮传动的基本原理

圆弧圆柱齿轮简称圆弧齿轮,因其轮齿工作齿廓曲线为圆弧而得名。在国际上称为 Wildhaber-Novikov 齿轮,简称 W-N 齿轮。

圆弧齿轮分为单圆弧齿轮和双圆弧齿轮,其基本齿廓分别见表 13-2-2 图和表 13-2-3 图。单圆弧齿轮轮齿的工作齿廓曲线为一段圆弧。相啮合的一对齿轮副,一个齿轮的轮齿制成凸齿,配对的另一个齿轮的轮齿制成凹齿,凸齿的工作齿廓在节圆柱以外,凹齿的工作齿廓在节圆柱以内。为了不降低小齿轮的强度和刚度,通常把配对的小齿轮制成凸齿,大齿轮制成凹齿。

双圆弧齿轮轮齿的工作齿廓曲线为两段圆弧。在一个轮齿上,节圆柱以外的齿廓为凸圆弧(凸齿),节圆柱以内的齿廓为凹圆弧(凹齿),凸凹圆弧之间用一段过渡圆弧连接(也可用切线连接),形成台阶,称为分阶式双圆弧齿轮。两个配对齿轮的齿廓相同。

圆弧齿轮传动分为单圆弧齿轮传动和双圆弧齿轮传动(图 13-2-1)。以端面圆弧齿廓啮合传动为例,说明圆弧齿轮和渐开线齿轮啮合传动时的本质区别。圆弧齿轮啮合时,在端面上为凸凹圆弧曲线接触,当凸圆弧和凹圆弧的半径相等时,齿面上的接触迹线为沿齿高分布的一段圆弧线,连续啮合传动,这条圆弧接触迹线由啮入端沿齿向移动到啮出端。渐开线直齿轮啮合时,在端面上为凸凸曲线接触,齿面上的接触迹线为沿齿宽(轴向)分布的一条直线,连续啮合传动,这条接触迹线从齿根(主动轮啮入)移动到齿顶(主动轮啮出)。

要在制造装配上实现圆弧齿轮沿齿高方向的线接触,那是很难的,它要求啮合凸凹齿廓圆弧半径相等且圆心在节点上,无误差加工,无误差装配。实际上圆弧齿轮齿廓设计要求,凸弧齿廓半径略小于凹弧齿廓半径,凸凹弧圆心分布在节线两侧(或凸弧圆心在节线上),这就给制造装配带来极大的方便。由于凸凹圆弧齿廓有半径差,端面圆弧齿廓啮合时,只有两齿廓圆心与节点共线,才在两齿廓内切点接触(图 13-2-2 中  $K$  点),并立即分离,而与它相邻的端面齿廓瞬间进入接触,又分离,如此重复实现啮合传动。相啮合的两齿面经长期跑合(磨合),凸齿齿廓在接触点处的曲率半径逐渐增大,凹齿齿廓在接触点处的曲率半径逐渐减小,两工作齿面的齿廓曲率半径逐渐趋于相等,两齿廓圆心逐渐趋向节点,就可逐步实现沿齿高方向的线接触(实际上齿面受载变形后是区域接触)。根据这一特点,圆弧齿轮传动又称为圆弧点啮合齿轮传动。

在图 13-2-2 中,  $K$  点具有双重性:它是端面两齿廓啮合时的啮合点,又是两齿面的瞬时接触点。作为啮合点,两齿廓在该点的公法线必须通过节点  $P$ 。啮合点在空间沿轴向移动,其轨迹  $K_1K_2$ (图 13-2-3)称为啮合线。 $P$  点也在空间沿轴向移动,其轨迹  $P_1P_2$ (图 13-2-3)称为节线(即节点连线,不同于齿廓中的节线)。啮合线和节线都是平行于轴线的直线。作为接触点在齿面上留下的轨迹  $K_1K_2$  和  $K_1'K_2'$ (图 13-2-3)分别为两条螺旋线。

当相啮合的两齿轮分别以  $\omega_1$  和  $\omega_2$  回转时,啮合点  $K$  以匀速  $v_0$  沿啮合线  $K_1K_2$  移动,同时在两齿面上分别形成两条螺旋接触迹线,其螺旋参数分别为

$$K_1 = \frac{v_0}{\omega_1}; \quad K_2 = \frac{v_0}{\omega_2} \quad (13-2-1)$$

$$\text{传动比} \quad i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{K_2}{K_1} \quad (13-2-2)$$

上式表明传动比与角速度成正比,与螺旋参数成反比。同一齿面的螺旋参数是不变的,所以齿面上接触迹线位置

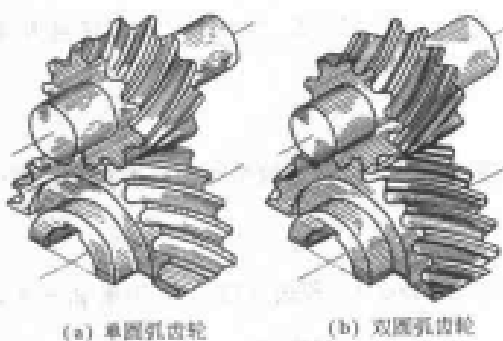


图 13-2-1 圆弧齿轮传动

的偏移并不影响传动比。设  $d_1$ 、 $d_2$  分别为两齿轮的节圆直径， $\beta_1$ 、 $\beta_2$  分别为两齿轮节圆柱上的螺旋角，节圆柱上的螺旋参数分别为

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{d_1}{2} \cot \beta_1 \\ K_2 &= \frac{d_2}{2} \cot \beta_2 \end{aligned} \right\} \quad (13-2-3)$$

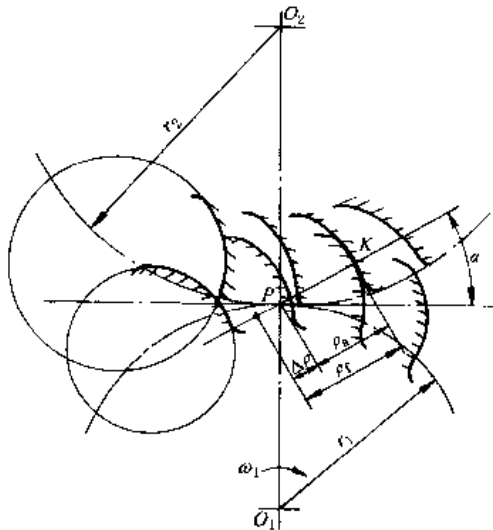


图 13-2-2 端面上两齿廓在点 K 接触

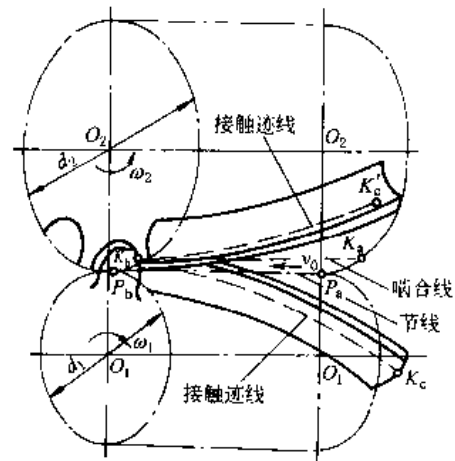


图 13-2-3 圆弧齿轮的啮合线和齿面接触迹线

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{K_2}{K_1} = \frac{d_2 \cot \beta_2}{d_1 \cot \beta_1} \quad (13-2-4)$$

齿轮啮合时，两齿轮的节圆线速度相等，则

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (13-2-5)$$

比较式 (13-2-4) 和式 (13-2-5) 得出  $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ 。

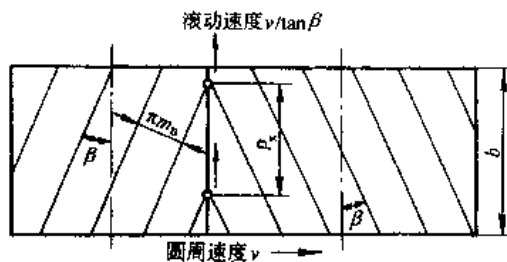


图 13-2-4 轴向齿距  $p_x$  和纵向重合度

由于圆弧齿轮的啮合线平行于轴线，在啮合传动的每一瞬间，在同一轴截面（包括端面）上只能有一个啮合点，所以其端面重合度为零，圆弧齿轮必须制成斜齿轮。为了保持连续啮合，必须在前一对齿脱离之前，后一对齿已进入啮合，即纵向重合度  $\epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} \geq 1$  (图 13-2-4)。为了保证匀速传动，两齿轮的轴向齿距必须相等，即  $p_{x1} = p_{x2} = p_x$ ，而

$$\left. \begin{aligned} p_{x1} &= \pi m_{n1} / \sin \beta_1 \\ p_{x2} &= \pi m_{n2} / \sin \beta_2 \end{aligned} \right\} \quad (13-2-6)$$

由于  $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ ，所以  $m_{n1} = m_{n2} = m_n$ ，即一对相啮合的齿轮的模数必须相等。

综上所述，要保证圆弧齿轮能以恒定传动比连续匀速传动，必须使一对啮合齿轮的模数相等、螺旋角相等方向相反、纵向重合度等于或大于 1。这就是圆弧齿轮连续啮合传动的三要素。

单圆弧齿轮啮合传动，当主动轮是凸齿齿廓时，顺着旋转方向看，主动轮和被动轮齿廓在节点后啮合（接触），称为节点后啮合传动，反之称为节点前啮合传动（图 13-2-5a、b），单圆弧齿轮传动只有一条啮合线。双圆弧齿轮啮合传动（图 13-2-5c），既有节点前啮合（图中  $K_A$  点），又有节点后啮合（图中  $K_B$  点），有两条啮合线，称为节点前后啮合传动或双啮合线传动。双圆弧齿轮啮合传动时，同一轮齿上的凸凹齿廓都参与啮合，在参数相同条件下，其接触点数比单圆弧齿轮增加一倍，减小了齿面接触应力。另外双圆弧齿轮轮齿根部齿厚较大，提高了抗弯强度。所以双圆弧齿轮有较高的承载能力，已得到广泛应用，正逐步取代单圆弧齿轮传动。

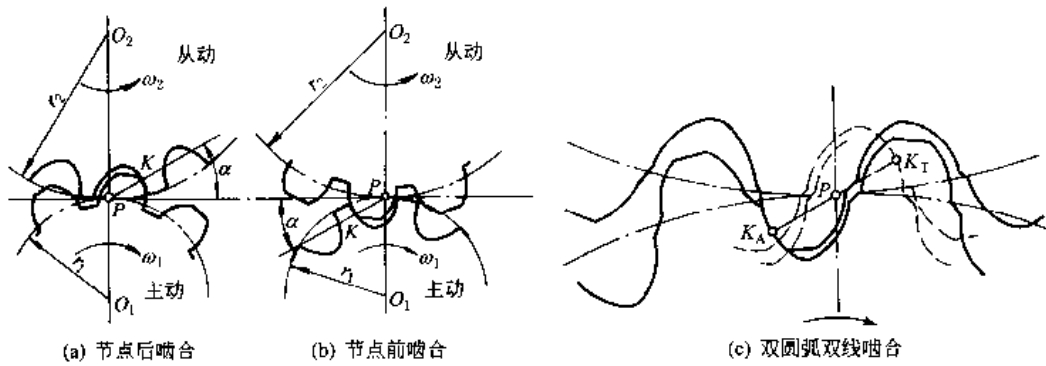


图 13-2-5 节点前、后啮合情况

### 1.2 圆弧齿轮传动的特点

圆弧齿轮传动不同于渐开线齿轮，除基本传动原理外，还有以下主要特点。

#### (1) 齿面接触强度高

圆弧齿轮的齿面接触应力是一个复杂的三维问题，但接触应力的大小与垂直于瞬时接触迹线平面内的相对曲率半径  $\rho$  有关， $\rho$  越大接触应力越小。圆弧齿轮是凸凹齿廓接触，有很大的相对曲率半径（图 13-2-6b）。设  $u$  为一对啮合齿轮的齿数比，则圆弧齿轮的相对曲率半径为

$$\rho_H = \frac{R_{n1} R_{n2}}{R_{n1} + R_{n2}} = \frac{d_1}{2 \sin \alpha_n \sin^2 \beta} \times \frac{u}{u + 1} \quad (13-2-7)$$

同参数渐开线齿轮的相对曲率半径为

$$\rho_I = \frac{R_{n1} R_{n2}}{R_{n1} + R_{n2}} = \frac{d_1 \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \beta} \times \frac{u}{u + 1} \quad (13-2-8)$$

比较上两式可知，当  $\beta = 10^\circ \sim 30^\circ$  的范围时，参数相同的圆弧齿轮与渐开线齿轮相比较，圆弧齿轮的相对曲率半径大约是渐开线齿轮的 20 ~ 200 倍， $\beta$  越小  $\rho$  越大。而且圆弧齿轮经跑合后沿齿高线是区域接触（图 13-2-6b），所以其齿面接触强度远远超过渐开线齿轮。

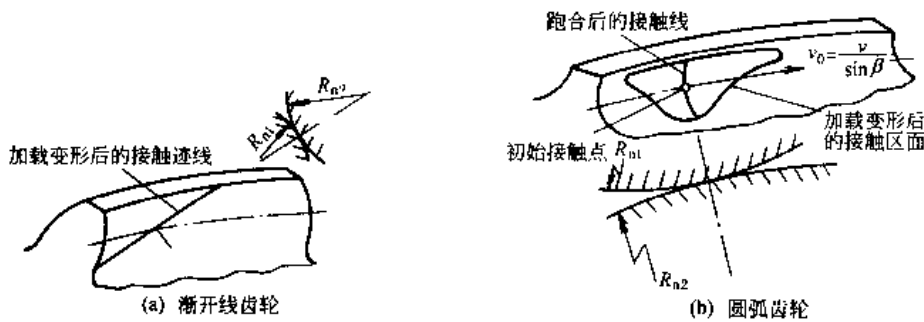


图 13-2-6 齿轮的曲率半径与接触迹

#### (2) 具有良好的跑合性能

圆弧齿轮凸凹啮合齿面的相对曲率很小，齿面间的离合度也小，转动起来很容易跑合。当凸凹齿廓圆弧半径差  $\Delta\rho$  由于跑合消失后，啮合齿面沿齿高方向各处的相对滑动速度基本相等。所以圆弧齿轮经跑合后，齿面磨损缓慢、均匀光滑，有利于形成油膜。

#### (3) 齿面间容易建立动压油膜

圆弧齿轮跑合后齿面光滑，啮合传动时接触点沿齿向线的滚动速度非常大  $v_0 = v/\sin\beta$ （图 13-2-6b）， $\beta$  越小  $v_0$  越大，这对建立齿面间的动压油膜极为有利。较厚的油膜可以提高抗胶合能力，提高承载能力，减少摩擦损耗，提高传动效率。

#### (4) 齿面接触迹位置易受中心距和切深变动量影响

圆弧齿轮初始接触（跑合前），在端面齿廓上是一个点，在齿面上是一条沿齿向的螺旋迹线（简称接触迹也称接触带）。中心距和切深的变动量会影响初始接触压力角的大小（图 13-2-7），在标准切深情况下，中心距偏小

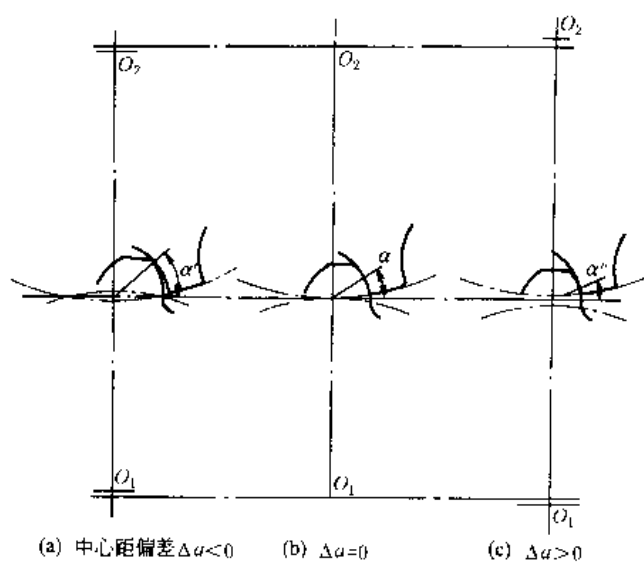


图 13-2-7 中心距误差对接触位置的影响

(即  $\Delta a < 0$ ) 使初始接触压力角增大, 形成凸齿齿顶和凹齿齿根接触, 接触迹位置偏向凸齿齿顶和凹齿齿根。反之 (即  $\Delta a > 0$ ) 使初始接触压力角减小, 形成凸齿齿根和凹齿齿顶接触, 接触迹位置偏向凸齿齿根和凹齿齿顶。同样, 在标准中心距的情况下, 齿深切浅或切深, 相当于中心距偏小或偏大对接触迹位置的影响。变动量也就是加工中的偏差: 中心距偏差和切深偏差对接触迹位置的影响可以相互叠加也可抵消, 加工中应严格按公差要求控制中心距和切深的偏差, 使其综合影响降至最小。否则, 过大的偏差都会降低齿轮的承载能力, 影响传动的平稳性。

#### (5) 只有纵向重合度

圆弧齿轮传动中, 轴向齿距偏差对啮合的影响, 犹如渐开线齿轮传动中基节偏差的影响, 会引起啮入和啮出冲击, 增大振动, 影响承载能力。加工中应注意控制齿向误差和轴向齿距偏差。

#### (6) 没有根切现象可以取较少的齿数

渐开线齿轮齿数很少时, 基圆就会大于齿根圆, 制齿时就易产生根切, 削弱齿根强度, 所以有最少齿数限制。圆弧齿轮没有这一问题, 齿数可以取得很少, 但要保证齿轮和轴的强度和刚度。

### 1.3 圆弧齿轮的加工工艺

目前圆弧齿轮最常用的加工方法是滚齿。滚齿工艺包括软齿面和中硬齿面滚齿以及渗碳淬火硬齿面刮削 (滚刮) 工艺, 分别采用高速钢滚刀、氮化钛涂层滚刀和钴高速钢滚刀, 以及镶片式硬质合金滚刀。采用滚齿工艺还可以进行齿端修形 (修薄), 以减小齿端效应的影响和啮合时的冲击。单圆弧齿轮滚齿需用两把滚刀, 凸齿滚刀滚切凹齿齿轮, 凹齿滚刀滚切对应的凸齿齿轮。双圆弧齿轮滚齿, 只需一把滚刀就可以滚切出两个配对齿轮。

圆弧齿轮还可以用指状铣刀成形加工, 但制造精度太低, 很少采用。目前还未见采用插齿工艺和磨齿工艺。

齿面精整加工工艺主要是采用蜗杆型软砂轮 (PVA 砂轮) 珩齿。多用于齿面渗氮的高速齿轮, 降低粗糙度、改善齿向精度、提高传动的平稳性。

对于齿面接触状况稍差的齿轮副, 允许采用悬浮式 (金刚砂均匀分布在膏内呈悬浮状) 糊状研磨膏进行研齿, 但要注意保护好轴承, 研后清洗干净。研磨时间不宜过长, 以免严重损伤齿廓。

### 1.4 圆弧齿轮在我国的应用与发展

正因为圆弧齿轮具有承载能力高、工艺简单、制造成本低等优点, 40 多年来在我国得到长足发展, 已广泛应用于冶金轧钢、矿山输送、采油炼油、化工化纤、发电设备、轻工榨糖、建材水泥、交通运输等行业的高低速齿轮传动。目前在低速应用的最大模数为 30mm。高速应用的最大功率为 6300kW (传递功率为 9000kW 的高速双圆弧齿轮箱已交付使用单位, 待投产), 最高线速度达到 117m/s、齿面载荷系数为 1.88MPa。与此同时还制订了一系列技术标准, 它们是 GB/T 1840—1989 齿轮模数, GB/T 12759—1991 双圆弧齿轮基本齿廓, GB/T 13799—1992 双圆弧齿轮承载能力计算方法, GB/T 14348—1993 双圆弧齿轮滚刀, GB/T 15752—1995 基本术语, GB/T 15753—1995 齿轮精度。这表明圆弧齿轮在我国已形成独立完整的齿轮传动体系。随着 1999 年渗碳淬火硬齿面双圆弧齿轮制造技术的研究成功, 在新的世纪将会进一步完善和发展硬齿面双圆弧齿轮的制造工艺和工业应用, 进一步提高圆弧齿轮的承载能力和使用寿命。圆弧齿轮的发展与计算机技术的应用是分不开的, 在郑州机械研究所已有成套的计算机辅助设计 (CAD) 软件, 供使用者选用。

## 2 圆弧齿轮的模数、基本齿廓和几何尺寸计算

### 2.1 圆弧齿轮的模数系列

GB/T 1840—1989 标准规定了圆弧齿轮的法向模数系列 (表 13-2-1), 此系列适用于单、双圆弧齿轮。

表 13-2-1

圆弧齿轮模数系列 (GB/T 1840—1989)

/mm

第一系列	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
第二系列		2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9		14	18	22	28	36	45	

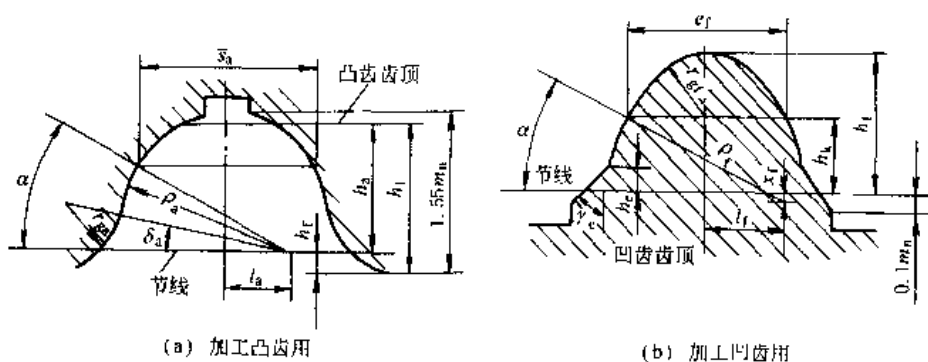
注：优先采用第一系列。

## 2.2 圆弧齿轮的基本齿廓

圆弧齿轮的基本齿廓是指基本齿条（或齿条形刀具）在法平面内的齿廓。按基本齿廓标准制成的刀具（如滚刀），用同一种模数的滚刀可以加工不同齿数和不同螺旋角的齿轮。所以，实际使用的圆弧齿轮都是法面圆弧齿轮，法面圆弧齿轮传动的基本原理和端面圆弧齿轮相同，但加工方便。

### 2.2.1 单圆弧齿轮的滚刀齿形

JB 929—1967 规定了单圆弧齿轮滚刀法面齿形的标准。滚刀法面齿形及其参数见表 13-2-2。



(a) 加工凸齿用

(b) 加工凹齿用

表 13-2-2

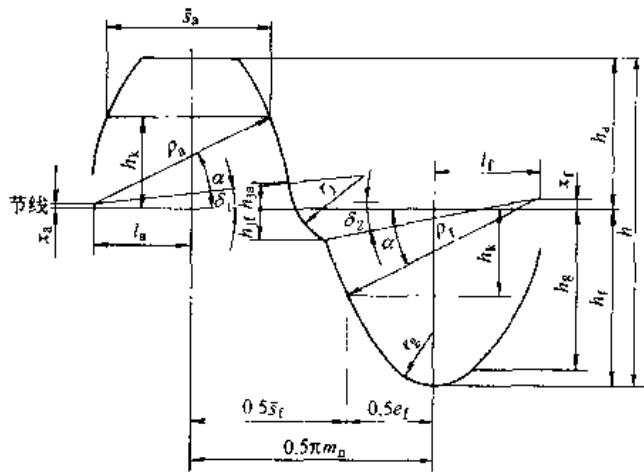
(单) 圆弧齿轮滚刀法面齿形参数 (JB 929—1967)

参数名称	代号	加工凸齿		
		$m_n = 2 \sim 30\text{mm}$	$m_n = 2 \sim 6\text{mm}$	$m_n = 7 \sim 30\text{mm}$
压力角	$\alpha$	$30^\circ$	$30^\circ$	$30^\circ$
接触点离节线高度	$h_k$	$0.75m_n$	$0.75m_n$	$0.75m_n$
齿廓圆弧半径	$\rho_a, \rho_f$	$1.5m_n$	$1.65m_n$	$1.55m_n + 0.6$
齿顶高	$h_a$	$1.2m_n$	0	0
齿根高	$h_f$	$0.3m_n$	$1.36m_n$	$1.36m_n$
全齿高	$h$	$1.5m_n$	$1.36m_n$	$1.36m_n$
齿廓圆心偏移量	$l_a, l_f$	$0.529037m_n$	$0.6289m_n$	$0.5523m_n + 0.5196$
齿廓圆心移距量	$x_a, x_f$	0	$0.075m_n$	$0.025m_n + 0.3$
接触点处齿厚	$\bar{s}_a, \bar{s}_f$	$1.54m_n$	$1.5416m_n$	$1.5616m_n$
接触点处槽宽	$e_a, e_f$	$1.6016m_n$	$1.60m_n$	$1.58m_n$
接触点处侧隙	$j$	—	$0.06m_n$	$0.04m_n$
凹齿齿顶倒角高度	$h_c$	—	$0.25m_n$	$0.25m_n$
凹齿齿顶倒角	$\gamma_r$	—	$30^\circ$	$30^\circ$
凸齿工艺角	$\delta_a$	$8^\circ 47' 34''$	—	—
齿根圆弧半径	$r_g$	$0.6248m_n$	$0.6227m_n$	$\frac{2.935m_n + 0.9}{2} - \frac{l_f^2}{2(0.165m_n + 0.3)}$

注：JB 929—1967 标准已于 1994 年废止，现在没有新的单圆弧圆柱齿轮基本齿廓标准，有的工厂老产品中仍在使用 JB 929—1967 齿形，所以将其齿形和参数列出供查阅。

### 2.2.2 双圆弧齿轮的基本齿廓

GB/T 12759—1991 标准规定了双圆弧齿轮基本齿条在法平面内的齿廓。齿廓图形及参数见表 13-2-3，侧隙见表 13-2-4。



$\alpha$ —压力角;  $h$ —全齿高;  $h_a$ —齿顶高;  $h_f$ —齿根高;  $\rho_a$ —凸齿齿廓圆弧半径;  $\rho_f$ —凹齿齿廓圆弧半径;  $x_a$ —凸齿齿廓圆心移距量;  $x_f$ —凹齿齿廓圆心移距量;  $l_a$ —凸齿齿廓圆心偏移量;  $l_f$ —凹齿齿廓圆心偏移量;  $\bar{s}_a$ —凸齿接触点处弦齿厚;  $h_k$ —接触到节线的距离;  $h_{ka}$ —过渡圆弧和凸齿圆弧的切点到节线的距离;  $h_{kf}$ —过渡圆弧和凹齿圆弧的交点到节线的距离;  $e_f$ —凹齿接触点处槽宽;  $\bar{s}_f$ —凹齿接触点处弦齿厚;  $\delta_1$ —凸齿工艺角;  $\delta_2$ —凹齿工艺角;  $r_j$ —过渡圆弧半径;  $r_k$ —齿根圆弧和凹齿圆弧的切点到节线的距离

表 13-2-3 双圆弧齿轮基本齿廓参数 (GB/T 12759—1991)

法向模数 $m_n$ /mm	基本齿廓的参数										
	$\alpha$	$h^*$	$h_a^*$	$h_f^*$	$\rho_a^*$	$\rho_f^*$	$x_a^*$	$x_f^*$	$l_a^*$	$\bar{s}_a^*$	$h_k^*$
1.5~3	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.420	0.0163	0.0325	0.6289	1.1173	0.5450
>3~6	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.410	0.0163	0.0285	0.6289	1.1173	0.5450
>6~10	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.395	0.0163	0.0224	0.6289	1.1173	0.5450
>10~16	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.380	0.0163	0.0163	0.6289	1.1173	0.5450
>16~32	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.360	0.0163	0.0081	0.6289	1.1173	0.5450
>32~50	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.340	0.0163	0.0000	0.6289	1.1173	0.5450

法向模数 $m_n$ /mm	基本齿廓的参数									
	$l_f^*$	$h_{fa}^*$	$h_{ff}^*$	$e_f^*$	$\bar{s}_f^*$	$\delta_1$	$\delta_2$	$r_j^*$	$r_k^*$	$h_k^*$
1.5~3	0.7086	0.16	0.20	1.1773	1.9643	6°20'52"	9°25'31"	0.5049	0.4030	0.9861
>3~6	0.6994	0.16	0.20	1.1773	1.9643	6°20'52"	9°19'30"	0.5043	0.4004	0.9883
>6~10	0.6957	0.16	0.20	1.1573	1.9843	6°20'52"	9°10'21"	0.4884	0.3710	1.0012
>10~16	0.6820	0.16	0.20	1.1573	1.9843	6°20'52"	9°0'59"	0.4877	0.3663	1.0047
>16~32	0.6638	0.16	0.20	1.1573	1.9843	6°20'52"	8°48'11"	0.4868	0.3595	1.0095
>32~50	0.6455	0.16	0.20	1.1573	1.9843	6°20'52"	8°35'01"	0.4858	0.3520	1.0145

注: 表中带 \* 号者, 是指该尺寸与法向模数  $m_n$  的比值, 例如:  $h^* = h/m_n$ ;  $\rho_a^* = \rho_a/m_n$  等。

表 13-2-4 侧隙

法向模数 $m_n$ /mm	1.5~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32	>32~50
侧隙 $j$	$0.06m_n$	$0.06m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$

双圆弧齿轮齿廓参数计算公式:

$$h_k^* = x_a^* + \rho_a^* \sin \alpha$$

$$x_f^* = \rho_f^* \sin \alpha - h_k^*$$

$$\bar{s}_a^* = 2 (\rho_a^* \cos \alpha - l_a^*)$$

$$l_i^* = l_a^* - 0.5j^* + (\rho_i^* - \rho_a^*) \cos \alpha$$

$$e_i^* = 2 (\rho_i^* \cos \alpha - l_i^*)$$

$$\bar{s}_i^* = \pi - e_i^*$$

$$\delta_1 = \arcsin \left( \frac{h_{jn}^* - x_n^*}{\rho_a^*} \right)$$

$$\delta_2 = \arcsin \left( \frac{h_{jt}^* + x_t^*}{\rho_i^*} \right)$$

$$r_k^* = \frac{\rho_i^{*2} - l_i^{*2} - (h_i^* + x_i^*)^2}{2 (\rho_i^* - h_i^* - x_i^*)}$$

$$= \frac{1}{2} \left[ (\rho_i^* + h_i^* + x_i^*) - \frac{l_i^{*2}}{\rho_i^* - h_i^* - x_i^*} \right]$$

$$h_g^* = \frac{\rho_i^* (h_i^* + x_i^* - r_k^*)}{\rho_i^* - r_g^*} - x_i^*$$

$$r_1^* = \frac{1}{2} \left[ \frac{\omega^2 + (h_{jn}^* + h_{jt}^*)^2}{\omega \cos \delta_1 - (h_{jn}^* + h_{jt}^*) \sin \delta_1} \right]$$

$$\text{式中 } \omega = 0.5\pi + l_u^* + l_i^* - \rho_a^* \cos \delta_1 - \rho_i^* \cos \delta_2$$

如果标准齿廓不能满足设计和使用要求，可以依据上述计算公式设计新的非标齿廓。需要指出的是，齿廓设计对承载能力和传动质量影响很大。标准齿廓的制订，是经过了设计计算、光弹试验、台架承载能力试验、工业使用验证、多种方案反复论证，并经历了统一齿形、JB 4021—1981 齿形，才确定了现行的基本齿廓国家标准。经 20 年的工业使用实践，证明该基本齿廓是可靠的、经济实用的。设计非标齿廓一定要持科学的严肃认真的态度。

### 2.3 圆弧齿轮的几何参数和尺寸计算

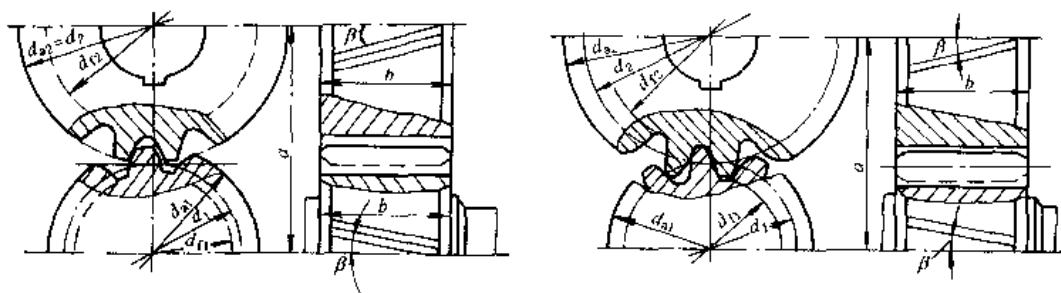


表 13-2-5

圆弧齿轮几何参数和尺寸计算

参数名称	代号	计算公式	
		单圆弧齿轮	双圆弧齿轮
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$ 由强度计算或结构设计确定	
法向模数	$m_n$	$\frac{m_n}{a} = 0.01 \sim 0.02 \text{ (特殊用途可达 } 0.04)$ 由弯曲强度计算或结构设计确定，取标准值(表 13-2-1)	
齿数和	$z_\Sigma$	$z_\Sigma = \frac{2a \cos \beta}{m_n}$ 按初选螺旋角 $\beta$ 计算 单斜齿 $\beta = 10^\circ \sim 20^\circ$ ; 人字齿 $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$	
齿数	$z$	小齿轮 $z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+i} = \frac{2a \cos \beta}{(1+i)m_n}$ 大齿轮 $z_2 = iz_1$ 按给定传动比 $i \geq 1$ 计算，齿数取整数	



参数名称	代号	计算公式	
		单圆弧齿轮	双圆弧齿轮
齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$ 校验传动比误差	
螺旋角	$\beta$	$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$ 准确到秒	
齿宽	$b$	单斜齿 $b = \varphi_a a$ $\varphi_a = 0.4 \sim 0.8$ 人字齿 $b = \varphi_a a$ $\varphi_a = 0.3 \sim 0.6$ (单边)	
纵向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n}$ $b$ ——有效齿宽(扣除齿端修薄)	
同一齿上凸齿和凹齿两接触点间的轴向距离	$q_{TA}$		$q_{TA} = \frac{0.5(\pi m_n - j) + 2(l_a + x_a \cos\alpha)}{\sin\beta} - 2\left(\rho_a + \frac{x_a}{\sin\alpha}\right) \cos\alpha \sin\beta$
接触点距离系数	$\lambda$		$\lambda = \frac{q_{TA}}{p_x}$
总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\beta$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\beta + \lambda$ (当 $\epsilon_\beta \geq \lambda$ )
分度圆直径	$d$	小齿轮 $d_1 = \frac{2az_1}{z_1 + z_2} = \frac{m_n z_1}{\cos\beta}$ 大齿轮 $d_2 = \frac{2az_2}{z_1 + z_2} = \frac{m_n z_2}{\cos\beta}$	
齿顶高	$h_a$	凸齿 $h_{a1} = 1.2m_n$ 凹齿 $h_{a2} = 0$	$h_a = 0.9m_n$
齿根高	$h_f$	凸齿 $h_{f1} = 0.3m_n$ 凹齿 $h_{f2} = 1.36m_n$	$h_f = 1.1m_n$
全齿高	$h$	凸齿 $h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 1.5m_n$ 凹齿 $h_2 = h_{f2} = 1.36m_n$	$h = h_a + h_f = 2m_n$
齿顶圆直径	$d_a$	凸齿 $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ 凹齿 $d_{a2} = d_2$	小齿轮 $d_{a1} = d_1 + 2h_a$ 大齿轮 $d_{a2} = d_2 + 2h_a$
齿根圆直径	$d_f$	凸齿 $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ 凹齿 $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	小齿轮 $d_{f1} = d_1 - 2h_f$ 大齿轮 $d_{f2} = d_2 - 2h_f$

注：齿顶高、齿根高及其所决定的径向尺寸，仅适用于 JB 929—1967、GB/T 12759—1991 及与其有相同齿高的齿廓。

## 2.4 圆弧齿轮的主要测量尺寸计算

这里介绍的测量尺寸计算方法(表 13-2-6)，除公法线长度是精确计算法外，其余均是近似计算法。精确计算法可参阅[3]、[5]。

表 13-2-6

圆弧齿轮主要测量尺寸计算

项目	简 图	计 算 公 式	
		单圆弧凸齿和双圆弧齿轮	单圆弧凹齿
弦齿厚 (法向) $\bar{s}$		$\bar{s}_s = 2 \left( \rho_s + \frac{x_s}{\sin \alpha} \right) \cos(\alpha + \delta_s) - m_n z_s \sin \delta_s$ $\delta_s = \frac{2(l_s + x_s \cot \alpha)}{m_n z_s}$ <p>式中 <math>\alpha</math>——基本齿廓的压力角  <math>\delta_s</math>——凸齿齿廓圆弧的圆心偏角</p> <p>测量齿高的计算公式</p> $\bar{h}_s = h_s - \left( \rho_s + \frac{x_s}{\sin \alpha} \right) \sin(\alpha + \delta_s) + \frac{m_n z_s}{2} (1 - \cos \delta_s)$	$\bar{s}_f = 2 \left\{ \frac{m_n z_f}{2} \sin \left( \frac{\pi}{z_f} + \delta_f \right) - \left( \rho_f - \frac{x_f}{\sin \alpha} \right) \cos \left[ \alpha - \left( \frac{\pi}{z_f} + \delta_f \right) \right] \right\}$ $\bar{h}_f = \frac{m_n z_f}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{z_f} + \delta_f \right) \right] + \left( \rho_f - \frac{x_f}{\sin \alpha} \right) \sin \left[ \alpha - \left( \frac{\pi}{z_f} + \delta_f \right) \right]$ $\delta_f = \frac{2(l_f - x_f \cot \alpha)}{m_n z_f}$ <p>式中 <math>\delta_f</math>——凹齿齿廓圆弧的圆心偏角</p>
弦齿深 (法向) $\bar{h}$		$\bar{h} = h - h_g + \frac{1}{2} (d'_s - d_s)$ <p>式中 <math>h</math>——全齿高  <math>h_g</math>——弓高</p> <p>对于单圆弧齿轮凸齿和双圆弧齿轮，弓高 <math>h_g</math></p> $h_g = \frac{1}{4} (z_s m_n + 2h_s) \left( \frac{\pi}{z_s} - \frac{s_s}{z_s m_n + 2h_s} \right)^2$ $z_s = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ $s_s = \left( 0.742 - \frac{0.43}{z_s} \right) m_n$ <p>(凸齿单圆弧齿轮 JB 929—1967)</p> $s_s = \left( 0.6491 - \frac{0.61}{z_s} \right) m_n$ <p>(双圆弧齿轮 GB/T 12759—1997)</p> <p>式中 <math>h_s</math>——<math>r_1</math>齿齿顶高  <math>z_s</math>——当量齿数  <math>s_s</math>——齿顶厚，随齿数减少而变窄，拟合上述公式</p>	<p>对于单圆弧齿轮凹齿弓高 <math>h_g</math></p> $h_g = \frac{1}{z_s m_n} \left( \sqrt{\rho_f^2 - (h_e + x_f)^2} + h_e \tan \gamma_e - l_f \right)^2$ <p>式中 <math>\rho_f</math>——凹齿内顶倒角半径  <math>h_e</math>——凹齿齿顶倒角高度  <math>x_f</math>——凹齿齿廓圆心移距量  <math>\gamma_e</math>——凹齿内顶倒角  <math>l_f</math>——凹齿齿廓圆心偏移量</p>
齿根圆斜径 $L_f$		<p>对偶数齿，测齿根圆直径 <math>d_f</math>     <math>d_f = d - 2h_f</math></p> <p>对奇数齿，测齿根圆斜径 <math>L_f</math>     <math>L_f = d_f \cos \frac{90^\circ}{z}</math></p>	

项目	简图	计算公式	
		单圆弧凸齿和双圆弧齿轮	单圆弧凹齿
公法线 长度 W		$W = \frac{d \sin^2 \alpha_1 + 2x}{\sin \alpha_n} \pm 2\rho$ $\tan \alpha_n = \tan \alpha_1 \cos \beta$	
		<p>式中 <math>d</math>——分度圆直径  <math>x</math>——齿廓圆心移距量:凸齿 <math>x_n</math>,凹齿 <math>x_f</math>  <math>\rho</math>——齿廓圆弧半径:凸齿 <math>\rho_n</math>,用正(+ )号;凹齿 <math>\rho_f</math>,用负(- )号  <math>\alpha_n</math>——测点法向压力角  <math>\alpha_1</math>——测点端面压力角                      测点端面压力角,需求解超越方程(误差在 1°以内)</p>	
		$\alpha_{n0} = M_n - B \sin 2\alpha_{n0} - Q_n \cot \alpha_{n0} \quad (\text{rad})$ $M_n = \frac{1}{z} \left[ (k_n - 1)\pi - \frac{2l_n}{m_n} \right]$ $B = \frac{1}{2} \tan^2 \beta$ $Q_n = \frac{2x_n}{z m_n \cos \beta}$	$\alpha_{nf} = M_f - B \sin 2\alpha_{nf} - Q_f \cot \alpha_{nf} \quad (\text{rad})$ $M_f = \frac{1}{z} \left( k_f \pi + \frac{2l_f}{m_n} \right)$ $B = \frac{1}{2} \tan^2 \beta$ $Q_f = \frac{2x_f}{z m_n \cos \beta}$
		<p>式中 <math>l_n</math>——凸齿齿廓圆心偏移量  <math>k_n</math>——凸齿跨齿数</p> <p><math>k_n</math>的计算:</p> $k_n = \frac{z}{\pi} \left[ \alpha_{n0} + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha_{n0} \right] + \frac{2}{\pi} \left( \frac{l_n}{m_n} + \frac{x_n \cot \alpha_{n0}}{m_n} \right) + 1$ <p style="text-align: center;">(取整数)</p> $\tan \alpha_{n0} = \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta}$	<p>式中 <math>l_f</math>——凹齿齿廓圆心偏移量  <math>k_f</math>——凹齿跨齿数</p> <p><math>k_f</math>的计算:</p> $k_f = \frac{z}{\pi} \left[ \alpha_{nf} + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha_{nf} \right] - \frac{2}{\pi} \left( \frac{l_f}{m_n} - \frac{x_f \cot \alpha_{nf}}{m_n} \right)$ <p style="text-align: center;">(取整数)</p> <p>式中 <math>\alpha_0</math>——基本齿廓的压力角</p>

注:表中  $\alpha_{n0}$  的单位为 rad。

### 3 圆弧齿轮传动的精度和检验

#### 3.1 精度标准和精度等级的确定

GB/T 15753—1995《圆弧圆柱齿轮精度》国标是机标 JB 4021—1985 的修订版。国标对机标中规定的某些误差的名称和定义作了适当修改,并给出了齿轮副接触迹线沿齿高方向位置的精确计算式。国标中规定的公差数值是以双圆弧齿轮为主,用于单圆弧齿轮时,标准中的弦齿深和齿根圆直径极限偏差值应除以 0.75,其商和 JB 4021—1985 中的标准值一致。齿坯基准端面跳动的精度比 JB 4021—1985 提高了一级,增加了图样标注规定。

国标适用于平行轴传动的圆弧圆柱齿轮及齿轮副。齿轮的齿廓应符合 GB/T 12759—1991 的规定(也适用于符合 JB 929—1967 规定的单圆弧齿轮)。模数符合 GB/T 1840—1989 规定,法向模数范围 1.5~40mm。标准规定的分度圆直径最大至 4000mm。

国标中规定的精度等级从高到低分 4、5、6、7、8 五级。按照误差特性及其对传动性能的影响,将齿轮的各项公差分为 I、II、III 三个公差组(见表 13-2-9)。根据使用要求的不同,三个公差组的精度允许选用不同等级,但同一公差组内的各项公差应取相同的精度等级。

圆弧齿轮的侧隙,由基本齿廓标准规定,与齿轮精度无关。单、双圆弧齿轮齿廓标准规定的侧隙相同,当模数  $m_n = 1.5 \sim 6\text{mm}$  时,侧隙为  $0.06m_n$ ,当  $m_n \geq 7\text{mm}$  时,侧隙为  $0.04m_n$ 。切深偏差和中心距偏差都会改变侧隙大小,但同时也改变初始接触迹沿齿高方向的位置,对承载能力和轮齿强度极为不利。因此,决不允许采用改变切

齿深度和中心距的方法来获得所期望的侧隙,如因使用需要,确需改变侧隙,最好是采用具有所需侧隙的滚刀进行加工(即设计非标的特殊齿形)。一般讲,圆弧齿轮传动的实际侧隙不应小于规定值的三分之二。

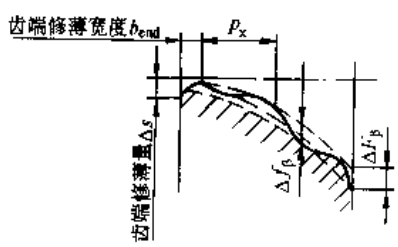
齿轮精度等级的确定,主要根据齿轮的用途、使用要求和工作条件,可参考表 13-2-7 选取。目前尚无成熟的工艺方法加工 4 级精度的齿轮,故齿轮精度等级选用表中不推荐 4 级精度。

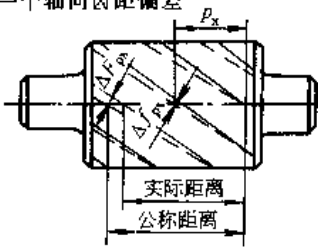
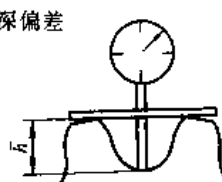
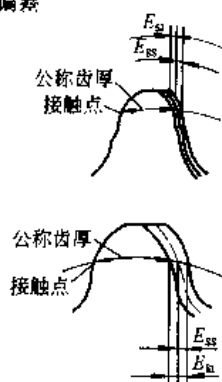
表 13-2-7 精度等级选用表

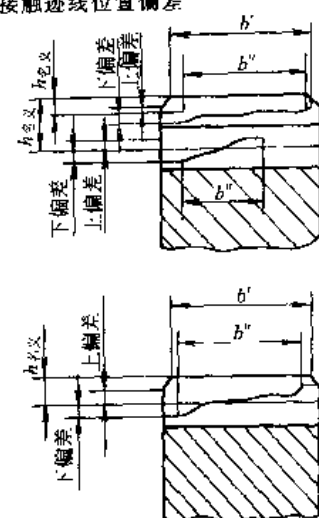
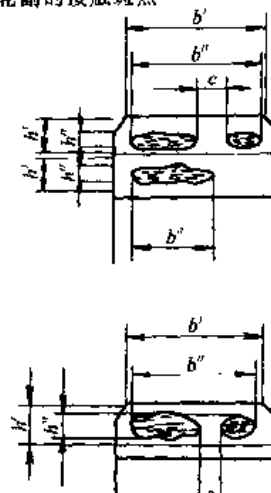
精度等级	加工方法	适用工况	节线速度/m·s <sup>-1</sup>
5 级 (高精度)	采用中硬齿面调质处理,在高精度滚齿机上用 AA 级滚刀切齿,齿面硬化处理(离子渗氮等)并进行珩齿	要求传动很平稳,振动、噪声小,节线速度高及齿面载荷系数大的齿轮,例如透平齿轮	至 120
6 级 (精密)	采用中硬齿面调质处理,在高精度滚齿机上用 AA 级滚刀切齿,齿面硬化处理(离子渗氮等)并进行珩齿	要求传动平稳,振动、噪声较小,节线速度较高,齿面载荷系数较大的齿轮,例如汽轮机、鼓风机、压缩机齿轮等	至 100
7 级 (中等精度)	采用中硬齿面调质处理,在较精密滚齿机上用 A 级滚刀切齿。小齿轮可进行齿面硬化处理(离子碳氮共渗等),也可采用渗碳淬火硬齿面,采用硬质合金镶片滚刀加工	中等速度的重载齿轮,例如轧钢机齿轮,矿井提升机、胶带输送机、球磨机、榨糖机以及起重运输机械的主传动齿轮等	至 25
8 级 (低精度)	采用中硬齿面或软齿面调质处理,在普通滚齿机上用 A 级或 B 级滚刀切齿	一般用途的低速齿轮,例如抽油机齿轮、通用减速器齿轮等	至 10

### 3.2 齿轮、齿轮副的误差及侧隙的定义和代号 (GB/T 15753—1995)

表 13-2-8 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号 (GB/T 15753—1995)

序号	名称	代号	定义
1	切向综合误差 切向综合公差	$\Delta F'_t$ $F'_t$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一转内,实际转角与公称转角之差的总幅度值,以分度圆弧长计值
2	一齿切向综合误差 一齿切向综合公差	$\Delta f'_t$ $f'_t$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,实际转角与公称转角之差的最大幅度值,以分度圆弧长计值
3	齿距累积误差 k 个齿距累积误差 齿距累积公差 k 个齿距累积公差	$\Delta F_p$ $\Delta F_{pk}$ $F_p$ $F_{pk}$	在检查圆 <sup>⊥</sup> 上任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大差值 在检查圆上, k 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大差值, k 为 2 到小于 $\frac{z}{2}$ 的整数
4	齿圈径向跳动 齿圈径向跳动公差	$\Delta F_r$ $F_r$	在齿轮一转范围内,测头在齿槽内,于凸齿或凹齿中部双面接触,测头相对于齿轮轴线的最大变动量
5	公法线长度变动 公法线长度变动公差	$\Delta F_w$ $F_w$	在齿轮一周范围内,实际公法线长度最大值与最小值之差 $\Delta F_w = W_{\max} - W_{\min}$
6	齿距偏差 齿距极限偏差	$\Delta f_{pt}$ $\pm f_{pt}$	在检查圆上,实际齿距与公称齿距之差 用相对法测量时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值
7	齿向误差 一个轴向齿距内的齿向误差  齿向公差 一个轴向齿距内的齿向公差	$\Delta F_\beta$ $\Delta f_\beta$ $F_\beta$ $f_\beta$	在检查圆柱面上,在有效齿宽范围内(端部倒角部分除外),包容实际齿向线的两条最近的设计齿线之间的端面距离 在有效齿宽中,任一轴向齿距范围内,包容实际齿线的两条最近的设计齿线之间的端面距离 设计齿线可以是修正的圆柱螺旋线,包括齿端修薄及其他修形曲线 齿宽两端的齿向误差只允许逐渐偏向齿体内

序号	名称	代号	定义
8	轴向齿距偏差	$\Delta F_{pa}$	在有效齿宽范围内, 与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上, 任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差。沿内面法线方向计值 在有效齿宽范围内, 与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上, 任一轴向齿距内, 两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差。沿齿面法线方向计值
	一个轴向齿距偏差 	$\Delta f_{pa}$	
	轴向齿距极限偏差 一个轴向齿距极限偏差	$\pm F_{pa}$ $\pm f_{pa}$	
9	螺旋线波度误差 螺旋线波度公差	$\Delta f_{\beta}$ $f_{\beta}$	在有效齿宽范围内, 凸齿或凹齿中部的实际齿线波纹的最大波幅。沿齿面法线方向计值
10	弦齿深偏差 	$\Delta E_b$	在齿轮一周内, 实际弦齿深减去实际外圆直径偏差后与公称弦齿深之差 在法面中测量
	弦齿深极限偏差	$\pm E_b$	
11	齿根圆直径偏差	$\Delta E_{df}$	齿根圆直径实际尺寸和公称尺寸之差, 对于奇数齿可用齿根圆斜径代替 斜径的公称尺寸 $L_1$ 为 $L_1 = d_f \cos \frac{90^\circ}{z}$
	齿根圆直径极限偏差	$\pm E_{df}$	
12	齿厚偏差 	$\Delta E_s$	接触点所在圆柱面上, 法向齿厚实际值与公称值之差
	齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 公差	$E_{sa}$ $E_{ss}$ $T_s$	
13	公法线长度偏差 公法线长度极限偏差	$\Delta E_w$	在齿轮一周内, 公法线实际长度值与公称值之差
	上偏差 下偏差 公差	$E_{wa}$ $E_{wi}$ $T_w$	
14	齿轮副的切向综合误差 齿轮副的切向综合公差	$\Delta F'_c$ $F'_c$	在设计中心距下安装好的齿轮副, 在啮合转动足够多的转数内, 一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计值

序号	名称	代号	定义
15	齿轮副的一齿切向综合误差 齿轮副的一齿切向综合公差	$\Delta f_{\alpha}'$ $f_{\alpha}'$	安装好的齿轮副, 在啮合转动足够多的转数内, 一个齿轮相对于另一个齿轮, 一个齿距的实际转角与公称转角之差的最大幅度值。以分度圆弧长计值
16	齿轮副的接触迹线 接触迹线位置偏差  接触迹线沿齿宽分布的长度		凸凹齿面瞬时接触时, 由于齿面接触弹性变形而形成的挤压痕迹 装配好的齿轮副, 跑合之前, 着色检验, 在轻微制动下, 齿面实际接触迹线偏离名义接触迹线的高度 对于双圆弧齿轮 凸齿: $h_{\alpha\gamma} = \left( 0.355 - \frac{1.498}{z_v + 1.09} \right) m_n$ 凹齿: $h_{\alpha\gamma} = \left( 1.445 - \frac{1.498}{z_v - 1.09} \right) m_n$ 对于单圆弧齿轮: 凸齿: $h_{\alpha\gamma} = \left( 0.45 - \frac{1.688}{z_v + 1.5} \right) m_n$ 凹齿: $h_{\alpha\gamma} = \left( 0.75 - \frac{1.688}{z_v - 1.5} \right) m_n$ $z_v$ ——当量齿数, $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ $z$ ——齿数 $\beta$ ——螺旋角 沿齿长方向, 接触迹线的长度 $b''$ 与工作长度 $b'$ 之比即 $\frac{b''}{b'} \times 100\%$
17	齿轮副的接触斑点 		装配好的齿轮副, 经空载检验, 在名义接触迹线位置附近齿面上分布的接触擦亮痕迹 接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算 沿齿长方向: 接触痕迹的长度 $b''$ (扣除超过模数值的断开部分 $c$ ) 与工作长度 $b'$ 之比的百分数, 即 $\frac{b'' - c}{b'} \times 100\%$ 沿齿高方向: 接触痕迹的平均高度 $h''$ 与工作高度 $h'$ 之比的百分数, 即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$
18	齿轮副的侧隙 圆周侧隙 法向侧隙 最大极限侧隙 最小极限侧隙	$j$ $j_0$ $j_{\max}$ $j_{\min}$ $J_{\max}$ $J_{\min}$	装配好的齿轮副, 当一个齿轮固定时, 另一个齿轮的圆周晃动量。以接触点所在圆上的弧长计值 装配好的齿轮副, 当工作齿面接触时, 非工作齿面之间的最小距离
19	齿轮副的中心距偏差 齿轮副的中心距极限偏差	$\Delta f_a$ $\pm f_a$	在齿轮副的齿宽中间平面内, 实际中心距与公称中心距之差

序号	名称	代号	定义
20	轴线的平行度误差		
	x 方向轴线的平行度误差	$\Delta f_x$	一对齿轮的轴线, 在其基准平面 [H] 上投影的平行度误差。在等于齿宽的长度上测量
	y 方向轴线的平行度误差	$\Delta f_y$	一对齿轮的轴线, 在垂直于基准平面, 并且平行于基准轴线的平面 [V] 上投影的平行度误差。在等于齿宽的长度上测量
			注: 包含基准轴线, 并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面, 称为基准平面。两条轴线中任何一条轴线都可以作为基准轴线
	x 方向轴线的平行度公差	$f_x$	
	y 方向轴线的平行度公差	$f_y$	

- ① 检查圆是指位于凸齿或凹齿中部与分度圆同心的圆。
- ② 工作长度  $l'$  是指全齿长扣除小齿轮两端修薄长度。

### 3.3 公差分组及其检验

圆弧齿轮三个公差组的检验项目和推荐的检验组合见表 13-2-9。

根据齿轮副的工作要求、生产批量、齿轮规格和计量条件, 在公差组中, 可任选一个给定精度的检验组来检验齿轮。也可按用户提出的精度和检验项目进行检验。各项目检验结果应符合标准规定。

表 13-2-9 公差分组及推荐检验组项目

公差组	公差与极限偏差项目	误差特性及其影响	推荐的检验组项目及说明
I	$F'_t, F_p, (F_{pk})$ $F_r, F_w$	以齿轮一转为周期的误差, 主要影响传递运动的准确性和低频的振动、噪声	$F'_t$ 目前尚无圆弧齿轮专用量仪 $F_p, (F_{pk})$ , 推荐用 $F_p, F_{pk}$ 仅在必要时加检 $F_r$ 与 $F_w$ 可用于 7.8 级齿轮, 当其中有一项超差时, 应按 $F_p$ 鉴定和验收
II	$f'_i, f_{pi}, f_{\beta}, f_{pk}, f_{\sigma}$	在齿轮一周内, 多次周期性重复出现的误差, 影响传动的平稳性和高频的振动、噪声	$f'_i$ 目前尚无圆弧齿轮专用量仪 推荐用 $f_{pi}$ 与 $f_{\beta}$ (或 $f_{pk}$ ); 对于 6 级及高于 6 级的齿轮加检 $f_{\sigma}$ 8 级精度齿轮允许只检 $f_{pi}$
III	$F_{\sigma}, F_{\sigma\alpha}$ $E_{df}, E_b$ ( $E_w, E_a$ )	齿向误差、轴向齿距偏差, 主要影响载荷沿齿向分布的均匀性 齿形的径向位置误差, 影响齿高方向的接触部位和承载能力	推荐用 $F_{\beta}$ 与 $E_{df}$ (或 $E_b$ ), 或用 $F_{pk}$ 与 $E_{df}$ (或 $E_b$ ), 必要时加检 $E_w$ 或 $E_a$

续表

公差组	公差与极限偏差项目	误差特性及其影响	推荐的检验组项目及说明
齿轮副	$F'_{ic}, f'_{ic}$ 接触迹线位置偏差、接触斑点及齿侧间隙	综合性误差,影响工作平稳性和承载能力	可用传动误差测量仪检查 $F'_{ic}$ 和 $f'_{ic}$ 跑合前检查接触迹线位置 and 侧隙,合格后进行跑合。跑合后检查接触斑点

注: 参照 GB/T 15753—1995。

### 3.4 检验项目的极限偏差及公差值 (GB/T 15753—1995)

圆弧齿轮部分检验项目的极限偏差及公差值与齿轮几何参数的计算式见表 13-2-10。

表 13-2-10 极限偏差及公差计算式

精度等级	$F_p$		$F_r$		$F_v$		$f_{pt}$		$F_{\beta}$		$E_h$			$E_{df}$	
	$A\sqrt{L} + C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$ $B = 0.25A$		$B\sqrt{d} + C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$ $B = 0.25A$		$A\sqrt{b} + C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$			$Am_n + B\sqrt{d}$	
	A	C	A	C	B	C	A	C	A	C	A	B	C	A	B
4	1.0	2.5	0.56	7.1	0.34	5.4	0.25	3.15	0.63	3.15	0.72	1.44	2.16	1.44	2.88
5	1.6	4	0.90	11.2	0.54	8.7	0.40	5	0.80	4	0.9	1.8	2.7	1.8	3.6
6	2.5	6.3	1.40	18	0.87	14	0.63	8	1	5					
7	3.55	9	2.24	28	1.22	19.4	0.90	11.2	1.25	6.3	1.125	2.25	3.375	2.25	4.5
8	5	12.5	3.15	40	1.7	27	1.25	16	2	10					

注:  $d$ ——齿轮分度圆直径;  $b$ ——轮齿宽度;  $L$ ——分度圆弧长;  $m_n$ ——齿轮法向模数。

其他项目的极限偏差及公差按下列公式计算:

切向综合公差 $F'_i$	$F'_i = F_p + f_{\beta}$	齿厚公差 $T_s$	$E_{s1} = -2\tan\alpha(-E_h)$
齿切向综合公差 $f'_i$	$f'_i = 0.6(f_{pt} + f_{\beta})$		$E_{s2} = -2\tan\alpha(+E_h)$
螺旋线波度公差 $f_{H\beta}$	$f_{H\beta} = f'_i \cos\beta$	齿轮副的切向综合公差 $F'_{ic}$	$F'_{ic} = F'_{i1} + F'_{i2}$
轴向齿距极限偏差 $F_{px}$	$F_{px} = F_{\beta}$	当两齿轮的齿数比为不大于 3 的整数且采用选配时, $F'_{ic}$ 可比计算值压缩 25% 或更多。齿轮副的一齿切向综合公差 $f'_{ic}$	$f'_{ic} = f'_{i1} + f'_{i2}$
一个轴向齿距极限偏差 $f_{px}$	$f_{px} = f_{\beta}$		
中心距极限偏差 $f_a$	$f_a = 0.5(IT6, IT7, IT8)$		
公法线长度公差 $T_w$	$E_{w1} = -2\sin\alpha(-E_h)$ $E_{w2} = -2\sin\alpha(+E_h)$ $T_w = E_{w2} - E_{w1}$		

各检验项目的极限偏差及公差值见表 13-2-11 至表 13-2-21。

表 13-2-11 齿距累积公差  $F_p$  及  $k$  个齿距累积公差  $F_{pk}$  值

L/mm		精度等级					/μm
大于	到	4	5	6	7	8	
—	32	8	12	20	28	40	
32	50	9	14	22	32	45	
50	80	10	16	25	36	50	
80	160	12	20	32	45	63	
160	315	18	28	45	63	90	
315	630	25	40	63	90	125	
630	1000	32	50	80	112	160	
1000	1600	40	63	100	140	200	
1600	2500	45	71	112	160	224	



续表

L/mm		精度等级				
大于	到	4	5	6	7	8
2500	3150	56	90	140	200	280
3150	4000	63	100	160	224	315
4000	5000	71	112	180	250	355
5000	7200	80	125	200	280	400

注：1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $l$  查表。

查  $F_p$  时，取  $L = \frac{1}{2} \pi d = \frac{\pi m_n z}{2 \cos \beta}$

查  $F_{pk}$  时，取  $L = \frac{k \pi m_n}{\cos \beta}$  ( $k$  为 2 到小于  $z/2$  的整数)

2. 除特殊情况外，对于  $F_{pk}$ ， $k$  值规定取为小于  $z/6$  或  $z/8$  的最大整数。

式中  $d$ ——分度圆直径； $m_n$ ——法向模数； $z$ ——齿数； $\beta$ ——分度圆螺旋角。

表 13-2-12 齿圈径向跳动公差  $F_r$  值 / $\mu\text{m}$

分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级				
大于	到		4	5	6	7	8
—	125	1.5 ~ 3.5	9	14	22	36	50
		> 3.5 ~ 6.3	11	16	28	45	63
		> 6.3 ~ 10	13	20	32	50	71
		> 10 ~ 16	—	22	36	56	80
125	400	1.5 ~ 3.5	10	16	25	40	56
		> 3.5 ~ 6.3	13	18	32	50	71
		> 6.3 ~ 10	14	22	36	56	80
		> 10 ~ 16	16	25	40	63	90
		> 16 ~ 25	20	32	50	80	112
400	800	1.5 ~ 3.5	11	18	28	45	63
		> 3.5 ~ 6.3	13	20	32	50	71
		> 6.3 ~ 10	14	22	36	56	80
		> 10 ~ 16	18	28	45	71	100
		> 16 ~ 25	22	36	56	90	125
		> 25 ~ 40	28	45	71	112	160
800	1600	1.5 ~ 3.5	—	—	—	—	—
		> 3.5 ~ 6.3	14	22	36	56	80
		> 6.3 ~ 10	16	25	40	63	90
		> 10 ~ 16	18	28	45	71	100
		> 16 ~ 25	22	36	56	90	125
		> 25 ~ 40	28	45	71	112	160
1600	2500	1.5 ~ 3.5	—	—	—	—	—
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—
		> 6.3 ~ 10	18	28	45	71	100
		> 10 ~ 16	20	32	50	80	112
		> 16 ~ 25	25	40	63	100	140
		> 25 ~ 40	32	50	80	125	180
2500	4000	1.5 ~ 3.5	—	—	—	—	—
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—
		> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—
		> 10 ~ 16	22	36	56	90	125
		> 16 ~ 25	25	40	63	100	140
		> 25 ~ 40	32	50	80	125	180

表 13-2-13

公法线长度变动公差  $F_w$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		精 度 等 级				
大于	到	4	5	6	7	8
—	125	8	12	20	28	40
125	400	10	16	25	36	50
400	800	12	20	32	45	63
800	1600	16	25	40	56	80
1600	2500	18	28	45	71	100
2500	4000	25	40	63	90	125

表 13-2-14

齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$ / $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级				
大于	到		4	5	6	7	8
—	125	1.5 ~ 3.5	4.0	6	10	14	20
		> 3.5 ~ 6.3	5.0	8	13	18	25
		> 6.3 ~ 10	5.5	9	14	20	28
		> 10 ~ 16	—	10	16	22	32
125	400	1.5 ~ 3.5	4.5	7	11	16	22
		> 3.5 ~ 6.3	5.5	9	14	20	28
		> 6.3 ~ 10	6.0	10	16	22	32
		> 10 ~ 16	7.0	11	18	25	36
		> 16 ~ 25	9.0	14	22	32	45
400	800	1.5 ~ 3.5	5.0	8	13	18	25
		> 3.5 ~ 6.3	5.5	9	14	20	28
		> 6.3 ~ 10	7.0	11	18	25	36
		> 10 ~ 16	8.0	13	20	28	40
		> 16 ~ 25	10	16	25	36	50
		> 25 ~ 40	13	20	32	45	63
800	1600	> 3.5 ~ 6.3	6.0	10	16	22	32
		> 6.3 ~ 10	7.0	11	18	25	36
		> 10 ~ 16	8.0	13	20	28	40
		> 16 ~ 25	10	16	25	36	50
		> 25 ~ 40	13	20	32	45	63
1600	2500	> 6.3 ~ 10	8.0	13	20	28	40
		> 10 ~ 16	9.0	14	22	32	45
		> 16 ~ 25	11	18	28	40	56
		> 25 ~ 40	14	22	36	50	71
2500	4000	> 10 ~ 16	10	16	25	36	50
		> 16 ~ 25	11	18	28	40	56
		> 25 ~ 40	14	22	36	50	71

表 13-2-15

齿向公差  $F_p$  值 (一个轴向齿距内齿向公差  $f_{p1}$  值)/ $\mu\text{m}$ 

有效齿宽 (轴向齿距) /mm		精 度 等 级				
大于	到	4	5	6	7	8
—	40	5.5	7	9	11	18
40	100	8.0	10	12	16	25
100	160	10	12	16	20	32
160	250	12	16	19	24	38
250	400	14	18	24	28	45
400	630	17	22	28	34	55

注: 一个轴向齿距内的齿向公差按轴向齿距查表。

表 13-2-16

轴线平行度公差

$x$ 方向轴线平行度公差 $f_x = F_\beta$	$F_\beta$ 见表 13-2-15
$y$ 方向轴线平行度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_\beta$	

表 13-2-17

中心距极限偏差  $\pm f_a$

/μm

第 II 公差组精度等级		4	5, 6	7, 8	
$f_a$		$\frac{1}{2} IT6$	$\frac{1}{2} IT7$	$\frac{1}{2} IT8$	
齿轮副的中心距 /mm	大于	到 120	11	17.5	27
	120	180	12.5	20	31.5
	180	250	14.5	23	36
	250	315	16	26	40.5
	315	400	18	28.5	44.5
	400	500	20	31.5	48.5
	500	630	22	35	55
	630	800	25	40	62
	800	1000	28	45	70
	1000	1250	33	52	82
	1250	1600	39	62	97
	1600	2000	46	75	115
	2000	2500	55	87	140
2500	3150	67.5	105	165	

表 13-2-18

弦齿深极限偏差  $\pm E_n$

/μm

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精度等级		
大于	到		4	5, 6	7, 8
—	50	1.5 ~ 3.5	10	12	15
		> 3.5 ~ 6.3	12	15	19
50	80	1.5 ~ 3.5	11	14	17
		> 3.5 ~ 6.3	13	16	20
		> 6.3 ~ 10	15	19	24
80	120	1.5 ~ 3.5	12	15	18
		> 3.5 ~ 6.3	14	18	21
		> 6.3 ~ 10	17	21	26
		> 10 ~ 16	—	—	32
120	200	1.5 ~ 3.5	13	16	21
		> 3.5 ~ 6.3	15	19	23
		> 6.3 ~ 10	18	23	27
		> 10 ~ 16	—	—	34
		> 16 ~ 32	—	—	49
200	320	1.5 ~ 3.5	15	18	23
		> 3.5 ~ 6.3	17	21	26
		> 6.3 ~ 10	20	24	30
		> 10 ~ 16	—	—	36
		> 16 ~ 32	—	—	53
320	500	1.5 ~ 3.5	17	21	24
		> 3.5 ~ 6.3	18	23	27
		> 6.3 ~ 10	21	26	32
		> 10 ~ 16	—	—	38
		> 16 ~ 32	—	—	57

续表

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级		
大于	到		4	5, 6	7, 8
500	800	1.5 ~ 3.5	18	23	—
		> 3.5 ~ 6.3	20	26	30
		> 6.3 ~ 10	23	28	34
		> 10 ~ 16	—	—	42
		> 16 ~ 32	—	—	57
800	1250	> 3.5 ~ 6.3	23	28	34
		> 6.3 ~ 10	25	31	38
		> 10 ~ 16	—	—	45
		> 16 ~ 32	—	—	60
1250	2000	> 3.5 ~ 6.3	25	31	38
		> 6.3 ~ 10	27	34	42
		> 10 ~ 16	—	—	49
		> 16 ~ 32	—	—	68
2000	3150	> 3.5 ~ 6.3	27	34	—
		> 6.3 ~ 10	30	38	45
		> 10 ~ 16	—	—	53
		> 16 ~ 32	—	—	68
3150	4000	> 3.5 ~ 6.3	30	38	—
		> 6.3 ~ 10	36	45	49
		> 10 ~ 16	—	—	57
		> 16 ~ 32	—	—	75

注：对于单圆弧齿轮，弦齿深极限偏差取  $\pm E_{b'}/0.75$ 。

表 13-2-19

齿根圆直径极限偏差  $\pm E_{df}$ / $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级		
大于	到		4	5, 6	7, 8
—	50	1.5 ~ 3.5	15	19	23
		> 3.5 ~ 6.3	19	24	30
50	80	1.5 ~ 3.5	17	21	26
		> 3.5 ~ 6.3	21	26	33
		> 6.3 ~ 10	27	34	42
80	120	1.5 ~ 3.5	19	24	29
		> 3.5 ~ 6.3	23	28	36
		> 6.3 ~ 10	29	36	45
		> 10 ~ 16	—	—	57
120	200	1.5 ~ 3.5	22	27	33
		> 3.5 ~ 6.3	26	32	38
		> 6.3 ~ 10	32	39	49
		> 10 ~ 16	—	—	60
		> 16 ~ 32	—	—	90
200	320	1.5 ~ 3.5	24	30	38
		> 3.5 ~ 6.3	29	36	42
		> 6.3 ~ 10	34	42	53
		> 10 ~ 16	—	—	64
		> 16 ~ 32	—	—	94

续表

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级		
大于	到		4	5, 6	7, 8
320	500	1.5 ~ 3.5	27	34	42
		> 3.5 ~ 6.3	32	39	50
		> 6.3 ~ 10	38	48	57
		> 10 ~ 16	—	—	68
		> 16 ~ 32	—	—	98
500	800	1.5 ~ 3.5	32	39	—
		> 3.5 ~ 6.3	36	45	53
		> 6.3 ~ 10	41	51	60
		> 10 ~ 16	—	—	75
		> 16 ~ 32	—	—	105
800	1250	> 3.5 ~ 6.3	41	51	60
		> 6.3 ~ 10	46	57	68
		> 10 ~ 16	—	—	83
		> 16 ~ 32	—	—	113
1250	2000	> 6.3 ~ 10	48	60	75
		> 10 ~ 16	—	—	90
		> 16 ~ 32	—	—	120
2000	3150	> 6.3 ~ 10	60	75	—
		> 10 ~ 16	—	—	105
		> 16 ~ 32	—	—	135
3150	4000	> 10 ~ 16	—	—	120
		> 16 ~ 32	—	—	150

注：对于单圆弧齿轮，齿根圆直径极限偏差取  $\pm F_{d1}/0.75$ 。

表 13-2-20 接触迹线长度和位置偏差

齿轮类型及检验项目			精 度 等 级				
			4	5	6	7	8
双圆弧齿轮	接触迹线位置偏差		$\pm 0.11 m_n$	$\pm 0.15 m_n$		$\pm 0.18 m_n$	
	按齿长不少于工作齿长 /%	第一条	95	90	90	85	80
		第二条	75	70	60	50	40
单圆弧齿轮	接触迹线位置偏差		$\pm 0.15 m_n$	$\pm 0.20 m_n$		$\pm 0.25 m_n$	
	按齿长不少于工作齿长/%		95	90		85	

表 13-2-21 接触斑点 /%

齿轮类型及检验项目			精 度 等 级				
			4	5	6	7	8
双圆弧齿轮	按齿高不少于工作齿高		60	55	50	45	40
	按齿长不少于工作齿长	第一条	95	95	90	85	80
		第二条	90	85	80	70	60
单圆弧齿轮	按齿高不少于工作齿高		60	55	50	45	40
	按齿长不少于工作齿长		95	95	90	85	80

注：对于齿面硬度  $\geq 300\text{HBS}$  的齿轮副，其接触斑点沿齿高方向应为  $\geq 0.3 m_n$ 。

### 3.5 齿坯公差 (GB/T 15753-1995)

齿坯公差包括尺寸公差和基准面的形位公差。尺寸和形状公差见表 13-2-22。圆弧齿轮在加工、检验和装配

时的径向基准面和轴向辅助基准面应尽量一致，并在齿轮零件图上标出。基准面的形位公差见表 13-2-23 和表 13-2-24。

表 13-2-22 齿坯尺寸和形状公差

齿轮精度等级 <sup>①</sup>	4	5	6	7	8
孔 尺寸公差	IT4	IT5	IT6	IT7	
形状公差					
轴 尺寸公差	IT4	IT5		IT6	
形状公差					
顶圆直径 <sup>②</sup>	IT6		IT7		

① 当三个公差组的精度等级不同时，按最高的精度等级确定公差值。

② 当顶圆不作测量齿深和齿厚的基准时，尺寸公差按 IT11 给定，但不大于  $0.1m_n$ 。

表 13-2-23 齿轮基准面的径向圆跳动公差 / $\mu\text{m}$

分度圆直径/mm		精度等级		
大于	到	4	5, 6	7, 8
—	125	7	11	18
125	400	9	14	22
400	800	12	20	32
800	1600	18	28	45
1600	2500	25	40	63
2500	4000	40	63	100

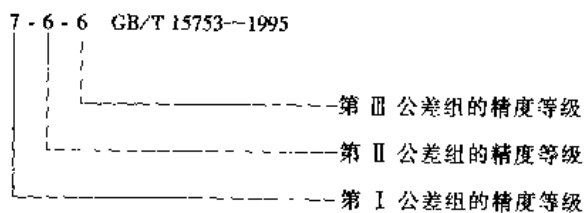
表 13-2-24 齿轮基准面的端面圆跳动公差 / $\mu\text{m}$

分度圆直径/mm		精度等级		
大于	到	4	5, 6	7, 8
—	125	2.8	7	11
125	400	3.6	9	14
400	800	5	12	20
800	1600	7	18	28
1600	2500	10	25	40
2500	4000	16	40	63

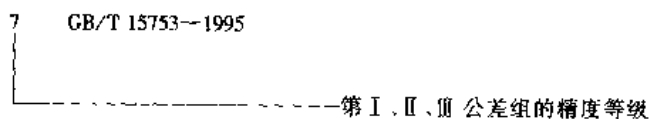
### 3.6 图样标注及应注明的尺寸数据

(1) 在齿轮工作图上应注明齿轮的精度等级和侧隙系数。当采用标准齿廓滚刀加工时，可不标注侧隙系数。

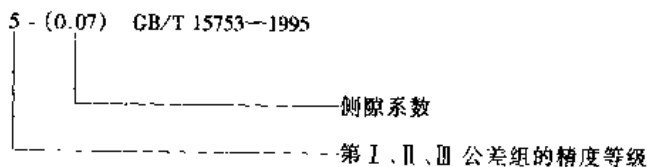
1) 三个公差组的精度不同，采用标准齿廓滚刀加工：



2) 三个公差组的精度相同，采用标准齿廓滚刀加工：



3) 三个公差组的精度相同，侧隙有特殊要求  $j_n = 0.07m_n$ ：



(2) 在图样上应标注的主要尺寸数据有：顶圆直径及其公差，分度圆直径，根圆直径及其公差，齿宽，孔（轴）径及其公差。基准面（包括端面、孔圆柱面和轴圆柱面）的形位公差。轮齿表面及基准面的粗糙度。轮齿表面粗糙度见表 13-2-25 的推荐值，其余表面（包括基准面）的粗糙度，可根据配合精度和使用要求确定。

表 13-2-25

圆弧齿轮的齿面粗糙度

精度等级	5, 6级		7级		8级	
	法向模数 $m_n/\text{mm}$	1.5~10	1.5~10	>10	1.5~10	>10
跑合前的齿面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	0.8	2.5	3.2	3.2	5.0	

(3) 在图样右上角用表格列出齿轮参数以及应检验的项目代号和公差值等(见图 13-2-8 中的表)。检验项目根据传动要求确定。常检的项目有: 齿距累积公差  $F_p$ 、齿圈径向跳动公差  $F_r$ 、齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$ 、齿向公差  $F_{\beta}$ 、内根圆直径极限偏差(或弦齿深、弦齿厚、公法线平均长度极限偏差)等。除齿根圆直径极限偏差标在图样上外, 弦齿深、弦齿厚和公法线平均长度极限偏差均列在表格内。接触迹线位置和接触斑点检验要求列在装配图上。

(4) 对齿轮材料的力学性能、热处理、锻铸件质量、动静平衡以及其他特殊要求, 均以技术要求的形式, 用文字或表格标注在右下角标题栏上方, 或附近其他合适的地方。

圆弧齿轮的零件工作图见图 13-2-8。其中技术要求、材料及热处理、放大图和剖面图略去。

法向模数 $m_n$	4	齿 廓	GB/T 12759—1991	
齿 数 $z$	29	压力角 $\alpha$	24°	
螺旋角 $\beta$	13°15'41"	顶高系数 $h_a^*$	0.9	
旋 向	右	齿高系数 $h^*$	2	
精度等级	7 GB/T 15753—1995			
检验项目公差				
I	齿距累积公差	$F_p$	0.063	
	齿圈径向跳动公差	$F_r$	0.045	
II	齿距极限偏差	$\pm f_{pt}$	$\pm 0.018$	
III	齿向公差	$F_{\beta}$	0.02	
	齿根圆直径极限偏差	$\pm E_{dc}$	见图	
配对图号				
齿轮齿数				
中心距及极限偏差				

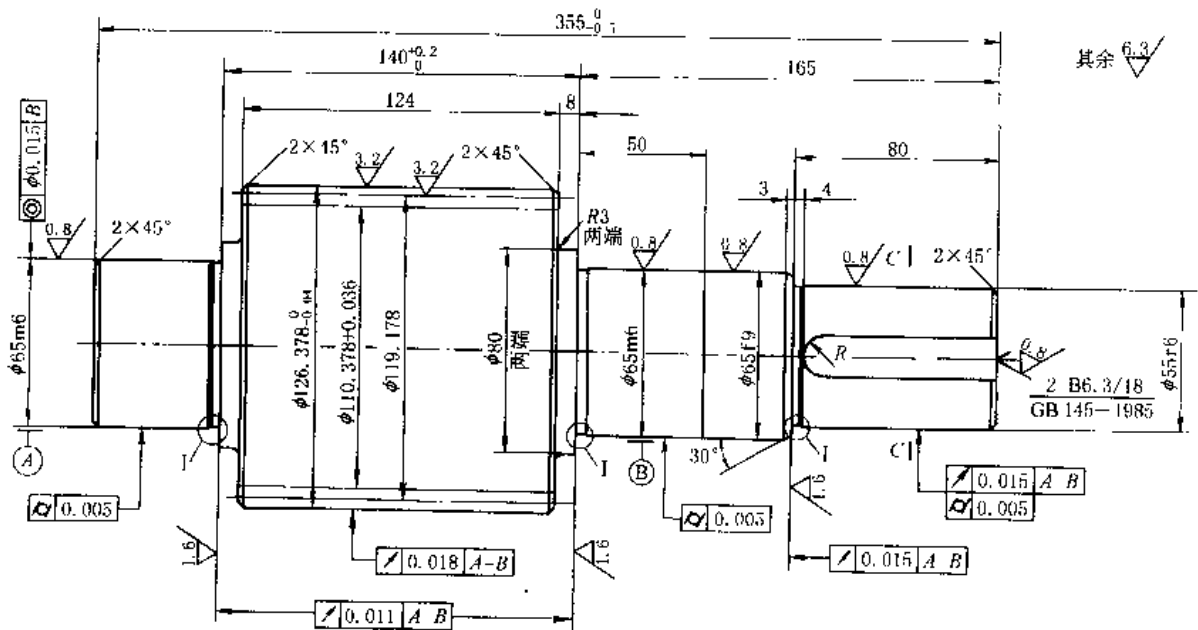


图 13-2-8 圆弧齿轮的零件工作图

## 4 圆弧齿轮传动的设计及强度计算

### 4.1 基本参数选择

圆弧齿轮传动的主要参数 ( $z$ 、 $m_n$ 、 $\epsilon_\beta$ 、 $\beta$ 、 $\varphi_d$  和  $\varphi_a$  等) 对传动的承载能力和工作质量有很大的影响 (表 13-2-26)。各参数之间有密切的联系, 相互影响, 相互制约, 选择时应根据具体工作条件, 并注意它们之间的基本关系:

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos\beta} \quad (13-2-9)$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n} \quad (13-2-10)$$

$$a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos\beta} \quad (13-2-11)$$

$$\varphi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{\pi \epsilon_\beta}{z_1 \tan\beta} \quad (13-2-12)$$

$$\varphi_a = \frac{b}{a} = \frac{2\pi \epsilon_\beta}{(z_1 + z_2) \tan\beta} \quad (13-2-13)$$

表 13-2-26 基本参数选择

参数名称	选 择 原 则
小齿轮齿数 $z_1$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 圆弧齿轮没有根切现象, <math>z_1</math> 不受根切齿数限制, 但 <math>z_1</math> 太少, 不能保证轴的强度和刚度</li> <li>2. 当 <math>d</math>、<math>b</math> 一定时, <math>z_1</math> 少则 <math>m_n</math> 大, 不易保证应有的 <math>\epsilon_\beta</math></li> <li>3. 在满足弯曲强度条件下, 应取较大的 <math>z_1</math> 推荐: 中低速传动 <math>z_1 = 16 \sim 35</math> 高速传动 <math>z_1 = 25 \sim 50</math></li> </ol>
法向模数 $m_n$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 模数按弯曲强度或结构设计确定, 并取标准值</li> <li>2. 一般减速器, 推荐 <math>m_n = (0.01 \sim 0.02) a</math>, 平稳连续运转取小值</li> <li>3. 当 <math>d</math>、<math>b</math> 一定时, <math>m_n</math> 小则 <math>\epsilon_\beta</math> 大, 传动平稳, 且 <math>m_n</math> 小, 齿面滑动速度小, 摩擦功小, 可提高抗胶合能力</li> <li>4. 在有冲击载荷且轴承对称布置时, 推荐 <math>m_n = (0.025 \sim 0.04) a</math></li> </ol>
纵向重合度 $\epsilon_\beta$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 纵向重合度可写成整数部分 <math>\mu_\epsilon</math> 和尾数 <math>\Delta\epsilon</math>, 即 <math>\epsilon_\beta = \mu_\epsilon + \Delta\epsilon</math>; 一般 <math>\mu_\epsilon = 2 \sim 5</math>, 推荐 <math>\Delta\epsilon = 0.25 \sim 0.4</math></li> <li>2. 中低速传动 <math>\mu_\epsilon \geq 2</math>, 高速传动 <math>\mu_\epsilon \geq 3</math></li> <li>3. 高精度齿轮、大 <math>\beta</math> 角的人字齿轮, <math>\mu_\epsilon</math> 取大值, 可提高传动平稳性和承载能力。但必须严格控制齿距误差、齿向误差、轴线平行度误差和轴系变形量</li> <li>4. <math>\Delta\epsilon</math> 太小, 啮入冲击大, 端面效应也大, 易崩角</li> <li>5. 增大 <math>\Delta\epsilon</math>, 端部齿根应力有所减小, 但 <math>\Delta\epsilon &gt; 0.4</math> 以后, 应力减少缓慢, 不经济</li> <li>6. 选 <math>\Delta\epsilon</math> 应考虑修端情况 (见修端长度的确定)</li> </ol>
螺旋角 $\beta$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 螺旋角增大, 齿面瞬时接触迹宽度减小, 当 <math>\epsilon_\beta</math> 一定时, 齿面接触应力增大, 接触强度降低</li> <li>2. 当齿轮圆周速度一定时, <math>\beta</math> 增大, 齿面滚动速度减小, 不利于形成油膜</li> <li>3. <math>\beta</math> 增大, 轴向力也增大, 轴承负担加重</li> <li>4. 当 <math>b</math>、<math>m_n</math> 一定时, <math>\beta</math> 增大, <math>\epsilon_\beta</math> 也增大, 传动平稳, 并使弯曲强度和接触强度提高, 特别对弯曲强度更有利 推荐: 单斜齿 <math>\beta = 10^\circ \sim 20^\circ</math>, 人字齿 <math>\beta = 25^\circ \sim 35^\circ</math></li> </ol>
齿宽系数 $\varphi_d$ 、 $\varphi_a$	<p>齿宽系数影响齿向载荷分配, 应根据载荷特性、加工精度、传动结构布局和系统刚度来确定。通常推荐减速器的齿宽系数:</p> <p>单斜齿 <math>\varphi_d = \frac{b}{d} = 0.4 \sim 0.8</math>    <math>\varphi_a = 0.4 \sim 1.4</math></p> <p>人字齿 <math>\varphi_a = \frac{b}{a} = 0.3 \sim 0.6</math> (<math>b</math> 为半侧齿宽)</p> <p>对于单级传动的齿轮箱, 应取较大的齿宽系数</p>



参数名称	选 择 原 则		
齿宽 $b$	齿宽可根据齿宽系数和中心距（或齿轮分度圆直径）确定。也可根据重合度和啮合特性确定。双圆弧齿轮啮合特性和齿宽的关系如下：		
	啮合特性与齿宽的关系		
	最少接触点数与 最少啮合齿对数	代号	齿宽 $b$ 的选择范围
	$2m$ 点接触 $m$ 对齿啮合	$\epsilon_{2mi}$ $\epsilon_{mi}$	$mp_x \leq b \leq (m+1)p_x - q_{TA}$
	$2m$ 点接触 $(m+1)$ 对齿啮合	$\epsilon_{2mi}$ $\epsilon_{(m+1)i}$	$(m+1)p_x - q_{TA} < b < mp_x + q_{TA}$
$(2m+1)$ 点接触 $(m+1)$ 对齿啮合	$\epsilon_{(2m+1)d}$ $\epsilon_{(m+1)x}$	$mp_x + q_{TA} \leq b < (m+1)p_x$	
表中的 $m$ 为齿宽 $b$ 含 $p_x$ 的整倍数			

设计时可先确定齿宽系数，再用式 (13-2-13) 来调整  $z_1$ 、 $\beta$  和  $\epsilon_\beta$ 。也可先确定  $z_1$ 、 $\beta$  和  $\epsilon_\beta$ ，再用式 (13-2-13) 来校核  $\varphi_d$ 。最好是用计算机程序进行参数优化设计。

对于常用的  $\epsilon_\beta$  值： $\epsilon_\beta = 1.25$ ； $\epsilon_\beta = 2.25$ ； $\epsilon_\beta = 3.25$  等，可用图 13-2-9 来选取一组合适的  $\varphi_d$ 、 $z_1$  和  $\beta$  值。

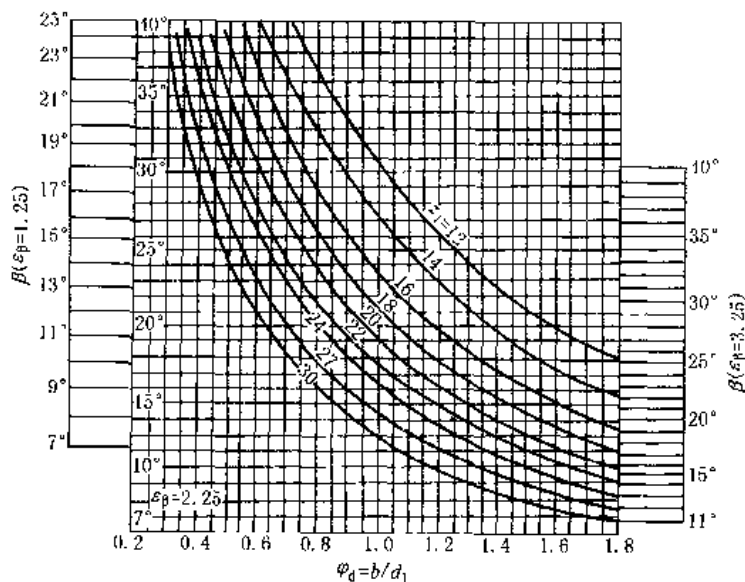


图 13-2-9  $\varphi_d$  与  $z_1$ 、 $\beta$  的关系

## 4.2 圆弧齿轮的强度计算

圆弧齿轮和渐开线齿轮一样，在使用中其损伤的表现形式有轮齿折断、齿面点蚀、齿面胶合、齿面塑变、齿面磨损等。它还有一种特殊的损伤为齿端崩角，这是由于其啮入和啮出时齿端受集中载荷作用所致。在使用中哪一种为主要损伤形式，则与设计参数、材料热处理、加工装配质量、润滑、跑合及载荷状况有关。其中危害最大的是轮齿折断，往往会引起重大事故。轮齿折断与轮齿的抗弯强度密切相关。齿面点蚀和严重胶合，也会形成轮齿折断的疲劳源，诱发断齿，要求齿面应有足够的抗疲劳强度。

圆弧齿轮啮合受力，其弯曲应力和接触应力是一个复杂的三维问题，不能像渐开线齿轮那样简化为悬臂梁进行弯曲应力分析，以赫兹公式为基础进行接触应力分析，它必须确切计入正压力  $F_n$ 、齿向相对曲率半径  $\rho$  和材料的诱导弹性模量  $E$  的影响。经过大量的试验研究和应力测量，并经理论分析和数学归纳，得出适合圆弧齿轮强度计算的齿根应力和齿面接触应力的计算公式。又经大量的生产应用实践，制订出 GB/T 13799—1992《双圆弧圆柱齿轮承载能力计算方法》国家标准。下面着重介绍该标准。由于单、双圆弧齿轮啮合原理和受力分析是一样

的, 依据标准中的计算公式, 根据单圆弧齿轮的齿廓参数 (JB 929—1967), 拟合出单圆弧齿轮的强度计算公式和计算用图表, 供设计者参考。

GB/T 13799—1992 规定的计算方法, 适用于符合 GB/T 12759—1991 齿廓标准规定的双圆弧齿轮, 齿轮精度符合 GB/T 15753—1995 的规定。

#### 4.2.1 双圆弧齿轮的强度计算公式

双圆弧齿轮的强度计算公式见表 13-2-27。

表 13-2-27 GB/T 12759—1991 型双圆弧齿轮强度计算公式 (GB/T 13799—1992)

项 目	单位	齿根弯曲强度	齿面接触强度
计算应力	MPa	$\sigma_F = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{2\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.86} \times \frac{Y_L Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 m_n^{2.58}}$	$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H2}}{2\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.71} \times \frac{Z_F Z_u Z_\beta Z_a}{z_1 m_n^{2.19}}$
法向模数	mm	$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{2\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{1/3} \times \left( \frac{Y_L Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 \sigma_{FP}} \right)^{1/2.58}$	$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H2}}{2\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{1/3} \times \left( \frac{Z_F Z_u Z_\beta Z_a}{z_1 \sigma_{HP}} \right)^{1/2.19}$
小齿轮名义转矩	N·mm	$T_1 = \frac{2\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}}{K_A K_V K_I K_{F2}} m_n^3 \times \left( \frac{z_1 \sigma_{FP}}{Y_L Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}} \right)^{1/0.86}$	$T_1 = \frac{2\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}}{K_A K_V K_I K_{H2}} m_n^3 \times \left( \frac{z_1 \sigma_{HP}}{Z_F Z_u Z_\beta Z_a} \right)^{1/0.71}$
许用应力	MPa	$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_N Y_x / S_{Fmin} \geq \sigma_F$	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_I Z_\nu / S_{Hmin} \geq \sigma_H$
安全系数		$S_F = \sigma_{Flim} Y_N Y_x / \sigma_F \geq S_{Fmin}$	$S_H = \sigma_{Hlim} Z_N Z_I Z_\nu / \sigma_H \geq S_{Hmin}$

该公式适用于经正火、调质或渗氮处理的钢制齿轮和球墨铸铁齿轮。公式中的长度单位为 mm; 力单位为 N;  $T_1$  为小齿轮的名义转矩, 对人字齿轮取其值的一半即  $\frac{T_1}{2}$ ,  $\mu_\epsilon$  和  $K_{\Delta\epsilon}$  按半边齿宽取值; 式中各参数的意义和确定方法见表 13-2-29。

#### 4.2.2 单圆弧齿轮的强度计算公式

单圆弧齿轮的强度计算公式见表 13-2-28。

表 13-2-28 JB 929—1967 型单圆弧齿轮强度计算公式

项 目	单位	齿根弯曲强度	齿面接触强度
计算应力	MPa	凸齿 $\sigma_{F1} = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.79} \times \frac{Y_{E1} Y_{u1} Y_{\beta1} Y_{F1} Y_{End1}}{z_1 m_n^{2.37}}$	$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H2}}{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.7} \times \frac{Z_F Z_u Z_\beta Z_a}{z_1 m_n^{2.1}}$
		凹齿 $\sigma_{F2} = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.73} \times \frac{Y_{E2} Y_{u2} Y_{\beta2} Y_{F2} Y_{End2}}{z_1 m_n^{2.19}}$	
法向模数	mm	凸齿 $m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{1/3} \times \left( \frac{Y_{E1} Y_{u1} Y_{\beta1} Y_{F1} Y_{End1}}{z_1 \sigma_{FP1}} \right)^{1/2.37}$	$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H2}}{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{1/3} \times \left( \frac{Z_F Z_u Z_\beta Z_a}{z_1 \sigma_{HP}} \right)^{1/2.1}$
		凹齿 $m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{1/3} \times \left( \frac{Y_{E2} Y_{u2} Y_{\beta2} Y_{F2} Y_{End2}}{z_1 \sigma_{FP2}} \right)^{1/2.19}$	

项 目	单 位	内 根 弯 曲 强 度	齿 面 接 触 强 度
小轮 (凸齿) 名义转矩	N·mm	凸齿 $T_1 = \frac{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}}{K_A K_V K_1 K_{F2}} m_n^3 \times$ $\left( \frac{z_1 \sigma_{FP1}}{Y_{j1} Y_{\beta 1} Y_{\beta 2} Y_{F1} Y_{End1}} \right)^{1.0179}$ 凹齿 $T_1 = \frac{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}}{K_A K_V K_1 K_{F2}} m_n^3 \times$ $\left( \frac{z_1 \sigma_{FP2}}{Y_{j2} Y_{\beta 2} Y_{\beta 1} Y_{F2} Y_{End2}} \right)^{1.073}$	$T_1 = \frac{\mu_\epsilon + K_{\Delta\epsilon}}{K_A K_V K_1 K_{H2}} m_n^3 \times$ $\left( \frac{z_1 \sigma_{HP}}{Z_\epsilon Z_\beta Z_\alpha} \right)^{1.07}$
许用应力	MPa	$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_N Y_S / S_{Fmin} \geq \sigma_F$	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_\beta / S_{Hmin} \geq \sigma_H$
安全系数		$S_F = \sigma_{Flim} Y_N Y_S / \sigma_F \geq S_{Fmin}$	$S_H = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_\beta / \sigma_H \geq S_{Hmin}$

公式的适用范围及说明同双圆弧齿轮。

### 4.2.3 强度计算公式中各参数的确定方法

强度计算公式中各参数的确定方法见表 13-2-29。

表 13-2-29 强度计算公式中各参数的确定方法

名 称	确定依据	名 称	确定依据
使用系数 $K_A$	查表 13-2-30	齿形系数 $Y_F$	查图 13-2-15
动载系数 $K_V$	查图 13-2-10	齿端系数 $Y_{End}$	查图 13-2-16
接触迹间载荷分配系数 $K_1$	查图 13-2-11	接触弧长系数 $Z_\epsilon$	查图 13-2-18
弯曲强度计算的接触迹内载荷分布系数 $K_{F2}$	查表 13-2-31	试验齿轮的弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim}$	查图 13-2-19
接触强度计算的接触迹内载荷分布系数 $K_{H2}$	查表 13-2-31	试验齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$	查图 13-2-20
重合度的整数部分 $\mu_r$	按表 13-2-26	尺寸系数 $Y_\epsilon$	查图 13-2-21
接触迹系数 $K_{\Delta\epsilon}$	查图 13-2-12	弯曲强度计算的寿命系数 $Y_N$	查图 13-2-22a
弯曲强度计算的弹性系数 $Y_\epsilon$	查表 13-2-32	接触强度计算的寿命系数 $Z_N$	查图 13-2-22b
接触强度计算的弹性系数 $Z_\epsilon$	查表 13-2-32	润滑剂系数 $Z_L$	查图 13-2-23
双圆弧齿轮的齿数比系数 $Y_\alpha$ 、 $Z_\alpha$	查图 13-2-13a	速度系数 $Z_\beta$	查图 13-2-24
单圆弧齿轮的齿数比系数 $Z_\alpha$ 、 $Y_\alpha$	查图 13-2-13b	弯曲强度计算的最小安全系数 $S_{Fmin}$	
双圆弧齿轮的螺旋角系数 $Y_\beta$ 、 $Z_\beta$	查图 13-2-14a	接触强度计算的最小安全系数 $S_{Hmin}$	
单圆弧齿轮的螺旋角系数 $Z_\beta$ 、 $Y_\beta$	查图 13-2-14b		

有关双圆弧齿轮强度计算用的图表均摘自 GB/T 13799—1992 标准。有关单圆弧齿轮强度计算用的图表均引自参考文献 [1]。

(1) 小齿轮的名义转矩  $T_1$

$$T_1 = 9550 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1} \quad (\text{N}\cdot\text{mm}) \quad (13-2-14)$$

式中  $P_1$ ——小齿轮传递的名义功率，kW；

$n_1$ ——小齿轮转速，r/min。

(2) 使用系数  $K_A$

使用系数是考虑由于啮合外部因素引起的动力过载影响的系数。这种过载取决于工作机和原动机的载荷特性、传动零件的质量比、联轴器类型以及运行状况。使用系数最好是通过实测或对系统的全面分析来确定。当缺乏这种资料时，可参考表 13-2-30 选取。

表 13-2-30

使用系数  $K_A$

原动机工作特性及其示例	「工作机」工作特性及其示例			
	均匀平稳 如发电机、均匀传动的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、通风机、轻型离心机、离心泵、离心式空调压缩机	轻微振动 如不均匀传动的带式输送机或板式输送机、起重机回转齿轮装置、工业与矿用风机、重型离心机、离心泵、离心式空气压缩机	中等振动 如轻型球磨机、提升装置、轧机、橡胶挤压机、单缸活塞泵、叶瓣式鼓风机、糖业机械	强烈振动 如挖掘机、重型球磨机、钢坯初轧机、压坯机、旋转钻机、挖泥机、破碎机、污水处理用离心泵、泥浆泵
均匀平稳 如电动机、均匀转动的蒸汽轮机、燃气轮机	1.00	1.25	1.50	$\approx 1.75$
轻微振动 如蒸汽轮机、燃气轮机、经常启动的大电动机	1.10	1.35	1.60	$\approx 1.85$
中等振动 如多缸内燃机	1.25	1.50	1.75	$\approx 2.00$
强烈振动 如单缸内燃机	1.50	1.75	2.00	$\approx 2.25$

注：1. 表中数值仅适用于在非共振区运转的内齿装置。  
2. 对于增速传动，根据经验建议取表值的 1.1 倍。  
3. 对外部机械与齿轮装置之间有挠性连接时，通常  $K_A$  值可适当减小。

(3) 动载系数  $K_v$

动载系数是考虑轮齿接触迹在啮合过程中的冲击和由此引起齿轮副的振动而产生的内部附加动载影响的系数。其值可按齿轮的圆周速度  $v$  及平稳性精度查图 13-2-10。

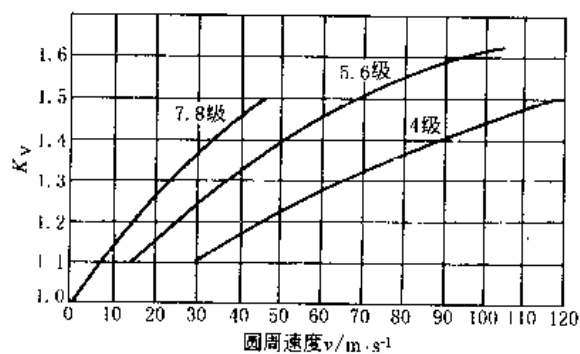


图 13-2-10 动载系数  $K_v$

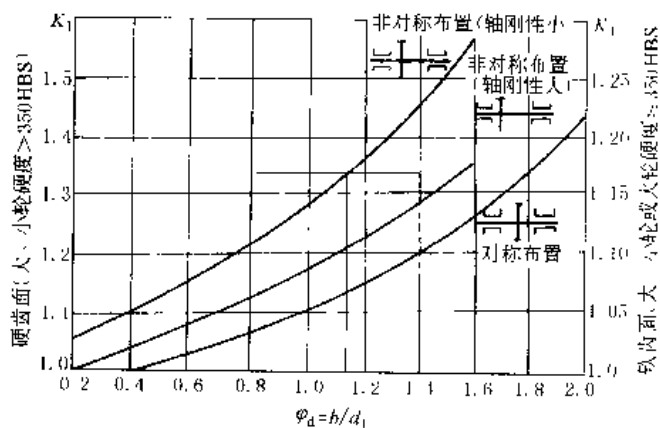


图 13-2-11 接触迹间载荷分配系数  $K_{f1}$

(4) 接触迹间载荷分配系数  $K_f1$

接触迹间载荷分配系数是考虑由齿向误差、齿距误差、轮齿和轴系受载变形等引起载荷沿齿宽方向在各接触迹之间分配不均的影响系数。 $K_{f1}$  值可由图 13-2-11 查取。对人字齿轮  $b$  是半侧齿宽。

(5) 接触迹内载荷分布系数  $K_{H2}$ 、 $K_{F2}$

接触迹内载荷分布系数是考虑由于齿面接触迹线位置沿齿高的偏移而引起应力分布状态改变对强度的影响系数。 $K_{H2}$  及  $K_{F2}$  值可按接触精度查表 13-2-31。

表 13-2-31

接触迹内载荷分布系数

精度等级		4	5	6	7	8
$K_{H2}$	双圆弧	1.05	1.15	1.23	1.39	1.49
	单圆弧	1.06	1.16	1.24	1.41	1.52
$K_{F2}$		1.05	1.08		1.10	

(6) 接触迹系数  $K_{\Delta\varepsilon}$

接触迹系数是考虑纵向重合度尾数  $\Delta\varepsilon$  对轮齿应力的影响系数。当  $\Delta\varepsilon$  较大时，在相应于  $\Delta\varepsilon$  的这部分齿宽，即使在不利的情况下，也有部分接触迹参与承担载荷，使轮齿应力有所下降。双圆弧齿轮的  $K_{\Delta\varepsilon}$  值可按  $\Delta\varepsilon$  由图 13-2-12a 查取，单圆弧齿轮的  $K_{\Delta\varepsilon}$  值可由图 13-2-12b 查取。对于齿端修薄的齿轮，应根据减去齿端修薄长度后的有效齿长部分的  $\Delta\varepsilon$  来查图（当  $20^\circ < \beta < 25^\circ$  时采用插值法查取）。

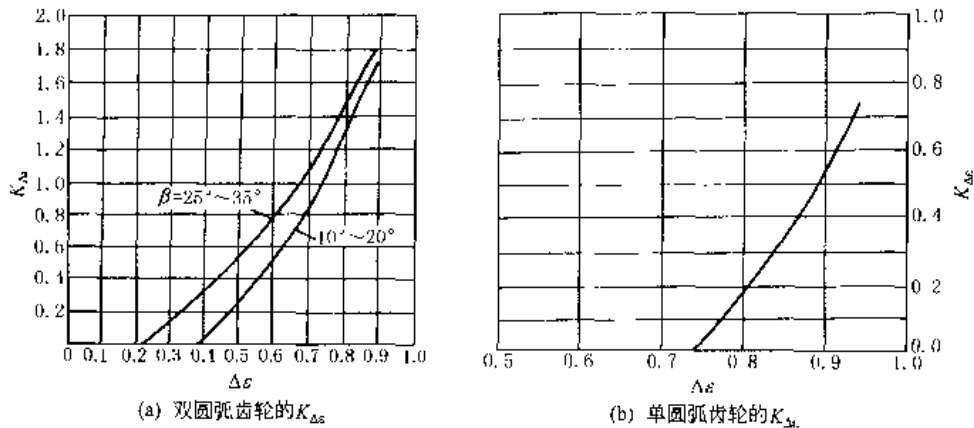


图 13-2-12 接触迹系数  $K_{\Delta\varepsilon}$

(7) 弹性系数  $Y_E$ 、 $Z_E$

弹性系数是考虑材料的弹性模量  $E$  及泊松比  $\nu$  对轮齿应力影响的系数。其值可按表 13-2-32 查取。

表 13-2-32 弹性系数  $Y_E$ 、 $Z_E$

项 目		单 位	锻钢-锻钢	锻钢-铸钢	锻钢-球墨铸铁	其他材料
双圆弧齿轮	$Y_E$	$(\text{MPa})^{0.14}$	2.079	2.076	2.053	$0.370E^{0.14}$
	$Z_E$	$(\text{MPa})^{0.27}$	31.346	31.263	30.584	$1.123E^{0.27}$
单圆弧齿轮	$Y_{E1}$	$(\text{MPa})^{0.21}$	6.580	6.567	6.456	$0.494E^{0.21}$
	$Y_{E2}$	$(\text{MPa})^{0.27}$	16.748	16.703	16.341	$0.600E^{0.27}$
	$Z_E$	$(\text{MPa})^{0.1}$	31.436	31.343	30.589	$0.778E^{0.1}$
诱导弹性模量	$E$	MPa	$E = \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}$			

注： $E_1$ 、 $E_2$  和  $\nu_1$ 、 $\nu_2$  分别为小齿轮和大齿轮的弹性模量和泊松比。

(8) 齿数比系数  $Y_u$ 、 $Z_u$

齿数比系数是考虑不同的齿数比具有不同的齿面相对曲率半径，从而影响轮齿应力的系数。其值可按图 13-2-13 查取或按图中公式计算。

(9) 螺旋角系数  $Y_\beta$ 、 $Z_\beta$

螺旋角系数是考虑螺旋角影响齿面相对曲率半径，从而影响轮齿应力的系数。其值可按图 13-2-14 查取或按图中公式计算。

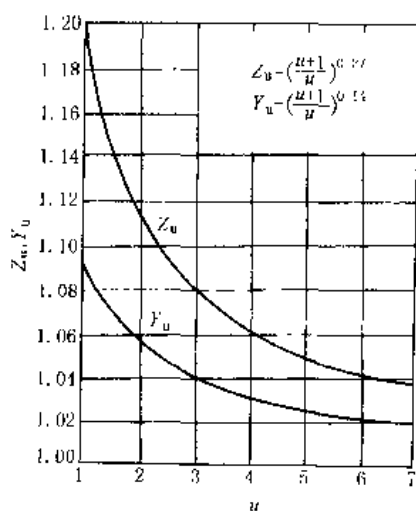
(10) 齿形系数  $Y_F$

齿形系数是考虑轮齿几何形状对齿根应力影响的系数。它是用折截面法计算得来的，已考虑了齿根应力集中的影响，其值可按当量齿数  $Z_v$  查图 13-2-15。

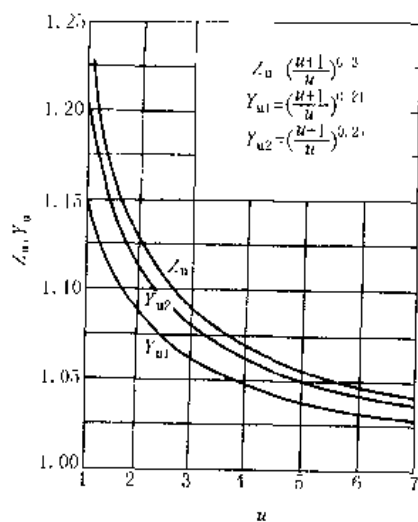
(11) 齿端系数  $Y_{\text{End}}$

齿端系数是考虑接触迹在齿轮端部时，端面以外没有齿根来参与承担弯曲力矩，以致端部齿根应力增大的影响系数。对于未修端的齿轮， $Y_{\text{End}}$  值可根据  $\varepsilon_\beta$  及  $\beta$  由图 13-2-16 查取（当  $\beta$  不是图中值时用插值法查取）。

对于齿端修薄的齿轮， $Y_{\text{End}} = 1$ 。如图 13-2-17 所示，齿端修薄量  $\Delta S = (0.01 \sim 0.04) m_n$ （按法向齿厚计量）。高精度齿轮取较小值，低精度齿轮取较大值；大模数齿轮取较小值，小模数齿轮取较大值。

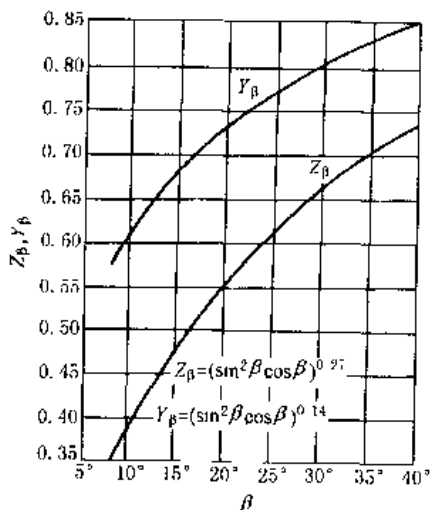


(a) 双圆弧齿轮的  $Y_u, Z_u$

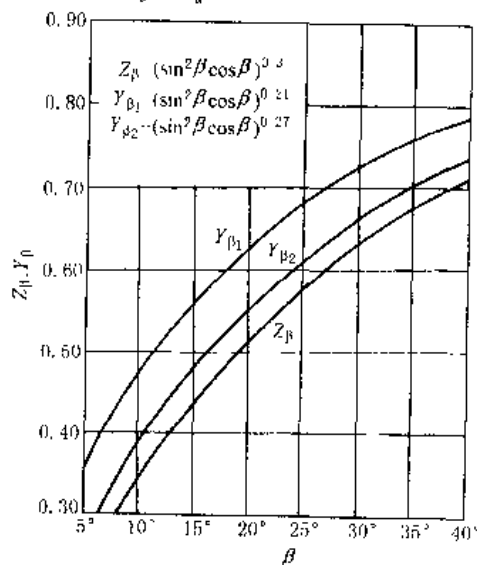


(b) 单圆弧齿轮的  $Y_u, Z_u$

图 13-2-13 齿数比系数  $Y_u, Z_u$

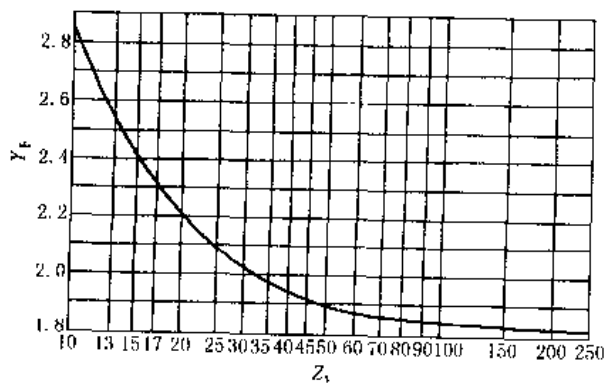


(a) 双圆弧齿轮的  $Y_\beta, Z_\beta$

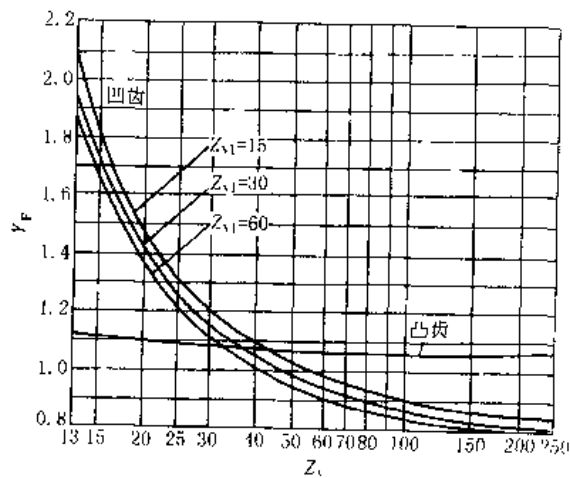


(b) 单圆弧齿轮的  $Y_\beta, Z_\beta$

图 13-2-14 螺旋角系数  $Y_\beta, Z_\beta$

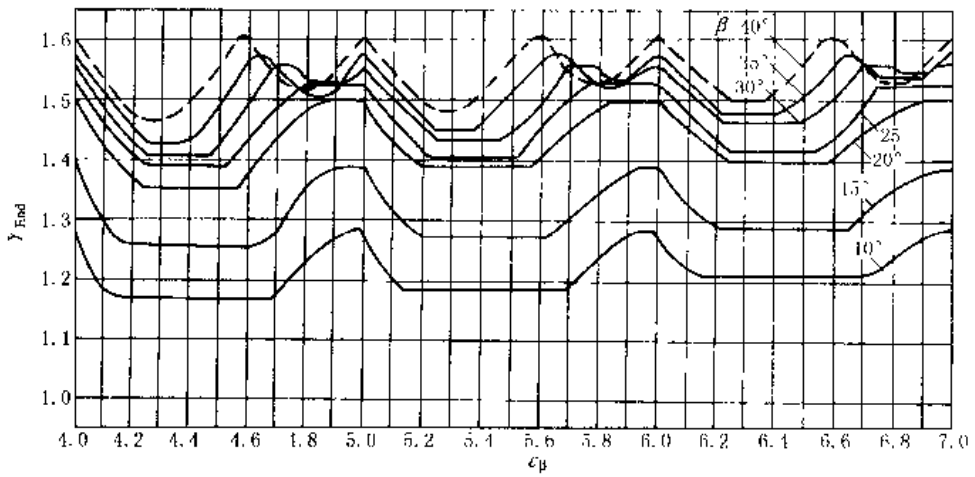
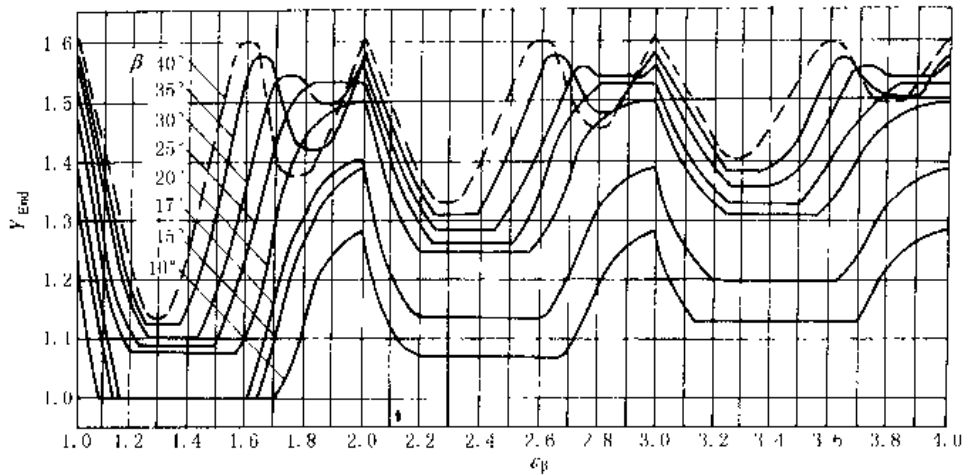


(a) 双圆弧齿轮的  $Y_f$

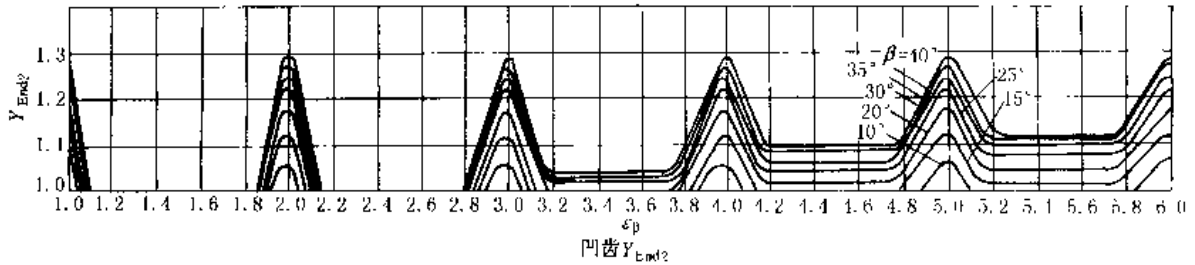
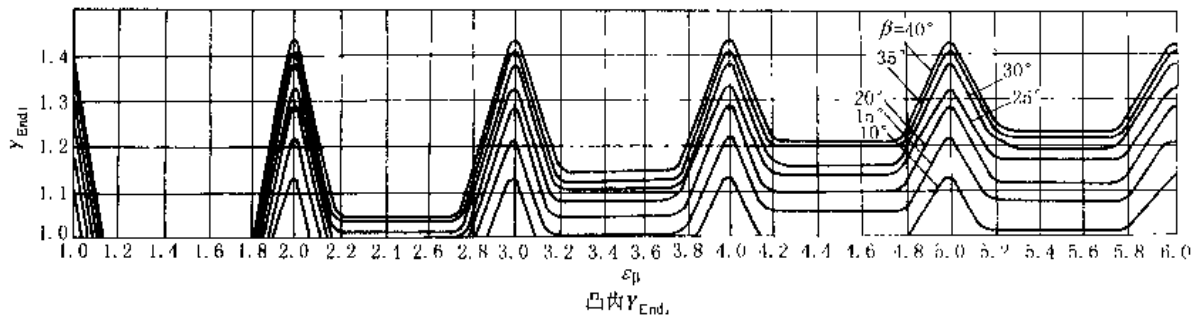


(b) 单圆弧齿轮的  $Y_f$

图 13-2-15 齿形系数  $Y_f$



(a) 双圆弧内轮的内端系数



(b) 单圆弧内轮的齿端系数

图 13-2-16 圆弧齿轮的齿端系数  $Y_{End}$

修端长度 (按齿宽方向度量)  $\Delta L$ : 只修啮入端时,  $\Delta L = (0.25 \sim 0.4) p_x$ ; 当两端修薄时,  $\Delta L = (0.13 \sim 0.2) p_x$ , 此时  $\Delta \varepsilon$  应取较大值。

(12) 接触弧长系数  $Z_\alpha$ 

接触弧长系数是考虑齿面接触弧的有效工作长度对齿面接触应力的影响系数。单圆弧齿轮，一对齿只有一个接触弧， $Z_\alpha$  值可查图 13-2-18a。双圆弧齿轮，当齿数比不等于 1 时，一个齿轮的上齿面和下齿面的接触弧长不一样，接触弧长系数应取两个齿轮的平均值，即  $Z_\alpha = 0.5(Z_{\alpha 1} + Z_{\alpha 2})$ ， $Z_{\alpha 1}$  和  $Z_{\alpha 2}$  值可按小齿轮和大齿轮的当量齿数  $z_{v1}$  和  $z_{v2}$  查图 13-2-18b。

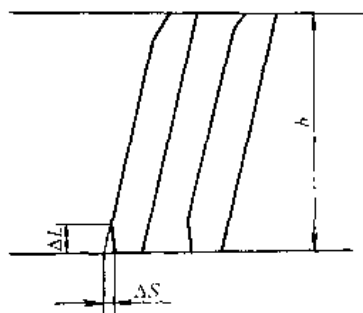
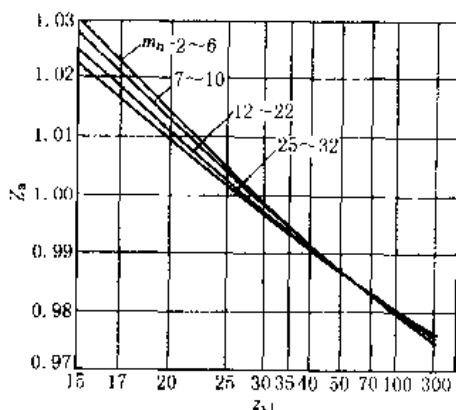
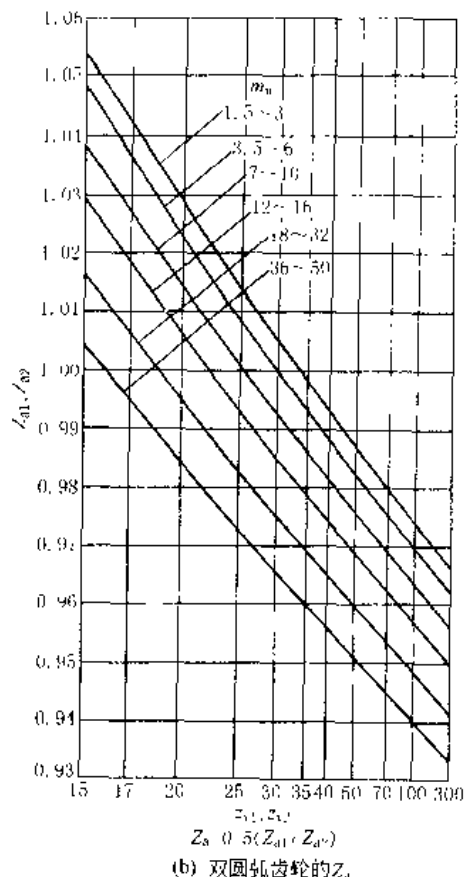


图 13-2-17 齿端修薄

(a) 单圆弧齿轮的  $Z_\alpha$ (b) 双圆弧齿轮的  $Z_\alpha$ 图 13-2-18 接触弧长系数  $Z_\alpha$ (13) 弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$ 

弯曲疲劳极限是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷（应力循环基数  $N_0 = 3 \times 10^6$ ）作用后，轮齿保持不破坏时的极限应力。它可由齿轮的负荷运转试验或经验统计数据获得。当缺乏资料时，可参考图 13-2-19，根据材料和齿面硬度取值。

当材料、工艺、热处理性能良好时，可在区域图的上半部取值，否则在下半部取值，一般取中间值。对于正反向传动的齿轮或受对称双向弯曲的齿轮（如中间轮），应将图中查得的弯曲疲劳极限数值乘以 0.7。

对于渗氮钢齿轮，要求轮齿心部硬度  $\geq 300\text{HBS}$ 。

(14) 接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$ 

接触疲劳极限是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷（应力循环基数  $N_0 = 5 \times 10^7$ ）作用后，齿面保持不破坏时的极限应力。它可由齿轮的负荷运转试验或经验统计数据获得。当缺乏资料时，可参考图 13-2-20，根据材料和齿面硬度取值。

当材料、工艺、热处理性能良好时，可在区域图的上半部取值，否则在下半部取值，一般取中间值。

对于渗氮钢齿轮，要求轮齿心部硬度  $\geq 300\text{HBS}$ 。

(15) 尺寸系数  $Y_\epsilon$ 

尺寸系数是考虑实际齿轮模数大于试验齿轮模数而使材料强度降低的尺寸效应。其值可由图 13-2-21 查取。

(16) 寿命系数  $Y_N, Z_N$



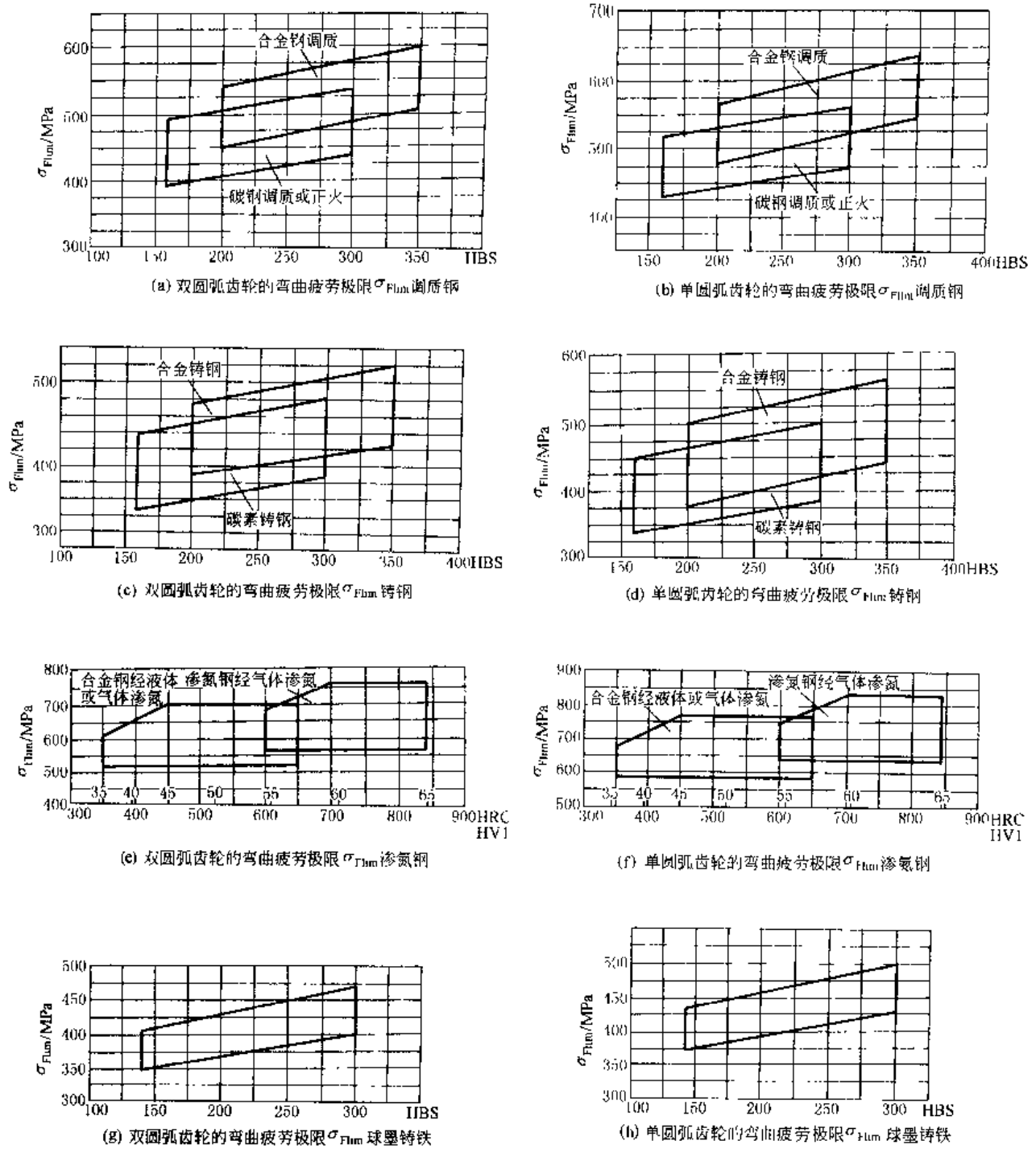


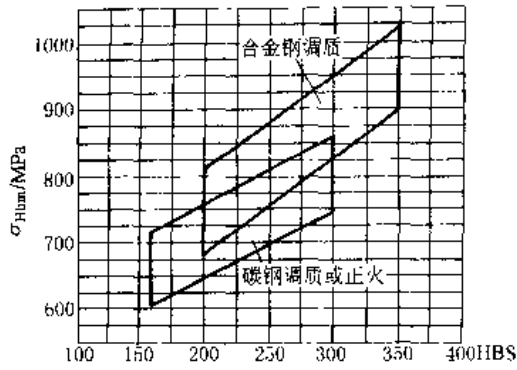
图 13-2-19 弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$

寿命系数是考虑齿轮只要求有限寿命时可以提高许用应力的系数。对于有限寿命设计，寿命系数可根据应力循环次数  $N_L$  查图 13-2-22。对于变载荷下工作的齿轮，在已知载荷图时，应根据当量循环次数  $N_e$  查图。

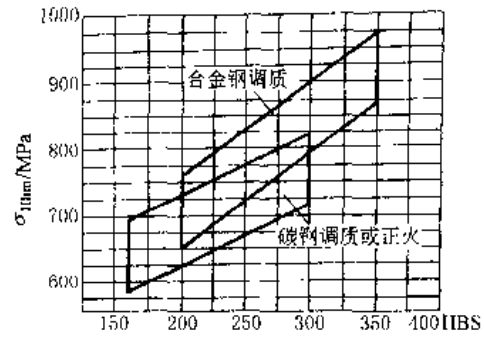
(17) 润滑剂系数  $Z_L$

润滑剂系数是考虑所用的润滑油种类及粘度对齿面接触应力的影响系数。其值可按图 13-2-23 查取。

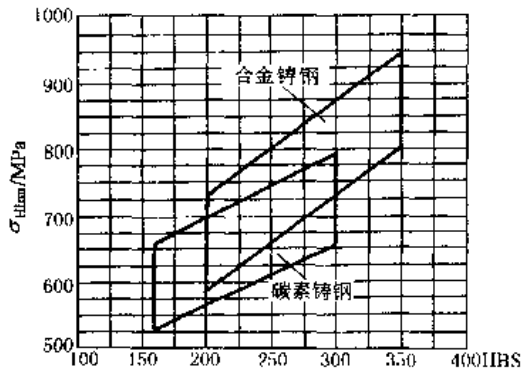
在相同工况条件下，圆弧齿轮的润滑油粘度应比渐开线齿轮高。通常低速重载传动多采用 320、400 和 460 极压工业齿轮油，高速传动多采用 32 号和 46 号汽轮机油。



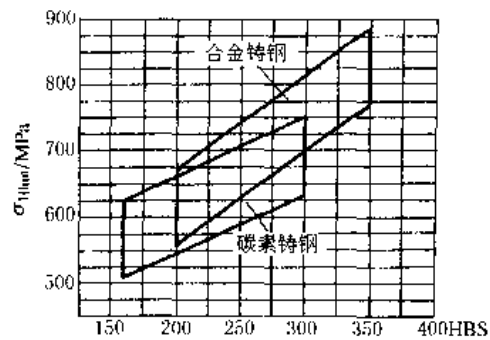
(a) 双圆弧齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  调质钢



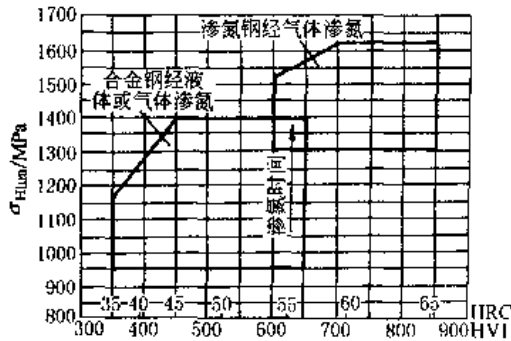
(b) 单圆弧齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  调质钢



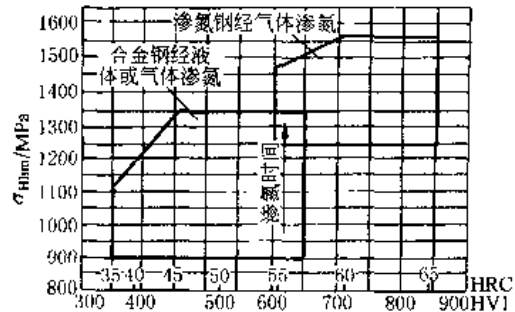
(c) 双圆弧齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  铸钢



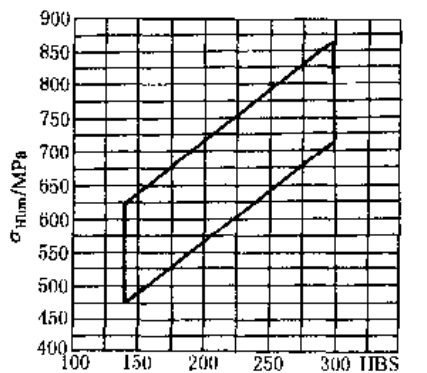
(d) 单圆弧齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  铸钢



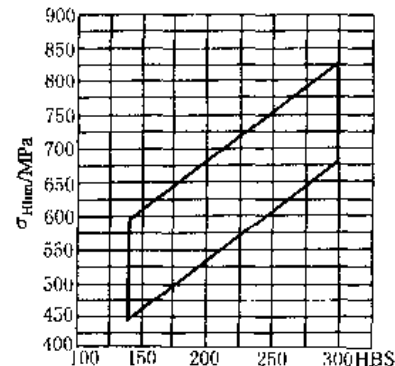
(e) 双圆弧齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  渗氮钢



(f) 单圆弧齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  渗氮钢



(g) 双圆弧齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  球墨铸铁



(h) 单圆弧齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  球墨铸铁

图 13-20 接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$

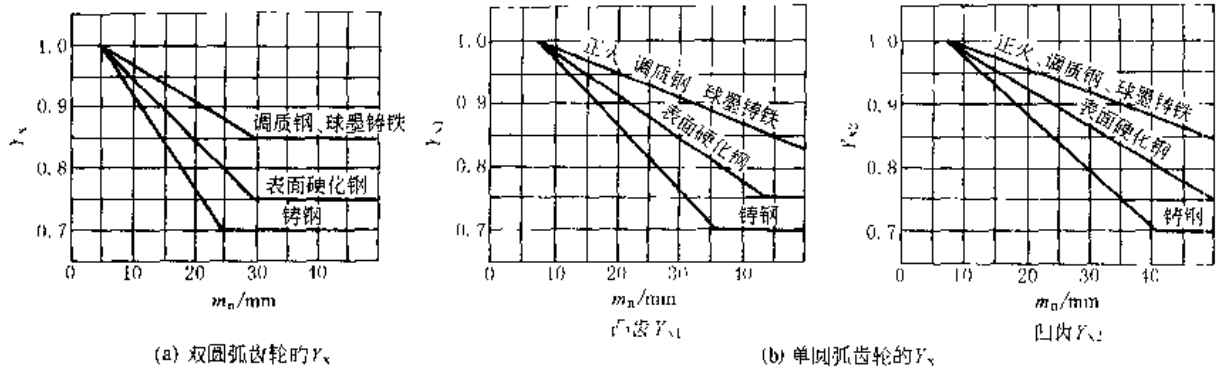


图 13-2-21 尺寸系数  $Y_x$

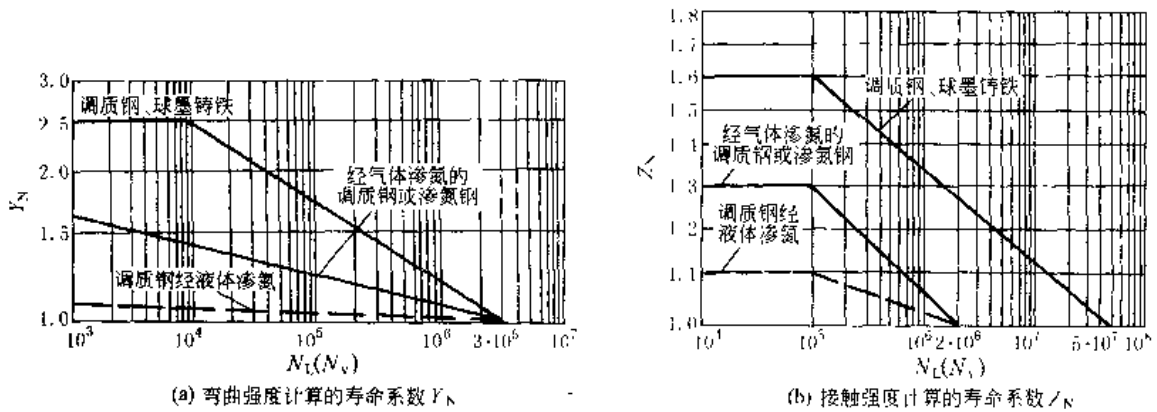


图 13-2-22 寿命系数  $Y_N$ 、 $Z_N$

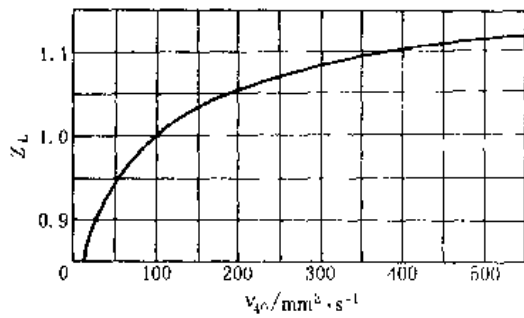


图 13-2-23 润滑剂系数  $Z_L$

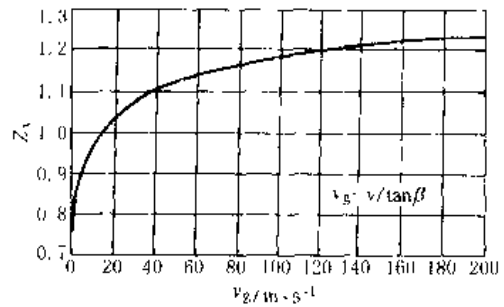


图 13-2-24 速度系数  $Z_v$

(18) 速度系数  $Z_v$

速度系数是考虑齿面间相对速度对动压油膜压力和齿面接触应力的影响系数。其值可查图 13-2-24。图中  $v$  为圆周线速度， $v_g$  为啮合点沿轴向滚动的迁移速度

(19) 最小安全系数  $S_{Fmin}$ 、 $S_{Hmin}$

推荐弯曲强度计算的最小安全系数  $S_{Fmin} \geq 1.6$ ，接触强度计算的最小安全系数  $S_{Hmin} \geq 1.3$ 。对可靠性要求高的齿轮传动或动力参数掌握不够准确或质量不够稳定的齿轮传动，可取更大的安全系数。

## 5 圆弧圆柱齿轮设计计算举例

### 5.1 设计计算依据

圆弧齿轮设计计算的依据是项目的设计任务书或使用单位提出的设计技术要求。高速齿轮传动和低速齿轮传

动的要求略有不同,但综合起来应包括以下主要内容。

- (1) 传递功率 (kW) 或输出转矩 (N·m), 或运行载荷图;
- (2) 输入转速 (r/min)、输出转速 (r/min) 或速比, 工作时的旋向, 是否正反转运行;
- (3) 使用寿命 (h 或 a);
- (4) 润滑方式和油品, 润滑油温升和轴承温度限制, 环境温度;
- (5) 振动和噪声要求;
- (6) 动平衡要求 (高速齿轮), 静平衡要求 (多用于低速铸件);
- (7) 传动系统的原动机和工作机工况;
- (8) 输入输出联接尺寸要求及受力情况, 安装尺寸 (包括润滑油管道尺寸) 要求;
- (9) 其他要求, 如高速齿轮传动输入轴配有盘车机构等。

## 5.2 高速双圆弧齿轮设计计算举例

例1 南阳炼油厂烟汽轮机用的高速双圆弧齿轮箱设计计算。设计技术要求如下: 电动机功率  $P = 9000\text{kW}$ , 转速  $n_2 = 1485\text{r/min}$ , 鼓风机转速  $n_1 = 6054\text{r/min}$ , 当电动机启动并驱动齿轮箱和鼓风机进入额定工况时, 为增速传动。以后烟汽轮机工作并驱动鼓风机、带动齿轮箱和电机 (变成发电机), 这时为减速传动。无论增速或减速, 齿轮旋向不变, 两侧齿面无规律地交替受力, 齿轮承受交变载荷。外循环油泵喷油润滑, 选用 ISOVG46 号汽轮机油, 采用动压滑动轴承, 轴承温度不高于  $80^\circ\text{C}$ 。齿轮箱噪声不高于  $92\text{dB (A)}$ 。每天 24h 连续运行, 要求持久寿命设计。要求齿轮做动平衡。有联接安装尺寸要求, 装有盘车机构。

(1) 齿轮设计, 确定齿轮参数

1) 结构设计。因传递功率较大, 采用单级人字齿轮结构, 齿形为 GB/T 12759—1991 标准双圆弧齿廓, 齿轮精度不低于 6 级 (GB/T 15753—1995)。

2) 确定齿轮参数。采用郑州机械研究所编制的“双圆弧齿轮计算机辅助设计软件”进行参数优化设计、几何尺寸计算和强度校核计算, 大致计算过程如下。

a. 选择材料及热处理工艺, 确定极限应力。大、小齿轮材料均选用 42CrMo, 锻坯, 采用中硬齿面调质处理 (轮齿心部硬度大于 300HBS)。齿面进行深层离子渗氮, 齿面硬度不低于 650HV1。材料的极限应力查图 13-2-19e 得  $\sigma_{Flim} = 620\text{MPa}$ ; 查图 13-2-20e 得  $\sigma_{Hlim} = 1150\text{MPa}$ 。

b. 选取最小安全系数  $S_{min}$ 。由于传递功率较大, 是生产线上的关键设备, 要求高可靠性运行。最小安全系数值应稍大于标准推荐值。取弯曲强度计算的最小安全系数  $S_{Fmin} = 1.8$ ; 接触强度计算的最小安全系数  $S_{Hmin} = 1.5$ 。

c. 齿数  $z$ 。小齿轮齿数的确定, 根据表 13-2-26 高速齿轮传动, 由于速比较大, 小齿轮齿数  $z_1$  不能选得太大, 如果  $z_1$  大, 齿轮和箱体都大, 不经济。根据安装尺寸要求, 适当选  $z_1$ , 取  $z_1 = 26$ 。

大齿轮齿数  $z_2 = z_1 \frac{n_1}{n_2} = 26 \times \frac{6054}{1485} = 105.9959$ , 取  $z_2 = 106$ 。

d. 纵向重合度  $\varepsilon_{\beta}$ 。根据表 13-2-26, 人字齿轮结构, 暂取  $\beta = 30^\circ$ ,  $\varphi_a = 0.3$ 。按式 (13-2-13) 初算单侧纵向重合度, 高速齿轮传动, 最好  $\varepsilon_{\beta} \geq 3$ 。

$$\varepsilon_{\beta} = \varphi_a (z_1 + z_2) \tan \beta / 2\pi = 0.3 \times (26 + 106) \tan 30^\circ / 2\pi = 3.639$$

初算结果表明重合度尾数较大。因高速传动有噪声限制, 应将齿端修薄。

e. 模数  $m_n$ 。按表 13-2-27 中弯曲强度计算公式初算法向模数

$$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_H K_{F2}}{2\mu_c + K_{\Delta c}} \right)^{1/3} \left( \frac{Y_F Y_a Y_s Y_p Y_{End}}{z_1 \sigma_{Fl}} \right)^{1/2.58}$$

式中各参数值的确定如下。

转矩  $T_1$ :  $T_1 = \frac{T}{2} = \frac{1}{2} \left( 9550 \times 10^3 \frac{P}{n_1} \right) = \frac{9550 \times 10^3 \times 9000 \times 26}{2 \times 1485 \times 106} = 7098342 \text{ N}\cdot\text{mm}$

使用系数  $K_A$ : 查表 13-2-30, 按轻微振动增速传动  $K_A = 1.35 \times 1.1 = 1.485$ 。

动载系数  $K_V$ : 查图 13-2-10, 按 6 级精度, 初定速度  $50\text{m/s}$ , 得  $K_V = 1.38$ 。

接触迹间载荷分配系数  $K_H$ : 查图 13-2-11, 按硬齿面对称布置, ( $\varphi_a$  按表 13-2-26 的中间值 0.9), 得  $K_H = 1.08$ 。

接触迹内载荷分布系数  $K_{F2}$ : 查表 13-2-31, 6 级精度得  $K_{F2} = 1.08$ 。

弹性系数  $Y_s$ : 查表 13-2-32, 锻钢-锻钢, 得  $Y_s = 2.079$ 。

齿数比系数  $Y_a$ : 查图 13-2-13a 或按式  $\left( \frac{u+1}{u} \right)^{0.14} = Y_a$  计算, 当  $u = \frac{106}{26} = 4.077$  时, 得  $Y_a = 1.031$ 。

螺旋角系数  $Y_{\beta}$ : 查图 13-2-14a, 当  $\beta = 30^\circ$  时,  $Y_{\beta} = 0.81$ 。

齿形系数  $Y_F$ : 查图 13-2-15a, 当  $Z = 26 / \cos^3 30^\circ = 40.029$  时,  $Y_F = 1.95$ 。

齿端系数  $Y_{End}$ : 因齿端修薄,  $Y_{End} = 1$ 。

重合度的整数部分值  $\mu_e$ :  $\mu_e = 3$ 。

接触迹系数  $K_{H\alpha}$ : 假定重合度的尾数部分  $\Delta\epsilon$  全部修去,  $K_{H\alpha} = 0$ 。

许用应力  $\sigma_{FP}$ :

$$\sigma_{FP} = \frac{0.7\sigma_{Flim}Y_N Y_S}{S_{Fmin}}$$

式中 0.7 为交变载荷系数。

寿命系数  $Y_N$ : 查图 13-2-22a, 设计为持久寿命  $Y_N = 1$ 。

尺寸系数  $Y_S$ : 因模数未定, 暂取  $Y_S = 1$ 。

最小安全系数  $S_{Fmin}$ :  $S_{Fmin} = 1.8$ 。

$$\sigma_{FP} = \frac{0.7 \times 620 \times 1 \times 1}{1.8} = 241.111 \text{ MPa}$$

将上列各参数值代入表 13-2-27 中弯曲强度计算的模数计算式得:

$$m_n \geq \left( \frac{7098342 \times 1.485 \times 1.38 \times 1.08 \times 1.08}{2 \times 3 + 0} \right)^{1/3} \times \left( \frac{2.079 \times 1.031 \times 0.81 \times 1.95 \times 1}{26 \times 241.111} \right)^{1/2.58} - 7.656 \text{ mm}$$

取标准模数  $m_n = 8 \text{ mm}$

计算中心距  $a$ :

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = \frac{8 \times (26 + 106)}{2\cos 30^\circ} = 609.682$$

按优先数系列考虑取中心距  $a = 600 \text{ mm}$ 。

计算螺旋角  $\beta$ :

$$\begin{aligned} \beta &= \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{8 \times (26 + 106)}{2 \times 600} \\ &= 28.35763658^\circ = 28^\circ 21' 27.49'' \end{aligned}$$

f. 齿宽  $b$ 。按初选的重合度 3.639 计算齿宽:

$$b = p_x \epsilon_\beta = \frac{\pi m_n \epsilon_\beta}{\sin\beta} = \frac{\pi \times 8 \times 3.639}{\sin 28^\circ 21' 27.49''} = 192.55$$

经圆整取  $b = 190 \text{ mm}$ , 为单侧齿宽。

计算重合度  $\epsilon_\beta$ :

$$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n} = \frac{190 \times \sin 28^\circ 21' 27.49''}{8\pi} = 3.59$$

取齿端修薄后的有效齿宽为 175mm, 此时的有效重合度为

$$\epsilon_\beta = \frac{175 \times \sin 28^\circ 21' 27.49''}{8\pi} = 3.307$$

齿端修薄长度为:

$$\Delta L = (3.59 - 3.307)p_x = 0.283p_x$$

符合标准推荐的只修一端(啮入端)的修薄长度要求。

g. 确定的齿轮参数。模数  $m_n = 8 \text{ mm}$ , 齿数  $z_1 = 26$ ,  $z_2 = 106$ , 螺旋角  $\beta = 28^\circ 21' 27.49''$ , 中心距  $a = 600 \text{ mm}$ , 齿宽  $b = 190$  (单侧齿宽, 含修薄长度), 有效纵向重合度  $\epsilon_\beta = 3.307$ , 轴向齿距  $p_x = \frac{m_n \pi}{\sin\beta} = 52.914 \text{ mm}$ , 小齿轮分度圆直径  $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = 236.364 \text{ mm}$ ,

大齿轮分度圆直径  $d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = 963.636 \text{ mm}$ 。

计算圆周线速度  $v$ :  $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = 74.927 \text{ m/s}$

计算当量齿数  $z_v$ :  $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = 38.153$ ,  $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = 155.546$

(2) 齿轮强度校核计算

1) 校核轮齿齿根弯曲疲劳强度。按表 13-2-27 中的公式计算齿根弯曲应力:

$$\sigma_{F1} = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_1 K_{F2}}{2\mu_e + K_{H\alpha}} \right)^{0.86} \frac{Y_E Y_\alpha Y_\beta V_{F1} V_{Tnd}}{z_1 m_n^{2.58}} \quad (\text{MPa})$$

小齿轮名义转矩  $T_1$ :  $T_1 = 7098342 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 。

使用系数  $K_A$ :  $K_A = 1.485$ 。

动载系数  $K_V$ : 查图 13-2-10, 按 6 级精度,  $v = 74.927 \text{ m/s}$ , 得  $K_V = 1.52$ 。

接触迹间载荷分配系数  $K_1$ : 查图 13-2-11, 按硬齿面对称布置,  $\frac{b}{d_1} = 0.74$  (按有效齿宽 175mm 计算), 得  $K_1 = 1.06$ 。

接触迹内载荷分布系数  $K_{f2}$ :  $K_{f2} = 1.08$ 。

接触迹系数  $K_{\Delta\epsilon}$ : 查图 13-2-12a, 按有效纵向重合度  $\epsilon_{\beta} = 3.307$ , 其中  $\mu_{\epsilon} = 3$ ,  $\Delta\epsilon = 0.307$ 。按  $\Delta\epsilon = 0.307$  查  $25^{\circ} \sim 30^{\circ}$  曲线, 得  $K_{\Delta\epsilon} = 0.14$ 。

弹性系数  $Y_F$ :  $Y_E = 2.079$ 。

齿数比系数  $Y_{\alpha}$ :  $Y_{\alpha} = 1.031$ 。

螺旋角系数  $Y_{\beta}$ : 查图 13-2-14a, 或按式  $(\sin^2\beta\cos\beta)^{0.14} = Y_{\beta}$  计算得  $Y_{\beta} = 0.797$ 。

齿形系数  $Y_F$ : 查图 13-2-15a, 按当量齿数  $z_{v1} = 38.153$ ,  $z_{v2} = 155.546$  分别查, 得  $Y_{F1} = 1.95$ ,  $Y_{F2} = 1.82$ 。

齿端系数  $Y_{End}$ : 因齿端修薄,  $Y_{End} = 1$ 。

将上列各参数值代入弯曲应力计算公式得:

$$\sigma_{F1} = \left( \frac{7098342 \times 1.485 \times 1.52 \times 1.06 \times 1.08}{2 \times 3 + 0.14} \right)^{0.86} \times \frac{2.079 \times 1.031 \times 0.797 \times 1.95 \times 1}{26 \times 8^{2.58}}$$

$$= 222.028 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 207.226 \text{ MPa}$$

按表 13-2-27 中公式计算安全系数  $S_F$ :  $S_F = \frac{0.7\sigma_{Flim}Y_N Y_s}{\sigma_F}$

寿命系数  $Y_N$ :  $Y_N = 1$ 。

尺寸系数  $Y_s$ : 查图 13-2-21a, 按  $m_n = 8\text{mm}$ , 得  $Y_s = 0.97$ 。

将各参数值代入计算公式:  $S_{F1} = \frac{0.7\sigma_{Flim}Y_N Y_s}{\sigma_{F1}} = \frac{0.7 \times 620 \times 1 \times 0.97}{222.028} = 1.896$

$$S_{F2} = \frac{0.7\sigma_{Flim}Y_N Y_s}{\sigma_{F2}} = \frac{0.7 \times 620 \times 1 \times 0.97}{207.226} = 2.032$$

$S_{F1}$  和  $S_{F2}$  均大于  $S_{Fmin}$ , 齿根弯曲疲劳强度校核通过。

2) 校核齿面接触疲劳强度。按表 13-2-27 中的公式计算齿面接触应力:

$$\sigma_{H1} = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{I\beta}}{2\mu_t + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_{\beta} Z_{\alpha} Z_{\eta}}{z_1 m^{2.19}} \text{ (MPa)}$$

式中  $T_1$ 、 $K_A$ 、 $K_V$ 、 $K_I$ 、 $\mu_t$ 、 $K_{\Delta\epsilon}$  等同弯曲应力计算中的值。其余参数值如下:

接触迹内载荷分布系数  $K_{H\beta}$ : 查表 13-2-31, 按 6 级精度得  $K_{H\beta} = 1.23$ 。

弹性系数  $Z_E$ : 查表 13-2-32, 锻钢-锻钢,  $Z_E = 31.346$ 。

齿数比系数  $Z_{\alpha}$ : 查图 13-2-13a, 或按式  $\left(\frac{u+1}{u}\right)^{0.27} = Z_{\alpha}$  计算得  $Z_{\alpha} = 1.061$ 。

螺旋角系数  $Z_{\beta}$ : 查图 13-2-14a, 或按式  $(\sin^2\beta\cos\beta)^{0.27} = Z_{\beta}$  计算得  $Z_{\beta} = 0.646$ 。

接触弧长系数  $Z_{\eta}$ : 查图 13-2-18a, 按当量齿数  $Z_{v1} = 38.153$  和  $Z_{v2} = 155.546$ , 得  $Z_{\eta1} = 0.983$ ,  $Z_{\eta2} = 0.961$ ,  $Z_{\eta} = \frac{1}{2} (Z_{\eta1} + Z_{\eta2}) = 0.972$ 。

将上列各参数值代入接触应力计算公式得:

$$\sigma_{H1} = \left( \frac{7098342 \times 1.485 \times 1.52 \times 1.06 \times 1.23}{2 \times 3 + 0.14} \right)^{0.73} \times \frac{31.346 \times 1.061 \times 0.646 \times 0.972}{26 \times 8^{2.19}}$$

$$= 495.733 \text{ MPa}$$

计算安全系数  $S_H$

按表 13-2-27 中公式:  $S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V}{\sigma_H}$

寿命系数  $Z_N$ : 查图 13-2-22b, 因持久寿命,  $Z_N = 1$ 。

润滑剂系数  $Z_L$ : 查图 13-2-23, 按粘度  $\nu_{40} = 46\text{mm}^2/\text{s}$ , 得  $Z_L = 0.943$ 。

速度系数  $Z_V$ : 查图 13-2-24, 按  $v_g = \frac{v}{\tan\beta} = 138.82\text{m/s}$ , 得  $Z_V = 1.21$ 。

将各参数值代入计算公式:  $S_H = \frac{1150 \times 1 \times 0.943 \times 1.21}{495.733} = 2.647$

$S_H$  大于  $S_{Hmin}$ , 齿面接触疲劳强度校核通过。

### 5.3 低速重载双圆弧齿轮设计计算举例

例 2 鞍山钢铁公司初轧连轧机主传动双圆弧齿轮减速器齿轮强度校核计算。该减速器电机驱动功率  $P = 4000\text{kW}$ , 转速

248r/min, 单向运转。第一级中心距  $a_1 = 1175\text{mm}$ , 速比  $i_1 = 1.8$ 。第二级中心距  $a_2 = 1617\text{mm}$ , 速比  $i_2 = 2.2$ 。采用外循环喷油润滑, 油品为 220 号极压工业齿轮油, 每天 24h 连续运转, 设计寿命为 80000h, 要求 II 轴和 III 轴双轴输出。有安装连接尺寸要求, 原设计为软齿面渐开线齿轮, 第一级模数为 26mm, 第二级模数为 30mm。减速器传动简图见图 13-2-25。

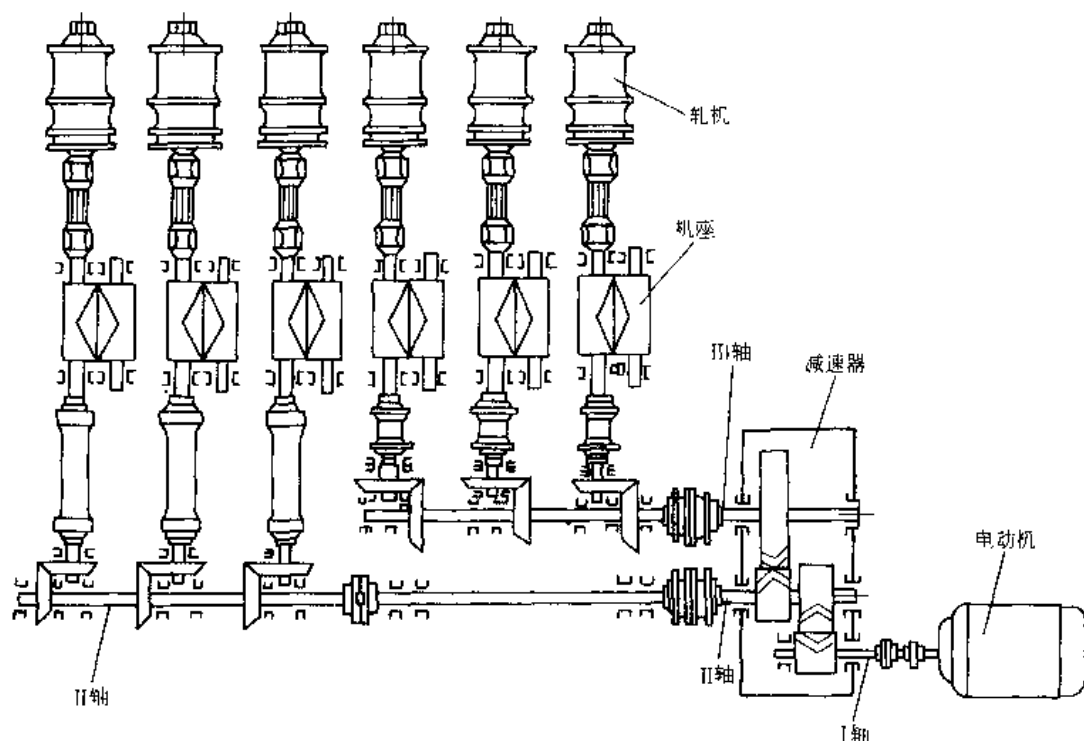


图 13-2-25 减速器传动简图

#### (1) 齿轮设计, 确定齿轮参数

减速器第一输出轴 (II 轴) 带动 4~6 架轧机, 扭矩相对较小。第二输出轴 (III 轴) 带动 1~3 架轧机, 传递扭矩很大。设计采用人字齿轮结构, 齿形为 GB/T 12759—1991 标准双圆弧齿廓, 齿轮精度为 7 级 (GB/T 15753—1995), 齿面硬度为软齿面。

该减速器为设备改造项目, 设计时受中心距和速比限制, 齿轮参数优化设计只能在模数、齿数和螺旋角三者之间优化组合。设计时进行了模数 20mm、25mm 和 30mm 的比较设计, 最终第一级和第二级都选取模数 20mm, 较为合适。

第一级齿轮参数:  $m_n = 20\text{mm}$ ,  $z_1 = 36$ ,  $z_2 = 64$ ,  $\beta = 30^\circ 40' 21''$ , 单侧齿宽  $b = 325\text{mm}$ 。

第二级齿轮参数:  $m_n = 20\text{mm}$ ,  $z_1 = 43$ ,  $z_2 = 95$ ,  $\beta = 31^\circ 24' 47''$ , 单侧齿宽  $b = 305\text{mm}$ 。

仅以第二级为例进行强度校核计算。第二级齿轮的有关参数如下。

$$\text{小齿轮转速 } n_1: n_1 = n \times \frac{36}{64} = 248 \times \frac{36}{64} = 139.5\text{r/min.}$$

$$\text{小齿轮分度圆直径 } d_1: d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = 1007.696\text{mm.}$$

$$\text{大齿轮分度圆直径 } d_2: d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = 2226.305\text{mm.}$$

$$\text{齿数比 } u: u = \frac{z_2}{z_1} = 2.209 \text{ (要求速比 2.2).}$$

$$\text{单侧纵向重合度 } \epsilon_\beta: \epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = 2.53, \text{ 其中 } \mu_c = 2, \Delta \epsilon = 0.53, \text{ 齿端不修薄.}$$

$$\text{齿轮圆周线速度 } v: v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = 7.36\text{m/s.}$$

$$\text{齿轮当量齿数 } z_v: z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = 69.177, z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = 152.83.$$

小齿轮材料为 37SiMn2MoV, 锻件, 进行调质处理, 齿面硬度 260~290HBS; 大齿轮材料为 ZG35CrMo, 铸钢件, 进行调质处理, 齿面硬度 220~250HBS。

小齿轮材料的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim1}$ : 查图 13-2-19a, 得  $\sigma_{Flim1} = 520\text{MPa}$ 。

小齿轮材料的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim1}$ : 查图 13-2-20a, 得  $\sigma_{Hlim1} = 840\text{MPa}$ 。

大齿轮材料的弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim2}$ : 查图 13-2-19c, 得  $\sigma_{Flim2} = 440\text{MPa}$ 。

大齿轮材料的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim2}$ : 查图 13-2-20c, 得  $\sigma_{Hlim2} = 680\text{MPa}$ 。

最小安全系数  $S_{\min}$ : 按标准推荐值  $S_{F\min} = 1.6$ ,  $S_{H\min} = 1.3$ 。

## (2) 齿轮强度校核计算

### 1) 校核轮齿齿根弯曲疲劳强度

按表 13-2-27 中的公式计算齿根弯曲应力:

$$\sigma_{F1} = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F2}}{2\mu_c + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.86} \frac{Y_E Y_u Y_\beta Y_{F1} Y_{End}}{z_1 m_n^{2.58}} \quad (\text{MPa})$$

小齿轮名义转矩  $T_1$ :

$$T_1 = \frac{T}{2} = \frac{1}{2} \left( 9549 \times 10^3 \frac{P}{n_1} \right) = 136917562.7 \text{ N}\cdot\text{mm}, \text{ 计算中略去了第一级传动的效率损失。}$$

使用系数  $K_A$ : 查表 13-2-30, 中等振动,  $K_A = 1.5$ 。

动载系数  $K_V$ : 查图 13-2-10, 按 7 级精度,  $v = 7.36 \text{ m/s}$ , 得  $K_V = 1.1$ 。

接触迹间载荷分配系数  $K_I$ : 查图 13-2-11, 按软齿面, 非对称布置 (轴刚性较大),  $\varphi_d = \frac{b}{d_1} = 0.303$ , 得  $K_I = 1.01$ 。

接触迹内载荷分布系数  $K_{F2}$ : 查表 13-2-31, 7 级精度,  $K_{F2} = 1.1$ 。

接触迹系数  $K_{\Delta\epsilon}$ : 查图 13-2-12a,  $\Delta\epsilon = 0.53$ , 得  $K_{\Delta\epsilon} = 0.6$ 。

弹性系数  $Y_E$ : 查表 13-2-32, 锻钢-铸钢, 得  $Y_E = 2.076$ 。

齿数比系数  $Y_u$ : 查图 13-2-13a, 或按式  $\left( \frac{u+1}{u} \right)^{0.14} = Y_u$  计算得,  $Y_u = 1.054$ 。

螺旋角系数  $Y_\beta$ : 查图 13-2-14a, 或按式  $(\sin^2 \beta \cos \beta)^{0.14} = Y_\beta$  计算, 得  $Y_\beta = 0.815$ 。

齿形系数  $Y_F$ : 查图 13-2-15a, 按当量齿数  $z_{v1} = 69.177$ ,  $z_{v2} = 152.83$  得  $Y_{F1} = 1.865$ ,  $Y_{F2} = 1.82$ 。

齿端系数  $Y_{End}$ : 查图 13-2-16a, 用插值法,  $\epsilon_\beta = 2.53$  查取,  $\beta = 30^\circ$  时  $Y_{End} = 1.35$ ,  $\beta = 35^\circ$  时  $Y_{End} = 1.47$ , 当  $\beta = 31^\circ 24' 47''$  时  $Y_{End} = 1.384$ 。

将上列各参数值代入弯曲应力计算公式得:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \left( \frac{136917562.7 \times 1.5 \times 1.1 \times 1.01 \times 1.1}{2 \times 2 + 0.6} \right)^{0.86} \times \frac{2.076 \times 1.054 \times 0.815 \times 1.865 \times 1.384}{43 \times 20^{2.58}} \\ &= 212.152 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 207.033 \text{ MPa}$$

按表 13-2-27 中公式计算安全系数  $S_F$ :  $S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_N Y_X}{\sigma_F}$

寿命系数  $Y_N$ : 查图 13-2-22a, 因循环次数大于  $3 \times 10^6$ , 得  $Y_N = 1$ 。

尺寸系数  $Y_X$ : 查图 13-2-21a, 按  $m_n = 20 \text{ mm}$ , 得  $Y_{X1} = 0.91$ ,  $Y_{X2} = 0.77$ 。

将各参数值代入计算公式:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_N Y_{X1}}{\sigma_{F1}} = \frac{520 \times 1 \times 0.91}{212.152} = 2.23$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_N Y_{X2}}{\sigma_{F2}} = \frac{440 \times 1 \times 0.77}{207.033} = 1.64$$

$S_{F1}$  和  $S_{F2}$  均大于  $S_{F\min}$ , 齿根弯曲疲劳强度校核通过。

### 2) 校核齿面接触疲劳强度

按表 13-2-27 中的公式计算齿面接触应力:

$$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H2}}{2\mu_c + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.73} \frac{Z_F Z_V Z_\beta Z_\alpha}{z_1 m_n^{2.19}} \quad (\text{MPa})$$

式中  $T_1$ 、 $K_A$ 、 $K_V$ 、 $K_I$ 、 $\mu_c$ 、 $K_{\Delta\epsilon}$  等同弯曲应力计算中的值, 其余参数如下。

接触迹内载荷分布系数  $K_{H2}$ : 查表 13-2-31, 按 7 级精度得  $K_{H2} = 1.39$ 。

弹性系数  $Z_E$ : 查表 13-2-32, 锻钢-铸钢, 得  $Z_E = 31.263$ 。

齿数比系数  $Z_u$ : 查图 13-2-13a, 或按式  $\left( \frac{u+1}{u} \right)^{0.27} = Z_u$  计算得  $Z_u = 1.106$ 。

螺旋角系数  $Z_\beta$ : 查图 13-2-14a, 或按式  $(\sin^2 \beta \cos \beta) = Z_\beta$  计算得  $Z_\beta = 0.674$ 。

接触弧长系数  $Z_\alpha$ : 查图 13-2-18a, 按当量齿数  $z_{v1} = 69.177$ ,  $z_{v2} = 152.83$ , 得  $Z_{\alpha1} = 0.954$ ,  $Z_{\alpha2} = 0.945$ ,  $Z_\alpha = \frac{1}{2} (Z_{\alpha1} + Z_{\alpha2}) =$

0.9495

将上列各参数值代入接触应力计算公式得:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \left( \frac{136917562.7 \times 1.5 \times 1.1 \times 1.01 \times 1.39}{2 \times 2 + 0.6} \right)^{0.73} \times \frac{31.263 \times 1.106 \times 0.674 \times 0.9495}{43 \times 20^{2.19}} \\ &= 384.005 \text{ MPa} \end{aligned}$$



按表 13-2-27 中公式计算安全系数  $S_H$ :  $S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_v}{\sigma_H}$

寿命系数  $Z_N$ : 查图 13-2-22b, 因循环次数大于  $5 \times 10^7$ ,  $Z_N = 1$ 。

润滑剂系数  $Z_L$ : 查图 13-2-23, 按  $\nu_{40} = 220 \text{mm}^2/\text{s}$ , 得  $Z_L = 1.06$ 。

速度系数  $Z_v$ : 查图 13-2-24, 按  $v_s = \frac{v}{\tan \beta} = 12.05 \text{m/s}$ , 得  $Z_v = 0.98$ 。

$$\text{计算公式: } S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_N Z_L Z_v}{\sigma_H} = \frac{840 \times 1 \times 1.06 \times 0.98}{384.005} = 2.27$$

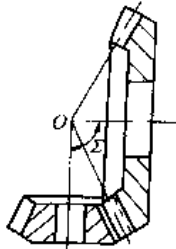
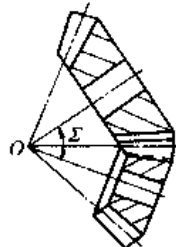
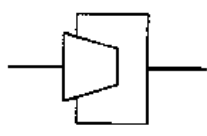
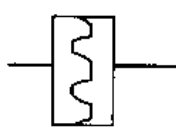
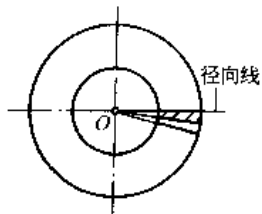
$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_N Z_L Z_v}{\sigma_H} = \frac{680 \times 1 \times 1.06 \times 0.98}{384.005} = 1.84$$

$S_{H1}$  和  $S_{H2}$  均大于  $S_{Hmin}$ , 齿面接触疲劳强度校核通过。

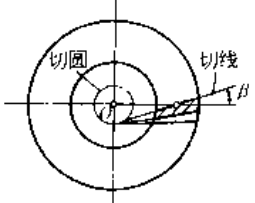
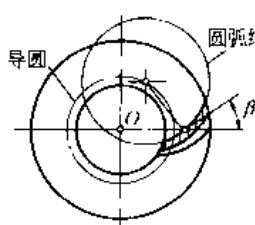
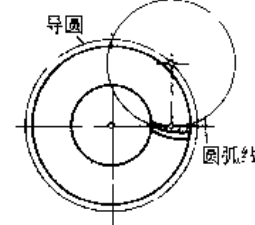
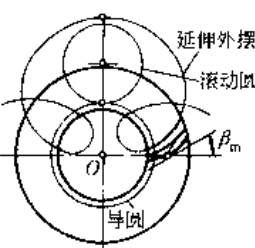
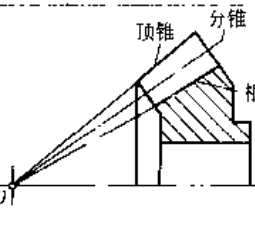
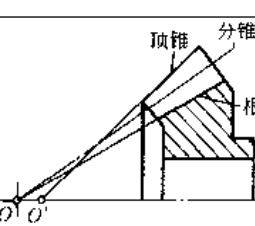
## 第3章 锥齿轮传动<sup>①</sup>

### 1 锥齿轮传动的基本类型、特点及应用

表 13-3-1

分类方法	基本类型	简图	主要特点	应用范围
按轴交角分	正交传动		轴交角 $\Sigma = 90^\circ$	最广
	斜交传动		轴交角 $\Sigma \neq 90^\circ$ $0^\circ < \Sigma < 180^\circ$	一般用于 $15^\circ \leq \Sigma \leq 165^\circ$
	共轴线传动		轴交角 $\Sigma = 0^\circ$	内啮合联轴器
			轴交角 $\Sigma = 180^\circ$	端面齿盘离合器
按节平面的齿线分	直 线 齿  直 齿 锥 齿 轮		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 齿形简单, 制造容易, 成本较低</li> <li>2. 承载能力较低</li> <li>3. 噪声较大 (经磨削后, 噪声可大为降低)</li> <li>4. 装配误差及轮齿变形易产生偏载, 为减小这种影响可以制成鼓形齿</li> <li>5. 轴向力较小, 且方向离开锥顶</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 多用于低速、轻载而稳定的传动, 一般用于圆周速度 <math>v \leq 5\text{m/s}</math> 或转速 <math>n \leq 1000\text{r/min}</math></li> <li>2. 对于大型齿轮传动, 当用仿型法加工时, 其使用周速 <math>v \leq 2\text{m/s}</math></li> <li>3. 磨齿后可用于 <math>v = 75\text{m/s}</math> 的传动</li> </ol>

<sup>①</sup> 用直刃 (齿条形) 刀具切出的锥齿轮, 其齿廓曲线不是球面渐开线, 而是 8 字形啮合的空间曲线, 但它在齿高一段十分近似于球面渐开线。

分类方法	基本类型	简图	主要特点	应用范围
按节平面的齿线分	直线齿	斜齿锥齿轮	 <p>与直齿锥齿轮相比： 1. 承载能力较大，噪声较小 2. 轴向力大，其方向与转向有关 3. 其齿线是斜交直线，并切于一切圆</p>	1. 多用于大型机械，模数 $m > 15\text{mm}$ 的传动 2. 在低速 ( $v < 12\text{m/s}$ )、重载或有冲击的传动中，由于加工条件的限制而不能采用曲线齿时，可用它代替 3. 磨齿后可用于高速传动
		弧齿锥齿轮	 <p>1. 齿线是一段圆弧 2. 承载能力高，运转平稳，噪声小 3. 齿面呈局部接触，装配误差及轮齿变形对偏载的影响不显著 4. 轴向力大，其方向与齿轮的转向有关 5. 可以磨齿</p>	1. 多用于大载荷、周速 $v > 5\text{m/s}$ 或转速 $n > 1000\text{r/min}$ ，要求噪声小的传动 2. 磨齿后可用于高速传动 ( $v = 40 \sim 100\text{m/s}$ )
		零度弧齿锥齿轮	 <p>1. 齿线也是一段圆弧，且齿宽中点螺旋角 <math>\beta_m = 0^\circ</math> 2. 承载能力略高于直齿锥齿轮，与鼓形直齿相近 3. 齿面呈局部接触，对偏载的敏感性介于直齿和弧齿之间 4. 轴向力的大小、方向与直齿锥齿轮相近 5. 可以磨齿</p>	1. 用于周速 $v < 5\text{m/s}$ 或转速 $n < 1000\text{r/min}$ 的中、低速传动 2. 可在不改变支承装置的情况下，代替直齿锥齿轮传动，使传动性能得以改善 3. 磨齿后可用于高速
	曲线齿	摆线齿锥齿轮	 <p>1. 齿线较复杂，是延伸外摆线（或称长幅外摆线） 2. 加工时机床调整方便，计算简单 3. 传动性能与弧齿锥齿轮基本相同 4. 不能磨齿</p>	应用范围与弧齿锥齿轮基本相同，尤其适用于单件或中小批生产
		不等顶隙收缩齿	 <p>1. 从轮齿的大端到小端齿高逐渐减小，且顶锥、根锥和分锥的顶点相重合 2. 齿轮副的顶隙从齿的大端到小端也是逐渐减小的，在小端容易因错位而“咬死” 3. 小端的内根圆角半径较小，齿根强度较弱，且小端齿顶较薄</p>	过去广泛应用于直齿锥齿轮，近来有被等顶隙收缩齿取代的趋势
	按齿高分	等顶隙收缩齿	 <p>1. 从轮齿的大端到小端齿高逐渐减小，且顶锥的顶点不与分锥和根锥的顶点相重合 2. 齿轮副的顶隙沿齿长保持与大端相等的值（一齿轮的顶锥母线与另一齿轮的根锥母线平行） 3. 可以增大小端的齿根圆角半径，减小应力集中，提高齿根强度；同时可增大刀具的刀尖圆角，提高刀具的寿命；还可减小小端齿顶过薄和因错位而“咬死”的可能性</p>	1. 直齿锥齿轮推荐使用等顶隙收缩齿 2. 弧齿锥齿轮和较大模数的零度弧齿锥齿轮（如 $m > 2.5\text{mm}$ ）大多采用等顶隙收缩齿

续表

分类方法	基本类型	简图	主要特点	应用范围
按齿高	收缩齿 双重收缩齿		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 从轮齿的大端到小端齿高急剧减小, 且顶锥、根锥和分锥三者的顶点都不相重合</li> <li>2. 齿轮副的顶隙沿齿长保持与大端相等的值, 因此其特点与等顶隙收缩齿相同</li> <li>3. 齿宽中点两个侧面的螺旋角接近相等, 便于用双重双面法加工, 以提高生产率</li> </ol>	用于双重双面法加工的零度弧齿锥齿轮 ( $m \leq 2.5\text{mm}$ 的零度弧齿锥齿轮常采用双重双面法加工.)
	等高齿		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 轮齿的大端与小端齿高相等, 即齿轮的顶锥角、分锥角、根锥角都相等</li> <li>2. 加工时机床调整方便, 计算简单</li> <li>3. 小端处易产生根切和齿顶过薄, 使齿轮的强度削弱, 因此其齿宽系数和齿数有一定的限制</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 摆线内锥齿轮都采用等高齿</li> <li>2. 弧齿锥齿轮也可以采用等高齿</li> <li>3. 一般应用范围: 齿宽系数 <math>\phi_R \leq 0.25</math> 小轮齿数 <math>z_1 \geq 9</math> 平面齿轮齿数 <math>z_c \geq 25</math></li> </ol>

## 2 锥齿轮的变位与齿形制

### 2.1 锥齿轮的变位

#### (1) 径向变位

用范成法加工锥齿轮时, 若刀具所构成的产形齿轮的分度面与被加工的锥齿轮的分度面相切, 则加工出来的齿轮为标准齿轮; 当把产形齿轮的分度面沿被加工齿轮的当量齿轮径向移开一段距离  $xm$  时, 则加工出来的齿轮为径向变位齿轮 (图 13-3-1),  $xm$  称为变位量 ( $m$  为模数,  $x$  称为变位系数), 刀具远离被加工齿轮时  $x$  为正, 反之  $x$  为负, 在相互啮合的一对齿轮中, 若  $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ , 且  $x_2 = -x_1$ , 则称其为高变位; 若  $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$ , 则称其为角变位。径向变位可以避免根切, 提高轮齿承载能力和改善传动性能。其中高变位计算简单, 应用较广。锥齿轮经径向变位后, 其啮合情况如图 13-3-2 所示。

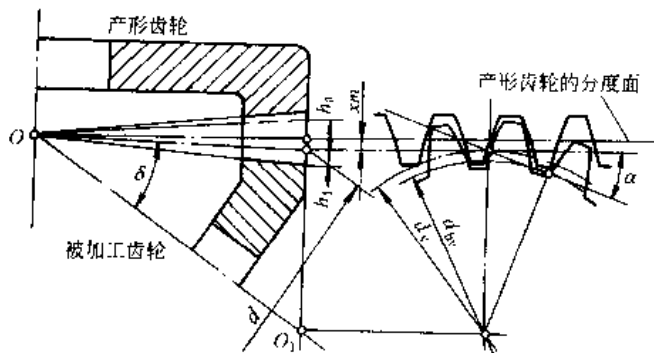


图 13-3-1 锥齿轮的径向变位

#### (2) 切向变位

用范成法加工锥齿轮时, 当加工轮齿两侧的两刀刃在其所构成的产形齿轮的分度面上的距离为  $\pi m/2$  时, 加

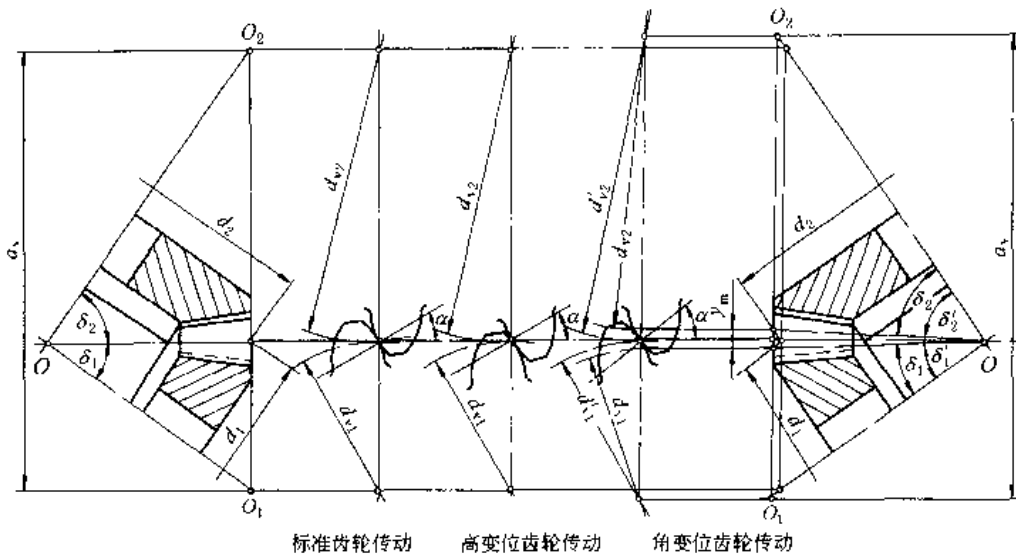


图 13-3-2 标准齿轮和径向变位齿轮的啮合情况

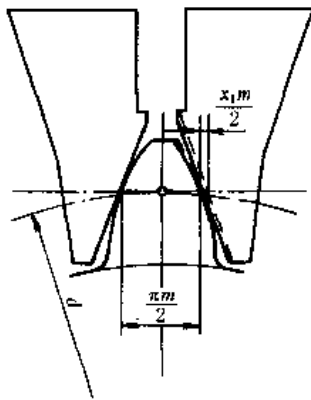


图 13-3-3 直齿锥齿轮的切向变位

工出来的齿轮为标准齿轮；若改变两刀刃之间的距离，则加工出来的齿轮为切向变位齿轮，变位量用  $x_1 m$  表示（ $m$  为模数， $x_1$  称为切向变位系数）。变位使齿厚增加时， $x_1$  为正值；反之  $x_1$  为负值。为均衡大小齿轮的弯曲强度，常采用  $x_{11} + x_{12} = 0$  的切向变位，此时除齿厚有所变化外，其他参数并不变化（见图 13-3-3）。若  $x_{12}$  任设值则称为任设值切向变位。

(3) 高-切综合变位

切向变位和高变位常常一起使用，称为高-切综合变位。它不仅可以改善传动性能、均衡大小齿轮的强度，而且还可以改善由于高变位所引起的小齿轮齿顶厚度过薄的现象。

(4) 非零综合变位

一种新型锥齿轮<sup>[1]</sup>，其综合变位之和为正或负值： $x_{\Sigma} + 0.5x_{\Sigma} \tan \alpha \neq 0$ 。

## 2.2 锥齿轮的齿形制

锥齿轮的齿形制很多，现将我国常用的几种齿形制列于表 13-3-2。

表 13-3-2 锥齿轮的常用齿形制

齿轮类型	齿形制	基准齿形参数				变位方式	齿高
		齿形角 $\alpha$	齿顶高系数 $h_a^*$	顶隙系数 $c^*$	螺旋角 $\beta$		
直线齿 直齿锥齿轮 斜齿锥齿轮	GB/T 12369-1990	20°	1	0.2	直齿锥齿轮为 0°，斜齿锥齿轮由计算确定	未规定	推荐用等顶隙收缩齿，也可以用不等顶隙收缩齿
	格里森 (Gleason)	20° 也可以使用 14.5°或 25°	1	$0.188 + \frac{0.05}{m}$		高-切变位	
	埃尼姆斯 (Энимс)	20°	1	0.2		高-切变位	
曲线齿 弧齿锥齿轮	格里森	20°	0.85	0.188	$\beta_m = 35^\circ$	高-切变位	等顶隙收缩齿
	埃尼姆斯	20°	0.82	0.2	$\beta_m > 30^\circ$	高-切变位	
	洛-卡氏 (Лопато и Кабанов)	20° 轻载或精密传动可用 16°	1	0.25	$\beta_m = 10^\circ \sim 35^\circ$	高-切变位	等高齿

续表

齿轮类型	齿形制	基准齿形参数				变位方式	齿高
		齿形角 $\alpha$	齿顶高系数 $h_a^*$	顶隙系数 $c^*$	螺旋角 $\beta$		
曲线齿 零度弧齿锥齿轮	格里森	20° 对于重载 可采用 22.5° 或 25°	1	$0.188 + \frac{0.05}{m}$	0°	高-切变位	一般采用等顶隙收缩齿; 当 $m \leq 2.5$ 时, 常采用双重收缩齿
	奥利康 (Oerlikon)	20°、17.5°	1	0.15	$\beta_0$ 由刀盘 确定 (见表 13-3-18)	高-切变位	等高齿
	克林根堡 (Klingelberg)	20°		0.20			
能容纳各种齿线的 锥齿轮	非零分锥综合 变位	任意	$\cos\beta_m$	0.20	任意	角-切变位	任意

注: 1. GB/T 12369—1990 基本齿廓的内根圆角  $\rho_f = 0.3m_n$ , 在啮合条件允许下, 可取  $\rho_f = 0.35m_n$ ; 齿廓可修缘, 齿顶最大修缘量: 齿高方向  $0.6m_n$ , 齿厚方向  $0.02m_n$ ; 齿形角也可采用  $\alpha_n = 14.5^\circ$  或  $25^\circ$ 。

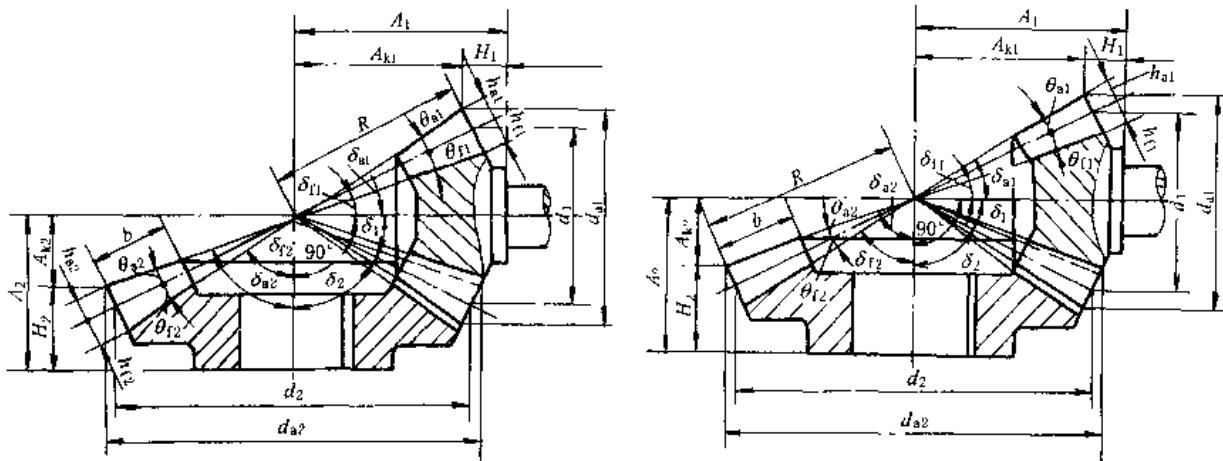
2. 在一般传动中, 格里森齿形制和埃尼姆斯齿形制可以互相代用。

3. 非零分锥综合变位是一种新的齿形制, 其设计参数的选择较为灵活, 有利于优化设计。详见 [1]。

### 3 锥齿轮传动的几何计算

#### 3.1 直线齿锥齿轮传动的几何计算

##### 直齿锥齿轮传动的几何计算



等顶隙收缩齿 ( $\Sigma = 90^\circ$ )

不等顶隙收缩齿 ( $\Sigma = 90^\circ$ )

表 13-3-3

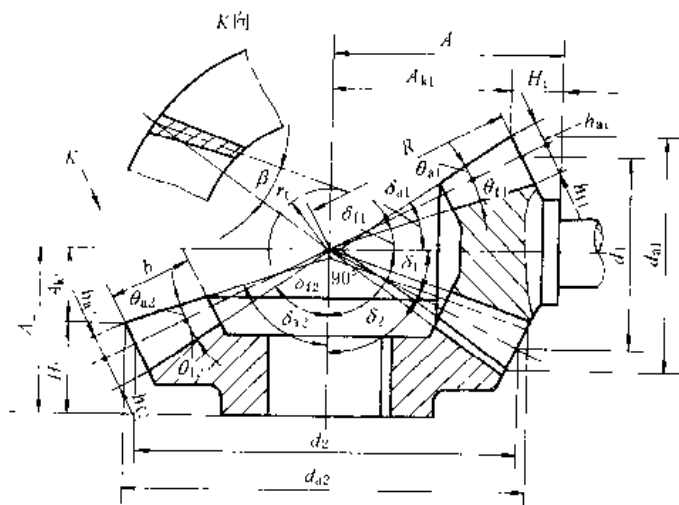
项 目	计 算 公 式 及 说 明	
	小 齿 轮	大 齿 轮
齿形角 $\alpha$		
齿顶高系数 $h_a^*$	根据所选定的齿形制, 按表 13-3-2 确定	
顶隙系数 $c^*$		
大端端面模数 $m$	根据强度计算或类比法确定, 并按表 13-3-5 取标准值	
齿数比 $u$	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_1}{r_2} \geq 1$ 按传动要求确定, 一般 $u < 6$	

项 目	计 算 公 式 及 说 明		
	小 齿 轮	大 齿 轮	
齿数 $z$	1. 通常 $z_1 = 16 - 30$ 2. 不产生根切的最少齿数 $z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha} \cos \delta$ 3. 选取最少齿数时可参考表 13-3-6 4. 当分度圆直径确定之后, 推荐按图 13-3-5 选取 $z_1$		
变位系数 $x_1, x_2$	1. 对于 $u=1$ : $x_1 = x_2 = 0, x_{H1} = x_{H2} = 0$ 2. 对于格里森齿制: $x_1 = 0.46 \left( 1 - \frac{1}{u^2} \right), x_2 = -x_1; x_{H1}$ 按图 13-3-4 选取, $x_{H2} = -x_{H1}$ 3. 对于埃尼姆斯齿制: $x_1$ 按表 13-3-8 选取, $x_2 = -x_1; x_{H1}$ 按表 13-3-9 选取, $x_{H2} = -x_{H1}$		
节锥角 $\delta$	$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}$	$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	
分度圆直径 $d$	$d_1 = mz_1$	$d_2 = mz_2$	
锥距 $R$	$R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$		
齿宽系数 $\phi_R$	齿宽系数不宜取得过大, 否则将引起小端齿顶过薄, 齿根圆角半径过小, 应力集中过大, 故一般取 $\phi_R = \frac{1}{4} \sim \frac{1}{3}$		
齿宽 $b$	$b = \phi_R R$ , 但不得大于 $10m$		
齿顶高 $h_a$	$h_{a1} = (h_a^* + x_1) m$	$h_{a2} = (h_a^* + x_2) m$	
齿高 $h$	$h = (2h_a^* + c^*) m$		
齿根高 $h_f$	$h_{f1} = h - h_{a1}$	$h_{f2} = h - h_{a2}$	
齿顶圆直径 $d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_1$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2$	
齿根角 $\theta_f$	$\tan \theta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R}$	$\tan \theta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R}$	
齿顶角 $\theta_a$	不等顶隙收缩齿	$\tan \theta_{a1} = \frac{h_{a1}}{R}$	$\tan \theta_{a2} = \frac{h_{a2}}{R}$
	等顶隙收缩齿	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$	$\theta_{a2} = \theta_{f1}$
顶锥角 $\delta_a$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	
根锥角 $\delta_f$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	
安装距 $A$	按结构确定		
外锥高 $A_k$	$A_{k1} = \frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin \delta_1$	$A_{k2} = \frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin \delta_2$	
支承端距 $H$	$H_1 = A_1 - A_{k1}$	$H_2 = A_2 - A_{k2}$	
周节 $p$	$p = \pi m$		
分度圆弧齿厚 $s$	$s_1 = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha + x_{H1} \right)$	$s_2 = p - s_1$	
分度圆弦齿厚 $\bar{s}$	$\bar{s}_1 = \frac{d_1}{\cos \delta_1} \sin \Delta_1 \approx s_1 - \frac{s_1^3 \cos^2 \delta_1}{6d_1^2}$ 式中 $\Delta_1 = \frac{s_1 \cos \delta_1}{d_1}$ (rad)	$\bar{s}_2 = \frac{d_2}{\cos \delta_2} \sin \Delta_2 \approx s_2 - \frac{s_2^3 \cos^2 \delta_2}{6d_2^2}$ 式中 $\Delta_2 = \frac{s_2 \cos \delta_2}{d_2}$ (rad)	
分度圆弦齿高 $\bar{h}$	$\bar{h}_1 = \frac{d_{a1} - d_1 \cos \Delta_1}{2 \cos \delta_1} \approx h_{a1} + \frac{s_1^2}{4d_1} \cos \delta_1$	$\bar{h}_2 = \frac{d_{a2} - d_2 \cos \Delta_2}{2 \cos \delta_2} \approx h_{a2} + \frac{s_2^2}{4d_2} \cos \delta_2$	

续表

项 目	计 算 公 式 及 说 明	
	小 齿 轮	大 齿 轮
当量齿数 $z_v$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$
端面重合度 $\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_{v1} (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha) + z_{v2} (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha)]$ <p>式中 <math>\alpha_{at1} = \arccos \frac{z_{v1} \cos \alpha}{z_{v1} + 2h_a^* + 2x_1}</math> , <math>\alpha_{at2} = \arccos \frac{z_{v2} \cos \alpha}{z_{v2} + 2h_a^* + 2x_2}</math></p>	
	$\epsilon_\alpha$ 可由图 13-3-9 查出	

### 斜齿锥齿轮传动的几何计算



等顶隙收缩齿 ( $\Sigma = 90^\circ$ )

表 13-3-4

项 目	计 算 公 式 及 说 明	
	小 齿 轮	大 齿 轮
螺旋角 $\beta$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 最好内齿重合度 <math>\epsilon_\beta \geq 1</math> <math>\tan \beta \geq \frac{\pi(R-b)m\epsilon_\beta}{Rb}</math></li> <li>2. 旋向的规定: 从锥顶看内齿, 当齿线从小端到大端是顺时针旋转时, 为右旋; 反之为左旋</li> <li>3. 旋向的选用: 大小齿轮的旋向应相反。且其产生的轴向力应使两齿轮趋于分离, 如做不到时, 也应使小齿轮趋于分离 (轴向力方向的确定见本章第 5 节)</li> </ol>	
齿根角 $\theta_f$	$\tan \theta_{f1} = \frac{h_n}{R \cos^2 \beta}$	$\tan \theta_{f2} = \frac{h_{n2}}{R \cos^2 \beta}$
切圆半径 $r_t$	$r_t = R \sin \beta$	
分度圆弧齿厚 $s$	$s_1 = \left( \frac{\pi}{2} + \frac{2x_1 \tan \alpha}{\cos \beta} + x_{11} \right) m$	$s_2 = \pi m - s_1$
弦齿厚 $\bar{s}_n$	$\bar{s}_{n1} = \left( 1 - \frac{s_1 \sin 2\beta}{4R} \right) \left( s_1 - \frac{s_1^3 \cos^2 \delta_1}{6d_1^2} \right) \cos \beta$	$\bar{s}_{n2} = \left( 1 - \frac{s_2 \sin 2\beta}{4R} \right) \left( s_2 - \frac{s_2^3 \cos^2 \delta_2}{6d_2^2} \right) \cos \beta$
弦齿高 $\bar{h}_r$	$\bar{h}_{r1} = \left( 1 - \frac{s_1 \sin 2\beta}{4R} \right) \left( h_{at1} + \frac{s_1^2}{4d_1} \cos \delta_1 \right)$	$\bar{h}_{r2} = \left( 1 - \frac{s_2 \sin 2\beta}{4R} \right) \left( h_{at2} + \frac{s_2^2}{4d_2} \cos \delta_2 \right)$
当量齿数 $z_v$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta}$	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta}$



续表

项 目	计 算 公 式 及 说 明	
	小 齿 轮	大 齿 轮
端面重合度 $\epsilon_a$	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{z_1}{\cos\delta_1} (\tan\alpha_{val1} - \tan\alpha_f) + \frac{z_2}{\cos\delta_2} (\tan\alpha_{val2} - \tan\alpha_f) \right]$	
	式中 $\alpha_f = \arctan\left(\frac{\tan\alpha}{\cos\beta}\right)$	
	$\alpha_{val1} = \arccos \frac{z_1 \cos\alpha_f}{z_1 + 2(h_a^* + x_1) \cos\delta_1}$ $\alpha_{val2} = \arccos \frac{z_2 \cos\alpha_f}{z_2 + 2(h_a^* + x_2) \cos\delta_2}$	
$\alpha = 20^\circ$ 时的 $\epsilon_a$ 值可由图 13-3-9 查出		

注：其他几何尺寸的计算与表 13-3-3 中同名参数的计算公式相同。

表 13-3-5 标准系列模数 (GB/T 12368—1990) /mm

1	1.125	1.25	1.375	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75
3	3.25	3.5	3.75	4	4.5	5	5.5	6	6.5
7	8	9	10	11	12	14	16	18	20
22	25	28	30	32	36	40	45	50	

表 13-3-6 锥齿轮的最少齿数  $z_{min}$  和最少齿数和  $z_{\Sigma min}$

用 途	直齿及小螺旋角锥齿轮		大螺旋角曲线齿锥齿轮		非零变位大螺旋角锥齿轮	
	$z_{min}$	$z_{\Sigma min}$	$z_{min}$	$z_{\Sigma min}$	$z_{min}$	$z_{\Sigma min}$
工业用 $\alpha = 20^\circ$ $h_a^* = \cos\beta_m$	13	44	12	45	10	30
	$\geq 14$	34	13 ~ 14	40	11	27
			$\geq 15$	34	$\geq 12$	24
汽车, 高 减速比 <sup>①</sup>	6 ~ 8	35 ~ 40	6 ~ 9	40	3 ~ 5	35
	9 ~ 12	24 ~ 38	10 ~ 11	38	6 ~ 9	25

① 采用大齿形角、短齿高, 大螺旋角, 大正值变位 ( $x_1 > 0.5$ ) 以消除根切, 见 [1]。

表 13-3-7 直齿及零度弧齿锥齿轮高变位系数 (格里森齿制,  $\Sigma = 90^\circ$ )

u	x	u	x	u	x	u	x
< 1.00	0.00	1.15 ~ 1.17	0.12	1.42 ~ 1.45	0.24	2.06 ~ 2.16	0.36
1.00 ~ 1.02	0.01	1.17 ~ 1.19	0.13	1.45 ~ 1.48	0.25	2.16 ~ 2.27	0.37
1.02 ~ 1.03	0.02	1.19 ~ 1.21	0.14	1.48 ~ 1.52	0.26	2.27 ~ 2.41	0.38
1.03 ~ 1.04	0.03	1.21 ~ 1.23	0.15	1.52 ~ 1.56	0.27	2.41 ~ 2.58	0.39
1.04 ~ 1.05	0.04	1.23 ~ 1.25	0.16	1.56 ~ 1.60	0.28	2.58 ~ 2.78	0.40
1.05 ~ 1.06	0.05	1.25 ~ 1.27	0.17	1.60 ~ 1.65	0.29	2.78 ~ 3.05	0.41
1.06 ~ 1.08	0.06	1.27 ~ 1.29	0.18	1.65 ~ 1.70	0.30	3.05 ~ 3.41	0.42
1.08 ~ 1.09	0.07	1.29 ~ 1.31	0.19	1.70 ~ 1.76	0.31	3.41 ~ 3.94	0.43
1.09 ~ 1.11	0.08	1.31 ~ 1.33	0.20	1.76 ~ 1.82	0.32	3.94 ~ 4.82	0.44
1.11 ~ 1.12	0.09	1.33 ~ 1.36	0.21	1.82 ~ 1.89	0.33	4.82 ~ 6.81	0.45
1.12 ~ 1.14	0.10	1.36 ~ 1.39	0.22	1.89 ~ 1.97	0.34	> 6.81	0.46
1.14 ~ 1.15	0.11	1.39 ~ 1.42	0.23	1.97 ~ 2.06	0.35		

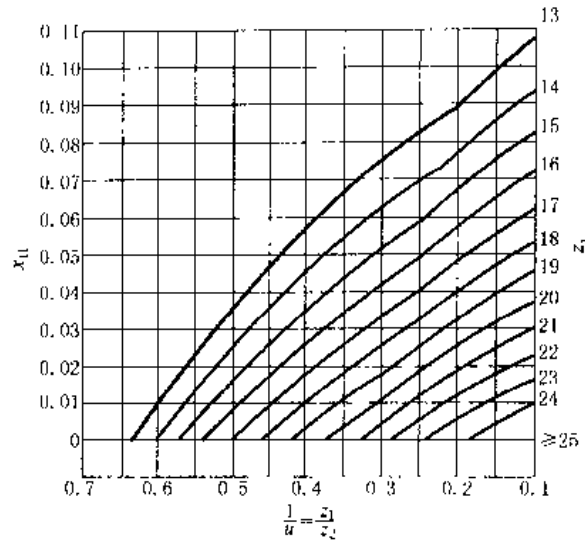


图 13-3-4 直齿及零度弧齿锥齿轮切向变位系数  $x_1$  (格里森齿制,  $\alpha = 20^\circ$ )

表 13-3-8

直齿锥齿轮高变位系数  $x_1$  (埃尼姆斯齿制,  $\Sigma = 90^\circ$ )

齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1}$	$x_1$											
	小 轮 齿 数 $z_1$											
	10	11	12	13	14	15	18	20	25	30	35	40
1.02 ~ 1.05	—	—	—	—	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
> 1.05 ~ 1.09	—	—	—	—	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03
> 1.09 ~ 1.14	—	—	—	—	0.10	0.10	0.08	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04
> 1.14 ~ 1.18	—	—	—	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06
> 1.18 ~ 1.22	—	—	—	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07
> 1.22 ~ 1.27	—	—	—	0.19	0.18	0.17	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.08
> 1.27 ~ 1.32	—	—	—	0.22	0.21	0.20	0.18	0.16	0.13	0.11	0.10	0.09
> 1.32 ~ 1.39	—	—	0.25	0.24	0.23	0.22	0.20	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10
> 1.39 ~ 1.46	—	—	0.29	0.27	0.26	0.25	0.22	0.21	0.17	0.15	0.13	0.12
> 1.46 ~ 1.54	—	—	0.33	0.31	0.30	0.27	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14
> 1.54 ~ 1.65	—	—	0.37	0.35	0.33	0.30	0.27	0.25	0.22	0.19	0.17	0.15
> 1.65 ~ 1.80	—	0.41	0.39	0.38	0.36	0.34	0.30	0.27	0.24	0.21	0.19	0.16
> 1.80 ~ 1.95	—	0.44	0.42	0.40	0.38	0.36	0.33	0.30	0.26	0.22	0.20	0.19
> 1.95 ~ 2.10	0.49	0.48	0.47	0.44	0.42	0.40	0.36	0.34	0.29	0.25	0.22	0.20
> 2.10 ~ 2.40	0.53	0.51	0.49	0.47	0.45	0.42	0.39	0.36	0.32	0.27	0.24	0.22
> 2.40 ~ 2.70	0.57	0.54	0.51	0.49	0.47	0.45	0.42	0.39	0.34	0.30	0.26	0.24
> 2.70 ~ 3.00	0.59	0.55	0.52	0.51	0.49	0.47	0.43	0.40	0.35	0.31	0.27	0.25
> 3.00 ~ 4.00	0.60	0.56	0.53	0.52	0.50	0.48	0.44	0.42	0.36	0.32	0.28	0.25
> 4.00 ~ 6.00	0.61	0.58	0.54	0.53	0.51	0.49	0.45	0.43	0.37	0.34	0.30	0.26
> 6.00	0.62	0.60	0.55	0.54	0.52	0.50	0.46	0.44	0.38	0.35	0.31	—

表 13-3-9

直齿锥齿轮切向变位系数  $x_{H1}$  (埃尼姆斯齿制,  $\Sigma = 90^\circ$ )

齿数比 $u$	小齿轮齿数 $z_1$	切向变位系数 $x_{H1}$	齿数比 $u$	小齿轮齿数 $z_1$	切向变位系数 $x_{H1}$
1.09 ~ 1.14	14 ~ 40	0.01	> 2.1 ~ 2.4	10 ~ 14	0.06
> 1.14 ~ 1.18	13 ~ 40	0.01	> 2.1 ~ 2.4	15 ~ 40	0.07
> 1.18 ~ 1.32	13 ~ 40	0.02	> 2.4 ~ 3.0	10 ~ 40	0.07
> 1.32 ~ 1.39	12 ~ 40	0.02	> 3.0 ~ 4.0	10 ~ 40	0.08
> 1.39 ~ 1.46	12 ~ 40	0.03	> 4.0 ~ 6.0	10 ~ 14	0.09
> 1.46 ~ 1.65	12 ~ 40	0.04	4.0 ~ 6.0	15 ~ 40	0.08
> 1.65 ~ 1.95	11 ~ 40	0.05	6.0 以上	10 ~ 13	0.10
> 1.95 ~ 2.10	10 ~ 40	0.06	6.0 以上	14 ~ 35	0.09



续表

项 目	计 算 公 式 及 说 明		
	零度弧齿锥齿轮	弧 齿 锥 齿 轮	
	等顶隙收缩齿、双重收缩齿 (格里森齿制)	等顶隙收缩齿 (格里森齿制、埃尼姆斯齿制)	等高齿 (洛·卡氏齿制)
分锥角 $\delta$	$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}$ , $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$		
分度圆直径 $d$	$d_1 = mz_1$ , $d_2 = mz_2$		
锥距 $R$	$R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$		
齿宽系数 $\phi_R$	$\phi_R = \frac{b}{R} \leq \frac{1}{4}$	$\phi_R = \frac{b}{R} = \frac{1}{3.5} \sim \frac{1}{3}$	$\phi_R = \frac{b}{R} = \frac{1}{4} \sim \frac{1}{3}$
齿宽 $b$	取 $b = \phi_R R$ 和 $b = 10m$ 中的较小值		
齿顶高 $h_a$	$h_{a1} = (h_a^* + x_1) m$ $h_{a2} = (h_a^* + x_2) m$	$h_{a1} = (h_a^* + x_1) (1 - \phi_R) m$ $h_{a2} = (h_a^* + x_2) (1 - \phi_R) m$	
齿高 $h$	$h = (2h_a^* + c^*) m$		
齿根高 $h_f$	$h_{f1} = h - h_{a1}$ $h_{f2} = h - h_{a2}$	$h_{f1} = h - h_{a1}$ $h_{f2} = h - h_{a2}$	
齿顶圆直径 $d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_1$ , $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2$		
齿根角 $\theta_f$	$\theta_{f1} = \arctan \frac{h_{f1}}{R} + \Delta \theta_f$ $\theta_{f2} = \arctan \frac{h_{f2}}{R} + \Delta \theta_f$ 等顶隙收缩齿 $\Delta \theta_f = 0$ 双重收缩齿 $\Delta \theta_f$ 见表 13-3-12	$\tan \theta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R}$ $\tan \theta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R}$	
齿顶角 $\theta_a$	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$ , $\theta_{a2} = \theta_{f1}$		
顶锥角 $\delta_a$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ , $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$		$\delta_{a1} = \delta_1$ , $\delta_{a2} = \delta_2$
根锥角 $\delta_f$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ , $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$		$\delta_{f1} = \delta_1$ , $\delta_{f2} = \delta_2$
外锥高 $A_k$	$A_{k1} = R \cos \delta_1 - h_{a1} \sin \delta_1$ , $A_{k2} = R \cos \delta_2 - h_{a2} \sin \delta_2$		
安装距 $A$	按结构确定, 一般凑成整数		
支承端距 $H$	$H_1 = A_1 - A_{k1}$ , $H_2 = A_2 - A_{k2}$		
弧齿厚 $s$	$s_1 = m \left( \frac{\pi}{2} + \frac{2x_1 \tan \alpha}{\cos \beta} + x_{11} \right)$ , $s_2 = \pi m - s_1$ 式中 $\beta$ 为大端螺旋角, 按表 13-3-13 计算		
弦齿厚 $\bar{s}_n$	根据切齿方法确定, 一般由机床调整计算		
弦齿高 $\bar{h}_n$			
当量齿数 $z_v$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$ , $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m}$ , $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m}$	
重 合 度	端面重合度 $\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_{v1} (\tan \alpha_{va1} - \tan \alpha) + z_{v2} (\tan \alpha_{va2} - \tan \alpha)]$ 式中 $\alpha_{va1} = \arccos \frac{z_{v1} \cos \alpha}{z_{v1} + 2h_a^* + 2x_1}$ $\alpha_{va2} = \arccos \frac{z_{v2} \cos \alpha}{z_{v2} + 2h_a^* + 2x_2}$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{z_1}{\cos \delta_1} (\tan \alpha_{va1} - \tan \alpha_1) + \frac{z_2}{\cos \delta_2} (\tan \alpha_{va2} - \tan \alpha_2) \right]$ 式中 $\alpha_1 = \arctan \left( \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_m} \right)$ $\alpha_{va1} = \arccos \frac{z_1 \cos \alpha_1}{z_1 + 2(h_a^* + x_1) \cos \delta_1}$ $\alpha_{va2} = \arccos \frac{z_2 \cos \alpha_1}{z_2 + 2(h_a^* + x_2) \cos \delta_2}$
	齿线重合度 $\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta \approx \frac{1}{1 - 0.5\phi_R} \times \frac{b \tan \beta_m}{\pi m}$ $b/R = 0.3$ 时, $\epsilon_\beta$ 可由图 13-3-8 查出
	总重合度 $\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \sqrt{\epsilon_\alpha^2 + \epsilon_\beta^2}$

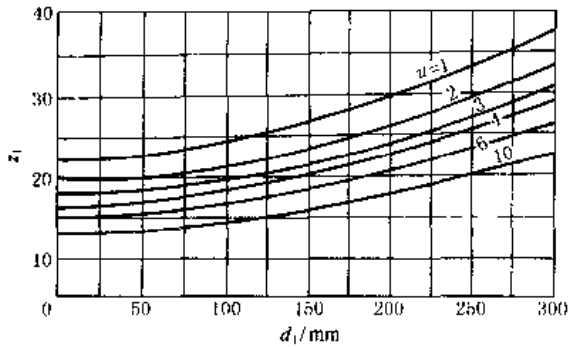


图 13-3-5 直齿及零度弧齿锥齿轮小轮齿数  $z_1$

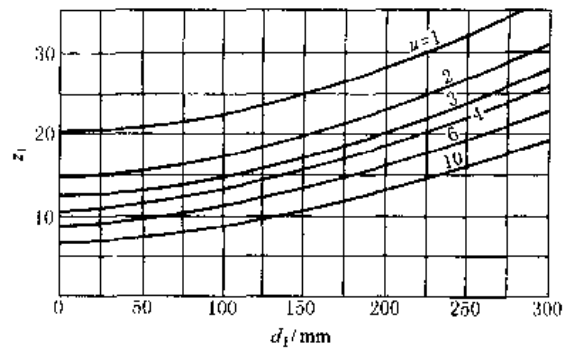


图 13-3-6 弧齿锥齿轮小轮齿数  $z_1$  ( $\beta_m = 35^\circ$ )

表 13-3-11 等高齿弧齿锥齿轮小轮齿数  $z_1$

切齿方法	齿形角 $\alpha$	中点螺旋角 $\beta_m$	传动比 $i$	小 齿 轮 最 少 齿 数				$R/D_0$	锥距 $R$ /mm
				$i = 1.0 \sim 1.5$	$i = 1.5 \sim 2.5$	$i = 2.5 \sim 3.5$	$i = 3.5 \sim 10$		
单面法	$20^\circ$	$10^\circ \sim 35^\circ$	1 ~ 10	19	16	13	10	0.55 ~ 0.9	50 ~ 810
简单双面法	$20^\circ$	$10^\circ \sim 35^\circ$	1 ~ 10	23	18	14	10	0.67 ~ 1.0	60 ~ 800

表 13-3-12 双重收缩齿零度弧齿锥齿轮齿根角增量  $\Delta\theta_f$

齿形角 $\alpha$	$20^\circ$	$22^\circ 30'$	$25^\circ$
平面齿轮齿数 $z_p$	$z_p = \frac{2R}{m} = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$		
齿根角增量 $\Delta\theta_f$	$\Delta\theta_f = \frac{6668}{z_p} - \frac{1512}{z_p b} \frac{\sqrt{d_1 \sin \delta_2}}{z_p m}$ $- \frac{355.6}{z_p m}$	$\Delta\theta_f = \frac{4868}{z_p} - \frac{1512}{z_p b} \frac{\sqrt{d_1 \sin \delta_2}}{z_p m}$ $- \frac{355.6}{z_p m}$	$\Delta\theta_f = \frac{3412}{z_p} - \frac{1512}{z_p b} \frac{\sqrt{d_1 \sin \delta_2}}{z_p m}$ $- \frac{355.6}{z_p m}$

表 13-3-13 弧齿锥齿轮螺旋角计算公式

名 称	代号	计 算 公 式
任意点螺旋角	$\beta_x$	$\sin \beta_x = \frac{1}{d_0} \left[ R_x + \frac{R_m (d_0 \sin \beta_m - R_m)}{R_x} \right]$
大端螺旋角	$\beta$	$\sin \beta = \frac{1}{d_0} \left[ R + \frac{R_m (d_0 \sin \beta_m - R_m)}{R} \right]$
小端螺旋角	$\beta_1$	$\sin \beta_1 = \frac{1}{d_0} \left[ R_1 + \frac{R_m (d_0 \sin \beta_m - R_m)}{R_1} \right]$
说 明		$R_x$ ——任意点锥距 $R_m$ ——中点锥距, $R_m = R - \frac{b}{2}$ $R_1$ ——小端锥距, $R_1 = R - b$ $d_0$ ——铣刀盘名义直径, 其值已标准化, 见表 13-3-14

表 13-3-14 铣刀盘名义直径  $d_0$

名义直径 $d_0$		螺旋角 $\beta_m / (^\circ)$	锥距 $R$ /mm	最大齿高 /mm	最大齿宽 /mm	最大模数 /mm
英制, in	公制, mm					
1/2	12.7	$\leq 15$	6 ~ 13	3.5	4	1.75
1 1/8	27.94	$\leq 25$	13 ~ 19	3.5	6.5	1.75
1 1/2	38.10	$\leq 25$	19 ~ 25	5	8	2.5
2	50.8	$\leq 25$	25 ~ 38	5	11	2.5

续表

名义直径 $d_0$		螺旋角 $\beta_m / (^\circ)$	锥距 $R / \text{mm}$	最大齿高	最大齿宽	最大模数
英制, in	公制, mm	推 荐 值		/mm	/mm	/mm
3½	88.9	0 ~ 15	20 ~ 40	8.7	20	3.5
		> 15	36 ~ 65			
6	152.4	0 ~ 15	35 ~ 70	10	30	4.5
		> 15	60 ~ 100			5
9	228.6	0 ~ 15	60 ~ 120	15	50	6.5
		15 ~ 25	90 ~ 160			7.5
		> 25	90 ~ 160			8
12	304.8	0 ~ 15	90 ~ 180	20	65	9
		15 ~ 25	140 ~ 210			10
		> 25	140 ~ 210			11
18	457.2	0 ~ 15	160 ~ 240	28	100	12
		15 ~ 25	190 ~ 320			14
		> 25	190 ~ 320			15
21	533.4	0 ~ 15	190 ~ 280	35	115	14
		15 ~ 25	220 ~ 370			16
		> 25	220 ~ 370			17.5
24	609.6	0 ~ 15	210 ~ 320	40	130	16
		15 ~ 25	250 ~ 420			18
		> 25	250 ~ 420			20
27	685.8	0 ~ 15	240 ~ 360	45	150	18
		15 ~ 25	280 ~ 480			20
		> 25	280 ~ 480			22.5
30	762	0 ~ 15	270 ~ 400	50	170	20
		15 ~ 25	320 ~ 530			22
		> 25	320 ~ 530			25
33	838.2	0 ~ 15	290 ~ 440	55	190	22
		15 ~ 25	350 ~ 590			24
		> 25	350 ~ 590			27.5
36	914.4	0 ~ 15	320 ~ 480	60	210	24
		15 ~ 25	380 ~ 640			26
		> 25	380 ~ 640			30
39	990.6	0 ~ 15	340 ~ 490	65	230	26
		15 ~ 25	400 ~ 690			28
		> 25	400 ~ 690			32.5
42	1066.8	0 ~ 15	370 ~ 560	70	250	28
		15 ~ 25	440 ~ 740			30
		> 25	440 ~ 740			35

注: 1. 本表只适用于收缩齿弧齿锥齿轮。2.  $d_0 \geq 21\text{in}$  的铣刀盘只用于大型弧齿锥齿轮加工机床。

表 13-3-15

弧齿锥齿轮高变位系数 (格里森齿制)

$u$	$x$	$u$	$x$	$u$	$x$	$u$	$x$
< 1.00	0.00	1.15 ~ 1.17	0.10	1.41 ~ 1.44	0.20	1.99 ~ 2.10	0.30
1.00 ~ 1.02	0.01	1.17 ~ 1.19	0.11	1.44 ~ 1.48	0.21	2.10 ~ 2.23	0.31
1.02 ~ 1.03	0.02	1.19 ~ 1.21	0.12	1.48 ~ 1.52	0.22	2.23 ~ 2.38	0.32
1.03 ~ 1.05	0.03	1.21 ~ 1.23	0.13	1.52 ~ 1.57	0.23	2.38 ~ 2.58	0.33
1.05 ~ 1.06	0.04	1.23 ~ 1.26	0.14	1.57 ~ 1.63	0.24	2.58 ~ 2.82	0.34
1.06 ~ 1.08	0.05	1.26 ~ 1.28	0.15	1.63 ~ 1.68	0.25	2.82 ~ 3.17	0.35
1.08 ~ 1.09	0.06	1.28 ~ 1.31	0.16	1.68 ~ 1.75	0.26	3.17 ~ 3.67	0.36
1.09 ~ 1.11	0.07	1.31 ~ 1.34	0.17	1.75 ~ 1.82	0.27	3.67 ~ 4.56	0.37
1.11 ~ 1.13	0.08	1.34 ~ 1.37	0.18	1.82 ~ 1.90	0.28	4.56 ~ 7.00	0.38
1.13 ~ 1.15	0.09	1.37 ~ 1.41	0.19	1.90 ~ 1.99	0.29	> 7.00	0.39

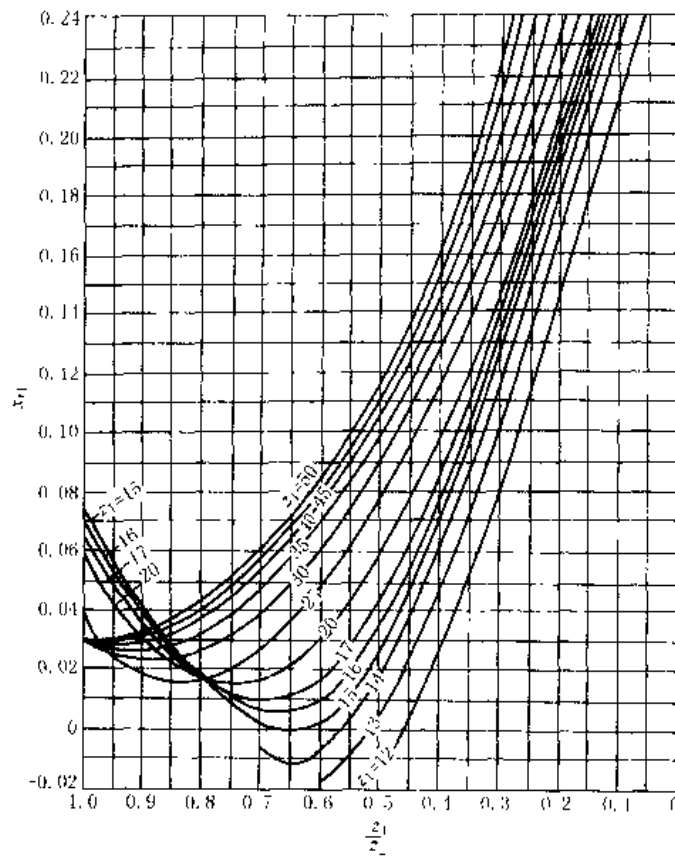


图 13-3-7 弧齿锥齿轮切向变位系数  $x_{t1}$  [格里森齿制  $\Sigma$  (或当量  $\Sigma$ ) =  $90^\circ$ ]

表 13-3-16

弧齿锥齿轮高变位系数  $x_1$  (埃尼姆斯齿制,  $\Sigma = 90^\circ$ ,  $\beta_m = 35^\circ$ )

$u$ \ $z_1$	10	11	12	13	14	15	18	20	25	30	35	40
1.00 ~ 1.02	—	—	—	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.02 ~ 1.05	—	—	—	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
1.05 ~ 1.08	—	—	—	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01
1.08 ~ 1.12	—	—	—	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
1.12 ~ 1.16	—	—	—	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02
1.16 ~ 1.20	—	—	—	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04
1.20 ~ 1.25	—	—	—	0.10	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05
1.25 ~ 1.30	—	—	—	0.12	0.12	0.10	0.09	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05
1.30 ~ 1.35	—	—	—	0.14	0.14	0.12	0.10	0.10	0.09	0.07	0.06	0.06
1.35 ~ 1.40	—	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06
1.40 ~ 1.50	—	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.14	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07
1.50 ~ 1.60	0.24	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
1.60 ~ 1.80	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10	0.09
1.80 ~ 2.0	0.30	0.28	0.26	0.25	0.24	0.23	0.20	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10
2.0 ~ 2.25	0.32	0.30	0.28	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.13	0.11
2.25 ~ 2.5	0.34	0.32	0.30	0.29	0.28	0.26	0.24	0.22	0.18	0.15	0.13	0.12
2.5 ~ 3.0	0.37	0.35	0.32	0.31	0.30	0.28	0.25	0.23	0.19	0.16	0.14	0.13
3.0 ~ 3.5	0.38	0.35	0.33	0.31	0.30	0.29	0.26	0.24	0.19	0.17	0.13	0.13
3.5 ~ 4.5	0.38	0.36	0.34	0.32	0.31	0.30	0.26	0.24	0.20	0.18	0.15	0.14
4.5 ~ 6	0.38	0.37	0.35	0.33	0.31	0.31	0.27	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
> 6	0.38	0.37	0.35	0.33	0.32	0.31	0.28	0.26	0.22	0.19	0.17	

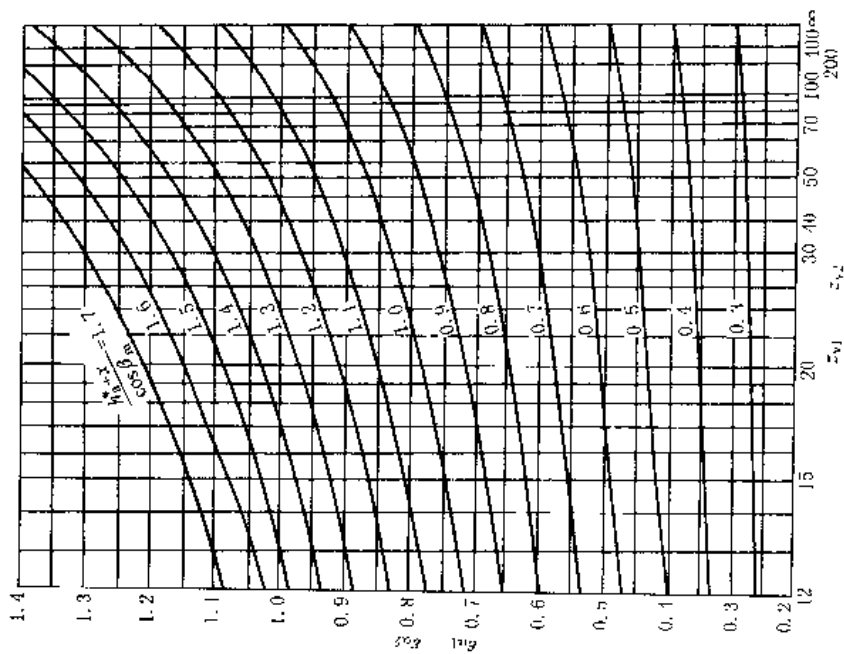


图 13-3-9 锥齿轮的端面重合度  $\epsilon_\alpha$  ( $\alpha = 20^\circ$ )

注：1. 对直齿轮，按  $z_1$  和  $z_2$  查出  $\epsilon_{\alpha 1}$  和  $\epsilon_{\alpha 2}$ ， $\epsilon_\alpha = \epsilon_{\alpha 1} + \epsilon_{\alpha 2}$   
 2. 对斜齿轮，按  $z_1$  和  $z_2$  查出  $\epsilon_{\alpha 1}$  和  $\epsilon_{\alpha 2}$ ， $\epsilon_\alpha = K(\epsilon_{\alpha 1} + \epsilon_{\alpha 2})$ ，K 值如下：

$\beta_m$	15°	20°	25°	30°	35°
K	0.941	0.897	0.842	0.779	0.709

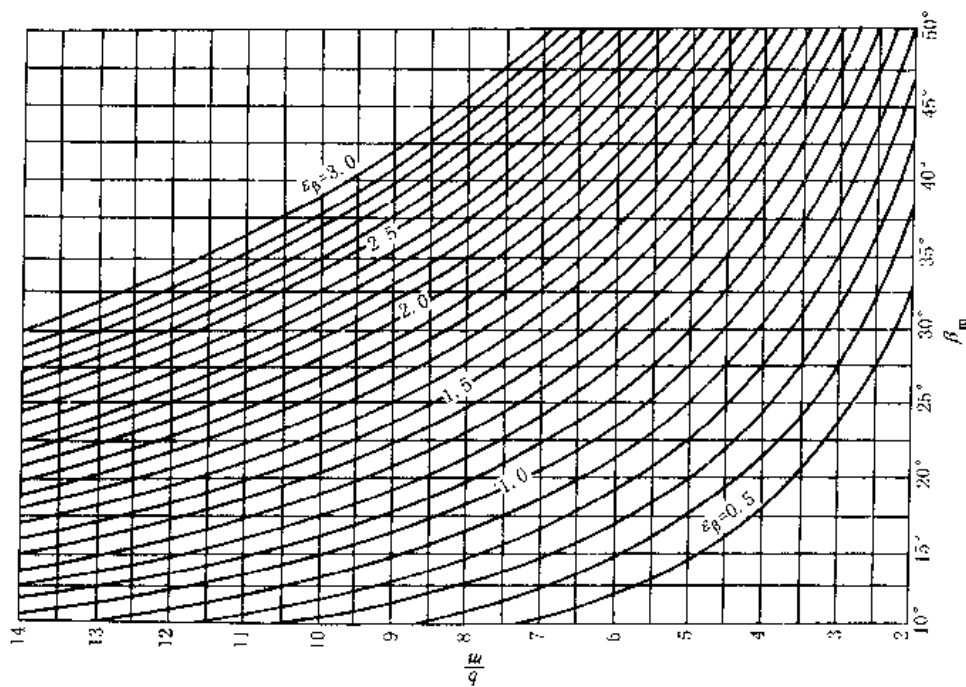


图 13-3-8 弧齿锥齿轮齿线重合度  $\epsilon_\beta$







表 13-3-18

项 目	计算公式及说明	例题 (长度单位: mm)
齿形角 $\alpha$	EN 刀盘: $\alpha = 20^\circ$ TC 刀盘: $\alpha = 17^\circ 30'$	选 TC 刀盘, $\alpha = 17^\circ 30'$
大端端面模数 $m$	根据强度要求或类比法确定	$m = 6.35$
齿数比 $u$	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$ , 按传动要求确定, 一般 $u = 1 \sim 10$	$u = 1.35$
齿数 $z$	$z_1$ 和 $z_2$ 最好没有公因数, 与刀盘的刀片组数 $z_w$ 最好也没有公因数	$z_1 = 23, z_2 = uz_1 = 1.35 \times 23 = 31.05$ , 取 $z_2 = 31$ , 则实际齿数比 $u = 1.3479$
分锥角 $\delta$	$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}, \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	$\tan \delta_1 = \frac{23}{31} = 0.741935$ $\delta_1 = 36^\circ 34' 22''$ $\delta_2 = 53^\circ 25' 38''$
分度圆直径 $d$	$d_1 = mz_1, d_2 = mz_2$	$d_1 = 6.35 \times 23 = 146.05$ $d_2 = 6.35 \times 31 = 196.85$
锥距 $R$	$R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$	$R = \frac{146.05}{2 \times \sin 36^\circ 34' 22''} = 122.56$
齿宽 $b$	$b = \left( \frac{1}{4} - \frac{1}{3} \right) R$	$b = 32$
假想平面齿轮齿数 $z_c$	$z_c = \frac{z_2}{\sin \delta_2}$	$z_c = \frac{31}{\sin 53^\circ 25' 28''} = 38.60$
参考点锥距 $R_p$	$R_p = R - 0.415b$	$R_p = 122.56 - 0.415 \times 32$ $= 109.28$
小端锥距 $R_1$	$R_1 = R - b$	$R_1 = 122.56 - 32 = 90.56$
齿宽中点螺旋角 $\beta_m$	在 $\beta_m = 30^\circ \sim 45^\circ$ 范围内初选一值。一般可预选 $\beta_m = 35^\circ$	取 $\beta_m = 35^\circ$ , 小齿轮右旋, 大齿轮左旋
初定参考点螺旋角 $\beta'_p$	$\beta'_p = 0.914(\beta_m + 6)^\circ$	$\beta'_p = 0.914 \times (35^\circ + 6^\circ)$ $= 37.5^\circ$
选择铣刀盘	根据 $R_p$ 和 $\beta'_p$ 按图 13-3-10 决定标准刀盘半径 $r_b$ , 并按选用的 $r_b$ 求出相应的螺旋角 $\beta''_p$ , 然后由表 13-3-19 确定刀盘号和刀片组数 $z_w$	由图 13-3-10 确定 $r_b = 70, \beta''_p = 39.5^\circ$ , 由表 13-3-19 选刀盘号为 TC5-70, $z_w = 5$
选择刀片型号	根据 $z_c$ 及 $\beta''_p$ 按图 13-3-11 及表 13-3-19 确定刀片号, 并查出刀片平均节点半径 $r_w$ 的平方值 $r_w^2$	由图 13-3-11 查出 A 点, 它介于 2 号与 3 号刀片之间。由表 13-3-19 选 3 号刀片, $r_w^2 = 5039.24$
参考点法向模数 $m_p$	$m_p = 2 \sqrt{\frac{R_p^2 - r_b^2}{z_c^2 - z_w^2}}$	$m_p = 2 \sqrt{\frac{109.28^2 - 5039.24}{38.60^2 - 5^2}}$ $= 4.341$
参考点实际螺旋角 $\beta_p$	$\cos \beta_p = \frac{m_p z_c}{2 R_p}$	$\cos \beta_p = \frac{4.341 \times 38.60}{2 \times 109.28} = 0.76667$ $\beta_p = 39^\circ 57'$
齿高 $h$	$h = 2.15 m_p + 0.35$	$h = 2.15 \times 4.341 + 0.35$ $= 9.68$

项 目	计算公式及说明	例题 (长度单位: mm)
铣刀轴倾角 $\Delta\alpha$	应尽量使 $\delta_2$ 小于由图 13-3-12 所确定的 $\delta_{2max}$ , 满足这一条件时, $\Delta\alpha = 0$ 。若 $\delta_2 > \delta_{2max}$ , 应通过加大螺旋角、增加齿数、降低齿顶高 (最低可达 $0.9m_p$ ) 等方法使 $\delta_2 < \delta_{2max}$ ; 另外也可以通过倾斜铣刀轴的方法加大 $\delta_{2max}$ , 铣刀轴倾角 $\Delta\alpha$ 可为 $1^\circ 30'$ 或 $3^\circ$ , 其相应的 $\delta_{2max}$ 见图 13-3-13 或图 13-3-14	由 $\frac{r_b}{h} = \frac{70}{9.75} = 7.18$ 和 $\beta_p = 39^\circ 57'$ 查图 13-3-12 得 $\delta_{2max} = 79^\circ 48' > \delta_2$ , $\therefore \Delta\alpha = 0^\circ$
高变位系数 $x$	$z_1 \geq 16$ 时, $x_1 = 0$ $z_1 < 16$ 时, $x_1 \geq 1 - \frac{R_1 \frac{z_1}{z_2} f - 0.35}{m_p}$ $f = \frac{\sin^2(\alpha - \Delta\alpha)}{\cos^2\beta_1}$ $\beta_1$ ——小端螺旋角, 查图 13-3-15 $x_2 = -x_1$	$\therefore z_1 = 23 > 16$ $\therefore x_1 = x_2 = 0$
齿顶高 $h_a$	$h_{a1} = (1 + x_1)m_p, h_{a2} = (1 + x_2)m_p$	$h_{a1} = 4.34, h_{a2} = 4.34$
齿根高 $h_f$	$h_{f1} = h - h_{a1}, h_{f2} = h - h_{a2}$	$h_{f1} = 9.68 - 4.34 = 5.34$ $h_{f2} = 5.34$
切向变位系数 $x_t$	$x_{t1} = \frac{u-1}{50}, u < 2$ 时, $x_{t1} = 0$ $x_{t2} = -x_{t1}$	$\therefore u = 1.35 < 2$ $\therefore x_{t1} = x_{t2} = 0$
齿顶圆直径 $d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}\cos\delta_1$ $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}\cos\delta_2$	$d_{a1} = 146.05 + 2 \times 4.34\cos 36^\circ 34' 22'' = 153.02$ $d_{a2} = 196.85 + 2 \times 4.34\cos 53^\circ 25' 38'' = 202.02$
外锥高 $A_k$	$A_{k1} = R\cos\delta_1 - h_{a1}\sin\delta_1$ $A_{k2} = R\cos\delta_2 - h_{a2}\sin\delta_2$	$A_{k1} = 95.84$ $A_{k2} = 69.54$
安装距 $A$	按结构确定	$A_1 = 134$ $A_2 = 145$
支承端距 $H$	$H_1 = A_1 - A_{k1}$ $H_2 = A_2 - A_{k2}$	$H_1 = 38.16$ $H_2 = 75.46$
大端螺旋角 $\beta$	查图 13-3-16	由 $\beta_p = 39^\circ 57', \frac{R}{R_p} = \frac{122.56}{109.28} = 1.12$ 查得 $\beta = 47^\circ 54'$
弧齿厚 $s$	$s_1 = m \left( \frac{\pi}{2} + \frac{2x_1 \tan\alpha}{\cos\beta} + x_{t1} \right)$ $s_2 = \pi m - s_1$	$s_1 = 6.35 \times \frac{\pi}{2} = 9.975$ $s_2 = \pi \times 6.35 - 9.975 = 9.975$

注: 1. 瑞士 Oerlikon 工厂的埃洛德 (Eloid) 齿形、西德 Klingelnberg 工厂的希克洛·帕洛德 (Zyklo-Polloid) 齿形和意大利的 Fiat 工厂齿形都属于摆线齿。

2. 奥利康摆线齿锥齿轮分 N 型 (普通型) 和 G 型 (特型) 两种。本章只介绍目前广泛采用的 N 型, G 型只用于小螺旋角或小锥距 ( $R_p < 55$ ) 的锥齿轮。

3. TC 刀盘是旧刀盘, EN 刀盘是新刀盘。EN 刀盘的工作转速比 TC 刀盘高, 因而可提高生产效率, 降低齿面粗糙度数值, 并有利于去毛刺。

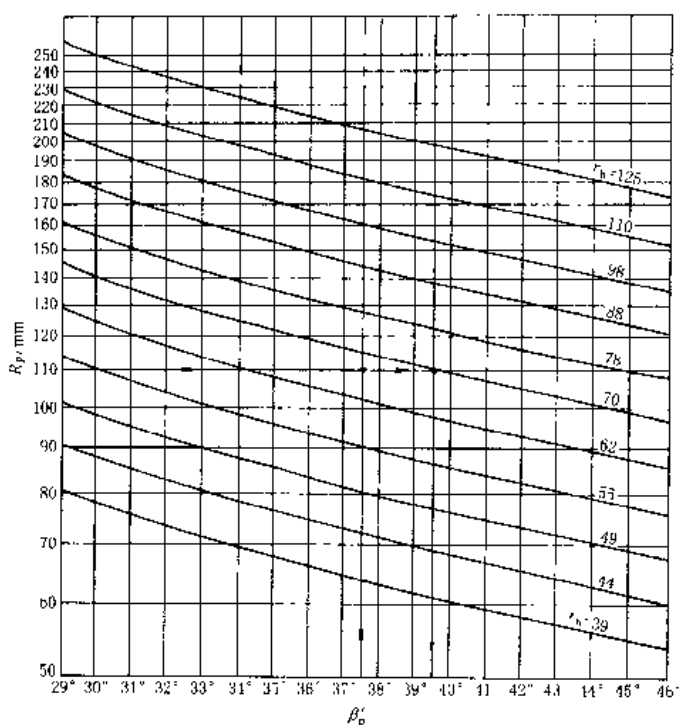


图 13-3-10 摆线齿锥齿轮铣刀盘半径与螺旋角的线图

例 当  $R_p = 110\text{mm}$ 、 $\beta_p' = 37.5^\circ$  时，查得  $r_b$  在 62 和 70 之间（略靠近 70），选取标准刀盘半径  $r_b = 70$ ，则对应的螺旋角  $\beta_p'' = 39.5^\circ$

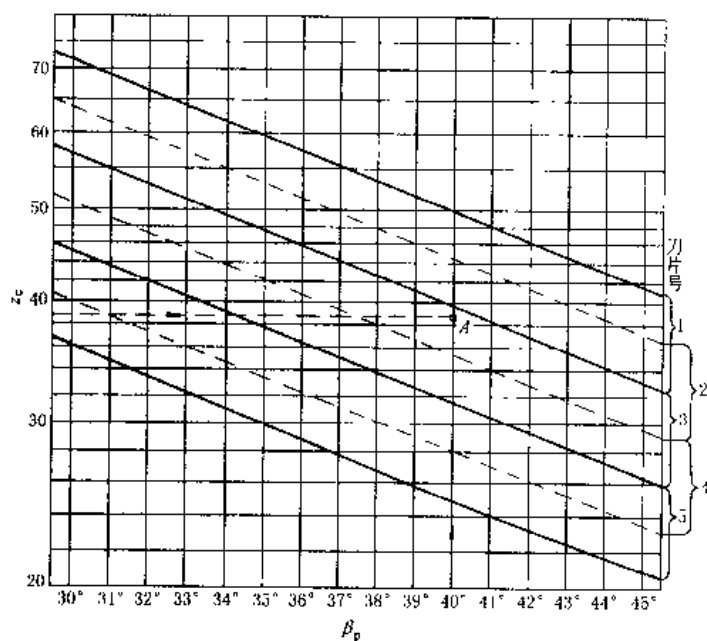


图 13-3-11 选择摆线齿锥齿轮刀片型号用的线图

例 选用 TCS-70 刀盘时， $z_c = 38.6$ ， $\beta_p'' = 39.5^\circ$ ，其交点 A 介于 3 号及 2 号刀片之间。由表 13-3-19 选为 3 号刀片，即刀片号为 70/3

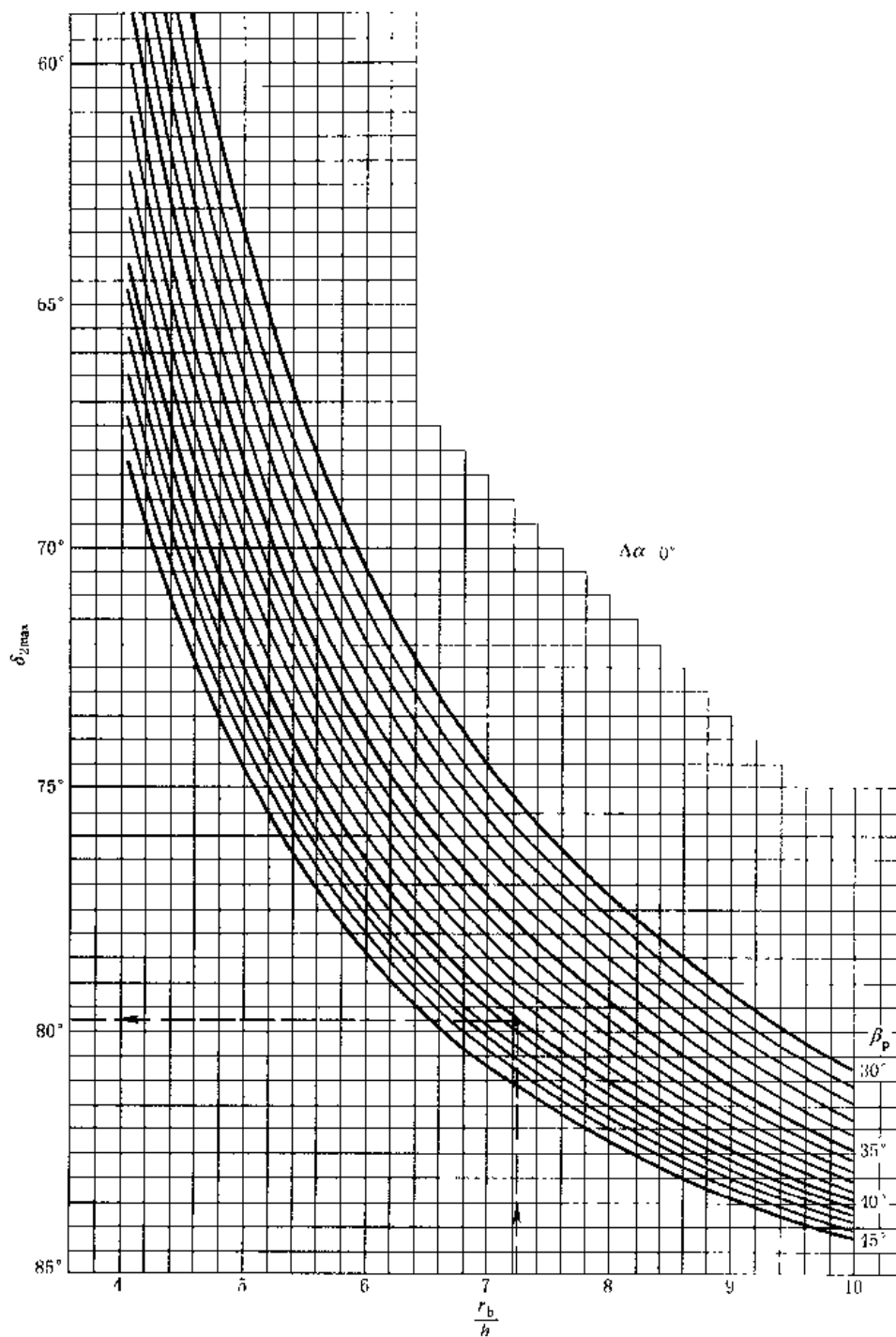


图 13-3-12 刀轴不倾斜 ( $\Delta\alpha = 0^\circ$ ) 时所能加工的摆线齿锥齿轮最大分锥角  $\delta_{2max}$

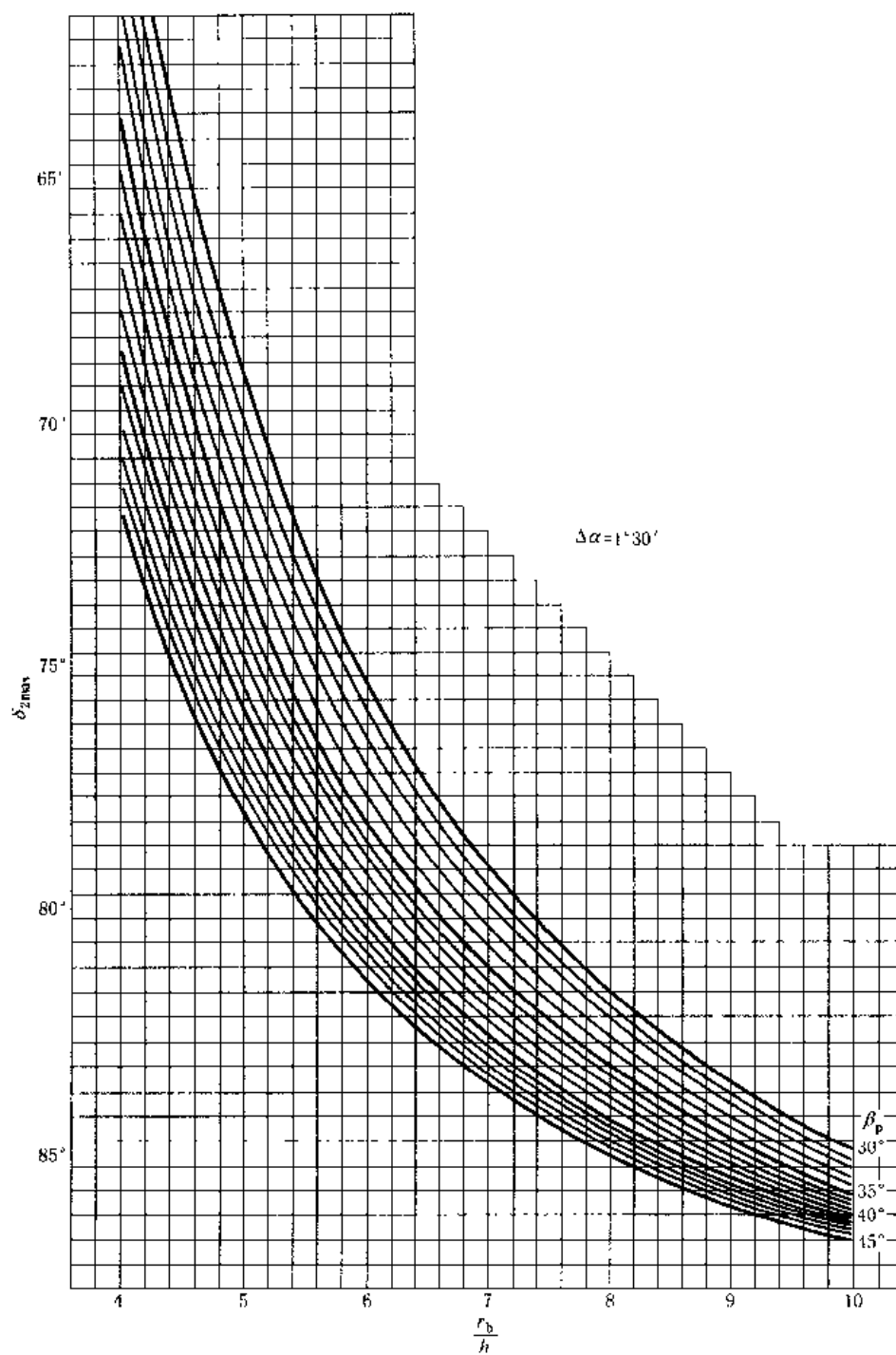


图 13-3-13 刀轴倾斜角  $\Delta\alpha = 1^\circ 30'$  时所能加工的摆线  
齿锥齿轮最大分锥角  $\delta_{2max}$

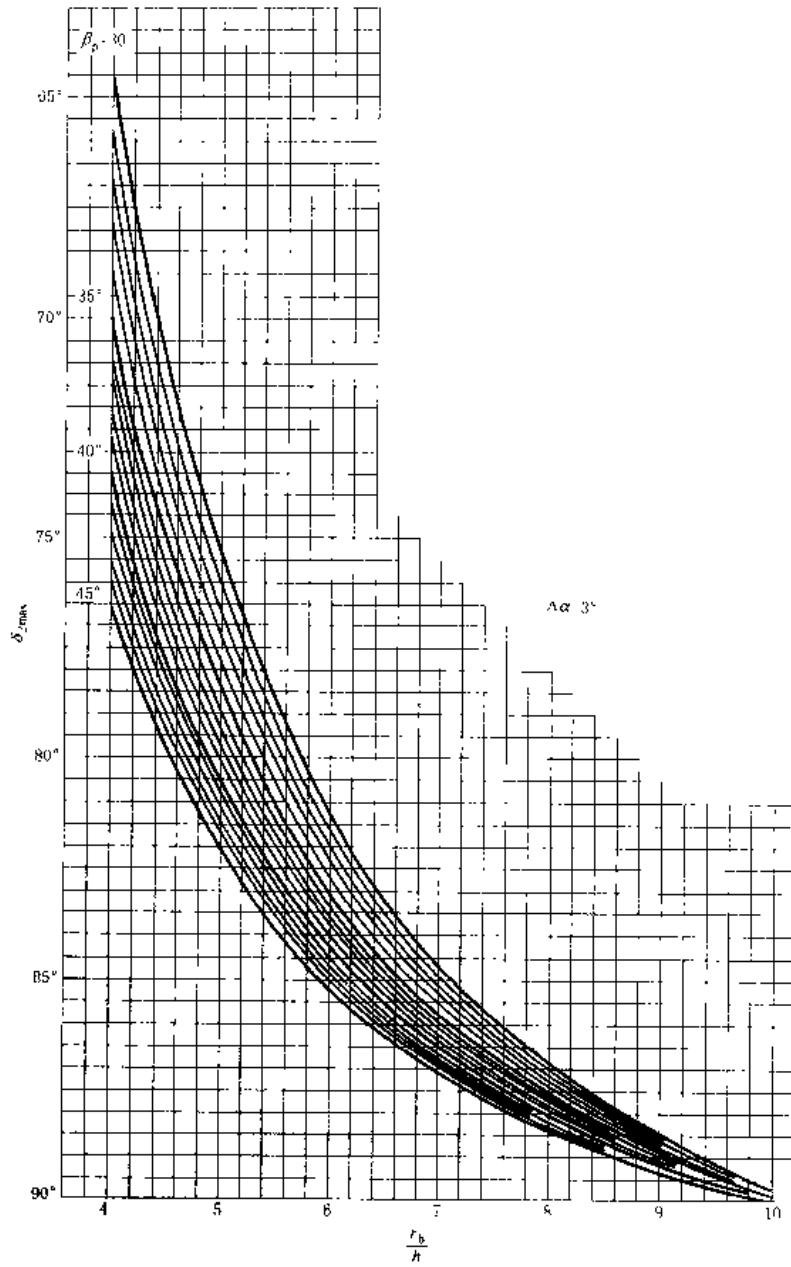


图 13-3-14 刀轴倾斜角  $\Delta\alpha = 3^\circ$  时所能加工的摆线  
齿锥齿轮最大分锥角  $\delta_{2max}$

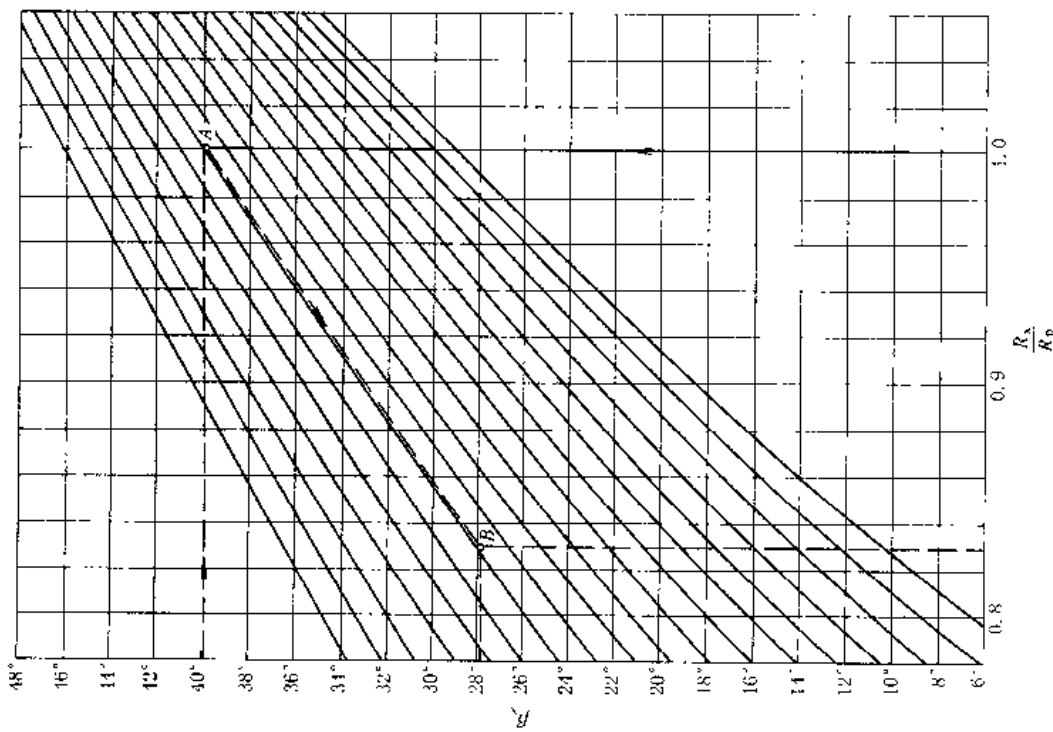


图 13-3-15 摆线齿锥齿轮靠小端任意点的螺旋角  $\beta_s$

例 已知  $\beta_p = 39^\circ 57'$ ，求  $\frac{R_s}{R_p} = \frac{R}{R_p}$ 。先由  $\frac{R_s}{R_p} = 1$  和  $\beta_p = 39^\circ 57'$  确定 A 点，由 A 点沿图中曲线方向去和横坐标  $\frac{R_s}{R_p} = 0.829$  的垂线相交，其交点 B 的纵坐标即为  $\beta_s = 27.8^\circ$

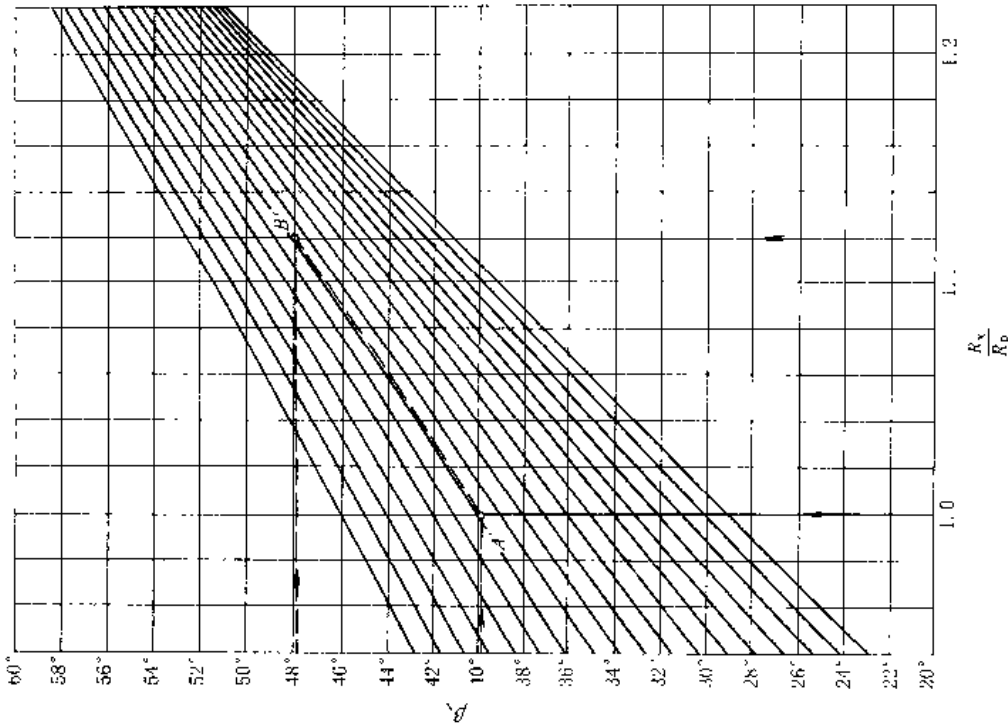


图 13-3-16 摆线齿锥齿轮靠大端的任意点螺旋角  $\beta_s$

例 已知  $\beta_p = 39^\circ 57'$ ，求  $\frac{R_s}{R_p} = \frac{R}{R_p} = 1.12$  处的  $\beta_s$ 。由  $\frac{R_s}{R_p} = 1$  和  $\beta_p = 39^\circ 57'$  确定 A' 点，由 A' 点沿图中曲线方向去和横坐标  $\frac{R_s}{R_p} = 1.12$  的垂线相交，其交点 B 的纵坐标即为  $\beta_s = 47.9^\circ$





表 13-3-19

EN 型及 TC 型刀盘及刀片参数表

刀盘号	刀片组数 $z_p$	刀盘半径 $r_b$ /mm		刀片号	参考点法向模数 $m_p$ /mm		滚动圆半径 $E_{0p}$ /mm	刀片平均节点半径的平方 $r_c^2$ /mm <sup>2</sup>	EN 型刀尖圆角半径 $r_{ks}$ /mm
		名义值	使用范围		名义值	使用范围			
EN3-39	3	39	36.7 ~ 41.3	39/2	2.35	2.1 ~ 2.65	3.5	1533.25	0.70
TC3-39				39/3	2.65	2.35 ~ 3.00	4	1537	0.75
				39/5	3.35	3.0 ~ 3.75	5	1546	0.90
EN4-44	4	44	41.3 ~ 46.6	44/1	2.35	2.1 ~ 2.65	4.7	1958.09	0.70
TC4-44				44/3	3.00	2.65 ~ 3.35	6	1972	0.80
				44/5	3.75	3.35 ~ 4.25	7.5	1992.25	0.95
EN4-49	4	49	46.6 ~ 51.9	49/1	2.65	2.35 ~ 3.00	5.3	2429.09	0.75
TC4-49				49/3	3.35	3.0 ~ 3.75	6.7	2445.89	0.90
				49/5	4.25	3.75 ~ 4.75	8.4	2471.56	1.05
EN4-55	4	55	51.9 ~ 58.3	55/1	3.00	2.65 ~ 3.35	6	3061	0.80
TC4-55				55/3	3.75	3.35 ~ 4.25	7.5	3081.25	0.95
				55/5	4.75	4.25 ~ 5.3	9.5	3115.25	1.15
EN5-62	5	62	58.3 ~ 65.7	62/1	3.35	3.0 ~ 3.75	8.4	3914.56	0.90
TC5-62				62/3	4.25	3.75 ~ 4.75	10.5	3954.25	1.05
				62/5	5.3	4.75 ~ 6.0	13.3	4020.89	1.25
EN5-70	5	70	65.7 ~ 74.2	70/1	3.75	3.35 ~ 4.25	9.4	4988.36	0.95
TC5-70				70/3	4.75	4.25 ~ 5.3	11.8	5039.24	1.15
				70/5	6.0	5.3 ~ 6.7	14.9	5122.01	1.40
EN5-78	5	78	74.2 ~ 82.7	78/1	4.25	3.74 ~ 4.75	10.5	6194.25	1.05
TC5-78				78/3	5.3	4.75 ~ 6.0	13.3	6260.89	1.25
				78/5	6.7	6.0 ~ 7.5	16.7	6362.89	1.50
EN5-88	5	88	82.7 ~ 93.2	88/1	4.75	4.25 ~ 5.3	11.8	7883.24	1.15
TC5-88				88/3	6.0	5.3 ~ 6.7	14.9	7966.01	1.40
				88/5	7.5	6.7 ~ 8.5	18.7	8093.69	1.65
EN5-98	5	98	93.2 ~ 103.9	98/1	5.3	4.75 ~ 6.0	13.3	9780.89	1.25
TC5-98				98/3	6.7	6.0 ~ 7.5	16.7	9882.89	1.50
				98/5	7.5	6.7 ~ 8.5	18.7	9953.69	1.65
EN6-110	6	110	103.9 ~ 116.6	110/1	6.0	5.3 ~ 6.7	17.9	12420.41	1.40
TC6-110				110/3	7.5	6.7 ~ 8.5	22.5	12606.25	1.65
EN7-125	7	125	116.6 ~ 132.5	125/1	6.7	6.0 ~ 7.5	23.4	16172.56	1.50
TC7-125				125/2	7.5	6.7 ~ 8.5	26.2	16311.44	1.65

表 13-3-20

克林根堡齿形制的几何计算

项 目	计算公式及说明	例题 <sup>①</sup> (长度单位: mm)
轴交角 $\Sigma$	一般取 $15^\circ \leq \Sigma \leq 165^\circ$	$\Sigma = 90^\circ$
齿数 $z$	$z_1 \geq z_{\min}$	$z_1 = 23, z_2 = 31$
齿数比 $u$	$z_2/z_1$	$u = \frac{31}{23} = 1.3478$
节锥角 $\delta$	$\delta_1 = \arctan \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} = \Sigma - \delta_2$	$\delta_1 = \arctan \frac{1}{u} = 36^\circ 34'$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 53^\circ 26'$
齿形角 $\alpha$	一般用 $20^\circ$ 刀头	$\alpha = 20^\circ$
大齿轮分度圆直径 $d_2$	由小齿轮转矩 (N·m), 齿数比 $u$ , 小齿轮转速 $n_1$ (r/min) 可得出: $d_2 = 11.788 n_1^{0.07143} \left( T_1 \frac{u^3}{u^2 + 1} \right)^{0.35714}$	$d_2 = 196.85$

续表

项 目		计算公式及说明		例题 <sup>1</sup> (长度单位: mm)				
大端端面模数 $m$		$m = d_2/z_2$		$m = 6.35$ 即径节 $p_d = 4$				
小齿轮分度圆直径 $d_1$		$d_1 = mz_1$		$d_1 = 146.05$				
齿距 $R$		$R = 0.5d_2/\sin\delta_2$		$R = 122.557$				
齿宽 $b$		中、重载传动: $3.5 \leq R/b \leq 5$		$b = 32$				
		重载传动: $3 \leq R/b \leq 3.5$						
中点锥距 $R_m$		$R_m = R - 0.5b$		$R_m = 106.557$				
初定中点螺旋角 $\beta'_m$		$\beta'_m$ 建议选择 $30^\circ \sim 45^\circ$		初定 $\beta'_m = 35^\circ$				
中点法向模数 $m_{nm}$		$m'_{nm} = \frac{R_m}{R} \cdot m \cos\beta'_m$ , 圆整为如下的标准化系列 $m_{nm}$ 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 15, 25, 30		$m'_{nm} = 4.523$ 圆整为: $m_{nm} = 4.5$				
校正螺旋角 $\beta_m$		$\beta_m = \arccos \frac{m_{nm}}{m'} \cos\beta'_m$		$\beta_m = 35.4051^\circ$ $\approx 35^\circ 24'$				
选择刀盘参数	$r_0$	由 $m_{nm}$ 值和机床型号, 查对图 13-3-17 得出刀盘半径 $r_0$ 和刀盘模数 $m_0$				AMK400 机床 $r_0 = 100$		
	$m_0$					$m_0 = 36$		
	$z_0$	刀片组数 $z_0$ 与刀盘大小有关					$z_0 = 5$	
		参数	小 型		通用刀盘			
$\gamma$	$r_0$	25	30	55	100	135	170	$\gamma = 6.4594^\circ$ $\approx 6^\circ 28'$
	$z_0$	2	3	5				
		刀盘导程角 $\gamma = \arcsin \frac{m_{nm} z_0}{2r_0}$						
机器距 $M_d$		$M_d = \sqrt{R_m^2 + r_0^2} - 2R_m r_0 \sin(\beta_m - \gamma)$ $\leq M_{dlim}$					$M_d = 127.916 < 250$ (AMK400)	
		机床	AMK 250	AMK 400	AMK 630	AMK 852		AMK 1602
		$M_{dlim}$	$\leq 150$	$\leq 250$	$\leq 280$	$\leq 440$		$\leq 900$ $\geq 250$
安装距 $A$		结构形式					$A_1 = 134, A_2 = 145$	
高变位系数 $x_n$		按等滑动率准则计算 <sup>②</sup> $x_{n1} = 2 \left( 1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\cos^3 \beta_{n0}}$					$x_{n1} = 0.1380$ $\approx 0.14$ $x_{n2} = -0.14$	
切向变位系数 $x_{nt}$		$x_{nt1} = -x_{nt2}$	$u$	1	>1 至 <6	>6	$x_{nt1} = 0.05$ $x_{nt2} = -0.05$	
			$x_{nt}$	0	0.05	0.10		
齿高 $h$		$h = 2.25 m_{nm}$					$h = 10.125$	
齿顶高 $h_a$		$h_a = (1 + x_n) m_{nm}$					$h_{a1} = 5.13$ $h_{a2} = 3.87$	
顶圆直径 $d_a$		$d_a = d + 2h_a \cos\delta$					$d_{a1} = 154.29$ $d_{a2} = 201.46$	
外锥高 $A_a$		$A_a = R \cos\delta - h_a \sin\delta$					$A_{a1} = 38.632$ $A_{a2} = 75.083$	
支承端距 $H_a$		$H_a = A - A_a$					$H_{a1} = 38.632$ $H_{a2} = 75.083$	
法向当量齿数 $z_{vn}$		$z_{vn} = \frac{z}{\cos\delta \cos^3 \beta_m}$					$z_{vnt1} = 52.889$ $z_{vnt2} = 96.080$	

续表

项 目	计算公式及说明						例题 <sup>①</sup> (长度单位: mm)	
	R	80 ~ 120	> 180 ~ 200	> 200 ~ 320	> 320 ~ 500	> 500 ~ 800		> 800 ~ 1200
中点侧隙 $j_{nm}$	$j_{nm}$	0.14	0.18	0.22	0.30	0.35	0.45	$j_{nm} = 0.18$
精加工双边留量 $j'_s$	$m$	2 ~ 3	> 3 ~ 6	> 6 ~ 12	> 12 ~ 15			$j'_s = 1$
	$j'_s$	0.4	0.7	1	1.25			
中点法向弧齿厚半角 $\varphi_n$	$\frac{180^\circ}{\pi x_{vn}} \left[ \frac{\pi}{2} + 2x_n \tan \alpha + x_m \right]$						$\varphi_{n1} = 1.866^\circ$ $\varphi_{n2} = 0.846^\circ$	
中点法向弦齿厚 $\bar{s}_{nm}$	$\bar{s}_{nm} = m_{nm} x_{vn} \sin \varphi_n - \frac{J_{nm}}{2}$						$\bar{s}_{nm1} = 7.750_{-0.09}^0$ $\bar{s}_{nm2} = 6.385_{-0.09}^0$	
中点法向弦齿高 $h_{nm}$	$h_{nm} = h_a + \frac{m_{nm} x_{vn} (1 - \cos \varphi_n)}{2}$						$h_{nm1} = 5.193$ $h_{nm2} = 3.894$	

① 为便于对照, 本例题使用了表 13-3-18 中的例题。

② 本齿形制计算式非常复杂, 此处采用埃尼姆斯等滑动率曲线的拟合公式, 简单而取值接近。

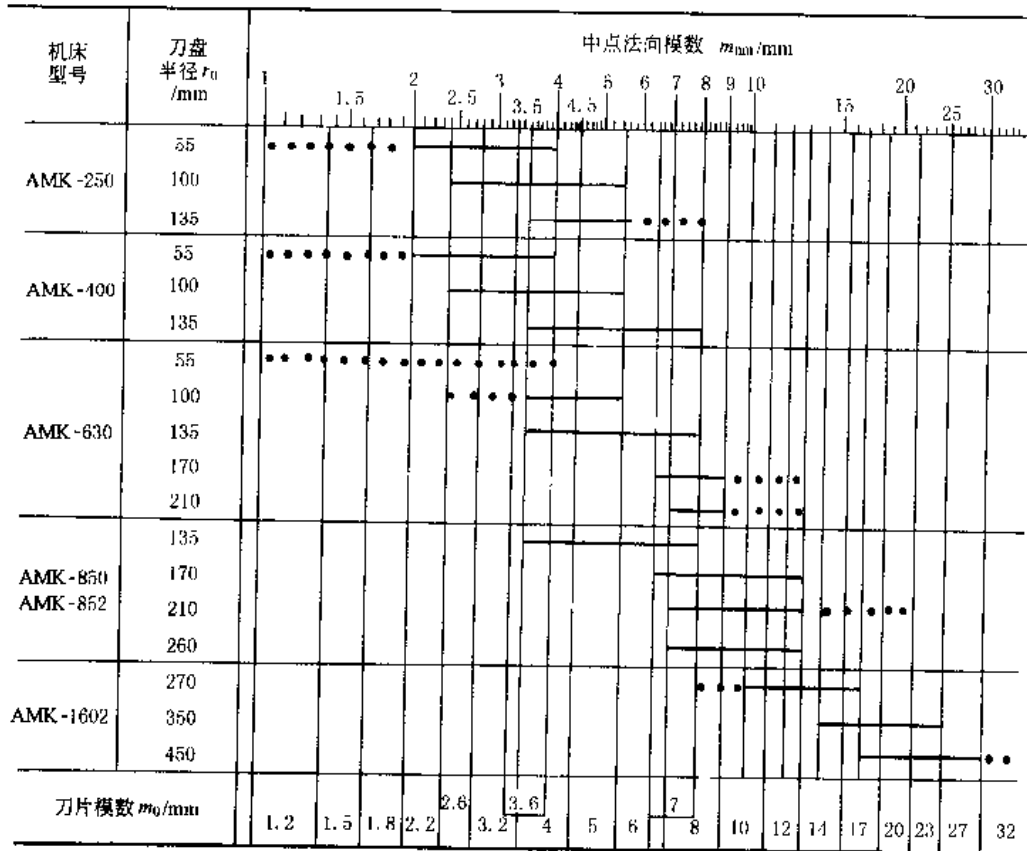


图 13-3-17 克林根堡刀盘半径  $r_0$  与刀片模数  $m_0$  的选择

注: ——标准范围; .....可延伸范围。

## 4 新型“非零”分度锥综合变位锥齿轮齿形制及其几何计算<sup>[5,1,6]</sup>

### 4.1 新型锥齿轮特征及齿形制

“非零”分度锥综合变位曲线齿轮副是在分度圆锥上作径向与切向综合变位, 变位系数和不为零, 且轴交角不改变的曲线齿锥齿轮。其特征为:

(1) 在分度圆锥上进行综合变位, 变位后分度圆锥与节圆锥相互分离。设两者锥角为  $\delta$  和  $\delta'$ , 则有

$$\Delta\delta = \delta' - \delta \neq 0 \quad (13-3-1)$$

(2) 综合变位可在端面辅助圆锥上, 或其展开面 (当量端面极薄的圆柱齿轮副) 上表示, 其变位值不为零。

设综合变位系数之和为  $x_h$ , 则有:

$$x_h = x_\Sigma + 0.5x_{\Sigma}\cot\alpha_1 \neq 0 \quad (13-3-2)$$

式中  $x_\Sigma$ ——径向变位系数之和,  $x_\Sigma = x_1 + x_2$ ;

$x_{\Sigma}$ ——切向变位系数之和,  $x_{\Sigma} = x_{\Sigma 1} + x_{\Sigma 2}$ ;

$\alpha_1$ ——端面分度圆上的压力角。

(3) 变位前后的轴交角不改变。综合径向变位的主体是径向变位。径向角变位的结构特征是: 节锥不变, 分锥变位, 变位后两锥分离。两锥分离的形式可以有共锥顶和异锥顶等三种形式, 如图 13-3-18 所示 (图中  $O_1$ 、 $O_2$  为分锥锥顶,  $O'$  为节锥锥顶)。每种形式都可形成一副基本三角结构。以共锥顶方式为例 (图 13-3-19a), 设节圆半径为  $r'$ , 分度圆半径为  $r$ ,  $\Delta r = r' - r$ , 则当:

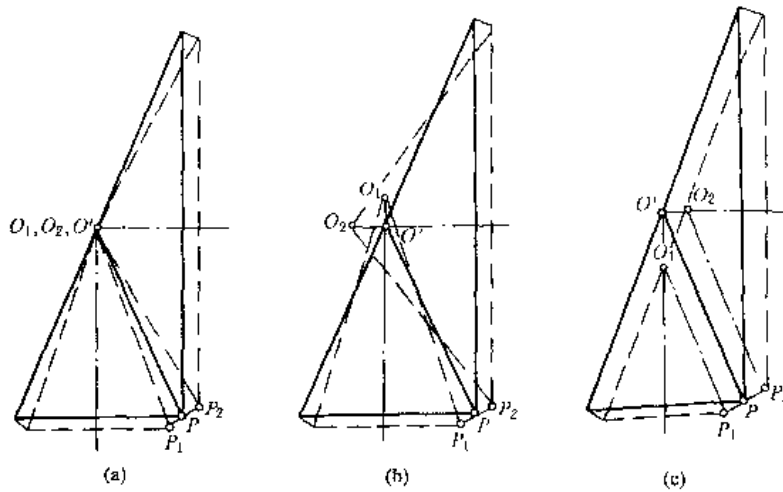


图 13-3-18 两锥分离的形式 (以  $x_h > 0$  为例)

(a) 共锥顶; (b)、(c) 异锥顶

$x_\Sigma > 0$  时,  $\Delta r > 0$ , 分锥缩小, 称为“缩式”;

$x_\Sigma < 0$  时,  $\Delta r < 0$ , 分锥扩大, 称为“扩式”。

在基本三角形结构 (参看图 13-3-19) 的基础上, 可沿节锥母线向内截取或向外延长到某一点  $P$ , 过  $P$  作与  $\overline{O_1O_2}$  的平行线  $\overline{O_1O_2}$  构成派生的三角形结构。派生三角形结构与基本三角形结构对于顶点  $O$  形成位似图形。因  $P$  是任意点, 故派生的位似图形有许多种, 但可以分为两类。设派生结构的锥距为  $R'$ , 基本结构的锥距为  $R_0$ ,  $\Delta R = R' - R_0$ , 则

当  $P$  点远离锥顶  $O$  时,  $\Delta R > 0$ , 图形放大, 称为“大式”;

当  $P$  点靠近锥顶  $O$  时,  $\Delta R < 0$ , 图形缩小, 称为“小式”。

其中 当  $\overline{P_0P_1} \parallel \overline{OO_1}$ ,  $\overline{P_0P_2} \parallel \overline{OO_2}$  时,  $P$  点图形具有分度圆等模数性质。

(4) 在“非零”变位的曲线齿锥齿轮副中, 采用“任意值”的切向变化, 即:  $x_{\Sigma}$  为任意设计值。

这种任意值的切向变位, 除了平衡强度外, 还可以缓冲尖顶和根切现象。

切向变位就是产生冠轮的当量齿轮 ( $B_1$ 、 $B_2$ ) 即齿条刀具沿切线方向移位, 其移位量  $\Delta l = x_t m$ , 亦即在展成运动中, 切出的齿轮沿齿厚方向有增量  $\Delta s$  (参看图 13-3-20)。切向变位系数之和有两种情况:

1)  $x_{\Sigma} = 0$ , 为普通锥齿轮的零切向变位, 其正增量和负增量互相补偿, 齿距  $p$  不变, 当量中心距  $\overline{O_1O_2}$  不变。

2)  $x_{\Sigma} \neq 0$ , 为非零切向变位, 它使齿距  $p$  改变, 因为当量中心距也必然改变。切向的  $x_{\Sigma}$  (通过齿条剔的啮合关系) 折算到沿中心距的径向变动总量为:

$$x_{\Sigma}' = \Delta\alpha' = 0.5x_{\Sigma}\cot\alpha_1 \quad (13-3-3)$$

(5) 如径向变位与切向变位综合, 沿径向的总变位系数为  $x_h$ , 则有

$$x_h = x_\Sigma + x_{\Sigma}' = x_\Sigma + 0.5x_{\Sigma}\cot\alpha_1 \neq 0$$

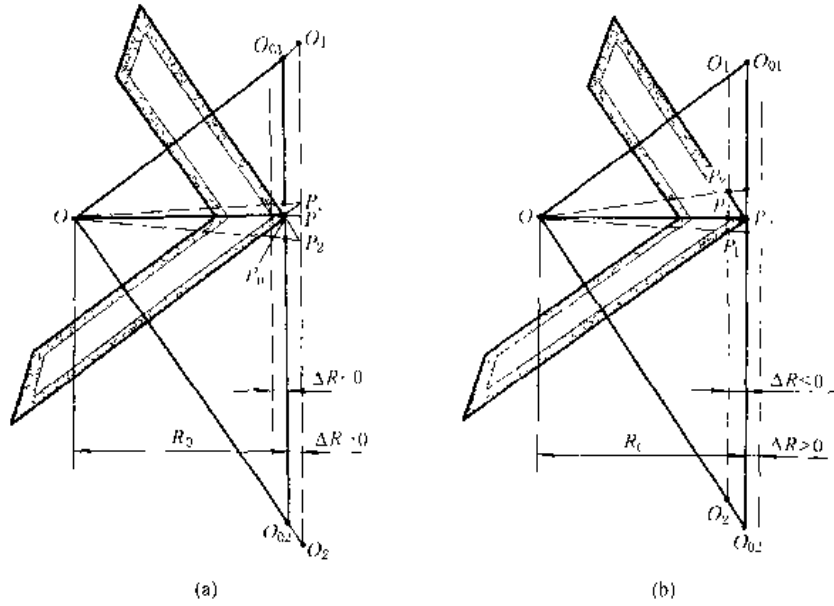


图 13-3-19 共锥顶的基本三角形结构  
(a)  $x_b > 0$ ; (b)  $x_b < 0$

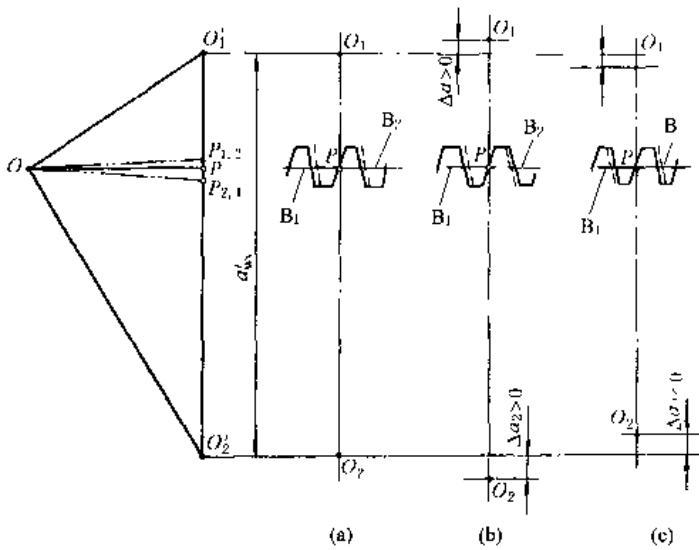


图 13-3-20 任意切向变位和的组成形式  
(a)  $x_{\Sigma} = 0$ ; (b)  $x_{\Sigma} > 0$ ; (c)  $x_{\Sigma} < 0$

设径向变位与切向变位综合后，沿切向分配在配对齿轮齿厚上的总变位系数为  $x_{\Sigma}$ ，则

$$\left. \begin{aligned} x_{\Sigma 1} &= 2x_1 \tan \alpha_1 + x_{\Sigma 1} \\ x_{\Sigma 2} &= 2x_2 \tan \alpha_2 + x_{\Sigma 2} \end{aligned} \right\} \quad (13-3-4)$$

或沿分度圆上渐开线齿距的增量系数为

$$\Delta P = 2x_{\Sigma} \tan \alpha_1 + x_{\Sigma}$$

综合变位后，分度锥与节锥分离，分离后两锥上的压力角不相同，其压力角的渐开线函数之差为

$$\Delta \text{inv} \alpha = \frac{x_b}{z_{vm}} \tan \alpha_1 \quad (13-3-5)$$

式中  $z_{vm}$ ——锥齿轮副的平均当量齿数。

综合变位后，端面当量齿轮副的中心距变动系数为

$$y = (C_a - 1) z_{vm} \quad (13-3-6)$$

式中  $C_a$ ——综合变位后与变位前的中心距之比。

综合变位后，反变位系数为

$$\sigma = x_{\Sigma} - y \quad (13-3-7)$$

$\sigma$  值不受传统变位规律 ( $\sigma > 0$ ) 的限制，它可以是任意值，即

$$\sigma \geq 0 \text{ 或 } \sigma < 0 \quad (13-3-8)$$

关于“非零”变位原理的详细介绍可参看 [1]。

(6) 本齿形制有如下优点：

- 1) 可以针对不同工况、不同失效形式，提出不同的目标函数，获得高强度（一般取  $x_b > 0$ ）。
- 2) 可在要求高综合强度的条件下获得长寿命与高可靠性（一般取  $x_b > 0$ ）。
- 3) 可以以提高总重合度 ( $\epsilon_{\gamma} > 2$  甚至  $\epsilon_{\gamma} > 3$ ) 为目标，获得低噪声，高承载能力（一般取  $x_b < 0$ ）。
- 4) 可以在无根切，强度平衡的条件下减少齿数 ( $z_1 < 5$  甚至  $z_1 = 3$ )（一般取  $x_b > x_{1min} + x_{2min} > 0$ ）。
- 5) 适应于各种带直刃（齿条）形工具、用展成法切齿的锥齿轮加工机床所提供的各种齿线（直齿、斜齿、弧齿、摆线）和条种齿高式（收缩、等高）的锥齿轮。

(7) 在选取变位系数时亦可采用封闭图。图 13-3-21 为两个封闭图的例子，其坐标分别为  $x_1$ 、 $x_2$  和  $x_{11}$ 、 $x_{12}$ ，表示无干涉、无根切、无齿顶变尖和连续啮合 ( $\varepsilon_a > 1.1$ )。

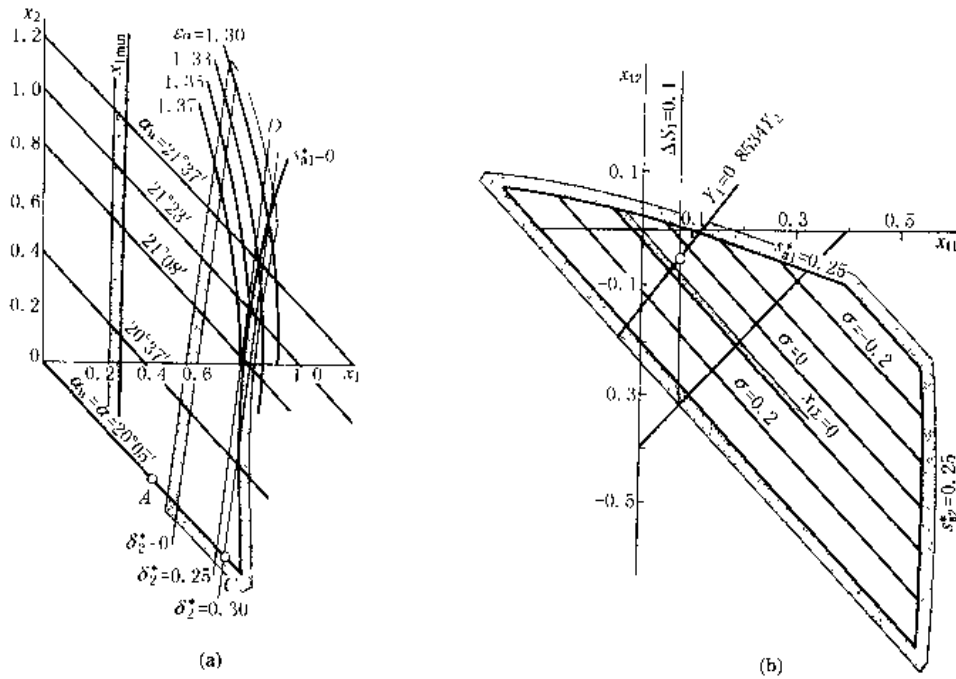


图 13-3-21 用两个封闭图优选非零变位系数

表 13-3-21 为“非零”分度锥综合变位锥齿轮的几何计算公式。

## 4.2 新型锥齿轮的几何计算

表 13-3-21 “非零”分度锥综合变位锥齿轮的几何计算公式

项目	代号	计算方法及说明	例题 <sup>①</sup> (长度单位: mm)
类型		适用于各种直齿、斜齿、弧齿、摆线齿锥齿轮	弧齿锥齿轮
轴交角	$\Sigma$	任意	$\Sigma = 90^\circ$
齿数比	$u$	$z_2/z_1$	$u = \frac{49}{13} = 3.769$
节锥角	$\delta'$	$\delta'_1 = \arctan\left(\frac{\sin\Sigma}{u + \cos\Sigma}\right) = 90^\circ - \delta'_2$	$\delta'_1 = 14^\circ 52'$ $\delta'_2 = 75^\circ 08'$
分度圆大端端面模数	$m$	设传统(零传动)的分度圆模数为 $m_0$ , 则对 $\Delta r$ 结构, $m_0/K_s$ ; 对 $\Delta R$ 结构, $m_0$	$m_0 = 6.74$ $m = 6.6683$
齿形角	$\alpha_0$	任意选用	$\alpha_0 = 20^\circ$
螺旋角(旋向)	$\beta_m$	任意设计	$\beta_m = 5.5^\circ$
齿顶高系数	$h_a^*$	任意, 也可取 $h_a^* = \cos\beta_m$	$h_a^* = 1$
顶隙系数	$c^*$	任意, 一般取 0.2	$c^* = 0.2$
齿宽	$b$	任意, 对正交传动, 一般为 $R/4 \sim R/3$	$b = 50$
刀具参数	$d_0$	铣刀盘公称直径, 取标准系列	$d_0 = 12in$ $= 304.8mm$
径向变位系数	$x$	从优化设计得出, 也可从径向变位封闭图得出(参看图 13-3-21a)	取节点区双对齿啮合特性曲线: $x_1 = 0.8 > 0$ $x_2 = 0.3 > 0$

项目	代号	计算方法及说明	例题 <sup>①</sup> (长度单位: mm)
齿高变动系数	$\sigma$	$\sigma$ 可为任意值; 当 $\sigma > 0$ 时, 齿高削短; $\sigma < 0$ 时, 齿高加长; $\sigma = 0$ 时, 齿高不变	取 $\sigma = 0$
平均当量齿轮齿数	$z_{vm}$	$z_{vm} = 0.5 \left( \frac{z_1}{\cos \delta'_1} + \frac{z_2}{\cos \delta'_2} \right)$	$z_{vm} = 102.266$
节锥与分锥的比值	$K_a$	当 $\sigma = 0$ 时: $K_a = \frac{x_2}{z_{vm}} + 1$	$K_a = 1.01076$
中点当量齿轮分度圆 压力角	$\alpha_m$	$\arctan \frac{\tan \alpha_m}{\cos \beta_m}$	$\alpha_m = 20.085^\circ$
中点当量齿轮啮合角	$\alpha'_m$	$\arccos \frac{\cos \alpha_m}{K_a}$	$\alpha'_m = 21.6913^\circ$
切向变位系数之和	$x_{\Sigma}$	$2z_{vm} [\text{inv} \alpha'_m - \text{inv} \alpha_m] - 2x_2 \tan \alpha_m$	$x_{\Sigma} = 0.0312$
切向变位系数	$x_i$	从优化设计得出, 也可从切向变位封闭图得 出 (参看图 13-3-21b)	按 $\sigma = 0$ 及补偿小齿轮尖顶得: $x_1 = 0.2$ $x_2 = -0.1688$
分度圆直径	$d$	$d = mz$	$d_1 = 86.688$ $d_2 = 326.747$
节锥距	$R'$	$0.5 K_a d_2 / \sin \delta'_2$	$R' = 170.850$
中点锥距	$R_m$	$R - 0.5b$	$R_m = 145.850$
齿全高	$h$	$h = (2h_a^* + c^* - \sigma) m$	$h = 14.67$
分圆齿顶高	$h_a$	$h_a = (h_a^* + x - \sigma) m$	$h_{a1} = 12$ $h_{a2} = 8.669$
分圆齿根高	$h_f$	$h_f = h - h_a$	$h_{f1} = 2.667$ $h_{f2} = 6.001$
节圆齿根高	$h'_f$	$h_f + 0.5 (K_a - 1) d / \cos \delta'$	$h'_{f1} = 3.149$ $h'_{f2} = 12.854$
节圆齿顶高	$h'_a$	$h'_a = h - h'_f$	$h'_{a1} = 11.521$ $h'_{a2} = 1.816$
节锥齿根角	$\theta'_f$	$\theta'_f \arctan \frac{h'_f}{R'}$ , 对等高齿, $\theta'_f = 0$	$\theta'_{f1} = 1.056^\circ$ $\theta'_{f2} = 4.303^\circ$
根锥角	$\delta_f$	$\delta'_f - \theta'_f$ 对等高齿, $\delta_f = \delta$	$\delta_{f1} = 13^\circ 48'$ $\delta_{f2} = 70^\circ 50'$
顶锥角	$\delta_a$	对等顶隙收缩齿, $\delta_{a1} = \delta'_1 + \theta'_{f2}$ $\delta_{a2} = \delta'_2 + \theta'_{f1}$	$\delta_{a1} = 19^\circ 10'$ $\delta_{a2} = 76^\circ 12'$
顶圆直径	$d_a$	$d_a = K_d + 2h'_a \cos \delta$	$d_{a1} = 109.89$ $d_{a2} = 331.19$
冠顶距	$A_a$	$A_a = R' \cos \delta' - h'_a \sin \delta'$	$A_{a1} = 162.176$ $A_{a2} = 42.055$
安装距	$A$	由结构尺寸确定	$A_1 = 168, A_2 = 80$
大端螺旋角	$\beta$	对弧线齿: $\beta = \arcsin \left[ \frac{R'_m}{R'} \sin \beta_m + \frac{R'}{d_0} \left( 1 - \frac{R_m^2}{R^2} \right) \right]$	$\beta = 13^\circ 31' 28''$

续表

项目	代号	计算方法及说明	例题 <sup>①</sup> (长度单位: mm)
轮冠距	$H_a$	$A - A_a$	$H_{a1} = 5.824$ $H_{a2} = 37.945$
大端分度圆弧齿厚	$s$	$s = \left( \frac{\pi}{2} + 2x \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta} + x_1 \right) m$	$s_1 = 15.80$ $s_2 = 10.85$

① 非零形制的具体设计方案可以很多, 所举例题是  $x_2 > 0, \sigma = 0$ , 基本结构中的缩式 ( $\Delta r > 0$ ), 以节点区双对齿啮合为目标的設計。

## 5 轮齿受力分析

### 5.1 作用力的计算

作用力计算公式见表 13-3-22。当已知切向力  $F_{tm}$  时, 也可用图 13-3-22 确定轴向力  $F_{x1}$ 、 $F_{x2}$  对正交传动 ( $\Sigma = 90^\circ$ ), 可通过  $F_{r1} = F_{x2}$ 、 $F_{r2} = F_{x1}$  确定径向力。

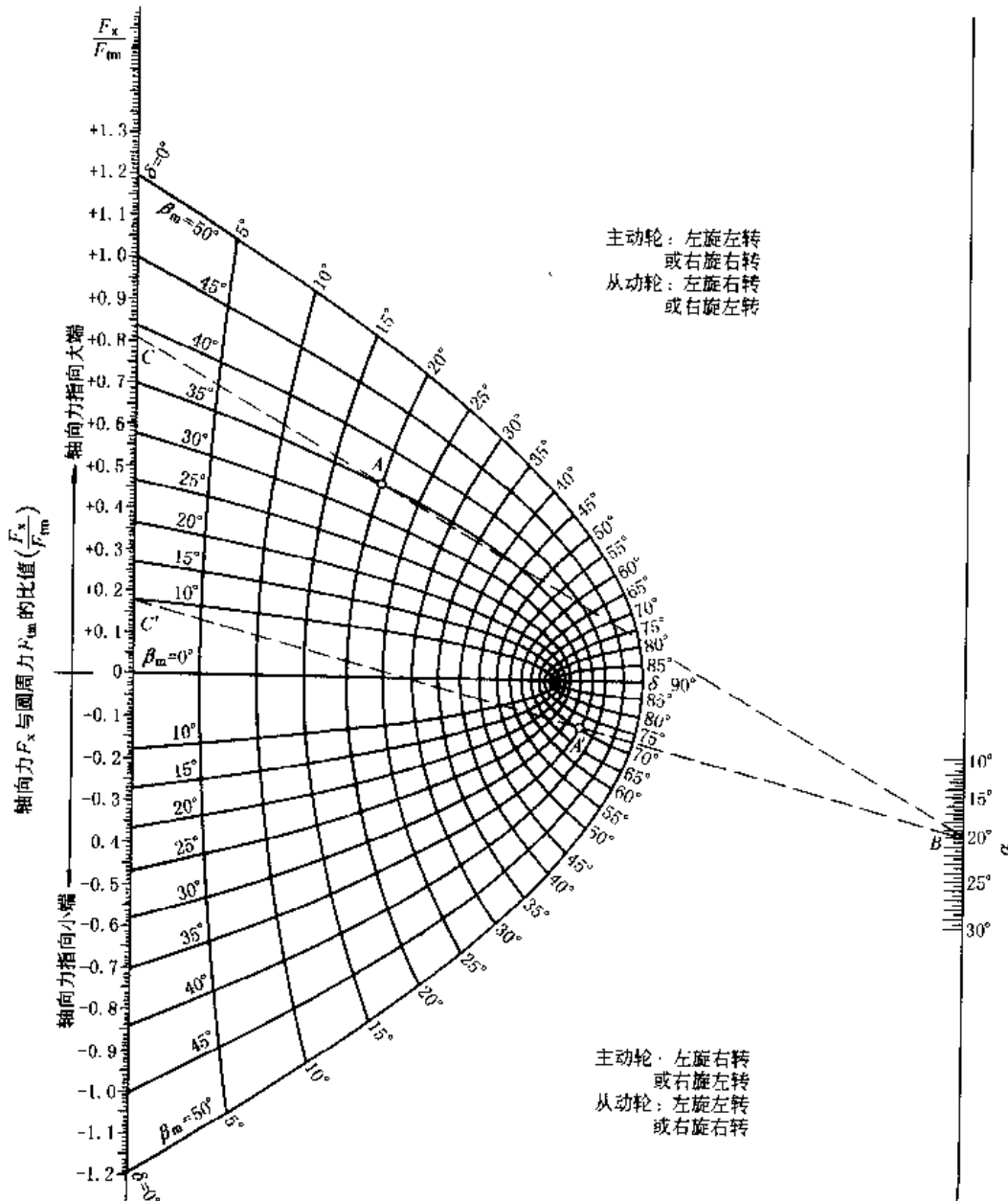


图 13-3-22 轴向力  $F_x$  的大小与方向线图



表 13-3-22

作用力计算公式

/N

传动类型	齿 形	曲 线 齿、斜 齿			
		主动轮：左旋左转 从动轮：右旋右转	主动轮：右旋右转 从动轮：左旋左转	主动轮：左旋右转 从动轮：右旋左转	主动轮：右旋左转 从动轮：左旋右转
简 图					
齿宽中点处分度圆上的切向力 $F_{m1}$		$F_{m1} = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 T_1}{d_1 (1 - 0.5 \phi_R)} = \frac{19 \times 10^6 P}{n_1 d_1 (1 - 0.5 \phi_R)}$			
齿宽中点处的径向力 $F_r$	主动轮	$F_{r1} = F_{m1} \tan \alpha \cos \delta_1$	$F_{r1} = \frac{F_{m1}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha \cos \delta_1 - \sin \beta_m \sin \delta_1)$	$F_{r1} = \frac{F_{m1}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha \cos \delta_1 + \sin \beta_m \sin \delta_1)$	
	从动轮	$F_{r2} = F_{m2} \tan \alpha \cos \delta_2$	$F_{r2} = \frac{F_{m2}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha \cos \delta_2 + \sin \beta_m \sin \delta_2)$	$F_{r2} = \frac{F_{m2}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha \cos \delta_2 - \sin \beta_m \sin \delta_2)$	
齿宽中点处的轴向力 $F_x$	主动轮	$F_{x1} = F_{m1} \tan \alpha \sin \delta_1$	$F_{x1} = \frac{F_{m1}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1)$	$F_{x1} = \frac{F_{m1}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha \sin \delta_1 - \sin \beta_m \cos \delta_1)$	
	从动轮	$F_{x2} = F_{m2} \tan \alpha \sin \delta_2$	$F_{x2} = \frac{F_{m2}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha \sin \delta_2 - \sin \beta_m \cos \delta_2)$	$F_{x2} = \frac{F_{m2}}{\cos \beta_m} (\tan \alpha \sin \delta_2 + \sin \beta_m \cos \delta_2)$	
说 明	$T_1$ ——主动轮转矩, N·m $d_1$ ——主动轮大端分度圆直径, mm $\phi_R$ ——齿宽系数		$d_{m1}$ ——主动轮齿宽中点处的直径, mm $n_1$ ——主动轮转速, r/min $P$ ——传递功率, kW		

注：1. 当  $F_r > 0$  时，表示径向力方向指向本身轴线；当  $F_r < 0$  时，则方向相反。当  $F_x > 0$  时，表示轴向力方向指向锥齿轮大端；当  $F_x < 0$  时，则方向相反。

2. 当轴交角  $\Sigma = 90^\circ$  时， $F_{x1} = F_{r2}$ ； $F_{r1} = F_{x2}$ （大小相等，方向相反）。

3. 转向确定准则：从锥顶看齿轮，当齿轮顺时针转动时为右旋，反之则为左旋。

例 一对螺旋锥齿轮传动，其  $\Sigma = 90^\circ$ 、 $\delta_1 = 20^\circ$ 、 $\delta_2 = 70^\circ$ 、 $\alpha = 20^\circ$ 、 $\beta_m = 35^\circ$ ，小齿轮为主动轮，左旋左转（逆时针），大齿轮为从动轮、右旋右转（顺时针），求轴向力  $F_x$  及径向力  $F_r$  的大小与方向。

解 小齿轮的轴向力  $F_{x1}$  可由图 13-3-22 求得：根据主动轮的旋向和转向确定应使用图中曲线的上半部，求出  $\delta_1 = 20^\circ$  与  $\beta_m = 35^\circ$  两曲线的交点 A。然后，由  $\alpha = 20^\circ$  定 B 点，连接 B、A 两点并延长交  $\frac{F_x}{F_m}$  坐标于 C 点，得  $\frac{F_x}{F_m} = +0.81$ ，即  $F_{x1} = +0.81 F_m$ （“+”表示  $F_{x1}$  指向大端）。

亦可由表 13-3-22 公式计算求得：

$$F_{x1} = \frac{F_{m1}}{\cos 35^\circ} (\tan 20^\circ \sin 20^\circ + \sin 35^\circ \cos 20^\circ) = +0.81 F_{m1} \quad (\text{“+”表示 } F_{x1} \text{ 指向大端})$$

大齿轮的轴向力  $F_{x2}$  也可由图 13-3-22 求得：根据从动轮的旋向和转向确定应使用图中曲线的下半部，求出  $\delta_2 = 70^\circ$  与  $\beta_m = 35^\circ$  两曲线的交点 A'。连接 BA' 两点并延长交  $\frac{F_x}{F_m}$  坐标于 C' 点，得  $\frac{F_x}{F_m} = +0.18$ ，即  $F_{x2} = +0.18 F_m$ （“+”表示  $F_{x2}$  指向大端）。

亦可由表 13-3-22 公式计算求得：

$$F_{x2} = \frac{F_{m2}}{\cos 35^\circ} (\tan 20^\circ \sin 70^\circ - \sin 35^\circ \cos 70^\circ) = +0.18 F_{m2} \quad (\text{“+”表示 } F_{x2} \text{ 指向大端})$$

小齿轮的径向力： $F_{r1} = F_{x2} = +0.18 F_m$ （“+”表示  $F_{r1}$  指向本身轴线）

大齿轮的径向力： $F_{r2} = F_{x1} = +0.81 F_m$ （“+”表示  $F_{r2}$  指向本身轴线）

## 5.2 轴向力的选择设计

表 13-3-22 中的轴向力  $F_x$  公式可改写成：

$$\frac{F_{x1,2} \cos \beta_m}{F_{m1,2} \cos \delta_{1,2}} = \tan \alpha \tan \delta_{1,2} \pm \sin \beta_m$$

其正负号由大小轮、主从动、旋向、转向、节锥角、螺旋角、齿形角七项因素所确定，其中由 2 种旋向与 2 种转向构成的 4 种组合，可合并为 2 套组合：

同向组合（左旋与左转/右旋与右转）

异向组合（左旋与右转/右旋与左转）

它们与减速/增速传动相结合，构成4套（ac、ad、bc、bd）组合（即8种组合），见表13-3-23。

表 13-3-23 轴向力方向（正负号）的组合选择

a	b	c	d
减速传动	增速传动	同向组合	异向组合
小轮主动	大轮主动	+	-
大轮从动	小轮从动	-	+

轴向力选择要求：小轮  $F_{x1}$  方向指向大端（即  $F_{x1} > 0$ ），大轮  $F_{x2}$  最好也指向大端（ $F_{x2} > 0$ ），至少从组合中选一组  $F_{x2}$  的绝对值较小者。对直齿和零度齿传动， $\therefore \beta_m = 0$ ， $\therefore F_{x1} > 0, F_{x2} > 0$ 。对一般齿传动，当齿数比、大小轮、主从动、转向初定后，可从螺旋角、齿形角、旋向三者与适当的组合中去优选。例如下述四种常见工况：

(1) 减速齿锥齿轮传动——选同向组合（ac），此时  $F_{x1} > 0, F_{x2}$  带负号，如希望  $F_{x2} \geq 0$ ，则有  $\tan\alpha \tan\delta_2 \geq \sin\beta_m$ ，对正交传动，选择  $\beta_m$  与  $\alpha$ ，使  $\sin\beta_m / \tan\alpha \leq u$ 。

(2) 增速齿锥齿轮传动——选异向组合（bd），此时  $F_{x1} > 0, F_{x2}$  带负号。如希望  $F_{x2} \geq 0$ ，则有  $\tan\alpha \tan\delta_2 \geq \sin\beta_m$ ，对正交传动，选择  $\beta_m$  与  $\alpha$ ，使  $\sin\beta_m / \tan\alpha \leq u$ 。

(3) 双向（正反转）齿锥齿轮减速传动——选双向中受载较大的转向的同向组合（ac），此时  $F_{x1} = 0, F_{x2}$  带负号；当受载较小的转向传动时，变为异向组合（ad），此时  $F_{x1}$  带负号，可设计  $F_{x1} > 0$ ，即  $\tan\alpha \tan\delta_1 \geq \sin\beta_m$ ，对正交传动，选择  $\beta_m$  与  $\alpha$ ，使  $\tan\alpha / \sin\beta_m \geq u$ 。

(4) 双向齿锥齿轮增速传动——对受载较大的转向选异向组合（bd），此时的  $F_{x1} > 0$ ；对受载较小的转向，变成同向组合（bc），此时的  $F_{x1}$  带负号，可设计  $F_{x1} > 0$ 。对正交传动，设计成  $\tan\alpha / \sin\beta_m \geq u$ 。

## 6 锥齿轮传动的强度计算

锥齿轮传动的强度计算，包括接触强度和弯曲强度计算。

为了简化设计工作，在一般情况下，对于闭式传动，先按接触强度初步确定主要尺寸，然后进行接触强度和弯曲强度的校核；对于不重要的闭式传动，强度校核也可从略。

对于开式传动，一般只按弯曲强度进行初步计算，这时应将计算载荷乘上一个磨损系数  $K_m$ ，其值见表 13-1-125，必要时也可再校核一下弯曲强度。

### 6.1 主要尺寸的初步确定

目前国际上锥齿轮强度计算公式有 ISO 和美国 AGMA 两个互不相容的系统。根据 [3] 的分析和处理，导出一套供初步设计通用的“统一公式”，如表 13-3-24 所示。

表 13-3-24 初步计算公式

齿 轮 类 型		接 触 强 度	弯 曲 强 度
正交传动	直齿及零度弧齿	$d_1 = eZ_b Z_2 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{F\beta}}{u \sigma_{Hlim}^2}} \quad (\text{mm})$	$d_1 = 50 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{F\beta}}{\sqrt{u^2 + 1}} \times \frac{Y_F}{\sigma_{Flim}}} \times \sqrt[4]{z_1} \quad (\text{mm})$
	弧齿、斜齿、摆线齿		$d_1 = 42 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{F\beta}}{\sqrt{u^2 + 1}} \times \frac{Y_F}{\sigma_{Flim}}} \times \sqrt[4]{z_1} \quad (\text{mm})$
斜交传动		$d_1 = eZ_b Z_2 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{F\beta} \sin \Sigma}{u \sigma_{Hlim}^2}} \quad (\text{mm})$	

注：1. 接触强度的计算公式仅适用于钢对钢的齿轮副，当配对材料不同时，应将计算所得的  $d_1$  值乘以下列数值：

钢对铸铁：0.90                      铸铁对铸铁：0.83

2. 对于重要传动，应将计算所得的  $d_1$  值增大 15% 左右。

3. 表中代号说明如下： $d_1$ ——小齿轮大端分度圆直径，mm； $e$ ——锥齿轮类型几何系数，见表 13-3-25； $Z_b$ ——变位后强度影响系数，见表 13-3-26； $Z_2$ ——齿宽比系数，见表 13-3-27； $T_1$ ——小齿轮转矩，N·m； $K_A$ ——使用系数，见表 13-1-81； $K_{F\beta}$ 、 $K_{F\alpha}$ ——齿向载荷分布系数，见式 (13-3-4)； $\sigma_{Hlim}$ 、 $\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的接触、弯曲疲劳极限，见表 13-3-28； $Y_F$ ——齿形系数，见式 (13-3-9)； $\Sigma$ ——轴交角。

表 13-3-25 锥齿轮类型几何系数  $e$

类 型	直 齿		曲 齿		
	非鼓形齿	鼓形齿	10°	25°	35°
$e$ 值	1200	1100		1000	950

表 13-3-26 变位后强度影响系数  $Z_b$

变位类型	零传动 $x_1 + x_2 = 0$	正传动 $x_1 + x_2 > 0$		负传动 $x_1 + x_2 < 0$	
适用范围	格里森 奥利康 克林根堡 埃尼姆斯	节点区双 齿对啮合  $\delta_2 > 0.15$	大啮合角 传动	双齿对 传动  $\epsilon_\gamma \geq 2.4$	三齿对 传动  $\epsilon_\gamma > 3$
$Z_b$ 值	1	0.85 ~ 0.9	0.93 ~ 0.97	0.85 ~ 0.9	0.8

表 13-3-27 齿宽比系数  $Z_\beta$

$\phi_R$	$\frac{1}{3.5}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{11}$	$\frac{1}{12}$
	适用范围 (参考)	$\Sigma = 90^\circ$			$\Sigma \neq 90^\circ$				
	通用	大 $\beta$ 的收缩齿	小 $\beta$ 或等高齿	135°	45°	30°	20°	15°	10°
$Z_\beta$ 值	1.683	1.629	1.735	1.834	1.926	2.088	2.229	2.294	2.355

注: 如  $\phi_R$  值未知, 可取  $\phi_R = \frac{1}{3.5}$ , 即  $Z_\beta = 1.683$ 。

表 13-3-28 试验齿轮的疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$ 、 $\sigma_{Flim}$  /N·mm<sup>-2</sup>

材 料	$\sigma_{Hlim}$ (中段值)	$\sigma_{Flim}$ (中值/下值)	材 料	$\sigma_{Hlim}$ (中段值)	$\sigma_{Flim}$ (中值/下值)
合金钢渗碳淬火	1450 ~ 1500	300/220	中碳钢调质	550 ~ 650	220/170
感应或火焰淬火	1130 ~ 1200	320/240	球磨铸铁	500 ~ 620	220/170
氮化钢	1130 ~ 1200	400/250	灰铸铁	340 ~ 420	75/60
合金钢调质	750 ~ 850	300/220			

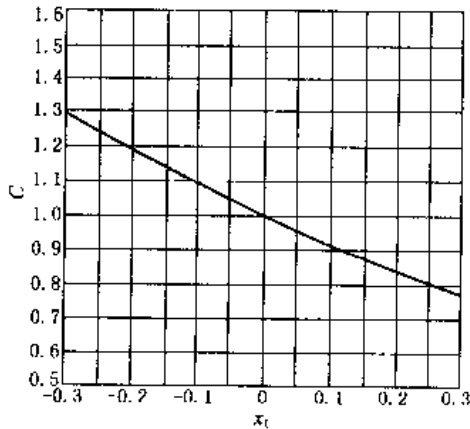


图 13-3-23 有切向变位时的修正系数  $C$

齿形系数  $Y_F$ :

$$Y_F = CY_{F0} \quad (13-3-9)$$

式中  $C$ ——有切向变位时的修正系数, 其值由图 13-3-23 查取;

$Y_{F0}$ ——无切向变位时的齿形系数, 由图 13-3-24 ~ 图 13-3-26 查取。对斜齿, 应将大端螺旋角  $\beta$  换算为中点螺旋角  $\beta_m$  查图, 其换算关系为:

$$\sin\beta_m = \frac{\sin\beta}{1 - 0.5\phi_R}$$

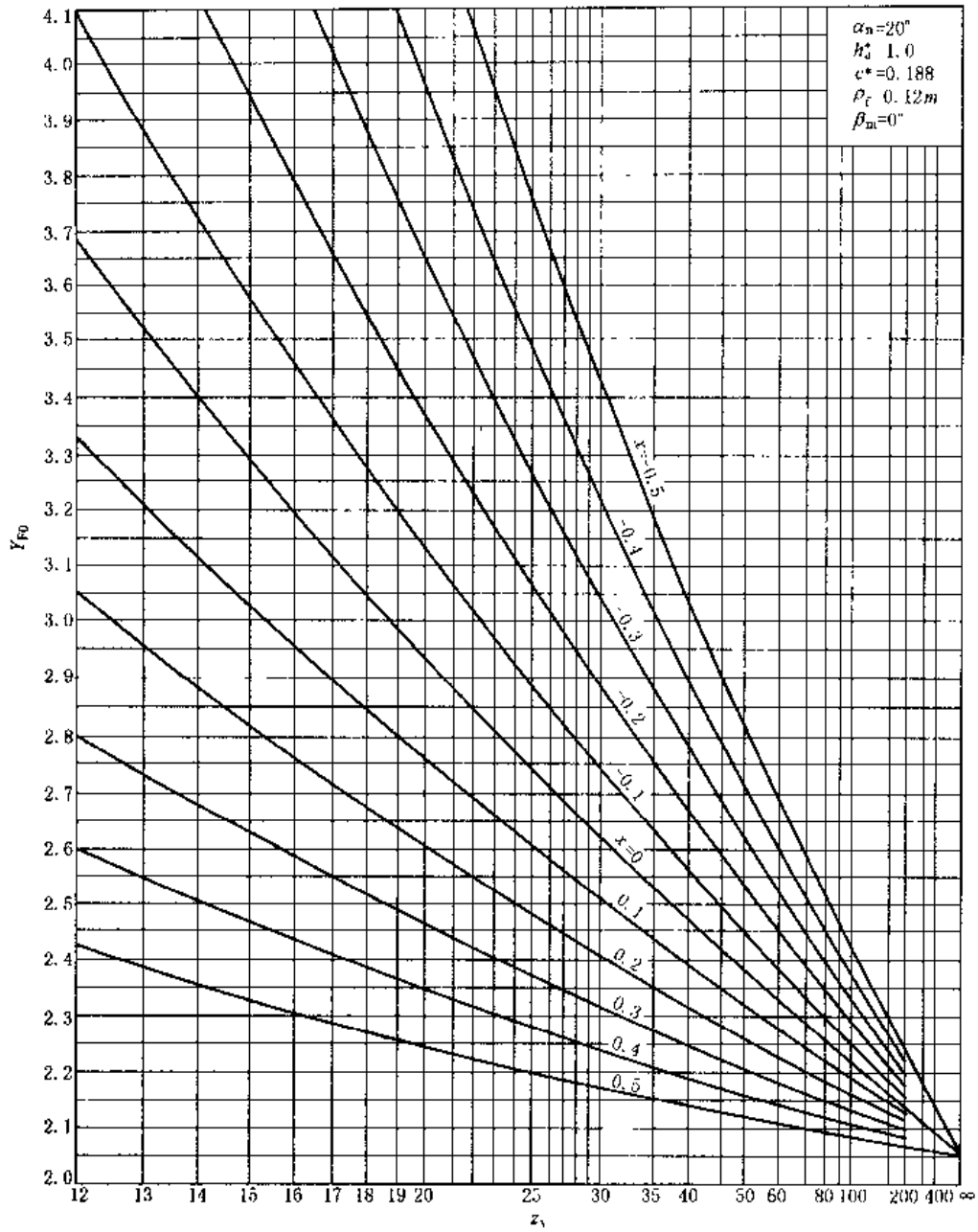


图 13-3-24 无切向变位的齿形系数  $Y_{F0}$  ( $\beta_m = 0^\circ$ )

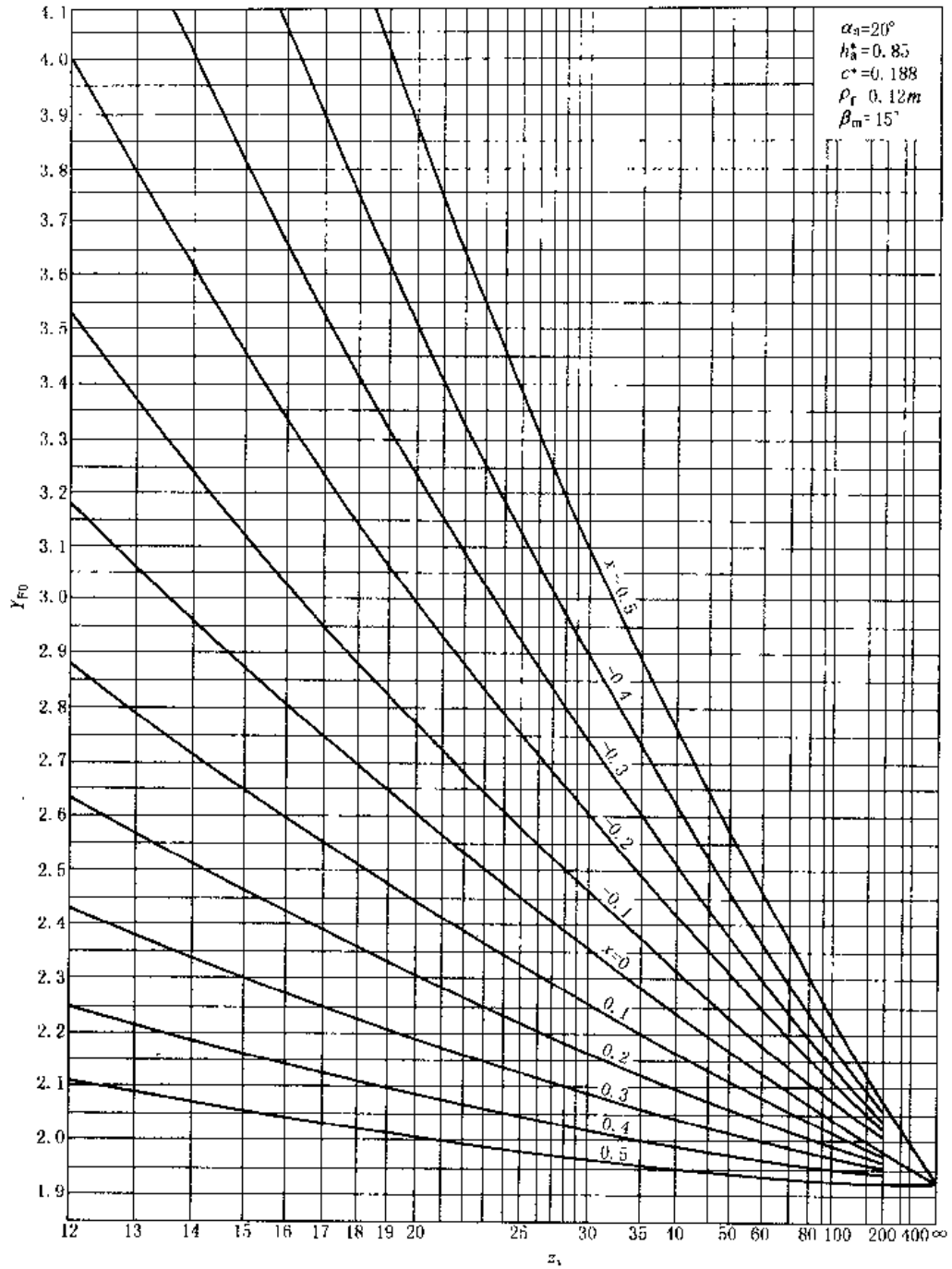


图 13-3-25 无切向变位的齿形系数  $Y_{F0}$  ( $\beta_m = 15^\circ$ )

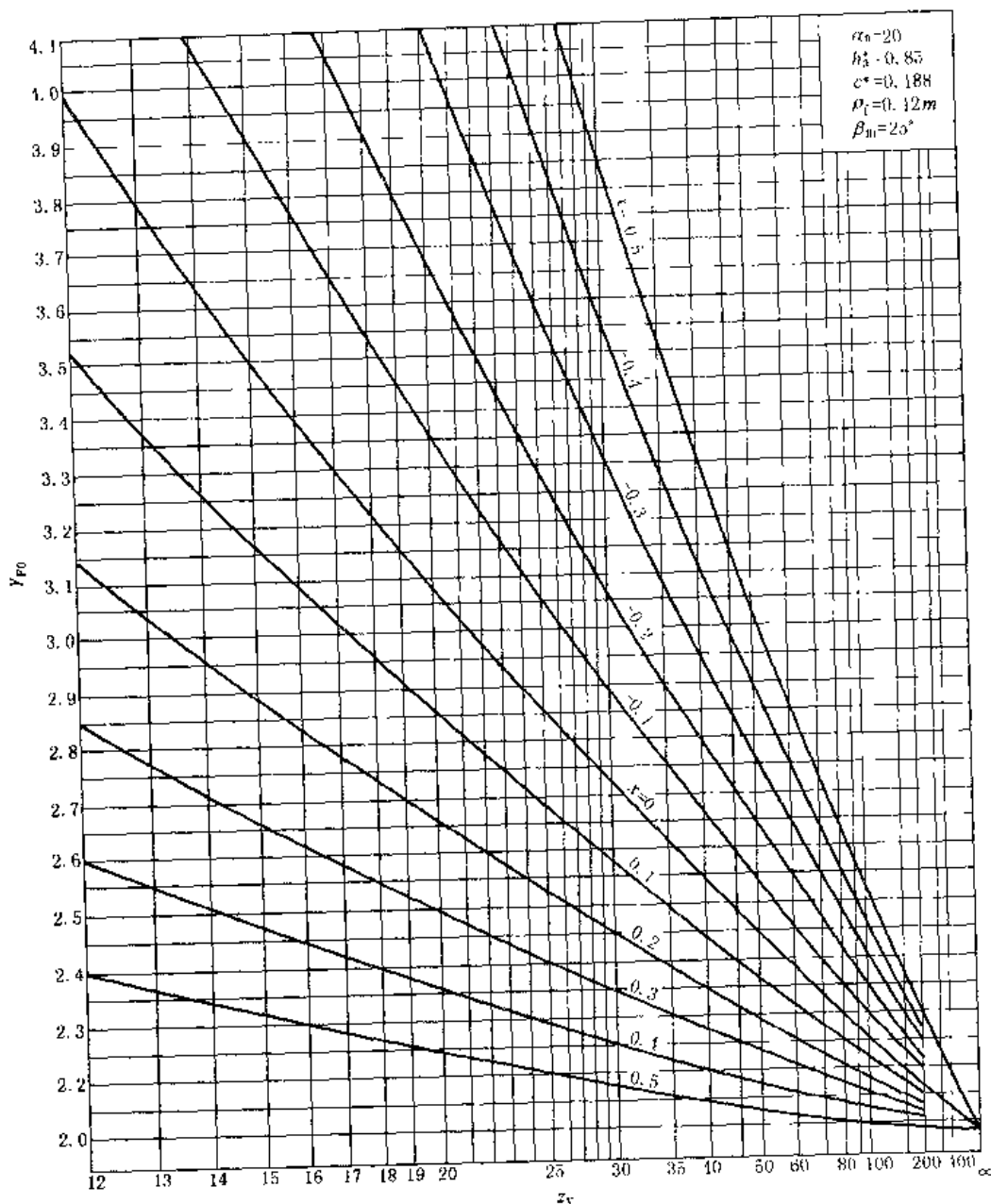


图 13-3-26 无切向变位的齿形系数  $Y_{F0}$  ( $\beta_m = 35^\circ$ )

## 6.2 接触强度校核计算 (GB/T 10062—1988)

### (1) 接触强度计算公式

表 13-3-29

项目		计算公式
计算接触应力	斜交传动	$\sigma_H = Z_H Z_L Z_\epsilon Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_{mt}}{d_{v1} b_{dH}}} \times \frac{u_v + 1}{u_v} \quad (\text{N/mm}^2)$
	正交传动	$\sigma_H = Z_H Z_L Z_\epsilon Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_{mt}}{d_{v1} b_{dH}}} \times \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \quad (\text{N/mm}^2)$

项 目	计 算 公 式
许用接触应力	$\sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_X$
强度条件	$\sigma_H \leq \sigma_{Hp}$

- 注：1. 许用接触应力应对大、小齿轮分别计算，取其中较小者。  
 2. 对有限寿命下的接触强度的计算，应考虑寿命系数  $Z_N$ ，其值参见第 13 篇第 1 章 8.4 节有关部分。  
 3. 式中代号说明如下： $Z_H$ ——节点区域系数，见 (2)； $Z_E$ ——弹性系数， $\sqrt{N/mm^2}$ ，见表 13-1-105； $Z_L$ ——接触强度计算的重合度系数，见 (3)； $Z_\beta$ ——接触强度计算的螺旋角系数， $Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_m}$ ； $Z_K$ ——接触强度计算的锥齿轮系数，见 (4)； $K_A$ ——使用系数，见表 13-1-81； $K_V$ ——动载系数，见 (5)； $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数，见 (6)； $K_{H\alpha}$ ——接触强度计算的齿向载荷分配系数，见 (7)； $F_{m1}$ ——齿宽中点分度圆上的名义切向力，N，见式 (13-3-11)； $d_{v1}$ ——小轮当量圆柱齿轮分度圆直径，mm，见表 13-3-31； $b_{eff}$ ——接触强度计算的有效齿宽，mm，与齿面接触区长度相当，一般取为  $0.85b$  ( $b$  为工作齿宽，指一对齿轮中的较小齿宽)； $u_v$ ——当量圆柱齿轮齿数比， $u_v = u \cos\delta_1 / \cos\delta_2$ ； $\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限， $N/mm^2$ ，查图 13-1-21 ~ 图 13-1-25； $S_{Hmin}$ ——接触强度计算的最小安全系数，见表 13-1-110； $Z_L$ ——润滑剂系数，查图 13-1-27； $Z_V$ ——速度系数，用齿宽中点分度圆圆周速度查图 13-1-28； $Z_R$ ——粗糙度系数，见 (8)； $Z_X$ ——接触强度计算的尺寸系数，见 (9)。  
 4. 当采用新型非零变位锥齿轮时，建议在  $\sigma_H$  计算值上，再乘上一个变位后强度影响系数  $Z_b$ ，其取值见表 13-3-26 (当采用传统的零传动设计时， $Z_b = 1$ ，与原国标计算值一致)。

(2) 节点区域系数  $Z_H$

由图 13-3-27 查取。

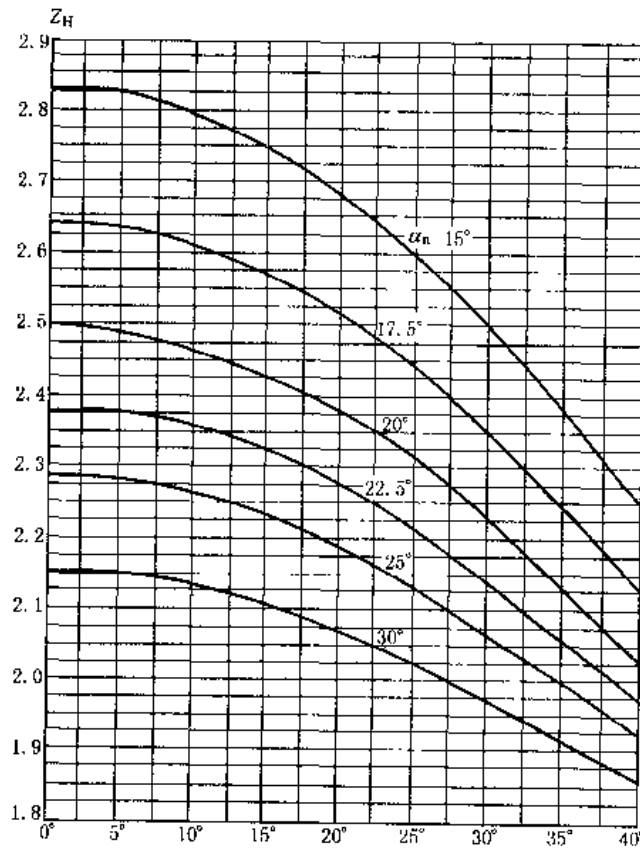


图 13-3-27 节点区域系数  $Z_H$

(3) 接触强度计算的重合度系数  $Z_L$

表 13-3-30

重合度系数  $Z_\epsilon$ 

类 型	直 齿	斜 齿、弧 齿	
		$\epsilon_{\alpha\beta} < 1$	$\epsilon_{\alpha\beta} \geq 1$
$Z_\epsilon$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha\beta}}{3}}$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha\beta}}{3} (1 - \epsilon_{\alpha\beta}) + \frac{\epsilon_{\alpha\beta}}{\epsilon_{\alpha\beta}}}$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha\beta}}}$

注:  $\epsilon_{\alpha\beta}$  和  $\epsilon_{\alpha\beta}$  按表 13-3-31 计算。

表 13-3-31

当量圆柱齿轮的重合度  $\epsilon_{\alpha\beta}$ 、 $\epsilon_{\alpha\beta}$ 

项 目	代号	计 算 公 式	
		小 齿 轮	大 齿 轮
分度圆直径	$d_v$	$d_{v1} = \frac{R - 0.5b}{R \cos \delta_1} d_1$	$d_{v2} = \frac{R - 0.5b}{R \cos \delta_2} d_2$
中心距	$a_v$	$a_v = \frac{1}{2} (d_{v1} + d_{v2})$	
齿顶圆直径	$d_{va}$	$d_{va1} = d_{v1} + 2 (h_{a1} - 0.5b \tan \theta_{a1})$	$d_{va2} = d_{v2} + 2 (h_{a2} - 0.5b \tan \theta_{a2})$
端面齿形角	$\alpha_{vt}$	$\alpha_{vt} = \arctan (\tan \alpha / \cos \beta_m)$	
基圆直径	$d_{vb}$	$d_{vb1} = d_{v1} \cos \alpha_{vt}$	$d_{vb2} = d_{v2} \cos \alpha_{vt}$
啮合线长度	$g_{va}$	$g_{va} = 0.5 (\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2}) - a_v \sin \alpha_{vt}$	
端面重合度	$\epsilon_{\alpha\beta}$	$\epsilon_{\alpha\beta} = \frac{g_{va} R}{\pi m (R - 0.5b) \cos \alpha_{vt}}$	
纵向重合度	$\epsilon_{\alpha\beta}$	$\epsilon_{\alpha\beta} = \frac{0.85 b R \tan \beta_m}{\pi m (R - 0.5b)}$	

注: 当大、小轮齿宽不等时, 用较小齿宽计算。

#### (4) 接触强度计算的锥齿轮系数 $Z_K$

$Z_K$  是考虑锥齿轮齿形与渐开线齿形的差异及轮齿刚度沿齿宽变化对齿面接触强度的影响。当齿顶和齿根修形适当时, 取  $Z_K = 0.85$ 。

#### (5) 动载系数 $K_V$

$$K_V = NK + 1 \quad (13-3-10)$$

式中  $N$ ——临界转数比, 即小齿轮转数  $n_1$  与临界转数  $n_{E1}$  之比,

$$N = 0.084 \times \frac{z_1 v_{m1}}{100} \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}}$$

对工业及车辆传动, 建议在亚临界区使用, 即

$$N \leq 0.85$$

$v_{m1}$ ——中点圆周速度  $\pi d_{m1} n_1 / 60000$ , m/s;

$u$ ——锥齿轮副齿数比,  $z_2 / z_1 \geq 1$ ;

$K$ ——当  $N \leq 0.85$  时, 其值为

$$K = \frac{(f_{\mu} - \gamma_a) c'}{K_A F_{m1} / b_{eH}} C_{v12} + C_{v3}$$

$f_{\mu}$ ——齿距极限偏差,  $\mu\text{m}$ , 通常按大轮查表 13-3-43;

$\gamma_a$ ——跑合量,  $\mu\text{m}$ , 其值如表 13-3-32。

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

$C_{v12}$  与  $C_{v3}$ —— $N \leq 0.85$  时的系数, 其值如表 13-3-33;

$F_{m1}$ ——作用在锥齿轮齿宽中点端面分度圆上的名义切向力, N, 按下式计算:

$$F_{m1} = \frac{2000 T_{1,2}}{d_{m1,2}} \quad (\text{N}) \quad (13-3-11)$$



$T_{1,2}$ ——名义转矩,  $T_{1,2} = 9550P/n_{1,2}$ ,  $N \cdot m$ ;

$P$ ——名义功率, kW;

$n$ ——转速, r/min。

表 13-3-32 跑合量  $y_a$

材 料	$y_a$
硬齿面钢	$0.075f_{pt} < 3\mu m$
调质钢	$160f_{pt}/\sigma_{Hlim}$
铸 铁	$0.275f_{pt}$

注: 当小、大齿轮材料不同时,  $y_a$  为两轮所确定值的算术平均值。

表 13-3-33

	$1 < \epsilon_{v\gamma} < 2$	$\epsilon_{v\gamma} > 2$
$C_{v12}$	0.66	$0.32 + 0.57/(\epsilon_{v\gamma} - 0.3)$
$C_{v3}$	0.23	$0.096/(\epsilon_{v\gamma} - 1.56)$

注:  $\epsilon_{v\gamma}$ ——总重合度,  $\epsilon_{v\gamma} = \epsilon_{v\alpha} + \epsilon_{v\beta}$ 。

(6) 齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.5K_{H\beta e} \quad (13-3-12)$$

表 13-3-34

轴承系数  $K_{H\beta e}$

应 用	两轮都是两端支承	两轮都是悬臂支承	一轮两端支承, 一轮悬臂支承
工业、船舶	1.10	1.50	1.25
飞机、车辆	1	1.25	1.10

对非鼓形直齿锥齿轮, 应由式 (13-3-12) 求得的值适当增大。

(7) 齿间载荷分配系数  $K_{Ha}$ 、 $K_{Fa}$  (DIN3991)

表 13-3-35

$K_v F_{ra}/b_{cst}$			$\geq 100N/mm$						$< 100N/mm$	
精 度 级			5 以上	6	7	8	9	10	11 以下	所有
硬齿面	直 齿	$K_{Ha}$	1		1.1	1.2	$1/Z_v^2 \geq 1.2$			
		$K_{Fa}$								$1/Y_v \geq 1.2$
	曲齿、斜齿	$K_{Ha} = K_{Fa}$	1	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_a/\cos^2\beta_{bm} \geq 1.4$			
软齿面	直 齿	$K_{Ha}$	1		1.1	1.2	$1/Z_v^2 \geq 1.2$			
		$K_{Fa}$								$1/Y_v \geq 1.2$
	曲齿、斜齿	$K_{Ha} = K_{Fa}$	1	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_a/\cos^2\beta_{bm} \geq 1.4$			

(8) 粗糙度系数  $Z_R$

$$Z_R = \left( \frac{3}{R_{z100}} \right)^{C_{zR}} \quad (\text{极限条件: } Z_R \leq 1.15)$$

式中  $C_{zR}$ ——指数;

当  $850N/mm^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200N/mm^2$  时,

$$C_{zR} = 0.12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000}$$

当  $\sigma_{Hlim} < 850N/mm^2$  时, 取  $C_{zR} = 0.15$ ;

当  $\sigma_{Hlim} > 1200N/mm^2$  时, 取  $C_{zR} = 0.08$ 。

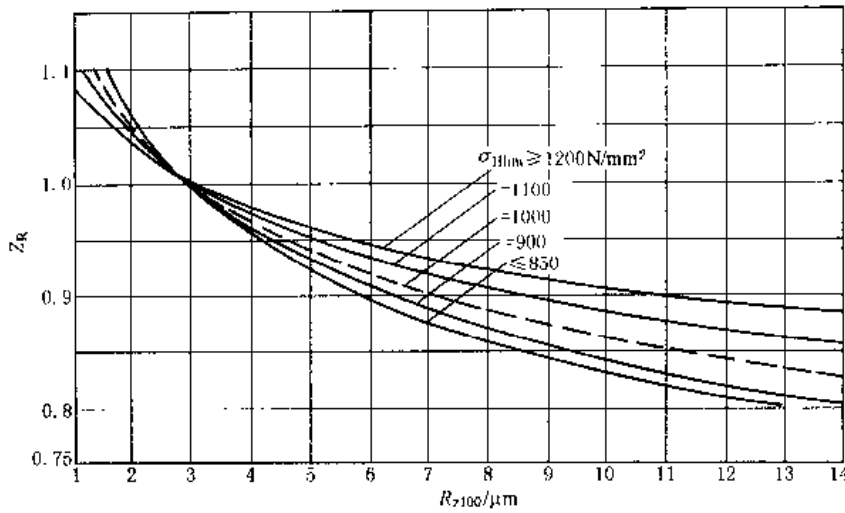
$R_{z100}$ ——相对微观不平度十点高度 (相对于  $\alpha_v = 100mm$  试验齿轮);

$$R_{z100} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt{\frac{100}{\alpha_v}}$$

$R_{z1}$ 、 $R_{z2}$ ——小轮、大轮的微观不平度十点高度,  $\mu m$ ;  $R_z = (4 \sim 5) R_{z1}$ ; 如齿面经过跑合, 应取跑合后的数值;

$a_v$ ——当量圆柱齿轮中心距, mm; 按表 13-3-31 计算。

$Z_R$  值也可由下图查取。



(9) 接触强度计算的尺寸系数  $Z_X$

表 13-3-36

材 料	计 算 公 式	极 限 值
调质钢、铸铁	$Z_X = 1$	
表面硬化钢	$Z_X = 1.05 - 0.005 m_{mn}$	$0.9 \leq Z_X \leq 1$
氮化钢	$Z_X = 1.08 - 0.011 m_{mn}$	$0.75 \leq Z_X \leq 1$

注:  $m_{mn}$  的计算见表 13-3-37 注。

6.3 弯曲强度校核计算 (GB/T 10062—1988)

(1) 弯曲强度计算公式

表 13-3-37

项 目	计 算 公 式
计算齿根应力	$\sigma_F = \frac{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} F_{tm}}{b_{eff} m_{mn}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta Y_K \quad (\text{N/mm}^2)$
许用齿根应力	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST}}{S_{Fmin}} Y_{SrefT} Y_{RelT} Y_X \quad (\text{N/mm}^2)$
强度条件	$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$

注: 1. 应分别对大、小齿轮进行计算。

2. 式中代号说明如下:  $K_A$ ——使用系数, 见表 13-1-81;  $K_V$ ——动载系数, 见 6.2 节 (5);  $K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数, 见 6.2 节 (6);  $K_{F\alpha}$ ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, 见 6.2 节 (7);  $b_{eff}$ ——弯曲强度计算的有效齿宽, mm,  $b_{eff} = 0.85b$ ;  $m_{mn}$ ——齿宽中点法向模数, mm,  $m_{mn} = m (R - 0.5b) \cos \beta_m / R$ ;  $Y_{Fa}$ ——齿形系数, 见 (2);  $Y_{Sa}$ ——应力修正系数, 见 (3);  $Y_\epsilon$ ——弯曲强度计算的重合度系数, 见 (4);  $Y_\beta$ ——弯曲强度计算的螺旋角系数, 见 (5);  $Y_K$ ——弯曲强度计算的锥齿轮系数, 取  $Y_K = 1$ ;  $\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限, N/mm<sup>2</sup>, 查图 13-1-50 ~ 图 13-1-54;  $Y_{ST}$ ——试验齿轮的应力修正系数, 取  $Y_{ST} = 2.0$ ;  $S_{Fmin}$ ——弯曲强度的最小安全系数, 见表 13-1-110;  $Y_{SrefT}$ ——相对齿根圆角敏感系数, 查图 13-1-57;  $Y_{RelT}$ ——相对齿根表面状况系数, 查表 13-1-122;  $Y_X$ ——弯曲强度计算的尺寸系数, 查图 13-1-56 (横坐标用  $m_{mn}$ )。

(2) 齿形系数  $Y_{Fa}$

用展成法加工的齿轮的齿形系数如图 13-3-28 所示, 图中  $z_{vn}$  为当量圆柱齿轮的齿数, 按下式计算:

$$z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta \cos^2 \beta_{vb} \cos \beta_m} \quad (13-3-13)$$

$$\beta_{vb} = \arcsin (\sin \beta_m \cos \alpha_n) \quad (13-3-14)$$

(3) 应力修正系数  $Y_{Sa}$

由图 13-3-29 查取。

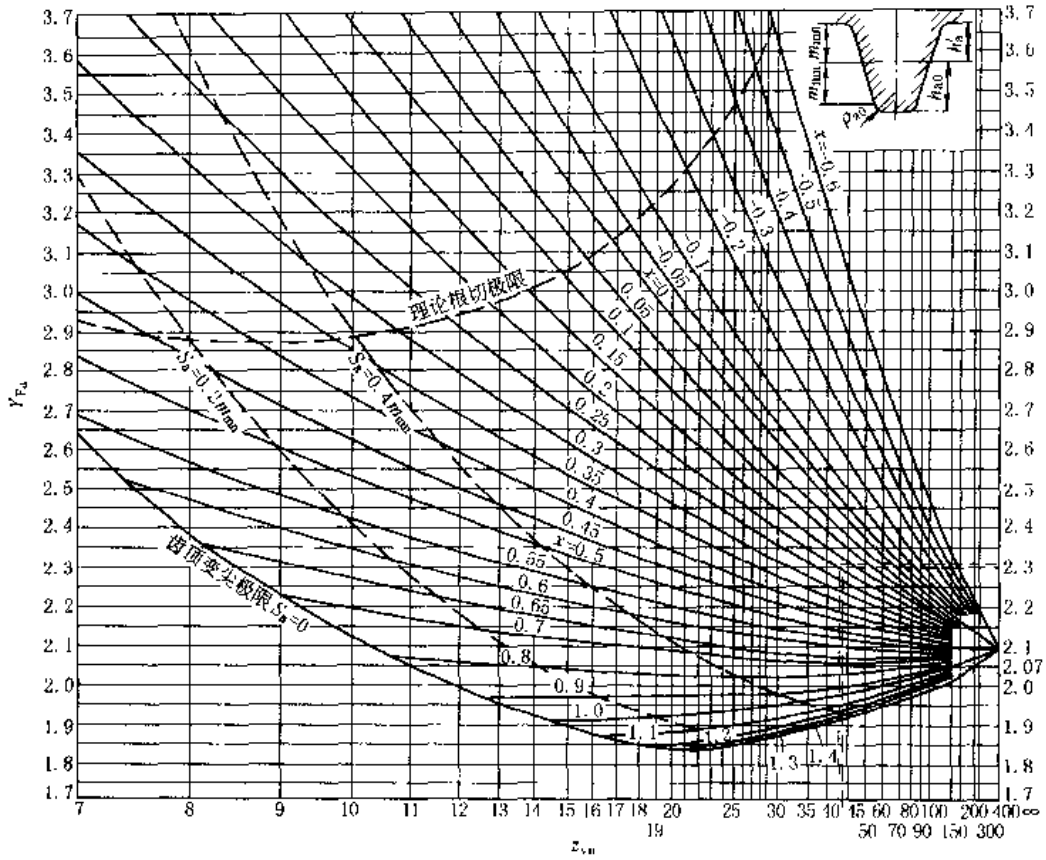


图 13-3-28 齿形系数  $Y_{Fa}$

$\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_a^*/m_{mn} = 1$ ;  $h_{a0}/m_{mn} = 1.25$ ;  $\rho_{a0}/m_{mn} = 0.25$ ;  $x_1 = 0$

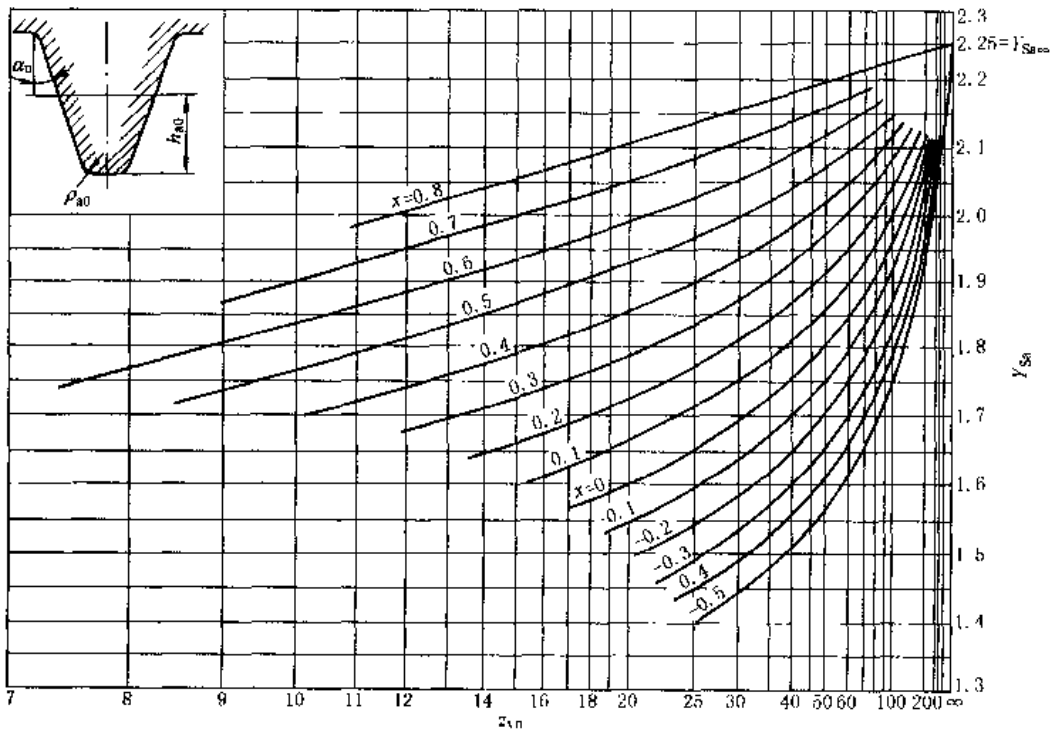


图 13-3-29 应力修正系数  $Y_{Sa}$

$\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_a^*/m_{mn} = 1$ ;  $h_{a0}/m_{mn} = 1.25$ ;  $\rho_{a0}/m_{mn} = 0.25$ ;  $x_1 = 0$

(4) 弯曲强度计算的重合度系数  $Y_\epsilon$

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75 \cos^2 \beta_{vb}}{\epsilon_{va}} \quad (13-3-15)$$

式中  $\epsilon_{va}$ ——按表 13-3-31 计算;

$\beta_{vb}$ ——按式 (13-3-14) 计算。

(5) 弯曲强度计算的螺旋角系数  $Y_\beta$

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_{v\beta} \frac{\beta_m}{120^\circ} \quad (13-3-16)$$

式中  $\beta_m$ ——齿宽中点螺旋角, 度;

$\epsilon_{v\beta}$ ——按表 13-3-31 计算。

使用式 (13-3-16) 时, 若  $\epsilon_{v\beta} > 1$ , 取  $\epsilon_{v\beta} = 1$ ; 若  $\beta_m > 30^\circ$ , 取  $\beta_m = 30^\circ$ 。

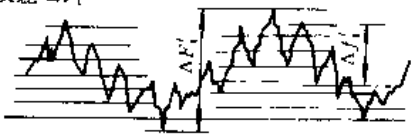
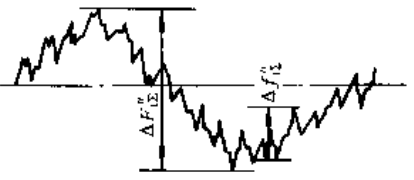
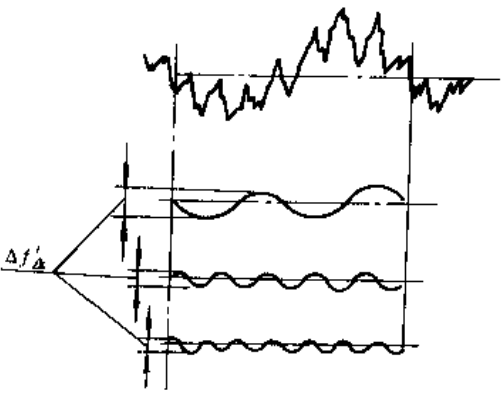
## 7 锥齿轮精度 (GB/T 11365—1989)

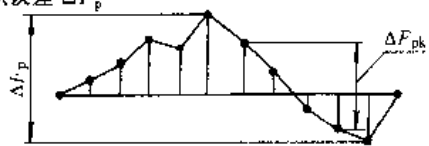
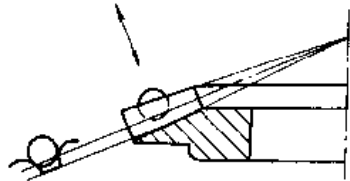
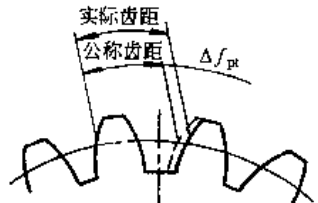
本节介绍的 GB/T 11365—1989 适用于中点法向模数  $m_n \geq 1\text{mm}$  的直齿、斜齿、曲线齿锥轮和准双曲面齿轮。

### 7.1 定义及代号

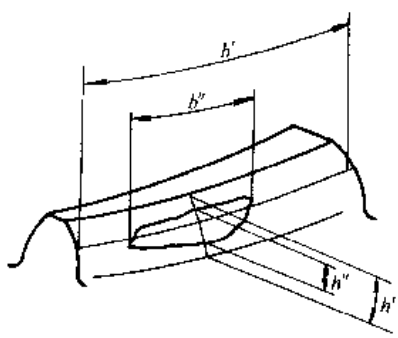
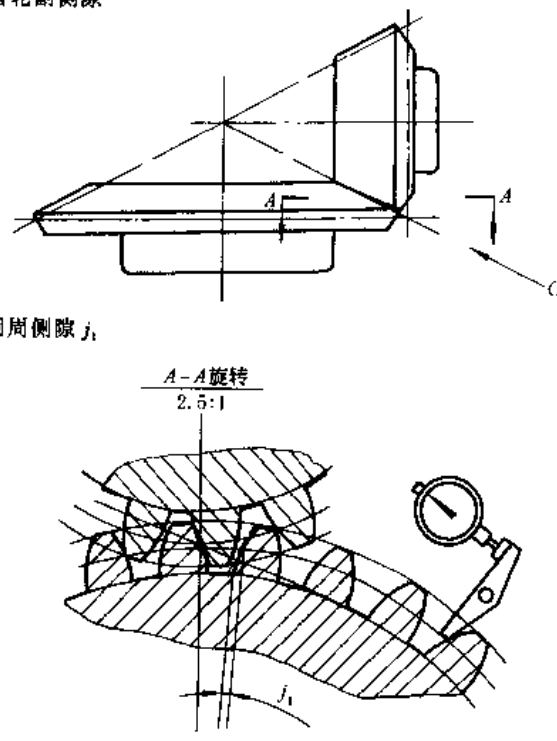
表 13-3-38

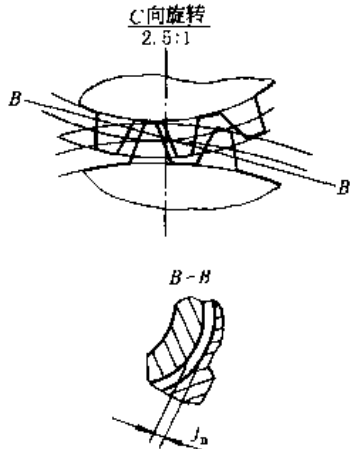
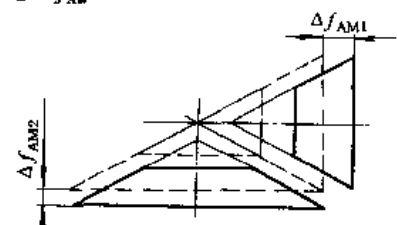
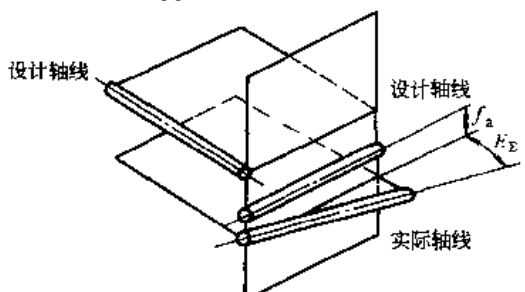
齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号

名 称	定 义
切向综合误差 $\Delta F'_t$ 	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时, 被测齿轮一转内, 实际转角与理论转角之差的总幅度值。以齿宽中点分度圆弧长计
切向综合公差 $F'_t$	
一齿切向综合误差 $\Delta f'_t$ 一齿切向综合公差 $f'_t$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时, 被测齿轮一齿距角内, 实际转角与理论转角之差的总幅度值。以齿宽中点分度圆弧长计
轴交角综合误差 $\Delta F'_\Sigma$ 	被测齿轮与理想精确的测量齿轮在分锥顶点重合的条件下双面啮合时, 被测齿轮一转内, 齿轮副轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
轴交角综合公差 $F'_\Sigma$	
一齿轴交角综合误差 $\Delta f'_\Sigma$ 一齿轴交角综合公差 $f'_\Sigma$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮在分锥顶点重合的条件下双面啮合时, 被测齿轮一齿距角内, 齿轮副轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
周期误差 $\Delta f'_d$ 	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时, 被测齿轮一转内, 二次 (包括二次) 以上各次谐波的总幅度值
周期误差的公差 $f'_d$	

名 称	定 义
齿距累积误差 $\Delta F_p$  齿距累积公差 $F_p$	在中点分度圆 <sup>Ⓐ</sup> 上, 任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
k 个齿距累积误差 $\Delta F_{pk}$ k 个齿距累积公差 $F_{pk}$	在中点分度圆 <sup>Ⓐ</sup> 上, k 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值。k 为 2 到小于 $z/2$ 的整数
齿圈跳动 $\Delta F_r$  齿圈跳动公差 $F_r$	齿轮一转范围内, 测头在齿槽内与齿面中部双接触时, 沿分锥法向相对齿轮轴线的最大变动量
齿距偏差 $\Delta f_p$  齿距极限偏差 上偏差 $+f_{pt}$ 下偏差 $-f_{pt}$	在中点分度圆 <sup>Ⓐ</sup> 上, 实际齿距与公称齿距之差
齿形相对误差 $\Delta f_f$ 齿形相对误差的公差 $f_f$	齿轮绕工艺轴线旋转时, 各轮齿实际齿面相对于基准实际齿面传递运动的转角之差。以齿宽中点处线值计
齿厚偏差 $\Delta E_s$ 齿厚极限偏差 上偏差 $E_{sa}$ 下偏差 $E_{si}$ 公差 $T_s$	齿宽中点法向弦齿厚的实际值与公称值之差
齿轮副切向综合误差 $\Delta F_w'$ 齿轮副切向综合公差 $F_w'$	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时, 在转动的整周期 <sup>Ⓐ</sup> 内, 一个齿轮相对另一个齿轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以齿宽中点分度圆弧长计
齿轮副一齿切向综合误差 $\Delta f_w'$ 齿轮副一齿切向综合公差 $f_w'$	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时, 在一齿距角内, 一个齿轮相对另一个齿轮的实际转角与理论转角之差的最大值。在整周期 <sup>Ⓐ</sup> 内取值, 以齿宽中点分度圆弧长计

续表

名 称	定 义
齿轮副轴交角综合误差 $\Delta F_{\Sigma}''$ 齿轮副轴交角综合公差 $F_{\Sigma}''$	齿轮副在分锥顶点重合条件下双面啮合时，在转动的整周期 <sup>①</sup> 内，轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
齿轮副一齿轴交角综合误差 $\Delta f_{\Sigma}''$ 齿轮副一齿轴交角综合公差 $f_{\Sigma}''$	齿轮副在分锥顶点重合条件下双面啮合时，在一齿距角内，轴交角的最大变动量。在整周期 <sup>②</sup> 内取值，以齿宽中点处线值计
齿轮副周期误差 $\Delta f_{\Delta c}$ 齿轮副周期误差的公差 $f_{\Delta c}$	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时，在大轮一转范围内，二次（包括二次）以上各次谐波的总幅度值
齿轮副齿频周期误差 $\Delta f_{\Delta c}$ 齿轮副齿频周期误差的公差 $f_{\Delta c}$	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时，以内数为频率的谐波的总幅度值
接触斑点  	安装好的齿轮副（或被测齿轮与测量齿轮）在轻微力的制动下运转后，在齿轮工作齿面上得到的接触痕迹 接触斑点包括形状、位置、大小三方面的要求 接触痕迹的大小按百分比确定： 沿齿长方向——接触痕迹长度 $b''$ 与工作长度 $b'$ 之比，即 $\frac{b''}{b'} \times 100\%$ 沿齿高方向——接触痕迹高度 $h''$ 与接触痕迹中部的工作齿高 $h'$ 之比，即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$
齿轮副侧隙  	齿轮副按规定的位置安装后，其中一个齿轮固定时，另一个齿轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的齿宽中点分度圆弧长

名 称	定 义
<p>法向侧隙 <math>j_n</math></p>  <p>最小圆周侧隙 <math>j_{min}</math>                      最大圆周侧隙 <math>j_{max}</math>                      最小法向侧隙 <math>j_{nmin}</math>                      最大法向侧隙 <math>j_{nmax}</math></p>	<p>齿轮副按规定的位置安装后, 工作齿面接触时, 非工作齿面间的最小距离。以齿宽中点处计</p> $j_n = j_r \cos \beta \cos \alpha$
<p>齿轮副侧隙变动量 <math>\Delta F_{\beta}</math>                      齿轮副侧隙变动公差 <math>F_{\beta}</math></p>	<p>齿轮副按规定的位置安装后, 在转动的整周期<sup>①</sup>内, 法向侧隙的最大量与最小值之差</p>
<p>齿圈轴向位移 <math>\Delta f_{AM}</math></p>  <p>齿圈轴向位移极限偏差                      上偏差 <math>+f_{AM}</math>                      下偏差 <math>-f_{AM}</math></p>	<p>齿轮装配后, 齿圈相对于滚动检查机上确定的最佳啮合位置的轴向位移量</p>
<p>齿轮副轴间距偏差 <math>\Delta f_a</math></p>  <p>齿轮副轴间距极限偏差                      上偏差 <math>+f_a</math>                      下偏差 <math>-f_a</math></p>	<p>齿轮副实际轴间距与公称轴间距之差</p>
<p>齿轮副轴交角偏差 <math>\Delta E_{\Sigma}</math>                      齿轮副轴交角极限偏差                      上偏差 <math>+E_{\Sigma}</math>                      下偏差 <math>-E_{\Sigma}</math></p>	<p>齿轮副实际轴交角与公称轴交角之差。以齿宽中点处线值计</p>

① 允许在齿面中部测量。② 齿轮副转动整周期按下式计算:  $n_2 = \frac{z_1}{X}$ , 式中  $n_2$ ——大轮转数;  $z_1$ ——小轮齿数;  $X$ ——大小轮齿数的最大公约数。

## 7.2 精度等级

(1) 标准对齿轮及齿轮副规定 12 个精度等级。第 1 级的精度最高, 第 12 级的精度最低。

(2) 将齿轮和齿轮副的公差项目分成三个公差组:

第 I 公差组 齿轮  $F'_1, F''_{\Sigma}, F_p, F_{pk}, F_r$

齿轮副  $F'_{ic}, F''_{\Sigma c}, F_{vj}$

第 II 公差组 齿轮  $f'_1, f''_{\Sigma}, f'_{pk}, f_{pt}, f_c$

齿轮副  $f'_c, f''_{\Sigma c}, f'_{pkc}, f''_{\Sigma c}, f_{AM}$

第 III 公差组 齿轮 接触斑点

齿轮副 接触斑点  $f_a$

(3) 根据使用要求, 允许各公差组选用不同的精度等级。但对齿轮副中大、小轮的同一公差组, 应规定同一精度等级。

(4) 允许工作齿面和非工作齿面选用不同的精度等级 ( $F''_{\Sigma}, F''_{\Sigma c}, f''_{\Sigma}, f''_{\Sigma c}, F_r, F_{vj}$  除外)。

## 7.3 齿轮的检验与公差

根据齿轮的工作要求和生产规模, 在以下各公差组中, 任选一个检验组评定和验收齿轮的精度等级。检验组可由订货的供需双方协商确定。

第 I 公差组的检验组:

$\Delta F'_1$  (用于 4~8 级精度);

$\Delta F''_{\Sigma}$  (用于 7~12 级精度的直齿锥齿轮; 用于 9~12 级精度的斜齿、曲线齿锥齿轮);

$\Delta F_p$  与  $\Delta F_{pk}$  (用于 4~6 级精度);

$\Delta F_p$  (用于 7~8 级精度);

$\Delta F_r$  (用于 7~12 级精度, 其中 7~8 级用于中点分度圆直径大于 1600mm 的齿轮)。

第 II 公差组的检验组:

$\Delta f'_1$  (用于 4~8 级精度);

$\Delta f''_{\Sigma}$  (用于 7~12 级精度的直齿锥齿轮; 用于 9~12 级精度的斜齿, 曲线齿锥齿轮);

$\Delta f'_{pk}$  (用于 4~8 级精度、齿线重合度  $\epsilon_{\beta}$  大于表 13-3-39 界限值的齿轮);

$\Delta f_{pk}$  与  $\Delta f_c$  (用于 4~6 级精度);

$\Delta f_{pt}$  (用于 7~12 级精度)。

第 III 公差组的检验组:

接触斑点。

表 13-3-39

$\epsilon_{\beta}$  的界限值

第 III 公差组精度等级	4~5	6~7	8
纵向重合度 $\epsilon_{\beta}$ 界限值	1.35	1.55	2.0

## 7.4 齿轮副的检验与公差

(1) 齿轮副精度包括 I、II、III 公差组和侧隙四方面要求。当齿轮副安装在实际装置上时, 应检验安装误差项目  $\Delta f_{AM}, \Delta f_a, \Delta E_{\Sigma}$ 。

(2) 根据齿轮副的工作要求和生产规模, 在以下各公差组中, 任选一个检验组评定和验收齿轮副的精度。检验组可由订货的供需双方确定。

第 I 公差组的检验组:

$\Delta F'_{ic}$  (用于 4~8 级精度);

$\Delta F''_{\Sigma c}$  (用于 7~12 级精度的直齿锥齿轮副; 用于 9~12 级精度的斜齿、曲线齿锥齿轮副);

$\Delta F_{vj}$  (用于 9~12 级精度)。

第 II 公差组的检验组:

$\Delta f'_c$  (用于 4~8 级精度);

$\Delta f''_{\Sigma c}$  (用于 7~12 级精度的直齿锥齿轮副; 用于 9~12 级精度的斜齿、曲线齿锥齿轮副);



$\Delta f_{zkc}$  (用于 4~8 级精度、纵向重合度  $\epsilon_{\beta}$  大于等于表 2 界限值的齿轮副);

$\Delta f_{zsc}$  (用于 4~8 级精度、纵向重合度  $\epsilon_{\beta}$  小于表 2 界限值的齿轮副)。

第 III 公差组的检验组:

接触斑点。

### 7.5 齿轮副侧隙

(1) 标准规定齿轮副的最小法向侧隙种类为 6 种: a、b、c、d、e 和 h。最小法向侧隙值以 a 为最大, h 为零 (如图 13-3-30 所示)。最小法向侧隙种类与精度等级无关。

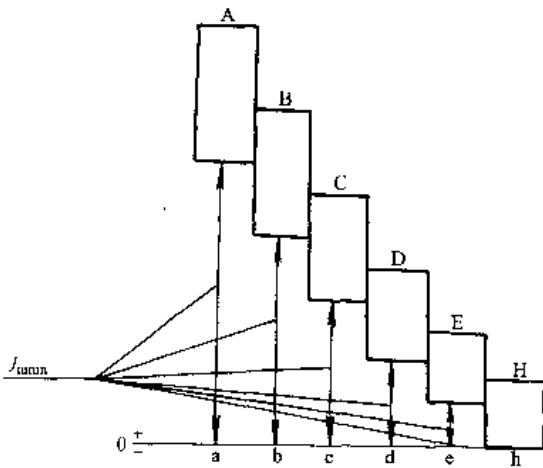


图 13-3-30 侧隙带

(2) 最小法向侧隙种类确定后, 按表 13-3-50 和表 13-3-55 查取  $E_{\Sigma}$  和  $\pm E_{\Sigma c}$ 。

(3) 最小法向侧隙  $j_{\min}$  按表 13-3-49 规定。有特殊要求时,  $j_{\min}$  可不按表 13-3-49 所列数值确定。此时, 用线性插值法由表 13-3-50 和表 13-3-55 计算  $E_{\Sigma}$  和  $\pm E_{\Sigma c}$ 。

(4) 最大法向侧隙  $j_{\max}$  按  $j_{\max} = (|E_{\Sigma 1} + E_{\Sigma 2}| + T_{\Sigma 1} + T_{\Sigma 2} + E_{\Sigma \Delta 1} + E_{\Sigma \Delta 2}) \cos \alpha_n$  规定。  $E_{\Sigma \Delta}$  为制造误差的补偿部分, 由表 13-3-52 查取。

(5) 标准规定齿轮副的法向侧隙公差种类为 5 种: A、B、C、D 和 H, 法向侧隙公差种类与精度等级有关。允许不同种类的法向侧隙公差和最小法向侧隙组合。在一般情况下, 推荐法向侧隙公差种类与最小法向侧隙种类的对应关系如图 13-3-30 所示。

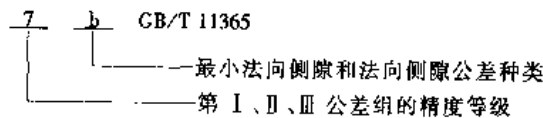
(6) 齿厚公差  $T_s$  按表 13-3-51 规定。

### 7.6 图样标注

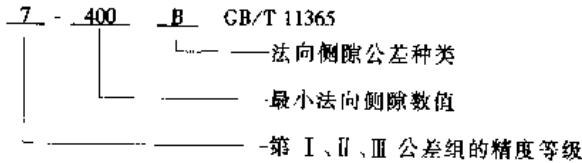
(1) 在齿轮工作图上应标注齿轮的精度等级和最小法向侧隙种类及法向侧隙公差种类的数字 (字母) 代号。

标注示例:

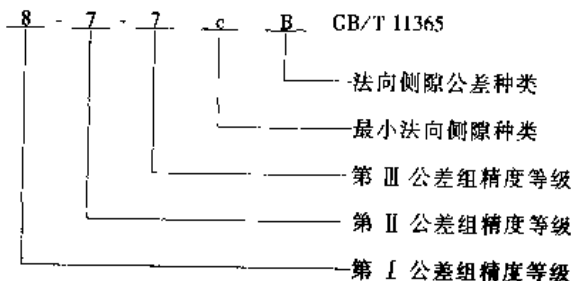
齿轮的三个公差组精度同为 7 级, 最小法向侧隙种类为 b, 法向侧隙公差种类为 B:



齿轮的三个公差组精度同为 7 级, 最小法向侧隙为 400 $\mu$ m, 法向侧隙公差种类为 B:



齿轮的第 I 公差组精度为 8 级, 第 II、III 公差组精度为 7 级, 最小法向侧隙种类为 c, 法向侧隙公差种类为 B:



## 7.7 齿轮公差与极限偏差数值

表 13-3-40 齿距累积公差  $F_p$  和  $k$  个齿距累积公差  $F_{pk}$  值 / $\mu\text{m}$ 

L/mm		精 度 等 级									
大于	到	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
—	11.2	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90	
11.2	20	6	10	16	22	32	45	63	90	125	
20	32	8	12	20	28	40	56	80	112	160	
32	50	9	14	22	32	45	63	90	125	180	
50	80	10	16	25	36	50	71	100	140	200	
80	160	12	20	32	45	63	90	125	180	250	
160	315	18	28	45	63	90	125	180	250	355	
315	630	25	40	63	90	125	180	250	355	500	
630	1000	32	50	80	112	160	224	315	450	630	
1000	1600	40	63	100	140	200	280	400	560	800	
1600	2500	45	71	112	160	224	315	450	630	900	
2500	3150	56	90	140	200	280	400	560	800	1120	
3150	4000	63	100	160	224	315	450	630	900	1250	
4000	5000	71	112	180	250	355	500	710	1000	1400	
5000	6300	80	125	200	280	400	560	800	1120	1600	

注:  $F_p$  和  $F_{pk}$  按中点分度圆弧长  $L$  查表; 查  $F_p$  时, 取  $L = \frac{1}{2}\pi a = \frac{\pi m_n z}{2\cos\beta}$ ; 查  $F_{pk}$  时, 取  $L = \frac{k\pi m_n}{\cos\beta}$  (没有特殊要求时,  $k$  值取  $z/6$  或最接近的整数)。

表 13-3-41 齿圈跳动公差  $F_r$  值 / $\mu\text{m}$ 

中点分度圆直径/mm		中点法向模数 /mm	精 度 等 级					
大于	到		7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	36	45	56	71	90	112
		$> 3.5 \sim 6.3$	40	50	63	80	100	125
		$> 6.3 \sim 10$	45	56	71	90	112	140
		$> 10 \sim 16$	50	63	80	100	120	150
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	50	63	80	100	125	160
		$> 3.5 \sim 6.3$	56	71	90	112	140	180
		$> 6.3 \sim 10$	63	80	100	125	160	200
		$> 10 \sim 16$	71	90	112	140	180	224
		$> 16 \sim 25$	80	100	125	160	200	250
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	63	80	100	125	160	200
		$> 3.5 \sim 6.3$	71	90	112	140	180	224
		$> 6.3 \sim 10$	80	100	125	160	200	250
		$> 10 \sim 16$	90	112	140	180	224	280
		$> 16 \sim 25$	100	125	160	200	250	315
		$> 25 \sim 40$	—	140	180	224	280	360
800	1600	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—
		$> 3.5 \sim 6.3$	80	100	125	160	200	250
		$> 6.3 \sim 10$	90	112	140	180	224	280
		$> 10 \sim 16$	100	125	160	200	250	315
		$> 16 \sim 25$	112	140	180	224	280	360
		$> 25 \sim 40$	—	160	200	260	315	420

续表

中点分度圆直径/mm		中点法向模数 /mm	精 度 等 级					
大于	到		7	8	9	10	11	12
1600	2500	≥1~3.5	—	—	—	—	—	—
		>3.5~6.5	—	—	—	—	—	—
		>6.3~10	100	125	160	200	250	315
		>10~16	112	140	180	224	280	355
		>16~25	125	160	200	250	315	400
		>25~40	—	190	240	300	380	480
		>40~55	—	220	280	340	450	560
2500	4000	≥1~3.5	—	—	—	—	—	—
		>3.5~6.3	—	—	—	—	—	—
		>6.3~10	—	—	—	—	—	—
		>10~16	125	160	200	250	315	400
		>16~25	140	180	224	280	355	450
		>25~40	—	224	280	355	450	560
		>40~55	—	240	320	400	530	630

表 13-3-42 周期误差的公差  $f_{pk}$  值 (齿轮副周期误差的公差  $f_{pkc}$  值) / $\mu\text{m}$

中点分度圆直径/mm		中点法向模数/mm	精 度 等 级																	
			4								5									
			齿轮在一转 (齿轮副在大轮一转) 内的周期数																	
大于	到	≥2~4	>4~8	>8~16	>16~32	>32~63	>63~125	>125~250	>250~500	>500	≥2~4	>4~8	>8~16	>16~32	>32~63	>63~125	>125~250	>250~500	>500	
—	125	≥1~6.3	4.5	3.2	2.4	1.9	1.5	1.3	1.2	1.1	1	7.1	5	3.8	3	2.5	2.1	1.9	1.7	1.6
		>6.3~10	5.3	3.8	2.8	2.2	1.8	1.5	1.4	1.2	1.1	8.5	6	4.5	3.6	2.8	2.5	2.1	1.9	1.8
125	400	≥1~6.3	6.3	4.5	3.4	2.8	2.2	1.9	1.8	1.5	1.4	10.5	7.1	5.6	4.5	3.4	3	2.8	2.4	2.2
		>6.3~10	7.1	5	4	3	2.5	2.1	1.9	1.7	1.6	11	8	6.5	4.8	4	3.2	3	2.6	2.5
400	800	≥1~6.3	8.5	6	4.5	3.6	2.8	2.5	2.2	2	1.9	13	9.5	7.1	5.6	4.5	4	3.4	3	2.8
		>6.3~10	9	6.7	5	3.8	3	2.6	2.2	2.1	2	14	10.5	8	6	5	4.2	3.6	3.2	3
800	1600	≥1~6.3	9	6.7	5	4	3.2	2.6	2.4	2.2	2	14	10.5	8	6.3	5	4.2	3.8	3.4	3.2
		>6.3~10	11	8	6	4.8	3.8	3.2	2.8	2.6	2.5	16	15	10	7.5	6.3	5.3	4.8	4.2	4
1600	2500	≥1~6.3	10.5	7.5	5.6	4.5	3.6	3	2.6	2.5	2.2	16	11	8.5	7.1	5.6	4.8	4.2	4	3.6
		>6.3~10	12	8.5	6.5	5	4	3.6	3	2.8	2.6	19	14	10.5	8	6.7	5.6	5	4.5	4.2
2500	4000	≥1~6.3	11	8	6.3	4.8	4	3.4	3	2.8	2.6	18	13	10	7.5	6.3	5.3	4.8	4.2	4
		>6.3~10	13	9.5	7.1	5.6	4.5	3.8	3.4	3	2.8	21	15	11	9	7.1	6	5.3	5	4.5

中点分度圆直径/mm		中点法向模数/mm	精 度 等 级													
			6						7							
			齿轮在一转 (齿轮副在大轮一转) 内的周期数													
大于	到	≥2~4	>4~8	>8~16	>16~32	>32~63	>63~125	>125~250	>250~500	>500	≥2~4	>4~8	>8~16	>16~32	>32~63	
—	125	≥1~6.3	11	8	6	4.8	3.8	3.2	3	2.6	2.5	17	13	10	8	6
		>6.3~10	13	9.5	7.1	5.6	4.5	3.8	3.4	3	2.8	21	15	11	9	7.1
125	400	≥1~6.3	16	11	8.5	6.7	5.6	4.8	4.2	3.8	3.6	25	18	13	10	9
		>6.3~10	18	13	10	7.5	6	5.3	4.5	4.2	4	28	20	16	12	10
400	800	≥1~6.3	21	15	11	9	7.1	6	5.3	5	4.8	32	24	18	14	11
		>6.3~10	22	17	12	9.5	7.5	6.7	6	5.3	5	36	26	19	15	12
800	1600	≥1~6.3	24	17	15	10	8	7.5	7	6.3	6	36	26	20	16	13
		>6.3~10	27	20	15	12	9.5	8	7.1	6.7	6.3	42	30	22	18	15
1600	2500	≥1~6.3	26	19	14	11	9	7.5	6.7	6.3	5.6	40	30	22	17	14
		>6.3~10	30	21	16	12	10	8	7.5	1.7	6.7	45	34	26	20	16
2500	4000	≥1~6.3	28	21	16	12	10	8	7.5	6.7	6.3	45	32	25	19	16
		>6.3~10	32	22	17	14	11	9.5	8.5	7.5	7.1	53	38	28	22	18

续表

中点分度圆直径 /mm		中点法向模数 /mm	精度等级												
			7				8								
大于	到		齿轮在一转(齿轮副在大轮 转)内的周期数												
			> 63 ~ 125	> 125 ~ 250	> 250 ~ 500	> 500	≥ 2 ~ 4	> 4 ~ 8	> 8 ~ 16	> 16 ~ 32	> 32 ~ 63	> 63 ~ 125	> 125 ~ 250	> 250 ~ 500	> 500
—	125	≥ 1 ~ 6.3	5.3	4.5	4.2	4	25	18	13	10	8.5	7.5	6.7	6	5.6
		> 6.3 ~ 10	6	5.3	5	4.5	28	21	16	12	10	8.5	7.5	7	6.7
125	400	≥ 1 ~ 6.3	7.5	6.7	6	5.6	36	26	19	15	12	10	9	8.5	8
		> 6.3 ~ 10	8	7.5	6.7	6.3	40	30	22	17	14	12	10.5	10	8.5
400	800	≥ 1 ~ 6.3	10	8.5	8	7.5	45	32	25	19	16	13	12	11	10
		> 6.3 ~ 10	10	9.5	8.5	8	50	36	28	21	17	15	13	12	11
800	1600	≥ 1 ~ 6.3	11	10	8.5	8	53	38	28	22	18	15	14	12	11
		> 6.3 ~ 10	12	11	10	9.5	63	44	32	26	22	18	16	14	13
1600	2500	≥ 1 ~ 6.3	22	11	9.5	9	56	42	30	24	20	17	15	14	13
		> 6.3 ~ 10	14	12	11	10	67	50	36	28	22	19	17	16	15
2500	4000	≥ 1 ~ 6.3	13	12	11	10	63	45	34	28	22	19	17	15	14
		> 6.3 ~ 10	15	14	12	11	71	53	40	30	25	22	19	18	16

表 13-3-43

齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$  值

/μm

中点分度圆直径/mm		中点法向模数 /mm	精度等级									
大于	到		4	5	6	7	8	9	10	11	12	
—	125	≥ 1 ~ 3.5	4	6	10	14	20	28	40	56	80	
		> 3.5 ~ 6.3	5	8	13	18	25	36	50	71	100	
		> 6.3 ~ 10	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112	
		> 10 ~ 16	—	11	17	24	34	48	67	100	130	
125	400	≥ 1 ~ 3.5	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90	
		> 3.5 ~ 6.3	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112	
		> 6.3 ~ 10	6	10	16	22	32	45	63	90	125	
		> 10 ~ 16	—	11	18	25	36	50	71	100	140	
		> 16 ~ 25	—	—	—	32	45	63	90	125	180	
400	800	≥ 1 ~ 3.5	5	8	13	18	25	36	50	71	100	
		> 3.5 ~ 6.3	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112	
		> 6.3 ~ 10	7	11	18	25	36	50	71	100	140	
		> 10 ~ 16	—	12	20	28	40	56	80	112	160	
		> 16 ~ 25	—	—	—	36	50	71	100	140	200	
		> 25 ~ 40	—	—	—	—	63	90	125	180	250	
800	1600	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		> 3.5 ~ 6.3	—	10	16	22	32	45	63	90	125	
		> 6.3 ~ 10	7	11	18	25	36	50	71	100	140	
		> 10 ~ 16	—	13	20	28	40	56	80	112	160	
		> 16 ~ 25	—	—	—	36	50	71	100	140	200	
		> 25 ~ 40	—	—	—	—	63	90	125	180	250	
1600	2500	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		> 6.3 ~ 10	8	13	20	28	40	56	80	112	160	
		> 10 ~ 16	—	14	22	32	45	63	90	125	180	
		> 16 ~ 25	—	—	—	40	56	80	112	160	224	
		> 25 ~ 40	—	—	—	—	71	100	140	200	280	
2500	4000	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		> 6.3 ~ 10	—	—	—	32	—	—	—	—	—	
		> 10 ~ 16	—	16	25	36	50	71	100	140	200	
		> 16 ~ 25	—	—	—	40	56	80	112	160	224	
		> 25 ~ 40	—	—	—	—	71	100	140	200	280	
> 40 ~ 55	—	—	—	—	95	140	180	280	400			

表 13-3-44

齿形相对误差的公差  $f_c$  值/ $\mu\text{m}$ 

中点分度圆直径/mm		中点法向模数 /mm	精 度 等 级				
大于	到		4	5	6	7	8
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	3	4	5	8	10
		$> 3.5 \sim 6.3$	4	5	6	9	13
		$> 6.3 \sim 10$	4	6	8	11	17
		$> 10 \sim 16$	—	7	10	15	22
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	4	5	7	9	13
		$> 3.5 \sim 6.3$	4	6	8	11	15
		$> 6.3 \sim 10$	5	7	9	13	19
		$> 10 \sim 16$	—	8	11	17	25
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	22	34
		$> 3.5 \sim 6.3$	5	6	9	12	18
		$> 6.3 \sim 10$	5	7	10	14	20
		$> 10 \sim 16$	6	8	11	16	24
800	1600	$> 16 \sim 25$	—	9	13	20	30
		$> 25 \sim 40$	—	—	—	25	38
		$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	53
		$> 3.5 \sim 6.3$	6	9	13	19	28
1600	2500	$> 6.3 \sim 10$	7	10	14	21	32
		$> 10 \sim 16$	—	11	16	25	38
		$> 16 \sim 25$	—	—	—	30	48
		$> 25 \sim 40$	—	—	—	—	60
1600	2500	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—
		$> 6.3 \sim 10$	9	13	19	28	45
		$> 10 \sim 16$	—	14	21	32	50
2500	4000	$> 16 \sim 25$	—	—	—	38	56
		$> 25 \sim 40$	—	—	—	—	71
		$> 40 \sim 55$	—	—	—	—	90
		$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—
2500	4000	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—
		$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	—	—
		$> 10 \sim 16$	—	18	28	42	61
		$> 16 \sim 25$	—	—	—	48	75
2500	4000	$> 25 \sim 40$	—	—	—	—	90
		$> 40 \sim 55$	—	—	—	—	105

表 13-3-45

齿轮副轴交角综合公差  $F_{Dc}''$  值/ $\mu\text{m}$ 

中点分度圆直径/mm		中点法向模数 /mm	精 度 等 级					
大于	到		7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	67	85	110	130	170	200
		$> 3.5 \sim 6.3$	75	95	120	150	190	240
		$> 6.3 \sim 10$	85	105	130	170	220	260
		$> 10 \sim 16$	100	120	150	190	240	300
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	100	125	160	190	250	300
		$> 3.5 \sim 6.3$	105	130	170	200	260	340
		$> 6.3 \sim 10$	120	150	180	220	280	360
		$> 10 \sim 16$	130	160	200	250	320	400
2500	4000	$> 16 \sim 25$	150	190	220	280	375	450

续表

中点分度圆直径/mm		中点法向模数 /mm	精 度 等 级					
大于	到		7	8	9	10	11	12
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	130	160	200	260	320	400
		$> 3.5 \sim 6.3$	140	170	220	280	340	420
		$> 6.3 \sim 10$	150	190	240	300	360	450
		$> 10 \sim 16$	160	200	260	320	400	500
		$> 16 \sim 25$	180	240	280	360	450	560
		$> 25 \sim 40$	—	280	340	420	530	670
800	1600	$\geq 1 \sim 3.5$	150	180	240	280	360	450
		$> 3.5 \sim 6.3$	160	200	250	320	400	500
		$> 6.3 \sim 10$	180	220	280	360	450	560
		$> 10 \sim 16$	200	250	320	400	500	600
		$> 16 \sim 25$	—	280	340	450	560	670
		$> 25 \sim 40$	—	320	400	500	630	800
1600	2500	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—	—
		$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	—	—	—
		$> 10 \sim 16$	—	—	—	—	—	—
		$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	—	—
		$> 25 \sim 40$	—	—	—	—	—	—
2500	4000	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—
		$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—	—
		$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	—	—	—
		$> 10 \sim 16$	—	—	—	—	—	—
		$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	—	—
		$> 25 \sim 40$	—	—	—	—	—	—
		$> 40 \sim 55$	—	—	—	—	—	

表 13-3-46

侧隙变动公差  $F_{vj}$  值/ $\mu\text{m}$ 

直径/mm		中点法向模数 /mm	精 度 等 级			
大于	到		9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	75	90	120	150
		$> 3.5 \sim 6.3$	80	100	130	160
		$> 6.3 \sim 10$	90	120	150	180
		$> 10 \sim 16$	105	130	170	200
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	110	140	170	200
		$> 3.5 \sim 6.3$	120	150	180	220
		$> 6.3 \sim 10$	130	160	200	250
		$> 10 \sim 16$	140	170	220	280
		$> 16 \sim 25$	160	200	250	320
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	140	180	220	280
		$> 3.5 \sim 6.3$	150	190	240	300
		$> 6.3 \sim 10$	160	200	260	320
		$> 10 \sim 16$	180	220	280	340
		$> 16 \sim 25$	200	250	300	380
		$> 25 \sim 40$	240	300	380	450



表 13-3-48

齿轮副齿频周期误差的公差  $f_{zcc}$  值/ $\mu\text{m}$ 

齿 数		中点法向模数 / $\text{mm}$	精 度 等 级				
大于	到		4	5	6	7	8
—	16	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	6.7	10	15	22
		$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	8	12	18	28
		$> 6.3 \sim 10$	6.7	10	14	22	32
16	32	$\geq 1 \sim 3.5$	5	7.1	10	16	24
		$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	8.5	13	19	28
		$> 6.3 \sim 10$	7.1	11	16	24	34
		$> 10 \sim 16$	—	13	19	28	42
32	63	$\geq 1 \sim 3.5$	5	7.5	11	17	24
		$> 3.5 \sim 6.3$	6	9	14	20	30
		$> 6.3 \sim 10$	7.1	11	17	24	36
		$> 10 \sim 16$	—	14	20	30	45
63	125	$\geq 1 \sim 3.5$	5.3	8	12	18	25
		$> 3.5 \sim 6.3$	6.7	10	15	22	32
		$> 6.3 \sim 10$	8	12	18	26	38
		$> 10 \sim 16$	—	15	22	34	48
125	250	$\geq 1 \sim 3.5$	5.6	8.5	13	19	28
		$> 3.5 \sim 6.3$	7.1	11	16	24	34
		$> 6.3 \sim 10$	8.5	13	19	30	42
		$> 10 \sim 16$	—	16	24	36	53
250	500	$\geq 1 \sim 3.5$	6.3	9.5	14	21	30
		$> 3.5 \sim 6.3$	8	12	18	28	40
		$> 6.3 \sim 10$	9	15	22	34	48
		$> 10 \sim 16$	—	18	28	42	60
500	—	$\geq 1 \sim 3.5$	7.1	11	16	24	34
		$> 3.5 \sim 6.3$	9	14	21	30	45
		$> 6.3 \sim 10$	11	14	25	38	56
		$> 10 \sim 16$	—	21	32	48	71

注: 1. 表中齿数为齿轮副中大轮齿数。

2. 表中数值用于齿线有效重合度  $\epsilon_{\beta c} \leq 0.45$  的齿轮副, 对  $\epsilon_{\beta c} > 0.45$  的齿轮副, 按以下规定压缩表值: $\epsilon_{\beta c} > 0.45 \sim 0.58$  时, 表值乘以 0.6;  $\epsilon_{\beta c} > 0.58 \sim 0.67$  时, 表值乘以 0.4; $\epsilon_{\beta c} > 0.67$  时, 表值乘以 0.3。  $\epsilon_{\beta c}$  为  $\epsilon_{\beta}$  乘以齿长方向接触斑点大小百分比的平均值。

表 13-3-49

最小法向侧隙  $j_{n\text{min}}$  值/ $\mu\text{m}$ 

中点锥距/ $\text{mm}$		小轮分锥角/ $(^\circ)$		最小法向侧隙种类					
大于	到	大于	到	h	e	d	c	b	a
—	50	—	15	0	15	22	36	58	90
		15	25	0	21	33	52	84	130
		25	—	0	25	39	62	100	160
50	100	—	15	0	21	33	52	84	130
		15	25	0	25	39	62	100	160
		25	—	0	30	46	74	120	190
100	200	—	15	0	25	39	62	100	160
		15	25	0	35	54	87	140	220
		25	—	0	40	63	100	160	250
200	400	—	15	0	30	46	74	120	190
		15	25	0	46	72	115	185	290
		25	—	0	52	81	130	210	320
400	800	—	15	0	40	63	100	160	250
		15	25	0	57	89	140	230	360
		25	—	0	70	110	175	280	440



续表

中点锥距/mm		小轮分锥角/(°)		最小法向侧隙种类					
大于	到	大于	到	h	e	d	c	b	a
800	1600	—	15	0	52	81	130	210	320
		15	25	0	80	125	200	320	500
		25	—	0	105	165	260	420	660
1600	—	—	15	0	70	110	175	280	440
		15	25	0	125	195	310	500	780
		25	—	0	175	280	440	710	1100

注：正交齿轮副按中点锥距  $R$  查表。非正交齿轮副按下式算出的  $R'$  查表：

$$R' = \frac{R}{2} (\sin 2\delta_1 + \sin 2\delta_2) \quad \text{式中 } \delta_1 \text{ 和 } \delta_2 \text{ 为小、大轮分锥角。}$$

表 13-3-50 齿厚上偏差  $E_{sa}$  值 /  $\mu\text{m}$

基本值	中点法向模数/mm	中点分度圆直径/mm											
		< 125			> 125 ~ 400			> 400 ~ 800			> 800 ~ 1600		
		分 锥 角/(°)											
		≤ 20	> 20 ~ 45	> 45	≤ 20	> 20 ~ 45	> 45	≤ 20	> 20 ~ 45	> 45	≤ 20	> 20 ~ 45	> 45
≥ 1 ~ 3.5	-20	-20	-22	-28	-32	-30	-36	-50	-45	—	—	—	
> 3.5 ~ 6.3	-22	-22	-25	-32	-32	-30	-38	-55	-45	-75	-85	-80	
> 6.3 ~ 10	-25	-25	-28	-36	-36	-34	-40	-55	-50	-80	-90	-85	
> 10 ~ 16	-28	-28	-30	-36	-38	-36	-48	-60	-55	-80	-100	-85	
> 16 ~ 25	—	—	—	-40	-40	-40	-50	-65	-60	-80	-100	-90	

系 数	最小法向侧隙种类	第 II 公差组精度等级							
		4~6	7	8	9	10	11	12	
		h	0.9	1.0	—	—	—	—	—
e	1.45	1.6	—	—	—	—	—		
d	1.8	2.0	2.2	—	—	—	—		
c	2.4	2.7	3.0	3.2	—	—	—		
b	3.4	3.8	4.2	4.6	4.9	—	—		
a	5.0	5.5	6.0	6.6	7.0	7.8	9.0		

注：1. 各最小法向侧隙种类和各精度等级齿轮的  $E_{sa}$  值，由基本值栏查出的数值乘以系数得出。

2. 当轴交角公差带相对零线不对称时， $E_{sa}$  值应作如下修正：增大轴交角上偏差时， $E_{sa}$  加上  $(E_{\Sigma_1} - |E_{\Sigma_2}|) \tan \alpha$ ；减小轴交角上偏差时， $E_{sa}$  减去  $(|E_{\Sigma_1}| - E_{\Sigma_2}) \tan \alpha$ 。式中： $E_{\Sigma_1}$ ——修改后的轴交角上偏差； $E_{\Sigma_2}$ ——修改后的轴交角下偏差； $E_{\Sigma}$ ——表 13-3-55 中数值。

3. 允许把大、小轮齿厚上偏差 ( $E_{sa1}$ ,  $E_{sa2}$ ) 之和重新分配在两个齿轮上。

表 13-3-51 齿厚公差  $T_s$  值 /  $\mu\text{m}$

齿圈跳动公差		法向侧隙公差种类					
大于	到	H	D	C	B	A	
—	8	21	25	30	40	52	
8	10	22	28	34	45	55	
10	12	24	30	36	48	60	
12	16	26	32	40	52	65	
16	20	28	36	45	58	75	
20	25	32	42	52	65	85	
25	32	38	48	60	75	95	
32	40	42	55	70	85	110	
40	50	50	65	80	100	130	
50	60	60	75	95	120	150	
60	80	70	90	110	130	180	
80	100	90	110	140	170	220	

续表

齿圈跳动公差		法向侧隙公差种类				
大于	到	H	D	C	B	A
100	125	110	130	170	200	260
125	160	130	160	200	250	320
160	200	160	200	260	320	400
200	250	200	250	320	380	500
250	320	240	300	400	480	630
320	400	300	380	500	600	750
400	500	380	480	600	750	950
500	630	450	500	750	950	1180

表 13-3-52

最大法向侧隙 ( $j_{\text{limax}}$ ) 的制造误差补偿部分  $E_{\text{sa}}$  值/ $\mu\text{m}$ 

第 II 公差组 精度等级	中点法向模数 /mm	中点分度圆直径/mm											
		$\leq 125$			$> 125 \sim 400$			$> 400 \sim 800$			$> 800 \sim 1000$		
		分 辨 角 / ( $^{\circ}$ )											
		$\leq 20$	$> 20 \sim 45$	$> 45$	$\leq 20$	$> 20 \sim 45$	$> 45$	$\leq 20$	$> 20 \sim 45$	$> 45$	$\leq 20$	$> 20 \sim 45$	$> 45$
4~6	$\geq 1 \sim 3.5$	18	18	20	25	28	28	32	45	40	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	20	20	22	28	28	28	34	50	40	67	75	72
	$> 6.3 \sim 10$	22	22	25	32	32	30	36	50	45	72	80	75
	$> 10 \sim 16$	25	25	28	32	34	32	45	55	50	72	90	75
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	36	36	36	45	56	45	72	90	85
7	$\geq 1 \sim 3.5$	20	20	22	28	32	30	36	50	45	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	22	22	25	32	32	30	38	55	45	75	85	80
	$> 6.3 \sim 10$	25	25	28	36	36	34	40	55	50	80	90	85
	$> 10 \sim 16$	28	28	30	36	38	36	48	60	55	80	100	85
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	40	40	40	50	65	60	80	100	95
8	$\geq 1 \sim 3.5$	22	22	24	30	36	32	40	55	50	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	24	24	28	36	36	32	42	60	50	80	90	85
	$> 6.3 \sim 10$	28	28	30	40	40	38	45	60	55	85	100	95
	$> 10 \sim 16$	30	30	32	40	42	40	55	65	60	85	110	95
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	45	45	45	55	72	65	85	110	105
9	$\geq 1 \sim 3.5$	24	24	25	32	38	36	45	65	55	—	—	—
	$\geq 3.5 \sim 6.3$	25	25	30	38	38	36	45	65	55	90	100	95
	$> 6.3 \sim 10$	30	30	32	45	45	40	48	65	60	95	110	100
	$> 10 \sim 16$	32	32	36	45	45	45	48	70	65	95	120	100
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	48	48	48	60	75	70	95	120	115
10	$\geq 1 \sim 3.5$	25	25	28	36	42	40	48	65	60	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	28	28	32	42	42	40	50	70	60	95	110	105
	$> 6.3 \sim 10$	32	32	36	48	48	45	50	70	65	105	115	110
	$> 10 \sim 16$	36	36	40	48	50	48	60	80	70	105	130	110
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	50	50	50	65	85	80	105	130	125
11	$\geq 1 \sim 3.5$	30	30	32	40	45	45	50	70	65	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	32	32	36	45	45	45	55	80	65	110	125	115
	$> 6.3 \sim 10$	36	36	40	50	50	50	60	80	70	115	130	125
	$> 10 \sim 16$	40	40	45	50	55	50	70	85	80	115	145	125
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	60	60	60	70	95	85	115	145	140
12	$\geq 1 \sim 3.5$	32	32	35	45	50	48	60	80	70	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	35	35	40	50	50	48	60	90	70	120	135	130
	$> 6.3 \sim 10$	40	40	45	60	60	55	65	90	80	130	145	135
	$> 10 \sim 16$	45	45	48	60	60	60	75	95	90	130	160	135
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	65	65	65	80	105	95	130	160	150





表 13-3-54

轴间距极限偏差  $\pm f_a$  值

/μm

中点锥距/mm		精 度 等 级								
大 于	到	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	50	10	10	12	18	28	36	67	105	180
50	100	12	12	15	20	30	45	75	120	200
100	200	13	15	18	25	36	55	90	150	240
200	400	15	18	25	30	45	75	120	190	300
400	800	18	25	30	36	60	90	150	250	360
800	1600	25	36	40	50	85	130	200	300	450
1600	—	32	45	56	67	100	160	280	420	630

注：表中数值用于无纵向修形的齿轮副。对纵向修形的齿轮副，允许采用低1级的  $\pm f_a$  值。

表 13-3-55

轴交角极限偏差  $\pm E_2$  值

/μm

中点锥距/mm		小轮分锥角/(°)		最小法向侧隙种类				
大 于	到	大 于	到	b, e	d	c	b	a
		—	15	7.5	11	18	30	45
	50	15	25	10	16	26	42	63
		25	—	12	19	30	50	80
50	100	—	15	10	16	26	42	63
		15	25	12	19	30	50	80
		25	—	15	22	32	60	95
100	200	—	15	12	19	30	50	80
		15	25	17	26	45	71	110
		25	—	20	32	50	80	125
200	400	—	15	15	22	32	60	95
		15	25	24	36	56	90	140
		25	—	26	40	63	100	160
400	800	—	15	20	32	50	80	125
		15	25	28	45	71	110	180
		25	—	34	56	85	140	220
800	1600	—	15	26	40	63	100	160
		15	25	40	63	100	160	250
		25	—	53	85	130	210	320
1600	—	—	15	34	66	85	140	222
		15	25	63	95	160	250	380
		25	—	85	140	220	340	530

注：1.  $\pm E_2$  的公差带位置相对于零线，可以不对称或取在一侧。

2. 表中数值用于正交齿轮副。对非正交齿轮副，取为  $\pm f_{\text{nom}}/2$ 。

3. 表中数值用于  $\alpha = 20^\circ$  的齿轮副。对  $\alpha \neq 20^\circ$  的齿轮副，表值应乘以  $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

表 13-3-56

$F'_i$ 、 $f'_i$ 、 $F'_{2\alpha}$ 、 $f'_{2\alpha}$ 、 $F'_{2c}$ 、 $f'_{2c}$  的计算公式

公差名称	计 算 式	公差名称	计 算 式
切向综合公差	$F'_i = F_p + 1.15f_c$	· 齿轴交角综合公差	$f'_{2\alpha} = 0.7f'_{2c}$
一齿切向综合公差	$f'_i = 0.8 (f_{p1} + 1.15f_c)$	齿轮副切向综合公差	$F'_i = F'_{i1} + F'_{i2}$
轴交角综合公差	$F'_{2\alpha} = 0.7F'_{2c}$	齿轮副一齿切向综合公差	$f'_{2c} = f'_{i1} + f'_{i2}$

① 当两齿轮的齿数比为不大于3的整数，且采用选配时，可将  $F'_{2c}$  值压缩 25% 或更多。

表 13-3-57 极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式

精度等级	$F_p$		$F_r$				$f_{pt}$		$f_c$		$f_{ur}$			$f_a$	
	$F_p = B\sqrt{d} + C$		$\frac{1}{Am_n + B\sqrt{d}} + C$		$\frac{2}{Am_n + B\sqrt{d}} + C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$		$0.84 (Am_n + Bd + C)$		$Am_n B + ZC$			$A\sqrt{0.3R} + C$	
	$F_{pk} - 0.8B\sqrt{L} + C$		$B = 0.25A$		$B = 1.4A$		$B = 0.25A$		$B = 0.0125A$						
	B	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	B	C	A	C
4	1.25	2.5	0.9	11.2	0.4	4.8	0.25	3.15	0.21	3.4	2.5	0.315	0.115	0.94	4.7
5	2	4	1.4	18	0.63	7.5	0.4	5	0.34	4.2	3.46	0.349	0.123	1.2	6
6	3.15	6	2.24	28	1	12	0.63	8	0.53	5.3	5.15	0.344	0.126	1.5	7.5
7	4.45	9	3.15	40	1.4	17	0.9	11.2	0.84	6.7	7.69	0.348	0.125	1.87	9.45
8	6.3	12.5	4	50	1.75	21	1.25	16	1.34	8.4	9.27	0.185	0.072	3	15
9	9	18	5	63	2.2	26.5	1.8	22.4	2.1	13.4	—	—	—	4.75	24
10	12.5	25	6.3	80	2.75	33	2.5	31.5	3.35	21	—	—	—	7.5	37.5
11	17.5	35.5	8	100	3.44	41.5	3.55	45	5.3	34	—	—	—	12	60
12	25	50	10	125	4.3	51.5	5	63	8.4	53	—	—	—	19	94.5

$F_{v1} = 1.36F_r$ ,  $f_{ak} = f_{akc} = (K^{-0.6} + 0.13) F_r$  (按高1级的  $F_r$  值计算);

$\pm f_{AM} = \frac{R_{coa}\delta}{8m_n} f_{pt}$ ;  $F_{Zc} = 1.96F_r$ ;  $f_{Zc} = 1.96f_{pt}$

注: 1. 符号含义:  $d$ ——中点分度圆直径;  $m_n$ ——中点法向模数;  $z$ ——齿数;  $L$ ——中点分度圆弧长;  $R$ ——中点锥距;  $\delta$ ——分锥角;  $K$ ——齿轮在一转(齿轮副在大轮一转)内的周期数(适于  $f_{ak}$ 、 $f_{akc}$ );  
2.  $F_r$  值, 取表中关系式 1 和关系式 2 计算所得的较小值。

表 13-3-58 接触斑点

精度等级	4~5	6~7	8~9	10~12
沿齿长方向/%	60~80	50~70	35~65	25~55
沿齿高方向/%	65~85	55~75	40~70	30~60

注: 1. 表中数值范围用于齿面修形的齿轮。对齿面不作修形的齿轮, 其接触斑点大小不小于其平均值。  
2. 接触斑点的形状、位置和大小, 由设计者根据齿轮的用途、载荷和轮齿刚性及齿线形状特点等条件自行规定, 对齿面修形的齿轮, 在齿面大端、小端和齿顶边缘处, 不允许出现接触斑点。

### 7.8 齿坯公差

表 13-3-59 齿坯尺寸公差

精度等级	4	5	6	7	8	9	10	11	12
轴径尺寸公差	IT4	IT5		IT6		IT7			
孔径尺寸公差	IT5	IT6		IT7		IT8			
外径尺寸极限偏差	0 -IT7	0 -IT8		0 -IT9					

注: 当三个公差组精度等级不同时, 公差值按最高的精度等级查取。

表 13-3-60 齿坯顶锥母线跳动和基准端面跳动公差

/μm

跳动公差		大于	到	精度等级			
				4	5~6	7~8	9~12
顶锥母线 跳动公差	外径 /mm	—	30	10	15	25	50
		30	50	12	20	30	60
		50	120	15	25	40	80
		120	250	20	30	50	100
		250	500	25	40	60	120
		500	800	30	50	80	150
		800	1250	40	60	100	200
		1250	2000	50	80	120	250
		2000	3150	60	100	150	300
		3150	5000	80	120	200	400

续表

跳动公差		大小	到	精度等级			
				4	5~6	7~8	9~12
基准端面 跳动公差	基准端面 直径 /mm	—	30	4	6	10	15
		30	50	5	8	12	20
		50	120	6	10	15	25
		120	250	8	12	20	30
		250	500	10	15	25	40
		500	800	12	20	30	50
		800	1250	15	25	40	60
		1250	2000	20	30	50	80
		2000	3150	25	40	60	100
		3150	5000	30	50	80	120

注：当三个公差组精度等级不同时，公差值按最高的精度等级查取。

表 13-3-61 齿坯轮冠距和顶锥角极限偏差

中点法向模数/mm	轮冠距极限偏差/ $\mu\text{m}$	顶锥角极限偏差/(')
$\leq 1.2$	0 -50	+15 0
$> 1.2 \sim 10$	0 -75	+8 0
$> 10$	0 -100	+8 0

### 7.9 应用示例

已知正交弧齿锥齿轮副：齿数  $z_1 = 30$ ；齿数  $z_2 = 28$ ；中点法向模数  $m_n = 2.7376\text{mm}$ ；中点法向压力角  $\alpha_n = 20^\circ$ ；中点螺旋角  $\beta = 35^\circ$ ；齿宽  $b = 27\text{mm}$ ；精度等级 6-7-6C GB 11365。该齿轮副的各项公差或极限偏差见表 13-3-62。

表 13-3-62 锥齿轮精度示例 / $\mu\text{m}$

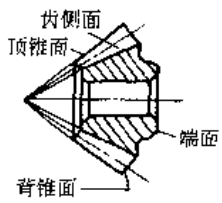
检验对象	项目名称	代号	公差或极限偏差		说明	
			大轮	小轮		
齿 轮	切向综合公差	$F'_i$	41		$F'_i = F_p + 1.15f_c$	
	齿距累积公差	$F_p$	32		按表 13-3-40	
	k 个齿轮累积公差	$F_{pk}$	25		按表 13-3-40	
	一齿切向综合公差	$f_i$	19		$f_i = 0.8 (f_p + 1.15f_c)$	
	周期误差的公差	$f_{\Delta}$	17	$\geq 2 \sim 4$		周期数 K 齿线重合度 $e_\beta$ 大于表 13-3-39 界限值，按表 13-3-42 选取
			13	$> 4 \sim 8$		
			10	$> 8 \sim 16$		
			8	$> 16 \sim 32$		
			6	$> 32 \sim 63$		
			5.3	$> 63 \sim 125$		
			4.5	$> 125 \sim 250$		
			4.2	$> 250 \sim 500$		
	4	$> 500$				
齿距极限偏差	$\pm f_p$	$\pm 14$		按表 13-3-43		
齿形相对误差的公差	$f_c$	8		按表 13-3-44		
齿厚上偏差	$E_{sa}$	-59	-54	按表 13-3-50		
齿厚公差	$T_s$	52		按表 13-3-51		

续表

检验对象	项目名称	代号	公差或极限偏差		说 明	
			大轮	小轮		
内齿轮副	齿轮副切向综合公差	$F'_{ic}$	82		$F'_{ic} = F'_{i1} + F'_{i2}$	
	齿轮副—齿切向综合公差	$f'_{ic}$	38		$f'_{ic} = f'_{i1} + f'_{i2}$	
	齿轮副周期误差的公差	$f_{akc}$	同 $f_{ak}$		按表 13-3-42	
	接触斑点	沿齿长		50% ~ 70%		按表 13-3-58
		沿齿高		55% ~ 75%		
		最小法向侧隙	$j_{\min}$	74		按表 13-3-49
	最大法向侧隙	$j_{\max}$	240		$j_{\max} = (E_{s\Delta 1} + E_{s\Delta 2} + T_{\Delta 1} + T_{\Delta 2} + E_{r\Delta 1} + E_{r\Delta 2}) \cos \alpha_n$	
安装精度	齿圈轴向位移极限偏差	$\pm f_{AM}$	$\pm 24$	$+ 56$	按表 13-3-53	
	轴间距极限偏差	$\pm f_a$	$\pm 20$		按表 13-3-54	
	轴交角极限偏差	$\pm E_{\lambda}$	$\pm 32$		按表 13-3-55	

### 7.10 齿轮的表面粗糙度

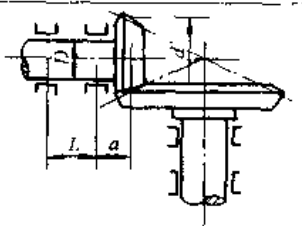
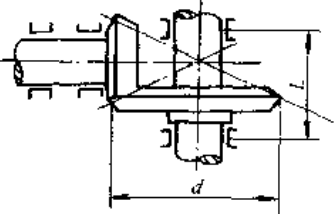
表 13-3-63

名 称	精度性质	精度等级	表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	示 意 图
内 侧 面	工作平稳性精度	7	1.6	
		8	3.2	
		9	6.3	
		10	12.5	
端 面	运动精度	8	3.2	
		9、10	6.3	
顶 锥 面		8	3.2	
		9、10	6.3	
背 锥 面		8	6.3	
		9、10	12.5	

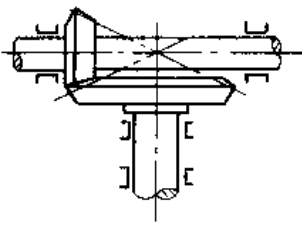
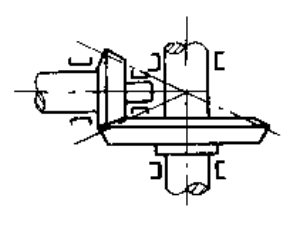
## 8 结构设计

### 8.1 锥齿轮支承结构

表 13-3-64

支承方式		简 图	特点与应用	结构参数与轴承配置
小齿轮	大齿轮			
悬臂式	悬臂式		支承刚性差, 但结构简单, 装拆方便。用于一般中、轻载传动	悬臂式 轴承距离 $L \geq 2a$ 且 $L > 0.7d$ 轴 径 $D > a$ 轴 挠度 $y < 0.025\text{mm}$ 轴承应采用轴套装入机壳内(图 13-3-31), 便于调整。圆锥滚子轴承应背靠背布置, 以增大轴承支反力作用点间的距离, 提高轴的刚度。曲线齿和斜齿锥齿轮正反转时可能产生两个方向的轴向力, 因此, 需有两个方向的轴向锁紧(图 13-3-32)
悬臂式	简支式		支承刚性好, 结构较复杂, 装拆较繁。多用于中、轻载传动, 尤其是径向力 $F_{r2} > F_{r1}$ (不计方向) 的情况	



支承方式		简 图	特点与应用	结构参数与轴承配置
小齿轮	大齿轮			
简支式	悬臂式		支承刚性好, 结构较复杂, 装拆较繁。多用于中、轻载传动, 尤其是径向力 $F_{r1} > F_{r2}$ (不计方向) 的情况	<p>轴承距离: <math>L &gt; 0.7d</math> 但应紧凑</p> <p>轴挠度: <math>y &lt; 0.025\text{mm}</math></p> <p>小齿轮一端通常采用径向轴承支承径向力, 而另一端轴承支承径向力和轴向力 (图 13-3-33)。轴承可直接装入机壳内或用轴套装入机壳。大齿轮宜用面对面布置的圆锥滚子轴承 (图 13-3-34), 以减小轴承支反力作用点间的距离, 增加轴的刚度。轴承的距离应足够大, 以供给调整齿轮用的空间。曲线齿和斜齿锥齿轮同样需有两个方向的轴向锁紧</p>
简支式	简支式		支承刚性最好, 结构复杂, 装拆不便。用于重载和冲击大的传动	

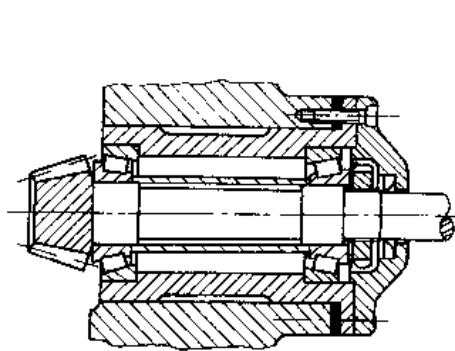


图 13-3-31

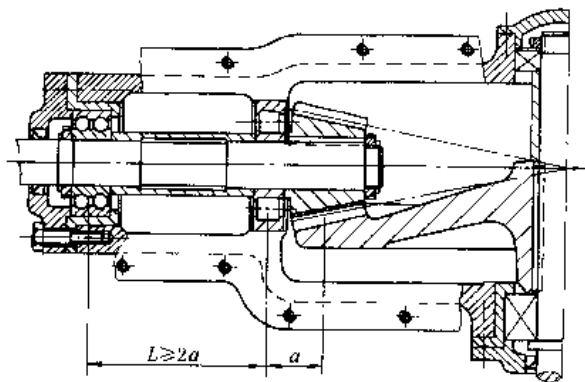


图 13-3-32

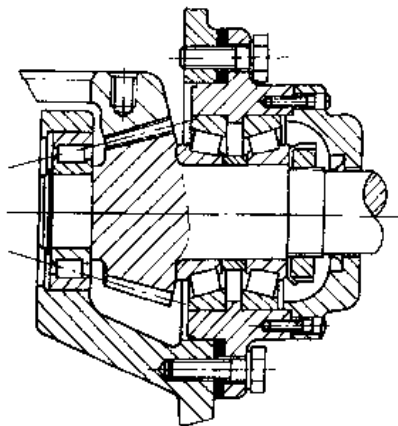


图 13-3-33

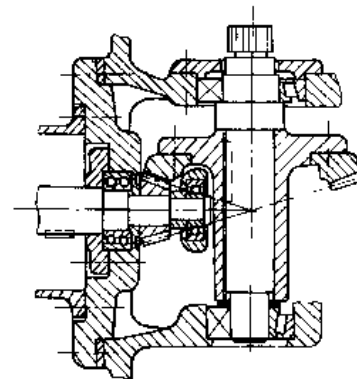
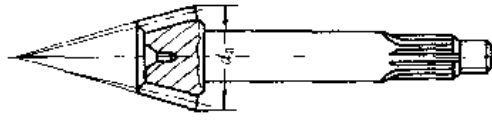
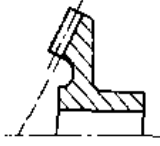
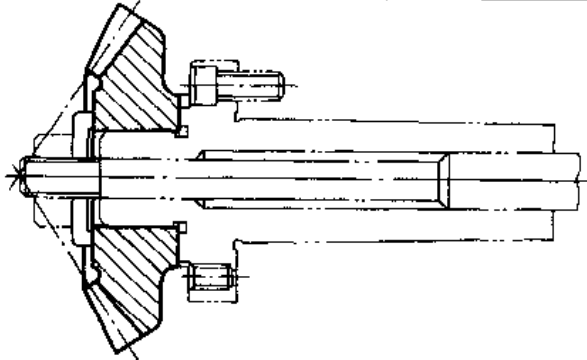
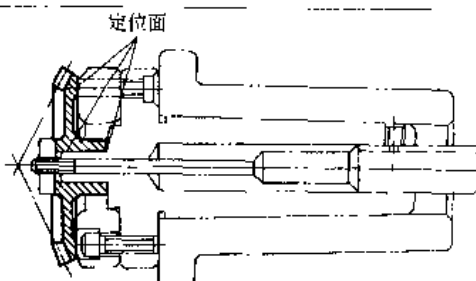
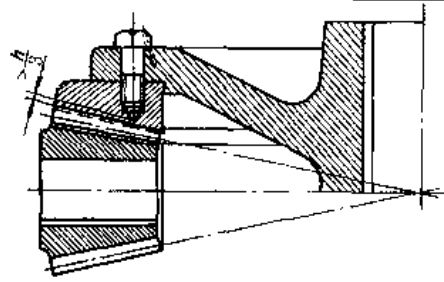
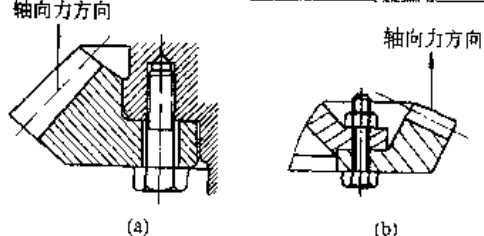


图 13-3-34

## 8.2 锥齿轮轮体结构

表 13-3-65

型式	结构图	说明
齿轮轴		<p>锥齿轮对安装精度和轴的刚度非常敏感，故小齿轮，尤其是悬臂式支承最好与轴作成一体</p> <p>齿轮轴两端应具有中心孔或外螺纹，使切齿时能可靠地固定</p>
整体齿轮 (用于齿轮直径小于180mm)		<p>曲线齿锥齿轮的轮毂与齿根的延长线不得相交，避免切齿时相碰</p>
		<p>齿轮应有足够的刚性，以保证其正常工作 and 切齿时的装夹，因此应尽可能不采用小的安装孔、薄的辐板，轴孔两端的环形凸台对增加刚度十分有效</p>
		<p>当齿轮分度圆直径是轮毂直径二倍以上时，应增设辅助支承面，以增加切齿时的刚性</p>
组合齿轮 (用于齿轮直径大于180mm)		<p>齿圈热处理变形小</p> <p>为防止螺钉松动，可用销钉锁紧（如图）</p> <p>螺孔底部与齿根间最小距离不小于 <math>\frac{h}{3}</math> (<math>h</math> 为全齿高) 常用于轴向力指向大端的场合</p>
		<p>当轴向力朝向锥顶时，为使螺钉不承受拉伸力，应按图示方向联接。a图常用于双支承式结构；b图用于悬臂式支承结构</p>

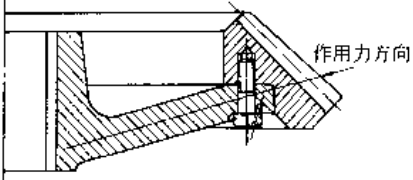
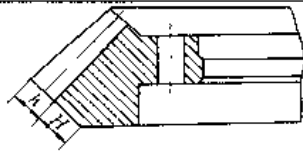
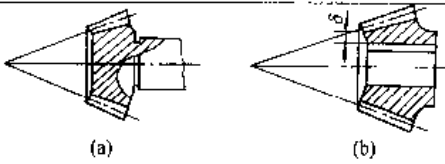
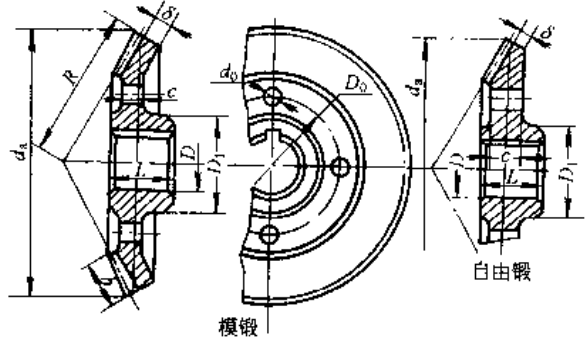
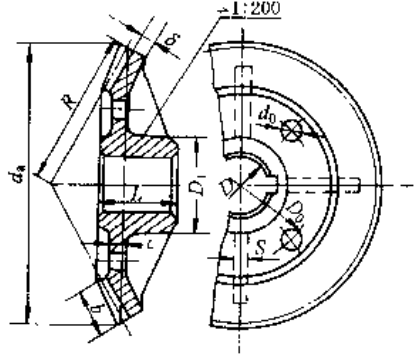
型式	结构图	说明
组合齿轮 (用于齿轮 直径大于 180mm)		<p>常用于分锥角近似为 45° 的场合 作用力方向应与轮毂辐板方向相一致， 以减小变形</p>
		<p>齿根下面的厚度 <math>H</math> 一般不应小于全齿 高，即 <math>H &gt; h</math>，通常取 <math>H = (3 \sim 4) m</math></p>

表 13-3-66

锥齿轮结构尺寸

结构图	结构尺寸
	<p>当小端齿根圆角离键槽顶部的距离 <math>\delta &lt; 1.6m</math> (<math>m</math> 为大端模数) 时 (图 b), 齿轮与轴作成整体 (图 a)</p>
	<p><math>D_1 = 1.6D</math>; <math>L = (1 \sim 1.2) D</math>  <math>\delta = (3 \sim 4) m</math>, 但不小于 10mm  <math>c = (0.1 \sim 0.17) R</math>, <math>D_0</math>、<math>d_0</math> 按结构确定</p>
	<p><math>D_1 = 1.6D</math> (铸钢)  <math>D_1 = 1.8D</math> (铸铁)  <math>L = (1 \sim 1.2) D</math>  <math>\delta = (3 \sim 4) m</math>, 但不小于 10mm  <math>c = (0.1 \sim 0.17) R</math>, 但不小于 10mm  <math>S = 0.8c</math>, 但不小于 10mm  <math>D_0</math>、<math>d_0</math> 按结构确定</p>

## 9 设计方法与产品开发设计

### 9.1 设计方法简述

(1) 随着机械产品向重载、高速、可靠、高效、低噪声和小型化方向发展，要求齿轮具有高强度、长寿命、低噪声、小体积等高传动品质。此非传统的经验方法（类比方法）所能达到的，需要用现代设计法。它是运用创造性思维和现代设计技术（优化设计，载荷谱信息反馈，有限元法，仿真法，失效诊断，可靠性设计，计算机辅助设计……），采用行之有效的新材料、新齿形、新工艺，进行设计和计算。

(2) 可以根据不同的条件, 进行手算的或机算的优化设计, 采用新材料、新齿形、新工艺。

(3) 按设计性质, 可分为新产品设计、老产品改进设计、引进产品的国产化设计三类, 其设计步骤见表 13-3-67。

表 13-3-67

一般设计步骤

有关章节	新产品设计	老产品改进设计	引进产品国产化设计
9.2	锥齿轮传动品质的分析		
1.8	选 型	测 绘	
6.1	初步设计	改进设计	国产化设计
3	几 何 计 算		
5	强 度 校 核		
8	绘 图		

## 9.2 锥齿轮传动品质的分析

锥齿轮传动品质分析是锥齿轮设计的第一步。例如: 对新产品设计, 要分析用户提出的功能、外观和成本要求; 对老产品改进, 要分析用户反馈回来的传动品质问题。可从以下五个方面进行分析。

### (1) 锥齿轮的损伤分析

锥齿轮的损伤形式, 有与圆柱齿轮传动共同的地方, 如点蚀、片蚀、胶合、断齿、磨损和塑性变形等。另一方面, 由于大小端参数不同和轴相交的特点, 常有小端压溃、干涉、大端断轴, 小端轮缘裂开等特殊损伤。需要根据锥齿轮的特点认真分析, 以便对症下药。资料 [7] 有比较好的分析损伤的思路, 可供参考。

### (2) 分析锥齿轮的精度

主要是超差问题, 有的是切齿时产生的, 有的是热处理变形引起的。前者要靠技术工人的经验; 后者要找到规律性。从设计角度, 要注意结构的刚性和匀称性。

### (3) 分析锥齿轮的结构

主要分析支承刚性 (参看 8.1 节) 和结构强度的薄弱环节。后者可参看资料 [7] 中“改善轮体薄弱部位的设计”一节。为避免轮体薄弱环节的损伤, 有时可以在其他非关键零件中有意设薄弱环节或加安全、卸载装置。

对于锥齿轮副的两体结构 (一个锥齿轮轴在甲部件, 另一个配对锥齿轮在乙部件), 在大修后将会发生微小的锥顶点分离 (例如偏移距  $E = 1\text{mm}$ )。此时, 若按相交轴传动设计, 就得不到正确的啮合, 必须用“微偏轴齿轮”代替锥齿轮。对此, 可参考资料 [7] 中“微偏轴齿轮设计”一章。

### (4) 分析锥齿轮的齿形

例如是否有根切、齿顶变尖、过切、重切等。可参考资料 [7] 中“关于保证齿形完整性的质量要求”一节。

### (5) 分析锥齿轮传动的啮合性能

如不出现干涉, 磨损低, 等弯曲强度, 节点区双齿对啮合, 低比滑等。对此, 可参考资料 [7] 中“关于改进齿面强度方面的质量指标”一节。

在改进传动性能的各种技术措施中, 最省事、最经济的办法往往是改进设计。例如对于噪声高的齿轮, 如果采用磨齿, 既增加费用又费时, 但如果从设计方面改用高重合度锥齿轮 (见 9.5 节), 就会在不用磨齿的情况下得到低噪声齿轮。

## 9.3 锥齿轮设计的选型

### (1) 常规设计的选型

改进设计就是在原机械结构条件下 (一般不变更齿轮箱结构) 对原齿轮设计进行设计参数方面的改变, 以获得更好的传动品质 (如增大承载能力, 加快速度, 延长寿命, 降低噪声, 对齿轮轮体结构的薄弱环节加以改进等), 也可说是有条件的选型。

国产化设计就是在国内材料质量和工艺条件下, 将引进齿轮设计加以必要的改变, 使国产齿轮的传动品质, 与原国家产品齿轮媲美。除了英制改公制和选择相当的国产材料等工作以外, 主要是由于国产材料 (含热处理规定) 的性能比国外相当材料的性能差, 因而使国产齿轮在同等尺寸、同等精度条件下强度降低, 寿命缩短, 为此要作补救措施。例如选用优质材料, 提高制造精度, 改进设计以提高强度。前二者措施将提高成本, 后者如获成

功则是物美价廉的理想措施, 这措施也可看作是设计强化的选型。

下面提出一些选型设计参考资料 (见表 13-3-68 ~ 表 13-3-71)。

表 13-3-68 锥齿轮类型的选择

锥 齿 轮 类 型		直 齿	斜 齿	曲 齿
特 征	强度比	弱 ( $d_1 = 100$ )	中 ( $d_1 = 83 \sim 90$ )	强 ( $d_1 = 80 \sim 83$ ) <sup>①</sup>
	噪 声	高	中	低
	加工费用	低 (刨齿)		高 (铣齿)
	速 度	低 速	中 速	高 速
	轴 向 力	安全 (离开锥顶)	选择得当, 主传动可离开锥顶	

① 根据实践, 曲齿中的弧齿、外摆线齿、等高齿弧线锥齿轮的强度没有多大区别。

表 13-3-69 支承刚性的选择

支承形式	筒 支	一筒支, 一悬臂	悬 臂
刚 性	好	中	差

表 13-3-70 材料和热处理后品质的选择

钢 材	铬镍钢	铬 钢	氮化钢	调质钢	结构钢	球 铁	铸 铁
$\sigma_{Hlim}$ 比	1.88	1.47	1.3	1	0.84	0.70	0.50
$\sigma_{Flim}$ 比	1.53	1.23	1.3	1	0.77	0.67	0.25
耐冲击性	很高	高	中	低	很低		
耐磨性	很高	高	中	低	中		
热后变形	较小	较大	小	中			
价格比	4	2	3	1	0.7	0.5	0.3
用途 (推荐)	很重要的传动、重载高速传动	重要传动 (带冲击)、重载传动	重要传动 (平稳性)、中载传动	一般传动、轻载传动、辅助传动	不重要传动、轻载传动		
用例	飞机坦克舰船	汽车、卡车工程机械内燃机车	矿山机械、冶金机械机床、纺织机械	农用机械、轻工机械	农用机械、食品机械		

表 13-3-71 按载荷大小选择材料

材 料	低碳钢		中碳钢		球墨铸铁	灰铸铁
级别	1	2~4	5~6	7	8	9
综合强度比	5	4	3	2.3	2	1
齿面硬度	硬		中硬			
计算载荷	重载: $T_c > 10000N \cdot m, m > 12$		中载: $T_c > 500 \sim 10000N \cdot m, m > 3 \sim 12$		轻载: $T_c < 500N \cdot m, m < 3$	

(2) 改进设计的选型

推荐采用新型非零变位锥齿轮, 它有下列五个优点, 见表 13-3-72。

表 13-3-72 在相同制造精度、相同材料热处理、相同模数条件下的对比

传动性能	长寿命	高强度	低噪声	小体积	大齿数比	齿廓对照
世界各国通用	1	1	A (dB)	1	< 8	零传动
本发明技术	> 1.5	> 1.2	A-2	< 2/3	> 8	正传动
专利号	8476	8571	8477			
	正传动	负传动	小型传动			

并可在现有的任何锥齿轮加工机床和刀具用单面法或双面法 (要特有的切齿调整数据) 展成切出新齿形, 不必另做工艺装备投资, 故极易推广。

1) 正传动的的设计模型—— $x_1 + x_2 > 0$

- ① 它可以增大压力角  $\Delta\alpha$ , 提高接触强度;
  - ② 它可以增加齿厚  $\Delta s$ , 提高抗磨损能力;
  - ③ 它可以降低滑动率  $\eta$ , 提高抗胶合能力;
  - ④ 它可以增加齿根齿厚  $\Delta s_f$ , 提高弯曲强度;
  - ⑤ 提高 4 种强度, 提高结合强度, 延长寿命。
- 在等强度下, 可减小体积; 或在同体积下, 可提高综合强度。

- a. 用于工程机械: 拖拉机、装载机、压路机。
- b. 用于内燃机车。
- c. 用于连续作业传动机械: 煤机、冶金机械、隧道机械、探矿机。
- d. 用于船舶: 水翼船 (V 形传动)、汽艇 (舷外机)。

2) 负传动的的设计模型—— $x_1 + x_2 < 0$

降低  $\sigma$ , 提高  $\epsilon_\gamma$ , 增加平稳性, 降低噪声。

- a. 用于立式传动机床——立式铣床。
- b. 用于室内相交轴传动装置。

3) 小型传动的的设计模型—— $x_1 + x_2 \geq x_{1\min} + x_{2\min}$ ,  $z_2 + z_1 \geq 26$

- a. 用于微型传动 (mini)。
  - b. 用于无链条自行车传动。
- 4) 用于现有各国通用锥齿轮所不能胜任的特殊要求的传动
- a. 用于少齿数传动,  $z_{\min} \leq 4$ 。
  - b. 用于大减速比传动 (一级传动代替两级传动),  $z_2/z_1 \geq 8 \sim 12$ 。
  - c. 用于小轴交角传动,  $\Sigma < 20^\circ$ 。

## 9.4 强化设计及实例

强化设计是指在相同材质、尺寸、精度下, 通过设计的方法, 达到提高强度的目的。其主要途径如下。

- 1) 采用优质材料。
- 2) 加大齿轮尺寸 (见表 13-3-24, 取较大  $d_1$  值)。
- 3) 采用先进的齿形制, 例如采用高变位  $x_1 > 0$ , 强化较弱的小齿轮; 用正传动变位代替零传动的高变位 ( $x_2$  不必取负值, 而是大幅度地加大  $x_1$ , 如  $x_1 > 1$ )<sup>[11]</sup>。

其中第三种办法是比较可取的办法。

强化设计可有三种效果: ① 体积不变, 增大强度; ② 强度不变, 缩小体积; ③ 既增大强度, 又缩小体积。实例如下。

已知: 有一中型轮式拖拉机中央传动的曲齿锥齿轮, 传递额定转矩  $T_1 = 572 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $\beta_m = 5.5^\circ$ ,  $u = 3.77$ 。由多缸柴油机驱动, 齿轮用 20CrMnTi 渗碳淬火, 齿面硬度 58 ~ 62HRC, 齿宽系数  $\phi_k \approx \frac{1}{4}$ , 小齿轮轴悬臂支承, 大齿轮轴双跨支承。需作强化抗点蚀能力和延长工作寿命的设计。

设计步骤如下:

(1) 按初步设计及表 13-3-26 节点区双对齿啮合设计

$$z_b \geq 0.85, K_A = 1.5, K_B = 1.5, \sigma_{H\lim} = 1500 \text{ N/mm}^2, e = 1100, \Sigma = 90^\circ$$

$$d_{H1} \geq e Z_b Z_f \left[ \frac{K_A K_B T_1 \sin \Sigma}{u (\sigma_{H\lim})^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 1100 \times 0.85 \times 1.735 \times \left[ \frac{1.5 \times 1.5 \times 572 \times \sin 90^\circ}{3.77 \times 1500^2} \right]^{\frac{1}{3}} \approx 86.688 \text{ mm}$$

(2) 选定齿数  $z$  和模数  $m$

最少齿数的选择, 见表 13-3-74, 选  $z_1 = 13$ , 则  $z_2 = uz_1 = 49.01$ , 取  $z_2 = 49$ 。

$$m = \frac{d_{H1}}{z_1} = \frac{86.688}{13} = 6.6683 \text{ mm}$$

(3) 选择变位系数

本例属非零正传动,  $x_b > 0$ 。由于受壳体体积限制, 采用  $\Delta r$  式中的“小式”。用 4 个独立的设计变量  $x_1, x_2, x_{11}, x_{22}$  作为优

化设计的主体。目标函数可选为节点区经常存在双对齿参加啮合, 实现既增大强度, 又缩小体积的效果。取  $\delta_1' > 0.15$  (参看图 13-3-21)。

本例的螺旋角  $\beta_m = 5.5^\circ$ , 接近于零度齿锥齿轮。可借用直齿锥齿轮的封闭图 (如图 13-3-21) 取  $x_1 = 0.8$ ,  $x_2 = 0.3$ ;  $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 1.1 > 0$ 。

切向变位无现成的封闭图可借用, 只能估算。由于  $x_1 = 0.8$  使小齿轮齿顶趋于变尖, 可用切向止变位使之加厚, 取  $x_1 = 0.2$ 。

$x_2$  由另一条件确定, 即弯曲强度平衡  $Y_1 = KY_2$ , 或保持标准齿全高, 即  $\sigma = 0$ 。本例采用  $\sigma = 0$ , 可得  $x_2 = x_\Sigma - x_1 = 0.0312 - 0.2 = -0.1688$ 。

(4) 按新齿形制进行几何计算

其结果见表 13-3-21。

(5) 强度验算

按 6.2 节进行, 可按国标 GB/T 10062—1988 公式验算。也可按美国标准 ANSI/AGMA 2003-A86 公式验算, 见 [7], 齿面接触强度验算如下。

由表 13-3-29 计算接触应力

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_K \times \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_{tm}}{b_{eff} a_{int}}} \times \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u^2}}$$

1) 节点区域系数  $Z_H$ ——查图 13-3-27 或按下式计算。

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta_h}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_{w1}}}$$

$$\beta_b \approx \beta_{hm} \approx \arcsin [\sin \beta_m \cos \alpha_0] = \arcsin [\sin 5.5^\circ \cos 20^\circ] \approx 5.1674^\circ$$

$$\alpha_t \approx \alpha_m = 20.085^\circ \quad \alpha_{w1} \approx \alpha'_{wm} = 21.6913^\circ$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 5.1674^\circ}{\cos^2 20.085^\circ \tan 21.6913^\circ}} = 2.383$$

2) 弹性系数  $Z_E$ , 由表 13-1-105 查得, 钢对钢,  $Z_E = 189.3 \sqrt{N/mm^2}$

3) 重合度系数  $Z_\epsilon$ , 由表 13-3-30

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha) (1 - \epsilon_\beta)}{3} + \frac{\epsilon_\alpha}{\epsilon_\alpha}}$$

$$m_n = \frac{R_m}{R} m = \frac{145.85}{170.85} \times 6.6683 = 5.6925 \text{ mm}$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b_{eff} \tan \beta_m}{\pi m_n} = \frac{0.85 \times 50 \tan 5.5^\circ}{\pi \times 5.6925} = 0.229 < 1$$

$$r_{amv1} = \frac{R_m d_{a1}}{2R \cos \delta_1} = \frac{145.85 \times 109.89}{2 \times 170.85 \times \cos 14^\circ 52'} = 48.529 \text{ mm}$$

$$r_{amv2} = \frac{R_m d_a}{2R \cos \delta_2} = \frac{145.85 \times 331.19}{2 \times 170.85 \times \cos 75^\circ 8'} = 550.975 \text{ mm}$$

$$r_{bmvl} = \frac{R_m d_1 \cos \alpha_m}{2R \cos \delta_1} = \frac{145.85 \times 86.688 \times \cos 20.085^\circ}{2 \times 170.85 \times \cos 14^\circ 52'} = 35.955 \text{ mm}$$

$$r_{bmvs} = \frac{R_m d_2 \cos \alpha_m}{2R \cos \delta_2} = \frac{145.85 \times 326.747 \times \cos 20.085^\circ}{2 \times 170.85 \times \cos 75^\circ 8'} = 510.525 \text{ mm}$$

$$g_{am} = \sqrt{r_{amv1}^2 - r_{bmvl}^2} + \sqrt{r_{amv2}^2 - r_{bmvs}^2} - (r_{bmvl} + r_{bmvs}) \tan \alpha'_m = 22.4 \text{ mm}$$

$$p_m \approx \pi m_n \cos \alpha_m = \pi \times 5.6925 \times \cos 20.085^\circ = 16.8 \text{ mm}$$

$$\epsilon_\alpha = g_{am} / p_m = 22.4 / 16.8 = 1.33$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - 1.33) \times (1 - 0.229)}{3} + \frac{0.229}{1.33}} = 0.926$$

- 4) 螺旋角系数  $Z_{\beta} = \sqrt{\cos\beta_m} = \sqrt{\cos 5.5^\circ} = 0.998$   
 5) 有效宽度  $b_{\text{eff}} = b_{\text{eF}} = 0.85b = 0.85 \times 50 = 42.5\text{mm}$   
 6) 锥内轮系数  $Z_K = 0.85$   
 7) 使用系数  $K_A = 1.5$   
 8) 齿宽中点分锥上的圆周力

$$d_{m1} = R_a d_1 / R = 74\text{mm}$$

$$F_{\text{to}} = \frac{2000T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \times 572}{74} = 15459.5\text{N}$$

- 9) 动载系数由式 (13-3-2) 即  $K_V = \sqrt{N} + 1$

$$N = 0.084 \times \frac{z_1 r_{\text{im}}}{100} \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}}$$

$$K = \frac{K_1 b_{\text{eff}}}{K_A F_{\text{to}}} + C_{\text{v3}}$$

$$n_1 = \pi z / t = \frac{2200}{3.3} = 666.67\text{r/min}$$

$$u = 3.769$$

齿宽中点分锥上的圆周速度

$$v_{\text{im}} = \pi d_{m1} n_1 / 60000 = \frac{\pi \times 74 \times 666.7}{60000} = 2.584\text{m/s}$$

$$N = 0.0273 < 0.85, \text{ 处于亚临界区.}$$

$$K_1 = 147$$

$$C_{\text{v3}} = 0.23$$

$$K = \frac{147 \times 42.5}{1.5 \times 15459.5} + 0.23 = 0.499$$

$$K_V = \sqrt{N} + 1 = 0.0273 \times 0.499 + 1 = 1.013$$

- 10) 齿向载荷分布系数  $K_{H\beta} = 1.5K_{H\beta\text{e}} = 1.5 \times 1.1 = 1.65$  ( $K_{H\beta\text{e}}$ 由表 13-3-34 查得)。  
 11) 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$ ，因  $\frac{K_A F_{\text{to}}}{b_{\text{eff}}} = 545.6\text{N/mm} > 100\text{N/mm}$ ，由表 13-3-35，得  $K_{H\alpha} = 1.4$  (8 级精度)。  
 12) 润滑剂系数  $Z_L$ ，由图 13-1-27，40 号机械油，50℃时的平均运动粘度  $\nu_{50} = 40\text{mm}^2/\text{s}$ ，对  $\sigma_{\text{Hlim}} = 1500\text{N/mm}^2 > 1200$  的淬硬钢  $Z_L \approx 0.95$ 。  
 13) 速度系数  $Z_V$ ，由图 13-1-28，当  $v_{\text{im}} > 2.58\text{m/s}$ ， $\sigma_{\text{Hlim}} > 1200\text{N/mm}^2$  时， $Z_V \approx 0.97$ 。  
 14) 粗糙度系数  $Z_R$ ，由本章 6.2 节 (8) 的图中，当  $R_{\text{a100}} \approx 3.6\mu\text{m}$ ， $\sigma_{\text{Hlim}} > 1200\text{N/mm}^2$  时， $Z_R \approx 0.98$ 。  
 15) 温度系数  $Z_T$  取为 1。  
 16) 尺寸系数  $Z_X$  取为 1。  
 17) 最小安全系数  $S_{\text{Hmin}}$ ，当失效概率为 1% 时， $S_{\text{Hmin}} = 1$ 。  
 18) 极限应力值  $\sigma_{\text{Hlim}}$ ，由图 13-1-24 20CrMnTi，齿面硬度 58~62HRC 时，按 MQ 取值， $\sigma_{\text{Hlim}} = 1500\text{N/mm}^2$ 。  
 用上述数据代入

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{H}} &= Z_H Z_E Z_{\epsilon} Z_{\beta} Z_K \times \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_{\text{to}}}{b_{\text{eff}} d_{m1}}} \times \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \\ &= 2.383 \times 189.3 \times 0.926 \times 0.998 \times 0.85 \times \sqrt{\frac{1.5 \times 1.013 \times 1.65 \times 1.4 \times 15459.5}{42.5 \times 74}} \times \frac{\sqrt{3.769^2 + 1}}{3.769} \\ &= 1496.8\text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\text{许用接触应力 } \sigma_{\text{Hsp}} = \frac{Z_L Z_V Z_R Z_X \sigma_{\text{Hlim}}}{Z_T S_{\text{Hmin}}} = \frac{0.95 \times 0.97 \times 0.98 \times 1 \times 1500}{1 \times 1} \approx 1355\text{N/mm}^2 < \sigma_{\text{H}}, \text{ 不安全。}$$

由于 ISO 公式未考虑非零变位的影响，而实际上本例采用了“节点区至少有两对齿保持啮合”，故需按表 13-3-26 进行修正，即取变位类型影响系数  $Z_b = 0.85$  修正。

$$\text{修正后 } \sigma_{\text{H}}' = Z_b \sigma_{\text{H}} = 0.85 \times 1496.8 \approx 1272\text{N/mm}^2$$

即  $S_{\text{H}} = \sigma_{\text{Hsp}} / \sigma_{\text{H}}' \approx 1.07 > S_{\text{Hmin}}$ ，故安全



内根弯曲强度验算如下 (由表 13-3-37 计算)。

齿根弯曲应力

$$\sigma_{F1,2} = \frac{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} F_{t1} Y_{Fa1,2} Y_{Sa1,2} Y_\epsilon Y_\beta Y_K}{b_{eff} m_{mm}}$$

1) 齿向载荷分布系数  $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1.65$

2) 齿间载荷分配系数  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1.4$

3) 有效宽度  $b_{eff} = b_{eH} = 0.856 = 42.5$

4) 最小安全系数  $S_{Fmin}$ 。若按国标取 1, 按失效率 1% (见表 13-1-110) (而按 DIN3991 取 1.4), 根据传动件重要程度在 1~1.4 之间选择。

5) 应力修正系数  $Y_{ST} = 2$

6) 锥齿轮系数  $Y_K = 1$

7) 中点法向模数  $m_{mn} = m_n \cos \beta_m = 5.6925 \cos 5.5^\circ \approx 5.666$

8) 齿形系数  $Y_{Fa}$ 。

$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m} \approx 13.64$ , 由图 13-3-28, 当  $x_1 = 0.8$  时,  $Y_{Fa1} = 2.03$

$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m} \approx 194$ , 由图 13-3-28, 当  $x_2 = 0.3$  时,  $Y_{Fa2} = 2.09$

9) 应力修正数  $Y_{Sa}$ 。由图 13-3-29 得,  $Y_{Sa1} = 2.03$ ,  $Y_{Sa2} = 2.14$ 。

10) 重合度系数  $Y_\epsilon$ 。由式 (13-3-7) 得

$$Y_\epsilon = \frac{1}{4} + \frac{3 \cos^2 \beta_m}{4 \epsilon_\alpha} = \frac{1}{4} + \frac{3 \cos^2 5.1674^\circ}{4 \times 1.34} = 0.805$$

11) 螺旋角系数  $Y_\beta$ 。由式 (13-3-8) 得

$$\epsilon_\beta < 1, \text{ 故 } Y_\beta = 1 - \frac{\epsilon_\beta \cdot \beta_m}{120} = 1 - \frac{0.179 \times 5.5^\circ}{120} = 0.99$$

12) 相对齿根圆角敏感系数  $Y_{dref1}$

根据图 13-1-57, 由  $Y_{Sa1} = 2.03$ , 得  $Y_{dref1} = 1.015$ ; 由  $Y_{Sa2} = 2.14$ , 得  $Y_{dref2} = 1.020$

13) 相对齿根表面状况系数  $Y_{RrefT}$

由图 13-1-123,  $Y_{RrefT} = 1.674 - 0.529 (R_k + 1)^{0.1} = 1.02$

14) 尺寸系数  $Y_X$ 。由表 13-3-36,

令  $m_{mn} = 5.55$ ,  $Y_X = 1.05 - 0.01 m_{mn} = 0.995$

15) 弯曲极限应力值  $\sigma_{Flim}$ 。由图 13-1-50 ~ 图 13-1-54, MQ 为  $\sigma_{Flim} = 470 \text{ N/mm}^2$ , MI 为  $\sigma_{Flim} = 320 \text{ N/mm}^2$ 。

考虑到我国钢材的弯曲强度偏低, 可靠性差, 建议取平均值,  $\sigma_{Flim} = 400 \text{ N/mm}^2$

又  $K_A = 1.5$ ,  $K_\beta = 1.013$ , 将上述有关值, 分别代入表 13-3-29, 可得:

小轮计算齿根应力  $\sigma_{F1} = K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} F_{t1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\epsilon Y_\beta Y_K / (b_{eff} m_{mn})$

$$= 1.5 \times 1.013 \times 1.65 \times 1.4 \times 15459.5 \times 2.03 \times 2.03 \times 0.805 \times 0.99 \times 1 / (42.5 \times 5.666) = 740 \text{ N/mm}^2$$

大轮计算齿根应力  $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{Fa2} Y_{Sa2} / (Y_{Fa1} \times Y_{Sa1}) = 740 \times 2.09 \times 2.14 / (2.03 \times 2.03) = 803 \text{ N/mm}^2$

小轮许用齿根应力  $\sigma_{F1p1} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} Y_{ST} Y_{drefT} Y_X Y_{drefT} = 400 \times 2 \times 1.02 \times 0.995 \times 1.015 / 1 = 824 \text{ N/mm}^2$

大轮许用齿根应力  $\sigma_{F2p1} = \sigma_{F1p1} \times Y_{drefT2} / Y_{drefT1} = 824 \times 1.02 / 1.015 = 828 \text{ N/mm}^2$

可见, 均通过 ( $\sigma_F < \sigma_{Fp}$ )

实际安全系数  $S_{F1} = \sigma_{F1p1} / \sigma_{F1} = 1.11$

$$S_{F2} = \sigma_{F2p1} / \sigma_{F2} = 1.03$$

## 9.5 柔化设计及实例

柔化是指在尺寸、材质、精度等不变的条件下, 通过设计, 达到传动平稳, 噪声降低。其主要途径有:

1) 选用吸振材料, 例如复合材料、塑料, 或用减振结构;

2) 减少齿轮尺寸, 以降低圆周速度;

3) 采用大重合度。例如采用长齿高制 ( $h_a^* > 1$ )、大螺旋角 (增加齿向重合度  $\epsilon_\beta$ ), 采用新型的负传动设计等。

对日用机械和轻载传动, 可采用吸振材料, 但中载以上则仍采用钢材; 减少直径可降低圆周速度, 但又引起强度的降低; 采用大螺旋角将引起轴向力的增大和齿形的歪曲程度, 一般  $\beta_m < 40^\circ$ ; 增大  $h_a^*$  将引起齿顶变尖,

一般  $h_a^* < 1.1$ 。

负传动 ( $x_1 + x_2 < 0$ ) 不但可以增加齿廓重合度  $\epsilon_\alpha$ ，而且可减少齿顶变尖程度，可将  $h_a^*$  提高得多些，使  $h_a^* > 1.1$ 。所以以“负传动+大齿高”的方案为最佳。

实例：一立式铣床，主轴头装有一对曲齿锥齿轮，经测定属主要噪声源。整机噪声超过 84dB，要求对此锥齿轮进行改进设计，使噪声降到 83dB 以下。

已知：原设计  $z_1 = z_2 = 29$ ， $\alpha_0 = 20^\circ$ ， $\beta_m = 35^\circ$ ， $h_a^* = 0.65$ ， $x_1 = x_2 = 0$ ， $m = 5.1111$ ， $b = 30$ 。

设计：采用负传动和负传动加大齿高两个方案。

表 13-3-73

参数	$m$	$z$	$\beta_m$	$x_1 = x_2$	$h_a^*$	$\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\gamma$
原方案	5.1111	29	$35^\circ$	0	0.85	1.33	1.54	2.03
新方案 I	5.1111	29	$35^\circ$	-0.2	1.1	1.75	1.54	2.33
新方案 II	3.64	41	$38^\circ$	-0.25	1			3.05

效果：实验证明，原方案的实际总重合度即使在满载下也比理论（计算）的总重合度  $\epsilon_\gamma$  为小，达不到“双对齿”传动。这是因为，理论计算时假设接触区是布满整个工作齿面（例如沿全齿高  $zh_a^* m$ ），而实际上不是如此。新方案 I 经过实验可达到“双对齿”传动，因此传动平稳，噪声降低 2~3dB，达到柔化要求，而且由于在传动全过程中有两对齿分担载荷，承载能力也有所提高。

## 9.6 小型化设计及实例

小型化设计是指在模数、传动比相同的条件下，通过优化设计，得出齿数很少、尺寸最小的齿轮副来，达到体积小、结构紧凑、节约材料，减少重量，降低能耗、提高传动效率等目的。

小型化设计主要措施是减少齿数  $z_1$ ；而减少齿数少又会产生根切。为此采取下列措施。

1) 选用大齿形角，例如  $22.5^\circ$ ， $25^\circ$ 。大齿形角将引起齿顶变尖，并需订购大齿形角的刀具，后者将增加成本。

2) 选用短齿，例如取  $h_a^* < 0.85$ 。短齿将大大减少齿廓的端面重合度  $\epsilon_\alpha$ ，此时  $\epsilon_\alpha < 1$ 。

3) 小齿轮径向正变位，如取  $x_1 > 0.4$ 。大  $x_1$  值亦引起齿顶变尖，对常用的零传动还引起大齿轮强度减损（齿厚减薄）。

为了综合平衡各因素的利弊，Gleason 工厂的齿形制规定：一般工业传动的最少齿数为  $z_{\min} = 12$ ；高减速和车辆传动的最少齿数为  $z_{\min} = 6$ 。对超小型化设计，如采用新型的少齿数正传动设计<sup>[1,5]</sup>，经过优化，可以做到：一般工业传动的  $z_{\min} = 9$ ；高减速车辆传动的  $z_{\min} = 3$ 。

按传动比和传动功能，锥齿轮小型化设计可分为 4 类（参看表 13-3-74）：换向-小变速、中减速、高减速和超高减速，各有不同的设计要求。

(1) 换向-小变速传动 ( $u = 1 \sim 1.5$ ) 的小型化设计要点

当  $u$  较小时，对零传动，不但  $z_{\min}$  较大，而且不能充分利用变位（此时  $x = 0 \sim 0.22$ ）来改善传动性能，此时建议采用正传动。

1) 最少齿数  $z_{\min}$  的选择。可参考表 13-3-74。

2) 选择径向变位系数  $x$  的准则。 $u = 1 \sim 1.1$  时，可按等比滑准则  $\eta_1 = \eta_2$  选择； $u > 1.1 \sim 1.5$  时，可按等滑动系数  $U_1 = U_2$  选择。

3) 保证有足够的总重合度  $\epsilon_\gamma$ 。这类传动的齿廓（端面）重合度  $\epsilon_\alpha$  往往小于 1.25，要靠齿向（齿线）重合度  $\epsilon_\beta$  来补偿  $\epsilon_\gamma$ 。由于  $\epsilon_\beta$  与  $\beta_m$  和  $b$  有关，因此要增大螺旋角  $\beta_m$  和稍微加大齿宽  $b$ 。

4) 当  $x_1 \leq \cos \beta_m$  时，可不必验算“干涉”和“齿顶变尖”。

小变速实例：一高速车辆前桥分动箱内有一对小增速-转向曲线齿锥齿轮传动。体积过大，容易胶合损伤，要求作小型化和强化抗胶合能力的改进设计。

表 13-3-74

最少齿数  $z_{min}$

传动类别	换向-小变速				中减速		高减速	超高减速
	1~1.1	>1.1~1.2	>1.2~1.4	>1.4~1.5	减速	大减速	>6~10	>10-13
齿数比 $u$	1~1.1	>1.1~1.2	>1.2~1.4	>1.4~1.5	>1.5~4	>4~6	>6~10	>10-13
$z_{min}$	零传动	17	16	15	14	13~9	8~6	6~5
	正传动	12	11			10~8	7~6	5

已知:  $u = 19/15$ ,  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $\beta_m = 35^\circ$ ,  $h_a^* = 0.85$ ,  $b^* \approx 3.6$ ,  $m = 12.2$ 。

设计: 采用正传动设计, 参考表 13-3-74 选最少齿数  $z_{min}$ , 其计算结果列于表 13-3-75 中。

效果: 由表 13-3-75 可知, 在分度圆端面模数  $m$  相同时的效果如下。

表 13-3-75

小增速-换向传动小型化设计实例

参 数		原 设 计	新 设 计
增速齿数比	$u$	$19/15 \approx 1.2667$	$14/11 \approx 1.2727$
径向变位系数之和	$x_1 + x_2$	$0.147 + (-0.147) = 0$	$0.613 + 0.387 = 1 > 0$
径向变位系数根切界限	$x_{min}$	$0.140 + (-0.157) = -0.017$	$0.38 + 0.16 = 0.54$
大端分度圆模数	$m/mm$	12.2	12.2
中点法向啮合角	$\alpha'_{nm}$	$20^\circ$	$24^\circ 42'$
小齿轮滑动比	$\eta_1 = U_1$	1.11	0.90
大齿轮滑动系数	$U_2$	1.01	0.90
小齿轮分度圆弧齿厚	$s_1/mm$	20.76	27.78
大齿轮分度圆弧齿厚	$s_2/mm$	17.57	24.60
齿廓重合度	$\epsilon_a$	1.26	1.05
中点螺旋角	$\beta_m$	$35^\circ$	$37^\circ$
总重合度	$\epsilon_\gamma$	1.59	1.48

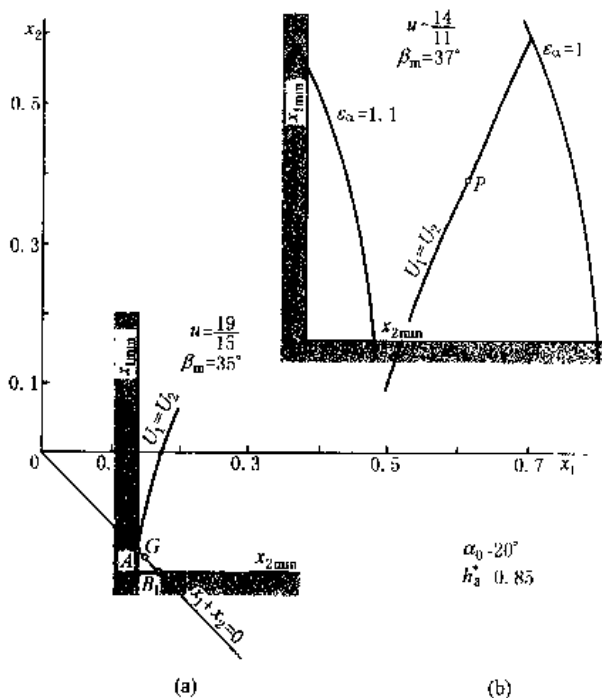


图 13-3-35 小增速传动小型化设计实例的封闭图比较  
(a) 原设计; (b) 新设计

上远离零传动的  $\overline{AB_1}$  线段, 即在新设计齿数比 14/11 条件下, 不可能进行零传动设计。由此可显出正传动对小型

- 1) 新、原设计都能满足等滑动系数  $U_1 \approx U_2$  的要求。
- 2) 新、原设计接触强度比大致为:

$$\frac{\sin 24^\circ 42'}{\sin 20^\circ} \approx 1.221$$

新设计约提高 20%。

- 3) 新、原设计抗磨损能力大致为:

小齿轮  $\frac{27.78}{20.76} \approx 1.338$ , 大齿轮  $\frac{24.60}{17.57} \approx 1.400$ , 新设计大致提高 30% 以上。

- 4) 新设计由于齿厚变厚, 导致齿根也相应变厚, 弯曲强度提高 20% 以上。

- 5) 用比滑表示, 新、原设计抗胶合能力之比为:

$$\frac{1.1}{0.9} \approx 1.222$$

新设计提高 20% 以上。

- 6) 由于新设计的上述 4 类抗损伤能力都能提高 20% 以上, 故新设计提高了综合强度, 提高了可靠性。

7) 由两个设计的径向变位封闭图 (见图 13-3-35。为便于比较, 将原设计与新设计两个封闭图的坐标重合) 可知, 原设计 (零传动) 无根切点  $x_{min}$  与变位系数  $x$  取值之间十分接近, 即  $x$  几乎无选择余地; 而新设计的  $x$  值有充分的优选空间, 并且在新设计的封闭图 (可选用区)

化的优越性。新设计与原设计的体积比  $r_v$  在模数与齿宽比  $\phi_R$  相同的条件下为： $r_v = \left[ \frac{11}{15} \right]^3 \approx 0.4$ 。

8) 新设计惟一的缺点是齿廓重合度  $\epsilon_a$  有所降低，可通过加大螺旋角  $\beta_m$  来补偿。实际上总重合度 1.48 与 1.59 的差别无关重要。

(2) 中等减速传动（指  $u > 1.5 \sim 6$  的减速和增速传动）的小型化设计要点

1) 最少齿数  $z_{min}$  的选择。见表 13-3-76。

表 13-3-76 曲线齿锥齿轮中减速传动的最少齿数  $z_{min}$  ( $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $\beta_m = 35^\circ$ ,  $h_a^* = 0.85$ )

齿数比 $u$		$> 1.5 \sim 2$	$> 2 \sim 2.5$	$> 2.5 \sim 4$	$> 4 \sim 5$	$> 5 \sim 6$
$z_{min}$	零传动	13 ~ 12	12 ~ 11	10 ~ 9	8 ~ 7	6
	正传动	10	9	8	7	6

2) 齿数比  $u > 1.5 \sim 4$  的小型化设计准则。可按  $U_1 \approx U_2$  选择变位系数。为保持足够的重合度，例如总重合度  $\epsilon_\gamma \geq 1.1$ ，可提高  $h_a^*$  到 0.9 或加大  $\beta_m$ 。

3) 齿数比  $u > 4 \sim 6$  的小型化设计准则。可按节点区双齿对啮合  $\delta_2^* \geq 0.15$  选择变位系数。为避免干涉，取  $x_1 \leq h_a^*$ 。

中减速实例：一游艇尾舷推进器的传动箱内有一对齿锥齿轮传动。考虑到传动箱在水下的横截面所产生的阻力将影响前进速度，要求小型化。

已知： $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $\beta_m = 35^\circ$ ,  $u = 27/14 \approx 1.9286$

设计：由表 13-3-76，选择  $z_1 = 9$ ,  $z_2 = uz_1 \approx 17$ 。按  $U_1 = U_2$  选择  $x_1$  及  $x_2$ ，相应得出传动性质参数如表 13-3-77 所示。

表 13-3-77 中等变速传动小型化设计实例

参 数		原 设 计	新 设 计
减速齿数比	$u$	$27/14 \approx 1.929$	$17/9 \approx 1.889$
径向变位系数之和	$x_1 + x_2$	$0.285 + (-0.285) = 0$	$0.596 + 0.304 = 0.9 > 0$
径向变位系数根切界限	$x_{min}$	$0.188 + (-0.829) < 0$	$0.495 + (-0.114) > 0$
齿高系数	$h_a^*$	0.85	0.85
大端分度圆模数	$m/\text{mm}$	2.54	2.54
中点法向啮合角	$\alpha'_{mn}$	$20^\circ$	$23^\circ 52'$
小齿轮滑动比	$\eta_1 = U_1$	0.902	0.729
大齿轮滑动系数	$U_2$	0.562	0.729
小齿轮分度圆弧齿厚	$s_1/\text{mm}$	4.633	5.330
大齿轮分度圆弧齿厚	$s_2/\text{mm}$	3.347	4.673
齿廓重合度	$\epsilon_a$	1.238	1.042
总重合度	$\epsilon_\gamma$	1.84	1.18

效果：由表 13-3-77 可知效果如下。

1) 新设计与原设计齿轮横截面面积之比  $r_A = [d_2^2/d_1^2] = (z_2^2/z_1^2) = (17/27)^2 \approx 0.4$ 。新设计的体积也较原设计为小，两者之比约为 0.25。

2) 新设计具有等滑动系数的传动品质 ( $U_1 \approx U_2$ ，大、小齿轮副大致同期磨损)。

3) 在模数相同的条件下，新设计的强度反而有所提高，抗点蚀、抗断齿、抗胶合、抗磨损的综合强度提高约 15% 以上。

4) 由两个设计的径向变位的两个封闭图（见图 13-3-36）可知，零传动线（ $\overline{OG}$  直线上的线段  $\overline{AB}$ ）位于正传动（ $u = 17/9$ ）可用区之外，其情况与图 13-3-35 相似。

(3) 高减速和超高减速传动（指  $u > 6 \sim 10$  的高减速比传动和  $u > 10 \sim 13$  的超高减速比传动）的小型化设计

高减速比在常规下不可能实现零传动，因为它带来了很大的大齿轮尺寸，不但要加大箱体，而且加工也困难。如尽量缩小小齿轮的尺寸，则在同样模数的条件下，必须减少小齿轮的齿数，从而容易出现根切。如采用大的径向变位系数  $x_1$ ，又容易发生“齿顶变尖”，对于零传动，还会引起大轮变弱（因必须加大负值的  $x_2$ ）。因此零传动只能实现  $u \leq 10$ （实际上  $u = 7$  已经达到极限）；要实现  $u > 10$ ，必须采用正传动。此时仍可用一级减速代

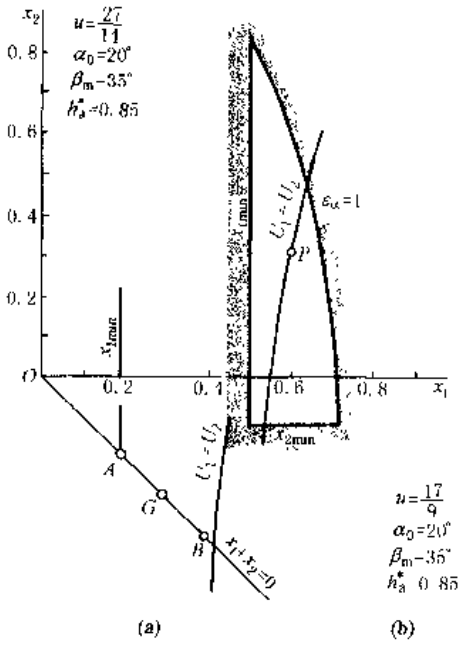


图 13-3-36 中等减速传动的小型化设计实例的封闭图比较  
(a) 原设计; (b) 新设计

替二级减速, 减小体积, 使结构紧凑。

例如,  $u = 7.8$  的传动, 当小齿轮载荷为  $T_1 = 1570\text{N}\cdot\text{m}$  时, 若采用零传动,  $d_1 \approx 91\text{mm}$ ,  $d_2 \approx 710\text{mm}$ , 而由于箱体尺寸的限制, 只能容纳  $d_2 \leq 550\text{mm}$  的传动。为保证总重合度  $\epsilon_\gamma \geq 2$ , 改用正传动,  $\beta_m = 37^\circ 30'$ ,  $h_a^* = 0.8$ ,  $u = 39/5$  变位系数的相应的无根切 ( $x_{\min}$ )、无齿顶变尖 ( $x_{\max}$ ) 界限分别为:  $x_{\min} = 0.655$ ,  $x_{\max} = 0.650$ , 故取  $x_1 = 0.66$ 。

此时可以保证“无根切” ( $x_1 > x_{\min}$ ), 而发生的“齿顶变尖” ( $S_{a1}^* \approx 0$ ) 可用切向变位  $x_{t1} = 0.2$  去补偿, 以获得  $S_{a1}^* \approx 0.3$  的理想齿形。

(超) 高减速比小型化设计参数的优化综合数据如表 13-3-78。

表 13-3-78

减速比 $i$	> 6 ~ 7	> 7 ~ 9	> 9 ~ 11	> 11 ~ 3
小轮齿数 $z_1$	$\geq 6$	$\geq 5$	$\geq 4$	$\geq 3$
螺旋角 $\beta_m$	$37^\circ$	$37.5^\circ \sim 38^\circ$	$38.5^\circ \sim 39^\circ$	$39.5^\circ \sim 40^\circ$
齿高系数 $h_a^*$	0.85	0.80	0.74	0.67
径向变位系数 $x_1 = x_2 = 0.66$				
切向变位系数 $x_{t1} = 0.2$				
齿形角 $\alpha_0 \geq 20^\circ$				
顶隙系数 $c^* \leq 0.20$				

高减速比实例: 一煤机垂直减速机构, 减速比为 7.8, 原设计为二级减速, 要求尺寸紧凑, 改为一级减速。减速箱体要求空间尺寸为

$d_2 \leq 550\text{mm}$ 。

已知: 功率  $P = 250\text{kW}$ , 小齿轮转速  $n_1 = 1490\text{r}/\text{min}$ , 效率  $\eta \approx 0.98$ , 小齿轮设计转矩  $T_1 \approx 1570\text{N}\cdot\text{m}$ ; 减速比  $i = 8$  改为  $i = 7.8$ , 电动机带动,  $K_A = 1.25$  (轻度冲击); 小齿轮悬臂, 大齿轮双跨, 刚性较好,  $K_p = 1.6 \sim 1.8$ ; 齿宽比  $\phi_R = b/R = 0.3 \sim \frac{1}{3}$ ,  $Z_\phi = 1.665 \sim 1.629$ ; 材料为低碳淬火钢,  $\sigma_{Hlim} = 1500$  (铬钢)  $\sim 1550$  (铬镍钢)  $\text{N}/\text{mm}^2$ , 渗碳淬火后齿面硬度  $58 \sim 62\text{HRC}$ ; 螺旋角  $\beta_m = 36^\circ \sim 40^\circ$ , 选用  $37^\circ 30'$ ; 锥齿轮类型几何系数 (表 13-3-25)  $e = 960$ ; 刀盘参数取  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $c^* = 0.2$ ,  $h_a^* \approx \cos \beta_m = 0.7933 \approx 0.8$ 。

设计: 用新型正传动代替常规零传动。

1) 初齿设计及主要参数的确定。

① 初定小齿轮直径

$$d_1 \geq d_{Hmin} \approx e Z_\phi Z_b \left[ \frac{K_A K_p T_1}{u (\sigma_{Hlim})^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 90.9 Z_b \quad (\text{mm})$$

强度系数  $Z_b$  与传动类型和材质有关, 见表 13-3-79。

表 13-3-79

传动类型	常规零传动		新型正传动 ( $\epsilon_\gamma > 2$ )	
	低碳铬钢	低碳铬镍钢	低碳铬钢	低碳铬镍钢
材料	低碳铬钢	低碳铬镍钢	低碳铬钢	低碳铬镍钢
$Z_b$	1	0.95	0.82	0.78
$d_1/\text{mm}$	91	86	74.5	70.5
$d_2/\text{mm}$	709.8	670.8	581.1	549.9
设计方案	a	b	c	d

为满足  $d_2 \leq 550\text{mm}$  的要求, 采用 d 设计方案, 取  $d_1 = 70.5\text{mm}$ 。

② 齿数  $z$ 。取  $z_1 = 5$ ,  $z_2 = uz_1 = 39$

③ 模数  $m$ 。

$$m = d_1/z_1 = 70.5/5 = 14.1\text{mm}$$

④ 计算节锥角  $\delta'$ 。

$$\delta_2' = \arctan u = 82^\circ 42', \quad \delta_1' = 90^\circ - \delta_2' = 7^\circ 18'$$

⑤ 齿宽  $b$ 。对重型传动, 取较长齿宽,  $b = (0.155 \sim 0.163) d_1 / \cos \delta_2' = 86 \sim 90 \text{mm}$ , 取  $b = 88 \text{mm}$

⑥ 径向变位系数。  $x_{11} + x_{12} = 0.2 - 0.178 = 0.022 > 0$

⑦ 大端切向变位系数。  $x_{t1} + x_{t2} = 0.2 - 0.178 = 0.022 > 0$

⑧ 刀盘直径  $d_0$ 。  $d_0 = 18 \text{in} = 457.2 \text{mm}$

⑨ 材料。20Cr2Ni4A 或相当的 Cr、Ni 钢, 58~62HRC

⑩ 精度等级。铣齿, 精度 7~8 级, 热处理后配研或电火花处理。

2) 齿形几何尺寸列于表 13-3-80 中。

表 13-3-80

				/mm			
项 目	代号	小齿轮 $z_1 = 5$	大齿轮 $z_2 = 39$	项 目	代号	小齿轮 $z_1 = 5$	大齿轮 $z_2 = 39$
节锥距	$R'$	279.55		顶锥角	$\delta_s$	12°02'	83°44'
齿全高	$h$	25.38		顶圆直径	$d_a$	111.34	555.14
节圆直径	$d'$	71.09	554.56	倒角后顶圆直径	$d_a''$	110	550
节圆齿顶高	$h_a'$	22.285	2.275	冠顶距	$A_s$	274.70	33.29
根锥角	$\delta_f$	6°16'	77°58'	大端分度圆弧齿厚	$s$	34.33	29.00

绘出工作图, 见图 13-3-43。

3) 强度验算, 从略。

效果: 现用一二级传动和上述一级零传动在体积上进行比较。

设将一级的减速比  $i$  分解为两级的  $i_1$  (圆锥齿轮减速比)  $\times i_2$  (圆柱齿轮减速比),  $i = 7.8 = i_1 i_2 \approx 3.4 \times 2.29412$

① 第一级锥齿轮副减速传动采用零传动,  $T_1 = 1570 \text{N} \cdot \text{m}$ ,  $i_1 = 3.4$ 。由初步设计公式得  $d_1 \geq d_{H1} = 119.8 \text{mm}$  取  $d_1 = 120 \text{mm}$ 。

由表 13-3-74, 当  $u = 3.4$  时, 零传动的  $z_{\min} = 10 = z_1$ , 故  $m = d_1 / z_1 = 12$ ,  $z_2 = i_1 z_1 = 34$ ,  $d_2 = m z_2 = 12 \times 34 = 408 \text{mm}$ 。

节锥距  $R' \approx 222 \text{mm}$ , 齿宽  $b = \phi_R R' = 65 \text{mm}$ 。

② 第二级为圆柱齿轮副减速传动, 输入转矩  $T_2 = i_1 T_1 = 5338 \text{N} \cdot \text{m}$ 。模数  $m' \geq 12$ 。按零传动, 取圆柱齿轮的  $z_{\min}' = 17 = z_1'$ , 则有

$d_1' = m' z_1' = 12 \times 17 = 204 \text{mm}$ , 取  $205 \text{mm}$ 。  $z_2' = i_2 z_1' = 2.29412 \times 17 \approx 39$ ,  $d_2' = m' z_2' = 468 \text{mm}$ , 取  $470 \text{mm}$ 。齿宽  $b' = 50 \text{mm}$ 。

4) 如采用一级锥齿轮零传动, 当  $T_1 = 1570 \text{N} \cdot \text{m}$ ,  $i = 7.8$ ,  $m = 14.1$  时,

$z_1'' = d'' / m = 86 / 14.1 = 6.1$ , 取  $z_1'' = 6$ ,  $d_1'' = m z_1'' = 84.6 \text{mm}$ ;

$z_2'' = i z_1'' = 46.8$ , 取  $z_2'' = 47$ ,  $d_2'' = m z_2'' = 662.7 \text{mm}$ 。

节锥距  $R' \approx 334$ , 齿宽  $b'' = 90 \text{mm}$ 。

5) 三种减速箱尺寸对比如表 13-3-81。

表 13-3-81

设计方案	二级减速传动	一级减速零传动	一级减速正传动
长/mm	777	663	550
宽/mm	120	85	71
高/mm	470	663	550
体积/ $\text{m}^3$	0.04382	0.03736	0.02148
体积比	1	0.85	0.5

其结构和尺寸对照如图 13-3-37 所示。

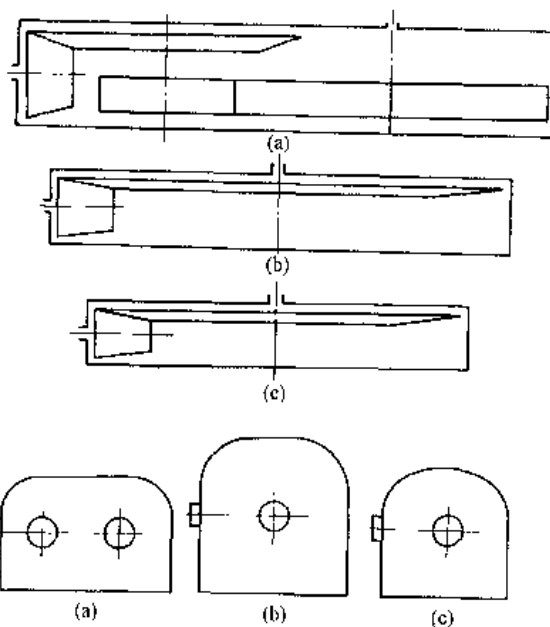


图 13-3-37 三种减速传动箱尺寸比较  
(a) 二级传动; (b) 一级零传动; (c) 一级正传动

## 10 工作图规定及其实例

### 10.1 工作图规定

工作图一般分为投影图样、数据表格、技术要求和标题栏四部分。GB/T 12371—1990《锥齿轮图样上应注明的尺寸数据》作了如下规定：

(1) 需要在图样上标注的一般尺寸数据

齿顶圆直径及其公差；齿宽；顶锥角；背锥角；孔（轴）径及其公差；定位面（安装基准面）；从分锥（或节锥）顶点至定位面的距离及其公差；从齿尖至定位面的距离及其公差；从前锥端面至定位面的距离；齿面粗糙度（若需要，包括齿根表面及齿根圆角处的表面粗糙度）。

(2) 需要用表格列出的数据及参数

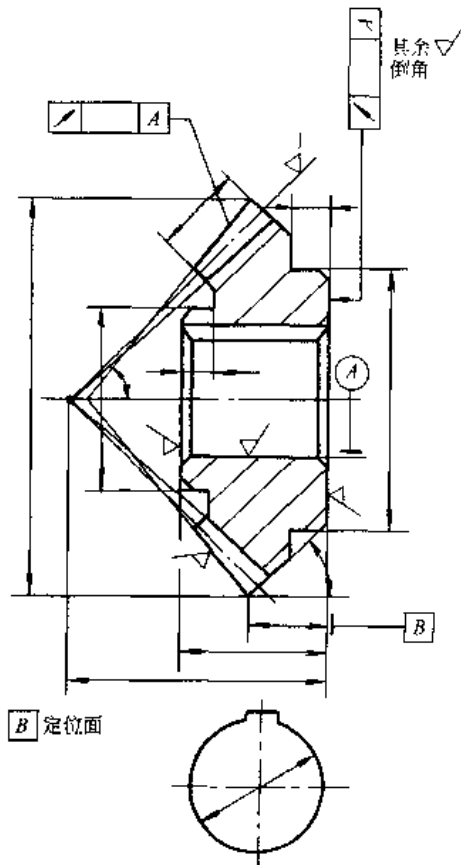
模数（一般为大端端面模数）；齿数（对扇形齿轮应注明全齿数）；基本齿廓（符合 GB/T 12369 时仅注明法向齿形角，不符合时则以图样表明其特性）；分度圆直径（对于高度变位锥齿轮，等于节圆直径）；分度锥角（对于高度变位锥齿轮，等于节锥角）；根锥角；锥距；螺旋角及螺旋方向；高度变位系数（径向变位系数）；切向变位系数（齿厚变位系数）；测量齿厚及其公差；测量齿高；精度等级；接触斑点的高度沿齿高方向的百分比、长度沿齿长方向的百分比；全齿高；轴交角；侧隙；配对齿轮齿数；配对齿轮图号；检查项目代号及其公差值。

(3) 其他

齿轮的技术要求除在图样中以符号、公差表示及在参数表中以数值表示外，还可用文字在图右下方逐条列出；图样中的参数表一般放在图样的右上角；参数表中列出的参数项目可根据需要增减，检查项目可根据使用要求确定，但应符合 GB/T 11365 的规定。

#### 工作图示例

工作图示例见图 13-3-38 和图 13-3-39。



模数	$m$	
齿数	$z$	
法向齿形角	$\alpha$	
分度圆直径	$d$	
分锥角	$\delta$	
根锥角	$\delta_r$	
锥距	$R$	
螺旋角及方向	$\beta$	
变位系数	高度	$x$
	切向	$x_t$
测量	内厚	$s$
	齿高	$h_a$
精度等级		
接触斑点 %	齿高	
	齿长	
全齿高	$h$	
轴交角	$\Sigma$	
侧隙	$j$	
配对齿轮齿数	$z_m$	
配对齿轮图号		
公差组	项目代号	公差值

图 13-3-38 工作图示例（未标注具体数字）





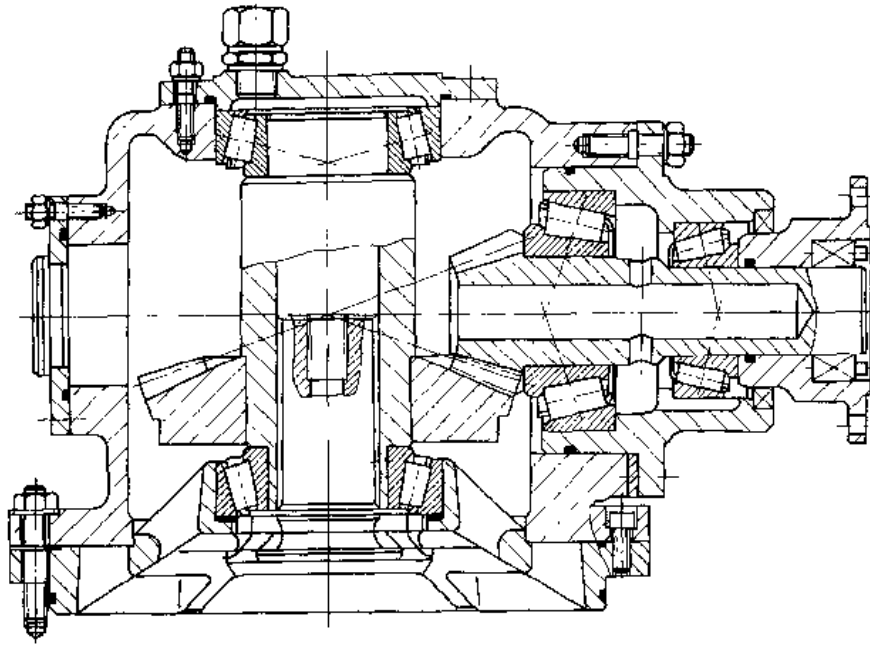


图 13-3-40 一级传动锥齿轮减速器 (无键式)

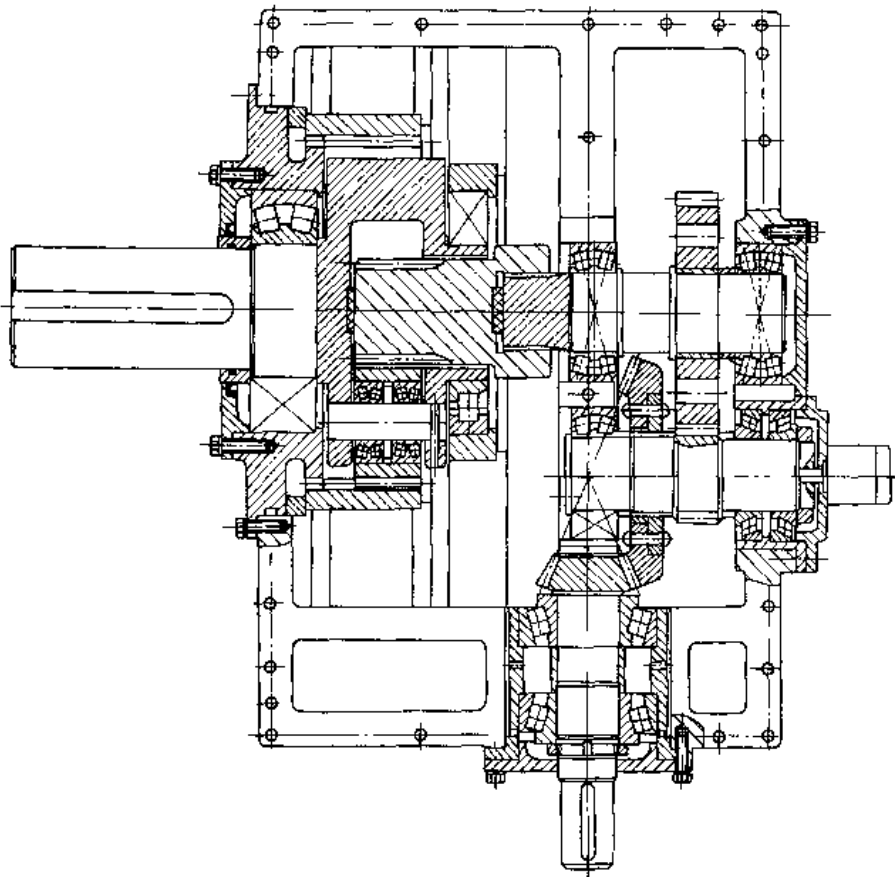


图 13-3-41 锥齿轮-柱齿轮二级减速器 (改进前)

图 13-3-42 为改进后的减速器。由于减少了一级传动，而且采用了小齿数的锥齿轮，则改进前后体积比为 12.8:1。为了加强运转的安全性，利用节省下来的空间中的一部分增加一套制动机构，与输入轴共轴线。





(4) 斜交轴一级圆锥-圆柱内轮减速器装配图

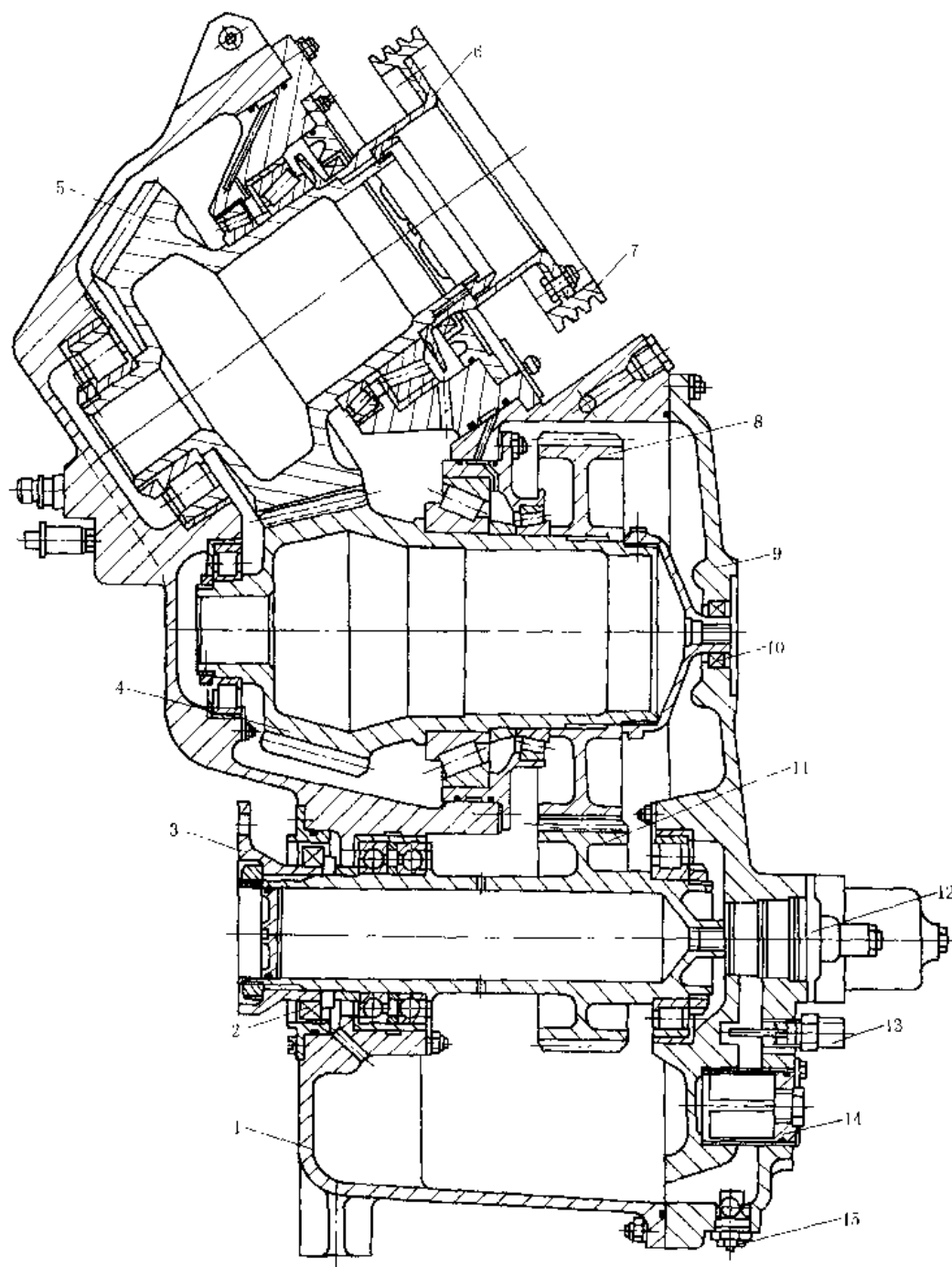


图 13-3-44 圆柱-圆锥二级减速器 (斜交轴式)

1—主壳体；2—端面密封；3—输入法兰；4—主动螺旋锥齿轮；5—从动螺旋锥内轮；  
6—输出法兰；7—风扇传动皮带轮；8—从动斜齿轮；9—后盖；10—密封圈；11—主  
动斜齿轮；12—油泵；13—温度传感器；14—滤油器；15—磁性销检测器

## 11 附 录

### 11.1 弧齿锥齿轮切齿方法

表 13-3-82

切齿方法	加工特性	加工一对锥齿轮所需的机床数	加工一对锥齿轮所需的刀盘数	优缺点	适用范围
单刀号单面切削法	大轮和小轮轮齿两侧表面粗切一起切出, 精切单独进行, 小轮按大轮配切	至少需要 1 台万能切齿机床	一把双面刀盘	接触区不太好, 效率低; 但可以解决机床和刀具数量不够的困难	适用于产品质量要求不太高的单件或小批生产
单台双面切削法	大轮的粗切和精切使用单独的粗切刀盘和精切刀盘同时切出齿槽两侧表面 小轮粗切使用一把双面粗切刀盘; 小轮精切分别用一把外精切刀盘和内精切刀盘切出齿槽的两侧面	至少需要 1 台万能切齿机床	大轮 { 粗切一把 精切一把 小轮 { 粗切一把 外精切一把 内精切一把	接触区较好齿面较光洁, 生产效率较前者高	适用于质量要求较高的小批或中批生产
固定安装法	加工特性和单台双面切削法相同。但每道工序都在固定的机床上进行	大轮 { 粗切 1 台 精切 1 台 小轮 { 粗切 1 台 外精切 1 台 内精切 1 台	大轮 { 粗切一把 精切一把 小轮 { 粗切一把 外精切一把 内精切一把	接触区好, 齿面光洁, 生产效率也比较高。但是, 需要的切齿机床和刀盘数量都比较多	适用于大批量生产
半滚切法	加工特性和固定安装法相同。但大轮采用成形法切出, 小齿轮轮齿两侧表面分别用展成法切出	和固定安装法相同	和固定安装法相同	优缺点和固定安装法相同, 但大轮精切比用展成法的效率可以成倍地提高	适用于 $i > 2.5$ 的大批量流水生产
螺旋成形法	加工特性和半滚切法相同。但在大轮精切时, 刀盘还具有轴向的往复运动, 即每当一个刀片通过一个齿槽时, 刀盘就沿其自身轴线前后往复一次, 刀盘每转一转, 就切出一个齿槽	和固定安装法相同	和固定安装法相同	接触区最理想, 齿面光洁, 生产效率高。是目前比较先进的新工艺	和半滚切法相同
双重双面法	大轮和小轮均用双面刀盘同时切出齿槽两侧表面	大轮、小轮粗精切各 1 台, 共用 4 台	大轮、小轮粗切精切各 1 把, 共需 4 把	生产率比固定安装法高, 但接触区不易控制, 质量较差	适用于大批量生产模数小于 2.5 及传动比为 1:1 的齿轮

### 11.2 常见锥齿轮加工机床的加工范围

表 13-3-83

类型	加工机床型号	最大加工范围					加工精度级	备注
		节圆直径 $d/mm$	模数 $m/mm$	锥距 $R/mm$	齿宽 $b/mm$	齿数比 $u$		
直齿锥 齿 轮	Y2312	125	2.5	63	20	10	7~8	与“526”同
	Y236	610	8	305	90	10	7~8	
	Y2350	500	10	250	90	10		
	Y2380	800	20	400	160	8	8	
	Y23160	1600	30	850	270			
	5T123	125	2.5	63		10	7~8	
	5A26	500	8	300	90	10		可加工鼓形齿

续表

类型	加工机床型号	最大加工范围					加工精度级	备注	
		节圆直径 $d/mm$	模数 $m/mm$	锥距 $R/mm$	齿宽 $b/mm$	齿数比 $u$			
直齿锥 齿 轮	526	610	8	305		10	7-8	可加工斜齿 可加工鼓形齿	
	5284	1500	25	750	235	10	7-8		
	格利森 14 号	610	8.5	305		10			
	114 号	406	10.6	179	63	10			
	24A 号	901	20.4	457	152	10			
	710 号	216	6.35	114	36	7.5			
	15KH	210	5	105	50	7.5	7-8		
	75KH	750	20	400		10	7-8		
	60H	600	9	305		8			
	160K	1650	30	930	250	8			
	ZFTK500 × 10	500	10		71	8			
	ZS1WK1200 × 24	200	24	600	200	8			
	K4a	1600	~ 30	885	300	8			
	弧齿锥 齿 轮	Y225	500	10	180 ( $\beta_m = 0^\circ$ ) 260 ( $\beta_m = 30^\circ$ )	65	10		7
YS2250		500	10	260 ( $\beta_m = 30^\circ$ )	65	10	7		
Y2280		800	15	420	100	10	7		
Y2212		125	2.5	65	20	10			
Y2235		350	10	180	60	10			
Y2080		840	15	420 ( $\beta_m = 30^\circ$ )	100	10	5-6		
525		450	10	260		10	6-7		
528C		800	15	420	100	10	6-7		
格利森 16 号		350	10	260		10	6-7		
28 号, No26 号		600	10	420		10	6-7		
ZFWKK460 × 10		350	10	260		10	6-7		
116 号		400	12.7	230	70	任何实用值			
摆线齿 锥齿轮		YJ2250	500	12	260		10	6-7	
		Spiromotic 2 号	540	13.6	280		8	6-7	

### 11.3 ANSI/AGMA 2005—B88 与 GB/T 11365—1989 锥齿轮精度等级对照

(1) 编制依据

美国锥齿轮(含准双曲面齿轮)精度标准源于美国齿轮制造者协会(AGMA),而中国标准则源于东欧经互会。

(2) 精度制的粗略对照

两套标准制截然不同,很难对照,但可粗略地求同存异,举例如下。

1) 级别序号相反。中国级别的序号越大,精度越低;美国则相反。

GB/T 11365 与美国 AGMA 锥齿轮精度的对比见图 13-3-45。

2) 中点分度圆(节圆)直径的分段不同,中国以范围值表示,美国以平均值表示。比较时可将中国的范围值用平均值表示,取其相近一段对照,见表 13-3-84。

表 13-3-84

$d_m$	AGMA	80	150	300	600
	GB		70	260	

3) 模数分段不同,中国用有范围的法向模数  $m_{nm}$  表示,美国用平均端面模数  $m$  表示。比较时可粗略按  $m_{nm} \approx 0.8m_m$ , 取相近值对照,见表 13-3-85。

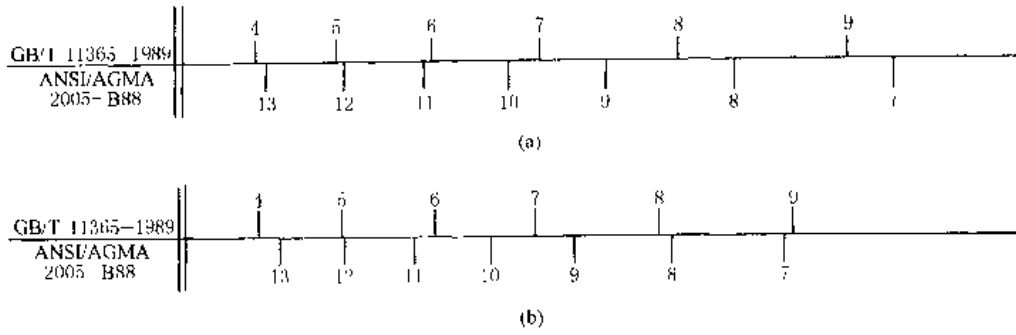


图 13-3-45 GB 与美国 AGMA 精度级对照

(a) 第 I 级 (轴交角综合误差); (b) 第 II 级 (一齿轴交角综合误差)

表 13-3-85

AGMA	$m_m$	6	12.5	25
GB	$m_m$	5 (3.5 ~ 6.3)	8 (6.3 ~ 10)	13 (10 ~ 16)
				20 (16 ~ 25)

4) 许用齿距累积误差的测量依据不同, 中国用半圆周  $L$  表示, 美国用模数和直径  $d_m$  表示。  $L$  折算为  $2L/\pi = d_m$ , 见表 13-3-86。

表 13-3-86

AGMA	$d_m$	150	300	600
GB	$d_m$	150	300	520
	平均 $L$	240	370	800

(3) 齿距偏差值  $f_p$  的粗略对照

将大体对应的中点直径  $d_m$  与大体对应的模数  $m_m$  的常用部分组合, 组成可比的齿距偏差值  $f_p$ , 按表 13-3-87 进行对比。

表 13-3-87

$d_m$		$m_m$		美国锥齿轮精度 (ANSI/AGMA 2005-B88)						
				齿距偏差值 $\pm f_p/\mu m$						
80	3	5	8	9	13	18	25	36	46	
		6	5	8	10	15	20	28	41	56
150	6	5	8	10	17	20	28	41	56	
300	12.5	8	10	13	19	25	36	51	69	
600	12.5	8	10	15	20	28	38	56	74	
	25	—	—	15	23	28	46	64	84	
精度级		13	12	11	10	9	8	7	6	

中国锥内轮精度 (GB/T 11365-1989)		齿距偏差值 $\pm f_p/\mu m$						
70	2.25	4	6	10	14	20	28	40
	5	5	8	13	18	25	36	50
260	8	6	10	16	22	32	45	63
	13	—	11	18	25	36	50	71
600	13	—	12	20	28	40	56	80
	20	—	—	36	50	71	100	
$d_m$	$m_m$	齿距偏差值 $\pm f_p/\mu m$						

表 13-3-88

$d_m$		$m_m$		美国锥齿轮精度 (ANSI/AGMA 2005-B88)						
				许用齿距累积误差 $/\mu m$						
150	6	19	28	38	53	74	104	170		
		33	46	61	86	122	173	260		
300	12.5	33	46	61	86	122	173	260		
600	12.5	38	53	71	102	147	208	330		
精度级		13	12	11	10	9	8	7		

中国锥齿轮精度 (GB/T 11365-1989)		齿距累积误差, $F_p/\mu m$						
精度级		4	5	6	7	8	9	
150	240	18	28	45	63	90	125	
	470	25	40	63	90	125	180	
300	800	32	50	80	112	160	221	
$d_m$	$L$	齿距累积误差, $F_p/\mu m$						

#### (4) 齿距累积误差 $F_p$ 的粗略对照

将大体对应的中点直径  $d_m$  (中国标准按半圆周  $L$  折算), 与大体对应的模数  $m_m$  的常用部分组合。但由于中国的齿距累积公差  $F_p$  的标准与模数无关, 而美国标准的许用齿距累积误差与模数有关, 在同一  $d_m$  条件下, 不同模数的  $F_p$  值可相差 2~3 倍。故可比性很差。只能按  $d_m$  常用的模数取  $F_p$  值, 如表 13-3-88 所示。

### 11.4 锥齿轮传动的基本型式

图 13-3-46 所示为圆锥齿轮传动的基本型式。传动结构由两轴 I 与 II 及相应的小锥齿轮  $z_1$  与大锥齿轮  $z_2$  组成, 也可以是由多回转轴组成的传动机构

图 a、b、c、d 为正交轴传动, 用得最多, 其中图 b 为钝角传动 ( $\Sigma > 90^\circ$ ), 图 c 为锐角传动 ( $\Sigma < 90^\circ$ ), 图 b 与图 c 合称为斜交轴传动。

根据齿数比  $u = z_2/z_1$  取值不同, 分为三种机构: 等速传动机构 ( $u = 1$ ); 减速传动机构 ( $u > 1$ ,  $z_1$  的轴 I 为主动轴); 增速传动机构 ( $u > 1$ ,  $z_2$  的轴 II 为主动轴)。

(1) 平面啮合传动机构 (图 d、f)。图 d 所示为平面齿轮与圆锥齿轮啮合, 图 f 所示为圆柱齿轮与平面齿轮啮合, 多用于轻载传动和操纵机构。

(2) 内啮合传动机构 (图 e)。可用于行星传动。

(3) 变速塔式机构 (图 n)。

(4) 联轴器和离合器机构 (图 g、h)。图 g 是内啮合; 图 h 是端面齿盘啮合。两者属于共线传动, 传动时没有啮合运动, 是  $\Sigma = 180^\circ$  或  $0^\circ$  的一种特例。

(5) 变旋转方向的换向机构 (图 m)。当 II 轴与左侧锥齿轮啮合时, 经过 I 轴推移到右侧锥齿轮啮合时, I 轴旋转方向即反转。

(6) 行星机构 (图 i)。III 轴为摆杆, 又称摆陀式行星机构。

(7) 差动机构 (图 l)。II 轴为摆杆, 如用于车辆差速器和齿轮加工机床, 三轴中“两进 (主动) 一出 (从动)”, 有 II 轴输出和 III 轴输出两种型式。

(8) 分流传动机构 (图 j)。动力由 I 轴分别传至 II 轴和 III 轴, 即一进 (主动) 两出 (从动)。

(9) 万向回转轴机构 (图 k)。II 轴可以绕 I 轴旋转到任一位置传动, 在此基础上, III 轴可绕 II 轴旋转到任一位置传动, 故 III 轴与 I 轴的相对位置可调整至立体空间任何角度, 如用于数控机床。

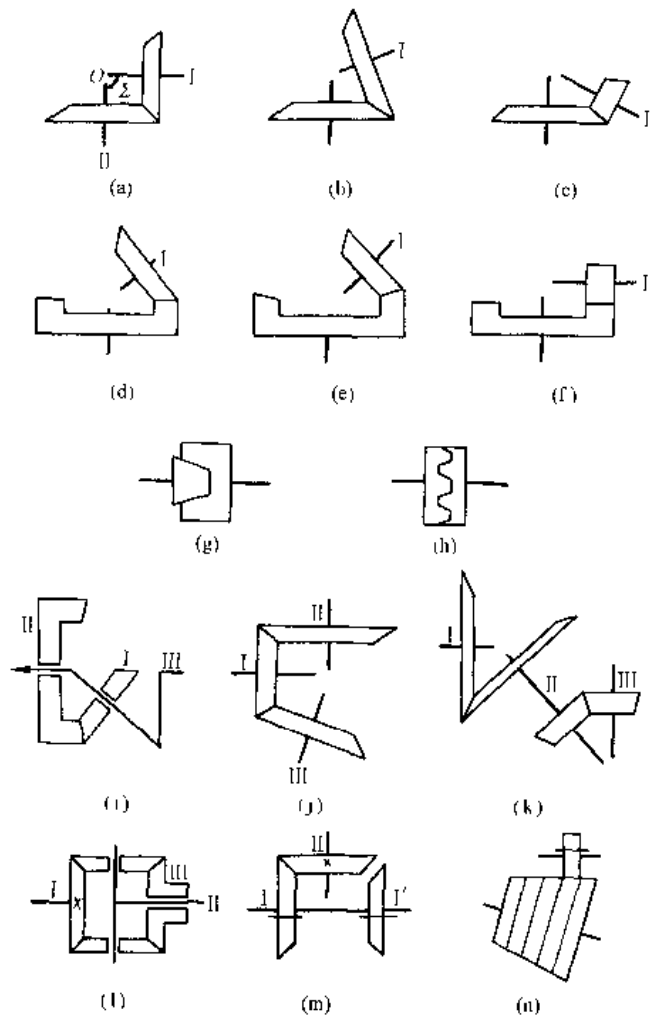


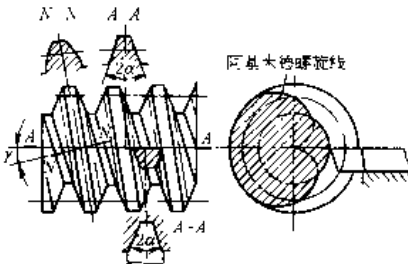
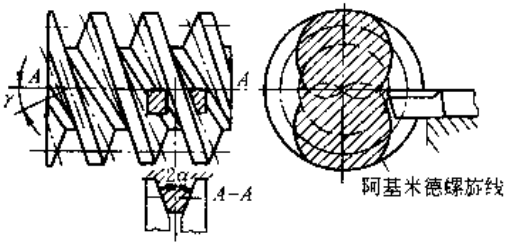
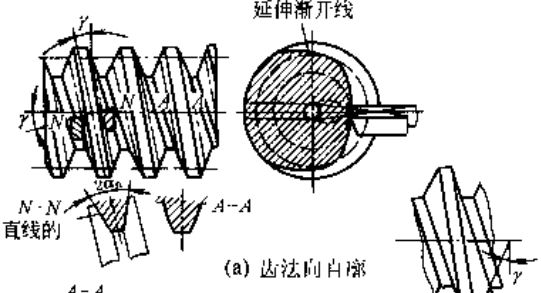
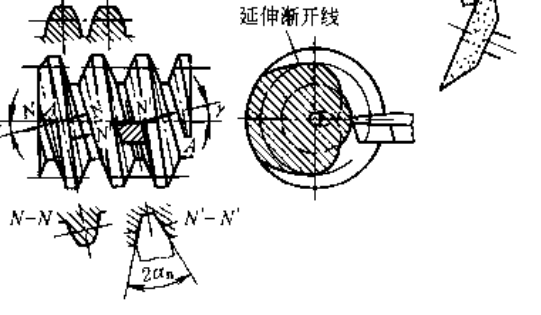
图 13-3-46 锥齿轮传动的基本型式



# 第4章 蜗杆传动

## 1 蜗杆传动的特点及分类

表 13-4-1

传动类别	蜗杆型式	蜗杆加工情况	特点及使用范围	同时啮合齿数	承载能力比较	传动效率	体积比
圆柱蜗杆传动	阿基米德圆柱蜗杆 (ZA型)	 <p>(a) <math>\gamma \leq 3^\circ</math> 时单刀切削</p>  <p>(b) <math>\gamma &gt; 3^\circ</math> 时双刀切削</p>	加工方便, 应用较广泛。但导角大时加工较困难。不易磨削, 传动效率较低, 齿面磨损较快。因此, 一般用于头数较少、载荷较小、转速较低或不重要的传动			0.5 ~ 0.8 (自锁时0.4~0.45)	
	法向直廓圆柱蜗杆 (ZN型)	 <p>(a) 齿法向直廓</p>  <p>(b) 齿槽法向直廓</p>	容易实现磨削, 因此加工精度容易保证, 效率较高。一般用于头数较多 (3头以上)、转速较高和要求较精密的传动中, 如滚齿机、磨齿机上的精密蜗轮副等	2 以下	1	可达 0.9	1

续表

传动类别	蜗杆型式	蜗杆加工情况	特点及使用范围	同时啮合齿数	承载能力比较	传动效率	体积比
普通圆柱蜗杆传动	渐开线圆柱蜗杆 (ZI型)		同上				
	锥面包络圆柱蜗杆 (ZK型)		加工容易, 可以磨削。因此能获得较高的精度, 开始得到较广泛的应用	2 以下	1	可达 0.9	1
	圆弧圆柱蜗杆 (ZC型)		可以磨削。在冶金、矿山、起重、化工、建筑等机械中得到日益广泛的应用	2-3	1.5~2	0.65~0.95	0.6~0.8
环面包络蜗杆传动	平面一次包络环面蜗杆 (TVP型)		可淬硬磨削, 因此加工精度、效率较高, 承载能力较大。在冶金、起重、化工和重型机械等行业得到日益广泛的应用 TVP型加工比较容易, TOP型加工比较麻烦, 但后者的承载能力更大	是ZA型的三倍左右	2左右	可达0.9左右	0.8
	平面二次包络环面蜗杆 (TOP型)						

续表

传动类别	蜗杆型式	蜗杆加工情况	特点及使用范围	同时啮合齿数	承载能力比较	传动效率	体积比
环面包络蜗杆传动	直廓环面蜗杆(球面蜗杆)(TSL型)		是双包络环面蜗杆的一种;应用较广泛,但蜗杆的精确磨削比较困难	$\frac{z_1}{10}$	1.5~4	0.85~0.95	0.5~0.6

注: ZA型、ZN型、ZI型、ZK型总称为普通圆柱蜗杆传动。

## 2 圆柱蜗杆传动

### 2.1 圆柱蜗杆传动主要参数的选择

**模数  $m$**  圆柱蜗杆传动将蜗杆的轴向模数  $m_x$  ( $m_x = \frac{P_x}{\pi}$ ) 定为标准值, 蜗轮的端面模数  $m$  与蜗杆的轴向模数相等 (即  $m = m_x$ ), 故  $m$  也是标准值。模数应按强度要求确定, 并按表 13-4-2 选取标准值。

表 13-4-2 蜗杆模数  $m$  值 (GB/T 10088—1988) /mm

1, 1.25, (1.5), 1.6, 2, 2.5, (3), 3.15, (3.5), 4, (4.5), 5, (5.5), (6), 6.3, (7), 8, 10, (12), 12.5, (14), 16, 20, 25, 31.5, 40
---

注: 括号中数字为第 2 系列, 尽量不用; 其余为第 1 系列。

**蜗杆直径系数 (蜗杆特性系数)  $q$**  蜗杆的分度圆直径  $d_1$  与模数的比值 ( $q = \frac{d_1}{m}$ ) 称为蜗杆直径系数。  $q$  值较大时, 蜗杆直径较大, 刚度较好, 啮合情况也较好。但当蜗杆头数一定时, 增大  $q$  值会使螺旋角  $\gamma$  减小 ( $\tan \gamma = \frac{z_1}{q}$ ) 而降低传动效率;  $q$  值较小时, 蜗杆刚度较差、啮合不良。  $q$  值在 7.5~16 之间, 可按表 13-4-3 选取。

表 13-4-3 普通圆柱蜗杆传动的  $m$  和  $q$  值及  $m\sqrt[3]{q}$  值

$m/mm$	1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5							
$q$	18.0	16.0	17.92	12.5	17.5	11.2	17.75	11.2	18.0	11.27	17.778	10.0	17.75	10.0	18.0
$m\sqrt[3]{q}/mm$	2.62	3.15	3.271	3.713	4.154	4.475	5.217	5.593	6.552	7.067	8.221	8.618	10.434	10.772	13.1
$m/mm$	6.3	8	10	12.5	16	20	25								
$q$	10.0	17.778	10.0	17.5	9.0	16.0	8.96	16.0	8.75	15.625	8.0	15.75	8.0	16.0	
$m\sqrt[3]{q}/mm$	13.573	16.443	17.235	20.77	20.8	25.2	25.962	31.5	32.97	40.0	40.0	50.133	50	62.996	

**蜗杆头数  $z_1$**  蜗杆头数  $z_1$  一般为 1~4。传动比大时, 可取  $z_1 = 1$ 。但效率较低; 传动比不大和要求效率高时, 可取  $z_1 = 2 \sim 4$ 。

**蜗轮齿数  $z_2$**  对于普通圆柱蜗杆传动, 一般取  $z_2 = 27 \sim 80$ 。对于中小功率传动, 常取  $z_2 = 30 \sim 50$ ; 若功率大于 20kW, 多取  $z_2 = 50 \sim 70$ ; 当  $z_2 \leq 22$  ( $z_1 = 1$ ) 或  $z_2 \leq 26$  ( $z_1 > 1$ ) 时, 将产生根切现象; 当  $z_2 > 80$  时, 会导致模数过小或蜗杆刚度降低。对于圆弧圆柱蜗杆传动, 一般取  $z_2 = 30 \sim 52$ 。  $z_1$  和  $z_2$  的推荐值见表 13-4-4。

表 13-4-4  $z_1$  和  $z_2$  的推荐值

传动类型	圆柱蜗杆传动						圆弧圆柱蜗杆传动			
	7~8	9~13	14~24	25~27	28~40	$\geq 40$	8	10~12.5	16~25	31.5~51
公称传动比 $i = \frac{z_2}{z_1}$										
蜗杆头数 $z_1$	4	3~4	2~3	2~3	1~2	1	4	3	2	1
蜗轮齿数 $z_2$	28~32	27~52	28~72	50~81	28~80	$\geq 40$	31~33	31~40	31~52	31~51

蜗杆分度圆导程角  $\gamma$  作动力传动时, 为提高传动效率,  $\gamma$  应取得大些, 但过大会使蜗杆和蜗轮滚刀的制造增加困难。因此, 一般取  $\gamma < 30^\circ$ ; 当传动要求具有自锁性能时, 应使  $\gamma \leq \rho'$  ( $\rho'$ ——当量摩擦角, 参考有关资料), 当采用滑动轴承时, 一般取  $\gamma \leq 6^\circ$ , 当采用滚动轴承时, 一般取  $\gamma \leq 5^\circ$ , 但这时的传动效率较低。

蜗杆分度圆直径  $d_1$  普通圆柱蜗杆分度圆直径  $d_1$  按表 13-4-5 选取标准值。圆弧圆柱蜗杆部分  $z_1$ 、 $m$ 、 $d_1$ 、 $q$  及  $\gamma$  的对应值见表 13-4-6。

表 13-4-5 蜗杆分度圆直径  $d_1$  值 (GB/T 10088—1988) /mm

4, 4.5, 5, 5.6, (6), 6.3, 7.1, (7.5), 8, (8.5), 9, 10, 11.2, 12.5, 14, (15), 16, 18, 20, 22.4, 25, 28, (30), 31.5, 35.5, (38), 40, 45, (48), 50, (53), 56, (60), 63, (67), 71, (75), 80, (85), 90, (95), 100, (106), 112, (118), 125, (132), 140, (144), 160, (170), 180, (190), 200, 224, 250, 280, (300), 315, 355, 400

注: 括号中数字为第二系列, 尽量不用。

表 13-4-6 圆弧圆柱蜗杆传动的  $z_1$ 、 $m$ 、 $d_1$ 、 $q$  及  $\gamma$  的对应值 (ZC 型)

$m/mm$	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6			
$d_1/mm$	32	38	44		52	55	62	63	74		
$q$	12.8	12.667	12.571	11	11.556	11	11.273	10.5	12.333		
$z_1$	$\gamma$	1	4°28'02"	4°30'50"	4°32'52"	5°11'40"	4°56'45"	5°11'40"	5°04'09"	5°26'25"	4°38'08"
		2	8°52'50"	8°58'21"	9°02'22"	10°18'17"	9°49'08"	10°18'17"	10°03'38"	10°47'03"	9°12'40"
		3	13°11'26"	13°19'27"	13°25'20"	15°15'18"	14°33'11"	15°15'18"	14°54'08"	15°56'43"	13°40'18"
		4	17°21'14"	17°31'30"	17°39'02"	19°58'59"	19°05'34"	19°58'59"	19°32'10"	20°51'16"	17°58'11"
$m/mm$	7	8	9	10	11	12		14			
$d_1/mm$	76	80	90	98	112	114	132	126	144		
$q$	10.857	10	10	9.8	10.18	9.5	11	9	10.286		
$z_1$	$\gamma$	1	5°15'45"	5°42'38"	5°49'35"	5°36'37"	6°0'32"	5°11'40"	6°20'25"	5°33'10"	
		2	10°26'15"	11°18'36"	11°32'05"	11°06'54"	11°53'19"	10°18'17"	12°31'44"	11°0'12"	
		3	15°26'47"	16°41'57"	17°01'14"	16°25'12"	17°31'32"	15°15'18"	18°26'06"	16°15'35"	
		4	20°13'30"	21°48'05"	22°12'13"	21°27'04"	22°50'01"	19°58'59"	23°57'45"	21°15'0"	
$m/mm$	16		18		20		22	25			
$d_1/mm$	128		144		168	156	180	170	190		
$q$	8	9	8	9.333	7.8	9	7.73	7.6			
$z_1$	$\gamma$	1	7°07'30"	6°20'25"	7°07'30"	6°06'57"	7°18'21"	6°20'25"	7°22'16"	7°29'45"	
		2	14°02'10"	12°31'44"	14°02'10"	12°05'43"	14°22'53"	12°31'44"	14°30'22"	14°44'37"	
		3	20°33'22"	18°26'06"	20°33'22"	17°49'10"	21°02'15"	18°26'06"	21°12'40"	21°32'28"	
		4	26°33'54"	23°57'45"	26°33'54"	23°11'58"	27°08'59"	23°57'45"	27°21'36"	27°45'31"	

中心距  $a$  和传动比  $i$  标准蜗轮减速器的中心距  $a$  和传动比  $i$ , 应选用标准值 (见表 13-4-8)。

变位系数  $x_2$  圆柱蜗杆传动变位的主要目的是配凑中心距和改变传动比。此外, 通过变位还可以提高承载能力和效率, 消除蜗轮轮齿根切现象。根据使用要求, 还可以改变接触线的位置使之有利于润滑。

蜗杆传动的变位方法与渐开线圆柱齿轮相似, 即利用改变切齿时刀具与轮环的径向位置来实现变位。在蜗杆传动的中间平面中, 其啮合状况相当于齿轮齿条传动, 因此蜗杆不变位, 其尺寸也不改变, 只是蜗轮变位, 变位后蜗轮的节圆仍然与分度圆重合, 而蜗杆的节圆不再与分度圆重合。图 13-4-1 为几种变位情况,  $a'$  和  $z_2'$  为变位后的中心距和蜗轮齿数,  $a$  是变位前的中心距。

变位系数  $x_2$  过大会使蜗轮齿顶变尖, 过小会使蜗轮轮齿根切。对普通圆柱蜗杆传动, 一般取  $-1 \leq x_2 \leq 1$ ;

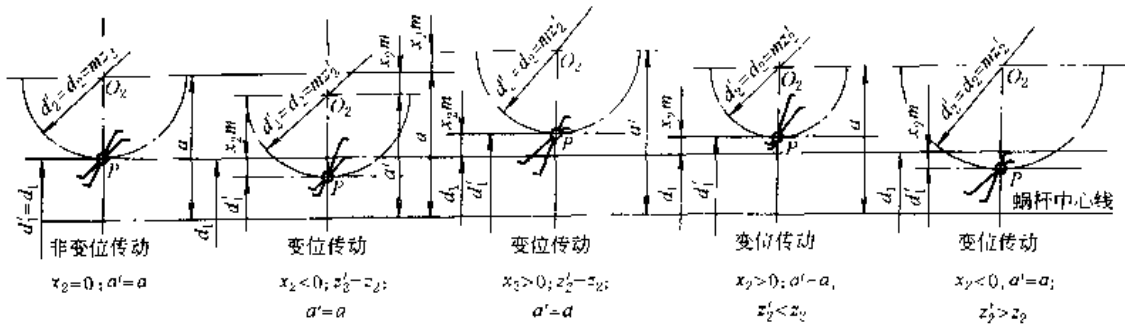


图 13-4-1 蜗杆传动的变位

对圆弧圆柱蜗杆传动一般取  $x_2 = 0.5 \sim 1.5$ , 推荐取  $x_2 = 0.7 \sim 1.2$ , 通常可按表 13-4-7 选取。

表 13-4-7 圆弧圆柱蜗杆传动变位系数  $x_2$  的选用范围

使用条件	$x_2$
$z_1 > 2$ ; 一般使用条件	0.7 ~ 1.2
$z_1 \leq 2$ ; $z_2 > 50$ ; 转速较高	1 ~ 1.2
$z_2 < 50$ ; 转速较低; 冲击载荷较大; 启动频繁; 负荷率低	0.7 ~ 1
转速很低; 开式传动	0.7 左右

避免蜗轮轮齿变尖或根切的条件:

不根切时, 必须满足:

$$a \geq 0.5 (d_{a1} + mz_2 \cos^2 \alpha)$$

不变尖时, 必须满足:

$$a \leq m (0.55z_2 - 0.64 - 0.024\alpha) + \frac{d_{a1}}{2}$$

式中  $d_{a1}$ ——蜗杆齿顶圆直径;

$\alpha$ ——蜗杆轴面齿形角。

圆弧蜗杆齿廓曲率半径  $\rho$  增大  $\rho$  值, 对提高蜗轮轮齿强度、减少根切和增大当量曲率半径有利, 但对形成动压油膜不利;  $\rho$  值减小, 对增大接触面积和形成动压油膜有利, 但过小时, 会产生齿形干涉和降低刀具的使用寿命。 $\rho$  的推荐值见表 13-4-9。

普通圆柱蜗杆传动的几何参数推荐按表 13-4-8 选取。圆弧圆柱蜗杆传动的几何参数可参考表 13-4-11 选取。

表 13-4-8 普通圆柱蜗杆、蜗轮参数的匹配 (GB/T 10085—1988)

中心距 $a/\text{mm}$	传动比 $i$	模数 $m/\text{mm}$	蜗杆分度圆直径 $d_1/\text{mm}$	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
40	4.83	2	22.4	6	29	-0.100	
	7.25	2	22.4	4	29	-0.100	
	9.5°	1.6	20	4	38	-0.250	
	—	—	—	—	—	—	
	14.5	2	22.4	2	29	-0.100	
	19°	1.6	20	2	38	-0.250	
	29	2	22.4	1	29	-0.100	
	38°	1.6	20	1	38	-0.250	
	49	1.25	20	1	49	-0.500	
62	1	18	1	62	0.000	自锁	
50	5.17	2.5	25	6	31	-0.500	
	7.75	2.5	25	4	31	-0.500	
	9.75°	2	22.4	4	39	-0.100	
	12.75	1.6	20	4	51	-0.500	
	15.5	2.5	25	2	31	-0.500	

续表

中心距 $a/\text{mm}$	传动比 $i$	模数 $m/\text{mm}$	蜗杆分度圆直径 $d_1/\text{mm}$	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
50	19.5 <sup>*</sup>	2	22.4	2	39	-0.100	自锁
	25.5	1.6	20	2	51	-0.500	
	31	2.5	25	1	31	-0.500	
	39 <sup>*</sup>	2	22.4	1	39	-0.100	
	51	1.6	20	1	51	-0.500	
	62	1.25	22.4	1	62	+0.040	
	—	—	—	—	—	—	
82 <sup>*</sup>	1	18	1	82	0.000	自锁	
63	5.17	3.15	31.5	6	31	-0.500	自锁
	7.75	3.15	31.5	4	31	-0.500	
	10.25 <sup>*</sup>	2.5	25	4	41	-0.300	
	12.75	2	22.4	4	51	+0.400	
	15.5	3.15	31.5	2	31	-0.500	
	20.5 <sup>*</sup>	2.5	25	2	41	-0.300	
	25.5	2	22.4	2	51	+0.400	
	31	3.15	31.5	1	31	-0.500	
	41 <sup>*</sup>	2.5	25	1	41	-0.300	
	51	2	22.4	1	51	+0.400	
	61	1.6	28	1	61	+0.125	
	67	1.6	20	1	67	-0.375	
	82 <sup>*</sup>	1.25	22.4	1	82	+0.440	
80	5.17	4	40	6	31	-0.500	自锁
	7.75	4	40	4	31	-0.500	
	10.25 <sup>*</sup>	3.15	31.5	4	41	-0.103	
	13.25	2.5	25	4	53	+0.500	
	15.5	4	40	2	31	-0.500	
	20.5 <sup>*</sup>	3.15	31.5	2	41	-0.103	
	26.5	2.5	25	2	53	+0.500	
	31	4	40	1	31	-0.500	
	41 <sup>*</sup>	3.15	31.5	1	41	-0.103	
	53	2.5	25	1	53	+0.500	
	62	2	35.5	1	62	+0.125	
	69	2	22.4	1	69	-0.100	
	82 <sup>*</sup>	1.6	28	1	82	+0.250	
100	5.17	5	50	6	31	-0.500	自锁
	7.75	5	50	4	31	-0.500	
	10.25 <sup>*</sup>	4	40	4	41	-0.500	
	13.25	3.15	31.5	4	53	+0.246	
	15.5	5	50	2	31	-0.500	
	20.5 <sup>*</sup>	4	40	2	41	-0.500	
	26.5	3.15	31.5	2	53	+0.246	
	31	5	50	1	31	-0.500	
	41 <sup>*</sup>	4	40	1	41	-0.500	
	53	3.15	31.5	1	53	+0.246	
	62	2.5	45	1	62	0.000	
	70	2.5	25	1	70	0.000	
	82 <sup>*</sup>	2	35.5	1	82	+0.125	

续表

中心距 $a/\text{mm}$	传动比 $i$	模数 $m/\text{mm}$	蜗杆分度圆直径 $d_1/\text{mm}$	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明	
125	5.17	6.3	63	6	31	-0.6587		
	7.75	6.3	63	4	31	-0.6587		
	10.25 <sup>*</sup>	5	50	4	41	-0.500		
	12.75	4	40	4	51	+0.750		
	15.5	6.3	63	2	31	-0.6587		
	20.5 <sup>*</sup>	5	50	2	41	-0.500		
	25.5	4	40	2	51	+0.750		
	31	6.3	63	1	31	-0.6587		
	41 <sup>*</sup>	5	50	1	41	-0.500		
	51	4	40	1	51	+0.750		
	62	3.15	56	1	62	-0.2063		自锁
	70	3.15	31.5	1	70	-0.3175		自锁
82 <sup>*</sup>	2.5	45	1	82	0.000			
160	5.17	8	80	6	31	-0.500		
	7.75	8	80	4	31	-0.500		
	10.25 <sup>*</sup>	6.3	63	4	41	-0.1032		
	13.25	5	50	4	53	+0.500		
	15.5	8	80	2	31	-0.500		
	20.5 <sup>*</sup>	6.3	63	2	41	-0.1032		
	26.5	5	50	2	53	+0.500		
	31	8	80	1	31	-0.500		
	41 <sup>*</sup>	6.3	63	1	41	-0.1032		
	53	5	50	1	53	+0.500		
	62	4	71	1	62	+0.125		自锁
	70	4	40	1	70	0.000		自锁
83 <sup>*</sup>	3.15	56	1	83	+0.4048			
(180)	7.25	10	71	4	29	-0.050		
	9.5 <sup>*</sup>	8	63	4	38	-0.4375		
	12	6.3	63	4	48	-0.4286		
	15.25	5	50	4	61	+0.500		
	19 <sup>*</sup>	8	63	2	38	-0.4375		
	24	6.3	63	2	48	-0.4286		
	30.5	5	50	2	61	+0.500		
	38 <sup>*</sup>	8	63	1	38	-0.4375		
	48	6.3	63	1	48	-0.4286		
	61	5	50	1	61	+0.500		
	71	4	71	1	71	+0.625		自锁
80 <sup>*</sup>	4	40	1	80	0.000			
200	5.17	10	90	6	31	0.000		
	7.75	10	90	4	31	0.000		
	10.25 <sup>*</sup>	8	80	4	41	-0.500		
	13.25	6.3	63	4	53	+0.246		
	15.5	10	90	2	31	0.000		
	20.5 <sup>*</sup>	8	80	2	41	-0.500		
	26.5	6.3	63	2	53	+0.246		
	31	10	90	1	31	0.000		
	41 <sup>*</sup>	8	80	1	41	-0.500		
	53	6.3	63	1	53	+0.246		
	62	5	90	1	62	0.000		自锁

续表

中心距 $a/\text{mm}$	传动比 $i$	模数 $m/\text{mm}$	蜗杆分度圆直径 $d_1/\text{mm}$	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
200	70	5	50	1	70	0.000	自锁
	82 <sup>*</sup>	4	71	1	82	+0.125	
(225)	7.25	12.5	90	4	29	-0.100	自锁
	9.5 <sup>*</sup>	10	71	4	38	-0.050	
	11.75	8	80	4	47	-0.375	
	15.25	6.3	63	4	61	+0.2143	
	19.5 <sup>*</sup>	10	71	2	38	-0.050	
	23.5	8	80	2	47	-0.375	
	30.5	6.3	63	2	61	+0.2143	
	38 <sup>*</sup>	10	71	1	38	-0.050	
	47	8	80	1	47	-0.375	
	61	6.3	63	1	61	+0.2143	
	71	5	90	1	71	+0.500	
80 <sup>*</sup>	5	50	1	80	0.000		
250	7.75	12.5	112	4	31	+0.020	自锁
	10.25 <sup>*</sup>	10	90	4	41	0.000	
	13	8	80	4	52	+0.250	
	15.5	12.5	112	2	31	+0.020	
	20.5 <sup>*</sup>	10	90	2	41	0.000	
	26	8	80	2	52	+0.250	
	31	12.5	112	1	31	+0.020	
	41 <sup>*</sup>	10	90	1	41	0.000	
	52	8	80	1	52	+0.250	
	61	6.3	112	1	61	+0.2937	
	70	6.3	63	1	70	-0.3175	
81 <sup>*</sup>	5	90	1	81	+0.500		
(280)	7.25	16	112	4	29	-0.500	自锁
	9.5 <sup>*</sup>	12.5	90	4	38	-0.200	
	12	10	90	4	48	-0.500	
	15.25	8	80	4	61	-0.500	
	19 <sup>*</sup>	12.5	90	2	38	-0.200	
	24	10	90	2	48	-0.500	
	30.5	8	80	2	61	-0.500	
	38 <sup>*</sup>	12.5	90	1	38	-0.200	
	48	10	90	1	48	-0.500	
	61	8	80	1	61	-0.500	
	71	6.3	112	1	71	+0.0556	
80 <sup>*</sup>	6.3	63	1	80	-0.5556		
315	7.75	16	140	4	31	-0.1875	自锁
	10.25 <sup>*</sup>	12.5	112	4	41	+0.220	
	13.25	10	90	4	53	+0.500	
	15.5	16	140	2	31	-0.1875	
	20.5 <sup>*</sup>	12.5	112	2	41	+0.220	
	26.5	10	90	2	53	+0.500	
	31	16	140	1	31	-0.1875	
	41 <sup>*</sup>	12.5	112	1	41	+0.220	
	53	10	90	1	53	+0.500	
	61	8	140	1	61	+0.125	
	69	8	80	1	69	-0.125	
82 <sup>*</sup>	6.3	112	1	82	+0.1111		



续表

中心距 $a/\text{mm}$	传动比 $i$	模数 $m/\text{mm}$	蜗杆分度圆直径 $d_1/\text{mm}$	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明	
(355)	7.25	20	140	4	29	-0.250	自锁	
	9.5*	16	112	4	38	-0.3125		
	12.25	12.5	112	4	49	-0.580		
	15.25	10	90	4	61	+0.500		
	19*	16	112	2	38	-0.3125		
	24.5	12.5	112	2	49	-0.580		
	30.5	10	90	2	61	+0.500		
	38*	16	112	1	38	-0.3125		
	49	12.5	112	1	49	-0.580		
	61	10	90	1	61	+0.500		
71	8	140	1	71	+0.125	自锁		
79*	8	80	1	79	-0.125			
400	7.75	20	160	4	31		+0.500	自锁
	10.25*	16	140	4	41		+0.125	
	13.5	12.5	112	4	54		+0.520	
	15.5	20	160	2	31		+0.500	
	20.5*	16	140	2	41		+0.125	
	27	12.5	112	2	54		+0.520	
	31	20	160	1	31		+0.050	
	41*	16	140	1	41		+0.125	
	54	12.5	112	1	54	+0.520		
	63	10	160	1	63	+0.500		
71*	10	90	1	71	0.000	自锁		
82*	8	140	1	82	+0.250			
(450)	7.25	25	180	4	29		-0.100	自锁
	9.75*	20	140	4	39		-0.500	
	12.25	16	112	4	49		+0.125	
	15.75	12.5	112	4	63		+0.020	
	19.5*	20	140	2	39		-0.500	
	24.5	16	112	2	49		+0.125	
	31.5	12.5	112	2	63		+0.020	
	39*	20	140	1	39		-0.500	
	49	16	112	1	49	+0.125		
	63	12.5	112	1	63	+0.020		
73	10	160	1	73	+0.500	自锁		
81*	10	90	1	81	0.000			
500	7.75	25	200	4	31		+0.500	自锁
	10.25*	20	160	4	41		+0.500	
	13.25	16	140	4	53		+0.375	
	15.5	25	200	2	31		+0.500	
	20.5*	20	160	2	41		+0.500	
	26.5	16	140	2	53		+0.375	
	31	25	200	1	31		+0.500	
	41*	20	160	1	41		+0.500	
	53	16	140	1	53	+0.375		
	63	12.5	200	1	63	+0.500		
71	12.5	112	1	71	+0.020	自锁		
83*	10	160	1	83	+0.500			

注: 1. 有“\*”者为基本传动比。

2. 有( )的中心距尽量不用。

3. 本表中所指的自锁, 只有在静止状态和无振动时才能保证。

表 13-4-9

圆弧圆柱蜗杆 (ZC 型) 减速器基本参数

公称 传动 比 $i$	中心距 $a/mm$																	
	80						100						125					
	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$
8	3.5	44	4	31	1.071	20	4.5	52	4	31	0.944	25	5.5	62	4	33	0.591	30
10	3.5	44	3	31	1.071	19	4.5	52	3	31	0.944	24	6	63	3	30	0.583	32
12.5	3	38	3	39	0.833	16	4	44	3	38	0.5	21	5	55	3	38	0.5	26
16	3.5	44	2	31	1.071	18	4.5	52	2	31	0.944	23	5.5	62	2	33	0.591	28
20	3	38	2	39	0.833	15	4	44	2	38	0.5	20	4.5	52	2	42	1.0	23
25	2.5	32	2	50	0.6	13	3	38	2	52	1.0	15	4	44	2	50	0.75	20
31.5	3.5	44	1	31	1.071	18	4.5	52	1	31	0.944	23	5.5	62	1	33	0.591	28
40	3	38	1	39	0.833	15	4	44	1	38	0.5	20	4.5	52	1	42	1.0	23
50	2.5	32	1	50	0.6	13	3	38	1	52	1.0	15	4	44	1	50	0.75	20

公称 传动 比 $i$	中心距 $a/mm$																	
	160						200						250					
	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$
8	7	76	4	33	0.929	39	9	90	4	33	0.722	50	12	114	4	31	0.583	66
10	8	80	3	33	0.929	37	10	98	3	29	0.6	53	12	114	3	31	0.583	64
12.5	6	74	3	39	1.0	32	8	80	3	39	0.5	42	10	98	3	39	0.6	53
16	7	76	2	33	0.929	35	9	90	2	33	0.722	45	12	114	2	31	0.583	60
20	6	63	2	41	0.917	30	8	80	2	39	0.5	40	10	98	2	39	0.6	50
25	5	55	2	51	1.0	25	6	74	2	52	1.167	30	8	80	2	51	0.75	40
31.5	7	76	1	33	0.929	35	9	90	1	33	0.722	45	12	114	1	31	0.583	60
40	6	63	1	41	0.917	30	8	80	1	39	0.5	40	10	98	1	39	0.6	50
50	5	55	1	51	1.0	25	6	74	1	52	1.167	30	8	80	1	51	0.75	40

公称 传动 比 $i$	中心距 $a/mm$																	
	280						320						360					
	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$
8	14	126	4	30	0.5	77	16	128	4	31	0.5	88	18	144	4	31	0.5	99
10	14	126	3	30	0.5	74	16	128	3	31	0.5	85	18	144	3	31	0.5	95
12.5	11	112	3	39	0.864	58	12	132	3	40	1.167	64	14	144	3	39	1.071	74
16	14	126	2	30	0.5	70	16	128	2	31	0.5	80	18	144	2	31	0.5	90
20	11	112	2	39	0.864	55	12	114	2	42	0.917	60	14	126	2	41	0.714	70
25	9	90	2	50	0.611	45	10	98	2	52	1.1	50	12	114	2	49	0.75	60
31.5	14	126	1	30	0.5	70	16	128	1	31	0.5	80	18	144	1	31	0.5	90
40	11	112	1	39	0.864	55	12	114	1	42	0.917	60	14	126	1	41	0.714	70
50	9	90	1	50	0.611	45	10	98	1	52	1.1	50	12	114	1	49	0.75	60

公称 传动 比 $i$	中心距 $a/mm$																	
	400						450						500					
	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$	$m/mm$	$d_1/mm$	$z_1$	$z_2$	$x_2$	$\rho/mm$
8	20	156	4	31	0.6	110	22	170	4	31	1.091	121	25	190	4	31	0.7	138
10	20	156	3	31	0.6	106	22	170	3	31	1.091	117	25	190	3	31	0.7	133
12.5	16	144	3	39	1.0	85	18	168	3	39	0.833	95	20	180	3	39	1.0	106
16	20	156	2	31	0.6	100	22	170	2	31	1.091	110	25	190	2	31	0.7	125
20	16	144	2	39	1.0	80	18	144	2	41	0.5	90	20	156	2	41	0.6	100
25	14	126	2	47	0.571	70	14	144	2	52	1.0	70	16	144	2	52	0.75	80
31.5	20	156	1	31	0.6	100	22	170	1	31	1.091	110	25	190	1	31	0.7	125
40	16	144	1	39	1.0	80	18	144	1	41	0.5	90	20	156	1	41	0.6	100
50	14	126	1	47	0.571	70	14	144	1	52	1.0	70	16	144	1	52	0.75	80

注: 1.  $\alpha = 23^\circ$ ; 2. 本表参数来源于旧标准 JB 2318—1979。

### 2.2 圆柱蜗杆传动的几何计算

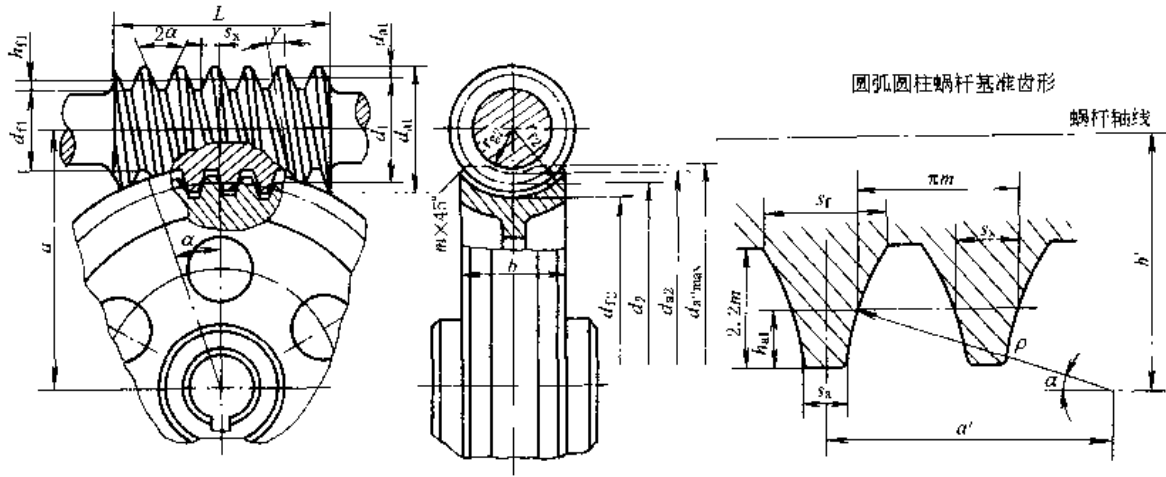


表 13-4-10 普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算

项 目	计 算 公 式 及 说 明	
蜗杆轴向模数 (蜗轮端面模数) $m$	按表 13-4-13 的强度条件或用类比法确定, 并应符合表 13-4-2 数值; 当按结构设计时, $m = \frac{2a}{q + z_2 + 2x_2}$	
传动比 $i$	$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_2}{x_1}$ ; 推荐采用表 13-4-8 数值	
蜗杆头数 $z_1$	一般取 $z_1 = 1 \sim 4$	
蜗轮齿数 $z_2$	$z_2 = i z_1$	
蜗杆直径系数 (蜗杆特性系数) $q$	$q = \frac{d_1}{m}$ ; 按表 13-4-13 的强度条件确定	
蜗轮变位系数 $x_2$	$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{d_1 + d_2}{2m}$	
中心距 $a$	$a = (d_1 + d_2 + 2x_2 m) / 2$ ; 标准系列值见表 13-4-8	
蜗杆分度圆柱导程角 $\gamma$	$\tan \gamma = \frac{z_1}{q} = m z_1 / d_1$	
蜗杆节圆柱导程角 $\gamma'$	$\tan \gamma' = \frac{z_1}{q + 2x_2}$	
蜗杆轴向齿形角 $\alpha$	阿基米德 圆柱蜗杆	渐开线圆柱蜗杆 法向直廓圆柱蜗杆 锥面包络圆柱蜗杆
蜗杆 (轮) 法向齿形角 $\alpha_n$	$\alpha = 20^\circ$ $\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \gamma$	$\tan \alpha = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma}$ $\alpha_n = 20^\circ$
顶隙 $c$	$c = c^* m$ , 一般顶隙系数 $c^* = 0.2$	
蜗杆、蜗轮齿顶高 $h_{a1}$ 、 $h_{a2}$	$h_{a1} = h_a^* m = \frac{1}{2} (d_{a1} - d_1)$ ; $h_{a2} = m (h_a^* + x_2) = \frac{1}{2} (d_{a2} - d_2)$ 。一般齿顶高系数 $h_a^* = 1$	
蜗杆、蜗轮齿根高 $h_{f1}$ 、 $h_{f2}$	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = \frac{1}{2} (d_1 - d_{f1})$ ; $h_{f2} = \frac{1}{2} (d_2 - d_{f2}) = m (h_a^* - x_2 + c^*)$	
蜗杆、蜗轮分度圆直径 $d_1$ 、 $d_2$	$d_1 = q \cdot m$ ; $d_2 = m \cdot z_2 = 2a - d_1 - 2x_2 m$	
蜗杆、蜗轮节圆直径 $d_1'$ 、 $d_2'$	$d_1' = (q + 2x_2) m = d_1 + 2x_2 m$ ; $d_2' = d_2$	
蜗杆、齿顶圆直径 $d_{a1}$ 、蜗轮喉圆直径 $d_{a2}$	$d_{a1} = (q + 2) m$ ; $d_{a2} = (z_2 + 2 + 2x_2) m$ $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$ ; $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	

推荐按表 13-4-8 或参考表 13-4-9 选取

续表

项 目	计 算 公 式 及 说 明				
蜗杆、蜗轮齿根圆直径 $d_{f1}$ 、 $d_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ ; $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$				
蜗杆轴向齿距 $p_x$	$p_x = \pi m$				
蜗杆轴向齿厚 $s_x$	$s_x = 0.5\pi m$				
蜗杆法向齿厚 $s_n$	$s_n = s_x \cos \gamma$				
蜗杆分度圆法向弦齿高 $\bar{h}_{n1}$	$\bar{h}_{n1} = m$				
蜗杆螺纹部分长度 $l$	见表 13-4-69				
蜗轮最大外圆直径 $d_{a2max}$	$z_1$	1	2、3	4	圆弧圆柱蜗杆 $d_{a2} + m$
	$d_{a2max} \leq$	$d_{a2} + 2m$	$d_{a2} + 1.5m$	$d_{a2} + m$	
蜗轮轮缘宽度 $b$	$b = (0.67 \sim 0.75) d_{a1}$ , $z_1$ 大, 取小值; $z_1$ 小, 取大值				
蜗轮咽喉母圆半径 $r_{f2}$	$r_{f2} = a - \frac{1}{2} d_{a2}$				
蜗轮齿根圆弧半径 $r_{f2}$	$r_{f2} = 0.5 d_{a1} + 0.2m$				

表 13-4-11

圆弧圆柱蜗杆传动几何计算补充公式

项 目	计 算 公 式 及 说 明				
蜗杆轴面齿形角 $\alpha$	$\alpha = 20^\circ \sim 24^\circ$ , 一般取 $22^\circ$ 或 $23^\circ$				
蜗杆轴向齿厚 $s_x$	$s_x = 0.4\pi m$				
圆弧中心到蜗杆轴线距离 $b'$	$b' = \rho \sin \alpha + 0.5 d_1$				
圆弧中心到螺牙对称线距离 $a'$	$a' = \rho \cos \alpha + 0.2\pi m$				
蜗杆轴向齿廓圆弧半径 $\rho$	一般取 $\rho = (5 \sim 5.5) m$ ;	$z_1$	1~2	3	4
		$\rho$	5m	5.3m	5.5m
蜗杆螺牙齿顶厚 $s_a$	$s_a = 2 [a' - \sqrt{\rho^2 - (b' - 0.5 d_{a1})^2}]$				
蜗杆螺牙齿根厚 $s_f$	$s_f = 2 [a' - \sqrt{\rho^2 - (b' - 0.5 d_{f1})^2}]$				

注: 1. 本表与表 13-4-10 计算项目同名者, 用本表公式计算。

2. 其他计算项目按表 13-4-10。

## 2.3 圆柱蜗杆传动的受力分析

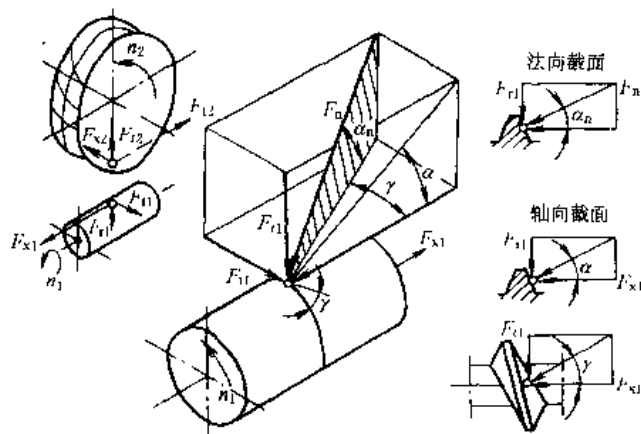


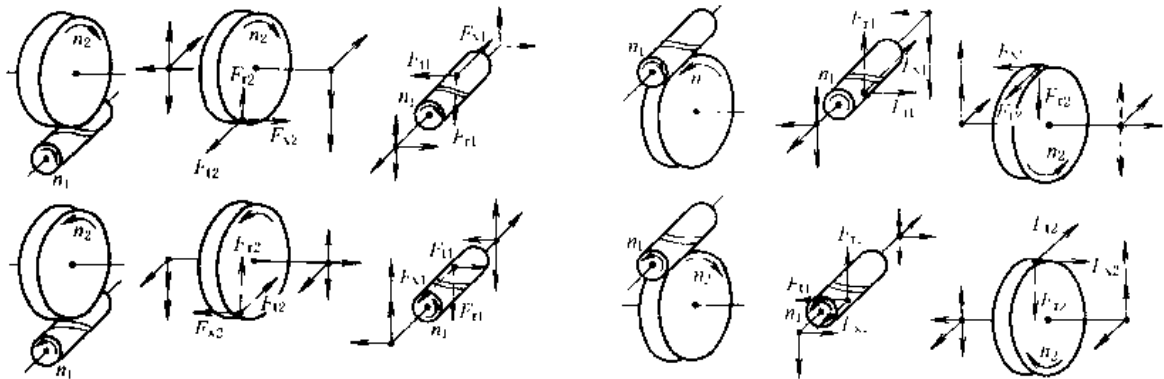
表 13-4-12

蜗杆传动力的计算公式

项 目	计 算 公 式	单 位	说 明
蜗杆圆周力 $F_{t1}$ 蜗轮轴向力 $F_{a2}$	$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000T_1}{d_1}$	N	$T_1$ 的单位为 $N \cdot m$ $d_1$ 的单位为 mm
蜗杆轴向力 $F_{a1}$ 蜗轮圆周力 $F_{t2}$	$F_{a1} = -F_{t2} = F_{t1} \cot \gamma$	N	
蜗杆径向力 $F_{r1}$ 蜗轮径向力 $F_{r2}$	$F_{r1} = -F_{r2} = F_{a1} \tan \alpha$	N	$\alpha = 20^\circ$
法向力 $F_n$ ( $\cos \alpha_n \approx \cos \alpha$ )	$F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha_n} \approx \frac{F_{t1}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha}$	N	
蜗杆轴传递的转矩 $T_1$	$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{P_2}{\eta n_2} = \frac{T_2}{\eta}$	$N \cdot m$	$P_1, P_2$ 的单位为 kW $n_1, n_2$ 的单位为 $r/min$ $T_2$ 的单位为 $N \cdot m$

注：1. 本表公式除  $T_1$  与  $T_2, P_2$  的关系式外，均未计入摩擦力。

2. 判断力的方向时应记住：当蜗杆为主动时， $F_{t1}$  的方向与螺旋在啮合点的运动方向相反； $F_{r2}$  的方向与轮齿在啮合点的运动方向相同； $F_{r1}, F_{t2}$  的方向分别由啮合点指向轴心。如下图所示。



### 2.4 圆柱蜗杆传动强度计算和刚度验算

圆柱蜗杆传动的破坏形式，主要是蜗轮轮齿表面产生胶合、点蚀和磨损，而轮齿的弯曲折断却很少发生。因此，通常多按齿面接触强度计算。只是当  $z_2 > 80 \sim 100$  时，才进行弯曲强度核算。可是，当蜗杆作传动轴时，必须按轴的计算方法进行强度计算和刚度验算。

圆弧圆柱蜗杆传动的轮齿弯曲强度较接触强度大的更多，故，一般不进行轮齿弯曲强度计算。

表 13-4-13

圆柱蜗杆传动强度计算和刚度验算公式

项 目	普通圆柱蜗杆传动	圆弧圆柱蜗杆传动
接触强度 设计公式	$m \sqrt{q} \geq \sqrt{\left(\frac{15150}{z_2 \sigma_{H\beta}}\right)^2 KT_2}$ (mm)	$a \geq 481 \sqrt{\frac{KK_s T_2}{\sigma_{H\beta} K_{\beta}}}$ (mm)
接触强度 校核公式	$\sigma_H = \frac{14783}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq \sigma_{H\beta}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_H = 3289 \sqrt{\frac{KK_s T_2}{a^3 K_{\beta}}} \leq \sigma_{H\beta}$ (N/mm <sup>2</sup> )
弯曲强度 校核公式	$\sigma_F = \frac{2000T_2 K}{d_2' d_1' m Y_2 \cos \gamma} \leq \sigma_{F\beta}$ (N/mm <sup>2</sup> )	
刚度验算公式	$y_1 \leq 0.0025 d_1$ (mm), 或 $y_1 \leq \frac{\sqrt{F_a^2 + F_n^2} \cdot L^3}{4.8E \cdot I}$ (mm)	

## 说 明

$m, y_q$  见表 13-4-3, 查得  $m$  和  $q$  的值

$\sigma_{H_1}$  ——许用接触应力,  $N/mm^2$ , 视材料取, 对于锡青铜蜗轮:  $\sigma_{H_1} = \sigma_{H_{1p}} Z_1 Z_2$

$\sigma_{H_{1p}}$  —— $N = 10^7$  时蜗轮材料的许用接触应力,  $N/mm^2$ , 见表 13-4-14

$Z_1$  ——滑动速度影响系数, 由图 13-4-2 查得

$Z_2$  ——寿命系数, 由图 13-4-4 查得

对于其他材料的蜗轮:  $\sigma_{H_1}$  值直接查表 13-4-15

$\sigma_{F_1}$  ——许用弯曲应力,  $N/mm^2$ ,  $\sigma_{F_1} = \sigma_{F_{1p}} Y_N$

$\sigma_{F_{1p}}$  —— $N = 10^6$  时蜗轮材料的许用弯曲应力,  $N/mm^2$ , 由表 13-4-14 查得

$Y_N$  ——寿命系数, 由图 13-4-4 查得

$T_2$  ——蜗轮轴传递的转矩,  $N \cdot m$

$Y_2$  ——蜗轮齿形系数, 由图 13-4-3 查得

$K$  ——载荷系数, 设计计算时:  $K = 1.1 \sim 1.4$ , 当载荷平稳、蜗轮圆周速度  $v_2 \leq 3m/s$  及 7 级精度以上时, 取较小值, 否则取较大值。校核计算时:

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6$$

$K_1$  ——动载荷系数, 当  $v_2 \leq 3m/s$  时,  $K_1 = 1$ ,  $v_2 > 3m/s$  时,  $K_1 = 1.1 \sim 1.2$

$K_2$  ——啮合质量系数, 由表 13-4-16 查取

$K_3$  ——小时载荷率系数, 由图 13-4-5 查得

$K_4$  ——环境温度系数, 由表 13-4-17 查取

$K_5$  ——工作情况系数, 由表 13-4-18 查取

$K_6$  ——风扇系数, 不带风扇时,  $K_6 = 1$ , 带风扇时, 由图 13-4-6 查得

$K_7$  ——齿数系数, 由图 13-4-7 查得

$K_{\sigma L}$  ——几何参数系数, 由图 13-4-8 查得

$I$  ——蜗杆中央部分惯性矩

$$I = \frac{\pi d_{fl}^4}{64} \text{mm}^4$$

$E$  ——弹性模量,  $N/mm^2$

$L$  ——蜗杆两端支承点距离,  $mm$

$y_1$  ——蜗杆中央部分挠度,  $mm$

表 13-4-14

蜗轮材料为  $N = 10^7$  时的许用接触应力  $\sigma_{H_{1p}}$ 蜗轮材料为  $N = 10^6$  时的许用弯曲应力  $\sigma_{F_{1p}}$ / $N \cdot mm^{-2}$ 

蜗轮材料	铸造方法	适用的滑动速度 $v_s$ , $/m \cdot s^{-1}$	力学性能		$\sigma_{H_{1p}}$		$\sigma_{F_{1p}}$	
			$\sigma_s$	$\sigma_b$	蜗杆齿面硬度		一侧受载	两侧受载
					$\leq 350HB$	$> 45HRC$		
ZCuSn10Pb1	砂模 金属模	$\leq 12$	137	220	180	200	50	30
		$\leq 25$	196	310	200	220	70	40
ZCuSn5Pb5Zn5	砂模 金属模	$\leq 10$	78	200	110	125	32	24
		$\leq 12$			135	150	40	28
ZCuAl10Fe3	砂模 金属模	$\leq 10$	196	490 540	见表 13-4-15		80 90	63 80
ZCuAl10Fe3Mn2	砂模 金属模	$\leq 10$	—	490 540			— 100	— 90
ZCuZn38Mn2Pb2	砂模 金属模	$\leq 10$	—	245 345			60 —	55 —
HT150	砂模	$\leq 2$	—	150			40	25
HT200	砂模	$\leq 2 \sim 5$	—	200			47	30
HT250	砂模	$\leq 2 \sim 5$	—	250			55	35

表 13-4-15

无锡青铜、黄铜及铸铁的许用接触应力  $\sigma_{Hbp}$

$/N \cdot mm^{-2}$

蜗轮材料	蜗杆材料	滑动速度 $v_s/m \cdot s^{-1}$							
		0.25	0.5	1	2	3	4	6	8
ZCuAl10Fe3, ZCuAl10Fe3Mn2	钢经淬火*	—	245	225	210	180	160	115	90
ZCuZn38Mn2Pb2	钢经淬火*	—	210	200	180	150	130	95	75
HT200、HT150 (120~150HB)	渗碳钢	160	130	115	90	—	—	—	—
HT150 (120~150HB)	调质或淬火钢	140	110	90	90	—	—	—	—

注：标有\*的蜗杆如未经济火，其  $\sigma_{Hbp}$  值需降低 20%。

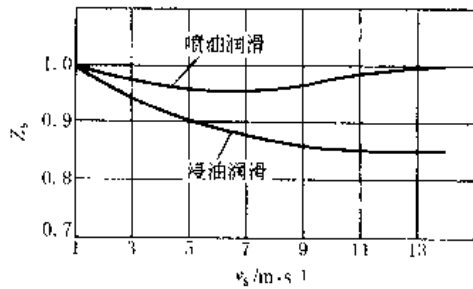


图 13-4-2 滑动速度影响系数  $Z_v$

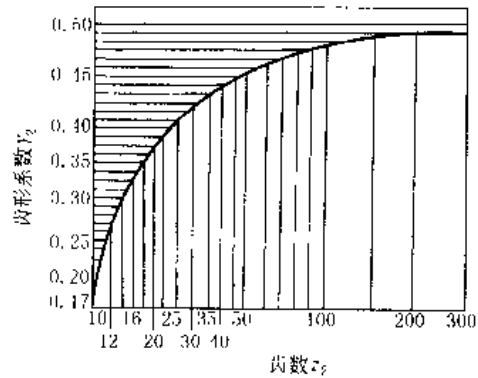


图 13-4-3 齿形系数  $Y_2$

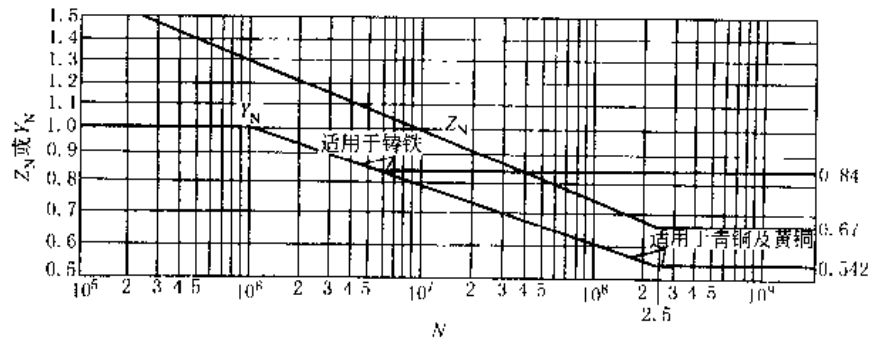


图 13-4-4 寿命系数  $Z_N$  及  $Y_N$

注： $N$  为应力循环次数。稳定载荷时： $N = 60n_2t$

变载荷时：

$$\text{接触 } N_H = 60 \sum n_i t_i \left( \frac{T_{2i}}{T_{2max}} \right)^4; \quad \text{弯曲 } N_F = 60 \sum n_i t_i \left( \frac{T_{2i}}{T_{2max}} \right)^9$$

式中  $t$ ——总的工作时间，h；

$n_2$ ——蜗轮转速，r/min；

$n_i$ 、 $t_i$ 、 $T_{2i}$ ——分别为蜗轮在不同载荷下的转速，r/min；工作时间，h；和转矩，N·m；

$T_{2max}$ ——蜗轮传递的最大转矩，N·m。

表 13-4-16

啮合质量系数  $K_2$

传动类型	精度等级	啮合情况	$K_2$	
普通圆柱蜗杆传动	7	啮合面积符合有关规定要求，啮合部位偏于喷出口	0.95 ~ 0.99	
	8	啮合面积符合有关规定要求，啮合部位偏于喷出口	1.0	
	9	啮合面积不符合有关规定要求，啮合部位不偏于喷出口	1.1 ~ 1.2	
圆弧圆柱蜗杆传动	7	工作前经满载荷充分跑合，啮合面积符合有关规定要求，啮合部位在蜗轮齿顶偏喷出口呈“月牙形”	1.0	
	8, 9	工作前经满载荷充分跑合，啮合面积不符合有关规定的要求，啮合部位不偏喷出口或不呈“月牙形”	$a = 63 \sim 150mm$	1.1 ~ 1.2
			$a \geq 150 \sim 500mm$	1.15 ~ 1.25

表 13-4-17

环境温度系数  $K_4$

蜗杆转速 /r·min <sup>-1</sup>	环境温度/℃					蜗杆转速 /r·min <sup>-1</sup>	环境温度/℃				
	0~25	25~30	30~35	35~40	40~45		0~25	25~30	30~35	35~40	40~45
1500	1.00	1.09	1.18	1.52	1.87	750	1.00	1.07	1.13	1.37	1.62
1000	1.00	1.08	1.16	1.46	1.78	500	1.00	1.05	1.09	1.18	1.36

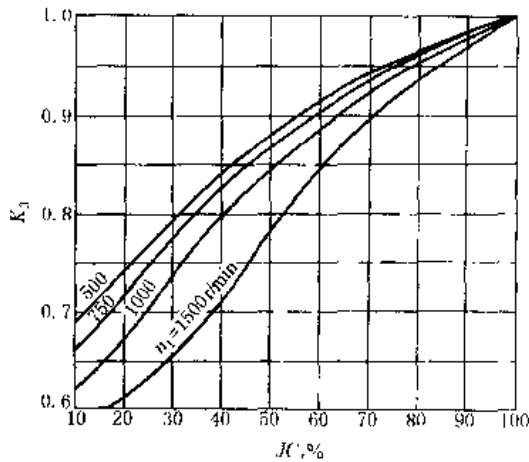


图 13-4-5 小时载荷率系数  $K_3$

- 注：1. 小时载荷率  $JC = \frac{\text{每小时载荷工作时间 (min)}}{60 (\text{min})} \times 100\%$ ，  
 2. 小时载荷率以每小时工作最长时间计算。  
 3. 当  $JC < 15\%$  时，按 15% 计算。  
 4. 连续工作 1h，取  $JC = 100\%$ 。  
 5. 转向频繁交替时，取工作时间之和。

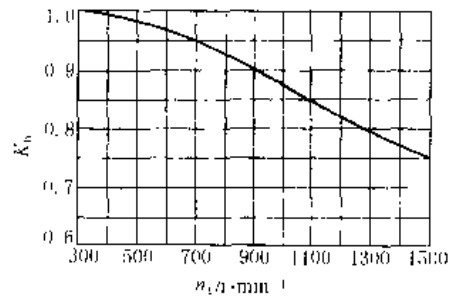


图 13-4-6 风扇系数  $K_6$

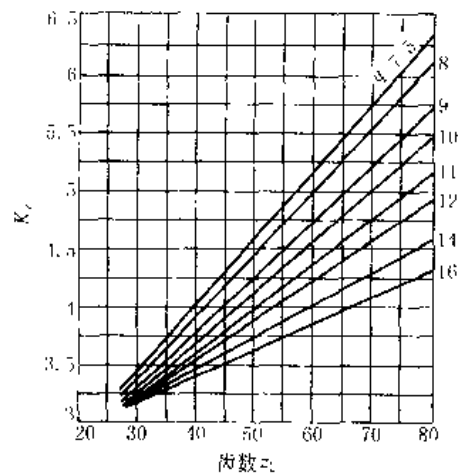


图 13-4-7 齿数系数  $K_7$

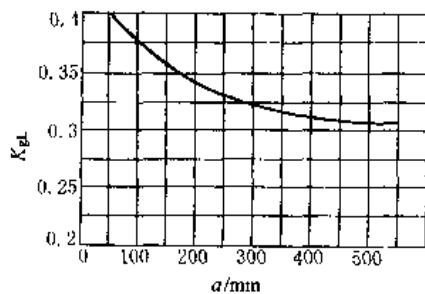


图 13-4-8 几何参数系数  $K_{gl}$

表 13-4-18

工作情况系数  $K_5$

载荷性质	均匀、无冲击	不均匀、小冲击	不均匀、大冲击
启动次数/(次/h)	< 25	25~50	> 50
启动载荷	小	较大	大
$K_5$	1.0	1.15	1.2



### 2.5 圆柱蜗杆传动滑动速度计算和传动效率估算

(1) 滑动速度  $v_s$

为蜗杆和蜗轮在节点处的相对速度 (见图 13-4-9)。滑动速度  $v_s$  可按下式求得:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma'} = \frac{d_1' n_1}{19100 \cos \gamma'} \quad (\text{m/s})$$

当  $d_1' = d_1$  时,  $v_s = \frac{m' n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} \quad (\text{m/s})$

在进行力的分析或强度计算时,  $v_s$  的概略值可按图 13-4-10 确定 (普通圆柱蜗杆传动用实线, 圆弧圆柱蜗杆传动用虚线)。

(2) 传动效率  $\eta$

传动效率的精确计算见有关减速器散热计算部分。在进行力的分析或强度计算时, 可按下式进行估算

普通圆柱蜗杆传动:  $\eta = (100 - 3.5\sqrt{i})\%$

圆弧圆柱蜗杆传动: 在相同条件下, 当传动比  $i = 8 \sim 50$  时, 圆弧圆柱蜗杆传动比普通圆柱蜗杆传动高 3% ~ 9%。

### 2.6 提高圆柱蜗杆传动的承载能力和传动效率的方法简介

提高圆柱蜗杆传动的承载能力和传动效率的重要途径是降低其啮合面间的摩擦因数和接触应力值。实现合理的啮合部位, 采用人工油迹结构等方法, 均能改善润滑条件和扩大实际接触面积, 因而, 就降低了摩擦因数和接触应力值。表 13-4-19 列出了常用的几种方法供参考。

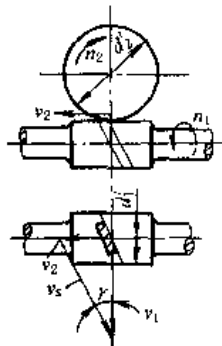


图 13-4-9 滑动速度

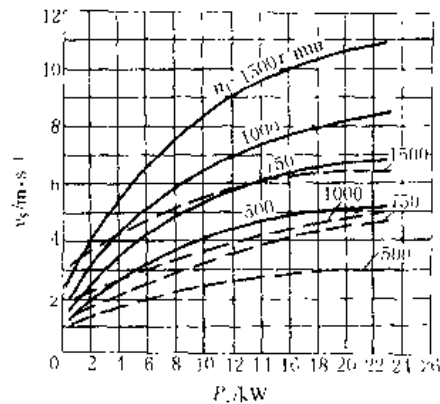


图 13-4-10 滑动速度曲线

表 13-4-19

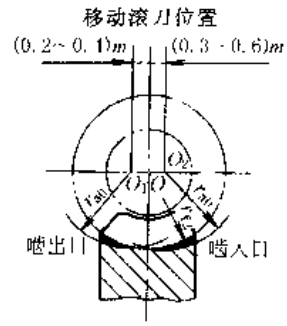
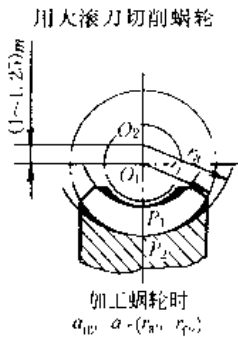
提高承载能力和传动效率的方法

啮出 11 接 触		改 变 啮 合 部 位	
	要求: 普通圆柱蜗杆传动: $\frac{\text{接触面积}}{\text{全齿面积}} = 30\% \sim 60\%$ 圆弧圆柱蜗杆传动: $\frac{\text{接触面积}}{\text{全齿面积}} = 40\% \sim 50\%$		注: 此图为改变啮合部位的 $\beta$ 传动 $\beta = 15^\circ \sim 20^\circ$
消 除 不 利 的 啮 合 部 位			
	挖窝宽度: $l \leq \frac{b}{3}$ 挖窝深度: 至齿根 单向传动靠啮入口 挖窝位置: 双向传动在正中间		轮齿挖窝蜗轮 $d_0 = \frac{5}{6} \pi m \cos \alpha$ 注: 当 $m > 10\text{mm}$ 时, 挖窝时应将铣刀向两边 (两相邻齿) 靠一下

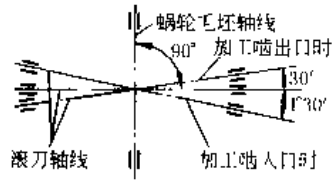
啮出口接触

改变啮合部位

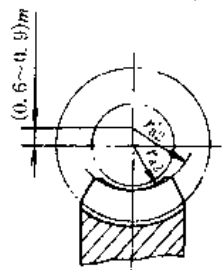
制造人工油涵



搬动刀架角度加工蜗轮

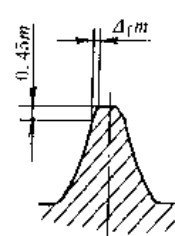


加大蜗轮顶圆圆弧半径



圆弧圆柱蜗杆传动实现月牙形接触

减小蜗轮滚刀（或飞刀）的齿廓圆弧半径 $\rho_0$ 使 $\rho_0 = \rho - \Delta\rho$		减小滚刀齿形角或增大蜗杆齿形角 $\alpha$		蜗杆螺旋面顶部修整		
				蜗杆圆周速度 / $m \cdot s^{-1}$		
$x_2$	$\Delta\rho$	$m/mm$	$\Delta\alpha$	$> 10$	$> 6$	
0.5 ~ 0.75	$0.04\pi m_x$	3 ~ 6	20'	7	8	
> 0.75 ~ 1	$0.05\pi m_x$	7 ~ 12	30'			
> 1 ~ 1.5	$0.06\pi m_x$	13 ~ 25	35'			
$\rho$ ——蜗杆齿廓圆弧半径		$\Delta\alpha = \alpha - \alpha_0$				



### 3 环面蜗杆传动

环面蜗杆传动的蜗杆外形，是以一个凹圆弧为母线绕蜗杆轴线回转而形成的回转面，故称圆环回转面蜗杆，简称环面蜗杆。环面蜗杆螺旋齿面的形成如图 13-4-11 所示。在切削过程中，蜗杆轴线与刀座回转中心的距离等于蜗杆传动的中心距；蜗杆与刀座分别绕各自轴线回转的转速比，等于蜗杆传动的传动比。

#### 3.1 环面蜗杆传动的分类及特点

环面蜗杆传动的类别，取决于形成螺旋齿面的母线或母面。母线为直线时，称为直廓环面蜗杆传动；母面为平面时，称为平面包络环面蜗杆传动。

平面包络环面蜗杆传动泛指平面一次包络环面蜗杆传动（TVP 型）和平面二次包络环面蜗杆传动（TOP 型）两种，在平面一次包络环面蜗杆传动中，又有直齿平面包络环面蜗杆传动和斜齿平面包络环面蜗杆传动之分。

直廓环面蜗杆传动（TSL 型）和平面二次包络环面蜗杆传动，都是多齿接触和双接触线接触，因此，扩大了接触面积、改善了油膜形成条件、增大了齿面间的相对曲率半

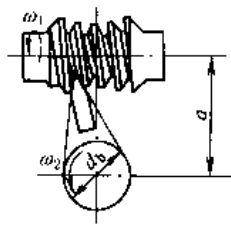


图 13-4-11 环面蜗杆切削示意图

径等等，这就是提高传动效率和承载能力的原因所在；平面一次包络环面蜗杆传动虽是单接触线接触，但也有多齿

接触等优点, 所以其传动效率和承载能力也比圆柱蜗杆传动大得多。

平面包络环面蜗杆比较容易实现完全符合其啮合原理的精确加工和淬硬磨削, 尤其对于平面一次包络环面蜗杆传动的制作还较容易。

### 3.2 环面蜗杆传动的形成原理

#### 直廓环面蜗杆的形成原理

在图 13-4-12 中, 设空间有一轴线  $O_1-O_1$ , 通过该轴线的平面  $P$  绕  $O_1-O_1$  以角速度  $\omega_1$  回转。与此同时, 在平面  $P$  上有一直线  $N-N$ , 它距平面  $P$  上一点  $O_2$  的垂直距离为  $d_b/2$ , 以角速度  $\omega_2$  绕  $O_2$  回转。这样, 直线  $N-N$  在空间形成的轨迹面, 就是直廓环面蜗杆的螺旋齿面。直线  $N-N$  也就是形成该蜗杆螺旋齿面的母线。

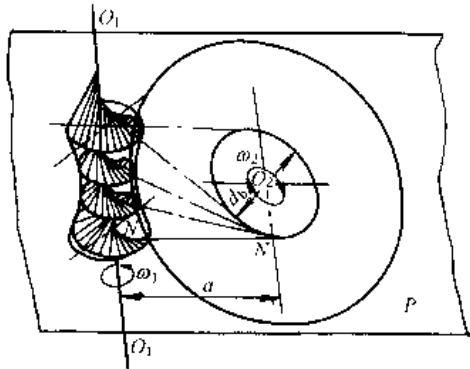


图 13-4-12 直廓环面蜗杆形成原理

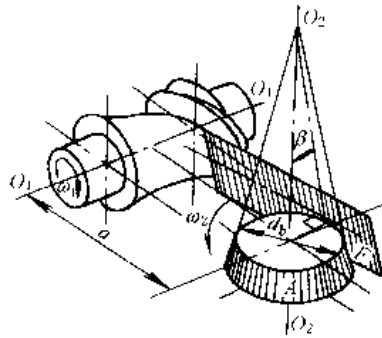


图 13-4-13 平面包络蜗杆形成原理

#### 平面包络环面蜗杆的形成原理

如图 13-4-13 所示, 设平面  $F$  与圆锥  $A$  外表面相切, 并一起绕轴线  $O_2-O_2$  以角速度  $\omega_2$  回转。与此同时, 蜗杆毛坯绕其轴线  $O_1-O_1$  以角速度  $\omega_1$  回转。这样, 平面  $F$  在蜗杆毛坯上形成的轨迹面便是平面包络环面蜗杆的螺旋齿面。平面  $F$  就是形成该蜗杆螺旋齿面的母面。

平面包络环面蜗杆的螺旋齿面, 实际上是以平面齿齿轮的齿面为母面经过共轭运动包络形成的。因此, 该平面包络环面蜗杆与该平面齿齿轮组成的传动副, 称作平面一次包络环面蜗杆传动。

在图 13-4-13 中, 当母平面  $F$  与刀座轴线  $O_2-O_2$  的夹角  $\beta=0$  时, 是直廓平面包络环面蜗杆, 适于传递运动; 当母平面  $F$  与刀座轴线  $O_2-O_2$  的夹角  $\beta>0$  时, 是斜齿平面包络环面蜗杆, 适于传递动力。

平面二次包络环面蜗杆传动, 其蜗轮齿面则是由上述蜗杆的齿面为母面包络形成的, 即由与该蜗杆参数、形状完全一致的滚刀展成。构成该传动副, 需两次包络运动, 故称平面二次包络环面蜗杆传动。

### 3.3 环面蜗杆传动的基本参数及选择

**中心距  $a$  和传动比  $i$**  它们均由使用要求而定。因为  $a$  和  $i$  直接影响着其他几何参数和工艺装备, 所以应使其标准化系列化 (见表 13-4-23); 做非标准参数设计时,  $a$  和  $i$  尽可能取整数, 这不仅方便了设计计算和加工, 而且取整数  $i$  后还容易跑合, 以提高使用效果。

**蜗杆喉部根径  $d_n$**   $d_n$  是环面蜗杆传动的重要参数。它直接影响传动效率和承载能力。考虑到  $d_n$  对蜗杆刚度和强度的影响, 推荐按表 13-4-25 或表 13-4-26 中的公式进行计算和校验。

**母平面倾斜角  $\beta$**   $\beta$  是平面包络环面蜗杆传动的重要参数。推荐采用较大的  $\beta$  (即  $\beta \geq \gamma$ )。当  $\beta$  较大时, 同时工作的接触线条数较多, 这对齿面润滑十分有利, 因此, 有利于提高传动效率和承载能力; 但当  $\beta$  过大时, 蜗杆齿顶容易变尖。因此,  $\beta$  的大小直接影响传动效果。 $\beta$  的计算公式推荐于表 13-4-26 中。

**蜗轮齿顶圆直径  $d_{a2}$  和蜗轮齿宽  $b$**  在批量和专业化生产中, 为了减少蜗轮毛坯和刀具的品种、规格, 应使  $d_{a2}$  和  $b$  标准系列化, 系列值推荐于表 13-4-23 中。

**成形圆直径  $d_c$**  为减少专用机床的规格和有利于工装通用, 成形圆直径  $d_c$  应标准化系列化, 推荐的系列值见

表 13-4-23<sub>a</sub>

标准参数的蜗轮最大顶圆直径  $d_{a2max}$ 、齿顶圆弧半径  $r_{a2}$  和蜗轮齿圈内孔直径  $D_0$  的对应值一并列入表 13-4-23 中；蜗轮齿数  $z_2$  和蜗杆头数  $z_1$  搭配的推荐值列于表 13-4-24 中。

蜗杆包围蜗轮齿数  $z'$  推荐按表 13-4-20 选取。

表 13-4-20 蜗杆包围蜗轮齿数  $z'$

$z_2$	30 ~ 35		36 ~ 42	45 ~ 50	54 ~ 67	70 ~ 80	93
	$z_1 = 1$	$z_1 \geq 2$	4	5	6	7	8
$z'$	3	3.5					

非标准参数的蜗轮齿数  $z_2$  推荐按表 13-4-21 选取

表 13-4-21 非标准参数的蜗轮齿数  $z_2$

中心距 $a/mm$	80 ~ 320	> 320 ~ 630	> 630 ~ 1000	> 1000 ~ 1600
蜗轮齿数 $z_2$	30 ~ 64	30 ~ 80	40 ~ 91	50 ~ 93

非标准参数的蜗杆分度圆直径  $d_1$  推荐按表 13-4-22 选取。

表 13-4-22 非标准参数蜗杆分度圆直径  $d_1$

传动比 $i$	$\leq 10$	10 ~ 20	20 ~ 35	$\geq 35$
蜗杆分度圆直径 $d_1$	$(0.48 \sim 0.4)a$	$(0.4 \sim 0.36)a$	$(0.36 \sim 0.33)a$	$(0.33 \sim 0.3)a$

注：1.  $a$ ——中心距，mm。

2. 当  $a$  较小时，括号内取较大值；当  $a$  较大时，括号内取较小值。

蜗轮端面模数 环面蜗杆传动的模数一般不作标准值，而通常只是蜗轮端面模数  $m_t$  在几何计算中应用；蜗杆轴向模数与蜗轮端面模数相等（即  $m_x = m_t$ ）。

表 13-4-23 环面蜗杆传动基本参数及蜗轮轮圈尺寸

中心距 $a$	第一系列																第二系列				成形圆直径 $d_b$	
	蜗轮齿顶圆直径 $d_{a2}$	蜗轮齿宽 $b$	蜗轮齿顶圆齿半顶径 $r_{a2}$	蜗轮齿顶圆最大直径 $d_{a2max}$	蜗轮齿圈内孔直径 $D_0$				蜗轮齿顶圆直径 $d_{a2}$	蜗轮齿宽 $b$	蜗轮齿顶圆齿半顶径 $r_{a2}$	蜗轮齿顶圆最大直径 $d_{a2max}$	蜗轮齿圈内孔直径 $D_0$									
					蜗轮齿数 $z_2$								蜗轮齿数 $z_2$									
					35 ~ 45	46 ~ 72	50 ~ 63	64 ~ 94					35 ~ 45	46 ~ 72	50 ~ 63	64 ~ 94	A 组	B 组				
80	133	21	20	135	105	105	—	—	124	30	25	130	95	95	—	—	50	56				
100	170	24	25	172	135	135	—	—	160	34	30	165	125	130	—	—	63	70				
125	215	28	30	217	170	170	—	—	205	38	35	210	160	165	—	—	80	90				
(140)	242	31	30	245	190	195	—	—	230	42	40	235	180	185	—	—	90	100				
160	278	34	35	280	215	220	—	—	265	45	40	270	210	215	—	—	100	112				
(180)	312	38	40	315	245	250	—	—	300	50	45	306	235	245	—	—	112	125				
200	348	42	45	350	270	280	—	—	335	55	50	342	265	275	—	—	125	140				
(225)	392	47	50	395	310	320	—	—	378	60	55	385	295	310	—	—	140	160				
250	435	55	55	440	340	355	—	—	420	68	60	430	330	340	—	—	160	180				
(280)	490	60	60	495	390	405	—	—	475	75	70	478	370	380	—	—	180	200				
320	560	65	70	565	445	460	—	—	540	85	80	550	430	440	—	—	200	225				
(360)	630	75	75	635	520	530	—	—	605	95	90	615	490	510	—	—	225	250				
400	700	85	85	705	570	590	—	—	670	110	100	685	540	560	—	—	250	280				
(450)	790	95	95	798	650	670	—	—	760	120	110	775	620	650	—	—	280	320				
500	880	105	105	890	720	740	—	—	840	140	125	855	680	700	—	—	320	360				
(560)	980	120	120	990	800	820	—	—	940	150	140	955	760	790	—	—	360	400				

续表

中心距 $a$	第一系列								第二系列								成形圆 直径 $d_b$	
	蜗 轮 齿 顶 径 $d_{a2}$	圆 直 径 $b$	蜗 轮 内 宽 $r_{a2}$	蜗 圆 弧 齿 半 顶 径 $d_{a2max}$	蜗轮齿圈内孔直径 $D_0$				蜗 轮 齿 顶 径 $d_{a2}$	圆 直 径 $b$	蜗 轮 内 宽 $r_{a2}$	蜗 圆 弧 齿 半 顶 径 $d_{a2max}$	蜗轮齿圈内孔直径 $D_0$					
					蜗轮齿数 $z_2$								蜗轮齿数 $z_2$					
					35~45	46~72	50~63	64~94					35~45	46~72	50~63	64~94		
630	1100	135	135	1110	900	930	—	—	1060	170	160	1080	860	890	—	—	400	450
(710)	1240	150	150	1255	—	—	1050	1070	1200	190	175	1230	—	—	1000	1030	450	500
800	1400	170	170	1420	—	—	1180	1200	1360	210	190	1390	—	—	1140	1170	500	560
(900)	1580	190	190	1600	—	—	1330	1360	1520	240	220	1560	—	—	1280	1300	560	630
1000	1750	210	215	1770	—	—	1480	1500	1690	260	250	1730	—	—	1420	1450	630	710
(1120)	1970	230	235	2040	—	—	1670	1700	1910	280	260	1950	—	—	1610	1640	710	800
1250	2210	250	255	2240	—	—	1860	1900	2150	300	290	2190	—	—	1800	1840	800	900
(1400)	2480	280	280	2510	—	—	2100	2140	2400	340	325	2450	—	—	2000	2060	900	1000
1600	2850	300	310	2880	—	—	2400	2460	2770	380	360	2830	—	—	2320	2400	1000	1120

注：1. 一般条件传动的基本参数优先按第一系列选取。

2. 属于下列条件之一的传动按第二系列选取：低速重载； $i < 12.5$ ；工作中经常过载及  $l/a > 2.5$  ( $l$  为两端支承点距离)

3. 直廓环面蜗杆传动的  $d_b$  值选取 A 组；平面包络环面蜗杆传动的  $d_b$  值，当基本参数选用第一系列时，选取 B 组；选用第二系列时，选取 A 组。

表 13-4-24 中心距  $a$ 、传动比  $i$ 、蜗轮齿数  $z_2$  和蜗杆头数  $z_1$  的推荐值

中心距 $a$ /mm	公称传动比 $i$																	
	$z_2/z_1$																	
	12.5	(14)	16	(18)	20	(22.5)	25	(28)	31.5	(35.5)	40	(45)	50	(56)	63	(71)	80	(90)
80~320	A 组	38/3 或 49/4	41/3 49/3	37/2 或 56/3	41/2	45/2	49/2 55/2 63/2	36/1	40/1 45/1	50/1	56/1	63/1	—	—	—	—	—	—
	B 组	36/3 或 48/4	42/3 48/3	36/2 或 54/3	40/2	46/2	50/2 56/2 64/2	36/1	40/1 45/1	50/1	56/1	63/1	—	—	—	—	—	—
>320~ 630	A 组	49/4	55/4 49/3	56/3	41/2 或 61/3	45/2 或 67/3	49/2 55/2 63/2	36/1 或 71/2	40/1 45/1	50/1	56/1	63/1	71/1	—	—	—	—	—
	B 组	48/4	56/4 48/3	54/3	40/2 或 60/3	4/2 或 66/3	50/2 56/2 64/2	36/1 或 72/2	40/1 45/1	50/1	56/1	63/1	71/1	—	—	—	—	—
>630~ 1000	A 组	63/5	71/5 63/4	71/4	61/3	67/3	74/3 83/3 63/2	71/2	79/2 91/2 (50/1) (56/1)	63/1	71/1 79/1 91/1	—	—	—	—	—	—	—
	B 组	65/5	70/5 64/4	72/4	60/3	66/3	75/3 84/3 64/2	72/2	80/2 90/2 (50/1) (56/1)	63/1	71/1 80/1 91/1	—	—	—	—	—	—	—
>1000~ 1600	A 组	74/6	71/5 79/5	71/4	79/4	91/4	74/3 83/3 91/3	71/2	79/2 91/2 (50/1) (56/1) (63/1)	71/1 79/1 91/1	—	—	—	—	—	—	—	—
	B 组	72/6	70/5 80/5	72/4	80/4	92/4	75/3 84/3 93/3	72/2	80/2 90/2 (50/1) (56/1) (63/1)	71/1 80/1 91/1	—	—	—	—	—	—	—	—

注：1. 括号内的传动比  $i$  和  $z_2/z_1$  值尽可能不用。

2. 表中 B 组  $z_2/z_1$  值以整数倍给出，适用于蜗轮采用滚刀加工的环面蜗杆传动。

3. 传动比  $i < 12.5$  的传动，暂未给出，应按优先数系选取公称传动比 [如  $i = 8; (9); 10; (11.2)$ ]，蜗轮齿数  $z_2$  应在表内相应中心距  $a$  的数值范围内选取。

3.4 环面蜗杆传动的几何计算

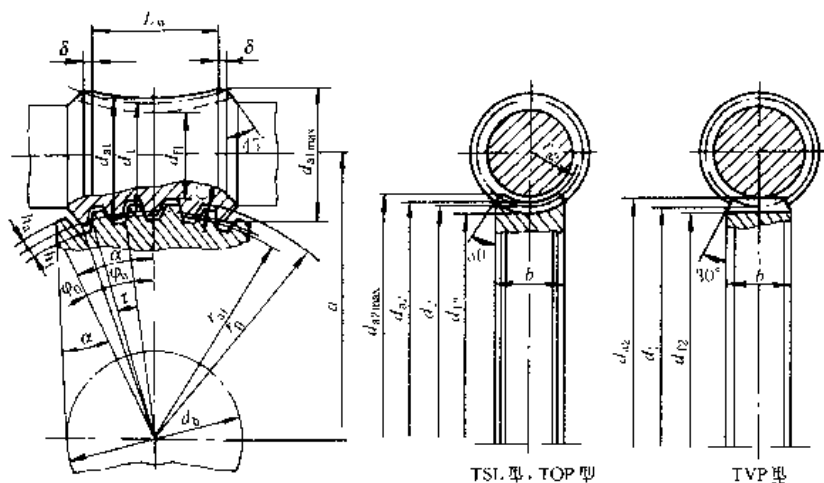


表 13-4-25 直廓环面蜗杆传动几何计算

项 目	计 算 公 式 及 说 明		标准参数传动的计算步骤
	非标准参数传动	标准参数传动	
中心距 $a$	由承载能力计算确定,或由图 13-4-17 按插入法查得	按表 13-4-23 选取	1
传动比 $i$	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$	按表 13-4-24 选取	2
蜗杆头数 $z_1$	$z_1 = \frac{z_2}{i} = 1 \sim 10$ ; 按使用要求定	按表 13-4-24 选取	3
蜗轮齿数 $z_2$	$z_2 = z_1 \cdot i$ ; 按表 13-4-21 选取	按表 13-4-24 选取	4
蜗杆分度圆直径 $d_1$	$d_1 \approx 0.68a^{0.875}$	$d_1 = 2a - d_2$	11
蜗轮分度圆直径 $d_2$	$d_2 = 2a - d_1$	$d_2 = d_{d2} - 2h_a$	10
蜗轮端面模数 $m_1$	$m_1 = \frac{d_2}{z_2}$	$m_1 = \frac{d_{d2}}{z_2 + 1.5}$	6
径向间隙 $c$	$c = 0.2m_1$		7
齿顶高 $h_a$	$h_a = 0.75m_1$		8
齿根高 $h_f$	$h_f = h_a + c$		9
蜗杆喉部根圆直径 $d_n$	计算公式	$d_n = d_1 - 2h_f$	12
	校验公式	当 $\frac{L}{a} \leq 2.5$ 时, $d_n \geq 0.5a^{0.875}$ 当 $\frac{L}{a} > 2.5$ 时, $d_n \geq 0.6a^{0.875}$ 式中 $L$ ——蜗杆两端支承点间距离	
蜗轮齿顶圆直径 $d_{d2}$	$d_{d2} = d_2 + 2h_a$	按表 13-4-23 选取	5

续表

项 目	计 算 公 式 及 说 明		标准参数传动的计算步骤
	非标准参数传动	标准参数传动	
蜗杆齿顶圆直径 $d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$		以下逐项计算
蜗轮齿顶圆直径 $d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$		
蜗杆齿根圆半径 $r_{f1}$	$r_{f1} = a - 0.5d_{f1}$		
蜗杆齿顶圆弧半径 $r_{a1}$	$r_{a1} = a - 0.5d_{a1}$		
蜗杆喉部螺旋导程角 $\gamma$	$\gamma = \arctan \frac{d_2}{id_1}$		
齿数角 $\tau$	$\tau = \frac{360^\circ}{z_2}$		
成形圆直径 $d_b$	$d_b = \frac{a}{1.6}$ , 圆整后取整数	按表 13-4-23 选取	
分度圆齿形角 $\alpha$	$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2}$ , 推荐 $\alpha = 20^\circ$		
蜗杆包围蜗轮齿数 $z'$	按表 13-4-20 选取		
蜗杆工作半角 $\varphi_w$	$\varphi_w = 0.5\tau(z' - 0.45)$		
工作起始角 $\varphi_{11}$	$\varphi_{11} = \alpha - \varphi_w$		
蜗轮齿宽 $b$	$b = (0.8 \sim 1)d_{f1}$	按表 13-4-23 选取	
蜗杆工作部分长度 $L_w$	$L_w = d_2 \sin \varphi_w$		
蜗杆螺纹两侧肩带宽度 $\delta$	$\delta = m_1$		
蜗杆最大齿顶圆直径 $d_{a1max}$	$d_{a1max} = 2[a - \sqrt{r_{a1}^2 - (0.5L_w)^2}]$		
蜗杆最大齿根圆直径 $d_{f1max}$	$d_{f1max} = 2[a - \sqrt{r_{f1}^2 - (0.5L_w)^2}]$		
蜗轮最大顶圆直径 $d_{a2max}$	由蜗轮结构要求作图决定	按表 13-4-23 选取	
蜗轮齿顶圆弧半径 $r_{a2}$	$r_{a2} = 0.53d_{f1max}$	按表 13-4-23 选取	
蜗杆螺牙啮入口修型量 $\Delta_f$	$\Delta_{fmax} = (0.0003 + 0.000034i)\alpha$		
蜗杆螺牙啮出口修型量 $\Delta_e$	$\Delta_e = 0.16\Delta_f$		
蜗轮法面弦齿厚 $\bar{s}_{a2}$	$\bar{s}_{a2} = d_2 \sin 0.275\tau \cdot \cos \gamma$		
蜗杆喉部法面弦齿厚 $\bar{s}_{a1}$	$\bar{s}_{a1} = \left[ d_2 \sin 0.225\tau - 2\Delta_f \left( 0.3 - \frac{56.7^\circ}{\varphi_w z_2} \right)^2 \right] \cos \gamma$		
蜗轮弦齿高 $\bar{h}_{a2}$	$\bar{h}_{a2} = h_a + 0.5d_2(1 - \cos 0.275\tau)$		
蜗杆弦齿高 $\bar{h}_{a1}$	$\bar{h}_{a1} = h_a - 0.5d_2(1 - \cos 0.225\tau)$		
蜗杆啮入口修缘值 $\Delta_{fr}$	$\Delta_{fr} = 0.6\Delta_f$		
修缘长度对应的角度值 $\psi_r$	$\psi_r = 0.6\tau$		

注: 1. 所有尺寸值精确到 0.01mm, 标有 \* 者圆整到 0.1mm。

2. 蜗杆的修型和修缘详见第 3.5 节。

表 13-4-26

平面包络环面蜗杆传动几何计算

项 目	计 算 公 式 及 说 明	
	平面一次包络环面蜗杆传动	平面二次包络环面蜗杆传动
中心距 $a$	由承载能力计算确定, 或分别由图 13-4-17(“平面二次”借用“直廓”)、图 13-4-18 按插入法查得; 标准参数传动按表 13-4-23 选取	
传动比 $i$	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$ , 标准参数传动按表 13-4-24 选取	
蜗杆头数 $z_1$	$z_1 = \frac{z_2}{i} = 1 \sim 7$ , 据使用要求定; 标准参数传动按表 13-4-24 选取	
蜗轮齿数 $z_2$	$z_2 = z_1 \cdot i$ , 按表 13-4-21 选取; 标准参数传动按表 13-4-24 选取	
蜗杆分度圆直径 $d_1$	按表 13-4-22 选取	

续表

项 目	计 算 公 式 及 说 明									
	平面一次包络环面蜗杆传动	平面二次包络环面蜗杆传动								
蜗轮分度圆直径 $d_2$	$d_2 = 2a - d_1$									
蜗轮端面模数 $m_1$	$m_1 = \frac{d_2}{z_2}$									
径向间隙 $c$	$c = 0.2m_1$									
齿顶高 $h_a$	$h_a = 0.75m_1$	$h_a = 0.7m_1$								
齿根高 $h_f$	$h_f = h_a + c$									
蜗杆喉部根圆直径 $d_{f1}$	计算公式	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$								
	校验公式	<p>当 <math>\frac{L}{a} \leq 2.5</math> 时, <math>d_{f1} \geq 0.5a^{0.875}</math></p> <p>当 <math>\frac{L}{a} &gt; 2.5</math> 时, <math>d_{f1} \geq 0.6a^{0.875}</math></p> <p>式中 <math>L</math>——蜗杆两端支承点间距离</p>								
蜗杆齿顶圆直径 $d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$									
蜗杆齿顶圆半径 $r_{a1}$	$r_{a1} = a - 0.5d_{a1}$									
蜗杆齿根圆半径 $r_{f1}$	$r_{f1} = a - 0.5d_{f1}$									
蜗轮齿顶圆直径 $d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$									
蜗轮齿根圆直径 $d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$									
蜗杆喉部螺旋导程角 $\gamma$	$\gamma = \arctan \frac{d_2}{d_1}$									
齿距角 $\tau$	$\tau = \frac{360^\circ}{z_2}$									
成形圆直径 $d_b$	$d_b = \sin(22^\circ \sim 25^\circ) d_2$ , $z_1$ 较小时括弧内取较小值, 反之取较大值。计算出的 $d_b$ 值按表 13-4-23 选取系列值									
分度圆齿形角 $\alpha$	$\alpha = \arcsin \frac{d_{f1}}{d_2}$ , 推荐 $\alpha = 22^\circ \sim 25^\circ$									
蜗杆包围蜗轮齿数 $z'$	按表 13-4-20 选取									
蜗杆工作半角 $\varphi_w$	$\varphi_w = 0.5\tau (z' - 0.45)$									
工作起始角 $\varphi_0$	$\varphi_0 = \alpha - \varphi_w$									
蜗轮齿宽 $b$	$b = (0.9 \sim 1) d_{f1}$									
蜗杆工作部分长度 $L_w$	$L_w = d_2 \sin \varphi_w$									
蜗杆螺纹两侧肩带宽度 $\delta$	$\delta \leq m_1$									
蜗杆最大齿顶圆直径 $d_{a1max}$	$d_{a1max} = 2 [a - \sqrt{r_{a1}^2 - (0.5L_w)^2}]$									
蜗杆最大齿根圆直径 $d_{f1max}$	$d_{f1max} = 2 [a - \sqrt{r_{f1}^2 - (0.5L_w)^2}]$									
蜗轮齿顶圆半径 $r_{a2}$	$r_{a2} = 0.55 d_{f1max}$									
母平面倾斜角 $\beta$	<p><math>\beta = \arctan (K_1 \tan \gamma \cos \alpha)</math></p> <p>当 <math>i &gt; 20</math> 时, <math>K_1 = 1</math></p> <p>当 <math>i \leq 20</math> 时, <math>K_1 = (1.4 - 0.02i)</math></p>	<p><math>\beta = \arctan \left[ \frac{\cos(\alpha + \Delta) \frac{d_2}{2a} \cos \alpha}{\cos(\alpha + \Delta) - \frac{d_2}{2a} \cos \alpha} \frac{1}{i} \right]</math></p> <p>式中 <math>\Delta</math> 值如下:</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>i</math></td> <td><math>&lt; 10</math></td> <td><math>10 \sim 30</math></td> <td><math>&gt; 30</math></td> </tr> <tr> <td><math>\Delta</math></td> <td><math>4^\circ</math></td> <td><math>6^\circ</math></td> <td><math>8^\circ</math></td> </tr> </table>	$i$	$< 10$	$10 \sim 30$	$> 30$	$\Delta$	$4^\circ$	$6^\circ$	$8^\circ$
$i$	$< 10$	$10 \sim 30$	$> 30$							
$\Delta$	$4^\circ$	$6^\circ$	$8^\circ$							
蜗轮齿距 $p_2$	$p_2 = \pi m_1$									



项 目	计 算 公 式 及 说 明	
	平面一次包络环面蜗杆传动	平面二次包络环面蜗杆传动
蜗轮节圆齿厚 $s_2$	$s_2 = 0.55p_2$	
蜗杆副圆周侧隙 $j$ ( $j_{min}$ )	按表 13-4-66 选取	
蜗杆节圆齿厚 $s_1$	$s_1 = p_2 - s_2 - j$	
蜗杆分度圆法向齿厚 $s_{n1}$	$s_{n1} = s_1 \cos \gamma$	
蜗轮分度圆法向齿厚 $s_{n2}$	$s_{n2} = s_2 \cos \gamma$	
蜗杆弦齿高 $\bar{h}_{a1}$	$\bar{h}_{a1} = h_a - 0.5d_2 \left( 1 - \cos \arcsin \frac{s_1}{d_2} \right)$	
蜗轮弦齿高 $h_{a2}$	$h_{a2} = h_a + 0.5d_2 \left( 1 - \cos \arcsin \frac{s_2}{d_2} \right)$	
蜗杆啮入口修缘值 $\Delta_{fr}$	按表 13-4-28 选取	
蜗杆啮入口修缘长度 $\Delta_{fr}$	按表 13-4-29 选取	
蜗杆啮出口修缘值 $\Delta_{fe}$	按表 13-4-28 选取	
蜗杆啮出口修缘长度 $\Delta_{fe}$	按表 13-4-29 选取	

### 3.5 环面蜗杆传动的修型和修缘计算

环面蜗杆的修型，是为了使传动获得较高的承载能力和传动效率。环面蜗杆啮入口或啮出口的修缘，是为了保证蜗杆螺牙能平稳地进入啮合或退出啮合。

#### (1) 直廓环面蜗杆

直廓环面蜗杆的修型，是将“原始型”直廓环面蜗杆（如图 13-4-14 细实线部分所示，特点为等齿厚）的螺牙从中间向两端逐渐减薄而成（如图 13-4-14 实线部分所示，其特点是近似于“原始型”蜗杆磨损后的形状）。目前在工业生产中使用的直廓环面蜗杆传动一般均经修型，即“修正型”。“修正型”又有“全修型”和“对称修型”等修型形式。“全修型”的修型曲线其特征是没有拐点，极值点对应的角度值等于  $1.42\varphi_w$ 。修型曲线按抛物线确定（即“全修型”的蜗杆螺牙的螺旋线在展开的全长上与“原始型”的偏离数值），其方程为：

$$\Delta_y = \Delta_f \left( 0.3 - 0.7 \frac{\varphi_y}{\varphi_w} \right)^2$$

式中  $\Delta_f$ ——啮入口修型量，见表 13-4-28；

$\varphi_y$ ——用来确定  $\Delta_y$  的角度值。

实现“全修型”环面蜗杆传动，需要结构较复杂的专用机床，故当前应用较少。

“对称修型”是在增大中心距、成形圆直径和改变分齿挂轮的速比后，对“原始型”蜗杆进行修型而获得的。“对称修型”的修型曲线接近于“全修型”的修型曲线。因此，“对称修型”也可获得较好的啮合性能。由于实现“对称修型”不需增设新的专用机

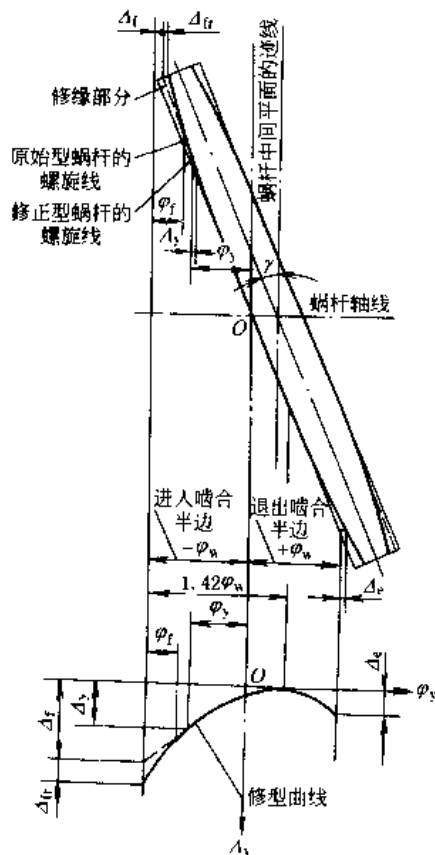


图 13-4-14 直廓环面蜗杆螺牙截面展开图

床, 故当前应用较广。

“对称修型”的修型计算公式见表 13-4-27。

表 13-4-27 直廓环面蜗杆对称修型计算

项 目	计 算 公 式 及 说 明
传动比增量系数 $K_1$	$K_1 = \frac{\Delta_1 \cos (0.42 \varphi_w + \alpha)}{0.5 d_2 [\sin (0.42 \varphi_w + \alpha) - \sin \varphi_0 - 1.42 \varphi_w \cos (0.42 \varphi_w + \alpha)] + \Delta_1 \cos \alpha}$ 式中 $1.42 \varphi_w$ 以弧度计
分齿挂轮速比 $i_0$	$i_0 = \frac{i}{1 - K_1} = \frac{z_2'}{z_1}; z_2' \text{——假想蜗轮齿数}$
中心距增量 $\Delta_n$	$\Delta_n = \frac{K_1 d_2 \cos \alpha}{2 [\cos (\alpha + 0.42 \varphi_w) - K_1 \cos \alpha]}$
修型成形圆直径 $d_{10}$	$d_{10} = d_b + 2 \Delta_n \sin \alpha$
修型方程 $\Delta_s$	$\Delta_s = \left\{ \frac{\Delta_n}{\cos \alpha} [\sin \alpha - \sin (\alpha + \psi)] + K_1 \psi \left( \Delta_n + \frac{d_2}{2} \right) \right\} -$ $\left\{ \frac{\Delta_n}{\cos \alpha} [\sin \alpha - \sin (\alpha + 0.42 \varphi_w)] + 0.42 \varphi_w K_1 \left( \Delta_n + \frac{d_2}{2} \right) \right\}$ 式中 $K_1 \psi$ 和 $0.42 \varphi_w K_1$ 以弧度计, $-\varphi_w \leq \psi \leq +\varphi_w$
蜗杆修缘时中心距再增加值 $\Delta'_s$	$\Delta'_s = \frac{\Delta_n \cos (\psi_1 + \psi_0)}{\sin \psi_1}$
蜗杆修缘时的轴向偏移值 $\Delta_x$	$\Delta_x = \frac{\Delta_n \sin (\psi_1 + \psi_0)}{\sin \psi_1}$

## (2) 平面包络环面蜗杆

平面一次包络环面蜗杆传动不需修型。

平面二次包络环面蜗杆传动分典型传动和一般型传动两种传动型式, 如图 13-4-15 所示。推荐采用一般型传动<sup>①</sup>。

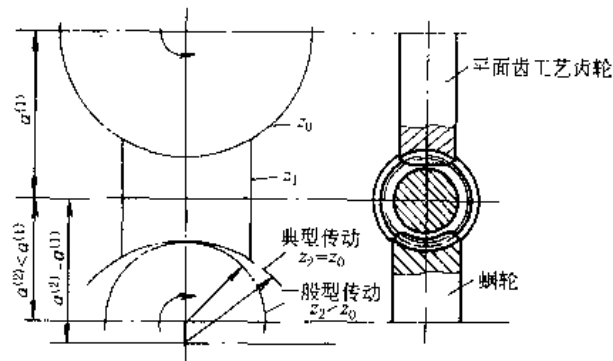


图 13-4-15 平面二次包络环面蜗杆传动类型

一般型传动除能保障有较好的传动性能外, 还可方便蜗轮副的合装。

① 实现一般型传动需采取必要的工艺措施, 设计时, 可与首都钢铁公司机械厂联系。

平面包络环面蜗杆的修缘值和修缘长度列于表 13-4-28 和表 13-4-29 中。

表 13-4-28 平面包络环面蜗杆的修缘值 /mm

传动比 $i$	中心距 $a$						
	50 - 125	140 - 200	225 - 320	360 - 500	560 - 800	900 - 1250	1400 - 1600
	蜗杆啮入口修缘值 $\Delta_{fr}$						
5 ~ 22.4	0.2	0.25	0.3	0.4	0.55	0.7	0.85
25 ~ 40	0.25	0.3	0.4	0.55	0.7	0.85	1.0
45 ~ 63	0.3	0.4	0.55	0.7	0.85	1.0	1.2
71 ~ 90	0.4	0.55	0.7	0.85	1.0	1.2	1.4

注：蜗杆啮出口修缘值  $\Delta_{fo} = \frac{2}{3} \Delta_{fr}$

表 13-4-29 平面包络环面蜗杆的修缘长度

蜗杆包围蜗轮齿数 $z'$	3, 3.5	4	5	6	7	8
啮入口修缘长度 $\Delta_{gr}$	$p/2$	$p/2$	$2p/3$	$2p/3$	$p$	$p$
啮出口修缘长度 $\Delta_{go}$	$p/3$	$p/2$	$p/2$	$2p/3$	$3p/4$	$p$

注：表中  $p$ ——蜗轮齿距，mm。

### 3.6 环面蜗杆传动承载能力的计算

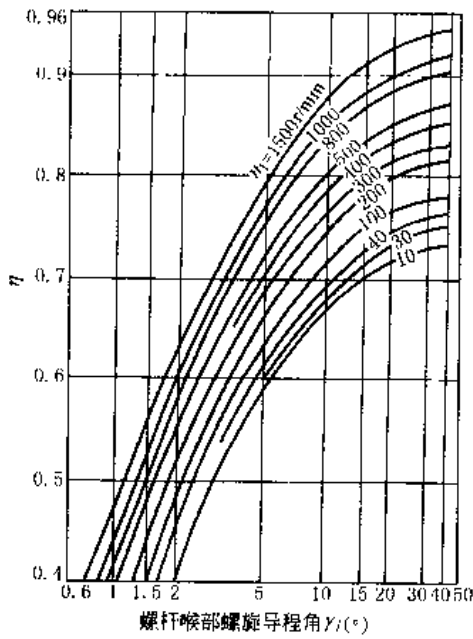


图 13-4-16 直廓环面蜗杆传动效率曲线

直廓环面蜗杆传动蜗杆轴上的许用功率  $P'_{1p}$  可按图 13-4-17 确定；平面一次包络环面蜗杆传动蜗杆轴上的许用功率可按图 13-4-18 确定；平面二次包络环面蜗杆传动蜗杆轴上的许用功率可参考表 13-4-31 确定。

当传动符合图 13-4-17 和图 13-4-18 之条件时，蜗杆传递的功率  $P_1$ ：

$$P_1 \leq P'_{1p}$$

当传动为其他条件时，蜗杆轴的计算功率

$$P_0 = \frac{P_1}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4} \leq P'_{1p}$$

式中  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$ ——分别为传动类型系数、工作情况系数、加工质量系数和蜗轮材料系数。见表 13-4-30。

当已知蜗轮输出转矩  $T_2$  时， $P_1 = \frac{T_2 n_1}{9550 i \eta}$

式中  $\eta$ ——传动效率，可参考图 13-4-16，平面二次包络环面蜗杆传动的传动效率参考表 13-4-32。

表 13-4-30 系数  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$

$K_1$	$K_2$		$K_3$	$K_4$	
TSL 型和 TOP 型 1.0	昼夜连续平稳工作	1.0	7 级精度 1.0	ZCuSn10Pb1	1.0
	每日连续工作 8h，有冲击载荷	0.8		ZCuAl10Fe3Mn2 等锡青铜	
TVP 型 0.9	昼夜连续工作，有冲击载荷	0.7	8 级精度 0.8	ZCuAl10Fe3，ZCuZn38Mn2Pb2 等无锡青铜、黄铜	0.8
	间断工作（如每 2h 工作 15min）	1.3		HT150，HT200	
	间断工作，有冲击载荷	1.06			

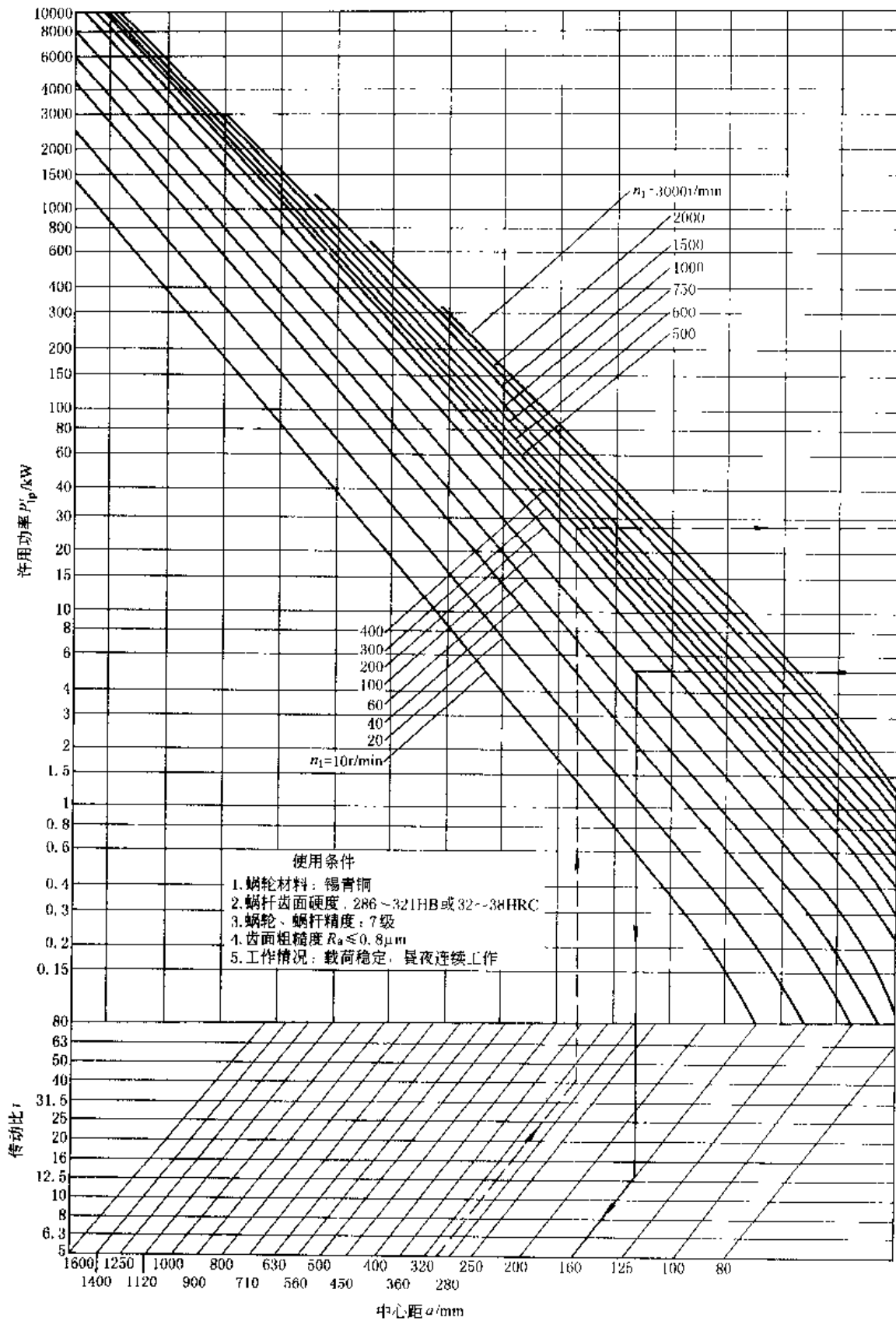


图 13-4-17 直廓环面蜗杆许用功率线图

表 13-4-31

平面二次包络环面蜗杆传动蜗杆轴上的许用功率参考表

公称 传动比 <i>i</i>	输入转 速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	功 率 转 矩	中 心 距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			额定输入功率 $P_1$ /kW, 额定输出转矩 $T_2$ /N·m																	
10	1500	$P_1$	6.71	11.5	19.7	25.9	35.7	47.5	61.2	81.4	105	138	183	245	261	347	560			
		$T_2$	384	666	1141	1516	2093	2811	3626	4870	6280	8343	11087	14795	15787	20979	32260			
	1000	$P_1$	6.20	10.6	18.2	23.9	33.0	43.9	56.6	75.2	97.0	127	169	226	241	320	413	543	722	963
		$T_2$	533	923	1581	2102	2901	3897	5025	6749	8703	11563	15366	20505	21881	29076	37495	49291	65499	87408
	750	$P_1$	5.22	8.94	15.3	20.1	27.8	36.9	47.6	63.3	81.6	107	143	190	203	270	348	457	608	811
		$T_2$	591	1019	1755	2333	3220	4326	5579	7494	9664	12842	17064	22772	24300	32290	41640	54740	72740	97071
	500	$P_1$	4.20	7.20	12.3	16.2	22.4	29.7	38.3	50.9	65.7	86.3	115	153	163	217	280	368	489	652
		$T_2$	697	1202	2071	2754	3801	5107	6586	8849	11412	15167	20145	26896	28700	38137	49181	64653	85913	114549
12.5	1500	$P_1$	5.88	10.1	17.3	22.7	31.3	41.7	53.7	71.4	92.0	121	161	215	229	304	392			
		$T_2$	417	722	1237	1645	2270	3066	3954	5311	6849	9100	12092	16137	17220	22882	29508			
	1000	$P_1$	5.26	9.00	15.4	20.3	28.0	37.2	48.0	63.8	82.2	108	144	192	205	272	351	461	612	817
		$T_2$	558	968	1658	2204	3042	4109	5298	7117	9178	12194	16204	21624	23074	30661	39540	51980	69072	92176
	750	$P_1$	4.31	7.39	12.7	16.7	23.0	30.5	39.4	52.3	67.5	88.7	118	157	168	223	288	378	503	671
		$T_2$	604	1041	1794	2386	3293	4448	5737	7665	9884	13135	17454	23292	24854	33027	42591	55993	74401	99287
	500	$P_1$	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	120	128	170	220	289	384	512
		$T_2$	676	1166	2009	2672	3688	4956	6392	8589	11076	14722	19563	25819	27857	37018	47737	62755	83390	111283
14	1500	$P_1$	5.45	9.34	16.0	21.0	29.0	38.6	49.8	66.1	85.3	112	149	199	212	282	364	478		
		$T_2$	430	745	1277	1688	2330	3165	4082	5483	7070	9395	12484	16660	17777	23623	30463	40047		
	1000	$P_1$	4.90	8.40	14.4	18.9	26.1	34.7	44.8	59.5	76.7	101	134	179	191	254	327	430	571	762
		$T_2$	580	1005	1723	2277	3143	4269	5506	7396	9537	12673	16840	22472	23980	31865	41092	54020	71783	95793
	750	$P_1$	4.00	6.85	11.7	15.4	21.3	28.3	36.5	48.5	62.6	82.3	109	146	156	207	267	351	466	622
		$T_2$	620	1075	1855	2464	3401	4544	5860	7917	10209	13568	18029	24060	25674	34116	43995	57836	76854	102560
	500	$P_1$	3.06	5.24	8.98	11.8	16.3	21.7	27.9	37.1	47.8	62.9	83.6	112	119	158	204	268	356	475
		$T_2$	695	1205	2078	2761	3814	5097	6572	8833	11391	15143	20122	26852	28653	38075	49101	64548	85773	114463
16	1500	$P_1$	4.98	8.54	14.6	19.2	26.5	35.3	45.5	60.4	77.9	102	136	182	194	258	332	437		
		$T_2$	446	774	1326	1763	2433	3233	4169	5663	7303	9706	12897	17211	18365	24441	31470	41372		
	1000	$P_1$	4.51	7.73	13.2	17.4	24.0	31.9	41.2	54.7	70.6	92.8	123	165	176	233	301	395	525	701
		$T_2$	606	1051	1801	2394	3305	4391	5663	7692	9920	13183	17517	23377	24945	33147	42746	56194	74604	99648
	750	$P_1$	3.65	6.25	10.7	14.1	19.4	25.8	33.3	44.3	57.1	75.0	99.7	133	142	189	243	320	425	561
		$T_2$	643	1108	1920	2553	3524	4735	6106	8114	10464	14062	18685	24935	26608	35357	45595	59940	79650	106292
	500	$P_1$	2.62	4.84	8.29	10.9	15.0	20.0	25.8	34.3	44.2	58.1	77.2	103	110	146	188	248	329	439
		$T_2$	725	1250	2154	2865	3954	5316	6855	9214	11881	15797	20991	28013	29892	39721	52223	67338	89480	119410
18	1500	$P_1$	4.59	7.86	13.5	17.7	24.4	32.5	41.9	55.7	71.8	94.4	125	167	179	237	306	402		
		$T_2$	460	793	1359	1817	2508	3351	4321	5742	7405	9951	13223	17646	18829	25021	32266	42417		
	1000	$P_1$	3.92	6.72	11.5	15.1	20.9	27.8	35.8	47.6	61.4	80.7	107	143	153	203	262	344	457	610
		$T_2$	587	1017	1742	2316	3197	4296	5540	7362	9493	12757	16952	22623	24140	32078	41367	54381	72263	96454
	750	$P_1$	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	120	128	170	220	289	384	512
		$T_2$	646	1113	1929	2565	3540	4785	6170	8246	10633	13978	18574	24787	26743	35537	45827	60245	80055	106832
	500	$P_1$	2.51	4.30	7.37	9.69	13.4	17.8	22.9	30.5	39.3	51.6	68.6	91.6	97.7	130	167	220	292	390
		$T_2$	716	1235	2128	2831	3908	5254	6776	9109	11746	15620	20756	27698	29556	39275	50647	66582	88475	118068

续表

公称 传动比 $i$	输入转 速 $n_1$ $/r \cdot \min^{-1}$	功 率 转 矩	中 心 距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			额定输入功率 $P_1/kW$ , 额定输出转矩 $T_2/N \cdot m$																	
20	1500	$P_1$	4.20	7.19	12.3	16.2	22.4	29.7	38.3	50.9	65.7	86.3	115	153	163	217	280	368		
		$T_2$	462	797	1365	1815	2505	3386	4367	5835	7524	9882	13144	17541	18925	25148	32431	42634		
	1000	$P_1$	3.61	6.18	10.6	13.9	19.2	25.5	32.9	43.8	56.5	74.2	98.6	132	140	187	241	316	420	561
		$T_2$	593	1021	1761	2341	3231	4367	5632	7525	9704	12757	16952	22623	24408	32434	41826	54985	73066	97505
	750	$P_1$	2.98	5.11	8.75	11.5	15.9	21.1	27.2	36.2	46.6	61.3	81.5	109	116	154	199	261	347	463
		$T_2$	641	1106	1917	2549	3519	4783	6168	8243	10629	14052	18672	24918	26598	35332	45563	59898	79594	106217
500	$P_1$	2.31	3.97	6.79	8.93	12.3	16.4	21.1	28.1	36.2	47.6	63.2	84.4	90.1	120	154	203	270	360	
	$T_2$	725	1250	2154	2866	3956	5320	6860	9223	11894	15817	21018	28049	29930	39772	51289	67425	89596	119564	
22.4	1500	$P_1$	3.84	6.59	11.3	14.8	20.5	27.2	35.1	46.6	60.1	79.1	105	140	150	199	256	337		
		$T_2$	496	8081	1384	1841	2541	3435	4429	5919	7633	10147	13483	17993	19200	25514	32902	43253		
	1000	$P_1$	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	120	128	170	220	289	384	512
		$T_2$	599	1039	1780	2367	3267	4416	5695	7610	9813	13046	17336	23134	24686	32803	42302	55611	73897	98614
	750	$P_1$	2.75	4.70	8.06	10.6	14.6	19.4	25.1	33.3	43.0	56.5	75.0	100	107	142	183	241	320	427
		$T_2$	654	1134	1943	2584	3567	4851	6256	8360	10781	14334	19048	25419	27124	36043	46480	61103	81195	108353
500	$P_1$	2.12	3.63	6.22	8.18	11.3	15.0	19.3	25.7	33.1	43.6	57.9	77.2	82.4	110	141	186	247	329	
	$T_2$	729	1258	2155	2868	3959	5325	6867	9234	11908	15935	21174	28257	30857	41004	52878	69513	92371	123268	
25	1500	$P_1$	3.45	5.91	10.1	13.3	18.4	24.4	31.5	41.9	54.0	71.0	94.3	126	134	178	230	303		
		$T_2$	467	810	1387	1845	2546	3423	4414	5898	7606	10056	13363	17832	19028	25285	32607	42366		
	1000	$P_1$	2.94	5.04	8.64	11.4	15.7	20.8	26.9	35.7	46.0	60.5	80.4	107	114	152	196	258	343	457
		$T_2$	590	1023	1773	2358	3255	4376	5643	7541	9724	12856	17083	22797	24326	32325	41685	54800	72819	97176
	750	$P_1$	2.51	4.30	7.37	9.69	13.4	17.8	22.9	30.5	39.3	51.6	68.6	91.6	97.7	130	167	220	292	390
		$T_2$	663	1143	1971	2622	3619	4865	6274	8434	10876	14463	19218	25646	27367	36365	46896	61650	81921	109323
500	$P_1$	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293	
	$T_2$	710	1225	2112	2811	3880	5187	6689	9052	14091	15716	20883	27869	29738	39516	50959	66991	89019	118795	
28	1500	$P_1$	3.10	5.31	9.10	12.0	16.5	21.9	28.3	37.6	48.7	63.7	84.7	113	121	160	207	272		
		$T_2$	453	786	1354	1791	2472	3324	4287	5763	7432	9940	13209	17627	18810	24995	32232	42373		
	1000	$P_1$	2.71	4.64	7.95	10.4	14.4	19.2	24.7	32.8	42.3	55.7	74.0	98.7	105	140	180	237	315	421
		$T_2$	593	1023	1764	2346	3239	4355	5616	7550	9737	13023	17306	23094	24643	32746	42229	55514	73768	98443
	750	$P_1$	2.27	3.90	6.68	8.78	12.1	16.1	20.8	27.6	35.6	46.8	62.2	83.0	88.5	118	152	199	265	354
		$T_2$	657	1133	1953	2589	3587	4823	6220	8364	10786	14346	19063	25439	27146	36072	46517	61152	81260	108441
500	$P_1$	1.80	3.09	5.30	6.96	9.61	12.8	16.5	21.9	28.2	37.1	49.3	65.8	70.2	93.3	120	158	210	280	
	$T_2$	743	1281	2196	2905	4010	5397	6959	9365	12077	16174	21492	28681	30604	40668	52444	68943	91613	12257	
31.5	1500	$P_1$	2.78	4.77	8.18	10.7	14.8	19.7	25.4	33.8	43.6	57.3	76.1	102	108	144	186	244		
		$T_2$	447	770	1328	1768	2440	3282	4232	5691	7339	9763	12974	17313	18475	24550	31658	41618		
	1000	$P_1$	2.43	4.17	7.14	9.39	13.0	17.2	22.2	29.5	38.0	50.0	66.5	88.7	94.6	126	162	213	283	378
		$T_2$	585	1009	1740	2315	3196	4299	5543	7455	9614	12789	16994	22678	24199	32156	41468	54514	72440	96670
	750	$P_1$	1.80	3.09	5.30	6.96	9.61	12.8	16.5	21.9	28.2	37.1	49.3	65.8	70.2	93.3	120	158	210	280
		$T_2$	572	986	1700	2263	3123	4201	5418	7287	9397	12502	16613	22170	23657	31436	40539	53293	70818	94505
500	$P_1$	1.57	2.69	4.61	6.06	8.36	11.1	14.3	19.0	24.5	32.3	42.9	57.2	61.1	81.1	105	138	183	244	
	$T_2$	708	1221	2106	2787	3847	5146	6636	8932	11519	15337	20380	27196	29021	38563	49730	65376	86873	115930	

公称 传动比 $i$	输入转 速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	功 率 转 矩	中 心 距/mm																		
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	
			额定输入功率 $P_1$ /kW, 额定输出转矩 $T_2$ /N·m																		
35.5	1500	$P_1$	2.43	4.17	7.14	9.39	13.0	17.2	22.2	29.5	38.0	50.0	66.5	88.7	94.6	126	162	213			
		$T_2$	431	744	1283	1697	2343	3152	4065	5468	7051	9439	12543	16738	17861	23734	30606	40235			
	1000	$P_1$	2.20	3.76	6.45	8.48	11.7	15.6	20.0	26.6	34.4	45.2	60.0	80.1	85.5	114	146	193	256	341	
		$T_2$	584	1008	1738	2299	3174	4270	5507	7408	9553	12788	16993	22677	24198	32155	41466	54512	72437	96566	
	750	$P_1$	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293	
		$T_2$	655	1130	1949	2595	3582	4820	6216	8363	10784	14382	19072	25451	27158	36089	40539	61180	81298	108490	
	500	$P_1$	1.49	2.55	4.38	5.75	7.94	10.6	13.6	18.1	23.3	30.6	40.7	54.4	58.0	77.1	99.4	131	174	232	
		$T_2$	738	1273	2196	2906	4011	5402	6966	9318	12016	16108	21405	28565	30481	40503	52232	68665	91243	121762	
	40	1500	$P_1$	2.27	3.90	6.68	8.78	12.1	16.1	20.8	27.6	35.6	46.8	62.2	83.0	88.5	118	152	199	265	
			$T_2$	440	759	1310	1744	2408	3240	4178	5623	7251	9651	12825	17115	18263	24268	31295	41141	51669	
		1000	$P_1$	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293
			$T_2$	547	943	1626	2165	2989	4022	5187	6980	9001	11981	15920	21246	22671	30125	33849	51071	67864	90564
750		$P_1$	1.65	2.82	4.84	6.36	8.78	11.7	15.0	20.0	25.8	33.9	45.0	60.1	64.1	85.2	110	144	192	256	
		$T_2$	629	1085	1872	2494	3442	4633	5975	8041	10370	13805	18345	24481	26123	34712	44764	58847	78198	104354	
500		$P_1$	1.22	2.08	3.57	4.69	6.48	8.61	11.1	14.8	19.0	25.0	33.2	44.3	47.3	62.9	81.1	107	142	189	
		$T_2$	659	1138	1964	2617	3613	4867	6276	8452	10900	14520	19295	25748	27475	36510	47082	61895	82247	109758	
45		1500	$P_1$	2.04	3.49	5.99	7.87	10.9	14.4	18.6	24.7	31.9	41.9	55.7	74.4	79.4	105	136	179	238	
			$T_2$	435	751	1304	1737	2397	3227	4161	5600	7222	9614	12776	17049	18193	24175	31175	40983	54459	
		1000	$P_1$	1.76	3.02	5.18	6.81	9.40	12.5	16.1	21.4	27.6	36.3	48.2	64.4	68.7	91.3	118	155	206	274
			$T_2$	565	975	1693	2293	3112	4189	5401	7270	9375	12480	16584	22131	23615	31381	40468	53199	70692	94338
	750	$P_1$	1.57	2.69	4.61	6.06	8.36	11.1	14.3	19.0	24.5	32.3	42.9	57.2	61.1	81.1	105	138	183	244	
		$T_2$	661	1140	1966	2602	3592	4837	6238	8343	10759	14237	18918	25246	26939	35797	46163	60686	80641	107615	
	500	$P_1$	1.29	2.22	3.80	5.00	6.90	9.16	11.8	15.7	20.2	26.6	35.4	47.2	50.4	66.9	86.3	113	151	201	
		$T_2$	773	1334	2303	3069	4238	5712	7364	9852	12705	17046	22651	30227	32255	42861	55272	72661	96554	128849	
	50	1500	$P_1$	1.84	3.16	5.41	7.12	9.82	13.1	16.8	22.4	28.8	37.9	50.4	67.2	71.7	95.3	123	162	215	
			$T_2$	428	744	1275	1699	2345	3157	4072	5482	7069	9414	12510	16694	17814	23671	30525	40129	53324	
		1000	$P_1$	1.61	2.76	4.72	6.21	8.57	11.4	14.7	19.5	25.2	33.1	43.9	58.6	62.6	83.2	107	141	187	250
			$T_2$	560	974	1668	2223	3068	4132	5328	7173	9250	12318	16369	21344	23309	30974	39943	52509	69776	93115
750		$P_1$	1.33	2.28	3.92	5.15	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	51.9	69.0	88.9	117	155	207	
		$T_2$	611	1055	1820	2425	3347	4508	5814	7828	10095	13446	17867	23843	25442	33808	43598	57315	76161	101636	
500		$P_1$	1.02	1.74	2.99	3.94	5.43	7.22	9.31	12.4	16.0	21.0	27.9	37.2	39.7	52.7	68.0	89.4	119	159	
		$T_2$	662	1143	1973	2631	3632	4895	6313	8507	10970	14622	19430	25929	27668	36766	47412	62328	82823	110526	
56		1500	$P_1$	1.69	2.89	4.95	6.51	8.99	11.9	15.4	20.5	26.4	34.7	46.1	61.5	65.6	87.2	112	148	196	
			$T_2$	430	747	1280	1706	2355	3172	4090	5471	7150	9523	12654	16887	18019	23944	30878	40592	53940	
		1000	$P_1$	1.45	2.49	4.26	5.60	7.73	10.3	13.2	17.6	22.7	29.8	39.7	52.9	56.5	75.0	96.8	127	169	226
			$T_2$	555	964	1652	2202	3039	4094	5279	7062	9228	12291	16332	21795	23257	30905	39854	52393	69620	92907
	750	$P_1$	1.33	2.28	3.92	5.14	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	51.9	69.0	88.9	117	155	207	
		$T_2$	670	1157	1996	2661	3673	4948	6381	8595	11083	14766	19621	24184	27940	37128	47879	62942	83639	111615	
	500	$P_1$	1.10	1.88	3.22	4.24	5.85	7.78	10.0	13.3	17.2	22.6	30.0	40.1	42.7	56.8	73.2	96.3	128	171	
		$T_2$	787	1359	2345	3106	4287	5780	7453	10113	13048	17274	22954	30631	32686	43434	56011	73633	97845	130572	

续表

公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	功率 转矩	中心距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			额定输入功率 $P_1$ /kW, 额定输出转矩 $T_2$ /N·m																	
63	1500	$P_1$	1.49	2.55	4.38	5.75	7.94	10.6	13.6	18.1	23.3	30.7	40.7	54.4	58.0	77.1	99.4	131	174	
		$T_2$	418	727	1246	1661	2293	3090	3984	5367	6921	9221	12254	16352	17449	23187	29901	39308	52234	
	1000	$P_1$	1.33	2.28	3.92	5.15	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	51.9	69.0	88.9	117	155	207
		$T_2$	562	796	1673	2230	3078	4147	5347	7203	9289	12376	16446	21946	23419	31119	40130	52756	70103	93551
	750	$P_1$	1.22	2.08	3.57	4.69	6.48	8.61	11.1	14.8	19.0	25.0	33.2	44.3	47.3	62.9	81.1	107	142	189
		$T_2$	673	1162	2005	2673	3690	4972	6412	8638	11279	14845	19726	26324	28090	37327	48135	63279	84087	112213
	500	$P_1$	0.82	1.41	2.42	3.18	4.39	5.83	7.52	9.99	12.9	16.9	22.5	30.0	32.1	42.6	54.9	72.2	96.0	128
		$T_2$	644	1112	1921	2563	3538	4771	6153	8297	10699	14269	18961	25303	27000	35879	46268	60824	80825	107859

表 13-4-32

平面二次包络环面蜗杆传动的传动效率参考表

公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	中心距/mm									
		80	100	125	140	160	180	200	225	250	280~710
		传动效率 $\eta$ /%									
10	1500	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95
	1000	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95
	750	89	89.5	90	91	91	92	92	93	93	94
	500	87	87.5	88	89	89	90	90	91	91	92
12.5	1500	89	90	90	91	91	92.5	92.5	93.5	93.5	94.5
	1000	89	90	90	91	91	92.5	92.5	93.5	93.5	94.5
	750	88	88.5	89	90	90	91.5	91.5	92	92	93
	500	86	86.5	87	88	88	89	89	90	90	91
14	1500	88.5	89.5	89.5	91	91	92	92	93	93	94
	1000	88.5	89.5	89.5	91	91	92	92	93	93	94
	750	87	88	88.5	89.5	89.5	91	91	91.5	91.5	92.5
	500	85	86	86.5	87.5	87.5	88	88	89	89	90
16	1500	88	89	89	90	90	91	91	92	92	93
	1000	88	89	89	90	90	91	91	92	92	93
	750	86.5	87	88	89	89	90	90	91	91	92
	500	84	84.5	85	86	86	87	87	88	88	89
18	1500	87.5	88	88	89.5	89.5	90	90	91	91	92
	1000	87	88	88	89	89	90	90	91	91	92
	750	85.5	86	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	500	83	83.5	84	85	85	86	86	87	87	88
20	1500	86.5	87	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	1000	86	86.5	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	750	84.5	85	86	87	87	89	89	89.5	89.5	90
	500	82	82.5	83	84	84	85	85	86	86	87



公称 传动比 $i$	输入转 速 $n_1$ $/r \cdot \min^{-1}$	中 心 距/mm									
		80	100	125	140	160	180	200	225	250	280 ~ 710
		传 动 效 率 $\eta/\%$									
22.4	1500	85.5	86	86	87	87	88.5	88.5	89	89	90
	1000	85	86	86	87	87	88.5	88.5	89	89	90
	750	83.5	84.5	84.5	85.5	85.5	87.5	87.5	88	88	89
	500	80.5	81	81	82	82	83	83	84	84	85.5
25	1500	85	86	86	87	87	88	88	88.5	88.5	89
	1000	84	85	86	87	87	88	88	88.5	88.5	89
	750	83	83.5	84	85	85	86	86	87	87	88
	500	79	79.5	80	81	81	81.5	81.5	83	84	85
28	1500	82.5	83	83.5	84	84	85	85	86	86	87.5
	1000	82	82.5	83	84	84	85	85	86	86	87.5
	750	81	81.5	82	83	83	84	84	85	85	86
	500	77	77.5	77.5	78	78	79	79	80	80	81.5
31.5	1500	80	80.5	81	82	82	83	83	84	84	85
	1000	80	80.5	81	82	82	83	83	84	84	85
	750	79	79.5	80	81	81	82	82	83	83	84
	500	75	75.5	76	76.5	76.5	77	77	78	78	79
35.5	1500	78.5	79	79.5	80	80	81	81	82	82	83.5
	1000	78.5	79	79.5	80	80	81	81	82	82	83.5
	750	77	77.5	78	79	79	80	80	81	81	82
	500	73	73.5	74	74.5	74.5	75.5	75.5	76	76	77.5
40	1500	76	76.5	77	78	78	79	79	80	80	81
	1000	76	76.5	77	78	78	79	79	80	80	81
	750	75	75.5	76	77	77	78	78	79	79	80
	500	71	71.5	72	73	73	74	74	75	75	76
45	1500	74.5	75	76	77	77	78	78	79	79	80
	1000	74.5	75	76	77	77	78	78	79	79	80
	750	73.5	74	74.5	75	75	76	76	76.5	76.5	77
	500	69.5	70	70.5	71.5	71.5	72.5	72.5	73	73	74.5
50	1500	73	74	74	75	75	76	76	77	77	78
	1000	73	74	74	75	75	76	76	77	77	78
	750	72	72.5	73	74	74	75	75	76	76	77
	500	68	68.5	69	70	70	71	71	72	72	73
56	1500	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75	76	77
	1000	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75	76	77
	750	70.5	71	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75.5
	500	67	67.5	68	68.5	68.5	69.5	69.5	71	71	71.5
63	1500	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75
	1000	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75
	750	69	69.5	70	71	71	72	72	73	73	74
	500	65	65.5	66	67	67	68	68	69	69	70

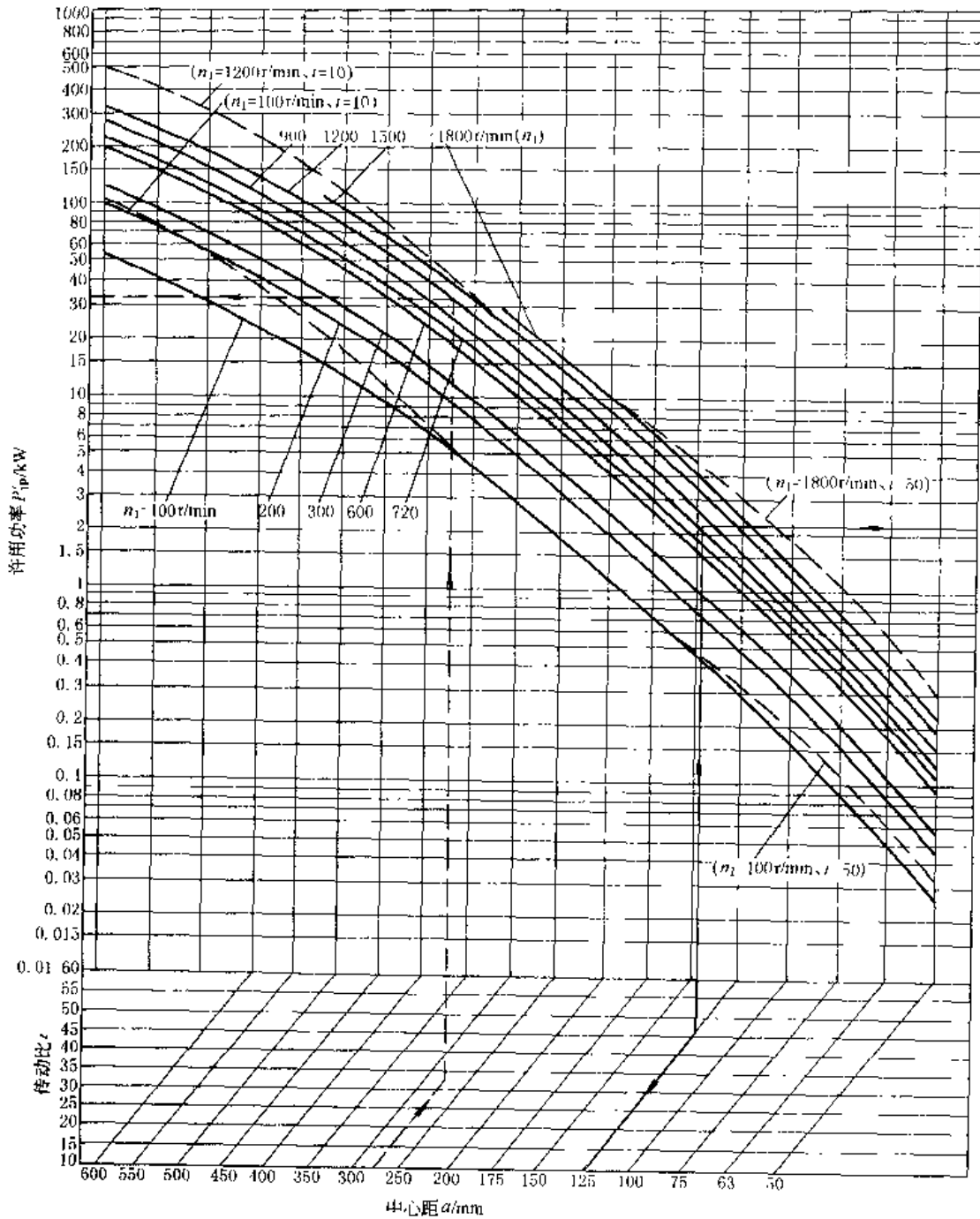


图 13-4-18 平面一次包络环面蜗杆传动许用功率线图

- 注: 1. 蜗杆齿面硬度 269 ~ 341HB, 蜗轮齿面硬度 150 ~ 210HB。  
 2. 当  $a$  较大,  $i$  较小时或  $a$  较小,  $i$  较大时,  $P'_{ip}$  可在虚线范围内适当提高。

## 4 蜗杆传动精度

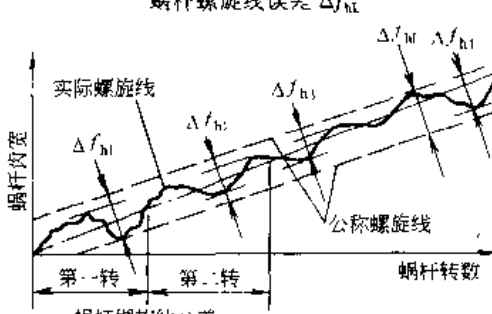

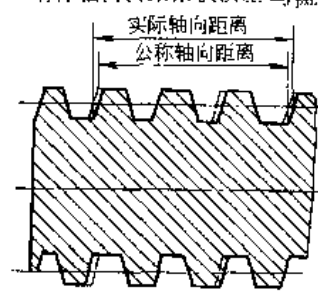
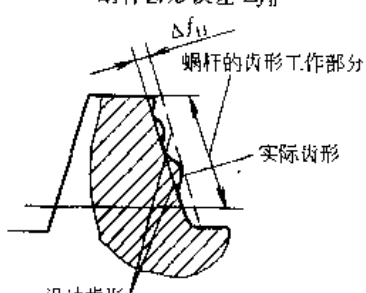
### 4.1 圆柱蜗杆传动精度 (GB/T 10089—1988)

#### 适用范围

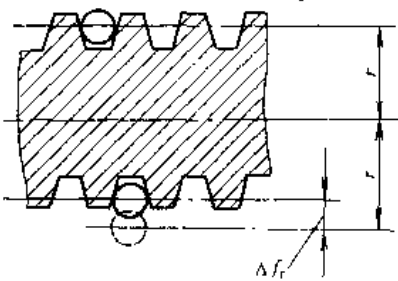
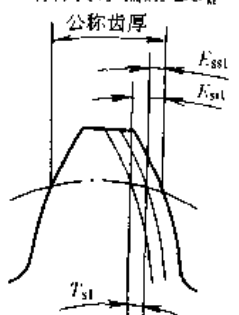
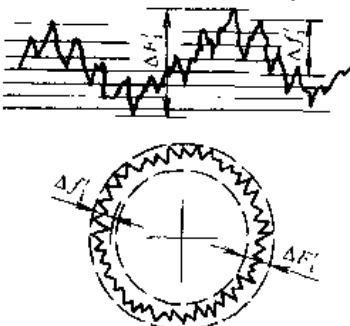
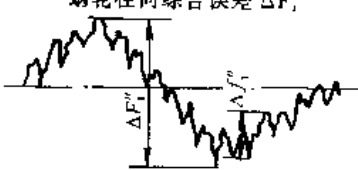
本节介绍的 GB/T 10089—1988 适用于轴交角  $\Sigma = 90^\circ$ , 模数  $m \geq 1\text{mm}$  的圆柱蜗杆、蜗轮及传动, 其蜗杆分度圆直径  $d_1 \leq 400\text{mm}$ , 蜗轮分度圆直径  $d_2 \leq 4000\text{mm}$ , 蜗杆型式可为 ZA 型、ZI 型、ZN 型、ZK 型和 ZC 型。

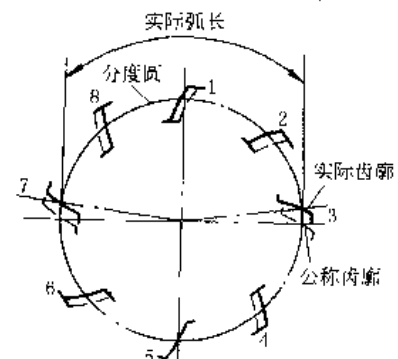
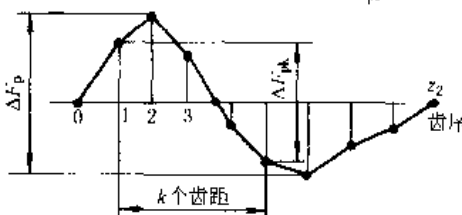
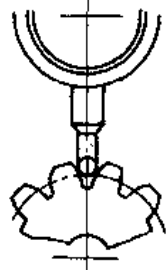
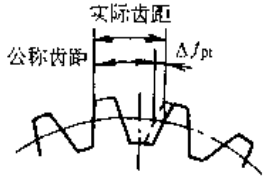
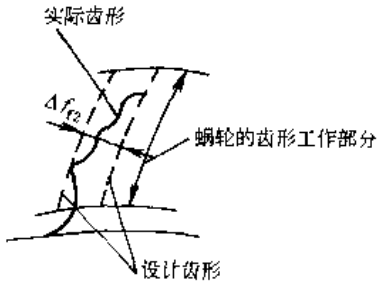
术语定义和代号

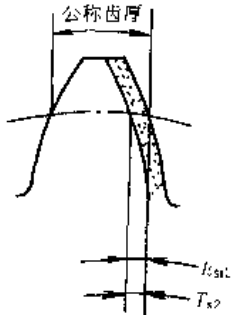
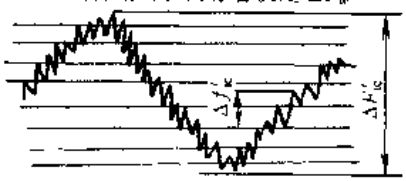
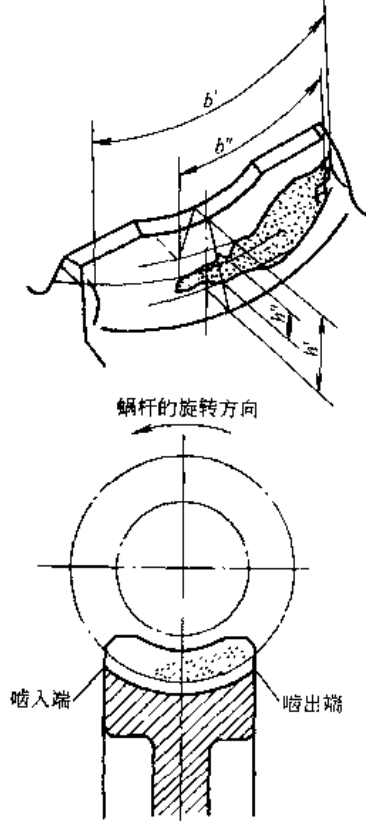
表 13-4-33

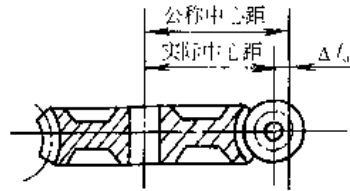
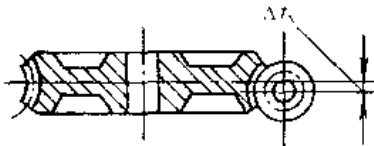
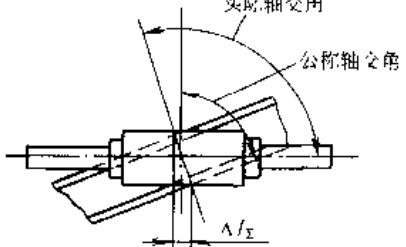
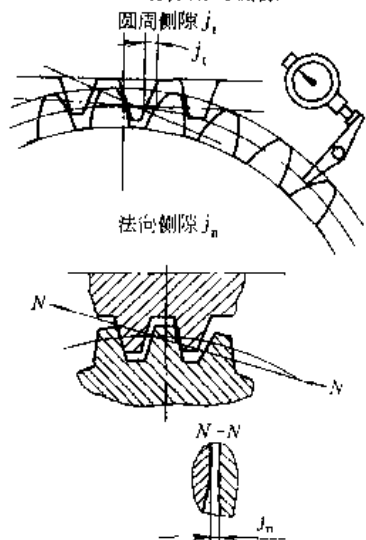
名 称	定 义
<p>蜗杆螺旋线误差 <math>\Delta f_{ht}</math></p>  <p>蜗杆螺旋线公差 <math>f_{ht}</math></p>	<p>在蜗杆轮齿的工作齿宽范围(两端不完整齿部分应除外)内,蜗杆分度圆柱面<sup>①</sup>上,包容实际螺旋线的最近两条公称螺旋线间的法向距离</p>
<p>蜗杆一转螺旋线误差 <math>\Delta f_h</math></p> <p>蜗杆一转螺旋线公差 <math>f_h</math></p>	<p>在蜗杆轮齿的一转范围内,蜗杆分度圆柱面<sup>①</sup>上,包容实际螺旋线的最近两条理论螺旋线间的法向距离</p>
<p>蜗杆轴向齿距偏差 <math>\Delta f_{px}</math></p>  <p>蜗杆轴向齿距极限偏差</p> <p>上偏差 <math>+f_{px}</math></p> <p>下偏差 <math>-f_{px}</math></p>	<p>在蜗杆轴向截面上实际齿距与公称齿距之差</p>
<p>蜗杆轴向齿距累积误差 <math>\Delta f_{pda}</math></p>  <p>蜗杆轴向齿距累积公差 <math>f_{pda}</math></p>	<p>在蜗杆轴向截面上的工作齿宽范围(两端不完整齿部分应除外)内,任意两个同侧齿面间实际轴向距离与公称轴向距离之差的绝对值</p>
<p>蜗杆齿形误差 <math>\Delta f_n</math></p>  <p>蜗杆齿形公差 <math>f_n</math></p>	<p>在蜗杆轮齿给定截面上的齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离</p> <p>当两条设计齿形线为非等距离的曲线时,应在靠近齿体内的设计齿形线的法线上确定其两者间的法向距离</p>

续表

名 称	定 义
<p>蜗杆齿槽径向跳动 <math>\Delta f_r</math></p>  <p>蜗杆齿槽径向跳动公差 <math>f_r</math></p>	<p>在蜗杆任意一转范围内,测头在齿槽内与齿高中部的齿面双面接触,其测头相对于蜗杆轴线的径向最大变动量</p>
<p>蜗杆齿厚偏差 <math>\Delta E_{st}</math></p>  <p>蜗杆齿厚极限偏差 上偏差 <math>E_{sst}</math></p> <p>蜗杆齿厚公差 <math>T_{st}</math> 下偏差 <math>E_{sst}</math></p>	<p>在蜗杆分度圆上,法向内厚的实际值与公称值之差</p>
<p>蜗轮切向综合误差 <math>\Delta F'_t</math></p>  <p>蜗轮切向综合公差 <math>F'_t</math></p>	<p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆<sup>①</sup>在公称轴线位置上单面啮合时,在被测蜗轮一转范围内实际转角与理论转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计</p>
<p>蜗轮一齿切向综合误差 <math>\Delta f'_t</math></p> <p>蜗轮一齿切向综合公差 <math>f'_t</math></p>	<p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆<sup>①</sup>在公称轴线位置上单面啮合时,在被测蜗轮一齿距角范围内实际转角与理论转角之差的最大幅度值。以分度圆弧长计</p>
<p>蜗轮径向综合误差 <math>\Delta F'_r</math></p>  <p>蜗轮径向综合公差 <math>F'_r</math></p>	<p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,在被测蜗轮一转范围内,双啮中心距的最大变动量</p>
<p>蜗轮一齿径向综合误差 <math>\Delta f'_r</math></p> <p>蜗轮一齿径向综合公差 <math>f'_r</math></p>	<p>被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,在被测蜗轮一齿距角范围内双啮中心距的最大变动量</p>

名 称	定 义
<p>蜗轮齿距累积误差 <math>\Delta F_p</math></p>  <p>蜗轮齿距累积公差 <math>F_p</math></p>	<p>在蜗轮分度圆上<sup>③</sup>,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值</p>
<p>蜗轮 <math>k</math> 个齿距累积误差 <math>\Delta F_{pk}</math></p>  <p>蜗轮 <math>k</math> 个齿距累积公差 <math>F_{pk}</math></p>	<p>在蜗轮分度圆上<sup>③</sup>, <math>k</math> 个齿距内同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值 <math>k</math> 为 2 到小于 <math>\frac{1}{2}z_2</math> 的整数</p>
<p>蜗轮齿圈径向跳动 <math>\Delta F_r</math></p>  <p>蜗轮齿圈径向跳动公差 <math>F_r</math></p>	<p>在蜗轮一转范围内,测头在靠近中间平面的内槽内与齿高中部的齿面双面接触,其测头相对于蜗轮轴线径向距离的最大变动量</p>
<p>蜗轮齿距偏差 <math>\Delta f_{pt}</math></p>  <p>上偏差 <math>+f_{pt}</math> 下偏差 <math>-f_{pt}</math></p>	<p>在蜗轮分度圆上<sup>④</sup>,实际齿距与公称齿距之差 用相对法测量时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值</p>
<p>蜗轮齿形误差 <math>\Delta f_{r2}</math></p>  <p>蜗轮齿形公差 <math>f_{r2}</math></p>	<p>在蜗轮轮齿给定截面上的齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形线间的法向距离 当两条设计齿形线为非等距离曲线时,应在靠近齿体内的设计齿形线的法线上确定其两者间的法向距离</p>

名 称	定 义
<p>蜗轮齿厚偏差 <math>\Delta E_{a2}</math></p>  <p>蜗轮齿厚极限偏差: 上偏差 <math>E_{a2}</math>; 下偏差 <math>E_{a2}</math></p> <p>蜗轮齿厚公差 <math>T_{a2}</math></p>	<p>在蜗轮中间平面上,分度圆齿厚的实际值与公称值之差</p>
<p>蜗杆副的切向综合误差 <math>\Delta F'_{1c}</math></p>  <p>蜗杆副的切向综合公差 <math>F'_{1c}</math></p>	<p>安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮和蜗杆相对位置变化的一个整周期内,蜗轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以蜗轮分度圆弧长计</p>
<p>蜗杆副的一齿切向综合误差 <math>\Delta f'_{1c}</math></p> <p>蜗杆副的一齿切向综合公差 <math>f'_{1c}</math></p>	<p>安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值。以蜗轮分度圆弧长计</p>
<p>蜗杆副的接触斑点</p>  <p>蜗杆的旋转方向</p> <p>啮入端</p> <p>啮出端</p>	<p>安装好的蜗杆副中,在轻微力的制动下,蜗杆与蜗轮啮合运转后,在蜗轮内面上分布的接触痕迹。接触斑点以接触面积大小、形状和分布位置表示</p> <p>接触面积大小按接触痕迹的百分比计算确定:</p> <p>沿齿长方向——接触痕迹的长度 <math>b''</math> 与工作长度 <math>b'</math> 之比的百分数 即 <math>b''/b' \times 100\%</math></p> <p>沿齿高方向——接触痕迹的平均高度 <math>h''</math> 与工作高度 <math>h'</math> 之比的百分数 即 <math>h''/h' \times 100\%</math></p> <p>接触形状以齿面接触痕迹总的几何形状的状态确定</p> <p>接触位置以接触痕迹离齿面啮入、啮出端或齿顶、齿根的位置确定</p>

名 称		定 义
<p>蜗杆副的中心距偏差 <math>\Delta f_a</math></p>  <p>蜗杆副的中心距极限偏差</p>	<p>上偏差 <math>+f_a</math> 下偏差 <math>-f_a</math></p>	<p>在安装好的蜗杆副中间平面内,实际中心距与公称中心距之差</p>
<p>蜗杆副的中间平面偏移 <math>\Delta f_s</math></p>  <p>蜗杆副的中间平面极限偏差</p>	<p>上偏差 <math>+f_s</math> 下偏差 <math>-f_s</math></p>	<p>在安装好的蜗杆副中,蜗轮中间平面与传动中间平面之间的距离</p>
<p>蜗杆副的轴交角偏差 <math>\Delta f_{\Sigma}</math></p> <p>实际轴交角</p> <p>公称轴交角</p>  <p>蜗杆副的轴交角极限偏差</p>	<p>上偏差 <math>+f_{\Sigma}</math> 下偏差 <math>-f_{\Sigma}</math></p>	<p>在安装好的蜗杆副中,实际轴交角与公称轴交角之差 偏差值按蜗轮齿宽确定,以其线性值计</p>
<p>蜗杆副的侧隙</p> <p>圆周侧隙 <math>j_t</math></p> <p>法向侧隙 <math>j_n</math></p>  <p>最小圆周侧隙 <math>j_{tmin}</math>    最小法向侧隙 <math>j_{nmin}</math></p> <p>最大圆周侧隙 <math>j_{tmax}</math>    最大法向侧隙 <math>j_{nmax}</math></p>		<p>在安装好的蜗杆副中,蜗杆固定不动时,蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的分度圆弧长</p> <p>在安装好的蜗杆副中,蜗杆和蜗轮的工作齿面接触时,两非工作齿面间的最小距离</p>

- ① 允许在靠近蜗杆分度圆柱的同轴圆柱面上检验。
- ② 允许用配对蜗杆代替测量蜗杆进行检验。这时,也即为蜗杆副的误差。
- ③ 允许在靠近中间平面的齿高中部进行测量。
- ④ 在确定接触痕迹长度  $b'$  时,应扣除超过模数值的断开部分。

## 精度等级

(1) 该标准对蜗杆、蜗轮和蜗杆传动规定 12 个精度等级;第 1 级的精度最高,第 12 级的精度最低。

(2) 按照公差特性对传动性能的主要保证作用,将蜗杆、蜗轮和蜗杆传动的公差(或极限偏差)分成三个公差组,如表 13-4-34 所示。

表 13-4-34 公差组

	第 I 公差组	第 II 公差组	第 III 公差组
蜗 杆		$f_h, f_{hl}, f_{pk}, f_{pkl}, f_r$	$f_n$
蜗 轮	$F'_i, F''_i, F_p, F_{pk}, F_r$	$f'_i, f''_i, f_{pi}$	$f_D$
传 动	$F'_{ic}$	$f'_{ic}$	接触斑点, $f_a, f_g, f_s$

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

(4) 蜗杆和配对蜗轮的精度等级一般取成相同,也允许取成不相同。对有特殊要求的蜗杆传动,除  $F_r, F'_i, f'_i, f_s$  项目外,其蜗杆、蜗轮左右齿面的精度等级也可取成不相同。

## 蜗杆、蜗轮的检验与公差

(1) 根据蜗杆传动的工作要求和生产规模,在各公差组中(见表 13-4-35)选定一个检验组来评定和验收蜗杆、蜗轮的精度。当检验组中有两项或两项以上的误差时,应以检验组中最低的一项精度来评定蜗杆、蜗轮的精度等级。

表 13-4-35 公差组的检验组

	第 I 公差组的检验组	第 II 公差组的检验组	第 III 公差组的检验组
蜗 杆		$\Delta f_h, \Delta f_{hl}$ (用于单头蜗杆) $\Delta f_{pk}, \Delta f_{pkl}$ (用于多头蜗杆) $\Delta f_{pk}, \Delta f_{pkl}, \Delta f_r$ $\Delta f_{pk}, \Delta f_{pkl}$ (用于 7~9 级) $\Delta f_{pk}$ (用于 10~12 级)	$\Delta f_n$
蜗 轮	$\Delta F'_i, \Delta F_p, \Delta F_{pk}$ $\Delta F_p$ (用于 5~12 级) $\Delta F_r$ (用于 9~12 级) $\Delta F''_i$ (用于 7~12 级)	$\Delta f'_i$ $\Delta f''_i$ (用于 7~12 级) $\Delta f_{pi}$ (用于 5~12 级)	$\Delta f_D$

注:当蜗杆副的接触斑点有要求时,蜗轮的齿形误差  $\Delta f_D$  可不进行检验。

(2) 蜗杆、蜗轮各检验项目的公差或极限偏差的数值见表 13-4-36~表 13-4-43。表中数值是以蜗杆、蜗轮的工作轴线为测量的基准轴线,当实际的测量基准不符合此条件时,应从测量结果中消除基准不同所带来的影响。当蜗杆或蜗轮的几何参数超出表列范围时,可按表 13-4-52~表 13-4-53 计算。

(3) 蜗轮的  $F'_i, f'_i$  值按下列关系式计算确定:

$$F'_i = F_p + f_D \quad (13-4-1)$$

$$f'_i = 0.6 (f_{pi} + f_D) \quad (13-4-2)$$

(4) 当基本蜗杆齿形角  $\alpha \neq 20^\circ$  时,蜗杆齿槽径向跳动公差  $f_r$ 、蜗轮齿圈径向跳动公差  $F_r$ 、蜗轮径向综合公差  $F''_i$  和蜗轮一齿径向综合公差  $f''_i$  的公差值应为以上规定的公差值乘以  $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

## 传动的检验与公差

(1) 蜗杆传动的精度主要以传动切向综合误差  $\Delta F'_{ic}$ 、传动一齿切向综合误差  $\Delta f'_{ic}$  和传动接触斑点的形状、分布位置与面积大小来评定。

对 5 级和 5 级精度以下的传动,允许用蜗杆副的切向综合误差 ( $\Delta F_i$ )、一齿切向综合误差 ( $\Delta f'_i$ ) 来代替  $\Delta F'_{ic}, \Delta f'_{ic}$  的检验,或以蜗杆、蜗轮相应公差组的检验组中最低结果来评定传动的第 I、II 公差组的精度等级。

对不可调中心距的蜗杆传动,检验接触斑点的同时,还应检验  $\Delta f_a, \Delta f_x$  和  $\Delta f_g$ 。

(2) 蜗杆传动各检验项目的公差或极限偏差的数值见表 13-4-44~表 13-4-47。当蜗杆或蜗轮的几何参数超出表列范围时,可按表 13-4-52 和表 13-4-53 计算。



(3)  $F'_{ic}$ 、 $f'_{ic}$ 按下列关系式计算确定:

$$F'_{ic} = F_p + f'_{ic} \quad (13-4-3)$$

$$f'_{ic} = 0.7 (f'_i + f'_h) \quad (13-4-4)$$

(4) 进行传动切向综合误差  $\Delta F'_{ic}$ 、一齿切向综合误差  $\Delta f'_{ic}$ 和接触斑点检验的蜗杆传动, 允许相应的第 I、II、III公差组的蜗杆、蜗轮检验组和  $\Delta f_a$ 、 $\Delta f_x$ 、 $\Delta f_z$  中任意一项误差超差。

### 蜗杆传动的侧隙规定

(1) 本标准按蜗杆传动的最小法向侧隙大小, 将侧隙种类分为八种: a、b、c、d、e、f、g 和 h。最小法向侧隙值以 a 为最大, h 为零, 其他依次减小, 如图 13-4-19 所示。侧隙种类与精度等级无关。

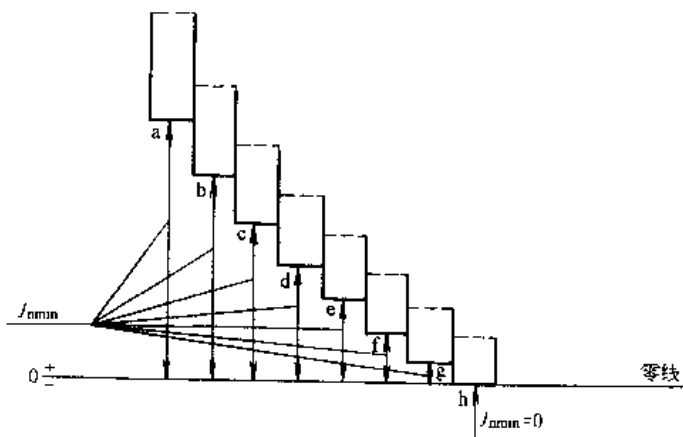


图 13-4-19 侧隙种类

(2) 蜗杆传动的侧隙要求, 应根据工作条件和使用要求用侧隙种类的代号 (字母) 表示。各种侧隙的最小法向侧隙  $j_{nmin}$  值按表 13-4-48 的规定。当超出表列范围时, 可按表 13-4-54 选取。

对可调中心距传动或蜗杆、蜗轮不要求互换的传动, 允许传动的侧隙规范用最小侧隙  $j_{nmin}$  (或  $j_{nmin}$ ) 和最大侧隙  $j_{nmax}$  (或  $j_{nmax}$ ) 来规定, 具体由设计确定。

(3) 传动的最小法向侧隙由蜗杆齿厚的减薄量来保证, 即取蜗杆齿厚上偏差  $E_{sa1} = - (j_{nmin} / \cos \alpha_n + E_{sa2})$ , 齿厚下偏差  $E_{sa1} = E_{sa1} - T_{sa}$ ,  $E_{sa2}$  为制造误差的补偿部分。最大法向侧隙由蜗杆、蜗轮齿厚公差  $T_{sa}$ 、 $T_{sa2}$  确定。蜗轮齿厚上偏差  $E_{sa2} = 0$ , 下偏差  $E_{sa2} = - T_{sa2}$ 。对各精度等级的  $T_{sa}$ 、 $E_{sa2}$  和  $T_{sa2}$  值分别按表 13-4-49、表 13-4-50、表 13-4-51 的规定。当超出表列范围时, 可按表 13-4-52 ~ 表 13-4-54 计算。

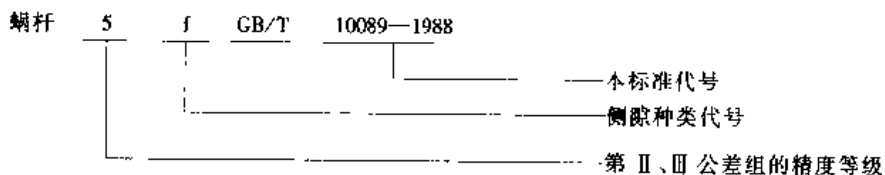
对可调中心距传动或不要求互换的传动, 其蜗轮的齿厚公差可不作规定, 蜗杆齿厚的上、下偏差由设计确定。

(4) 对各种侧隙种类的侧隙规范数值系蜗杆传动在 20℃ 时的情况, 未计入传动发热和传动弹性变形的影响。传动中心距的极限偏差  $\pm f_a$  按表 13-4-45 的规定。

### 图样标注

(1) 在蜗杆、蜗轮工作图上, 应分别标注其精度等级、齿厚极限偏差或相应的侧隙种类代号和本标准代号, 标注示例如下。

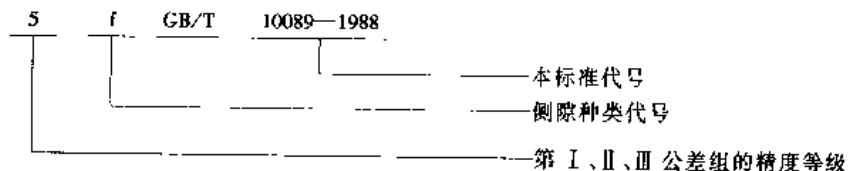
1) 蜗杆的第 II、III 公差组的精度等级为 5 级, 齿厚极限偏差为标准值, 相配的侧隙种类为 f, 则标注为:



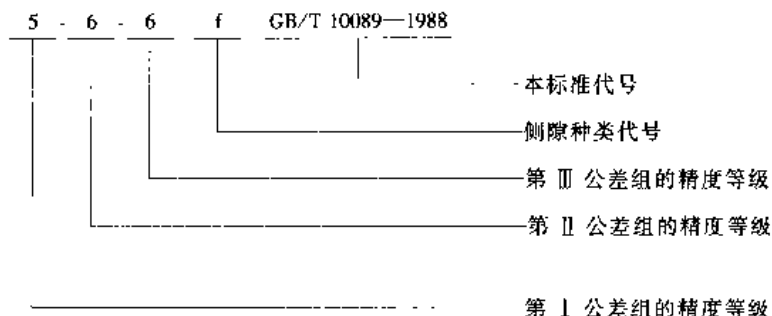
若蜗杆齿厚极限偏差为非标准值, 如上偏差为 -0.27, 下偏差为 -0.40, 则标注为:

$$\text{蜗杆 } 5 \left( \begin{matrix} -0.27 \\ -0.40 \end{matrix} \right) \text{GB/T } 10089-1988$$

2) 蜗轮的三个公差组的精度同为 5 级, 齿厚极限偏差为标准值, 相配的侧隙种类为 f, 则标注为:



3) 蜗轮的第 I 公差组的精度为 5 级, 第 II、III 公差组的精度为 6 级, 齿厚极限偏差为标准值, 相配的侧隙种类为 f, 则标注为:



若蜗轮齿厚极限偏差为非标准值, 如上偏差为 +0.10, 下偏差为 -0.10, 则标注为:

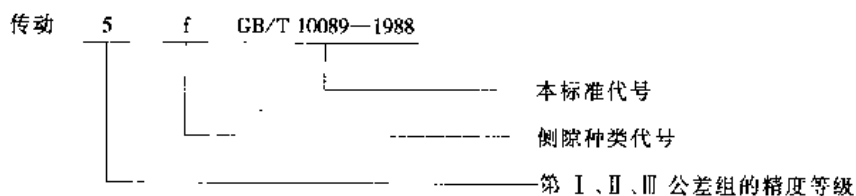
5-6-6    (±0.10)    GB/T 10089—1988

若蜗轮齿厚无公差要求, 则标注为:

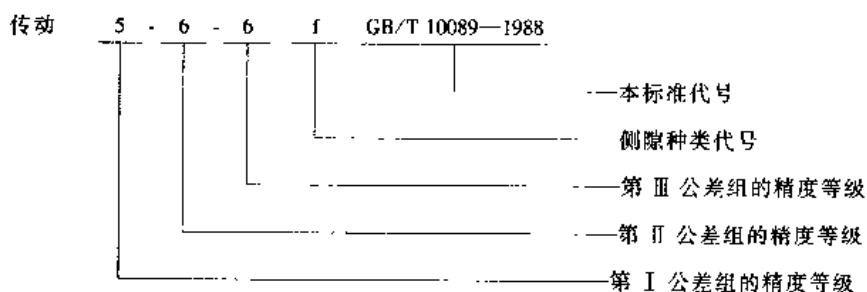
5-6-6    GB/T 10089—1988

(2) 对传动, 应标注出相应的精度等级、侧隙种类代号和本标准代号, 标注示例如下。

1) 传动的三个公差组的精度同为 5 级, 侧隙种类为 f, 则标注为:



2) 传动的第 I 公差组的精度为 5 级, 第 II、III 公差组的精度为 6 级, 侧隙种类为 f, 则标注为:



若侧隙为非标准值时, 如  $j_{\min} = 0.03\text{mm}$ ,  $j_{\max} = 0.06\text{mm}$ , 则标注为:

传动    5-6-6     $\left( \begin{smallmatrix} 0.03 \\ 0.06 \end{smallmatrix} \right)$     GB/T 10089—1988

若为法向侧隙时, 则标注为:

传动    5-6-6     $\left( \begin{smallmatrix} 0.03 \\ 0.06 \end{smallmatrix} \right)$     GB/T 10089—1988

### 公差或极限偏差数值

表 13-4-36

蜗杆的公差和极限偏差  $f_h$ 、 $f_{hL}$ 、 $f_{px}$ 、 $f_{pxL}$ 、 $f_{f1}$  值

/ $\mu\text{m}$

代 号	模数 $m/\text{mm}$	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$f_h$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.7	2.8	4.5	7.1	11	14	—	—	—	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	1.3	2.0	3.4	5.6	9	14	20	—	—	—	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	1.7	2.8	4.5	7.1	11	18	25	—	—	—	—	—
	$> 10 \sim 16$	2.2	3.6	5.6	9	15	24	32	—	—	—	—	—

续表

代号	模数 $m/mm$	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$f_b$	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	32	45	—	—	—	—	—
$f_{bt}$	$\geq 1 \sim 3.5$	2	3.4	5.6	9	14	22	32	—	—	—	—	—
	> 3.5 ~ 6.3	2.6	4.2	7.1	11	17	28	40	—	—	—	—	—
	> 6.3 ~ 10	3.4	5.6	9	14	22	36	50	—	—	—	—	—
	> 10 ~ 16	4.5	7.1	11	18	32	45	63	—	—	—	—	—
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	63	90	—	—	—	—	—
$f_{pt}$	$\geq 1 \sim 3.5$	0.7	1.2	1.9	3.0	4.8	7.5	11	14	20	28	40	56
	> 3.5 ~ 6.3	1.0	1.4	2.4	3.6	6.3	9	14	20	25	36	53	75
	> 6.3 ~ 10	1.2	2.0	3.0	4.8	7.5	12	17	25	32	48	67	90
	> 10 ~ 16	1.6	2.5	4	6.3	10	16	22	32	46	63	85	120
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	22	32	45	63	85	120	160
$f_{ptL}$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.3	2	3.4	5.3	8.5	13	18	25	36	—	—	—
	> 3.5 ~ 6.3	1.7	2.6	4	6.7	10	16	24	34	48	—	—	—
	> 6.3 ~ 10	2.0	3.4	5.3	8.5	13	21	32	45	63	—	—	—
	> 10 ~ 16	2.8	4.4	7.1	11	17	28	40	56	80	—	—	—
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	40	53	75	100	—	—	—
$f_n$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	11	16	22	32	45	60	85
	> 3.5 ~ 6.3	1.6	2.4	3.6	5.6	9	14	22	32	45	60	80	120
	> 6.3 ~ 10	2.0	3.0	4.8	7.5	12	19	28	40	53	75	110	150
	> 10 ~ 16	2.6	4.0	6.7	11	16	25	36	53	75	100	140	200
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	36	53	75	100	140	190	270

注:  $f_{pt}$  应为正、负值 ( $\pm$ )。

表 13-4-37

蜗杆齿槽径向跳动公差  $f_r$  值

/μm

分度圆直径 $d_1/mm$	模数 $m/mm$	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 10$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	11	14	20	28	40	56	75
> 10 ~ 18	$\geq 1 \sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	12	15	21	29	41	58	80
> 18 ~ 31.5	$\geq 1 \sim 6.3$	1.2	2.0	3.0	4.8	7.5	12	16	22	30	42	60	85
> 31.5 ~ 50	$\geq 1 \sim 10$	1.2	2.0	3.2	5.0	8.0	13	17	23	32	45	63	90
> 50 ~ 80	$\geq 1 \sim 16$	1.4	2.2	3.6	5.6	9.0	14	18	25	36	48	71	100
> 80 ~ 125	$\geq 1 \sim 16$	1.6	2.5	4.0	6.3	10	16	20	28	40	56	80	110
> 125 ~ 180	$\geq 1 \sim 25$	1.8	3.0	4.5	7.5	12	18	25	32	45	63	90	125
> 180 ~ 250	$\geq 1 \sim 25$	2.2	3.4	5.3	8.5	14	22	28	40	53	75	105	150
> 250 ~ 315	$\geq 1 \sim 25$	2.6	4.0	6.3	10	16	25	32	45	63	90	120	170
> 315 ~ 400	$\geq 1 \sim 25$	2.8	4.5	7.5	11.5	18	28	36	53	71	100	140	200

表 13-4-38

蜗轮齿距累积公差  $F_p$  及  $k$  个齿距累积公差  $F_{pk}$  值

/μm

分度圆弧长 $L/mm$	精度等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 11.2$	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
> 11.2 ~ 20	1.6	2.5	4.0	6	10	16	22	32	45	63	90	125
> 20 ~ 32	2.0	3.2	5.0	8	12	20	28	40	56	80	112	160
> 32 ~ 50	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
> 50 ~ 80	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
> 80 ~ 160	3.2	5.0	8.0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
> 160 ~ 315	4.5	7.0	11	18	28	45	63	90	125	180	250	355

续表

分度圆弧长 $L/mm$	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
> 315 ~ 630	6.0	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500
> 630 ~ 1000	8.0	12	20	32	50	80	112	160	224	315	450	630
> 1000 ~ 1600	10	16	25	40	63	100	140	200	280	400	560	800
> 1600 ~ 2500	11	18	28	45	71	112	160	224	315	450	630	900
> 2500 ~ 3150	14	22	36	56	90	140	200	280	400	560	800	1120
> 3150 ~ 4000	16	25	40	63	100	160	224	315	450	630	900	1250
> 4000 ~ 5000	18	28	45	71	112	180	250	355	500	710	1000	1400
> 5000 ~ 6300	20	32	50	80	125	200	280	400	560	800	1120	1600

注：1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $L$  查表：查  $F_p$  时，取  $L = \frac{1}{2} \pi d_2 = \frac{1}{2} \pi m z_2$ ；查  $F_{pk}$  时，取  $L = k \pi m$  ( $k$  为 2 到小于  $z_2/2$  的整数)。2. 除特殊情况外，对于  $F_{pk}$ ， $k$  值规定取为小于  $z_2/6$  的最大整数。

表 13-4-39

蜗轮齿圈径向跳动公差  $F_r$  值/ $\mu m$ 

分度圆直径 $d_2/mm$	模数 $m/mm$	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	4.5	7.0	11	18	28	40	50	63	80	100	125
	$> 3.5 \sim 6.3$	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	63	80	100	125	160
	$> 6.3 \sim 10$	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.6	5.0	8	13	20	32	45	56	71	90	112	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
	$> 6.3 \sim 10$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	$> 10 \sim 16$	5.0	8	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	$> 6.3 \sim 10$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 10 \sim 16$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 16 \sim 25$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 6.3 \sim 10$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$> 10 \sim 16$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 16 \sim 25$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	$> 16 \sim 25$	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450
$> 2500 \sim 4000$	$\geq 1 \sim 3.5$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$> 3.5 \sim 6.3$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 6.3 \sim 10$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	$> 10 \sim 16$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
	$> 16 \sim 25$	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450

表 13-4-40

蜗轮径向综合公差  $F_r''$  值

/μm

分度圆直径 $d_2$ /mm	模数 $m$ /mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	56	71	90	112	140	180
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	71	90	112	140	180	224
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	80	100	125	160	200	250
> 125 ~ 400	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	63	80	100	125	160	200
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	80	100	125	160	200	250
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	90	112	140	180	224	280
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	100	125	160	200	250	315
> 400 ~ 800	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	90	112	140	180	224	280
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	100	125	160	200	250	315
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	112	140	180	224	280	355
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	140	180	224	280	355	450
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	—	180	224	280	355	450	560
> 800 ~ 1600	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	100	125	160	200	250	315
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	112	140	180	224	280	355
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	125	160	200	250	315	400
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	140	180	224	280	355	450
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	—	180	224	280	355	450	560
> 1600 ~ 2500	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	112	140	180	224	280	355
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	125	160	200	250	315	400
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	140	180	224	280	355	450
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	160	200	250	315	400	500
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	—	200	250	315	400	500	630
> 2500 ~ 4000	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	125	160	200	250	315	400
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	140	180	224	280	355	450
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	160	200	250	315	400	500
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	180	224	280	355	450	560
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	—	200	250	315	400	500	630

表 13-4-41

蜗轮一齿径向综合公差  $f_r'$  值

/μm

分度圆直径 $d_2$ /mm	模数 $m$ /mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	20	28	36	45	56	71
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	25	36	45	56	71	90
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	28	40	50	63	80	100
> 125 ~ 400	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	22	32	40	50	63	80
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	28	40	50	63	80	100
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	32	45	56	71	90	112
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	36	50	63	80	100	125
> 400 ~ 800	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	25	36	45	56	71	90
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	28	40	50	63	80	100
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	32	45	56	71	90	112
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	40	56	71	90	112	140
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	—	50	71	90	112	140	180
> 800 ~ 1600	≥ 1 ~ 3.5	—	—	—	—	—	—	28	40	50	63	80	100
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	32	45	56	71	90	112
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	36	50	63	80	100	125
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	40	56	71	90	112	140
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	—	50	71	90	112	140	180

续表

分度圆直径 $d_2/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
> 1600 ~ 2500	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—	32	45	56	71	90	112
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	36	50	63	80	100	125
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	40	56	71	90	112	140
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	45	63	80	100	125	160
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	—	56	80	100	125	160	200
> 2500 ~ 4000	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—	36	50	63	80	100	125
	> 3.5 ~ 6.3	—	—	—	—	—	—	40	56	71	90	112	140
	> 6.3 ~ 10	—	—	—	—	—	—	45	63	80	100	125	160
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	—	—	50	71	90	112	140	180
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	—	56	80	100	125	160	200

表 13-4-42

蜗轮齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_2/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.6	2.5	4.0	6	10	14	20	28	40	56	80
	> 3.5 ~ 6.3	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
	> 6.3 ~ 10	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
> 125 ~ 400	$\geq 1 \sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
	> 3.5 ~ 6.3	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	> 6.3 ~ 10	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	> 10 ~ 16	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
> 400 ~ 800	$\geq 1 \sim 3.5$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
	> 3.5 ~ 6.3	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	> 6.3 ~ 10	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	> 10 ~ 16	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	> 16 ~ 25	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
> 800 ~ 1600	$\geq 1 \sim 3.5$	1.2	2.0	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	> 3.5 ~ 6.3	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	> 6.3 ~ 10	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	> 10 ~ 16	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	> 16 ~ 25	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
> 1600 ~ 2500	$\geq 1 \sim 3.5$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	> 3.5 ~ 6.3	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	> 6.3 ~ 10	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	> 10 ~ 16	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
	> 16 ~ 25	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224
> 2500 ~ 4000	$\geq 1 \sim 3.5$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	> 3.5 ~ 6.3	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	> 6.3 ~ 10	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
	> 10 ~ 16	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
	> 16 ~ 25	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224

表 13-4-43

蜗轮齿形公差  $f_a$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_2/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	2.1	2.6	3.6	4.8	6	8	11	14	22	36	56	90
	> 3.5 ~ 6.3	2.4	3.0	4.0	5.3	7	10	14	20	32	50	80	125

续表

分度圆直径 $d_2/mm$	模数 $m/mm$	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$> 6.3 \sim 10$	2.5	3.4	4.5	6.0	8	12	17	22	36	56	90	140
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	9	13	18	28	45	71	112
	$> 3.5 \sim 6.3$	2.5	3.2	4.5	6.0	8	11	16	22	36	56	90	140
	$> 6.3 \sim 10$	2.6	3.6	5.0	6.5	9	13	19	28	45	71	112	180
	$> 10 \sim 16$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	22	32	50	80	125	200
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	2.6	3.4	4.5	6.5	9	12	17	25	40	63	100	160
	$> 3.5 \sim 6.3$	2.8	3.8	5.0	7.0	10	14	20	28	45	71	112	180
	$> 6.3 \sim 10$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	24	36	56	90	140	224
	$> 10 \sim 16$	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	26	40	63	100	160	250
	$> 16 \sim 25$	3.8	5.3	7.5	10.5	16	24	36	56	90	140	224	355
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	4.2	5.5	8.0	11	17	24	36	56	90	140	224
	$> 3.5 \sim 6.3$	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	28	40	63	100	160	250
	$> 6.3 \sim 10$	3.4	4.8	6.5	9.5	14	20	30	45	71	112	180	280
	$> 10 \sim 16$	3.6	5.0	7.5	10.5	15	22	34	50	80	125	200	315
	$> 16 \sim 25$	4.2	6.0	8.5	12	19	28	42	63	100	160	250	400
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.8	5.3	7.5	11	16	24	36	50	80	125	200	315
	$> 3.5 \sim 6.3$	4.0	5.5	8.0	11.5	17	25	38	56	90	140	224	355
	$> 6.3 \sim 10$	4.0	6.0	8.5	12	18	28	40	63	100	160	250	400
	$> 10 \sim 16$	4.2	6.5	9.0	13	20	30	45	71	112	180	280	450
	$> 16 \sim 25$	4.8	7.0	10.5	15	22	36	53	80	125	200	315	500
$> 2500 \sim 4000$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	6.5	10	14	21	32	50	71	112	180	280	450
	$> 3.5 \sim 6.3$	4.8	7.0	10	15	22	34	53	80	125	200	315	500
	$> 6.3 \sim 10$	5.0	7.5	10.5	16	24	36	56	90	140	224	355	560
	$> 10 \sim 16$	5.3	7.5	11	17	25	38	60	90	140	224	355	560
	$> 16 \sim 25$	5.5	8.5	13	19	28	45	67	100	160	250	400	630

表 13-4-44 传动接触斑点的要求

精度等级	接触面积的百分比/%		接 触 形 状	接 触 位 置
	沿齿高不小于	沿齿长不小于		
1 和 2	75	70	接触斑点在齿高方向无断缺, 不允许成带状条纹	接触斑点痕迹的分布位置趋近齿面中部, 允许略偏于啮入端。在齿顶和啮入、啮出端的棱边处不允许接触
3 和 4	70	65		
5 和 6	65	60		
7 和 8	55	50	不作要求	接触斑点痕迹应偏于啮出端, 但不允许在齿顶和啮入、啮出端的棱边接触
9 和 10	45	40		
11 和 12	30	30		

注: 采用修形齿面的蜗杆传动, 接触斑点的要求可不受本标准规定的限制。

表 13-4-45 传动中心距极限偏差  $\pm f_a$  值

$/\mu m$

传动中心距 $a/mm$	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 30$	3	5	7	11	17	26	42	65				
$> 30 \sim 50$	3.5	6	8	13	20	31	50	80				
$> 50 \sim 80$	4	7	10	15	23	37	60	90				
$> 80 \sim 120$	5	8	11	18	27	44	70	110				
$> 120 \sim 180$	6	9	13	20	32	50	80	125				
$> 180 \sim 250$	7	10	15	23	36	58	92	145				
$> 250 \sim 315$	8	12	16	26	40	65	105	160				

续表

传动中心距 $a/\text{mm}$	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
> 315 ~ 400	9	13	18	28	45	70	115	180				
> 400 ~ 500	10	14	20	32	50	78	125	200				
> 500 ~ 630	11	15	22	35	55	87	140	220				
> 630 ~ 800	13	18	25	40	62	100	160	250				
> 800 ~ 1000	15	20	28	45	70	115	180	280				
> 1000 ~ 1250	17	23	33	52	82	130	210	330				
> 1250 ~ 1600	20	27	39	62	97	155	250	390				
> 1600 ~ 2000	24	32	46	75	115	185	300	460				
> 2000 ~ 2500	29	39	55	87	140	220	350	550				

表 13-4-46

传动轴交角极限偏差  $\pm f_z$  值/ $\mu\text{m}$ 

蜗轮齿宽 $p_2/\text{mm}$	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 30$	—	—	5	6	8	10	12	17	24	34	48	67
> 30 ~ 50	—	—	5.6	7.1	9	11	14	19	28	38	56	75
> 50 ~ 80	—	—	6.5	8	10	13	16	22	32	45	63	90
> 80 ~ 120	—	—	7.5	9	12	15	19	24	36	53	71	105
> 120 ~ 180	—	—	9	11	14	17	22	28	42	60	85	120
> 180 ~ 250	—	—	—	13	16	20	25	32	48	67	95	135
> 250	—	—	—	—	—	22	28	36	53	75	105	150

表 13-4-47

传动中间平面极限偏移  $\pm f_x$  值/ $\mu\text{m}$ 

传动中心距 $a/\text{mm}$	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 30$	—	—	5.6	9	14	21	34	52				
> 30 ~ 50	—	—	6.5	10.5	16	25	40	64				
> 50 ~ 80	—	—	8	12	18.5	30	48	72				
> 80 ~ 120	—	—	9	14.5	22	36	56	88				
> 120 ~ 180	—	—	10.5	16	27	40	64	100				
> 180 ~ 250	—	—	12	18.5	29	47	74	120				
> 250 ~ 315	—	—	13	21	32	52	85	130				
> 315 ~ 400	—	—	14.5	23	36	56	92	145				
> 400 ~ 500	—	—	16	26	40	63	100	160				
> 500 ~ 630	—	—	18	28	44	70	112	180				
> 630 ~ 800	—	—	20	32	50	80	130	200				
> 800 ~ 1000	—	—	23	36	56	92	145	230				
> 1000 ~ 1250	—	—	27	42	66	105	170	270				
> 1250 ~ 1600	—	—	32	50	78	125	200	315				
> 1600 ~ 2000	—	—	37	60	92	150	240	370				
> 2000 ~ 2500	—	—	44	70	112	180	280	440				

表 13-4-48

传动的最小法向侧隙  $j_{\text{min}}$  值/ $\mu\text{m}$ 

传动中心距 $a/\text{mm}$	侧 隙 种 类							
	h	g	f	e	d	c	b	a
$\leq 30$	0	9	13	21	33	52	84	130
> 30 ~ 50	0	11	16	25	39	62	100	160
> 50 ~ 80	0	13	19	30	46	74	120	190



续表

传动中心距 $a/mm$	侧 隙 种 类							
	h	g	f	e	d	c	b	a
> 80 ~ 120	0	15	22	35	54	87	140	220
> 120 ~ 180	0	18	25	40	63	100	160	250
> 180 ~ 250	0	20	29	46	72	115	185	290
> 250 ~ 315	0	23	32	52	81	130	210	320
> 315 ~ 400	0	25	36	57	89	140	230	360
> 400 ~ 500	0	27	40	63	97	155	250	400
> 500 ~ 630	0	30	44	70	110	175	280	440
> 630 ~ 800	0	35	50	80	125	200	320	500
> 800 ~ 1000	0	40	56	90	140	230	360	560
> 1000 ~ 1250	0	46	66	105	165	260	420	660
> 1250 ~ 1600	0	54	78	125	195	310	500	780
> 1600 ~ 2000	0	65	92	150	230	370	600	920
> 2000 ~ 2500	0	77	110	175	280	440	700	1100

注：传动的最小圆周侧隙  $j_{\min a} = j_{\min} / (\cos \gamma' \cos \alpha_a)$

式中  $\gamma'$ ——蜗杆节圆柱导程角； $\alpha_a$ ——蜗杆法向齿形角。

表 13-4-49

蜗杆齿厚公差  $T_{s1}$  值

/μm

模数 $m/mm$	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	12	15	20	25	30	36	45	53	67	95	130	190
> 3.5 ~ 6.3	15	20	25	32	38	45	56	71	90	130	180	240
> 6.3 ~ 10	20	25	30	40	48	60	71	90	110	160	220	310
> 10 ~ 16	25	30	40	50	60	80	95	120	150	210	290	400
> 16 ~ 25	—	—	—	—	85	110	130	160	200	280	400	550

注：1. 精度等级按蜗杆第 II 公差组确定。

2. 对传动最大法向侧隙  $j_{\max}$  无要求时，允许蜗杆齿厚公差  $T_{s1}$  增大，最大不超过两倍。

表 13-4-50

蜗杆齿厚上偏差 ( $E_{s1}$ ) 中的误差补偿部分  $E_{s1}$  值

/μm

精度等级	模数 $m/mm$	传动中心距 $a/mm$															
		$\leq 30$	> 30 ~ 50	> 50 ~ 80	> 80 ~ 120	> 120 ~ 180	> 180 ~ 250	> 250 ~ 315	> 315 ~ 400	> 400 ~ 500	> 500 ~ 630	> 630 ~ 800	> 800 ~ 1000	> 1000 ~ 1250	> 1250 ~ 1600	> 1600 ~ 2000	> 2000 ~ 2500
1	$\geq 1 \sim 3.5$	3.8	4.2	4.8	5.3	6.5	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	> 3.5 ~ 6.3	4.4	4.8	5.3	6.0	6.8	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	> 6.3 ~ 10	5.0	5.3	5.6	6.3	7.1	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	> 10 ~ 16	—	—	—	7.1	8.0	9.0	10	11	12	14	14	16	18	22	25	30
2	$\geq 1 \sim 3.5$	6.3	7.1	8.0	9.0	10	11	13	14	15	16	18	20	22	28	32	40
	> 3.5 ~ 6.3	6.8	8.0	9.0	9.0	10	11	13	14	15	16	18	20	24	28	32	40
	> 6.3 ~ 10	8	9	10	10	11	12	14	15	16	18	20	22	24	28	32	40
	> 10 ~ 16	—	—	—	12	12	13	15	16	16	18	20	22	25	28	36	40
3	$\geq 1 \sim 3.5$	10	10	12	13	15	16	17	19	22	24	26	28	32	40	48	56
	> 3.5 ~ 6.3	11	11	13	14	15	17	18	20	22	24	26	30	36	40	48	56
	> 6.3 ~ 10	12	13	14	15	16	18	19	20	22	24	28	30	36	40	48	56
	> 10 ~ 16	—	—	—	17	18	20	20	22	24	25	28	32	36	40	48	58
4	$\geq 1 \sim 3.5$	15	16	18	20	22	25	28	30	32	36	40	46	53	63	75	90
	> 3.5 ~ 6.3	16	18	19	22	24	26	30	32	36	38	42	48	56	63	75	90
	> 6.3 ~ 10	19	20	22	24	25	28	30	32	36	38	45	50	56	65	80	90

续表

精度等级	模数 $m$ /mm	传动中心距 $a$ /mm															
		$\leq 30$	$> 30$ ~ 50	$> 50$ ~ 80	$> 80$ ~ 120	$> 120$ ~ 180	$> 180$ ~ 250	$> 250$ ~ 315	$> 315$ ~ 400	$> 400$ ~ 500	$> 500$ ~ 630	$> 630$ ~ 800	$> 800$ ~ 1000	$> 1000$ ~ 1250	$> 1250$ ~ 1600	$> 1600$ ~ 2000	$> 2000$ ~ 2500
4	$> 10 \sim 16$	—	—	—	28	30	32	32	36	38	40	45	50	56	65	80	90
5	$\geq 1 \sim 3.5$	25	25	28	32	36	40	45	48	51	56	63	71	85	100	115	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	28	28	30	36	38	40	45	50	53	58	65	75	85	100	120	140
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	38	40	45	48	50	56	60	68	75	85	100	120	145
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	—	45	48	50	56	60	65	71	80	90	105	120	145
6	$> 1 \sim 3.5$	30	30	32	36	40	45	48	50	56	60	65	75	85	100	120	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	32	36	38	40	45	48	50	56	60	63	70	75	90	100	120	140
	$> 6.3 \sim 10$	42	45	45	48	50	52	56	60	63	68	75	80	90	105	120	145
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	58	60	63	65	68	71	75	80	85	95	110	125	150
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	75	78	80	85	85	90	95	100	110	120	135	160
7	$\geq 1 \sim 3.5$	45	48	50	56	60	71	75	80	85	95	105	120	135	160	190	225
	$> 3.5 \sim 6.3$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225
	$> 6.3 \sim 10$	60	63	65	71	75	80	85	90	95	105	115	130	140	165	195	225
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	80	85	90	95	100	105	110	125	135	150	170	200	230
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	115	120	120	125	130	135	145	155	165	185	210	240
8	$\geq 1 \sim 3.5$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225
	$> 3.5 \sim 6.3$	68	71	75	78	80	85	90	95	100	110	120	130	145	170	195	230
	$> 6.3 \sim 10$	80	85	90	90	95	100	100	105	110	120	130	140	150	175	200	235
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	110	115	115	120	125	130	135	140	155	165	185	210	240
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	150	155	155	160	160	170	175	180	190	210	230	260
9	$\geq 1 \sim 3.5$	75	80	90	95	100	110	120	130	140	155	170	190	220	260	310	360
	$> 3.5 \sim 6.3$	90	95	100	105	110	120	130	140	150	160	180	200	225	260	310	360
	$> 6.3 \sim 10$	110	115	120	125	130	140	145	155	160	170	190	210	235	270	320	370
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	160	165	170	180	185	190	200	220	230	255	290	335	380
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	215	220	225	230	235	245	255	270	290	320	360	400
10	$\geq 1 \sim 3.5$	100	105	110	115	120	130	140	145	155	165	185	200	230	270	310	360
	$> 3.5 \sim 6.3$	120	125	130	135	140	145	155	160	170	180	200	210	240	280	320	370
	$> 6.3 \sim 10$	155	160	165	170	175	180	185	190	200	205	220	240	260	290	340	380
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	210	215	220	225	230	235	240	260	270	290	320	360	400
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	280	285	290	295	300	305	310	320	340	370	400	440
11	$\geq 1 \sim 3.5$	140	150	160	170	180	190	200	220	240	250	280	310	350	410	480	560
	$> 3.5 \sim 6.3$	180	185	190	200	210	220	230	250	260	280	300	330	370	420	490	570
	$> 6.3 \sim 10$	220	230	230	240	250	260	270	280	290	310	330	350	390	440	510	590
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	290	300	310	310	320	340	350	370	390	430	470	530	610
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	400	410	410	420	430	440	450	470	500	540	600	670
12	$\geq 1 \sim 3.5$	190	190	200	210	220	230	240	250	270	280	310	330	370	430	490	580
	$> 3.5 \sim 6.3$	250	250	250	260	270	280	290	300	310	320	340	370	410	460	520	600
	$> 6.3 \sim 10$	290	300	300	310	310	320	330	340	350	360	380	400	440	480	540	620
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	400	400	410	410	420	430	440	450	470	500	540	600	670
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	520	530	530	540	540	550	560	580	600	640	680	750

注：精度等级按蜗杆的第Ⅱ公差组确定。

表 13-4-51

蜗轮齿厚公差  $T_{d2}$  值

/μm

分度圆直径 $d_2/mm$	模数 $m/mm$	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	≱ 1 ~ 3.5	30	32	36	45	56	71	90	110	130	160	190	230
	> 3.5 ~ 6.3	32	36	40	48	63	85	110	130	160	190	230	290
	> 6.3 ~ 10	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
> 125 ~ 400	≱ 1 ~ 3.5	30	32	38	48	60	80	100	120	140	170	210	260
	> 3.5 ~ 6.3	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	> 6.3 ~ 10	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	80	110	140	170	210	260	320	390
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	130	170	210	260	320	390	470
> 400 ~ 800	≱ 1 ~ 3.5	32	36	40	48	63	85	110	130	160	190	230	290
	> 3.5 ~ 6.3	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	> 6.3 ~ 10	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	85	120	160	190	230	290	350	430
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	140	190	230	290	350	430	550
> 800 ~ 1600	≱ 1 ~ 3.5	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	> 3.5 ~ 6.3	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	> 6.3 ~ 10	32	36	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	85	120	160	190	230	290	350	430
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	140	190	230	290	350	430	550
> 1600 ~ 2500	≱ 1 ~ 3.5	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	> 3.5 ~ 6.3	32	38	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	> 6.3 ~ 10	36	40	50	63	85	120	160	190	230	290	350	430
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	90	130	170	210	260	320	390	490
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	160	210	260	320	390	490	610
> 2500 ~ 4000	≱ 1 ~ 3.5	32	38	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	> 3.5 ~ 6.3	36	40	50	63	85	120	160	190	230	290	350	430
	> 6.3 ~ 10	36	45	53	67	90	130	170	210	260	320	390	490
	> 10 ~ 16	—	—	—	—	100	140	190	230	290	350	430	550
	> 16 ~ 25	—	—	—	—	—	160	210	260	320	390	490	610

注：1. 精度等级按蜗轮第Ⅱ公差组确定。

2. 在最小法向侧隙能保证的条件下， $T_{d2}$ 公差带允许采用对称分布。

表 13-4-52

极限偏差和公差与蜗杆几何参数的关系式

精度等级	$f_b$		$f_{dL}$		$\pm f_{px}$		$f_{psL}$		$f_r$		$f_n$		$T_{d1}$	
	$f_b = Am + C$		$f_{dL} = Am + C$		$f_{px} = Am + C$		$f_{psL} = Am + C$		$f_r = Ad_1 + C$		$f_n = Am + C$		$T_{d1} = Am + C$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C
1	0.110	0.8	0.22	1.64	0.08	0.56	0.132	1.02	0.005	1.0	0.13	0.80	1.23	8.9
2	0.180	1.32	0.364	2.62	0.12	0.92	0.212	1.63	0.007	1.52	0.21	1.33	1.5	11.1
3	0.284	2.09	0.575	4.15	0.19	1.45	0.335	2.55	0.011	2.4	0.34	2.1	1.9	13.9
4	0.45	3.3	0.91	6.56	0.3	2.28	0.53	4.03	0.018	3.8	0.53	3.3	2.4	17.3
5	0.72	5.2	1.44	10.4	0.48	3.6	0.84	6.38	0.028	6.0	0.84	5.2	3.0	21.6
6	1.14	8.2	2.28	16.5	0.76	5.7	1.33	10.1	0.044	9.5	1.33	8.2	3.8	27
7	1.6	11.5	3.2	23.1	1.08	8.2	1.88	14.3	0.063	13.4	1.88	11.8	4.7	33.8
8	—	—	—	—	1.51	11.4	2.64	20	0.088	18.8	2.64	16.3	5.9	42.2
9	—	—	—	—	2.10	16	3.8	28	0.124	26.4	3.69	22.8	7.3	52.8
10	—	—	—	—	3.0	22.4	—	—	0.172	36.9	5.2	32	10.2	73.8
11	—	—	—	—	4.2	31	—	—	0.24	52	7.24	44.8	14.4	103.4
12	—	—	—	—	5.8	44	—	—	0.34	72	10.2	63	20.1	144.7

注：采用代号： $m$ ——蜗杆轴向模数，mm； $d_1$ ——蜗杆分度圆直径，mm。

表 13-4-53

极限偏差和公差与蜗轮几何参数的关系式

精度等级	$F_p$ (或 $F_{pk}$ )		$F_r$		$F''_r$		$\pm f_{pt}$		$f'_r$		$f_a$		$\pm f_z$	
	$F_p = B\sqrt{L} + C$		$F_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$F''_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f_{pt} = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f'_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.25A$		$f_a = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0.0125A$		$f_z = B\sqrt{b_2} + C$	
	B	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	B	C
1	0.25	0.63	0.224	2.8	—	—	0.063	0.8	—	—	0.063	2	—	—
2	0.40	1	0.355	4.5	—	—	0.10	1.25	—	—	0.10	2.5	—	—
3	0.63	1.6	0.56	7.1	—	—	0.16	2	—	—	0.16	3.15	0.50	2.5
4	1	2.5	0.90	11.2	—	—	0.25	3.15	—	—	0.25	4	0.63	3.2
5	1.6	4	1.40	18	—	—	0.40	5	—	—	0.40	5	0.8	4
6	2.5	6.3	2.24	28	—	—	0.63	8	—	—	0.63	6.3	1	5
7	3.55	9	3.15	40	4.5	56	0.90	11.2	1.25	16	1	8	1.25	6.3
8	5	12.5	4	50	5.6	71	1.25	16	1.8	22.4	1.6	10	1.8	8
9	7.1	18	5	63	7.1	90	1.8	22.4	2.24	28	2.5	16	2.5	11.2
10	10	25	6.3	80	9.0	112	2.5	31.5	2.8	35.5	4	25	3.55	16
11	14	35.5	8	100	11.2	140	3.55	45	3.55	45	6.3	40	5	22.4
12	20	50	10	125	14.0	180	5	63	4.5	56	10	63	7.1	31.5

注: 1. 采用代号:  $m$ ——模数, mm;  $d_2$ ——蜗轮分度圆直径, mm;  $L$ ——蜗轮分度圆弧长, mm;  $b_2$ ——蜗轮齿宽, mm。  
2.  $d_2 \leq 400$ mm 的  $F_r$ 、 $F''_r$  公差按表中所示关系式再乘以 0.8 确定。

表 13-4-54

极限偏差或公差间的相关关系式

代号	精度等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$f_a$	$\frac{1}{2}IT4$	$\frac{1}{2}IT5$	$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT10$	$\frac{1}{2}IT11$				
$f_z$	$0.8f_a$											
$j_{\text{min}}$	h (0), g (IT5), f (IT6), e (IT7), d (IT8), c (IT9), b (IT10), a (IT11)											
$j_{\text{max}}$	$( E_{\text{min}}  + T_{\text{sl}} + T_{\text{a2}} \cos \gamma') \cos \alpha_n + 2 \sin \alpha_n \sqrt{\frac{1}{4} F_r^2 + f_a^2}$											
$f'_r$	$\approx j_n / (\cos \gamma' \cos \alpha_n)$											
$E_{\text{min}}$	$-(j_{\text{min}} / \cos \alpha_n + E_{\text{min}})$											
$E_{\text{a2}}$	$\sqrt{f_a^2 + 10f_{pt}^2}$											
$T_{\text{a2}}$	$1.3F_r + 25$											

注: 采用代号:  $\gamma'$ ——蜗杆节圆柱导程角;  $\alpha_n$ ——蜗杆法向齿形角; IT——标准公差, 见 GB/T 1800.3—1998。

### 齿坯公差

蜗杆、蜗轮在加工、检验、安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致, 并应在相应的零件工作图上标注。

表 13-4-55

蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

精度等级		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7
轴	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7
齿顶圆直径公差		IT6		IT7			IT8		IT9		IT11		

注: 1. 当三个公差组的精度等级不同时, 按最高精度等级确定公差。

2. 当齿顶圆不作测量齿厚基准时, 尺寸公差按 IT11 确定, 但不得大于 0.1mm。

3. IT 为标准公差, 见表 13-4-54 注。

表 13-4-56

蜗杆、蜗轮齿坯基准面径向和端面圆跳动公差

/μm

基准面直径 $d/mm$	精度等级					
	1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
$\leq 31.5$	1.2	2.8	4	7	10	10
$> 31.5 \sim 63$	1.6	4	6	10	16	16
$> 63 \sim 125$	2.2	5.5	8.5	14	22	22
$> 125 \sim 400$	2.8	7	11	18	28	28
$> 400 \sim 800$	3.6	9	14	22	36	36
$> 800 \sim 1600$	5.0	12	20	32	50	50
$> 1600 \sim 2500$	7.0	18	28	45	71	71
$> 2500 \sim 4000$	10	25	40	63	100	100

注：1. 当三个公差组的精度等级不同时，按最高精度等级确定公差。

2. 当以齿顶圆作为测量基准时，也即为蜗杆、蜗轮的齿坯基准面。

### 4.2 直廓环面蜗杆、蜗轮精度 (GB/T 16848—1997)

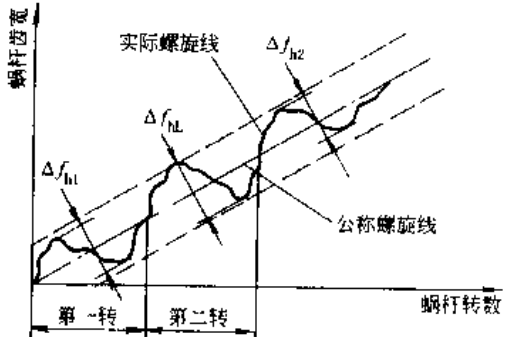
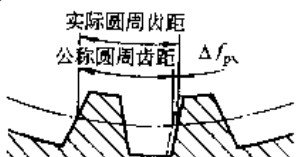
本节介绍的 GB/T 16848—1997 适用于轴交角为  $90^\circ$ 、中心距为  $80 \sim 1250mm$  的动力直廓环面蜗杆传动。

#### 定义及代号

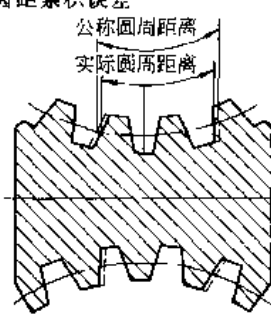
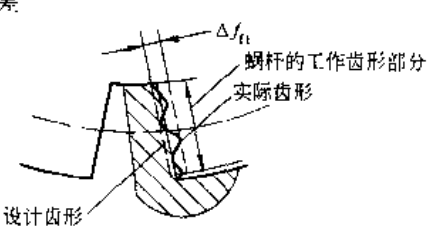
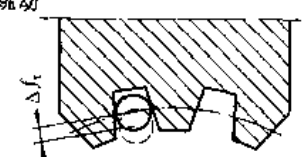
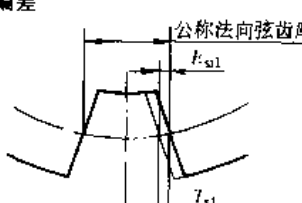
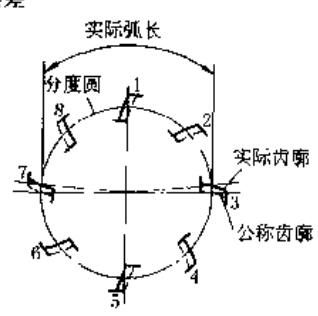
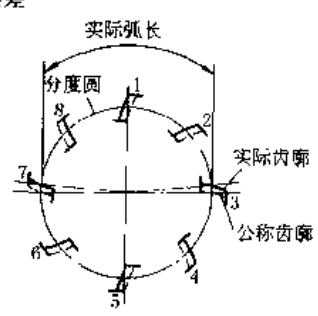
直廓环面蜗杆、蜗轮和蜗杆副的误差及侧隙的定义和代号见表 13-4-57。

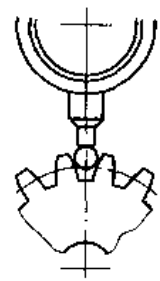
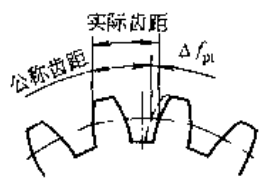
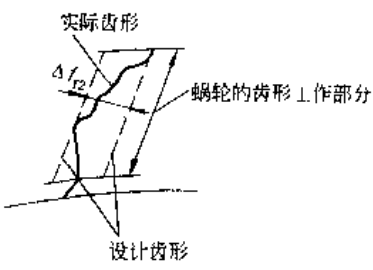
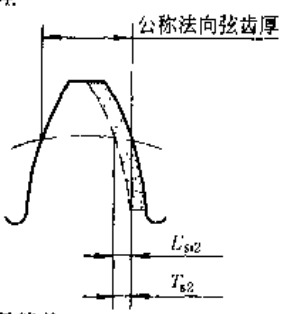
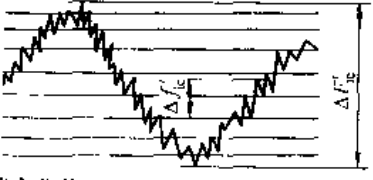
表 13-4-57

蜗杆、蜗轮和蜗杆副的误差，以及侧隙的定义和代号

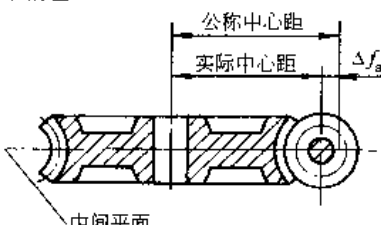
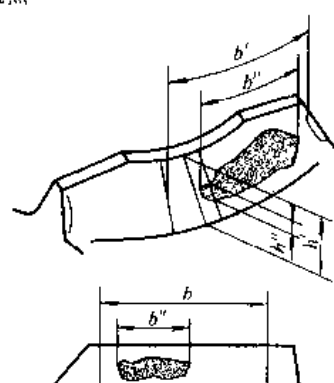
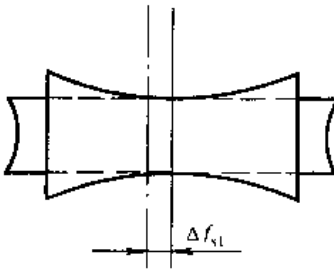
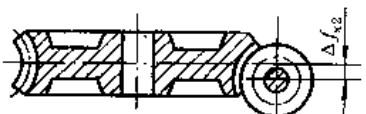
名称	代号	定义
蜗杆螺旋线误差 	$\Delta f_{hL}$	在蜗杆的工作齿宽范围内，分度圆环面上，包容实际螺旋线的与公称螺旋线保持恒定间距的最近两条螺旋线间的法向距离 多头蜗杆的螺旋线误差分别由每条螺旋线测得
蜗杆螺旋线公差	$f_{h1}$	
蜗杆一转螺旋线误差	$\Delta f_h$	一转范围内的蜗杆螺旋线误差
蜗杆一转螺旋线公差	$f_h$	
蜗杆分度误差	$\Delta f_{dL}$	在多头蜗杆的喉平面上，每个螺旋面与分度圆交点的等分性误差
蜗杆分度公差	$f_{d1}$	
蜗杆圆周齿距偏差 	$\Delta f_{pn}$	在轴向剖面内，蜗杆分度圆环面上，两相邻同侧齿面间的实际弧长和公称弧长之差
蜗杆圆周齿距极限偏差		
上偏差	$+f_{pn}$	
下偏差	$-f_{pn}$	

续表

名称	代号	定义
蜗杆圆周齿距累积误差 	$\Delta f_{pd}$	在轴向剖面内, 蜗杆分度圆环面上, 任意两个同侧齿面间 (不包括修缘部分), 实际弧长与公称弧长之差的绝对值
蜗杆圆周齿距累积公差 蜗杆齿形误差 	$f_{pd}$ $\Delta f_n$	在蜗杆的轴向剖面上, 工作齿宽范围内, 齿形工作部分, 包容实际齿形线的最近两条设计齿形线间的法向距离
蜗杆齿形公差 蜗杆齿槽的径向跳动 	$f_n$ $\Delta f_r$	在蜗杆的轴向剖面上, 一转范围内, 测头在齿槽内与齿高中部齿面双面接触, 其测头相对于配对蜗轮中心沿径向距离的最大变动量
蜗杆齿槽径向跳动公差 蜗杆法向弦齿厚偏差 	$f_r$ $\Delta E_{s1}$	在蜗杆喉部的法向弦齿厚高处, 法向弦齿厚的实际值与公称值之差
蜗杆法向弦齿厚极限偏差 上偏差 下偏差	$E_{s1}$ $E_{s1}$	
蜗杆法向弦齿厚公差 蜗轮齿距累积误差 	$T_{s1}$ $\Delta F_p$	在蜗轮分度圆上, 任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的绝对值
蜗轮齿距累积公差 	$F_p$	

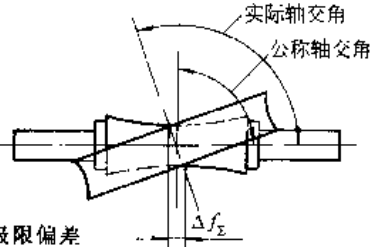
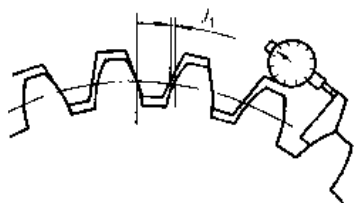
名称	代号	定义
蜗轮齿圈的径向跳动 	$\Delta F_r$	在蜗轮的-一转范围内, 测头在靠近中间平面的齿槽内, 与齿高中部的齿面双面接触, 相对蜗轮轴线径向距离的最大变动量
蜗轮齿圈径向跳动公差	$F_r$	
蜗轮齿距偏差 	$\Delta f_{pt}$	在蜗轮分度圆上, 实际齿距与公称齿距之差 用相对法测量时, 公称齿距是指所有实际齿距的平均值
蜗轮齿距极限偏差	$+ f_{pt}$	
上偏差	$- f_{pt}$	
下偏差		
蜗轮齿形误差 	$\Delta f_{\alpha}$	在蜗轮中间平面上, 齿形工作部分内, 包容实际齿形线的最近两条设计齿形线间的法向距离
蜗轮齿形公差	$f_{\alpha}$	
蜗轮法向弦齿厚偏差 	$\Delta E_{s2}$	在蜗轮喉部的法向弦齿高处, 法向弦齿厚的实际值与公称值之差
蜗轮法向弦齿厚极限偏差	$E_{s2}$	
上偏差	$E_{s2}$	
下偏差	$T_{s2}$	
蜗轮法向弦齿厚公差		
蜗杆副的切向综合误差 	$\Delta F'_{ic}$	安装好的蜗杆副啮合转动时, 在蜗轮相对于蜗杆位置变化的一个整周期内, 蜗轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值, 以蜗轮分度圆弧长计
蜗杆副的切向综合公差	$F'_{ic}$	

续表

名称	代号	定义
蜗杆副的一齿切向综合误差	$\Delta f'_{ic}$	安装好的蜗杆副啮合转动时, 在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值
蜗杆副的切向综合公差	$f'_{ic}$	以蜗轮分度圆弧长计
蜗杆副的中心距偏差	$\Delta f_s$	在安装好的蜗杆副的中间平面内, 实际中心距与公称中心距之差
		
蜗杆副的中心距极限偏差		
上偏差	$+f_s$	
下偏差	$-f_s$	
蜗杆副的接触斑点		<p>安装好的蜗杆副, 在轻微制动下, 转动后, 蜗杆、蜗轮齿面上出现的接触痕迹</p> <p>以接触面积大小、形状和分布位置表示, 接触面积大小按接触痕迹的百分比计算确定</p> <p>沿齿长方向——接触痕迹的长度 <math>b''</math> 与理论长度 <math>b'</math> 之比, 即 <math>(b''/b') \times 100\%</math></p> <p>沿齿高方向——接触痕迹的平均高度 <math>h''</math> 与理论高度 <math>h'</math> 之比, 即 <math>(h''/h') \times 100\%</math></p> <p>蜗杆接触斑点的分布位置齿高方向应趋于中间, 齿长方向趋于入口处, 齿顶和两端部棱边处不允许接触</p>
		
蜗杆副的蜗杆喉平面偏移	$\Delta f_{s1}$	在安装好的蜗杆副中, 蜗杆喉平面的实际位置和公称位置之差
		
蜗杆副的蜗杆喉平面极限偏差		
上偏差	$+f_{s1}$	
下偏差	$-f_{s1}$	
蜗杆副的蜗轮中间平面偏移	$\Delta f_{s2}$	在安装好的蜗杆副中, 蜗轮中间平面的实际位置和公称位置之差
		
蜗杆副的蜗轮中间平面极限偏差		
上偏差	$+f_{s2}$	
下偏差	$-f_{s2}$	



续表

名称	代号	定义
蜗杆副的轴交角偏差 	$\Delta f_{\Sigma}$	在安装好的蜗杆副中，实际轴交角与公称轴交角之差 偏差值按蜗轮齿宽确定，以其线性值计
蜗杆副轴交角极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_{\Sigma}$ $-f_{\Sigma}$	
蜗杆副的圆周侧隙 	$j_1$	在安装好的蜗杆副中，蜗杆固定不动时，蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的分度圆弧长
最小圆周侧隙	$j_{\min}$	

精度等级

(1) 该标准对直廓环面蜗杆、蜗轮和蜗杆传动规定了 6, 7, 8 三个精度等级，6 级最高，8 级最低。

(2) 按照公差的特性对传动性能的主要保证作用，将蜗杆、蜗轮和蜗杆副的公差(或极限偏差)分为三个公差组。

第 I 公差组：蜗轮  $F_D, F_r$ ；蜗杆副  $\Delta F'_{ic}$ 。

第 II 公差组：蜗杆  $f_h, f_{hl}, f_{pa}, f_{pat}, f_r$ ；蜗轮  $f_{pt}$ ；蜗杆副  $\Delta f'_{ic}$ 。

第 III 公差组：蜗杆  $f_n$ ；蜗轮  $f_D$ ；蜗杆副的接触斑点， $f_a, f_{\Sigma}, f_{s1}, f_{s2}$ 。

(3) 根据使用要求不同，允许各公差组选用不同的公差等级组合，但在同一公差组中，各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

(4) 蜗杆和配对蜗轮的精度等级一般取成相同，也允许取成不相同。对有特殊要求的蜗杆传动，除  $F_r, f_r$  项目外，其蜗杆、蜗轮左右齿面的精度等级也可取成不相同。

齿坯要求

(1) 蜗杆、蜗轮在加工、检验和安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致，并应在相应的零件工作图上予以标注。

加工蜗杆时，刀具的主基圆半径对蜗杆精度有较大影响，因此，应对主基圆半径公差作合理的控制。主基圆半径。误差定义见表 13-4-58，主基圆半径公差值见表 13-4-59。

表 13-4-58 主基圆半径误差定义

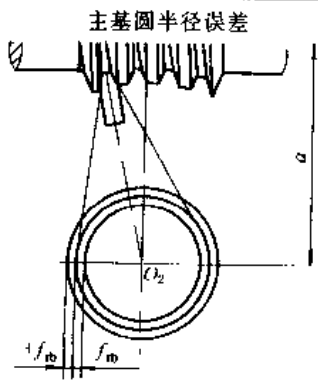
名称	代号	定义
主基圆半径误差 	$\Delta f_b$	加工蜗杆时，刀具的主基圆半径的实际值与公称值之差
主基圆半径公差	$\pm f_b$	

表 13-4-59

主基圆半径公差

/μm

名称	代号	中心距/mm											
		80 ~ 160			> 160 ~ 315			> 315 ~ 630			> 630 ~ 1250		
		精度等级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
主基圆半径公差	$f_{rb}$	20	30	45	25	40	60	35	55	80	50	80	120

(2) 蜗杆、蜗轮的齿坯公差包括轴、孔的尺寸、形状和位置公差,以及基准面的跳动。各项公差值见表13-4-60。

表 13-4-60

蜗杆蜗轮齿坯公差

/μm

名称	代号	中心距/mm											
		80 ~ 160			> 160 ~ 315			> 315 ~ 630			> 630 ~ 1250		
		精度等级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
蜗杆喉部直径公差		h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
蜗杆基准轴颈径向跳动公差		12	15	30	15	20	35	20	27	48	25	35	55
蜗杆两定位端面的跳动公差		12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35
蜗杆喉部径向跳动公差		15	20	25	20	25	27	27	35	45	35	45	60
蜗杆基准端面的跳动公差		15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
蜗轮齿坯外径与轴孔的同心度公差		15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
蜗轮喉部直径公差		h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

蜗杆、蜗轮的检验与公差

(1) 根据蜗杆传动的工作要求和生产规模,在各公差组中选定一个检验组来评定和验收蜗杆、蜗轮的精度。当检验组中有两项或两项以上的误差时,应以检验组中最低的一项精度来评定蜗杆、蜗轮的精度等级。

第 I 公差组的检验组:蜗轮  $\Delta F_p$ ;  $\Delta F_r$ 。

第 II 公差组的检验组:蜗杆  $\Delta f_h$ ,  $\Delta f_{hl}$  (用于单头蜗杆);  $\Delta f_{rl}$  (用于多头蜗杆);  $\Delta f_{px}$ ,  $\Delta f_{pnl}$ ,  $\Delta f_r$ ;  $\Delta f_{pr}$ ,  $\Delta f_{pnl}$ 。蜗轮  $\Delta f_{pl}$ 。

第 III 公差组的检验组:蜗杆  $\Delta f_n$ ; 蜗轮  $\Delta f_{D2}$ 。

当蜗杆副的接触斑点有要求时,蜗轮的齿形误差  $\Delta f_{D2}$  可不进行检验。

(2) 对于各精度等级,蜗杆、蜗轮各检验项目的公差或极限偏差的数值见表 13-4-61。

表 13-4-61

蜗杆和蜗轮的公差及极限偏差

/μm

名称	代号	中心距/mm											
		80 ~ 160			> 160 ~ 315			> 315 ~ 630			> 630 ~ 1250		
		精度等级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
蜗杆螺旋线公差	$f_{hl}$	34	51	68	51	68	85	68	102	119	127	153	187
蜗杆一转螺旋线公差	$f_h$	15	22	30	21	30	37	30	45	53	45	60	68
蜗杆分度误差	$f_{d1}$	20	30	40	28	40	50	40	60	70	60	80	90
		25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112
蜗杆圆周齿距极限偏差	$f_{px}$	± 10	± 15	± 20	± 14	± 20	± 25	± 20	± 30	± 35	± 30	± 40	± 45
蜗杆圆周齿距累积公差	$f_{pnl}$	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110
蜗杆齿形公差	$f_n$	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75
蜗杆径向跳动公差	$f_r$	10	15	25	15	20	30	20	25	35	25	35	50
蜗杆法向弦齿厚上偏差	$E_{m1}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
蜗杆法向弦齿厚下偏差	$E_{m1}$	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250
		70	100	150	120	200	300	180	200	400	280	350	450
蜗轮齿距累积公差	$F_p$	67	90	125	90	135	202	135	180	247	180	270	360
蜗轮内圈径向跳动公差	$F_r$	40	56	71	50	71	90	63	90	112	80	112	140
蜗轮齿距极限偏差	± $f_{pl}$	15	20	25	20	30	45	30	40	55	40	60	80

续表

名称	代号	中心距/mm											
		80 ~ 160			> 160 ~ 315			> 315 ~ 630			> 630 ~ 1250		
		精度等级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
蜗轮齿形公差	$f_{\alpha}$	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75
蜗轮法向弦齿厚上偏差	$E_{sa2}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
蜗轮法向弦齿厚下偏差	$E_{sa2}$	75	100	150	100	150	200	150	200	280	220	300	400

(3) 该标准规定的公差值是以蜗杆、蜗轮的工作轴线为测量的基准轴线。当实际测量基准不符合该规定时, 应从测量结果中消除基准不同所带来的影响。

### 蜗杆副的检验与公差

蜗杆副的精度主要以  $\Delta F'_{ic}$ ,  $\Delta f'_{ic}$  以及  $\Delta f_a$ ,  $\Delta f_{a1}$ ,  $\Delta f_{a2}$ ,  $\Delta f_{\Sigma}$  和接触斑点的形状、分布位置与面积大小来评定。蜗杆副公差及极限偏差的数值见表 13-4-62。

表 13-4-62

蜗杆副公差及极限偏差

/μm

名称	代号	中心距/mm											
		80 ~ 160			> 160 ~ 315			> 315 ~ 630			> 630 ~ 1250		
		精度等级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
蜗杆副的切向综合公差	$F'_{ic}$	63	90	125	80	112	160	100	140	200	140	200	280
蜗杆副的一齿切向综合公差	$f'_{ic}$	18	27	35	27	35	45	35	55	63	67	80	100
蜗杆副的中心距极限偏移	$f_a$	+20	+25	+60	+30	+50	+100	+45	+75	+120	+65	+100	+50
		-10	-15	-30	-20	-30	-50	-25	-45	-75	-35	-60	-100
蜗杆副的蜗杆中间平面偏移	$f_{a1}$	±15	±20	±25	±25	±40	±50	±40	±60	±80	±65	±90	±120
蜗杆副的蜗轮中间平面偏移	$f_{a2}$	±30	±50	±75	±60	±100	±150	±100	±150	±220	±150	±200	±300
蜗杆副的轴交角极限偏差	$f_{\Sigma}$	±15	±20	±30	±20	±30	±45	±30	±45	±65	±40	±60	±80
蜗杆副的圆周侧隙	$j_1$	250			380			530			750		
蜗杆副的最小圆周侧隙	$J_{min}$	95			130			190			250		
蜗轮齿面接触斑点/%		在理论接触区上 按高度 不小于 85 (6级) 80 (7级) 70 (8级) 按宽度 不小于 80 (6级) 70 (7级) 60 (8级)											
蜗杆齿面接触斑点/%		在工作长度上不小于 80 (6级) 70 (7级) 60 (8级) 工作面入口可接触较重, 两端修缘部分不应接触											

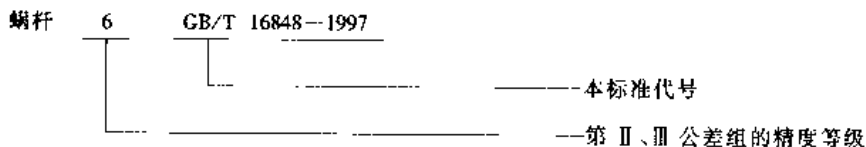
### 蜗杆副的侧隙规定

- (1) 蜗杆副的侧隙分为最小圆周侧隙和圆周侧隙, 侧隙种类与精度等级无关。
- (2) 根据工作条件和使用要求选用侧隙。蜗杆副的最小圆周侧隙和圆周侧隙见表 13-4-62。

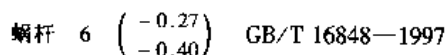
### 图样标注

在蜗杆、蜗轮工作图上, 应分别标注其精度等级、齿厚极限偏差和本标准代号, 标注示例如下。

- (1) 蜗杆的第 II、III 公差组的精度等级为 6 级, 齿厚极限偏差为标准值, 则标注为:



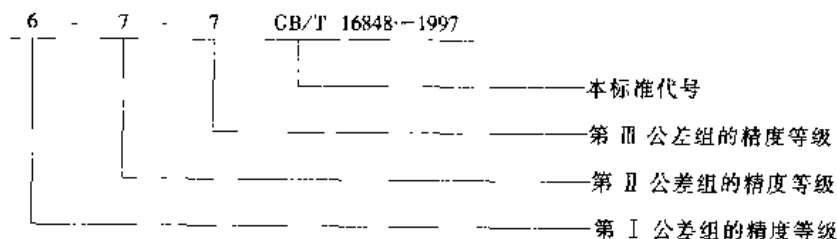
若蜗杆齿厚极限偏差为非标准值, 如上偏差为: -0.27, 下偏差为: -0.40, 则标注为:



(2) 蜗轮的三个公差组的精度同为 6 级，齿厚极限偏差为标准值，则标注为：



蜗轮的第 I 公差组的精度为 6 级，第 II、III 公差组的精度为 7 级，齿厚极限偏差为标准值，则标注为：

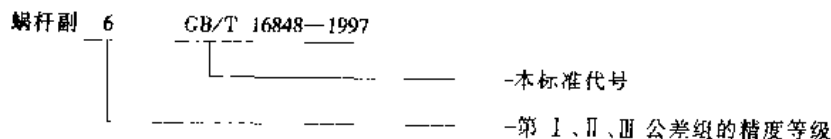


若蜗轮齿厚极限偏差为非标准值，如上偏差为： $+0.10$ ，下偏差为： $-0.10$ ，则标注为：

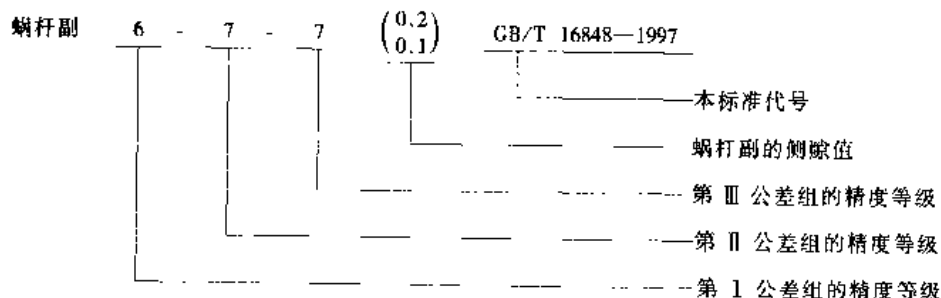
6-7-7 ( $\pm 0.10$ ) GB/T 16848-1997

(3) 对蜗杆副，应标注出相应的精度等级、侧隙、本标准代号，标注示例如下。

蜗杆副的三个公差组的精度等级同为 6 级，侧隙为标准侧隙，则标注为：



蜗杆副的第 I 公差组的精度为 6 级，第 II、III 公差组的精度为 7 级，侧隙为： $j_1 = 0.2\text{mm}$ ， $j_{\text{inv}} = 0.1\text{mm}$ ，则标注为：



### 4.3 平面二次包络环面蜗杆传动精度 (GB/T 16445—1996)

该标准适用于轴交角为  $90^\circ$ 、中心距为  $0 \sim 1250\text{mm}$  的平面二次包络环面蜗杆副。

#### 蜗杆、蜗轮误差的定义及代号

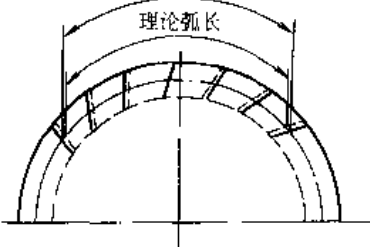
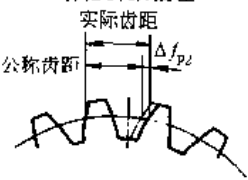
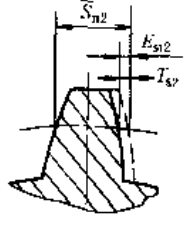
蜗杆、蜗轮误差的定义及代号见表 13-4-63。

表 13-4-63

类别	序号	名称	代号	定义
蜗杆精度	1	蜗杆圆周齿距累积误差 理论弧长 实际弧长 $\Delta f_{pt}$ 平面测头 蜗杆圆周齿距累积公差	$\Delta f_{pt}$	用平面测头绕蜗轮轴线作圆弧测量时，在蜗杆有效螺纹长度内（不包含修缘部分），同侧齿面实际距离与公称距离之差的最大绝对值
			$F_{pt}$	

类别	序号	名称	代号	定义
蜗 杆 精 度	2	蜗杆圆周齿距偏差 三面测头  实际齿距 $\Delta f_{p1}$ 理论齿距  蜗杆圆周齿距极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_{p1}$     $+f_{p1}$ $-f_{p1}$	用平面测头绕蜗轮轴线作圆弧测量时, 蜗杆相邻齿面间的实际距离与公称距离之差
	3	蜗杆分度误差 蜗杆分度公差	$\Delta f_{d1}$ $f_{d1}$	在垂直于蜗杆轴线的平面内, 蜗杆每条螺纹的等分性误差, 以喉平面上计算圆的弧长表示
	4	蜗杆螺旋线误差  实际螺旋线 $\Delta f_{h1}$ 公称螺旋线 蜗杆齿宽 第一转 第二转 蜗杆转数	$\Delta f_{h1}$     $f_{h1}$	在蜗杆轮齿的工作齿宽范围内 (两端不完整齿部分除外), 蜗杆分度圆环面上包容实际螺旋线的最近两条公称螺旋线间的法向距离
	5	蜗杆螺旋线公差  蜗杆法向弦齿厚偏差  实际弦齿厚 $\bar{S}_{n1}$ 公称弦齿厚 $S_{n1}$ 上偏差 $E_{sn1}$ 下偏差 $E_{sn1}$ 蜗杆齿厚公差 $T_{s1}$	$\Delta E_{s1}$     $E_{sn1}$ $E_{sn1}$ $T_{s1}$	蜗杆喉部法向截面上实际弦齿厚与公称弦齿厚之差
	6	蜗轮齿圈径向跳动  蜗轮齿圈径向跳动公差	$\Delta F_{r2}$     $F_{r2}$	蜗轮齿槽相对蜗轮旋转轴线距离的变动量, 在蜗轮中间平面测量


续表

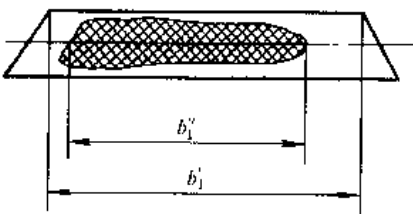
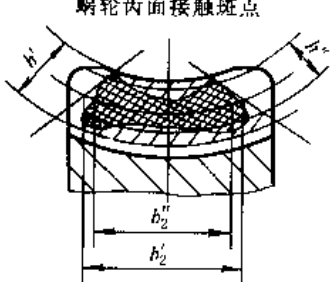
类别	序号	名称	代号	定义
蜗 轮 精 度	7	蜗轮被包围齿数内齿距累积误差 实际弧长 理论弧长 	$\Delta f_{p2}$	在蜗轮计算圆上, 被蜗杆包围齿数内, 任意两个同名齿侧面实际弧长与公称弧长之差的绝对值
		蜗轮齿距累积公差 $F_{p2}$	$F_{p2}$	
	8	蜗轮齿距偏差 实际齿距 公称齿距 $\Delta f_{p2}$  蜗轮齿距极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_{p2}$ $+f_{p2}$ $-f_{p2}$	在蜗轮计算圆上, 实际齿距与公称齿距之差 用相对法测量时, 公称齿距是指所有实际齿距的平均值
9	蜗轮法向弦齿厚偏差  蜗轮法向弦齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗轮齿厚公差	$\Delta E_{a2}$ $E_{a2}$ $E_{s2}$ $T_{s2}$	蜗轮喉部法向截面上实际弦齿厚与公称弦齿厚之差	

## 蜗杆副误差的定义及代号

蜗杆副误差的定义及代号见表 13-4-64。

表 13-4-64

类别	序号	名称	代号	定义
蜗 杆 副 精 度	1	蜗杆副的切向综合误差  蜗杆副的切向综合公差 $F_{1c}$	$\Delta F_{1c}$ $F_{1c}$	一对蜗杆副, 在其标准位置正确啮合时, 蜗轮旋转一周范围内, 实际转角与理论转角之差的总幅度值, 以蜗轮计算圆弧长计
	2	蜗轮副的一齿切向综合误差 蜗轮副的一齿切向综合公差 $f_{1c}$	$\Delta f_{1c}$ $f_{1c}$	安装好的蜗杆副啮合转动时, 在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值, 以蜗轮计算圆弧长计

类别	序号	名称	代号	定义
蜗杆副精度	3	蜗轮副的中心距偏差 中心距极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_a$ $+f_{a1}$ $-f_{a2}$	装配好的蜗杆副的实际中心距与公称中心距之差
	4	蜗杆和蜗轮的喉平面偏差 蜗杆喉平面极限偏差 上偏差 下偏差 蜗轮喉平面极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_x$ $+f_{x1}$ $-f_{x1}$ $+f_{x2}$ $-f_{x2}$	在装配好的蜗杆副中, 蜗杆和蜗轮的喉平面的实际位置与各自公称位置间的偏移量
	5	传动中蜗杆轴心线的歪斜度  轴心线歪斜度公差	$\Delta f_y$  $f_y$	在装配好的蜗杆副中, 蜗杆和蜗轮的轴心线相交角度之差, 在蜗杆齿宽长度一半上以长度单位测量
	6	接触斑点 蜗杆齿面接触斑点  蜗轮内面接触斑点 		装配好的蜗杆副并经加载运转后, 在蜗杆齿面与蜗轮齿面上分布的接触痕迹 接触斑点的大小按接触痕迹的百分比计算确定: 沿齿长方向——接触痕迹的长度与齿面理论长度之比的百分比数, 即 蜗杆: $b_1' / b_1 \times 100\%$ 蜗轮: $b_2'' / b_2' \times 100\%$ 沿齿高方向——按蜗轮接触痕迹的平均高度 $h''$ 与工作高度 $h'$ 之比的百分比数, 即 $h'' / h' \times 100\%$
	7	蜗杆副的侧隙 圆周侧隙 法向侧隙	$j_t$  $j_n$	在安装好的蜗杆副中, 蜗杆固定不动时, 蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的计算圆弧长 在安装好的蜗杆副中, 蜗杆和蜗轮的工作齿面接触时, 两非工作齿面间的最小距离

注: 在计算蜗杆螺旋面理论长度  $b_1'$  时, 应减去不完整部分的出口和入口及入口处的修缘长度。

### 精度等级

(1) 该标准根据使用要求对蜗杆、蜗轮和蜗杆副规定了 6、7、8 级三个精度等级。

(2) 按公差特性对传动性能的主要保证作用, 将蜗杆、蜗轮和蜗杆副的公差 (或极限偏差) 分成三个公差组。

第 I 公差组: 蜗杆  $F_{p1}$ ; 蜗轮  $F_{p2}$ ,  $F_{p2}$ ; 蜗杆副  $F_i$ 。

第 II 公差组: 蜗杆  $f_{p1}$ ,  $f_{x1}$ ,  $f_{y1}$ ; 蜗轮  $f_{p2}$ ; 蜗杆副  $f_i$ 。

第 III 公差组: 蜗杆; 蜗轮; 蜗杆副的接触斑点,  $f_a$ ,  $f_{x1}$ ,  $f_{x2}$ ,  $f_y$ 。

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

(4) 蜗杆和配对蜗轮的精度等级一般取成相同, 也允许取成不同。

### 齿坯要求

(1) 蜗杆、蜗轮在加工、检验、安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致, 并在相应的零件工作图上予以标注。

(2) 蜗杆、蜗轮的齿坯公差包括尺寸、形状和位置公差, 以及基准面的跳动, 各项公差值, 见表 13-4-67。

### 蜗杆、蜗轮及蜗杆副的检验

#### (1) 蜗杆的检验

1) 蜗杆的齿厚公差  $T_{s1}$ 、喉部直径公差  $t_1$  为每件必测的项目。

2) 蜗杆圆周齿距累积误差  $\Delta F_{p1}$ 、圆周齿距偏差  $\Delta f_{p1}$ 、分度误差  $\Delta f_{d1}$  (用于多头蜗杆) 和螺旋线误差  $\Delta f_h$  根据用户要求进行检测。

3) 蜗杆的各项公差值和极限偏差值见表 13-4-65, 齿坯公差值见表 13-4-67。

#### (2) 蜗轮的检验

1) 蜗轮的齿厚公差  $T_{s2}$ 、蜗轮喉部直径公差  $t_2$  为每件必测项目。

2) 蜗轮的齿距累积误差  $\Delta F_{p2}$ 、齿距偏差  $\Delta f_{p2}$  和齿圈径向跳动  $\Delta F_{r2}$  根据用户要求进行检测。

3) 蜗轮的各项公差值和极限偏差值见表 13-4-65, 齿坯公差见表 13-4-67。

#### (3) 蜗杆副的检验

1) 对蜗杆副的接触斑点和齿侧隙的检验: 当减速器整机出厂时, 每台必须检测。若蜗杆副为成品出厂时, 允许按 10% ~ 30% 的比率进行抽检。但至少有一副对研检查 (应使用 CT<sub>1</sub>, CT<sub>2</sub> 专用涂料)。

2) 对蜗杆副的中心距偏差  $\Delta f_a$ 、喉平面偏差  $\Delta f_{x1}$ 、 $\Delta f_{x2}$  和轴线歪斜度  $\Delta f_Y$ 、一齿切向综合误差  $\Delta f_{xc}$ , 当用户有特殊要求时进行检测; 切向综合误差  $\Delta F_{rc}$ , 只在精度为 6 级, 用户又提出要求时进行检测。其公差值及极限偏差值见表 13-4-66。

### 蜗杆传动的侧隙规定

(1) 该标准根据用户使用要求将侧隙分为标准保证侧隙  $j$  和最小保证侧隙  $j_{\min}$ 。 $j$  为一般传动中应保证的侧隙,  $j_{\min}$  用于要求侧隙尽可能小, 而又不致卡死的场合。对特殊要求, 允许在设计中具体确定。

(2)  $j$  和  $j_{\min}$  与精度无关, 具体数值见表 13-4-66。

(3) 蜗杆副的侧隙由蜗杆法向弦齿厚减薄量来保证, 即取上偏差为  $E_{as1} = j \cos \alpha$  (或  $j_{\min} \cos \alpha$ ), 公差为  $T_{s1}$ ; 蜗轮法向弦齿厚的上偏差  $E_{s2} = 0$ , 下偏差即为公差  $E_{s2} = T_{s2}$ 。

### 蜗杆、蜗轮的公差及极限偏差

表 13-4-65

蜗杆、蜗轮公差及极限偏差

/μm

名称	代号	中心距/mm													
		≥ 80 ~ 160			> 160 ~ 315			> 315 ~ 630			> 630 ~ 1250				
		精度等级													
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8		
蜗杆	蜗杆圆周齿距累积公差	$F_{p1}$	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110	
	蜗杆圆周齿距极限偏差	$\pm f_{p1}$	± 10	± 15	± 20	± 14	± 20	± 25	± 20	± 30	± 35	± 30	± 40	± 45	
	蜗杆分度公差	$Z_2/Z_1 \neq$ 整数 $Z_2/Z_1 =$ 整数	$f_{d1}$	10	15	20	14	20	25	20	30	35	30	40	45
			$f_{d1}$	25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112
	蜗杆螺旋线误差的公差	$f_{h1}$	28	40	—	36	50	—	45	63	—	63	90	—	
蜗杆法向弦齿厚公差	双向回转	$T_{s1}$	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250	
	单向回转	$T_{s1}$	70	100	150	120	200	300	180	280	400	280	350	450	
蜗轮	蜗轮齿圈径向跳动公差	$F_{r2}$	15	20	30	20	30	40	25	40	60	35	55	80	
	蜗轮齿距累积公差	$F_{p2}$	15	20	25	20	30	45	30	40	55	40	60	80	
	蜗轮齿距极限偏差	$\pm f_{p2}$	± 13	± 18	± 25	± 18	± 25	± 36	± 20	± 28	± 40	± 26	± 36	± 50	
	蜗轮法向弦齿厚公差	$T_{s2}$	75	100	150	100	150	200	150	200	280	220	300	400	



### 蜗杆副精度与公差

表 13-4-66

蜗杆副公差及极限偏差

/μm

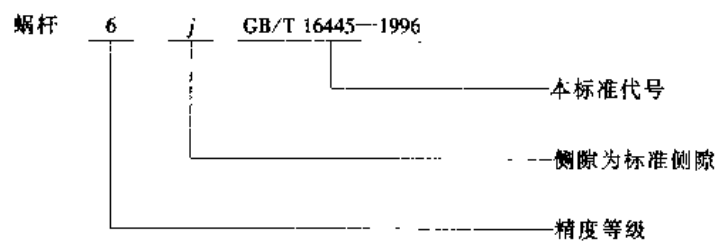
名称	代号	中心距/mm												
		≥ 80 ~ 160			> 160 ~ 315			> 315 ~ 630			> 630 ~ 1250			
		精度等级												
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8	
蜗杆副的切向综合公差	$F_{tc}$	63	90	125	80	112	160	100	140	200	140	200	280	
蜗杆副的一齿切向综合公差	$f_{te}$	40	63	80	60	75	110	70	100	140	100	140	200	
中心距极限偏差	$+f_a$	+20	+25	+60	+30	+50	+100	+45	+75	+120	+65	+100	+150	
	$-f_a$	-10	-15	-30	-20	-30	-50	-25	-45	-75	-35	-60	-100	
蜗杆喉平面极限偏差	$+f_{X1}$	±15	±20	±25	±25	±40	±50	±40	±60	±80	±65	±90	±120	
	$-f_{X1}$													
蜗轮喉平面极限偏差	$+f_{X2}$	±30	±50	±75	±60	±100	±150	±100	±150	±220	±150	±200	±300	
	$-f_{X2}$													
轴心线歪斜度公差	$f_Y$	15	20	30	20	30	45	30	45	65	40	60	80	
蜗杆齿面接触斑点, %		在工作长度上不小于 85 (6 级), 80 (7 级), 70 (8 级); 工作面入口可接触较重, 两端修缘部分不应接触												
蜗轮齿面接触斑点, %		在理论接触区上按高度不小于 85 (6 级), 80 (7 级), 70 (8 级); 按宽度不小于 80 (6 级), 70 (7 级), 60 (8 级)												
圆周侧隙	最小保证侧隙	$j_{min}$	95			130			190			250		
	标准保证侧隙	$j$	250			380			530			750		

### 图样标注

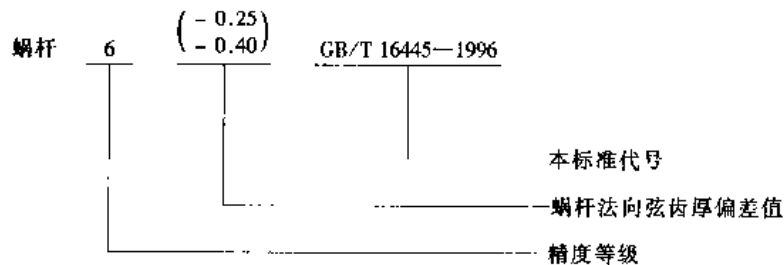
在蜗杆、蜗轮工作图上, 应分别标注其精度等级、侧隙代号或法向弦齿厚偏差和本标准代号。

标注示例:

(1) 蜗杆精度等级为 6 级, 法向弦齿厚公差为标准值, 侧隙取标准侧隙, 则标注为:



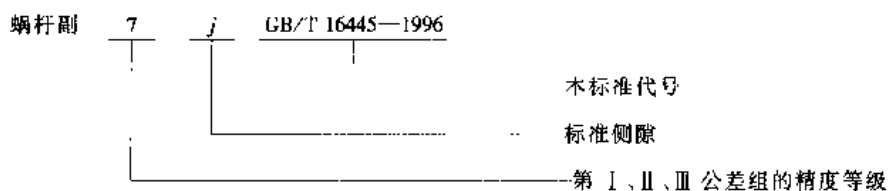
(2) 若蜗杆法向弦齿厚公差为非标准值, 如上偏差为 -0.25, 下偏差为 -0.4, 则标注为:



蜗轮标注方法与蜗杆相同。

(3) 对蜗杆副应标注出相应的精度等级、侧隙代号和本标准代号。标注示例:

1) 蜗杆副三个公差组的精度同为 7 级, 标准侧隙, 则标注为:



2) 蜗杆副的第 I 公差组为 7 级, 第 II、第 III 公差组的精度为 6 级, 侧隙为最小保证侧隙  $j_{min}$ , 则标注为:

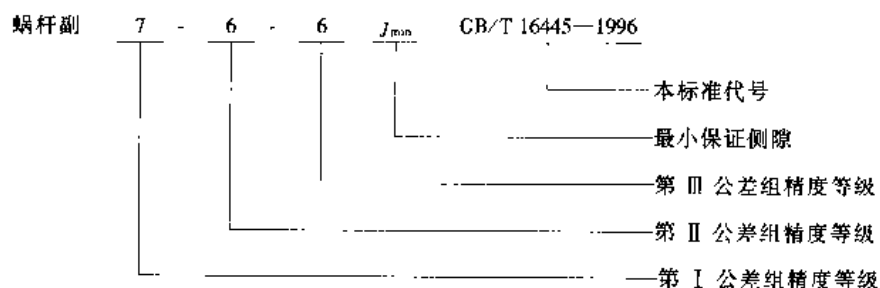


表 13-4-67

蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

/μm

名称	代号	中心距/mm											
		≥ 80 ~ 160			> 160 ~ 315			> 315 ~ 630			> 630 ~ 1250		
		精度等级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
蜗杆喉部外圆直径公差	$t_1$	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
蜗杆喉部径向跳动公差	$t_2$	12	15	30	15	20	35	20	27	40	25	35	50
蜗杆两基准端面的跳动公差	$t_3$	12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35
蜗杆喉平面至基准端面距离公差	$t_4$	± 50	± 75	± 100	± 75	± 100	± 130	± 100	± 130	± 180	± 130	± 180	± 200
蜗轮基准端面的跳动公差	$t_5$	15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
蜗轮齿坯外径与轴孔的不同心度公差	$t_6$	15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
蜗轮喉部直径公差	$t_7$	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

## 5 蜗杆、蜗轮的结构及材料

### 5.1 蜗杆、蜗轮的结构

蜗杆一般与轴制成一体 (图 13-4-20), 只在个别情况下 ( $\frac{d_n}{d} \geq 1.7$  时) 才采用蜗杆齿圈配合于轴上。车制的蜗杆, 轴径  $d = d_n - (2 \sim 4)$  mm (图 13-4-20a); 铣制的蜗杆和环面蜗杆, 轴径  $d$  可大于  $d_n$  (图 13-4-20b、c)。

蜗杆螺纹部分的长度见表 13-4-68, 蜗轮的典型结构列于表 13-4-69。

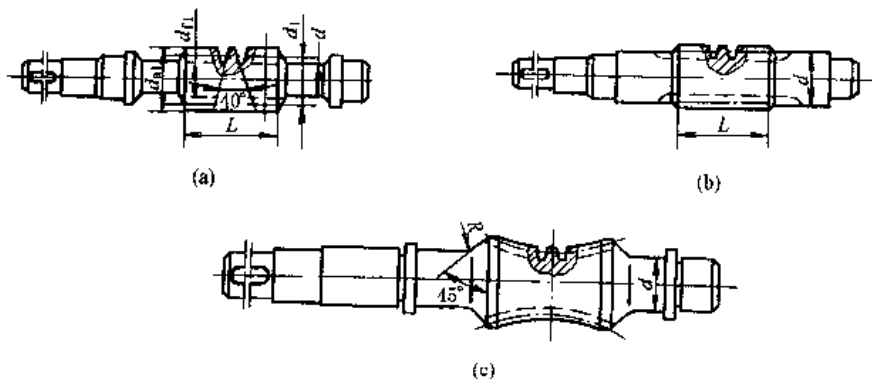


图 13-4-20 蜗杆的结构

表 13-4-68

蜗杆螺纹部分长度  $L$

普通圆柱蜗杆			圆弧圆柱蜗杆			磨削蜗杆的加长量 $\Delta L$		
$x$	$z_1 = 1 \sim 2$	$z_1 = 3 \sim 4$	$x_2$	$z_1$	$L$	$m/\text{mm}$	$\Delta L/\text{mm}$	
							普通	圆弧
-1	$L \geq (10.5 + z_1)m$	$L \geq (10.5 + z_1)m$	< 1	1 ~ 2	$\geq (12.5 + 0.1z_2)m$	$\leq 6$	15 ~ 25	20
-0.5	$L \geq (8 + 0.06z_2)m$	$L \geq (9.5 + 0.09z_2)m$	1 ~ 1.5	1 ~ 2	$\geq (13 + 0.1z_2)m$	7 ~ 9		30
0	$L \geq (11 + 0.06z_2)m$	$L \geq (12.5 + 0.09z_2)m$	< 1	3 ~ 4	$\geq (13.5 + 0.1z_2)m$	10 ~ 14	35	40
0.5	$L \geq (11 + 0.1z_2)m$	$L \geq (12.5 + 0.1z_2)m$						
1	$L \geq (12 + 0.1z_2)m$	$L \geq (13 + 0.1z_2)m$	1 ~ 1.5	3 ~ 4	$\geq (14 + 0.1z_2)m$	16 ~ 25	50	50

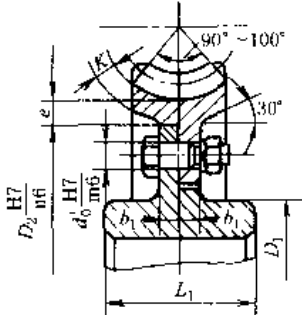
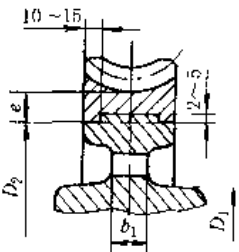
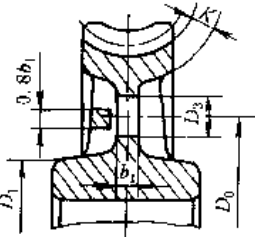
注:当变位系数  $x_2$  为中间值时,  $L$  按相邻两值中的较大者确定。

表 13-4-69

蜗轮的几种典型结构

结构型式	图 例	公 式	特点及应用范围
轮 箍 式	<p>(a)</p>	$e \approx 2m$ $f \approx 2 \sim 3mm$ $d_0 \approx (1.2 \sim 1.5)m$ $l \approx 3d_0 \approx (0.3 \sim 0.4)b$ $l_1 \approx l + 0.5d_0$ $\alpha_0 = 10^\circ$ $b_1 \geq 1.7m$ $D_1 = (1.6 \sim 2)d$ $L_1 = (1.2 \sim 1.8)d$ $K = e = 2m$ $d_0'$ —— 由螺栓组的计算确定	青铜轮缘与铸铁轮心通常采用 $\frac{H7}{r6}$ 配合, 如图 a 所示 为了防止轮缘的轴向窜动,除加台肩外, 还可用螺钉固定,如图 b、c 所示 轮缘和轮心的结合形式及轮心辐板的结 构形式可根据具体情况选择 轴向力的方向尽量与装配时轮缘压入的 方向一致
	<p>(b)</p>		
	<p>(c)</p>		

续表

结构型式	图例	公式	特点及应用范围
螺栓联接式		同上	以光制螺栓联接, 轮缘和轮心螺栓孔要同时铰制。螺栓数量按剪切计算确定, 并以轮缘受挤压校核轮缘材料, 许用挤压应力 $\sigma_{pp} = 0.3\sigma_s$ ( $\sigma_s$ ——轮缘材料屈服强度)
鑄式		$D_0 \approx \frac{D_2 + D_1}{2}$	青铜轮缘鑄在铸铁轮心上, 并在轮心上預制出凸键, 以防滑动。凸键的宽度及数量视载荷大小而定; 此结构适用于大批量生产
整体式		$D_3 \approx \frac{D_0}{4}$	适用于直径小于 100mm 的青铜蜗轮和任意直径的铸铁蜗轮

## 5.2 蜗杆、蜗轮材料选用推荐

表 13-4-70

名称	材料牌号	使用特点	应用范围
蜗杆	20、15Cr、20Cr、20CrNi、 20MnVB、20SiMnVB 20CrMnTi、20CrMnMo	渗碳淬火 (56~62HRC) 并磨削	用于高速重载传动
	45、40Cr、40CrNi、 35SiMn、42SiMn、35CrMo 37SiMn2MoV、38SiMnMo	淬火 (45~55HRC) 并磨削	
	45	调质处理	用于低速轻载传动
蜗轮	ZCuSn10Pb1 ZCuSn5Pb5Zn5	抗胶合能力强, 机械强度较低 ( $\sigma_b < 350\text{N/mm}^2$ ), 价格较贵	用于滑动速度较大 ( $v_s = 5 \sim 15\text{m/s}$ ) 及长期连续工作处
	ZCuAl10Fe3 ZCuAl10Fe3Mn2	抗胶合能力较差, 但机械强度较高 ( $\sigma_b > 300\text{N/mm}^2$ ), 与其相配的蜗杆必须经表面硬化处理, 价格较廉	用于中等滑动速度 ( $v_s \leq 8\text{m/s}$ )
	ZCuZn38Mn2Pb2		
	HT150 HT200	机械强度低, 冲击韧性差, 但加工容易, 且价廉	用于低速轻载传动 ( $v_s < 2\text{m/s}$ )

注: 可以选用合适的新型材料。

## 6 蜗杆传动设计计算及工作图示例

### 6.1 圆柱蜗杆传动设计计算示例

某轧钢车间需设计一台普通圆柱蜗杆减速器。已知蜗杆轴输入功率  $P_1 = 10\text{kW}$ ，转速  $n_1 = 1450\text{r/min}$ ，传动比  $i = 20$ ，要求使用 10 年，每年工作 300 日，每日工作 16h，每小时载荷时间 15min，每小时启动次数为 20 ~ 50 次。启动载荷较大，并有较大冲击，工作环境温度  $35 \sim 40^\circ\text{C}$ 。

解

#### 1. 选择材料和加工精度

蜗杆选用 20CrMnTi，芯部调质，表面渗碳淬火， $>45\text{HRC}$ ；

蜗轮选用 ZCuSn10Pb1，金属模铸造；

加工精度 8 级。

#### 2. 初选几何参数

参照表 13-4-4，当  $i = 20$  时， $z_1 = 2$ ； $z_2 = z_1 i = 2 \times 20 = 40$

#### 3. 计算蜗轮输出转矩 $T_2$

粗算传动效率  $\eta$ ： $\eta = (100 - 3.5\sqrt{i})\% = (100 - 3.5\sqrt{20})\% = 0.843$

$$T_2 = 9550 \frac{P_1 \eta}{n_1} = 9550 \frac{10 \times 0.843 \times 20}{1450} = 1110 \text{ N}\cdot\text{m}$$

#### 4. 确定许用接触应力 $\sigma_{Hp}$

根据表 13-4-13 当蜗轮材料为锡青铜时， $\sigma_{Hp} = \sigma_{Hpb} z_v z_n$

由表 13-4-14 查得  $\sigma_{Hpb} = 220\text{N/mm}^2$

由图 13-4-10 查得滑动速度  $v_s = 8.35\text{m/s}$

采用浸油润滑，由图 13-4-2 求得  $Z_v = 0.86$

由图 13-4-4 的注中公式求得  $N = 60n_2 t = 60 \frac{1450}{20} \times 10 \times 300 \times 16 \times \frac{15}{60} = 5.22 \times 10^7$

根据  $N$  由图 13-4-4 查得  $Z_N = 0.81$

所以：

$$\sigma_{Hp} = 220 \times 0.86 \times 0.81 = 153 \text{ N/mm}^2$$

#### 5. 求载荷系数 $K$

由表 13-4-13 知：

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6$$

设  $v_2 < 3\text{m/s}$ ，按表 13-4-13 取  $K_1 = 1$ ；查表 13-4-16，8 级精度时  $K_2 = 1$ ；由于  $JC = \frac{15}{60} = 25\%$ ，由图 13-4-5 得  $K_3 = 0.63$ ；由表 13-4-17 查得  $K_4 = 1.52$ ；由表 13-4-18 查得  $K_5 = 1.2$ ；由图 13-4-6 查得  $K_6 = 0.76$ 。

所以：

$$K = 1 \times 1 \times 0.63 \times 1.52 \times 1.2 \times 0.76 = 0.873$$

#### 6. 计算 $m$ 和 $q$ 值

$$\begin{aligned} m \sqrt[3]{q} &\geq \sqrt[3]{\left(\frac{15150}{z_2 \sigma_{Hp}}\right)^2 KT_2} \\ &\geq \sqrt[3]{\left(\frac{15150}{40 \times 153}\right)^2 0.873 \times 1110} = 18.11\text{mm} \end{aligned}$$

查表 13-4-3，取  $m \sqrt[3]{q} = 20$ ，则  $m = 10$ ，所以  $q = 8$ 。

#### 7. 主要几何尺寸计算

$$a = 0.5m(q + z_2 + 2x_2) = 0.5 \times 10(8 + 40 + 0) = 240\text{mm}$$

$$d_1 = d_1' = qm = 8 \times 10 = 80\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 10 \times 40 = 400\text{mm}$$

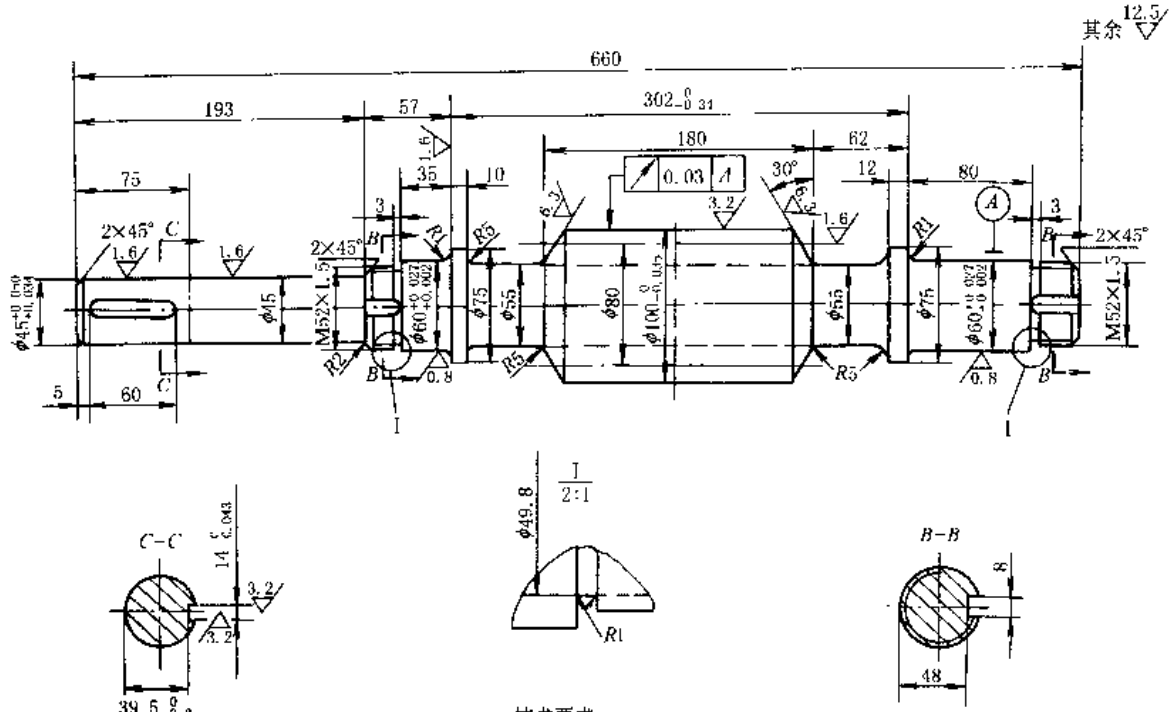
#### 8. 蜗轮齿面接触强度校核计算

$$\sigma_H = \frac{14783}{400} \sqrt{\frac{0.873 \times 1110}{80}} = 128.6 \text{ N/mm}^2$$

因为  $\sigma_H < \sigma_{Hp}$ ，所以接触强度够了。

#### 9. 散热计算：从略。

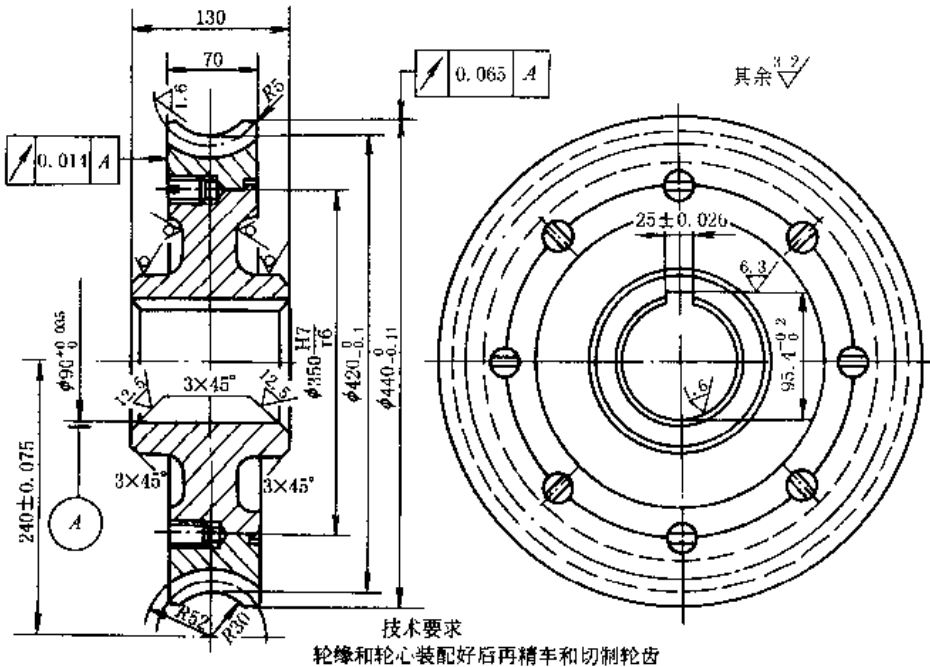
#### 10. 工作图



技术要求  
热处理后硬度269~302HB

蜗杆类型	ZA 型	蜗杆类型	ZA 型	蜗杆类型	ZA 型	蜗杆类型	ZA 型
模数	$m$ 10	导程	$P_2$ 62.83	精度等级	8d CB/T 10089—1988	配对蜗轮	图号 13-4-22
齿数	$z_1$ 2	导程角	$\gamma$ 14°02'10"	齿数	40		
齿形角	$\alpha$ 20°	螺旋方向	右	公差组	公差(或极限偏差)值	III	$\Delta f_{pt}$ 0.045
齿顶高系数	$h_a^*$ 1	法向齿厚	$s_1$ 15.71 <sup>+0.177</sup> <sub>-0.267</sub>	检验项目			
							$\Delta f_n$ 0.04

图 13-4-21 普通圆柱蜗杆传动蜗杆工作图



技术要求  
轮缘和轮心装配好后在精车和切削制轮齿

模数	$m$	10
齿数	$z_1$	40
分度圆直径	$d_2$	400
齿顶高系数	$h_a^*$	1
变位系数	$x_z$	0
分度圆齿厚	$s_2$	15.7 <sup>+0</sup> <sub>-0.16</sub>
精度等级		8dGB/T 10089—1988
配对蜗杆	图号	13-4-21
	齿数	2
公差组	检验项目	公差(或极限偏差)值
	I	$\Delta F_p$
II	$\Delta f_{pt}$	0.032
III	$\Delta f_n$	0.028

图 13-4-22 普通圆柱蜗杆传动蜗轮工作图

### 6.2 直廓环面蜗杆传动设计计算示例

已知条件： $P_1 = 7.2\text{kW}$ ， $n_1 = 1452\text{r/min}$ ， $i = 37$ ，间歇工作，启动频繁。

解

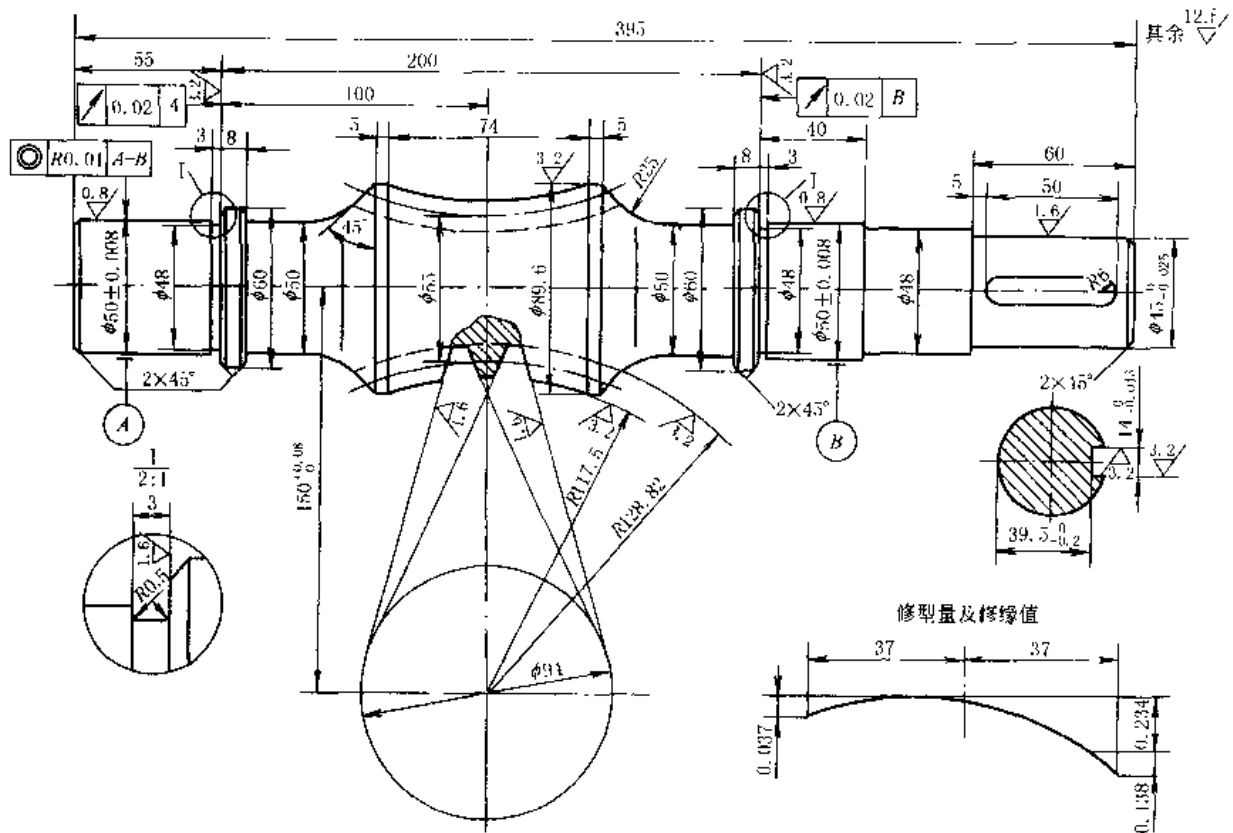
1. 选择材料及加工精度：蜗杆 40Cr 调质 250 - 300HB；蜗轮 ZCuSn10Pb1 砂型铸造；精度 8 级，齿面粗糙度  $R_a 1.6\mu\text{m}$ 。

2. 初选中心距  $a$ ：据式  $P_c = \frac{P_1}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4} \leq P_{1p}$

由表 13-4-30 查得  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$  和  $K_4$  值代入式中得  $P_c = \frac{7.2}{1 \times 1.06 \times 0.8 \times 1} = 8.5\text{kW}$ ，由图 13-4-17 查得  $a = 150\text{mm}$ 。

3. 选择蜗杆头数和蜗轮齿数：按表 13-4-21 取  $z_2 = 37$ ，则  $z_1 = 1$ 。

4. 主要几何尺寸计算：按表 13-4-25 步骤计算。



技术要求：

1. 调质硬度 250 ~ 300HB
2. 未标注切削圆角  $R = 2.5\text{mm}$
3. 啮入口修缘角度  $\psi_r = 5^\circ 50' 16''$

传动类型	TSL 型蜗杆副		传动类型	TSL 型蜗杆副	
蜗杆头数	$z_1$	1	精度等级	8 GB/T 16848—1997	
蜗轮齿数	$z_2$	37	配对蜗轮图号		
蜗杆包围蜗轮齿数	$z'$	4	蜗杆圆周齿距极限偏差	$\pm f_{pa}$	$\pm 0.020$
轴面模数	$m_x$	6.62	蜗杆圆周齿距累积公差	$f_{pdl}$	0.040
蜗杆喉部螺旋升角	$\gamma$	$6^\circ 51' 54''$	蜗杆齿形公差	$f_n$	0.032
分度圆齿形角	$\alpha$	$22^\circ 33' 41''$	蜗杆螺旋线公差	$f_{hl}$	0.068
蜗杆工作半角	$\varphi_w$	$17^\circ 16' 13''$	蜗杆—转螺旋线公差	$f_h$	0.030
蜗杆螺旋方向		右旋	蜗杆径向跳动公差	$f_r$	0.025

图 13-4-23 直廓环面蜗杆传动蜗杆工作图

$$d_1 \approx 0.68 \times 150^{0.875} = 54.52\text{mm}, \text{取 } d_1 = 55\text{mm}$$

$$d_2 = 2 \times 150 - 55 = 245\text{mm}$$

$$m = \frac{245}{37} = 6.62\text{mm}$$

$$c = 0.2 \times 6.62 = 1.32\text{mm}$$

$$h_a = 0.75 \times 6.62 = 5\text{mm}$$

$$h_f = 5 + 1.32 = 6.32\text{mm}$$

$$d_{fl} \approx 55 - 2 \times 6.32 = 42.36\text{mm}$$





### 6.3 平面一次包络环面蜗杆传动设计计算示例

某单位升降机用平面一次包络环面蜗杆传动。已知中心距  $a = 210\text{mm}$ ，传动比  $i = 34.5$ ，蜗杆输入转速  $n_1 = 940\text{r/min}$ ，蜗轮输出转矩  $T_2 = 3185\text{N}\cdot\text{m}$ ，间断工作制，蜗轮材料为锡青铜。7级精度，齿面粗糙度  $R_a 0.8\mu\text{m}$ 。

解

1. 计算蜗杆传递的功率  $P_1$

$$P_1 = \frac{T_2 n_1}{9550 i \eta} \quad (\text{取 } \eta = 0.87)$$

$$= \frac{3185 \times 940}{9550 \times 34.5 \times 0.87} = 10.45\text{kW}$$

2. 计算蜗杆轴的计算功率  $P_c$

$$P_c = \frac{P_1}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4} \leq P'_{1p}$$

查表 13-4-30 得:  $K_1 = 0.9$ ,  $K_2 = 1.06$ ,  $K_3 = 1$ ,  $K_4 = 1$

代入式中得  $P_c = \frac{10.45}{0.9 \times 1.06 \times 1 \times 1} = 10.95\text{kW}$

按已知条件由图 13-4-18 得知  $[P'_1] = 14\text{kW}$

因为  $P_c < P'_{1p}$  故承载能力足够

3. 主要几何尺寸的计算

$$z_1 = 2, \quad z_2 = iz_1 = 34.5 \times 2 = 69$$

按表 13-4-22 取  $d_1 = 0.33a$

则:  $d_1 = 0.33 \times 210 = 69.3$

取  $d_1 = 70\text{mm}$

$$d_2 = 2a - d_1 = 2 \times 210 - 70 = 350\text{mm}$$

$$m_n = \frac{d_2}{z_2} = \frac{350}{69} = 5.07\text{mm}$$

$$c = 0.2m_n = 0.2 \times 5.07 = 1.01\text{mm}$$

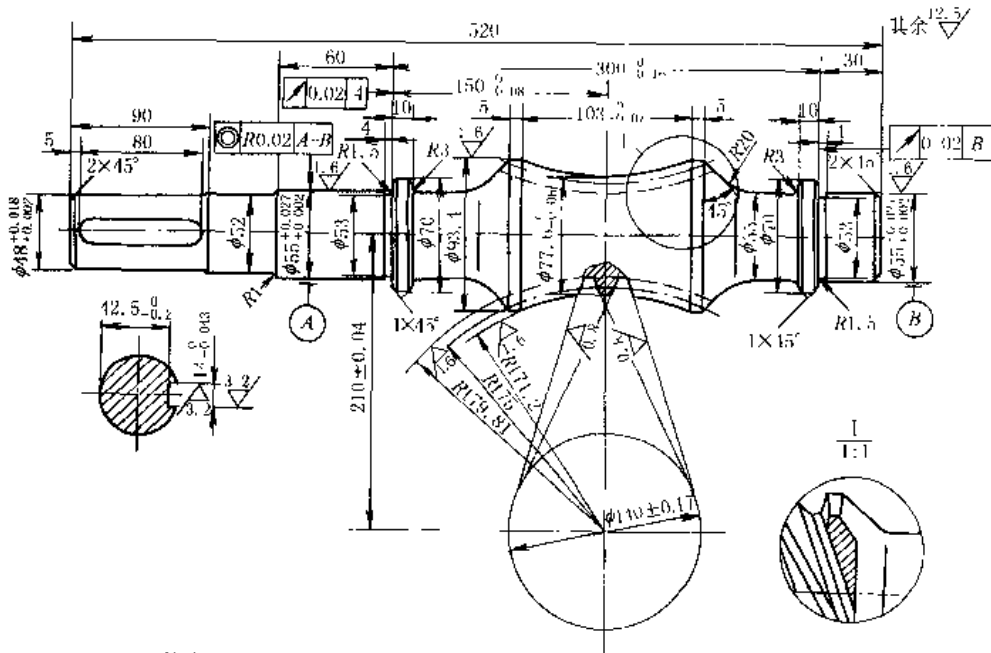
$$h_a \approx 0.75m_n = 0.75 \times 5.07 = 3.8\text{mm}$$

$$h_f = h_a + c \approx 3.8 + 1.01 = 4.81\text{mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 70 - 2 \times 4.81 = 60.38\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 + 2h_a = 350 + 2 \times 3.8 = 357.6\text{mm}$$

$$r_{a1} = a - 0.5d_{f1} \approx 210 - 0.5 \times 60.38 = 171.2\text{mm}$$



技术要求:

1. 保留  $z'$  个完整齿，多余的齿按放大图 I 所示铣去并将尖角赶圆
2. 整体调质 230 ~ 260HB，齿面淬火 40 ~ 45HRC
3. 修缘长度：啮入口  $\Delta_{f_i} = 15.93\text{mm}$ ，啮出口  $\Delta_{f_e} = 11.95\text{mm}$

传动类型	TVP 型蜗轮副		传动类型	TVP 型蜗轮副	
蜗杆头数	$z_1$	2	配对蜗轮图号		
蜗轮齿数	$z_2$	69	啮入口修缘值	$\Delta_{f_i}$	0.35
蜗杆包围蜗轮齿数	$z'$	7	啮出口修缘值	$\Delta_{f_e}$	0.23
轴面模数	$m_n$	5.07	蜗杆圆周齿距累积公差	$F_{p1}$	0.040
蜗杆喉部螺旋导程角	$\gamma$	$8^\circ 15'$	蜗杆圆周齿距极限偏差	$f_{p1}$	$\pm 0.020$
分度圆齿形角	$\alpha$	$23^\circ 35'$	蜗杆分度公差	$f_{d1}$	0.020
蜗杆工作半角	$\varphi_w$	$17^\circ 5'$	蜗杆螺旋线误差的公差	$f_{bt}$	0.050
母平面倾斜角	$\beta$	$7^\circ 34' \pm 0.1^\circ$	精度等级		7级 GB/T 16445—1996
蜗杆螺旋方向		右旋	蜗杆法向齿厚公差	$T_{s1}$	0.100
精度等级		7级	蜗杆喉部外圆直径公差	$t_1$	h8

注：平面一次包络环面蜗杆传动尚无精度标准，此处借用平面二次包络环面蜗杆传动精度标准 下同

图 13-4-25 平面一次包络环面蜗杆传动蜗杆工作图

$$r_n = a - 0.5d_n = 210 - 0.5 \times 60.38 = 179.81 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 350 + 2 \times 3.8 = 357.6 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_2 - 2h_f - 350 - 2 \times 4.81 = 340.38 \text{ mm}$$

$$\gamma = \arctan \frac{d}{d_1 i} = \arctan \frac{350}{34.5 \times 70} = 8^\circ 15'$$

$$\tau = \frac{360^\circ}{z_2} = \frac{360^\circ}{69} = 5^\circ 13'$$

$$d_b = \sin(22^\circ \sim 25^\circ) \quad d_2 = \sin 23^\circ \times 350 = 137 \text{ mm}$$

按表 13-4-23 取  $d_b = 140 \text{ mm}$

$$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2} = \arcsin \frac{140}{350} = 23^\circ 35'$$

$z' = 7$  (由表 13-4-20 查得)

$$\varphi_w = 0.5\tau(z' - 0.45) = 0.5 \times 5^\circ 13' (7 - 0.45) = 17^\circ 5'$$

$$\varphi_0 = \alpha - \varphi_w = 23^\circ 35' - 17^\circ 5' = 6^\circ 30'$$

$$b = (0.9 - 1) d_n = 0.9 \times 60.38 = 54 \text{ mm}$$

$$L_w = d_2 \sin \varphi_w = 350 \times \sin 17^\circ 5' = 103 \text{ mm}$$

按  $\delta \leq m_1$  取  $\delta = 5 \text{ mm}$

$$d_{a1 \max} = 2 \left[ a - \sqrt{r_{a1}^2 - (0.5L_w)^2} \right]$$

$$= 2 \left[ 210 - \sqrt{171.2^2 - (0.5 \times 103)^2} \right]$$

$$= 93.46 \text{ mm}$$

$$d_{0 \max} = 2 \left[ a - \sqrt{r_n^2 - (0.5 \times 103)^2} \right]$$

$$= 2 \left[ 210 - \sqrt{179.81^2 - (0.5 \times 103)^2} \right]$$

$$= 75.4 \text{ mm}$$

$$\beta = \arctan (K_1 \tan \gamma \cos \alpha)$$

$$= \arctan (1 \times \tan 8^\circ 15' \times \cos 23^\circ 35')$$

$$= 7^\circ 34'$$

$$p_2 = \pi m_1 = \pi \times 5.07 = 15.93 \text{ mm}$$

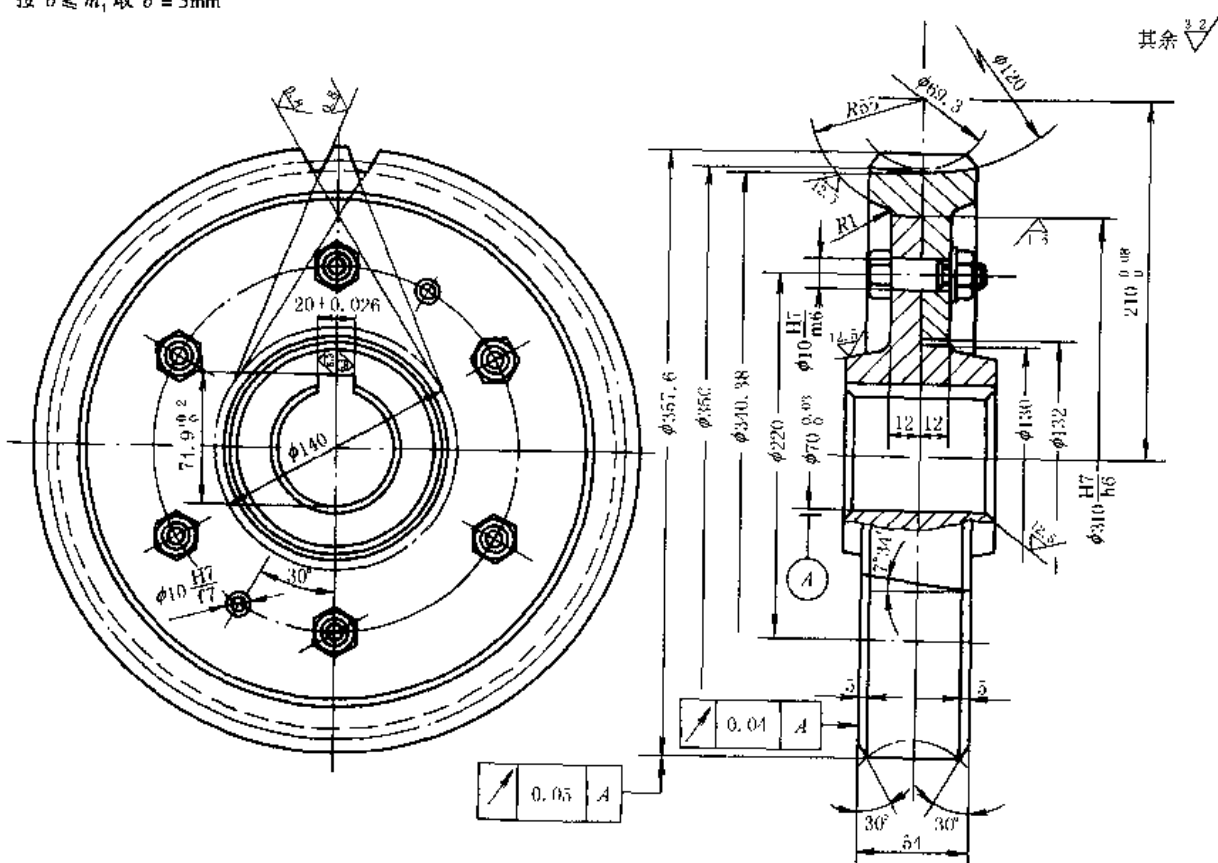
$$s_2 = 0.55 p_2 = 0.55 \times 15.93 = 8.76 \text{ mm}$$

$$s_1 = p_2 - s_2 - j = 15.93 - 8.76 - 0.38 = 6.79 \text{ mm}$$

$j$  值按表 13-4-66 查得

$$s_{n1} = s_1 \cos \gamma = 6.79 \times \cos 8^\circ 15' = 6.7 \text{ mm}$$

$$s_{n2} = s_2 \cos \gamma = 8.76 \cos 8^\circ 15' = 8.67 \text{ mm}$$



技术要求:

1. 轮缘和轮心装配好后再精车和切制轮齿

2.  $\phi 10$  螺栓孔配铰, 表面粗糙度  $1.6$

传动类型	TVP 型蜗轮副		传动类型	TVP 型蜗轮副	
蜗杆头数	$z_1$	2	蜗杆螺旋方向		右
蜗轮齿数	$z_2$	69	精度等级		7 级
蜗杆包围蜗轮齿数	$z'$	7	配对蜗杆图号		
蜗轮端面模数	$m_1$	5.07	蜗轮齿距累积公差	$F_{p2}$	0.030
蜗杆喉部螺旋导程角	$\gamma$	$8^\circ 15'$	蜗轮齿圈径向跳动公差	$F_{r2}$	0.030
分度圆齿形角	$\alpha$	$23^\circ 35'$	蜗轮齿距极限偏差	$f_{p2}$	$\pm 0.025$
蜗杆工作半角	$\varphi_w$	$17^\circ 5'$	蜗轮齿法向弦齿厚公差	$T_{a2}$	0.150
母平面倾斜角	$\beta$	$7^\circ 34'$	精度等级		7j GB/T 16445—1996

图 13-4-26 平面一次包络环面蜗杆传动蜗轮工作图

$$\begin{aligned}\bar{h}_{s1} &= h_a - 0.5d_2 \left( 1 - \cos \arcsin \frac{s_1}{d_2} \right) \\ &= 3.8 - 0.5 \times 350 \left( 1 - \cos \arcsin \frac{6.79}{350} \right) \\ &= 3.77 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{h}_{s2} &= h_a + 0.5d_2 \left( 1 - \cos \arcsin \frac{s_2}{d_2} \right) \\ &= 3.8 + 0.5 \times 350 \left( 1 - \cos \arcsin \frac{8.76}{350} \right)\end{aligned}$$

$$- 3.85 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\sigma} = 0.35 \text{ mm (按表 13-4-28 查取)}$$

$$\Delta_{\sigma} = \frac{2}{3} \Delta_{\sigma} = \frac{2}{3} \times 0.35 = 0.23 \text{ mm (按表 13-4-28)}$$

$$\Delta_{\sigma} = p = 15.93 \text{ mm (按表 13-4-29 查取)}$$

$$\Delta_{\sigma} = \frac{3}{4} p = \frac{3}{4} \times 15.93 = 11.95 \text{ mm (按表 13-4-29)}$$

## 6.4 平面二次包络环面蜗杆传动设计计算示例

轮胎硫化机压下装置的减速器拟采用平面二次包络环面蜗杆传动。已知：电动机功率  $P = 11 \text{ kW}$ （所选电动机允许尖峰载荷为额定载荷的 3.8 倍）， $n_1 = 880 \text{ r/min}$ ， $a = 360 \text{ mm}$ ， $i = 79$ ，每日连续工作 8h，短时间高峰载荷  $T_2 = 17658 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，中等冲击。

解

1. 选择材料及加工精度：蜗杆：40Cr，调质 240~280HR，齿面淬火 50~55HRC。蜗轮：ZCuAl10Fe3。加工精度：7 级，齿面粗糙度  $R_a 0.8 \mu\text{m}$ 。

2. 校核承载能力

$$\text{蜗杆传递的功率 } P_1 = \frac{T_2 n_1}{9550 i \eta} = \frac{17658 \times 880}{9550 \times 79 \times 0.85} = 24.2 \text{ kW}$$

$$\text{蜗杆轴的计算功率 } P_c = \frac{P_1}{K_1 K_2 K_3 K_4} = \frac{24.2}{1 \times 0.8 \times 1 \times 0.8} = 37.8 \text{ kW}$$

式中  $K_1 \sim K_4$  由表 13-4-30 查得。

按  $a = 360$ 、 $i = 79$ 、 $n_1 = 880$  由图 13-4-17 查得  $P'_{1p} = 38 \text{ kW}$ ，故通过

3. 基本参数的选择

蜗杆头数  $z_1 = 1$ ；蜗轮齿数  $z_2 = z_1 i = 1 \times 79 = 79$

蜗杆分度圆直径  $d_1$ ：按表 13-4-22， $d_1 = 0.3 \times 360 = 108$ ，取  $d_1 = 100 \text{ mm}$

4. 几何尺寸计算

$$d_2 = 2a - d_1 = 720 - 100 = 620 \text{ mm}$$

$$m_1 = \frac{d_2}{z_2} = \frac{620}{79} = 7.8481 \text{ mm}$$

$$c = 0.2m_1 = 0.2 \times 7.8481 = 1.57 \text{ mm}$$

$$h_a = 0.7m_1 = 0.7 \times 7.8481 = 5.49 \text{ mm}$$

$$h_f = h_a + c = 5.49 + 1.57 = 7.06 \text{ mm}$$

$$d_n = d_1 - 2h_f = 100 - 2 \times 7.06 = 85.88 \text{ mm}$$

$$\text{校验： } d_n \geq 0.5a^{0.875} = 0.5 \times 360^{0.875} = 86.25 \text{ mm}$$

结论： $d_n = 85.88 \text{ mm}$  可用

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 100 + 2 \times 5.49 = 110.98 \text{ mm}$$

$$r_{a1} = a - 0.5d_{a1} = 360 - 0.5 \times 110.98 = 304.51 \text{ mm}$$

$$r_n = a - 0.5d_n = 360 - 0.5 \times 85.88 = 317.06 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 620 + 2 \times 5.49 = 630.98 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 620 - 2 \times 7.06 = 605.88 \text{ mm}$$

$$\gamma = \arctan \frac{d_2}{d_1 \cdot i} = \arctan \frac{620}{100 \times 79} = 4^\circ 29' 15''$$

$$\tau = \frac{360^\circ}{z_2} = \frac{360^\circ}{79} = 4^\circ 33' 25''$$

$$d_b = \sin(22^\circ \sim 25^\circ) d_2, \text{ 括号内取 } 22^\circ$$

$$= \sin 22^\circ \times 620 = 232.256 \text{ mm}$$

按表 13-4-23 取标准系列值， $d_b = 250 \text{ mm}$

$$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2} = \arcsin \frac{250}{620} = 23^\circ 46' 48''$$

由表 13-4-20 查取  $z' = 7$

$$\begin{aligned}\varphi_w &\approx 0.5\tau (z' - 0.45) = 0.5 \times 4^\circ 33' 25'' (7 - 0.45) \\ &= 14^\circ 55' 26''\end{aligned}$$

$$\varphi_0 = \alpha - \varphi_w = 23^\circ 46' 48'' - 14^\circ 55' 26'' = 8^\circ 51' 22''$$

$$b = (0.9 \sim 1) d_n = 0.9 \times 85.88 = 77.3, \text{ 取 } b = 80 \text{ mm}$$

$$L_w = d_2 \sin \varphi_w = 620 \times \sin 14^\circ 55' 26'' = 160 \text{ mm}$$

$$\delta \approx m_1 = 7.8481, \text{ 取 } \delta = 7.2 \text{ mm}$$

$$d_{a1 \max} = 2 \left[ a - \sqrt{r_{a1}^2 - (0.5L_w)^2} \right]$$

$$= 2 \left[ 360 - \sqrt{304.51^2 - (0.5 \times 160)^2} \right] = 132 \text{ mm}$$

$$d_{n \max} = 2 \left[ a - \sqrt{r_n^2 - (0.5L_w)^2} \right]$$

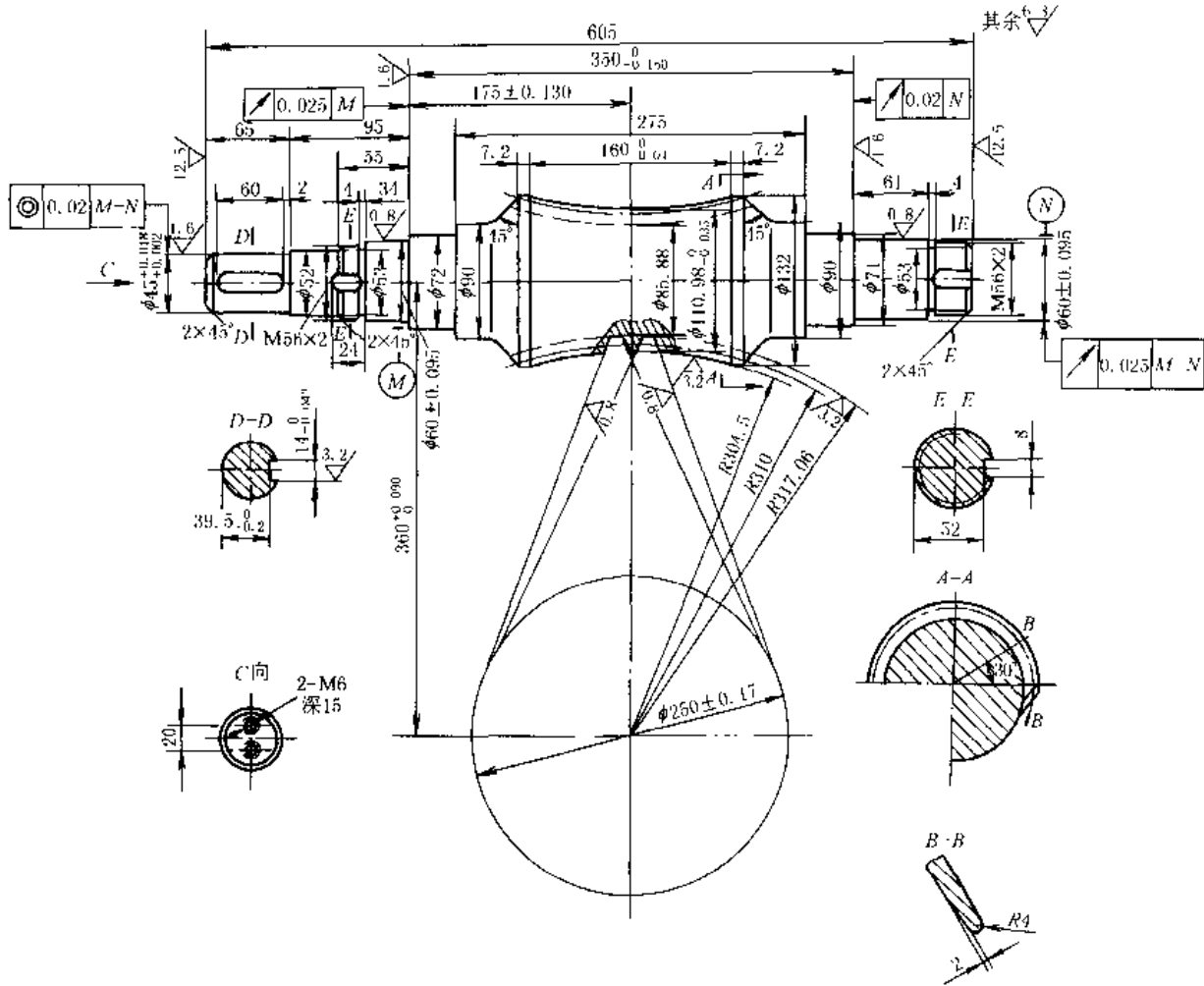
$$= 2 \left[ 360 - \sqrt{317.06^2 - (0.5 \times 160)^2} \right] = 106 \text{ mm}$$

$$r_{a2} = 0.55 d_{n \max} = 0.55 \times 106 = 58.3 \text{ mm}$$

$$\beta = \arctan \left[ \frac{\cos(\alpha + \Delta) \frac{d_2}{2a} \cos \alpha}{\cos(\alpha + \Delta) - \frac{d_2}{2a} \cos \alpha} \times \frac{1}{i} \right]$$

$$= \arctan \left[ \frac{\cos(23^\circ 46' 48'' + 8^\circ) \frac{620}{2 \times 360} \cos 23^\circ 46' 48''}{\cos(23^\circ 46' 48'' + 8^\circ) - \frac{620}{2 \times 360} \cos 23^\circ 46' 48''} \times \frac{1}{79} \right]$$

$$= 7^\circ 46' 43'' \text{ (式中取 } \Delta = 8^\circ \text{), 取 } \beta = 7^\circ 30''$$

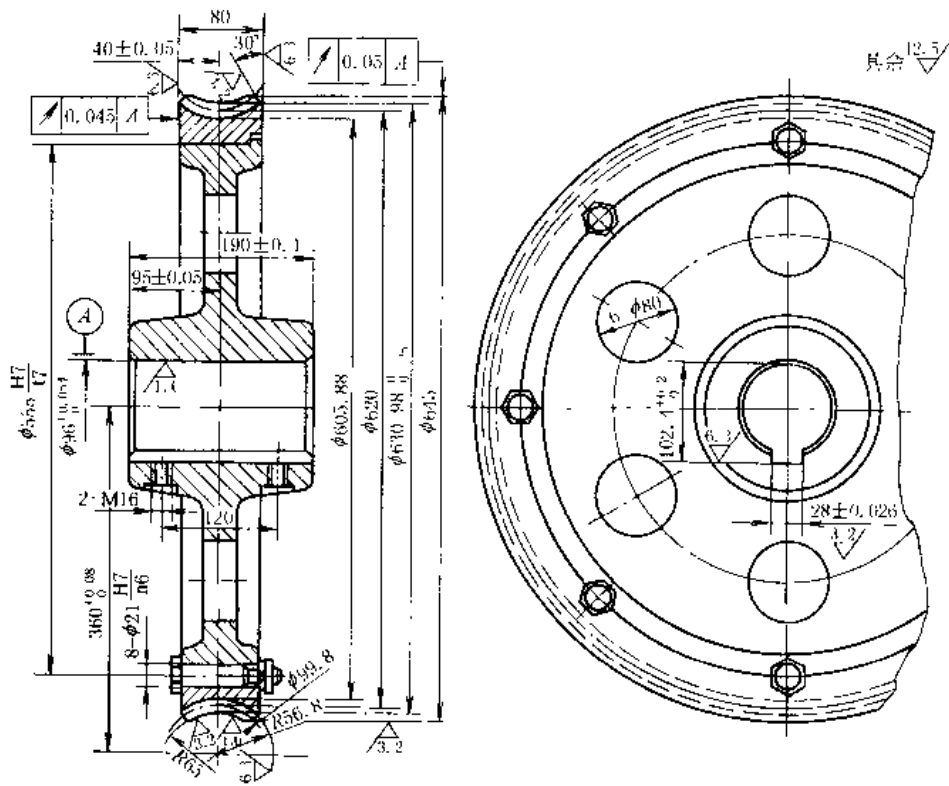


技术要求:

1. 整体调质 240 ~ 280HB, 齿表面淬火 50 ~ 55HRC
2. 未标注切削圆角  $R = 1.5 \sim 3$
3. 螺纹端部按 A-A、B-B 所示铣去尖角并修圆

传动类型	TOP 型蜗杆副		传动类型	TOP 型蜗杆副	
蜗杆头数	$z_1$	1	配对蜗轮图号		
蜗轮齿数	$z_2$	79	蜗杆螺牙啮入口修缘值	$\Delta f_i$	0.85
蜗杆包围蜗轮齿数	$z'$	7	蜗杆螺牙啮出口修缘值	$\Delta f_e$	0.57
轴向模数	$m_x$	7.8481	蜗杆圆周齿距累积公差	$F_{p1}$	0.060
蜗杆喉部螺旋导程角	$\gamma$	$4^\circ 29' 15''$	蜗杆圆周齿距极限偏差	$f_{p1}$	$\pm 0.030$
分度圆齿形角	$\alpha$	$23^\circ 46' 48''$	蜗杆分度公差	$f_{st}$	0.075
蜗杆工作半角	$\varphi_w$	$14^\circ 55' 26''$	蜗杆螺旋线误差的公差	$f_{1d}$	0.063
母平面倾斜角	$\beta$	$7^\circ 30' \pm 0.08^\circ$	精度等级		7j GB/T 16445—1996
蜗杆螺旋方向		右	蜗杆法向弦齿厚公差	$T_{d1}$	0.140
精度等级		7	蜗杆喉部外圆直径公差	$t_1$	h8

图 13-4-27 平面二次包络环面蜗杆传动蜗杆工作图



技术要求:

1. 轮缘和轮心装配后再精车和切削轮齿
2. 齿底刀痕的尖峰部分要铲平
3. 加工蜗轮时刀具中间平面极限偏差 + 0.08

传动类型	TOP 型蜗轮副		传动类型	TOP 型蜗轮副	
蜗杆头数	$z_1$	1	蜗杆螺旋方向		$\lambda_1$
蜗轮齿数	$z_2$	79	精度等级		7
蜗杆包围蜗轮齿数	$z'$	7	配对蜗杆图号		
蜗轮端面模数	$m_s$	7.8481	蜗轮齿距累积公差	$F_{p2}$	0.04
蜗杆喉部螺旋升角	$\gamma$	4°29'15"	蜗轮齿圈径向跳动公差	$F_{r2}$	0.04
分度圆齿形角	$\alpha$	23°46'48"	蜗轮齿距极限偏差	$f_{p2}$	± 0.028
蜗杆工作半角	$\varphi_w$	14°55'26"	蜗轮法向弦齿厚公差	$T_{ac}$	0.200
母平面倾斜角	$\beta$	7°30'	精度等级		7J GB/T 16445--1996

图 13-4-28 平面二次包络环面蜗杆传动蜗轮工作图

$$p_2 = \pi \cdot m_1 = \pi \times 7.8481 = 24.66\text{mm}$$

$$s_2 = 0.55p_2 = 0.55 \times 24.66 = 13.56\text{mm}$$

由表 13-4-66 查得  $j = 0.53$

$$s_1 = p_2 - s_2 - j = 24.66 - 13.56 - 0.53 = 10.57\text{mm}$$

$$s_{a1} = s_1 \cos \gamma = 10.57 \times \cos 4^\circ 29' 15'' = 10.54\text{mm}$$

$$s_{a2} = s_2 \cos \gamma = 13.56 \times \cos 4^\circ 29' 15'' = 13.52\text{mm}$$

$$h_{a1} = h_a - 0.5d_2 \left( 1 - \cos \alpha \sin \frac{s_1}{d_2} \right)$$

$$= 5.49 - 0.5 \times 620 \left( 1 - \cos \alpha \sin \frac{10.57}{620} \right) = 5.44\text{mm}$$

$$h_{a2} = h_a + 0.5d_2 \left( 1 - \cos \alpha \sin \frac{s_2}{d_2} \right)$$

$$= 5.49 + 0.5 \times 620 \left( 1 - \cos \alpha \sin \frac{13.56}{620} \right) = 5.56\text{mm}$$

由表 13-4-28 查得  $\Delta_{E_2} = 0.85\text{mm}$

$$\Delta_{E_1} = \frac{2}{3} \Delta_{E_2} = \frac{2}{3} \times 0.85 = 0.57\text{mm}$$

由表 13-4-29 查得  $\Delta_{\varphi} = p = 24.66\text{mm}$

$$\Delta_{\varphi'} = \frac{3}{4} p = \frac{3}{4} \times 24.66 = 18.5\text{mm}$$

5. 按一般型传动加工。

# 第5章 渐开线圆柱齿轮行星传动

## 1 概 述

渐开线行星齿轮传动是一种至少有一个齿轮及其几何轴线绕着位置固定的几何轴线作回转运动的齿轮传动。这种传动多用内啮合且通常采用几个行星轮同时传递载荷，使功率分流。渐开线行星齿轮传动具有结构紧凑、体积和质量小、传动比范围大、效率高（除个别传动型式外）、运转平稳、噪声低等优点，差动齿轮传动还可用于速度的合成与分解或用于变速传动，因而被广泛应用于冶金、矿山、起重、运输、工程机械、航空、船舶、透平、机床、化工、轻工、电工机械、农业、仪表及国防工业等部门作减速、增速或变速齿轮传动装置。

渐开线行星齿轮传动与定轴线齿轮传动相比也存在不少缺点，如：结构较复杂，精度要求高，制造较困难，小规格、单台生产时制造成本较高，传动型式选用不当时效率不高，在某种情况下有可能产生自锁。由于体积小，导致散热不良，因而要求有良好的润滑，甚至需采取冷却措施。

设计人员进行传动设计时要综合考虑行星传动的上述优缺点和限制条件，根据传动的使用条件和要求，正确、合理地选择传动方案。

## 2 传动型式及特点

最常见的行星齿轮传动机构是 NGW 型行星传动机构，如图 13-5-1 所示。

行星齿轮传动的型式可按两种方式划分：按齿轮啮合方式不同有 NGW、NW、NN、WW、NGWN 和 N 等类型。按基本构件的组成情况不同有 2Z-X、3Z、Z-X-V、Z-X 等类型。代表类型的字母的含义是：N——内啮合，W——外啮合，G——公用行星轮，Z——中心轮，X——行星架，V——输出构件。如 NGW 表示内啮合齿轮副（N），外啮合齿轮副（W）和公用行星轮（G）组成的行星齿轮传动机构。又如 2Z-X 表示其基本构件具有两个中心轮和一个行星架的行星齿轮传动机构。目前我国还有沿用前苏联按基本构件组成情况分类的习惯，前述 Z、X、V 相应的符号是 K、H、V。

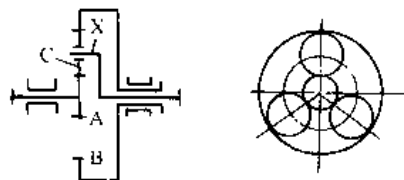
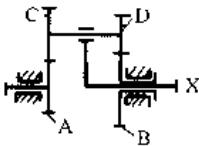
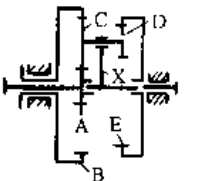
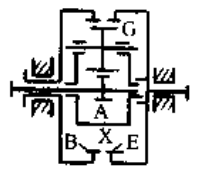


图 13-5-1 NGW (2Z-X) 型行星齿轮传动

表 13-5-1 列出了常用行星齿轮传动的型式及其特点。

表 13-5-1 常用行星齿轮传动的传动型式与特点

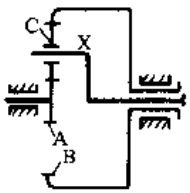
传动型式	简 图	性 能 参 数			特 点
		传动比	效 率	最大功率/kW	
NGW (2Z-X 负号机构)		$i_{AX}^B = 1.13 \sim 13.7$ 推荐 2.8 ~ 9	0.97 ~ 0.99	不限	效率高，体积小，重量轻，结构简单，制造方便，传递功率范围大，轴向尺寸小，可用于各种工作条件，在机械传动中应用最广。单级传动比范围较小，二级和一级传动均广泛应用
NW (2Z-X 负号机构)		$i_{AX}^B = 1 \sim 50$ 推荐 7 ~ 21			
NN (2Z-X 正号机构)		推荐值： $i_{XV}^B = 8 \sim 30$	效率较低，一般为 0.7 ~ 0.8	$\leq 40$	传动比大，效率较低，适用于短期工作传动。当行星架 X 从动时，传动比 $ i $ 大于某一值后，机构将发生自锁

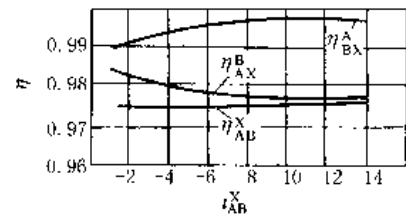
传动型式	简图	性能参数			特点
		传动比	效率	最大功率/kW	
WW (2Z-X 正号机构)		$i_{XA}^B = 1.2 \sim$ 数 千	$i_{XA}^B = 1.2 \sim 5$ 时, 效率可达 0.9 ~ 0.7, $i > 5$ 以后, 随 $i$ 增加陡降	$\leq 20$	传动比范围大, 但外形尺寸及重量较大, 效率很低, 制造困难, 一般不用丁动力传动。运动精度低, 也不用于分度机构。当行星架 X 从动时, $i$ 从某一数值起会发生自锁。常用作差速器; 其传动比取值为 $i_{XA}^B = 1.8 \sim 3$ , 最佳值为 2, 此时效率可达 0.9
NGWN (I) 型 (3Z)		小功率传动 $i_{AE}^B \leq 500$ ; 推荐: $i_{AE}^B = 20 \sim 100$	0.8 ~ 0.9 随 $i_{AE}^B$ 增加而下降	短期工作 $\leq 120$ , 长期工作 $\leq 10$	结构紧凑, 体积小, 传动比范围大, 但效率低于 NGW 型, 工艺性差, 适用于中小功率或短期工作。若中心轮 A 输出, 当 $i$ 大了某一数值时会发生自锁
NGWN (II) 型 (3Z)		$i_{AE}^B = 60 \sim 500$ 推荐: $i_{AE}^B = 64 \sim 300$	0.7 ~ 0.84 随 $i_{AE}^B$ 增加而下降	短期工作 $\leq 120$ , 长期工作 $\leq 10$	结构更紧凑, 制造、安装比上列 I 型传动方便, 由于采用单齿圈行星轮, 需角度变位才能满足同心条件。效率较低, 宜用于短期工作。传动自锁情况同上

注: 1. 为了表示方便起见, 简图中未画出固定件, 性能参数栏内除注明外, 应为某一构件固定时的数值。

2. 传动型式栏内的“正号”、“负号”机构, 系指当行星架固定时, 主动和从动齿轮旋转方向相同时为正号机构, 反之为负号机构。
3. 表中所列效率是包括啮合效率、轴承效率和润滑油搅动飞溅效率等在内的传动效率, 啮合效率的计算方法可见表 13-5-2。
4. 传动比代号的说明见 3.1 中 (1) 符号规定。

表 13-5-2 行星齿轮传动的传动比及啮合效率计算公式

传动型式	简图	传动比计算公式	啮合效率计算公式及图形
NGW (2Z-X 负号机构)		$i_{AX}^B = 1 + \frac{z_B}{z_A}$ $i_{XA}^B = \frac{1}{i_{AX}^B}$	$\eta_{AX}^B = \eta_{XA}^B = 1 - \frac{\psi^{\lambda}}{1 +  i_{XA}^B }$
		$i_{BX}^A = 1 + \frac{z_A}{z_B}$ $i_{XB}^A = \frac{1}{i_{BX}^A}$	$\eta_{BX}^A = \eta_{XB}^A = 1 - \frac{\psi^{\lambda}}{1 +  i_{XB}^A }$
		$i_{AB}^X$ 数值: $i_{AB}^X = -\frac{z_B}{z_A}$ $i_{BA}^X = \frac{1}{i_{AB}^X} = -\frac{z_A}{z_B}$	$\eta_{AB}^X = \eta_{BA}^X = 1 - \psi^{\lambda}$

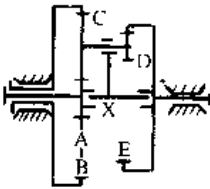
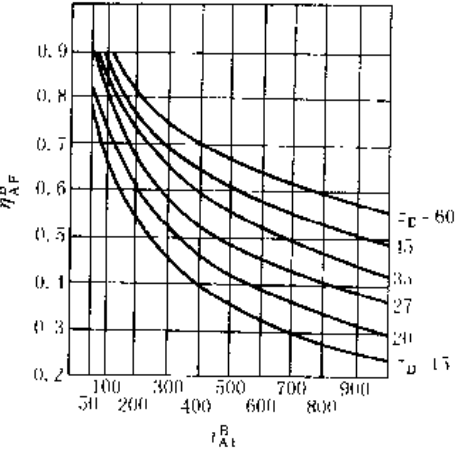
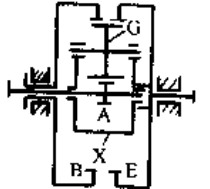


(效率曲线按  $\psi^{\lambda} = 0.025$  作出)

续表

传动型式	简图	传动比计算公式	啮合效率计算公式及图形	
NW (2Z-X 负号机构)		$i_{AX}^B = 1 + \frac{z_B z_A}{z_A z_D}$ $i_{XA}^B = \frac{1}{i_{AX}^B}$	$\eta_{AX}^B = \eta_{XA}^B = 1 - \frac{\psi^X}{1 +  i_{XA}^B }$	
		$i_{BX}^A = 1 + \frac{z_A z_D}{z_C z_B}$ $i_{XB}^A = \frac{1}{i_{BX}^A}$	$\eta_{BX}^A = \eta_{XB}^A = 1 - \frac{\psi^X}{1 +  i_{XB}^A }$	
		$i^X \text{ 数值:}$ $i_{AB}^X = -\frac{z_B z_C}{z_A z_D}$ $i_{BA}^X = \frac{1}{i_{AB}^X}$	$\eta_{AB}^X = \eta_{BA}^X = 1 - \psi^X$	
NN (2Z-X 正号机构)		$i_{XE}^B = \frac{1}{1 - i_{EB}^A}$ $i_{EB}^X = \frac{z_D z_B}{z_E z_C}$	$\eta_{XE}^B = 1 - \frac{i_{EB}^X \psi^X}{i_{LE}^X - 1 + \psi^X}$ $= 1 - \frac{z_B z_D \psi^X}{z_B z_D - z_E z_C (1 - \psi^X)}$ $\eta_{EX}^B = 1 - \frac{i_{EB}^X}{i_{EB}^X - 1} \psi^X$ $= 1 - \frac{z_B z_D}{z_B z_D - z_E z_C} \psi^X$ <div style="text-align: right;"> <p>(曲线按齿面摩擦系数 <math>\mu_z = 0.12</math>, 行星轮轴承摩擦系数 <math>\mu = 0.006</math> 作出, 见参考文献[2])</p> </div>	
WW (2Z-X 正号机构)		$i_{XA}^B = \frac{z_A z_D}{z_A z_B - z_B z_C}$ $i_{XB}^A = \frac{z_B z_C}{z_B z_C - z_A z_D}$ $i_{AX}^B = 1 - \frac{z_B z_C}{z_A z_D}$ $i_{BX}^A = 1 - \frac{z_A z_D}{z_B z_C}$ $i^X \text{ 数值:}$ $i_{AB}^X = \frac{z_B z_C}{z_A z_D}$ $i_{BA}^X = \frac{z_A z_D}{z_B z_C}$	$\eta_{XA}^B = \frac{1 - \psi^X}{1 +  i_{XA}^B  \psi^X}$ $\eta_{XB}^A = \frac{1 - \psi^X}{1 +  i_{XB}^A  \psi^X}$ $\eta_{AX}^B = 1 -  i_{XA}^B - 1  \psi^X$ $\eta_{BX}^A = 1 -  i_{XB}^A - 1  \psi^X$ <div style="text-align: right;"> <p>(效率曲线按 <math>\psi^X = 0.06</math> 作出)</p> </div>	



传动型式	简图	传动比计算公式	啮合效率计算公式及图形		
NGWN I 型 (3Z型)		$i_{AF}^B = \frac{1 - i_{AH}^X}{1 - i_{EB}^X}$ $= \frac{1 + \frac{z_B}{z_A}}{1 - \frac{z_B z_D}{z_C z_E}}$ $= \frac{(z_A + z_B) z_C z_E}{z_A (z_C z_E - z_B z_D)}$ <p><math>i^X</math> 的数值:</p> $i_{AB}^X = -\frac{z_B}{z_A}$ $i_{EB}^X = \frac{z_B z_D}{z_C z_E}$	$d_B > d_F$ $\eta_{AF}^B = \frac{0.98}{1 + \left( \frac{i_{AF}^B}{1 - i_{AH}^X} - 1 \right) \psi_{EB}^X}$ <p>(推荐)</p>	$d_B < d_F$ $\eta_{AE}^B = \frac{0.98}{1 + \left  \frac{i_{AF}^B}{1 - i_{AH}^X} \right  \psi_{EH}^X}$	 <p>(效率曲线按齿面摩擦 因数 <math>\mu_t = 0.12</math> 和行星轮轴 承摩擦因数 <math>\mu = 0.006</math> 作出)</p>
NGWN II 型 (3Z 型)	 <p><math>z_B &lt; z_E</math></p>	$i_{AE}^B = \frac{1 - i_{AB}^X}{1 - i_{EB}^X}$ $i_{AB}^X = -\frac{z_B}{z_A}$ $i_{EB}^X = \frac{z_B}{z_E}$	$\eta_{AE}^B = \frac{(1 + \eta_{AG}^X \eta_{CB}^X i_2)(1 - i_1)}{(1 + i_2)(1 - \eta_{CB}^X \eta_{CA}^X i_1)}$ $\eta_{EA}^B = \frac{\eta_{AE}^X (\eta_{CB}^X \eta_{GE}^X - i_1)(1 + i_2)}{\eta_{GB}^X (1 - i_1)(\eta_{AC}^X \eta_{GE}^X + i_2)}$ $i_1 = \frac{z_H}{z_G}; i_2 = \frac{z_B}{z_A}$ <p><math>\eta_{AG}^X, \eta_{CB}^X, \eta_{GE}^X</math> 为转化机构中各对齿轮的啮合效率,按下式计算:</p> $\eta^X = 1 - f\mu_t \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$ <p>式中 <math>z_1, z_2</math> 分别为小齿轮和大齿轮齿数; <math>f = 2.3; \mu_t = 0.1; +</math> 号用于外啮合,“-”号用于内啮合。忽略轴承效率。见参考文献[3]</p>		

### 3 传动比与效率

#### 3.1 传动比

在行星齿轮传动中,由于行星轮的运动不是定轴线传动,不能用计算定轴传动比的方法来计算其传动比,而采用固定行星架的所谓转化机构法以及图解法、矢量法、力矩法等,其中最常用的是转化机构法。现简述如下。

(1) 符号规定

行星齿轮传动中,其传动比代号的含义如下:

□ ——— 固定件代号  
 □□ ——— 从动件代号  
 L ——— 主动件代号

例如： $i_{XA}^B$  表示当构件 B 固定时由构件 A 到构件 X 的传动比。

(2) 传动比计算及其普遍方程式

采用转化机构法计算传动比的方法是：给整个行星齿轮传动机构加上一个与行星架速度  $n_X$  相反的速度  $-n_X$ ，使其转化为相当于行星架固定不动的定轴线齿轮传动机构，这样就可以用计算定轴轮系的传动比公式计算转化机构的传动比。

当所有齿轮及行星架轴线平行时，计算转化机构传动比的公式如下：

$$i_{AB}^X = \frac{n_A - n_X}{n_B - n_X} (-1)^n \frac{\text{转化机构各级从动齿轮齿数连乘积}}{\text{转化机构各级主动齿轮齿数连乘积}} \quad (13-5-1)$$

同理，如果给整个传动机构加上一个与某构件 A 或 C 的转速  $n_A$  或  $n_C$  相反的转速时，上式可写为：

$$i_{BC}^A = \frac{n_B - n_A}{n_C - n_A} \quad (13-5-2)$$

或

$$i_{BA}^C = \frac{n_B - n_C}{n_A - n_C} \quad (13-5-3)$$

式 (13-5-2) 与式 (13-5-3) 相加便可导出普遍方程式：

$$\left. \begin{aligned} i_{BC}^A + i_{BA}^C &= 1 \\ i_{BA}^C &= 1 - i_{BC}^A \end{aligned} \right\} \quad (13-5-4)$$

式 (13-5-1) 中，指数  $n$  表示外啮合次数。式 (13-5-1) ~ 式 (13-5-3) 中， $n_A$ 、 $n_B$ 、 $n_C$  分别代表行星齿轮传动中构件 A、B、C 的转速。

式 (13-5-4) 中，符号 A、B、C 可以任意代表行星轮系中的三个基本构件。这个公式的规律是：等式左边的上角标和下角标可以根据计算需要来标注，将其上角标与第二个下角标互换位置，则得到等号右边  $i$  的上角、下角标号。

在进行行星齿轮强度和轴承寿命计算时，需要计算行星轮对行星架的相对转速，其值可通过转化机构求得。例如：NGW 行星齿轮传动，行星轮轴承转速  $n_C$  和相对转速  $n_C - n_X$  可由下式求得：

$$i_{XC}^X = \frac{n_A - n_X}{n_C - n_X} = \frac{-Z_C}{Z_A}$$

当行星齿轮传动用作差动机构时，仍可借助式 (13-5-1) ~ 式 (13-5-4) 计算其传动比。

例如，对于 NGW 型差动齿轮传动，当太阳轮 A 及内齿轮 B 分别以转速  $n_A$  和  $n_B$  转动时，其行星架的转速  $n_X$  可用下述方法求得：

参照式 (13-5-2) 可得：

$$i_{XA}^B = \frac{n_X - n_B}{n_A - n_B}$$

经整理可得：

$$n_X = n_A i_{XA}^B + n_B (1 - i_{XA}^B) = n_A i_{XA}^B + n_B i_{XB}^A = n_X^B + n_X^A$$

即

$$\left. \begin{aligned} n_X &= n_A i_{XA}^B + n_B i_{XB}^A \\ n_X &= n_X^B + n_X^A \end{aligned} \right\} \quad (13-5-5)$$

式中  $n_X^B$  —— 当 B 轮不动时，行星架的转速；

$n_X^A$  —— 当 A 轮不动时，行星架的转速。

由式 (13-5-5) 可见：NGW 型差动齿轮传动行星架的转速等于固定 A 轮时得到的转速与固定 B 轮时得到的转速的代数积。

### 3.2 效 率

在行星齿轮传动中，其单级传动总效率  $\eta$  由以下各主要部分组成：

$$\eta = \eta_m \eta_B \eta_S$$

式中  $\eta_m$  —— 齿轮啮合效率；

$\eta_B$  —— 轴承效率；

$\eta_s$ ——润滑油搅动和飞溅的效率。

因为效率值接近于1，所以上式可以用损失系数来表达：

$$\left. \begin{aligned} \eta &= 1 - \psi = 1 - (\psi_m + \psi_B + \psi_s) \\ \psi &= \psi_m + \psi_B + \psi_s \end{aligned} \right\} \quad (13-5-6)$$

式中  $\psi$ ——传动损失系数；

$$\psi_m = 1 - \eta_m, \quad \psi_B = 1 - \eta_B, \quad \psi_s = 1 - \eta_s$$

分别为啮合、轴承摩擦、润滑油搅动和飞溅损失系数。确定各损失系数后可由上列关系式确定相应效率值。

(1) 啮合效率  $\eta_m$  及损失系数  $\psi_m$

啮合效率由表 13-5-2 中的公式计算求得。效率  $\eta$  上下角标的标记方法、意义与传动比的标法相同。

啮合效率的计算公式中， $\psi^x$  为行星架固定时传动机构中各齿轮副啮合损失系数之和，即

$$\psi^x = \sum \psi_i$$

而

$$\psi_i = f \mu_i \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$$

式中  $f$ ——与两轮齿顶高系数  $h_a^*$  有关的系数，当  $h_a^* \leq m_n$  时，取  $f = 2.3$ ；

$\mu_2$ ——齿面摩擦因数，NGW 和 NW 型传动取  $\mu_2 = 0.05 \sim 0.1$ ，WW 和 NGWN 型传动取  $\mu_2 = 0.1 \sim 0.12$ 。

$z_1$  和  $z_2$ ——齿轮副的齿数，内啮合时  $z_2$  为内齿轮齿数；式中，“+”用于外啮合，“-”用于内啮合。

对于 NGWN 型传动， $\psi_{BL}^x = \psi_{EB}^x = \psi_{BC}^x = \psi_{DL}^x$ 。

(2) 轴承效率  $\eta_B$

滚动轴承的效率值可直接由有关设计手册中查得。必要时，也可按下式确定损失系数  $\psi_B$  后求得。

$$\psi_B = \frac{\sum T_{fi} n_i}{T_2 n_2} \quad (13-5-7)$$

式中  $T_{fi}$ ——第  $i$  只轴承的摩擦力矩， $N \cdot cm$ ；

$n_i$ ——第  $i$  只轴承的转速， $r/min$ ；

$T_2$ ——从动轴上的转矩， $N \cdot cm$ ；

$n_2$ ——从动轴上的转速， $r/min$ 。

当计算行星轮轴承的损失系数值时，上式中的  $n_i$  为行星轮相对于行星架的转速，即  $n_C^x = n_C - n_X$ 。

滚动轴承的摩擦力矩可近似地按下式确定：

$$T_f = 0.5 F d \mu_0 \quad (N \cdot cm)$$

式中  $d$ ——滚动轴承内径， $cm$ ；

$\mu_0$ ——当量摩擦因数，由有关设计手册查取；

$F$ ——滚动轴承的载荷， $N$ 。

(3) 搅油损失系数  $\psi_s$

当齿轮浸入润滑油的深度为模数值的 2~3 倍时，其搅油损失系数  $\psi_s$  可由下式确定：

$$\psi_s = 2.8 \frac{vb}{P} \sqrt{\nu \frac{200}{z_s}} \quad (13-5-8)$$

式中  $v$ ——齿轮圆周速度， $m/s$ ；

$b$ ——浸入润滑油的齿轮宽度， $cm$ ；

$P$ ——传递功率， $kW$ ；

$\nu$ ——润滑油在工作温度下的粘度， $mm^2/s$ ；

$z_s$ ——齿数和。

当齿轮为喷油润滑时， $\psi_s$  值为按上式求得数值的 0.7 倍。

对于载荷周期变化的情况，若其间温度变化不大，上式中的功率  $P$  应取平均值，其值为

$$P_m = \frac{\sum P_i t_i}{\sum t_i} \quad (13-5-9)$$

式中  $P_i$ ——在时间  $t_i$  内的功率值， $kW$ ；

$t_i$ ——功率变化周期的持续时间。

## 4 主要参数的确定

### 4.1 行星轮数目与传动比范围

在传递动力时,行星轮数目越多越容易发挥行星齿轮传动的优点,但行星轮数目的增加会使其载荷均衡困难,而且由于邻接条件限制又会减小传动比的范围。因而在设计行星齿轮传动时,通常采用3个或4个行星轮,特别是3个行星轮。行星轮数目与其传动比范围见表13-5-3。

表 13-5-3 行星轮数目与传动比范围的关系

行星轮数目 $C_s$	传 动 比 范 围			
	NGW ( $i_{AK}^B$ )	NGWN	NW ( $i_{AK}^B$ )	WW ( $i_{AK}^B$ )
3	2.1 ~ 13.7	$\frac{z_C}{z_D} \times \frac{m_C}{m_D} < 1$ 时 $i_{AK}^B = -\infty \sim -2.2$ $\frac{z_C}{z_D} > 1$ 时 $i_{AE}^B = 4.7 \sim +\infty$ (与行星轮数目无关)	1.55 ~ 21	-7.35 ~ 0.88
4	2.1 ~ 6.5		1.55 ~ 9.9	-3.40 ~ 0.77
5	2.1 ~ 4.7		1.55 ~ 7.1	-2.40 ~ 0.70
6	2.1 ~ 3.9		1.55 ~ 5.9	-1.98 ~ 0.66
8	2.1 ~ 3.2		1.55 ~ 4.8	-1.61 ~ 0.61
10	2.1 ~ 2.8		1.55 ~ 4.3	-1.44 ~ 0.59
12	2.1 ~ 2.6	1.55 ~ 4.0	-1.34 ~ 0.57	

注:1.表中数值为在良好设计条件下,单级传动比可能达到的范围。在一般设计中,传动比若接近极限值时,通常需要进行邻接条件的验算。

2.  $m_C$  及  $m_D$  为 C 轮及 D 轮的模数。

### 4.2 齿数的确定

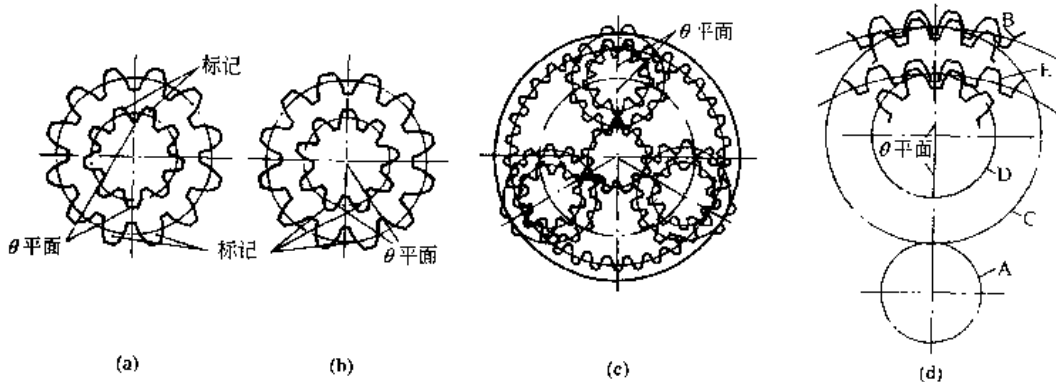
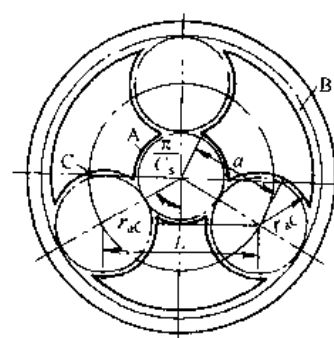
#### (1) 确定齿数应满足的条件

行星齿轮传动各齿轮齿数的选择,除去应满足渐开线圆柱齿轮齿数选择的原则(见第1章表13-1-3)外,还须满足表13-5-4所列传动比条件、同心条件、装配条件和邻接条件。

#### (2) 配齿方法及齿数组合表

表 13-5-4 行星齿轮传动齿轮齿数确定的条件

条件	传 动 型 式			
	NGW	NGWN	WW	NW
传动比条件	保证实现给定的传动比,传动比的计算公式见表13-5-2			
原理	为了保证正确的啮合,各对啮合齿轮之间的中心距必须相等。例如 NGW 型传动,太阳轮 A 与行星轮 C 的中心距 $a_{AC}$ 应等于行星轮 C 与内齿轮 B 的中心距 $a_{CB}$ , 即 $a_{AC} = a_{CB}$			
同心条件	$z_A + z_C = z_B - z_D$ 或 $z_B = z_A + 2z_C$	$m_{IA} (z_A + z_C) =$ $m_{IB} (z_B - z_D) = m_{IE} (z_E - z_D)$	$m_{IA} (z_A + z_C)$ $= m_{IB} (z_B + z_D)$	$m_{IA} (z_A + z_C)$ $= m_{IB} (z_B - z_D)$
角变位条件	$\frac{z_A + z_C}{\cos \alpha_{IAC}} =$ $\frac{z_B - z_D}{\cos \alpha_{ICB}}$	$m_{IA} (z_A + z_C) \frac{\cos \alpha_{IAC}}{\cos \alpha_{IAC}}$ $= m_{IB} (z_B - z_D) \frac{\cos \alpha_{ICB}}{\cos \alpha_{ICB}}$ $= m_{IE} (z_E - z_D) \frac{\cos \alpha_{IDE}}{\cos \alpha_{IDE}}$	$m_{IA} (z_A + z_C) \frac{\cos \alpha_{IAC}}{\cos \alpha_{IAC}}$ $= m_{IB} (z_B + z_D) \frac{\cos \alpha_{IDB}}{\cos \alpha_{IDB}}$	$m_{IA} (z_A + z_C) \frac{\cos \alpha_{IAC}}{\cos \alpha_{IAC}}$ $= m_{IB} (z_B - z_D) \frac{\cos \alpha_{IDB}}{\cos \alpha_{IDB}}$

条 件	传 动 型 式			
	NGW	NGWN	WW	NW
装 配 条 件	保证各行星轮能均布地安装于两中心齿轮之间，并且与两个中心轮啮合良好，没有错位现象			
	<p>为了简化计算和装配，应使太阳轮与内齿轮的齿数和等于行星轮数目 <math>C_s</math> 的整数倍，即</p> $\frac{z_A + z_B}{C_s} = n$ <p>或 <math>\frac{i_{AK}^B z_A}{C_s} = n</math></p>	<p>1. 通常取中心轮齿数 <math>z_A</math>、<math>z_B</math> 和 <math>z_E</math> 或 <math>(z_A + z_B)</math> 及 <math>z_F</math> 均为行星轮数目 <math>C_s</math> 的整数倍</p> <p>此时双联行星齿轮的两个齿轮的相对位置应这样确定：C 轮和 D 轮各有一个齿槽的对称线须位于同一个轴平面 (<math>\theta</math> 平面) 内，两齿槽的对称线可在行星轮轴线的同侧 (图 b) 或两侧 (图 a)。装配情况见图 d</p> <p>2. 亦可按右栏内 NW 型传动的公式计算。此时 <math>z_B</math> 应以 <math>z_E</math> 代之</p>	<p>若双联行星齿轮的两个齿轮的相对位置是在安装时确定的 (安装时可以调整)，则行星传动的齿轮齿数不受本条件限制，满足其他条件即可</p> <p>若双联行星齿轮的两个齿轮的相对位置是在制造时确定的 (如同一坯料切出)，则必须满足以下条件</p> <p>1. 当中心轮 <math>z_A</math>、<math>z_B</math> 为 <math>C_s</math> 的整数倍时 (此时计算和装配最简单)，双联行星齿轮的两个齿轮的相对位置应该使 C 轮和 D 轮各有一个齿槽的对称线位于同一个轴平面 (<math>\theta</math> 平面) 内。对 NW 型传动，应位于行星轮轴线的两侧 (图 a)，装配情况见图 c。对 WW 型传动，应位于行星轮轴线的同侧 (图 b)</p> <p>2. 当一个或两个中心轮的齿数非 <math>C_s</math> 的整数倍时：</p> <p>WW 传动：<math display="block">\frac{z_A + z_B}{C_s} + \left(1 + \frac{z_D}{z_C}\right) \left(E_A \pm n - \frac{z_A}{C_s}\right) = n</math></p> <p>NW 传动：<math display="block">\frac{z_A + z_B}{C_s} + \left(1 - \frac{z_D}{z_C}\right) \left(E_A \pm n - \frac{z_A}{C_s}\right) = n</math></p> <p>式中 <math>E_A</math>、<math>n</math>——整数</p> <p>当 <math>\frac{z_A}{C_s}</math> = 整数时，<math>E_A = \frac{z_A}{C_s}</math>，<math>n</math> 从 1、2、3... 中选取</p> <p>当 <math>\frac{z_A}{C_s} \neq</math> 整数时，<math>E_A</math> 为稍大于 <math>\frac{z_A}{C_s}</math> 的整数，<math>n</math> 从 0、1、2、3... 中选取</p>	
邻 接 条 件	 <p>(a) (b) (c) (d)</p>			
	<p>必须保证相邻两行星轮互不相碰，并留有大于 0.5 倍模数的间隙，即行星轮齿顶圆半径之和小于其中心距 <math>L</math>，如图所示</p> $2r_{ac} < L \text{ 或 } d_{ac} < 2a \sin \frac{\pi}{C_s}$ <p>式中 <math>r_{ac}</math>、<math>d_{ac}</math>——行星轮齿顶圆半径和直径。当行星轮为双联齿轮时，应取其中之大值</p> 			

续表

条件	传动型式			
	NGW	NGWN	WW	NW
邻接条件	$(z_A + z_C) \sin \frac{180^\circ}{C_s} > z_C + 2(h_a^* + x_C)$	$z_C > z_D$ 时 $(z_A + z_C) \sin \frac{180^\circ}{C_s} > z_C + 2(h_a^* + x_C)$ ; $z_C < z_D$ 时, $(z_E - z_D) \sin \frac{180^\circ}{C_s} > z_D + 2(h_a^* + x_D)$	$z_C > z_D$ 时 $(z_A + z_C) \sin \frac{180^\circ}{C_s} > z_C + 2(h_a^* + x_C)$ ; $z_C < z_D$ 时 $(z_B - z_D) \sin \frac{180^\circ}{C_s} > z_D + 2(h_a^* + x_D)$	$z_E > z_D$ 时 $(z_A + z_C) \sin \frac{180^\circ}{C_s} > z_C + 2(h_a^* + x_C)$ ; $z_C < z_D$ 时 $(z_B - z_D) \sin \frac{180^\circ}{C_s} > z_D + 2(h_a^* + x_D)$

注: 1. 对直齿轮, 可将表中代号的下角 t 去掉。

2.  $h_a^*$ ——齿顶高系数,  $x_C, x_D$ ——C 轮、D 轮变位系数,  $C_s$ ——行星轮数目,  $\alpha_1$ ——端面啮合角。

1) NGW 型传动的配齿方法及齿数组合表<sup>[3]</sup>

对于一般动力传动用行星传动, 不要求十分精确的传动比, 在已知要求的传动比  $i_{AX}^B$  的情况下, 可按以下步骤选配齿数。

① 根据  $i_{AX}^B$ , 按表 13-5-3 选取行星轮数目  $C_s$ , 通常选  $C_s = 3 \sim 4$ 。

② 根据齿轮强度及传动平稳性等要求确定太阳轮齿数  $z_A$ 。

③ 根据下列条件试凑 Y 值:

(a)  $Y = i_{AX}^B z_A$ ——传动比条件;

(b)  $Y/C_s =$  整数——装配条件;

(c) Y 应为偶数——同心条件。但当采用不等啮合角的角变位传动时, Y 值也可以是奇数。

④ 计算内齿圈及行星轮齿数  $z_B$  和  $z_C$

$$z_B = Y - z_A$$

对非角变位传动,

$$z_C = \frac{Y}{2} - z_A \text{ 或 } z_C = \frac{z_B - z_A}{2}$$

对角变位齿轮传动,

$$z_C = \frac{z_B - z_A}{2} - \Delta z_C$$

式中,  $\Delta z_C$  为行星轮齿数减少值, 由角变位要求确定, 可为整数, 也可以为非整数,  $\Delta z_C = 0.5 \sim 2$ 。

表 13-5-5 为 NGW 型行星齿轮传动的常用传动比, 常用行星轮数对应的齿轮齿数组合表。

2) NW 型传动配齿方法及齿数组合表<sup>[3]</sup>

表 13-5-5 NGW 型行星齿轮传动的齿数组合

t = 2.8											
$C_s = 3$				$C_s = 4$				$C_s = 5$			
$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$
32	13	58	2.8125	33	13	59	2.7879	32	13	58	2.8125
41	16	73	2.7805	37	15	67	2.8108	39	16	71	2.8205
43	17	77	2.7907	43	17	77	2.7907	43	17	77	2.7907
47	19	85	2.8085	46	19	85	2.8085	45	19	84	2.8261
49	20	89	2.8763	53	21	95	2.7925	64	26	116	2.8125
58	23	104	2.7931	59	23	105	2.7797	71	29	129	2.8169
62	25	112	2.8065	67	27	121	2.8060	79	31	141	2.7848
65	26	117	2.8000	71	29	129	2.8169	89	36	161	2.8090
73	29	131	2.7945	79	31	141	2.7848	104	41	186	2.7885

i = 2.8											
C <sub>s</sub> = 3				C <sub>s</sub> = 4				C <sub>s</sub> = 5			
z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>	z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>	z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>
75	30	135	• 2.8000	81	33	147	2.8148	118	47	212	2.7966
77	31	139	2.8052	89	35	159	2.7865	121	49	219	2.8099
92	37	166	2.8043	97	39	175	2.8041	132	53	238	2.8070
118	47	212	2.7966	121	49	219	2.8099	146	59	264	2.8082
				123	49	221	2.7967	154	61	276	2.7922
				141	57	255	2.8085	161	64	289	2.7950
				153	61	275	2.7974	168	67	302	2.7976

i = 3.15											
C <sub>s</sub> = 3				C <sub>s</sub> = 4				C <sub>s</sub> = 5			
z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>	z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>	z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>
25	14	53	3.1200	23	13	49	3.1304	22	13	48	3.18 8
29	16	61	3.1034	29	17	63	3.1724	29	16	61	3.1034
31	18	67	3.1613	33	19	71	3.1515	31	18	67	3.1613
32	19	70	3.1875	37	21	79	3.1351	37	21	79	3.1351
35	20	75	• 3.1429	41	23	87	3.1220	41	24	89	3.1707
37	21	79	3.1351	43	25	93	3.1628	35	20	75	• 3.1429
40	23	86	3.1500	53	31	115	3.1698	54	31	116	3.1481
44	25	94	3.1364	67	39	145	3.1642	55	32	119	3.1636
53	31	115	3.1698	71	41	153	3.1549	67	38	143	• 3.1343
55	32	119	3.1636	75	43	161	3.1467	79	46	171	3.1646
67	38	143	3.1343	79	45	169	3.1392	86	49	184	3.1395
70	41	152	3.1714	81	47	175	3.1605	89	51	191	3.6461
74	43	160	3.1622	85	49	183	3.1529	92	53	198	3.1522
82	47	176	3.1463	97	55	207	3.1340	98	57	212	3.1633
86	49	184	3.1395	121	69	259	3.1405	121	59	269	3.1405
97	56	209	3.1546	123	71	265	3.1545	83	47	177	3.1325

i = 3.55											
C <sub>s</sub> = 3				C <sub>s</sub> = 4				C <sub>s</sub> = 5			
z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>	z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>	z <sub>A</sub>	z <sub>C</sub>	z <sub>B</sub>	i <sub>AX</sub> <sup>B</sup>
22	17	56	3.5455	23	17	57	3.4783	23	17	57	3.4783
25	19	63	• 3.5200	25	19	63	3.5260	24	19	62	3.5833
29	22	73	3.5172	29	23	75	3.5862	26	20	66	• 3.5385
32	25	82	3.5625	33	25	83	3.5152	27	21	69	• 3.5556
37	29	95	3.5675	37	29	95	3.5676	29	22	73	3.5172
41	32	105	• 3.5609	45	35	115	• 3.5556	31	24	79	3.5484
46	35	116	3.5217	47	37	121	3.5745	36	28	92	• 3.5556
47	37	121	3.5745	53	41	135	3.5472	37	28	93	3.5135
48	37	122	• 3.5417	55	43	141	3.5636	43	33	100	2.5349
49	38	125	3.5510	61	47	155	3.5410	46	35	116	3.5217
52	41	134	3.5769	69	53	175	3.5362	48	37	122	3.5417
56	43	142	3.5357	73	57	187	3.5616	54	41	136	3.5185
61	47	155	3.5410	77	59	195	3.5325	73	57	187	3.5616
73	56	185	3.5342	79	61	201	3.5443	76	59	194	3.5526
76	59	194	3.5526	83	65	213	3.5663	79	61	201	3.5443
86	67	220	3.5581	87	67	221	3.5402	82	63	208	3.5366

续表

$i = 4$											
$C_s = 3$				$C_s = 4$				$C_s = 5$			
$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$
20	19	58	3.9000	23	22	67	3.9130	18	17	52	3.8889
22	23	63	4.0909	25	27	79	4.1600	22	23	68	4.0909
23	22	67	3.9130	27	29	85	4.1481	23	22	67	3.9130
26	25	76	3.9231	29	31	91	4.1379	24	25	74	4.0833
28	27	82	3.9286	31	33	97	4.1290	26	25	76	3.9231
29	28	85	3.9310	33	32	97	3.9394	28	27	82	3.9286
32	31	94	3.9375	37	39	115	4.1081	29	31	91	4.1379
38	37	112	3.9474	39	41	121	4.1026	31	33	97	4.1290
44	43	130	3.9545	43	45	133	4.0930	33	32	97	3.9394
47	49	145	4.0851	45	46	137	4.0444	38	37	112	3.9474
50	49	148	3.9600	47	49	145	4.0851	39	41	121	4.1026
56	55	166	3.9643	49	50	149	4.0408	48	47	142	3.9583
59	58	175	3.9661	55	57	169	4.0727	41	40	121	3.9512
62	61	184	3.9677	57	59	175	4.0702	58	57	172	3.9655
68	67	202	3.9706	61	63	187	4.0656	63	62	187	3.9683
74	73	220	3.9730	67	69	205	4.0597	68	67	202	3.9706

$i = 4.5$											
$C_s = 3$				$C_s = 4$				$C_s = 5$			
$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$
17	22	61	4.5882	17	21	59	4.4706	16	23	62	4.8750
19	23	65	4.4211	19	23	65	4.4211	17	25	67	4.9412
23	28	79	4.4348	21	26	73	4.4762	19	29	77	5.0526
25	32	89	4.5600	23	29	81	4.5217	20	31	82	5.1000
26	33	92	4.5385	25	31	87	4.4800	23	34	91	4.9565
28	35	98	4.500	27	34	95	4.5184	28	41	110	4.9286
31	39	109	4.5161	33	41	115	4.4848	31	47	125	5.0323
35	43	121	4.4571	35	43	121	4.4571	40	59	158	4.9500
37	45	127	4.4324	41	51	143	4.4878	44	67	178	5.0455
41	52	145	4.5366	47	59	165	4.5106	47	70	187	4.9787
52	65	182	4.5000	49	61	171	4.4898	52	77	206	4.9615
53	67	187	4.5283	50	62	174	4.4800	55	83	221	5.0182
59	73	205	4.4746	53	67	187	4.5283	56	85	226	5.0357
61	77	215	4.5246	59	73	205	4.4746	59	88	235	4.9831
68	85	238	4.5000	61	77	215	4.5246	64	95	254	4.9688
71	88	247	4.4789	71	89	249	4.5070	65	97	259	4.9846

$i = 5$											
$C_s = 4$				$C_s = 3$				$C_s = 3$			
$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$
17	25	67	4.9412	13	23	59	5.5385	13	29	71	6.4615
19	29	77	5.0526	14	25	64	5.5714	14	31	76	6.4286
21	31	83	4.9574	16	29	74	5.6250	16	35	86	6.3750
23	35	93	5.0435	17	31	79	5.6471	17	37	91	6.3529
25	37	99	4.9600	19	35	89	5.6842	19	41	101	6.3158
29	43	115	4.9655	20	37	94	5.7000	20	43	106	6.3000
31	47	125	5.0323	22	41	104	5.7273	22	47	116	6.2727
35	53	141	5.0786	29	52	133	5.5862	23	49	121	6.2609
37	55	147	4.9730	31	56	143	5.6129	25	54	133	6.3200



续表

$i = 5$				$i = 5.6$				$i = 6.3$			
$C_s = 4$				$C_s = 3$				$C_s = 3$			
$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$
47	71	189	5.0713	40	71	182	5.5500	26	55	136	6.2308
49	73	195	4.9796	41	73	187	5.5610	28	39	146	6.2143
51	77	205	5.0196	44	79	202	5.5909	31	66	163	6.2581
55	83	221	5.0182	46	83	212	5.6087	35	76	187	6.3429
59	89	237	5.0160	47	85	217	5.6170	37	80	197	6.3243
63	95	253	5.0159	50	91	232	5.6400	41	88	217	6.2927
65	97	259	4.9846	52	95	242	5.6538	47	100	247	6.2553
$i = 7.1$				$i = 8$				$i = 9$			
$C_s = 3$				$C_s = 3$				$C_s = 3$			
$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$
13	32	77	6.9231	13	38	89	7.8462	14	49	112	9.0000
14	37	88	7.2857	14	43	100	8.1429	16	56	128	*9.0000
16	41	98	7.1250	16	47	110	7.8750	17	58	133	8.8236
17	43	103	7.0588	17	49	115	7.7647	19	68	155	9.1579
19	50	119	7.2632	17	52	121	8.1176	20	70	160	*9.0000
20	51	122	7.1000	20	61	142	8.1000	22	77	176	9.0000
22	56	134	*7.0909	22	65	152	7.9091	23	82	187	9.1304
23	58	139	7.0435	26	79	184	8.0769	25	89	203	9.1200
26	67	160	7.1538	28	83	194	7.9286	26	91	208	9.0000
28	71	170	7.0714	29	88	205	8.0690	28	98	224	*9.0000
29	73	175	7.0345	31	92	215	7.9355	29	102	233	9.0345
35	91	217	7.2000	32	97	226	8.0625	31	108	247	8.9677
38	97	232	7.1053	34	101	236	7.9412	32	112	256	*9.0000
41	106	253	7.1707	35	106	247	8.0571	34	119	272	9.0000
46	119	284	7.1739	40	119	278	7.9500	35	121	277	8.9143
47	121	289	7.1489	41	124	289	8.0488	37	128	293	8.9185
$i = 10$				$i = 11.2$				$i = 12.5$			
$C_s = 3$				$C_s = 3$				$C_s = 3$			
$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_C$	$z_B$	$i_{AX}^B$
13	53	119	10.1538	14	61	136	10.7143	13	71	155	12.9231
14	58	130	10.2857	16	71	158	10.8750	14	73	160	12.4286
16	65	146	10.1250	16	74	164	*11.2500	16	83	182	12.3750
17	67	151	9.8824	17	76	169	10.9412	16	86	188	*12.7500
19	77	173	10.1053	17	79	175	11.2941	17	88	193	12.3529
20	79	178	9.9000	19	86	191	11.0526	19	98	215	12.3158
22	89	200	10.0909	20	91	202	11.1000	20	106	232	*12.6000
23	91	205	9.9130	22	101	224	11.1818	22	116	254	*12.5455
25	98	221	9.8400	23	106	235	11.2174	23	118	259	12.2609
26	103	232	9.9231	26	121	268	11.3077	23	121	265	12.5211
28	113	254	10.0714	28	125	278	10.9286	25	131	287	12.4800
29	115	259	9.9310	28	128	284	*11.1429	26	135	298	12.4615
29	118	265	10.1379	29	130	289	10.9655	26	139	304	12.6923
31	122	275	9.8710	29	133	295	11.1724	28	147	322	*12.5000
32	130	292	*10.1250	31	143	317	11.2258	29	153	335	12.5517
34	144	302	*9.8824					31	163	257	12.5161

注：1. 表中齿数满足装配条件、同心条件和邻接条件，且  $\frac{z_A}{z_C}$ 、 $\frac{z_B}{z_C}$ 、 $\frac{z_A}{C_s}$  及  $\frac{z_B}{C_s}$  无公因数（带“\*”者除外），以利提高传动平稳性。

2. 本表可直接用于非变位、高变位和等角变位传动。（ $a'_{AC} = a'_{CB}$ ）。当采用不等角的角变位（ $a'_{AC} > a'_{CB}$ ）时，应将表中的  $z_C$  值适当减少 1~2 齿，以适应变位需要。

3. 当齿数少于 17 且不允许根切时，应进行变位。

4. 表中  $i$  为名义传动比，其所对应的不同齿数组应根据齿轮强度条件选择； $i_{AX}^B$  为实际传动比。

NW型传动通常取  $z_A, z_B$  为行星轮数目  $C_s$  的整数倍。常用传动方式为 B 轮固定, A 轮主动, 行星架输出。为获得较大传动比和较小外形尺寸, 应选择  $z_A, z_D$  均小于  $z_C$ 。为使齿轮接近等强度,  $z_C$  与  $z_D$  之值相差越小越好。综合考虑, 一般取  $z_D = z_C - (3 \sim 8)$  为宜。

在 NW 传动中, 若所有齿轮的模数及齿形角相同, 且  $z_A + z_C = z_B + z_D$ , 则由同心条件可知, 其啮合角  $\alpha'_{iAC} = \alpha'_{iBD}$ 。为了提高齿轮承载能力, 可使两啮合角稍大于  $20^\circ$ , 以便 A, D 两轮进行正变位。选择齿数时, 取  $z_A + z_C < z_B + z_D$ , 但  $z_B$  会因此增大, 从而导致传动的外廓尺寸加大。

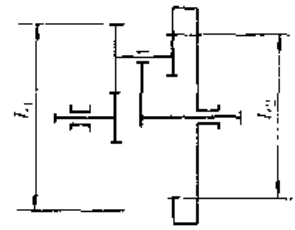


图 13-5-2

NW 型传动按下列步骤配齿。

① 根据强度、运转平稳性和避免根切等条件确定太阳轮齿数  $z_A$ , 常取  $z_A$  为  $C_s$  的倍数。

② 根据结构设计对两对齿轮副径向轮廓尺寸比值  $L_1/L_2$  (图 13-5-2) 的要求拟定  $Y$  值, 再由传动比  $i_{AX}^B$  和  $Y$  值查图 13-5-3 确定系数  $\alpha$ , 然后, 按下式计算  $i_{DB}, i_{AC}, \beta$  值和齿数  $z_D, z_B, z_C$ 。

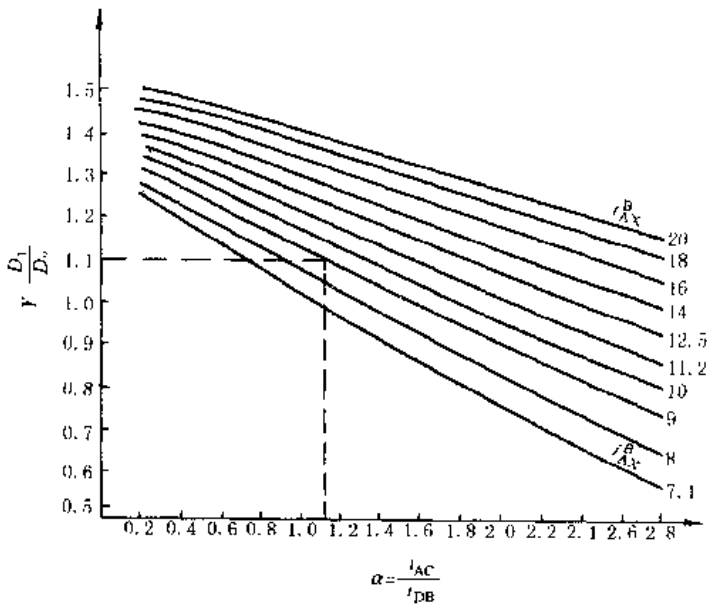


图 13-5-3 根据  $Y = \frac{D_1}{D_2}$  和  $i_{AX}^B$  确定  $\alpha = \frac{i_{AC}}{i_{DB}}$  的线图

$$i_{DB} = \sqrt{\frac{i_{AX}^B - 1}{\alpha}} \quad i_{AC} = \alpha i_{DB}$$

$$\beta = \frac{i_{AC} + 1}{i_{DB} - 1} \quad z_D = \beta z_A$$

$$z_B = i_{DB} z_D \quad z_C = i_{AC} z_A$$

③ 根据算出的齿数, 按前述装配条件的两个限制条件对其进行调整并确定  $z_D, z_B$  和  $z_C$ 。为了使确定的齿数仍能满足同心条件, 可以将其中一个行星轮的齿数  $z_C$  留在最后确定, 在确定该齿数  $z_C$  时, 要同时考虑同心条件, 即对于非角变位齿轮传动:

$$z_C = z_{\Sigma AC} - z_A \text{ 或 } z_D = z_B - z_{\Sigma AC}$$

对不等啮合角的角变位传动:

$$z_C = z_{\Sigma AC} - z_A - \Delta z \text{ 或 } z_D = z_B - z_{\Sigma AC} - \Delta z$$

式中  $\Delta z$ ——角变位要求行星轮 C 或 D 应减少的齿数, 一般取  $\Delta z = 1 \sim 2$ 。

④ 校核传动比, 同时查表 13-5-4 校核邻接条件。

表 13-5-6 为 NW 型行星齿轮传动常用传动比对应的齿轮齿数组合表。

表 13-5-6  $C_s = 3$  的 NW 型行星传动的齿数组合

$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$
7.000	21	63	28	14	7.097	15	78	34	29	7.200	21	93	42	30	7.286	21	72	33	18
7.000	12	54	24	18	7.106	21	102	44	35	7.205	21	81	37	23	7.286	15	66	30	21
7.000	18	60	27	15	7.109	15	84	36	33	7.222	18	96	42	36	7.317	21	111	49	41
7.000	18	81	36	27	7.111	15	75	33	27	7.224	18	99	43	38	7.330	21	108	48	39
7.041	21	111	48	42	7.111	18	66	30	18	7.248	18	96	41	35	7.361	21	108	47	38
7.045	21	114	49	44	7.118	15	60	26	17	7.250	18	90	40	32	7.367	21	78	36	21
7.053	21	105	46	38	7.125	15	84	35	32	7.250	18	105	45	42	7.374	21	87	40	26
7.055	21	87	38	26	7.143	21	96	43	32	7.255	18	66	29	17	7.380	15	66	29	20
7.058	18	81	35	26	7.154	15	75	32	26	7.260	18	105	44	41	7.384	21	102	46	35
7.059	21	111	47	41	7.159	18	75	34	23	7.261	21	93	41	29	7.404	18	81	37	26
7.071	21	102	45	36	7.190	18	60	26	14	7.283	18	87	39	30	7.413	12	69	29	26
7.088	12	54	23	17	7.200	15	69	31	23	7.286	18	72	33	21	7.429	15	54	25	14

续表

$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$
7.429	21	99	45	33	7.957	21	84	40	23	8.438	21	102	49	32	9.063	15	90	43	32
7.475	15	84	37	32	7.971	18	78	37	23	8.485	18	114	52	44	9.067	15	66	33	18
*7.482	21	99	44	32	*7.982	12	51	23	14	8.488	18	111	51	42	9.100	12	54	27	15
*7.500	21	78	35	20	8.000	21	105	49	35	8.500	12	63	30	21	9.120	15	87	42	30
7.500	15	90	39	36	*8.000	15	78	35	26	8.519	18	87	42	27	9.138	12	63	31	20
7.500	21	84	39	24	8.000	15	63	30	18	*8.520	18	111	50	41	9.195	18	93	46	29
7.500	18	78	36	24	8.000	18	90	42	30	8.522	18	105	49	36	*9.200	15	87	41	29
*7.514	15	90	38	35	8.028	18	69	33	18	8.543	21	99	48	30	9.211	18	108	52	38
7.538	15	75	34	26	*8.057	15	57	26	14	8.556	18	102	48	36	9.229	15	72	36	21
7.552	18	96	43	35	8.065	21	102	48	33	8.600	15	57	28	14	9.264	18	105	51	36
7.563	12	45	21	12	*8.069	18	90	41	29	*8.609	15	75	35	23	*9.282	15	66	32	7
7.567	21	93	43	29	8.088	21	90	43	26	8.610	18	102	47	35	9.293	12	78	37	29
7.576	18	93	42	33	8.125	12	57	27	18	*8.613	12	63	29	20	9.308	15	81	40	26
7.578	18	111	42	45	*8.134	21	102	47	32	8.617	15	93	43	35	9.323	18	90	45	27
*7.587	18	111	47	44	8.143	18	75	36	21	*8.622	18	87	41	26	9.330	12	60	30	18
*7.594	18	78	35	23	*8.165	15	63	29	17	8.636	15	90	42	33	*9.333	18	105	50	35
*7.609	21	84	38	23	8.171	18	108	49	41	*8.640	21	99	47	29	9.333	12	75	36	27
*7.620	18	93	41	32	8.178	18	114	51	45	8.659	15	63	31	17	*9.357	12	54	26	14
7.632	21	108	40	38	8.179	18	105	48	39	8.667	18	69	34	17	*9.400	15	72	35	20
7.667	18	60	28	14	*8.215	18	105	47	38	*8.688	15	90	41	32	*9.413	12	75	35	26
7.667	18	87	40	29	*8.216	18	69	32	17	8.708	18	75	37	20	9.422	18	99	49	32
7.686	18	66	31	17	8.229	15	69	33	21	8.724	15	84	40	29	9.450	15	78	39	24
*7.714	21	105	47	35	8.233	15	93	42	36	8.750	18	93	45	30	*9.462	18	90	44	26
*7.758	21	90	41	26	8.242	15	96	43	38	8.800	15	81	39	27	9.500	12	69	34	23
7.769	12	45	20	13	8.251	21	96	46	29	8.800	12	73	36	30	*9.529	12	60	29	17
7.777	21	99	46	32	*8.263	15	93	41	35	8.805	12	81	37	32	9.533	18	96	48	30
7.800	18	72	34	20	*8.265	12	57	26	17	8.821	18	111	52	41	*9.591	15	78	38	23
7.800	12	51	24	15	8.273	18	96	45	33	8.824	12	57	28	17	9.600	15	87	43	29
7.820	15	60	31	20	8.280	15	84	39	30	8.826	18	81	40	23	9.643	12	66	33	21
7.856	12	69	31	26	*8.292	18	75	35	20	8.835	21	93	46	26	9.644	18	96	47	29
7.857	15	90	40	35	8.313	18	81	39	24	*8.839	18	93	44	29	9.667	18	105	52	35
7.857	18	108	48	42	8.328	12	75	34	29	*8.845	12	78	35	29	9.711	15	84	42	27
7.867	18	111	49	44	*8.333	18	96	44	32	8.846	12	72	34	26	9.758	18	102	51	33
7.871	21	78	37	20	8.333	12	72	33	27	8.846	18	108	51	39	9.800	15	62	34	17
*7.878	18	108	47	41	*8.338	15	84	38	29	*8.892	15	81	38	26	*9.800	12	66	32	20
*7.888	15	87	38	32	*8.360	15	69	32	20	8.895	18	108	50	38	*9.831	15	84	41	26
7.890	15	81	37	29	8.364	12	81	36	33	8.906	12	69	33	24	9.846	18	90	46	26
*7.897	12	75	32	29	*8.383	12	81	35	32	8.933	18	102	49	35	*9.854	18	102	50	32
7.905	15	96	41	38	8.400	15	78	37	26	8.965	21	99	49	29	*9.880	15	72	37	20
7.915	18	117	50	47	8.413	12	66	31	23	8.994	18	87	43	26	*9.894	12	75	37	26
*7.936	21	96	44	29	8.414	18	90	43	29	*9.000	12	69	32	23	10.000	12	54	28	14
7.943	18	93	43	32	*8.435	18	81	38	23	9.000	18	99	48	33	10.043	15	78	40	25

续表

$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AX}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$
10.118	12	60	31	17	12.273	21	99	55	23	• 14.000	12	96	52	32	16.500	15	105	62	28
10.310	12	81	40	29	12.284	15	99	53	31	• 14.097	15	105	58	31	16.500	12	111	62	37
• 10.512	15	99	49	34	12.333	18	102	56	28	• 14.147	18	102	58	25	16.516	15	111	65	31
10.625	12	63	33	18	12.371	12	90	47	31	14.200	15	99	56	28	16.712	18	102	61	22
10.706	15	99	50	34	12.500	12	87	46	29	• 14.276	15	111	61	34	16.954	15	102	61	26
• 10.838	15	105	52	37	12.529	15	105	56	34	14.323	15	105	59	31	17.232	18	105	64	23
10.857	12	69	36	21	• 12.610	12	81	43	25	14.373	18	102	59	25	• 17.457	15	108	64	28
• 10.882	12	63	32	17	12.667	18	105	58	29	14.494	15	111	62	34	• 17.592	15	102	61	25
10.884	12	81	41	28	12.688	15	102	55	32	14.500	12	99	54	33	17.714	15	108	65	28
11.000	12	78	40	26	• 12.786	21	99	55	22	14.600	15	102	58	29	17.864	15	102	62	25
11.027	15	105	53	37	12.867	12	93	49	32	• 14.630	18	99	57	23	17.914	12	111	64	35
11.103	15	102	52	35	12.880	12	81	44	25	14.663	12	87	49	26	18.097	15	111	67	29
• 11.349	18	105	55	31	• 13.115	12	84	45	26	14.686	18	105	61	26	• 18.179	12	111	65	35
11.400	15	102	52	34	13.248	21	102	58	23	• 15.086	15	102	58	28	18.231	15	105	64	26
11.500	12	63	34	17	13.284	15	102	56	31	15.329	15	102	59	28	• 18.333	15	108	65	27
11.538	18	105	56	31	13.292	18	105	59	28	15.467	18	105	62	25	• 18.412	12	111	64	34
• 11.552	18	102	54	29	• 13.460	21	102	59	23	15.723	15	99	58	26	• 18.707	15	111	67	28
11.600	15	102	53	34	13.517	15	99	55	29	15.724	15	105	61	29	18.879	12	102	61	29
11.638	12	69	37	20	13.641	18	102	58	26	15.800	15	111	64	32	• 19.518	12	102	61	28
11.725	15	99	52	32	• 13.650	15	102	55	31	15.849	12	111	61	38	19.821	12	102	62	28
11.747	18	102	55	29	13.672	12	90	49	29	16.029	18	102	61	23	20.367	12	111	67	32
11.880	21	102	56	25	13.688	15	105	58	32	• 16.250	15	105	61	28	• 20.992	12	111	67	31
• 12.071	15	99	52	31	• 13.805	21	102	58	22	• 16.250	12	111	61	37	21.290	12	111	68	31
• 12.131	18	102	55	28	13.880	12	84	46	25	• 16.277	15	111	64	31	21.923	12	102	64	26
12.163	12	81	43	26	13.897	15	111	61	35	• 16.312	15	99	58	25					

注：1. 本表  $z_A$  及  $z_B$  都是 3 的倍数，适用于  $C_s=3$  的行星传动，个别组的  $z_A$ 、 $z_B$  也同时是 2 的倍数，也可适用于  $C_s=2$  的行星传动。

2. 带“•”记号者  $z_A + z_C \neq z_B - z_D$ ，用于角变位传动；不带“•”者  $z_A + z_C = z_B - z_D$ ，可用于高变位或非变位传动。
3. 当齿数小于 17 且不允许根切时，应进行变位。
4. 表中同一个  $i_{AX}^B$  而对应有几个齿数组合时，则应根据齿轮强度选择。
5. 表中齿数系按模数  $m_{1A} = m_{1B}$  条件列出。

3) 多个行星轮的 NN 型传动配齿方法及齿数组合表<sup>[3]</sup>

行星轮数目大于 1 的 NN 型传动，其配齿方法按如下步骤进行。

① 计算各齿轮的齿数。首先应根据设计要求确定固定内齿圈的齿数  $z_B$ ，然后选取两个中心轮或两个行星轮的齿数差值  $e$ ，再由下式计算各齿轮齿数，同时要检查齿数最少的行星轮是否会发生根切，齿数最多的行星轮是否超过表 13-5-7 规定的邻接条件。不符合要求时，要改变  $e$  值重算，直至这两项通过为止。

表 13-5-7  $C_s$  一定时按邻接条件决定的  $(i_{AX}^B)_{max}$ 、 $(z_C/z_A)_{max}$ 、 $(z_B/z_C)_{min}$

行星轮数 $C_s$		2	3	4	5	6	7	8	
NGW 型 $(i_{AX}^B)_{max}$	小 轮 齿 数	不 限	> 13	12.7	5.77	4.1	3.53	3.21	3
	> 18		12.8	6.07	4.32	3.64	3.28	3.05	
$(z_C/z_A)_{max}$	$z_{1min}$		> 13	5.35	1.88	1.05	0.75	0.60	0.5
	> 18		5.4	2.04	1.16	0.82	0.64	0.52	
$(z_B/z_C)_{min}$			2.1	2.47	2.87	3.22	3.57	3.93	
对于重载的 NGW 型 $(i_{AX}^B)_{max}$		—	12	4.5	3.5	3	2.8	2.6	

注：表中  $(z_C/z_A)_{max}$  可用于 NW 型、WW 型和 NN 型，但以  $z_C > z_D$ 、 $z_B > z_A$  为前提。

$$z_D = \frac{e z_B}{(z_B - e) / i_{XA}^B + e}$$

式中  $i_{XA}^B$  ——要求的传动比。

$$z_A = z_B - e \quad z_C = z_D - e$$

② 确定齿数。在计算出各齿轮齿数的基础上，根据满足各项条件的要求圆整齿数。其具体作法与 NW 型传动一样。对于一般的行星齿轮传动，为了配齿方便，常取各轮齿数及  $e$  值均为行星轮数  $C_s$  的倍数；而对于高速重载齿轮传动，为保证其良好的工作平稳性，各啮合齿轮的齿数间不应有公约数。因此，选配齿数时  $e$  值不能取  $C_s$  的倍数。

③ 按下式验算传动比。其值与要求的传动比差值一般不应超过 4%。

$$i_{XB}^B = \frac{z_C z_E}{z_C z_K - z_B z_D}$$

表 13-5-8 为行星轮数目  $C_s = 3$  (有时也可为  $C_s = 2$ ) 的 NN 型行星齿轮传动常用传动比对应的齿数组合表。

表 13-5-8 多个行星轮的 NN 型行星传动的齿数组合<sup>[4]</sup>

$i_{XE}^B$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$z_D$	$i_{XB}^B$	$z_B$	$z_1$	$z_C$	$z_D$
8.00	51	48	17	14	11.00	69	66	23	20
8.00	63	60	18	15	11.20	51	48	21	18
8.26	72	69	19	16	11.31	57	54	22	19
8.50	45	42	17	14	11.40	39	36	19	16
8.50	54	51	18	15	11.50	63	60	23	20
8.68	96	93	21	18	11.50	72	69	24	21
8.75	93	90	21	18	11.73	69	66	24	21
8.80	36	33	16	13	11.81	60	57	23	20
8.84	42	39	17	14	11.88	102	99	27	24
8.90	69	66	20	17	12.00	66	63	24	21
9.00	48	45	18	15	12.00	75	72	25	22
9.10	81	78	21	18	12.00	99	96	27	24
9.30	63	60	20	17	12.25	45	42	21	18
9.50	51	48	19	16	12.31	63	60	24	21
9.50	60	57	20	17	12.50	69	66	25	22
9.70	81	78	22	19	12.50	78	75	26	23
9.75	42	39	18	15	12.60	87	84	28	25
9.80	66	63	21	18	12.67	60	57	24	21
9.86	93	90	23	20	12.80	66	63	25	22
9.96	90	87	23	20	12.92	93	90	28	25
10.00	54	51	20	17	13.00	72	69	26	23
10.00	63	60	21	18	13.00	81	78	27	24
10.23	60	57	21	18	13.10	90	87	28	25
10.30	69	66	22	19	13.24	78	75	27	24
10.50	57	54	21	18	13.30	69	66	26	23
10.50	66	63	22	19	13.50	75	72	27	24
10.73	63	60	22	19	13.60	54	51	24	21
10.80	84	81	24	21	13.65	66	63	26	23
10.95	81	78	24	21	13.75	102	99	30	27
11.00	60	57	22	19	13.80	72	69	27	24

续表

$i_{XE}^B$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$z_D$	$i_{XF}^B$	$z_B$	$z_E$	$z_L$	$z_D$
14.00	39	36	21	18	17.88	81	78	33	30
14.00	78	75	28	25	17.96	87	84	34	31
14.24	84	81	29	26	18.00	51	48	27	24
14.30	42	39	22	19					
14.50	81	78	29	26	18.00	102	99	36	33
					18.29	99	96	36	33
14.50	90	87	30	27	18.36	84	81	34	31
14.73	87	84	30	27	18.40	72	69	32	29
14.80	78	75	29	26	18.46	90	87	35	32
15.00	63	60	27	24					
15.00	84	81	30	27	18.60	66	63	31	28
					18.60	96	93	36	33
15.00	93	90	31	28	18.81	81	78	34	31
15.24	90	87	31	28	18.86	75	72	33	30
15.29	81	78	30	27	18.95	93	90	36	33
15.40	36	33	21	18					
15.50	87	84	31	28	19.00	60	57	30	27
					19.20	39	36	24	21
15.50	96	93	32	29	19.29	84	81	35	32
15.63	78	75	30	27	19.33	90	87	36	33
15.74	42	39	23	20	19.38	63	60	31	28
15.95	69	66	29	26					
16.00	63	60	28	25	19.44	96	93	37	34
					19.46	72	69	33	30
16.00	75	72	30	27	19.59	102	99	38	35
16.00	90	87	32	29	19.77	87	84	36	33
16.12	81	78	31	28	19.90	75	72	34	31
16.20	57	54	27	24					
16.24	96	93	33	30	19.93	99	96	38	35
					20.00	57	54	30	27
16.43	72	69	30	27	20.17	69	66	33	30
16.46	66	63	29	26	20.25	84	81	36	33
16.50	93	90	33	30	20.35	78	75	35	32
16.50	102	99	34	31					
16.62	84	81	32	29	20.58	72	69	34	31
					20.72	87	84	37	34
16.74	99	96	34	31	20.80	81	78	36	33
16.79	90	87	33	30	20.80	99	96	39	36
16.91	75	72	31	28	21.00	48	45	28	25
16.98	81	78	32	29					
17.00	54	51	27	24	21.00	66	63	33	30
					21.00	75	72	35	32
17.00	96	93	34	31	21.25	54	51	30	27
17.11	87	84	33	30	21.37	69	66	34	31
17.29	93	90	34	31	21.46	57	54	31	28
17.40	78	75	32	29					
17.50	66	63	30	27	21.67	93	90	39	36
					21.71	87	84	38	35
17.50	99	96	35	32	21.76	72	69	34	31
17.77	60	57	29	26	21.86	81	78	37	34

续表

$i_{XE}^B$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$z_D$	$i_{XT}^B$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$z_D$
22.00	36	33	24	21	26.23	96	93	44	41
					26.53	90	87	43	40
22.00	63	60	33	30	26.60	60	57	35	32
22.18	90	87	39	36	26.65	81	78	41	38
22.30	84	81	38	35					
22.64	93	90	40	37	26.67	99	96	45	42
22.75	87	84	39	36	26.79	66	63	37	34
					26.94	93	90	44	41
22.98	81	78	38	35	26.97	69	66	38	35
23.00	72	69	36	33	27.00	39	36	27	24
23.10	102	99	42	39					
23.20	90	87	40	37	27.00	84	81	42	39
23.37	75	72	37	34	27.35	48	45	31	28
					27.43	75	72	40	37
23.40	84	81	39	36	27.70	78	75	41	38
23.45	63	60	34	31	27.74	90	87	44	41
23.58	99	96	42	39					
23.75	78	75	38	35	27.77	99	97	46	43
23.83	87	84	40	37	28.00	45	42	30	27
					28.00	81	78	42	39
24.00	39	36	26	23	28.13	93	90	45	42
24.00	69	66	36	33	28.20	102	99	47	44
24.27	90	87	41	38					
24.55	84	81	40	37	28.32	84	81	43	40
24.75	57	54	33	30	28.46	63	60	37	34
					28.50	60	57	36	33
24.80	51	48	31	28	28.60	69	66	39	36
24.96	87	84	41	38	28.65	87	84	44	41
25.00	48	45	30	27					
25.00	63	60	35	32	28.75	72	69	40	37
25.00	78	75	39	36	28.90	54	51	34	31
					28.94	75	72	41	38
25.15	96	93	43	40	29.00	42	39	29	26
25.20	66	63	36	33	29.00	90	87	45	42
25.37	81	78	40	37					
25.44	69	66	37	34	29.17	78	75	42	39
25.60	99	96	45	42	29.33	51	48	33	30
					29.36	93	90	46	43
25.71	72	69	38	35	29.42	81	78	43	40
25.74	84	81	41	38	29.70	84	81	44	41
25.80	93	90	43	40					
26.00	42	39	28	25	29.73	96	93	47	44
26.00	75	72	39	36	30.00	48	45	32	29
					30.00	87	84	45	42
26.13	87	84	42	39					

注：1. 本表的传动比为  $i_{xt}^B = 8 \sim 30$ ，其传动比可按下列式计算：

$$i_{xt}^B = \frac{z_C z_E}{z_C z_E - z_B z_D}$$

2. 本表内的所有齿轮的模数均相同，且各种方案均满足下列条件：

$$z_B - z_C = z_E - z_D; \quad z_B - z_E = z_C - z_D = \varphi$$

3. 本表适用于行星轮数  $C_s = 3$  的 NN 型传动（有的也适用于  $C_s = 2$  的传动），其中心轮齿数  $z_B$  和  $z_C$  均为  $C_s$  的倍数。

4. 本表内的齿数均满足关系式  $z_B > z_E$  和  $z_C > z_D$ 。

4) WW 型传动的配齿方法<sup>[3]</sup>

由于 WW 型传动只在很小的传动比范围内才有较高的效率, 且具有外形尺寸和质量大、制造较困难等缺点, 故一般只用于差速器及大传动比运动传递等特殊用途。为应用方便, 下面对 WW 型传动的配齿方法作简单介绍。

① 传动比  $|i_{XA}^B| < 50$  时的配齿方法

该方法适用于  $|i_{XA}^B| < 50$ , 并需满足装配等条件时使用, 在给定传动比  $i_{XA}^B$  的情况下, 其配齿步骤如下。

a. 确定齿数差  $e = z_A - z_B = z_D - z_C = 1 \sim 8$ 。e 值也表示了 A-C 与 B-D 齿轮副径向尺寸的差值, 由结构设计要求确定。

b. 确定计算常数  $K = \frac{z_A}{i_{XA}^B} - e$ 。

为了避免  $z_D$  太大, 通常取  $|K| \geq 0.5$ 。从结构设计的观点出发, 最好取  $|K| = 1, |e| = 1$ 。

c. 按下式计算齿数:

$$\begin{aligned} z_A &= (K + e) i_{XA}^B & z_D &= \frac{e}{K} (z_A - e) \\ z_B &= z_A - e & z_C &= z_D - e \end{aligned}$$

对于  $|K| = 1, |e| = 1$  的情况, 上列各式将变为

$$\begin{aligned} z_A &= \pm 2 i_{XA}^B \\ z_D &= z_B = z_A \mp 1 \\ z_C &= z_D \mp 1 = z_A \mp 2 \end{aligned}$$

式中, “±” 号和 “∓” 号, 上面的符号用于正传动比, 下面的符号用于负传动比。

d. 确定齿数。齿数主要按装配条件确定, 其作法与 NW 传动相同。当  $|K| = 1, |e| = 1$  时, 只要使  $z_A$  为  $C_s$  的倍数加 1 (正  $i_{XA}^B$ ), 或减 1 (负  $i_{XA}^B$ ) 即可满足。

e. 按下式验算传动比并验算邻接条件:

$$i_{XA}^B = \frac{z_A z_D}{z_A z_D - z_B z_C}$$

对于传动比  $|i_{XA}^B| < 50$  的 WW 型传动, 为制造方便, 让两个行星轮的齿数相等, 即  $z_C = z_D$ , 并制成一个宽齿轮, 便得到具有公共行星轮的 WW 型传动, 而  $z_A$  与  $z_B$  之差仍为 1~2 个齿。这样, 其传动比公式将简化为

$$i_{XA}^B = \frac{z_A z_D}{z_A z_D - z_B z_C} = \frac{z_A}{z_A - z_B}$$

令  $z_A - z_B = e'$ , 则  $z_A = e' i_{XA}^B, z_B = z_A - e', z_C = z_D$ 。

显然,  $e' = 1 \sim 2$ , 且负传动比时取负值。

因为  $e' = 1$  的 WW 型传动不能满足  $C_s \neq 1$  的装配条件, 所以此种情况下, 只采用一个行星轮。

$e' = 2$  的二齿差 WW 型传动, 由于  $z_A$  与  $z_B$  之差为 2, 当  $z_A$  为偶数时, 满足  $C_s = 2$  的装配条件, 故可采用两个行星轮。

由于  $C_s = 1$  或 2, 不必验算邻接条件。

对于具有公共行星轮的 WW 型传动, 因为两对齿轮副齿数  $z_{\Sigma AC}$  与  $z_{\Sigma BD}$  的差值为 1~2, 故可用角变位满足同心条件。

② 传动比  $|i_{XA}^B| > 50$  时的配齿方法

当  $|i_{XA}^B| > 50$  时, 一般不按满足非角变位传动的同心条件和装配条件, 而是以满足传动比条件按下述方法进行配齿。由于这种配齿方法所得两对齿轮副的齿数和之差仅为 2 个齿, 故可通过角变位来满足同心条件; 在给定行星轮数目而不满足装配条件时, 可以依靠双联行星轮两齿圈在加上或装配时调整相对位置来实现装配。也可以只用一个行星轮, 这样就不必考虑装配条件的限制。邻接条件仍可按表 13-5-7 进行校验。

配齿步骤如下:



a. 根据要求的传动比  $i_{XA}^B$  的大小按表 13-5-9 选取  $\delta$  值 ( $\delta = z_A z_D - z_B z_C$ )。

表 13-5-9

传动比范围	$\delta$	传动比范围	$\delta$
$10000 >  i_{XA}^B  > 2500$	1	$400 >  i_{XA}^B  > 100$	4 ~ 6
$2500 >  i_{XA}^B  > 1000$	2	$100 >  i_{XA}^B  > 50$	7 ~ 10
$1000 >  i_{XA}^B  > 400$	3		

b. 按下列公式计算齿数:

$$z_A = \sqrt{\delta i_{XA}^B + \left(\frac{\delta-1}{2}\right)^2} - \frac{\delta-1}{2}$$

$$z_D = z_A + \delta - 1 \quad z_C = z_A + \delta \quad z_B = z_D - \delta$$

c. 按下式验算传动比:

$$i_{XA}^B = \frac{z_A z_D}{\delta}$$

d. 验算邻接条件。

5) NGWN 型传动配齿方法及齿数组合表<sup>[3,4]</sup>

NGWN 型传动由高速级 NGW 型和低速级 NN 型传动组成, 其配齿问题转化为二级串联的 2Z-X 类传动来解决。除按二级传动分别配齿外, 尚需考虑两级之间的传动比分配并满足共同的同心条件。常用的  $C_s = 3$ , 且两个中心轮或行星轮之齿数差  $e$  为  $C_s$  之倍数的 NGWN 型传动配齿步骤如下。

① 根据要求的传动比  $i_{AE}^B$  的大小查表 13-5-10 选取适当的  $z_B$  和  $e$  值。当传动比为负值时,  $e$  取负值,  $z_B$  和  $e$  应为  $C_s$  的倍数。

表 13-5-10

与  $i_{AE}^B$  相适应的  $e$  和  $z_B$ 

$i_{AE}^B$	12 ~ 35	35 ~ 50	50 ~ 70	70 ~ 100	> 100
$e$	15 ~ 6	12 ~ 6	9 ~ 6	6 ~ 3	3
$z_B$	60 ~ 100	60 ~ 120	60 ~ 120	70 ~ 120	80 ~ 120

② 根据  $i_{AE}^B$  按下式分配传动比:

$$i_{XE}^B = \frac{i_{AE}^B}{\frac{i_{AE}^B e}{z_B - e} + 2} \quad i_{AX}^B = \frac{i_{AE}^B}{i_{XE}^B}$$

③ 计算各轮齿数:

$$z_A = \frac{z_B}{i_{AX}^B - 1}$$

由上式算出的  $z_A$  应四舍五入取整数; 为满足装配条件,  $z_A$  为  $C_s = 3$  的倍数; 若是非角变位传动, 还应使  $z_B$  与  $z_A$  同时为奇数或偶数, 以满足同心条件。若  $z_A$  不能满足这几项要求, 应重选  $z_B$  或  $e$  值另行计算。

$$z_C = \frac{1}{2} (z_B - z_A)$$

$$z_E = z_B - e$$

$$z_D = z_C - e$$

④ 按下式验算传动比:

$$i_{AE}^B = \left(\frac{z_B}{z_A} + 1\right) \frac{z_E z_C}{z_C z_C - z_B z_D}$$

必要时, 还应根据  $i_{AX}^B$  和  $z_E/z_D$  的比值查表 13-5-7 验算邻接条件。

表 13-5-11 为部分传动比  $i_{AE}^B$  对应的齿轮齿数组合表。

表 13-5-11

 $C_p = 3$  的 NGWN 型行星传动的齿数组合<sup>[1,4]</sup>

$i_{AB}^B$	齿 数					$i_{AE}^H$	齿 数				
	$z_A$	$z_H$	$z_f$	$z_c$	$z_D$		$z_A$	$z_D$	$z_E$	$z_C$	$z_D$
11.58	15	60	48	22	10	20.00*	18	90	75	36	21
11.78	21	72	60	25	13	20.24	21	78	69	28	19
12.51	21	72	60	26	14	20.25*	12	66	54	27	15
13.22*	18	60	51	21	12	20.32	21	108	90	43	25
13.45	21	84	69	31	16	20.65	18	81	69	32	20
13.48*	21	75	63	27	15	20.74	12	57	48	23	14
14.52	21	78	66	28	16	20.80*	21	99	84	39	24
15.00*	18	72	60	27	15	20.85	15	66	57	25	16
15.00	18	81	66	31	16	20.86	21	90	78	34	22
15.08*	21	87	72	33	18	21.00*	12	48	42	18	12
15.27	18	63	54	23	14	21.00*	15	75	63	30	18
15.79	15	66	54	26	14	21.00*	18	60	54	21	15
15.80	18	81	66	32	17	21.00*	18	72	63	27	18
16.40	15	60	51	22	13	21.12	21	108	90	44	26
16.43*	21	81	69	30	18	21.19	18	93	78	37	22
16.49	21	72	63	25	16	21.68	15	84	69	35	20
16.82	21	90	75	35	20	21.86	21	90	78	35	23
16.87*	18	84	69	33	18	21.90	12	69	57	28	16
16.89*	18	66	57	24	15	21.92	21	102	87	40	25
17.10*	15	69	57	27	15	22.00*	18	84	72	33	21
17.10	18	75	63	29	17	22.14*	21	111	93	45	27
17.17	15	78	63	31	16	22.15	18	93	78	38	23
17.47	12	63	51	25	13	22.23	15	66	57	26	17
17.50*	12	54	45	21	12	22.57	18	75	66	28	19
17.52	21	72	63	26	17	22.67*	12	60	51	24	15
17.55	21	84	72	31	19	22.83	21	102	87	41	26
17.61	15	60	51	23	14	22.86*	21	81	72	30	21
17.83*	21	93	78	36	21	22.91	18	105	87	43	25
17.96	18	87	72	34	19	22.94	18	63	57	22	16
18.00*	15	51	45	18	12	23.04*	15	87	72	36	21
18.11	15	78	63	32	17	23.10*	12	78	63	33	18
18.31	18	69	60	25	16	23.14*	21	93	81	36	24
18.33*	18	78	66	30	18	23.19	21	114	96	46	28
18.45	15	72	60	28	16	23.24	12	69	57	29	17
18.46	21	84	72	32	20	23.38	12	51	45	19	13
18.85	18	87	72	35	20	23.39	18	87	75	34	22
18.86*	21	75	66	27	18	23.40*	18	96	81	39	24
18.87	21	96	81	37	22	23.72	15	78	66	32	20
19.19	15	72	60	29	17	23.80*	15	57	51	21	15
19.20*	15	63	54	24	15	23.82	18	105	87	44	26
19.28	12	57	48	22	13	23.89	18	75	66	29	20
19.33*	21	105	87	42	24	24.00*	15	69	60	27	18
19.36*	15	81	66	33	18	24.00*	21	105	90	42	27
19.48	18	69	60	26	17	24.05	21	114	96	47	29
19.61	18	81	69	31	19	24.43	15	90	75	37	22
19.64*	21	87	75	33	21	24.46	21	96	84	37	25
19.71	21	96	81	38	23	24.54	18	87	75	35	25
19.98	15	54	48	19	13	24.67	12	63	54	25	16

$\frac{B}{L_{AF}}$	齿 数					$\frac{B}{L_{AF}}$	齿 数				
	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$z_E$		$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$z_E$
24.67	12	81	66	34	19	29.57*	21	75	69	27	21
24.67	18	99	84	40	25	29.72*	18	117	99	49	31
25.00*	12	72	60	30	18	29.76	21	114	99	47	32
25.00*	18	108	90	45	27	30.00*	15	87	75	36	24
25.14*	21	117	99	48	30	30.25*	12	78	66	33	21
25.19	21	108	93	43	28	30.27	21	90	81	35	26
25.29*	15	81	69	33	21	30.40*	15	63	57	24	18
25.40	12	51	45	20	14	30.44*	18	96	84	39	27
25.55	21	96	84	38	26	30.55*	18	84	75	33	24
25.56*	18	78	69	30	21	30.89	18	69	63	26	20
25.58	15	90	75	38	23	30.72	12	57	51	22	16
25.64	21	84	75	32	23	30.73	12	69	60	28	19
25.73	18	99	84	41	26	31.00*	18	108	93	45	30
25.91	21	72	66	25	19	31.00*	21	105	93	42	30
25.94	12	81	66	35	20	31.35	15	78	69	31	22
26.00*	18	90	78	36	24	31.36*	15	99	84	42	27
26.05	15	60	54	22	16	31.50	15	48	45	16	13
26.18	21	108	93	44	29	31.61	21	117	102	48	33
26.26	21	120	102	49	31	31.68	21	78	72	28	22
26.67*	18	66	60	24	18	31.95	18	99	87	40	28
26.82	12	75	63	31	19	32.00*	21	93	84	36	27
26.90*	21	99	87	39	27	32.11*	18	120	102	51	33
26.93	15	84	72	34	22	32.24	12	81	69	34	22
27.04*	15	93	78	39	24	32.44	21	120	105	49	34
27.07*	18	102	87	42	27	32.51	21	108	96	43	31
27.18	21	120	102	50	32	32.53	18	111	96	46	31
27.19	18	111	93	47	29	32.97	15	102	87	43	28
27.24*	21	87	78	33	24	33.00*	18	72	66	27	21
27.28	18	81	72	31	22	33.06	12	57	51	23	17
27.38	15	72	63	29	20	33.07	15	78	69	32	23
27.43*	21	111	96	45	30	33.25	15	90	78	38	26
27.50	18	93	81	37	25	33.31	18	99	87	41	29
27.53	21	72	66	26	20	33.57	21	120	105	50	35
27.60*	12	84	69	36	21	33.77	21	96	87	37	28
27.97	15	60	54	23	17	33.91	12	81	69	35	23
27.99*	12	54	48	21	15	35.00*	12	72	63	30	21
28.32	12	75	63	32	20	35.00*	18	102	90	42	30
28.34	21	102	90	40	28	35.10	15	66	60	26	20
28.43	18	105	90	43	28	35.10*	15	93	81	39	27
28.44*	18	114	96	48	30	35.20*	15	81	72	33	24
28.54	15	96	81	40	25	35.20*	18	114	99	48	33
28.59*	12	66	57	27	18	35.28	21	96	87	38	28
28.70	21	114	99	46	31	35.36*	21	111	99	45	33
28.73	18	81	72	32	23	35.40	18	75	69	28	22
28.83	18	69	63	25	19	35.71*	21	81	75	30	24
29.33*	15	75	66	30	21	35.92*	18	90	81	36	27
29.52	21	102	90	41	29	36.00*	12	84	72	36	24
29.57	18	105	90	44	29	36.00*	12	60	54	24	18

续表

$\frac{R}{A_E}$	齿 数					$\frac{R}{A_E}$	齿 数				
	$z_A$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$z_D$		$z_A$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$z_D$
36.75	18	117	102	49	34	48.29	18	63	60	22	19
36.96	21	114	102	46	34	48.40	12	69	63	28	22
37.14*	21	99	90	39	30	48.53*	15	93	84	39	30
37.40	15	84	75	34	25	48.57*	21	111	102	45	36
37.46	18	75	69	29	23	49.71*	21	93	87	36	30
37.80*	15	69	63	27	21	50.00*	12	84	75	36	27
38.03	18	93	84	37	28	50.40*	15	57	54	21	18
38.06	18	117	102	50	35	50.52	18	87	81	34	28
38.33	21	114	102	47	35	50.55	18	105	96	43	34
38.40*	15	51	48	18	15	51.00*	18	120	108	51	39
38.72	21	102	93	40	31	51.09	15	96	87	40	31
39.56	12	75	66	32	23	51.75	18	63	60	23	20
39.67*	18	120	105	51	36	52.57	18	105	96	44	35
39.76	18	93	84	38	29	52.61	21	114	105	47	38
40.00*	18	78	72	30	24	54.20	12	51	48	20	17
40.00*	18	108	96	45	33	54.86*	21	117	108	48	39
40.00	21	84	78	32	26	55.00*	12	72	66	30	24
40.00*	21	117	105	48	36	55.00	15	60	57	22	19
40.60	15	72	66	28	22	55.00*	15	81	75	33	27
40.60*	15	99	87	42	30	55.00*	18	108	99	45	36
40.68	21	102	93	41	32	56.00*	15	99	90	42	33
41.60*	15	87	78	36	27	56.00*	18	66	63	24	21
41.70	21	120	108	49	37	56.00*	18	90	84	36	30
41.72	12	63	57	26	20	57.57	21	72	69	26	23
41.84	18	111	99	46	34	57.57*	21	99	93	39	33
41.89*	18	96	87	39	30	58.74	12	75	69	31	25
42.17*	12	78	69	33	24	59.08	18	93	87	37	31
42.43*	21	87	81	33	27	59.15	21	120	111	50	41
42.45	15	54	51	19	16	59.50*	12	54	51	21	18
42.62	18	81	75	31	25	59.65	18	111	102	47	38
42.63	15	102	90	43	31	60.46	21	102	96	40	34
42.67*	21	105	96	42	33	61.28	15	84	78	35	29
43.16	21	120	108	50	38	61.71*	21	75	72	27	24
43.98	15	90	81	37	28	61.78	18	93	87	38	32
44.33*	18	60	57	21	18	62.22*	18	114	105	48	39
44.38	15	102	90	44	32	64.00*	15	63	60	24	21
44.90	18	81	75	32	26	64.29	18	69	66	26	23
45.00*	12	48	45	18	15	64.80*	15	87	81	36	30
45.00*	12	66	60	27	21	64.85	18	117	108	49	40
45.07	21	90	84	34	28	65.00*	18	96	90	39	33
45.33*	18	114	102	48	36	65.06	12	57	54	22	19
45.95	18	99	90	41	32	66.00*	12	78	72	33	27
46.00	15	54	51	20	17	66.00	21	78	75	28	25
46.00*	15	75	69	30	24	66.00*	21	105	99	42	36
46.04	15	90	81	38	29	68.41	15	90	84	37	31
47.17	12	81	72	35	26	69.00*	18	72	69	27	24
47.67*	18	84	78	33	27	69.09	21	108	102	43	37
48.22*	18	102	93	42	33	69.75	21	78	75	29	26

$i_{AF}^B$	齿 数					$i_{AF}^B$	齿 数				
	$z_A$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$z_D$		$z_A$	$z_B$	$z_F$	$z_C$	$z_D$
69.89*	18	120	111	51	42	121.17	15	84	81	34	31
70.08	12	81	75	34	28	122.23	18	93	90	37	34
71.22	18	99	93	41	35	122.59	12	75	72	31	28
71.79	21	108	102	44	38	124.70	21	102	99	40	37
73.71	15	66	63	26	23	127.28	15	84	81	35	32
73.87	18	75	72	28	25	127.82	18	93	90	38	35
74.28*	21	81	78	30	27	129.49	12	75	72	82	29
74.67'	18	102	96	42	36	129.91	21	102	99	41	38
75.00*	21	111	105	45	39	134.33*	18	96	93	39	36
75.40'	15	93	87	39	33	134.40*	15	87	84	36	33
76.00*	12	60	57	24	21	136.00*	21	105	102	42	39
78.00*	12	84	78	36	30	137.50*	12	78	75	33	30
78.17	18	75	72	29	26	141.02	18	99	96	40	37
78.28	21	114	108	46	40	141.71	15	90	87	37	34
79.17	15	96	90	40	34	142.23	21	108	105	43	40
79.20*	15	69	66	27	24	145.76	12	81	78	34	31
81.33	18	105	99	44	38	147.03	18	99	96	41	38
82.24	12	63	60	25	22	147.81	21	108	105	44	41
83.33*	18	78	75	30	27	148.34	15	90	87	38	35
84.57'	21	117	111	48	42	153.31	12	81	78	35	32
84.89	15	72	69	28	25	154.00*	18	102	99	42	39
88.80*	15	99	93	42	36	154.28*	21	111	108	45	42
88.00*	21	87	84	33	30	156.00*	15	93	90	39	36
88.04	21	120	114	49	43	160.90	21	114	111	46	43
88.76	18	111	105	46	40	161.13	18	105	102	43	40
94.50*	12	66	63	27	24	162.00*	12	84	81	36	33
94.67	15	102	96	44	38	163.86	15	96	93	40	37
96.00*	15	75	72	30	27	166.85	21	114	111	47	44
96.00*	18	114	108	48	42	167.58	18	105	102	44	41
99.00*	18	84	81	33	30	171.01	15	96	93	41	38
101.41	12	69	66	28	25	173.71	21	117	114	48	45
102.23	15	78	75	31	28	175.00*	18	108	105	45	42
102.86*	21	93	90	36	33	179.20*	15	99	96	42	39
103.54	18	117	111	50	44	180.72	21	120	117	49	46
104.78	18	87	84	34	31	182.58	18	111	108	46	43
107.66	12	69	66	29	26	187.04	21	120	117	50	47
107.67'	18	120	114	51	45	187.60	15	102	99	43	40
107.82	15	78	75	32	29	189.47	18	111	108	47	44
108.31	21	96	93	37	34	195.27	15	102	99	44	41
109.93	18	87	84	35	32	197.33'	18	114	111	48	45
113.16	21	96	93	38	35	205.37	18	117	114	49	46
114.40*	15	81	78	33	30	212.27	18	117	114	50	47
115.00*	12	72	69	30	27	221.00*	18	120	117	51	48
116.00*	18	90	87	36	33	225.00*	12	192	180	90	78
118.86*	21	99	96	39	36						

- 注：1. 本表适用于各齿轮端面模数相等且  $C_s=3$  的行星齿轮传动。表中个别组的  $z_A$ 、 $z_B$  及  $z_E$  也同时是 2 的倍数，这些齿数组合可适用于  $C_s=2$  的行星传动。
2. 表中有“\*”者适用于变位传动和非变位传动；无“\*”者仅适用于角变位传动。
3. 本表全部采用  $z_C > z_D$ 、 $z_B > z_E$  及  $z_C > z_A$ 、 $z_B - z_C = z_E - z_D$ 。
4. 当齿数少于 17 且不允许根切时，应进行变位。
5. 表中同一个  $i_{AE}^B$  而对应应有  $n$  个齿数组组合时，则应根据齿轮强度选择。

6) 单齿圈行星轮 NGWN 型行星传动配齿方法及齿数组合表<sup>[3,4]</sup>

对于 NGWN 型行星传动, 在最大齿数相同的条件下, 当行星轮齿数  $z_C = z_D$  时, 不仅能获得较大的传动比而且制造方便, 减少装配误差, 使各行星轮之间载荷分配均匀, 传动更平稳。虽然由于角变位增大啮合角而存在轴承寿命、传动效率和接触强度降低等缺点, 近年来应用仍有所增加, 受到人们的欢迎。这种具有公用行星轮的单齿圈 NGWN 型传动配齿步骤如下。

① 选取行星轮个数 (一般取  $C_s = 3$ )、 $z_A$  和齿数差  $\Delta = z_E - z_B$  ( $\Delta$  应尽量减小, 其最小绝对值等于  $C_s$ )。

② 根据要求的  $i_{AE}^B$  按下式计算  $z_E$ 、 $z_B$  和  $z_C$ 。

$$z_E = \frac{1}{2} \sqrt{(z_A - \Delta)^2 + 4i_{AE}^B z_A \Delta} - \frac{z_A - \Delta}{2}$$

$$z_B = z_E - \Delta$$

如果  $z_B < z_E$ ,  $z_E$  与  $z_A$  之差为偶数时,

$$z_C = \frac{1}{2} (z_E - z_A) - 1$$

$z_E$  与  $z_A$  之差为奇数时,

$$z_C = \frac{1}{2} (z_E - z_A) - 0.5$$

如果  $z_B > z_E$ ,  $z_B$  与  $z_A$  之差为偶数时,

$$z_C = \frac{1}{2} (z_B - z_A) - 1$$

$z_B$  与  $z_A$  之差为奇数时,

$$z_C = \frac{1}{2} (z_B - z_A) - 0.5$$

③ 验算装配条件。

④ 按下式验算传动比:

$$i_{AE}^B = \left( \frac{z_B}{z_A} + 1 \right) \left( \frac{z_E}{z_E - z_B} \right)$$

⑤ 必要时验算邻接条件。

⑥ 为满足同心条件进行齿轮变位计算。

表 13-5-12 为  $C_s = 3$  的单齿圈行星轮 NGWN 型传动部分传动比  $i_{AE}^B$  对应的齿轮齿数组合表。

表 13-5-12  $C_s = 3$  的单齿圈行星轮 NGWN 型传动齿数组合<sup>[4]</sup>

$i_{AE}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$i_{AE}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_E$	$z_C$
44.213	15	36	39	11	79.200	15	51	54	19
50.399	15	39	42	13	79.200*	30	69	72	20
52.000	12	36	39	13	79.300	20	58	61	20
54.000	15	42	45	14	79.750*	24	63	66	20
59.499	12	39	42	14	80.500	16	53	56	19
64.000	15	45	48	16	81.000	21	60	63	20
67.500	12	42	45	16	81.600*	25	65	68	21
69.000*	18	51	54	17	81.882	17	55	58	20
69.440*	25	59	62	18	83.333	18	57	60	20
70.000	14	46	49	17	83.462*	26	67	70	21
71.400	15	48	51	17	84.842	19	59	62	21
72.500*	20	55	58	18	85.000	12	48	51	19
72.875	16	50	53	18	85.000*	30	72	75	22
73.500*	24	60	63	19	85.333*	27	69	72	22
73.600*	30	66	69	19	85.615	13	50	53	19
74.412	17	52	55	18	86.250*	24	66	69	22
75.400*	25	62	65	19	86.400	20	61	64	21
76.000	18	54	57	19	87.400	15	54	57	20
77.632	19	56	59	19	88.000	21	63	66	22
78.000	14	49	52	18	88.500	16	56	59	21

续表

$\frac{B}{I_{AE}}$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$\frac{B}{I_{AF}}$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$
89.636	22	65	68	22	114.750	16	65	68	25
89.706	17	58	61	21	114.750	24	78	81	28
89.846*	26	70	73	23	115.000	12	57	60	23
90.999	18	60	63	22	115.294	17	67	70	26
91.000*	30	75	78	23	115.310	29	85	88	29
91.304	23	67	70	23	116.000	18	69	72	26
92.368	19	62	65	22	116.200	25	80	83	28
93.000*	24	69	72	23	116.842	19	71	74	27
93.500*	28	74	77	24	117.000*	30	87	90	29
93.800	20	64	67	23	117.692	26	82	85	29
94.500	12	51	54	20	117.800	20	73	76	27
94.769	13	53	56	21	118.857	21	75	78	28
95.286	14	55	58	21	119.222	27	84	87	29
95.286	21	66	69	23	120.000	22	77	80	28
95.345*	29	76	79	24	120.786	28	86	89	30
96.000	15	57	60	22	121.217	23	79	82	29
96.462*	26	73	76	24	122.379	29	88	91	30
96.818	22	68	71	24	122.500	24	81	84	29
96.875	16	59	62	22	123.840	25	83	86	30
97.200*	30	78	81	25	124.000	30	90	93	31
97.882	17	61	64	23	124.200	15	66	69	26
98.222*	27	75	78	25	124.250	16	68	71	27
98.391	23	70	73	24	124.429	14	64	67	26
99.000	18	63	66	23	124.529	17	70	73	27
100.000	24	72	75	25	125.000	13	62	65	25
100.000*	28	77	80	25	125.000	18	72	75	28
100.211	19	65	68	24	125.231	26	85	88	30
101.500	20	67	70	25	125.632	19	74	77	28
101.640	25	74	77	25	126.000	12	60	63	25
102.857	21	69	72	25	126.400	20	76	79	29
103.308	26	76	79	26	127.286	21	78	81	29
103.600*	30	81	84	26	127.313	32	94	97	32
104.273	22	71	74	25	128.143	28	89	92	31
104.385	13	56	59	22	128.273	22	80	83	30
104.500	12	54	57	22	129.348	23	82	85	30
104.571	14	58	61	23	129.655	29	91	94	32
105.000	15	60	63	23	130.500	24	84	87	31
105.625	16	62	65	24	131.200	30	93	96	32
106.412	17	64	67	24	131.720	25	86	89	31
106.714*	28	80	83	27	133.000	26	88	91	32
107.250	24	75	78	26	134.118	17	73	76	29
107.333	18	66	69	25	134.125	16	71	74	28
108.368	19	68	71	25	134.333	18	75	78	29
108.448*	29	82	85	27	134.400	15	69	72	28
108.800	25	77	80	27	134.737	19	77	80	30
109.500	20	70	73	26	135.000	14	67	70	27
110.200*	30	84	87	28	135.300	20	79	82	30
110.385	26	79	82	27	135.714	28	92	95	33
110.714	21	72	75	26	136.000	13	65	68	27
112.000	22	74	77	27	136.000	21	81	84	31
112.000	27	81	84	28	137.138	29	94	97	33
113.384	23	76	79	27	137.500	12	63	66	26
113.643	28	83	86	28	137.739	23	85	88	32
114.286	14	61	64	24	138.600	30	96	99	34
114.400	15	63	66	25	138.750	24	87	90	32
114.462	13	59	62	24	139.840	25	89	92	33

续表

$i_{AE}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$	$i_{AE}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_C$	$z_D$
141.000	26	91	94	33	165.640	25	98	101	37
142.222	27	93	96	34	166.000	16	80	83	33
143.500	28	95	98	34	166.385	26	100	103	38
144.000	18	78	81	31	167.400	15	78	81	32
144.158	19	80	83	31	169.286	14	76	79	32
144.375	16	74	77	30	170.200	30	108	111	40
144.500	20	82	85	32	173.714	21	93	96	37
144.828	29	97	100	35	173.900	20	91	94	36
145.000	15	72	75	29	174.250	24	99	102	38
145.000	21	84	87	32	174.720	25	101	104	39
145.636	22	86	89	33	175.000	12	72	75	31
146.000	14	70	73	29	175.000	18	87	90	35
146.200	30	99	102	35	175.308	26	103	106	39
146.391	23	88	91	33	176.000	17	85	88	35
147.250	24	90	93	34	176.000	27	105	108	40
147.462	13	68	71	28	176.786	28	107	110	40
148.200	25	92	95	34	177.655	29	109	112	41
149.231	26	94	97	35	178.600	30	111	114	41
149.500	12	66	69	28	179.200	15	81	84	34
150.333	27	96	99	35	183.636	22	98	101	39
151.500	28	98	101	36	183.750	24	102	105	40
152.724	29	100	103	36	184.300	20	94	97	38
153.895	19	83	86	33	184.615	13	77	80	33
154.000	18	81	84	32	185.000	19	92	95	37
154.000	20	85	88	33	185.000	27	108	111	41
154.000	30	102	105	37	186.000	18	90	93	37
154.286	21	87	90	34	187.200	30	114	117	43
154.353	17	79	82	32	188.500	12	75	78	32
154.727	22	89	92	34	189.125	16	86	89	36
155.000	16	77	80	31	191.400	15	84	87	35
155.304	23	91	94	35	193.500	24	105	108	41
156.000	15	75	78	31	193.600	25	107	110	42
156.000	24	93	96	35	193.846	26	109	112	42
156.800	25	95	98	36	194.222	27	111	114	43
157.429	14	73	76	30	194.714	28	113	116	43
157.692	26	97	100	36	195.000	20	97	100	39
158.667	27	99	102	37	195.310	29	115	118	44
159.714	28	101	104	37	196.000	19	95	98	39
160.828	29	103	106	38	196.000	30	117	120	44
162.000	12	69	72	29	197.333	18	93	96	38
162.000	30	105	108	38	201.250	16	89	92	37
163.800	20	88	91	35	202.500	12	78	81	34
164.333	18	84	87	34	203.500	24	108	111	43
165.000	17	82	85	33	203.667	27	114	117	44
165.000	24	96	99	37	204.000	15	87	90	37



续表

$i_{AF}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_E$	$z_C$	$i_{AE}^B$	$z_A$	$z_B$	$z_E$	$z_C$
204.000	28	116	119	45	250.714	21	114	117	47
204.448	29	118	121	45	253.000	20	112	115	47
205.000	21	102	105	41	253.000	30	135	138	53
205.000	30	120	123	46	253.500	16	101	104	43
206.000	20	100	103	41	254.222	27	129	132	52
209.000	18	96	99	40	255.000	26	127	130	51
213.333	27	117	120	46	256.000	25	125	128	51
213.440	25	113	116	45	257.250	24	123	126	50
213.500	28	119	122	46	258.400	15	99	102	43
213.750	16	92	95	39	259.000	18	108	111	46
213.750	24	111	114	44	263.200	30	138	141	55
214.200	30	123	126	47	263.500	12	90	93	40
215.000	22	107	110	43	264.286	14	97	100	42
216.000	21	105	108	43	265.000	27	132	135	53
217.000	12	81	84	35	265.500	20	115	118	48
217.000	15	90	93	38	266.000	26	130	133	53
217.300	20	103	106	42	267.240	25	128	131	52
221.000	14	88	91	38	267.500	16	104	107	45
221.000	18	99	102	41	268.750	24	126	129	52
223.345	29	124	127	48	272.727	22	122	125	51
223.385	26	118	121	47	273.000	15	102	105	44
223.600	30	126	129	49	273.600	30	141	144	56
223.720	25	116	119	46	275.000	28	137	140	55
224.250	24	114	117	46	276.000	27	135	138	55
225.000	23	112	115	45	278.300	20	118	121	50
226.000	22	110	113	45	278.720	25	131	134	54
226.625	16	95	98	40	280.000	12	93	96	41
228.900	20	106	109	44	280.500	24	129	132	53
230.400	15	93	96	40	281.875	16	107	110	46
232.000	12	84	87	37	284.200	30	144	147	58
233.103	29	127	130	50	285.000	29	142	145	57
233.200	30	129	132	50	286.000	18	114	117	49
233.333	18	102	105	43	286.000	28	140	143	57
234.240	25	119	122	48	287.222	27	138	141	56
235.000	14	91	94	39	288.000	15	105	108	46
235.000	24	117	120	47	288.000	21	123	126	52
236.000	23	115	118	47	290.440	25	134	137	55
238.857	21	111	114	46	291.400	20	121	123	51
239.875	16	98	101	42	292.500	24	132	135	55
240.800	20	109	112	45	294.913	23	130	133	54
243.000	30	132	135	52	295.000	30	147	150	59
243.158	19	107	110	45	295.286	14	103	106	45
243.667	27	126	129	50	296.000	29	145	148	59
244.200	15	96	99	41	296.625	16	110	113	48
245.000	25	122	125	49	297.000	12	96	99	43
246.000	18	105	108	44	297.214	28	143	146	58
246.000	24	120	123	49	298.667	27	141	144	58
247.500	12	87	90	38	300.000	18	117	120	50
249.412	17	103	106	44					

注：1. 本表的传动比为  $i_{AE}^B = 64 \sim 300$ ，其传动比可按下式计算：

$$i_{AF}^B = \left(1 + \frac{z_B}{z_A}\right) \times \frac{z_E}{z_F - z_B}$$

2. 表中的中心轮 A 的齿数为  $z_A = 12 \sim 30$  (仅有一个  $z_A > 30$ )，且大都满足下列关系式：  
 $z_A \leq z_C$  (除标有 \* 号外)

$$z_B < z_E$$

3. 本表适用于行星轮数  $C_s = 3$  的单齿圈 NGWN 型传动 (有的也适用于  $C_s = 2$  的传动)，且满足下列安装条件：

$$\frac{z_A + z_B}{C_s} = C \text{ (整数)}, \frac{z_A + z_E}{C_s} = C' \text{ (整数)}$$

4. 本表中的各轮齿数关系也适合于中心轮 E 固定的单齿圈 NGWN 型传动；但应按下式换算  $i_{AB}^B = 1 - i_{AE}^B$  或  $|i_{AB}^B| = i_{AE}^B - 1$ 。

### 4.3 变位方式及变位系数的选择

在渐开线行星齿轮传动中,合理采用变位齿轮可以获得如下效果:获得准确的传动比、改善啮合质量和提高承载能力,在保证所需传动比前提下得到合理的中心距、在保证装配及同心等条件下使齿数的选择具有较大的灵活性。

变位齿轮有高变位和角变位,两者在渐开线行星齿轮传动中都有应用。高变位主要用于消除根切和使相啮合齿轮的滑动比及弯曲强度大致相等。角变位主要用于更灵活地选择齿数,拼凑中心距,改善啮合特性及提高承载能力。由于高变位的应用在某些情况下受到限制,因此角变位在渐开线行星齿轮传动中应用更为广泛。

常用行星齿轮传动的变位方法及变位系数可按表 13-5-13 及图 13-5-4、图 13-5-5 和图 13-5-6 确定。

表 13-5-13 常用行星齿轮传动变位方式与变位系数的选择

传动型式	高 变 位	角 变 位
NGW	<p>1. <math>i_{AX}^B &lt; 4</math> 太阳轮负变位,行星轮和内齿轮正变位。即:</p> $-x_A = x_C = x_B$ <p><math>x_A</math> 和 <math>x_C</math> 按图 13-5-4 及图 13-5-5 确定,也可按本篇第 1 章的方法选择</p>	<p>1. 不等角变位 应用较广。通常使啮合角在下列范围 外啮合: <math>\alpha'_{AC} = 24^\circ \sim 26^\circ 30'</math> (个别甚至达 <math>29^\circ 50'</math>) 内啮合: <math>\alpha'_{CB} = 17^\circ 30' \sim 21^\circ</math> 此法是在 <math>z_A</math> 和 <math>z_B</math> 不变,而将 <math>z_C</math> 减少 1~2 齿的情况下实现的。 这样可以显著提高外啮合的承载能力。根据初选齿数,利用图 13-5-4 预计啮合角大小(初定啮合角于上述范围内);然后计算出 <math>x_{\Sigma AC}</math>、<math>x_{\Sigma CB}</math>,最后按图 13-5-5 或本篇第一章的方法分配变位系数</p>
	<p>2. <math>i_{AX}^B \geq 4</math> 太阳轮正变位,行星轮和内齿轮负变位。即:</p> $x_A = -x_C = -x_B$ <p><math>x_A</math> 和 <math>x_C</math> 按图 13-5-4 及图 13-5-5 确定,也可按本篇第 1 章的方法选择</p>	<p>2. 等角变位 各齿轮齿数关系不变,即: <math display="block">z_A + z_C = z_B - z_C</math> 变位系数之间的关系为: <math display="block">x_B = 2x_C + x_A</math> 变位系数大小以齿轮不产生根切为准。总变位系数不能过大,否则影响内齿轮弯曲强度。通常取啮合角 <math>\alpha'_{AC} = \alpha'_{CB} = 22^\circ</math> 对于直内轮传动,当 <math>x_A &lt; x_C</math> 时推荐取 <math display="block">x_A = x_C = 0.5</math></p>
		<p>3. 当传动比 <math>i_{AX}^B \leq 5</math> 时,推荐取 <math>\alpha'_{AC} = 24^\circ \sim 25^\circ</math>, <math>\alpha'_{CB} = 20^\circ</math>,即外啮合为角变位,内啮合为高变位。此时, <math>\alpha'_{CB} = \frac{1}{2} \pi (z_B - z_C)</math> 式中, <math>z_C</math> 一齿数减少后的实际行星轮齿数</p>
NW	<p>1. 内齿轮 B 及行星轮 D 采用正变位,即: <math display="block">x_D = x_B</math></p> <p>2. <math>z_A &lt; z_C</math> 时,太阳轮 A 正变位,行星轮 C 负变位,即: <math display="block">x_A = -x_C</math></p> <p>3. <math>z_A &gt; z_C</math> 时,太阳轮 A 负变位,行星轮 C 正变位,即: <math display="block">-x_A = x_C</math></p> <p>4. <math>x_A</math> 和 <math>x_C</math> 按图 13-5-4 及图 13-5-5 确定,也可按本篇第 1 章的方法选择</p>	<p>一般情况下: 取 <math>\alpha_{AC} = 22^\circ \sim 27^\circ</math> 和 <math>x_{\Sigma AC} &gt; 0</math> 当 <math>z_C &lt; z_D</math> 时: 取 <math>\alpha_{DB} = 17^\circ \sim 20^\circ</math> 和 <math>x_{\Sigma DB} \leq 0</math> 当 <math>z_C &gt; z_D</math> 时: 取 <math>\alpha_{DB} = 20^\circ</math> 和 <math>x_{\Sigma DB} \approx 0</math> 用图 13-5-4 预计啮合角大小,确定各齿轮啮合副变位系数和,然后按图 13-5-5 或本篇第 1 章的方法分配变位系数</p>
NGWN (I)型	<p>1. 内齿轮 E 及行星轮 D 采用正变位,即: <math display="block">x_D = x_E</math></p> <p>2. 当 <math>z_A &lt; z_C</math> 时: 如果 <math>z_A &lt; 17</math>,太阳轮 A 采用正变位,行星轮 C 与内齿轮 B 采用负变位,即: <math>x_A = -x_C = -x_B</math> 如果 <math>z_A &gt; 17</math>,太阳轮无根切危险时,因行星轮受力较大,行星轮不宜采用负变位,故不宜采用高变位传动</p>	<p>1. <math>z_A + z_C = z_B - z_C = z_E - z_D</math> 由于未变位时的中心距 <math>a_{AC} = a_{CB} = a_{DE}</math>; 啮合角 <math>\alpha'_{AC} = \alpha'_{CB} = \alpha'_{DE}</math>。因此可采用非变位传动,亦可采用等角变位</p> <p>2. <math>z_A + z_C &lt; z_B - z_C = z_E - z_D</math> 由于未变位时的中心距 <math>a_{AC} &lt; a_{CB} = a_{DE}</math>,则当 <math>z_B &gt; z_E</math> 时,建议取中心距 <math>a' = a'_{CB} = a'_{DE}</math>。于是, <math>\alpha'_{AC} &lt; \alpha</math>; 则 A-C 传动即可实现 <math>x_{\Sigma AC} &gt; 0</math> 的变位。根据初选齿数,利用图 13-5-4 预计啮合角大小,然后计算出各对啮合副变位系数和。最后按图 13-5-5 或本篇第 1 章的方法分配变位系数</p>

传动型式	高变位	角变位
NGWN (I)型	<p>3. 当 <math>z_A &gt; z_C</math> 时: 太阳轮 A 负变位, 行星轮 C 及内齿轮 B 正变位即: <math>-x_A = x_C = x_B</math></p> <p>4. <math>x_A</math> 和 <math>x_C</math> 按图 13-5-4 和图 13-5-5 确定, 也可按本篇第 1 章的方法选择</p>	<p>当 <math>z_A &lt; z_F</math> 时, C-B 传动和 D-E 传动都不必变位</p> <p>3. <math>z_A + z_C &gt; z_B - z_C = z_F - z_D</math></p> <p>由于未变位时的中心距 <math>a_{AC} &gt; a_{CB} = a_{DE}</math>, 此时不可避免要使内齿轮正变位, 而降低内齿轮弯曲强度 (在 NGWN 传动中, 由于内啮合副承担比外啮合副大得多的圆周力, 故不宜使内齿轮正变位, 仅在必要时, 可取较小的变位系数), 因此一般较少用于重载传动。建议中心距 <math>a' = a_{AC} - (0.3 \sim 0.5)(a_{AC} - a_{CB})</math>。同样用图 13-5-4 预计啮合角大小, 并确定各啮合副变位系数和, 再按图 13-5-5 或本篇第 1 章的方法分配变位系数</p> <p>4. <math>z_B - z_C &lt; z_A + z_C &lt; z_E - z_D</math></p> <p>可使 D-E 传动不变位或高变位; 使 A-C 及 C-B 传动实现 <math>x_{ZAC} &gt; 0</math> 及 <math>x_{ZCB} &gt; 0</math> 的变位</p>
NGWN (II)型		<p>1<sup>[5]</sup>. 在一般情况下, 内齿圈的变位系数推荐采用 <math>x_E = +0.25</math>, 而内齿圈 E 和 B 的顶圆直径按 <math>d_{aE} = d_{aB} = d_b - 1.4m = (z_E - 1.4)m</math> 计算; 行星轮 C 的顶圆直径 <math>d_{aC}</math> 应由 A-C 外啮合齿轮副的几何尺寸计算确定。以避免切齿和啮合传动中的齿廓干涉</p> <p>2. C-E 齿轮副啮合角的选取应使其中心轮 A 的变位系数为 <math>x_A \approx 0.3</math></p> <p>(1) 当齿数差 <math>z_E - z_A</math> 为奇数, 且变位系数 <math>x_C = x_E = +0.25</math> 时, 可使 <math>x_A \approx 0.3</math></p> <p>(2) 当齿数差 <math>z_E - z_A</math> 为偶数时, C-E 齿轮副的啮合角 <math>\alpha'_E</math> 根据 <math>z_E</math> 值由图 13-5-6 的线图选取可使 <math>x_A \approx 0.3</math></p> <p>(3) 若允许中心轮 A 有轻微根切, 则可取其变位系数 <math>x_A = 0.20 \sim 0.25</math>。当齿数差 <math>z_E - z_A</math> 为奇数和变位系数 <math>x_C = x_E = 0.27 \sim 0.32</math> 时, 可满足上述条件。此时 C-E 齿轮副的啮合角 <math>\alpha'_E = 20^\circ</math>, 为高度变位</p>

注: 1. 表中数值均指各传动型式中齿轮模数相同。  
2. 对斜齿轮传动, 表中  $x$  为法向变位系数  $x_n$ ,  $\alpha'$  为端面啮合角。

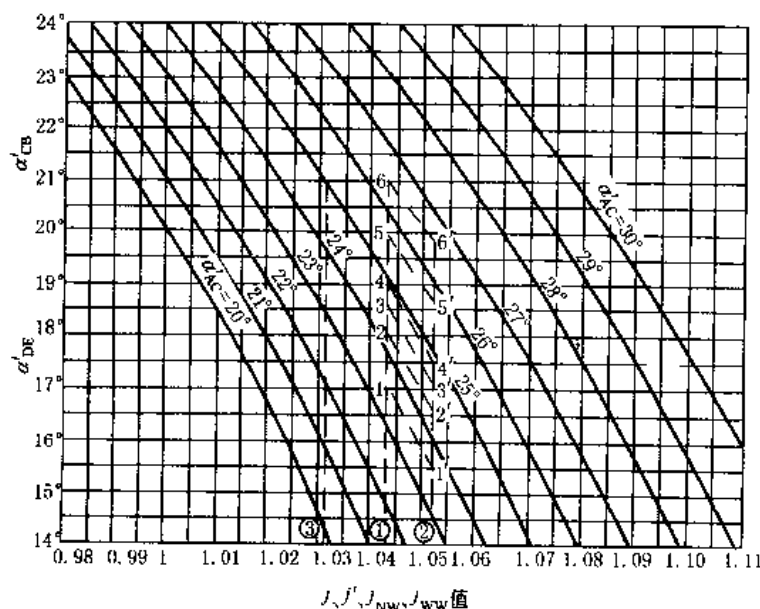


图 13-5-4 变位传动的端面啮合角

$$j = \frac{z_B - z_C}{z_A + z_C} (\text{用于 NGW 型}); j' = \frac{z_F - z_D}{z_A + z_C} (\text{连同 } j \text{ 用于 NGWN 型});$$

$$j_{NW} = \frac{z_B - z_D}{z_A + z_C} (\text{用于 NW 型}); j_{WW} = \frac{z_B + z_D}{z_A + z_C} (\text{用于 WW 型})$$

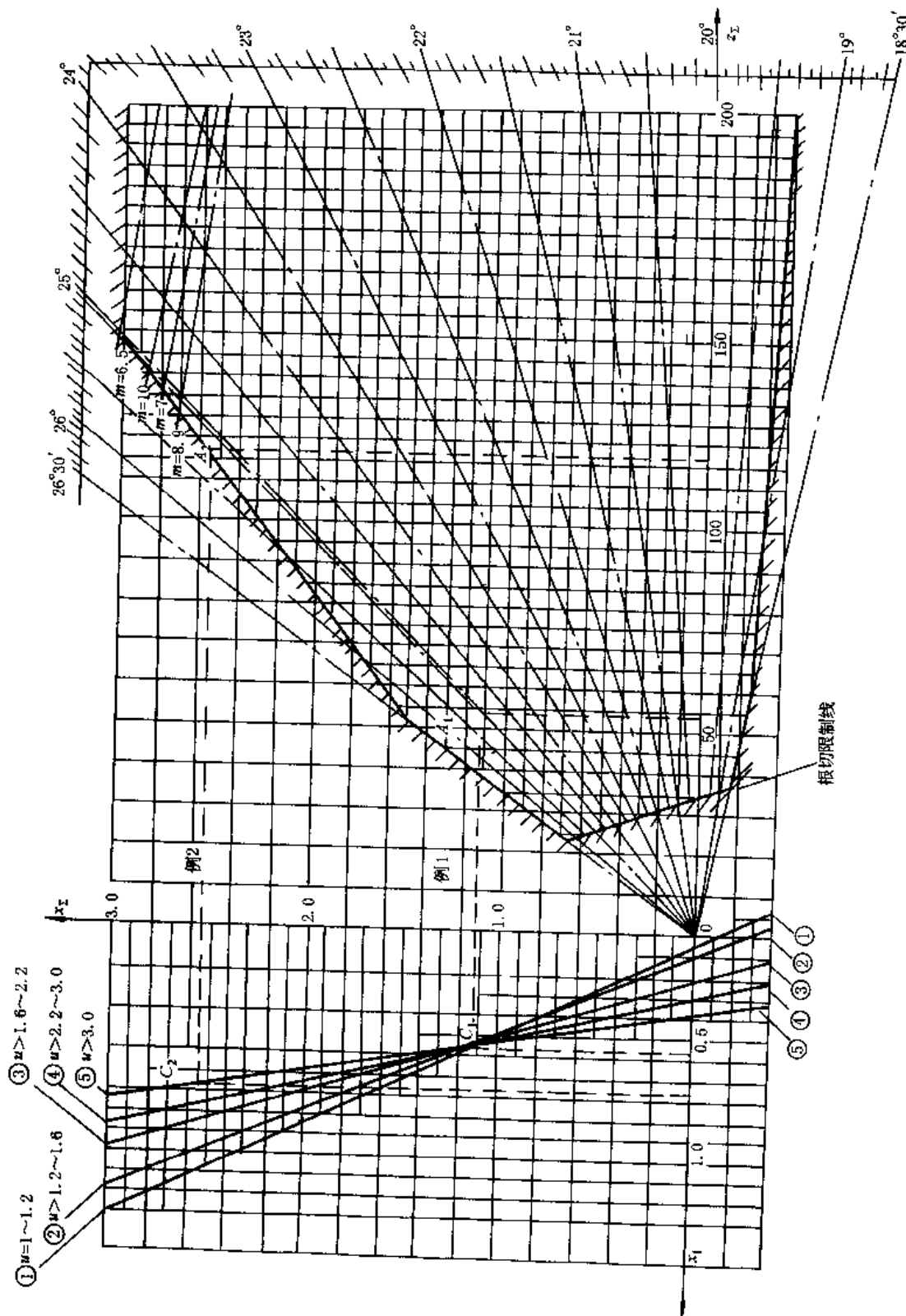


图 13-5-5 选择变位系数的线图 ( $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1.0$ ,  $u$  为齿数比,  $m$  为模数)<sup>[4]</sup>

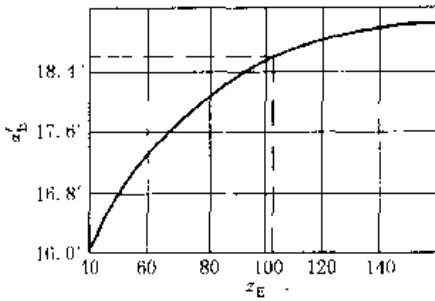


图 13-5-6 确定 NGWN (II) 型传动啮合角的线图<sup>[5]</sup>

图 13-5-5 的应用举例如下:

已知: 一对齿轮, 齿数  $z_1 = 21, z_2 = 33$ , 模数  $m = 2.5\text{mm}$ , 中心距  $a' = 70\text{mm}$ , 确定其变位系数。

解 1) 根据确定的中心距  $a'$  求啮合角  $\alpha'$ 。

$$\cos \alpha' = \frac{m}{2a'} (z_1 + z_2) \cos \alpha = \frac{2.5}{2 \times 70} \times (21 + 33) \cos 20^\circ = 0.90613$$

因此,  $\alpha' = \arccos 0.90613 = 25^\circ 01' 25''$

2) 图 13-5-5 中, 由  $O$  点按  $\alpha' = 25^\circ 01' 25''$  作射线, 与  $x_\Sigma = z_1 + z_2 = 21 + 33 = 54$  处向上引垂线, 相交于  $A_1$  点,  $A_1$  点纵坐标即为所求总变位系数  $x_\Sigma$  (见图例,  $x_\Sigma = 1.12$ )。  $A_1$  点在线图许用区内, 故可用。

$x_\Sigma$  也可根据  $\alpha'$  按无侧隙啮合方程式  $x_\Sigma = \frac{(z_2 \pm z_1) (\text{inv} \alpha' - \text{inv} \alpha)}{2 \tan \alpha}$  求得。

3) 根据齿数比  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{33}{21} = 1.57$ , 故应按左图的斜线 2 分配变位系数, 即

自  $A_1$  点作水平线与斜线 2 交于  $C_1$  点;  $C_1$  点的横坐标  $x_1 = 0.55$ , 则  $x_2 = x_\Sigma - x_1 = 1.12 - 0.55 = 0.57$ 。

图 13-5-4 示例:

例 1 求  $j = 1.043$  的 NGW 型行星齿轮传动的啮合角  $\alpha'_{AC}, \alpha'_{CB}$ 。

解 在横坐标上取  $j = 1.043$  之①点, 由①点向上引垂线, 可在此垂线上取无数点作为  $\alpha'_{AC}$  与  $\alpha'_{CB}$  的组合, 如 1 点 ( $\alpha'_{AC} = 23^\circ 30', \alpha'_{CB} = 17^\circ$ ), ..., 6 点 ( $\alpha'_{AC} = 26^\circ 30', \alpha'_{CB} = 21^\circ$ )。从中选取比较适用的啮合角组合, 如 2 点~5 点之间各点。

例 2 求  $j = 1.043, j' = 1.052$  的 NGWN 型行星齿轮传动的各啮合角组合。

解 先按  $j$  值及  $j'$  值由①点和②点分别做垂线, ①点的垂线上, 1, 2, ..., 6 的对应点为②点垂线上的 1', 2', ..., 6'。从而得啮合角组合, 如 1-1' ( $\alpha'_{AC} = 23^\circ 30', \alpha'_{CB} = 17^\circ, \alpha'_{DE} = 15^\circ 20'$ ) ... 6-6' ( $\alpha'_{AC} = 26^\circ 30', \alpha'_{CB} = 21^\circ, \alpha'_{DE} = 19^\circ 45'$ ) 等无数个啮合角组合, 从中选取比较合适的啮合角组合, 如可选  $\alpha'_{AC} = 26^\circ, \alpha'_{CB} = 20^\circ 25', \alpha'_{DE} = 19^\circ$  的啮合角组合。

例 3 求  $j_{NW} = 1.031$  的 NW 型行星齿轮传动的啮合角组合。

解 按  $j_{NW}$  值在横坐标上找到③点, 由③点向上做垂线, 从垂线上无数点中选取比较合适的啮合角组合, 如  $\alpha'_{AC} = 24^\circ 15', \alpha'_{DB} = 20^\circ$  的一点。

### 4.4 齿形角

通常采用齿形角  $\alpha = 20^\circ$  的渐开线齿轮。在 NGW 型行星齿轮传动中, 因为在各轮之间由啮合所产生的径向力相互抵消或近似抵消, 所以可以采用齿形角  $\alpha > 20^\circ$ , 低速重载可用  $\alpha = 25^\circ$ 。增大齿形角可以增加径向力, 有利于载荷在各行星轮之间的均匀分布。

### 4.5 多级行星齿轮传动的传动比分配

多级行星齿轮传动各级传动比的分配原则是获得各级传动的等强度和最小的外形尺寸。在两级 NGW 型行星齿轮传动中, 欲得到最小的传动径向尺寸, 可使低速级内齿轮分度圆直径  $d_{BII}$  与高速级内齿轮分度圆直径  $d_{BI}$  之比 ( $d_{BII}/d_{BI}$ ) 接近于 1。通常使  $d_{BII}/d_{BI} = 1 \sim 1.2$ 。

NGW 型两级行星齿轮传动的传动比可利用图 13-5-7 进行分配, 图中  $i_1$  和  $i$  分别为高速级及总的传动比,  $E$  可按下列式计算:

$$E = AB^8 \tag{13-5-10}$$

式中,  $B = \frac{d_{BII}}{d_{BI}}$

$$A = \frac{C_{eII} \phi_{aII} K_{cI} K_{VI} K_{HPI} Z_{NI}^2 Z_{WI}^2 \sigma_{HlimII}^2}{C_{eI} \phi_{dI} K_{cII} K_{VI} K_{HPII} Z_{NI}^2 Z_{WI}^2 \sigma_{HlimI}^2}$$

式中和图中代号的角标 I 和 II 分别表示高速级和低速级;  $C_e$  为行星轮数目;  $K_c$  为载荷分布系数, 按表 13-5-18 选取;  $K_{HP}$  为接触强度的载荷分布系数, 其他代号见本篇第 1 章。  $K_V, K_{HP}$  及  $Z_N^2$  的比值, 可用类比法进行试凑, 或取三项比值的乘积  $\left( \frac{K_{VI} K_{HPI} Z_{NI}^2}{K_{VII} K_{HPII} Z_{NI}^2} \right)$  等于 1.8 ~ 2。齿面工作硬化系数  $Z_W$  按第 1 章方法确定, 一般可取  $Z_W = 1$ 。如果全部采用硬度  $> 350\text{HB}$  的齿轮时, 可

取  $\frac{Z_{WI}^2}{Z_{WII}^2} = 1$ 。最后算得之  $E$  值如果大于 6, 则取  $E = 6$ 。

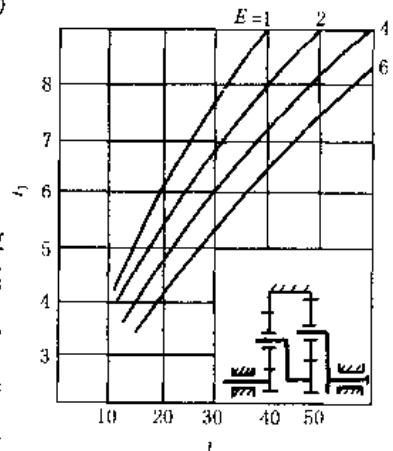


图 13-5-7 两级 NGW 型传动比分配

## 5 行星齿轮传动齿轮强度计算

### 5.1 受力分析

行星齿轮传动的主要受力构件有中心轮、行星轮、行星架、行星轮轴及轴承等。为进行轴及轴承的强度计算，需分析行星齿轮传动中各构件的载荷情况。在受力分析时，假定各套行星轮载荷均匀，这样仅分析一套即可，其他类同。各构件在输入转矩作用下都处于平衡状态，构件间的作用力等于反作用力。图 13-5-8、图 13-5-9、图 13-5-10 分别为 NGW、NW、NGWN 型直齿或人字齿轮行星传动的受力分析图。表 13-5-14、表 13-5-15、表 13-5-16 分别为与之对应的各元件受力计算公式。

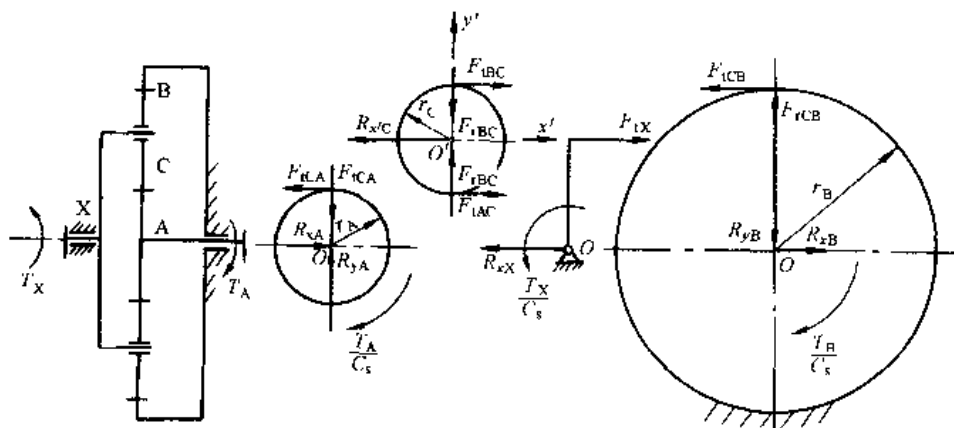


图 13-5-8 NGW 型行星齿轮传动受力分析

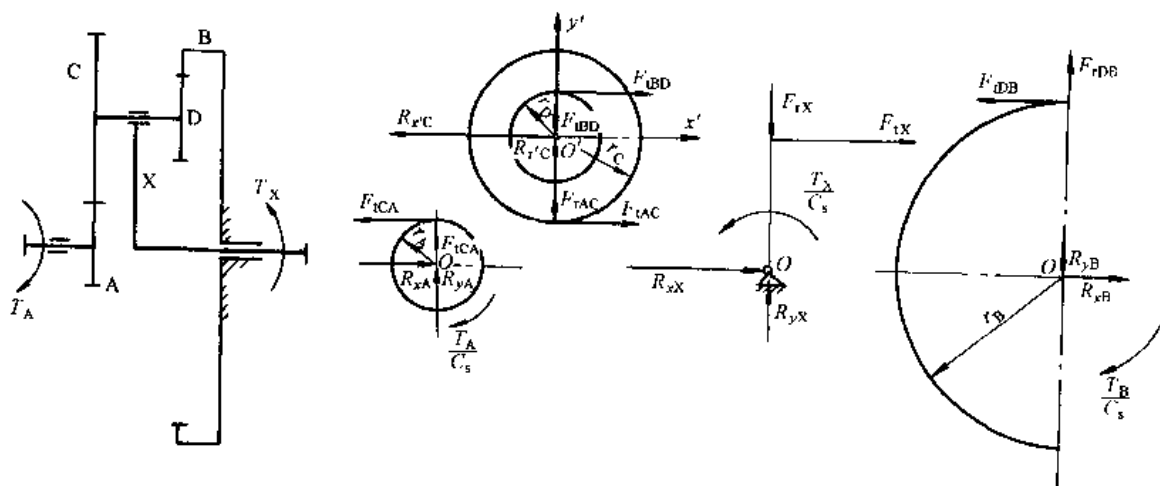


图 13-5-9 NW 型行星齿轮传动受力分析

当计算行星轮轴承时，轴承受载情况在中低速的条件下可按表中公式计算。而在高速时，还要考虑行星轮在公转时产生的离心力  $F_m$ ，它作为径向力作用在轴承上。

$$F_m = G a \left( \frac{\pi n_X}{30} \right)^2 \quad (\text{N}) \quad (13-5-11)$$

式中  $G$ ——行星轮质量，kg；  
 $n_X$ ——行星架转速，r/min；  
 $a$ ——齿轮传动的中心距，m。

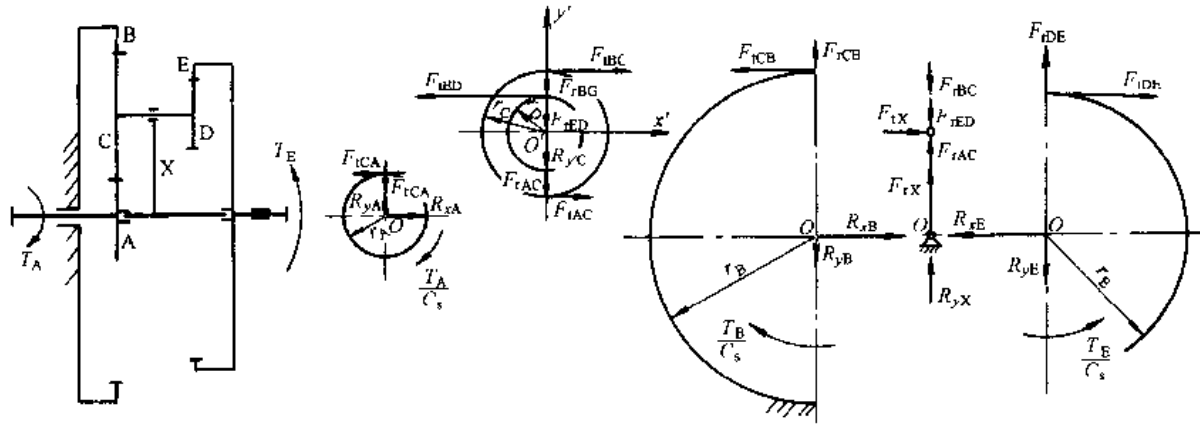


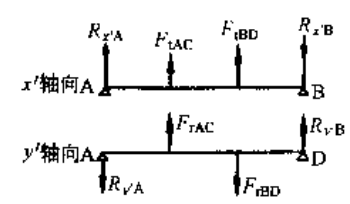
图 13-5-10 NGWN 型行星齿轮传动受力分析

表 13-5-14 NGW 型各元件受力计算公式

项 目	太阳轮 A	行星轮 C	行星架 X	内齿轮 B
切向力	$F_{tCA} = \frac{1000T_A}{C_s r_A}$	$F_{tAC} = F_{tCA} \approx F_{tBC}$	$F_{tX} = R_{sC}^A \approx 2F_{tAC}$	$F_{tCB} = F_{tBC} \approx F_{tCA}$
径向力	$F_{rCA} = F_{tCA} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rAC} = F_{tCA} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \approx F_{rBC}$	$R_{yX} \approx 0$	$F_{rCB} = F_{tBC}$
单个行星轮, 作用在轴上或行星轮轴上的力	$R_{xA} = F_{rCA}$ $R_{yA} = F_{rCA}$	$R_{yC} \approx 2F_{tAC}$ $R_{yC} \approx 0$	$R_{sX} = F_{tX} \approx 2F_{tAC}$ $R_{yX} \approx 0$	$R_{xB} = F_{tCB}$ $R_{yB} = F_{rCB}$
各行星轮作用在轴上的总力及转矩	$\Sigma R_{xA} = 0$ $\Sigma R_{yA} = 0$ $T_A = \frac{F_{tCA} r_A C_s}{1000}$	$\Sigma R_{yC} = 0$ $\Sigma R_{yC} = 0$ 对行星轮轴 ( $O'$ 轴) 的转矩 $T_{O'} = 0$	$\Sigma R_{sX} = 0$ $\Sigma R_{yX} = 0$ $T_X = -T_A i_{AX}^B$	$\Sigma R_{xB} = 0$ $\Sigma R_{yB} = 0$ $T_B = T_A \frac{z_B}{z_A}$

注: 1. 表中公式适用于行星轮数目  $C_s \geq 2$  的直齿或人字齿轮行星传动。对  $C_s = 1$  的传动, 则  $\Sigma R_{xA} = R_{xA}$ ,  $\Sigma R_{yA} = R_{yA}$ ,  $\Sigma R_{yC} = R_{yC}$ ,  $\Sigma R_{sX} = R_{sX}$ ,  $\Sigma R_{yX} = R_{yX}$ ,  $\Sigma R_{xB} = R_{xB}$ ,  $\Sigma R_{yB} = R_{yB}$ 。  
2. 式中  $\alpha_n$  为法向压力角,  $\beta$  为分度圆上的螺旋角,  $r_A$  为太阳轮分度圆半径。  
3. 转矩单位为  $N \cdot m$ ; 长度单位为  $mm$ ; 力的单位为  $N$ 。

表 13-5-15 NW 型各元件受力计算公式

项 目	太阳轮 A	行星轮 C	行星轮 D	行星架 X	内齿轮 B
切向力	$F_{tCA} = \frac{1000T_A}{C_s r_A}$	$F_{tAC} = F_{tCA}$	$F_{tBD} = F_{tCA} \frac{z_C}{z_D}$	$F_{tX} = R_{sC}^A = F_{tAC} + F_{tBD}$	$F_{tDB} = F_{tBD}$
径向力	$F_{rCA} = F_{tCA} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rAC} = F_{tCA}$	$F_{rBD} = F_{tBD} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rX} = R_{yC}^A = F_{rAC} - F_{rBD}$	$F_{rDB} = F_{tBD}$
单个行星轮作用在轴上或行星轮轴上的力	$R_{xA} = F_{rCA}$ $R_{yA} = F_{rCA}$	对行星轮轴: 		$R_{sX} = F_{tX}$ $R_{yX} = F_{rX}$	$R_{xB} = F_{tDB}$ $R_{yB} = F_{rDB}$
各行星轮作用在轴上的总力及转矩	$\Sigma R_x = 0$ $\Sigma R_y = 0$ $T_A = \frac{F_{tCA} r_A C_s}{1000}$	$\Sigma R_{x,CD} = 0$ $\Sigma R_{y,CD} = 0$ 对 $O'$ 轴转矩: $T_{O'} = 0$		$\Sigma R_{sX} = 0$ $\Sigma R_{yX} = 0$ $T_X = -T_A i_{AX}^B$	$\Sigma R_{xB} = 0$ $\Sigma R_{yB} = 0$ $T_B = T_A (i_{AX}^B - 1)$

注: 1. 表中公式适用于行星轮数目  $C_s \geq 2$  的直齿或人字齿轮行星传动。  
2. 式中  $\alpha_n$  为法向压力角,  $\beta$  为分度圆上的螺旋角,  $r_A$  为太阳轮分度圆半径。  
3. 转矩单位为  $N \cdot m$ ; 长度单位为  $mm$ ; 力的单位为  $N$ 。

表 13-5-16 NGWN 型各元件受力计算公式

项 目	太阳轮 A	行 星 轮		内齿轮 B	内齿轮 E	行星架 X
		C 轮	D 轮			
切向力	$F_{iCA} = \frac{1000 T_A}{r_A C_s}$	$F_{iAC} = F_{iCA}$ $F_{iBC} = F_{iED} \mp F_{iAC}$ $= F_{iED} \mp F_{iCA}$	$F_{iED} = F_{iBC} \pm F_{iAC}$	$F_{iCB} = F_{iBC}$	$F_{iDE} = \frac{1000 T_A i_{AE}^B}{r_E C_s}$	$F_{iX} = 0$
径向力	$F_{rCA} = F_{iCA} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rAC} = F_{rCA}$ $F_{rBC} = F_{iBC} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rED} = F_{iED} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rCB} = F_{iCB} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rDE} = F_{iDE} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rX} = F_{iBC} + F_{iED} - F_{rAC}$
单个行星轮作用在轴上或行星轮轴上的力	$R_{xA} = F_{iCA}$ $R_{yA} = F_{rCA}$			$R_{xB} = F_{iCB}$ $R_{yB} = F_{rCB}$	$R_{xE} = F_{iDE}$ $R_{yE} = F_{rDE}$	$R_{rX} = 0$ $R_{yX} = F_{rX}$
各行星轮作用在轴上的总力及转矩	$\Sigma R_{xA} = 0$ $\Sigma R_{yA} = 0$ $T_A = \frac{F_{iCA} r_A C_s}{1000}$	$\Sigma R_{xCD} = 0$ $\Sigma R_{yCD} = 0$ 对行星轮轴 (O'轴) 转矩 $T_{O'} = 0$		$\Sigma R_{xB} = 0$ $\Sigma R_{yB} = 0$ $T_B = T_A (i_{AE}^B - 1)$	$\Sigma R_{xE} = 0$ $\Sigma R_{yE} = 0$ $T_E = -T_A i_{AE}^B$	$\Sigma R_{rX} = 0$ $\Sigma R_{yX} = 0$ $T_X = 0$

- 注：1. 表中公式适用于 A 轮输入、B 轮固定、E 轮输出、行星轮数  $C_s \geq 2$  的直齿或人字齿轮行星传动。NGWN (II) 型传动为行星轮齿数  $Z_C = Z_D$  时的一种特殊情况。  
 2. 式中  $\alpha_n$  为法向压力角， $\beta$  为分度圆上的螺旋角，各公式未计入效率的影响。  
 3.  $i_{AE}^B$  应带正负号。当  $i_{AE}^B < 0$  时， $n_A$  与  $n_E$  转向相反， $F_{iED}$ 、 $F_{iBC}$ 、 $F_{iCB}$ 、 $F_{rDE}$  方向与图示方向相反。式中“±”、“∓”符号，上面用于  $i_{AE}^B > 0$ ，下面用于  $i_{AE}^B < 0$ 。  
 4. 转矩单位为 N·m；长度单位为 mm；力的单位为 N。

### 5.2 行星齿轮传动强度计算的特点

每一种行星齿轮传动皆可分解为相互啮合的几对齿轮副，因此其齿轮强度计算可以采用本篇第 1 章计算公式。但需要考虑行星传动的结构特点（多行星轮）和运动特点（行星轮既自转又公转等）。在一般条件下，NGW 型行星齿轮传动，其承载能力主要取决于外啮合，因而首先要计算外啮合的齿轮强度。NGWN 型传动往往取各齿轮模数相同，承载能力一般取决于低速级齿轮。通常由于要求有较大的传动比和较小的径向尺寸，而常常选择齿数较多，模数较小的齿轮。在这种情况下，应先进行弯曲强度计算。

### 5.3 小齿轮转矩 $T_1$ 及切向力 $F_t$

小齿轮转矩  $T_1$  及切向力  $F_t$  按表 13-5-17 所列公式计算。

表 13-5-17

传动型式	转 矩 $T_1$					切向力 $F_t/N$	
	A-C 传动		C-B 传动	D-B 传动			D-E 传动
	$z_A \leq z_C$	$z_A > z_C$		$z_D \leq z_B$	$z_D > z_B$		
NGW NW WW	$\frac{T_A}{C_s} K_s$		$\frac{T_A}{C_s} K_s \frac{z_C}{z_A}$	$\frac{T_A}{C_s} K_s \frac{z_C z_B}{z_A z_D}$	—	$F_t = \frac{2000 T_1}{d_1}$	
NGWN	$\frac{T_A}{C_s} K_s$	$\frac{T_A}{C_s} K_s \frac{z_C}{z_A}$	$\frac{T_A (i_{AE}^B \eta_{AE}^B - 1)}{C_s} K_s \frac{z_C}{z_B}$	—	$\frac{T_A i_{AE}^B \eta_{AE}^B}{C_s} K_s \frac{z_D}{z_E}$		

- 注：1.  $T_1$  是各传动中小齿轮所传递的转矩 (N·m)， $d_1$  是各传动中小齿轮的分度圆直径 (mm)， $T_A$  是 A 轮的转矩 (N·m)，效率  $\eta_{AE}^B$  见表 13-5-2，载荷不均匀系数  $K_s$  见表 13-5-18 或表 13-5-19。  
 2. 表中各传动型式的传动简图见表 13-5-1。



### 5.4 行星齿轮传动载荷不均匀系数

各类行星齿轮传动的载荷不均匀系数根据其传动型式和有无浮动构件的情况分别按表 13-5-18 或表 13-5-19 确定。

表 13-5-18 NGW、NW、WW 型行星齿轮传动载荷不均匀系数  $K_c$

传动情况	I			II		III		
	传动中无浮动构件			传动中有一个或两个基本构件浮动		杠杆连动均载机构		
	普通齿轮	内齿轮制成柔性结构, 且不压装在箱体	一年内内齿减薄超过 $30\mu\text{m}$	齿轮精度为 6 级或高于 6 级或齿轮转速低于 $300\text{r/min}$	齿轮精度低于 6 级或齿轮转速超过 $300\text{r/min}$	两行星轮连动机构	三行星轮连动机构	四行星轮连动机构
$K_{cH}$	图 13-5-11c	$1 + (K_{cHII} - 1)0.5$	1	1	1.1	1.05 ~ 1.1	1.1 ~ 1.15	1.1 ~ 1.15
$K_{cF}$	图 13-5-11d	$1 + (K_{cFII} - 1)0.7$	1	1	1.15	1.05 ~ 1.1	1.1 ~ 1.15	1.1 ~ 1.15

注: 1. 传动情况 I 及 II 适用于行星轮数  $C_s = 3$  的传动; 传动情况 I 也适用于  $C_s = 2$  的传动。

2.  $K_{cH}$  用于接触强度计算,  $K_{cF}$  用于弯曲强度计算。

3.  $K_{cHII}$  及  $K_{cFII}$  为由图 13-5-11 中查得的  $K_{cH}$  及  $K_{cF}$  值。

4. 所有查得的  $K_c$  值大于 2 时, 取  $K_c = 2$ 。

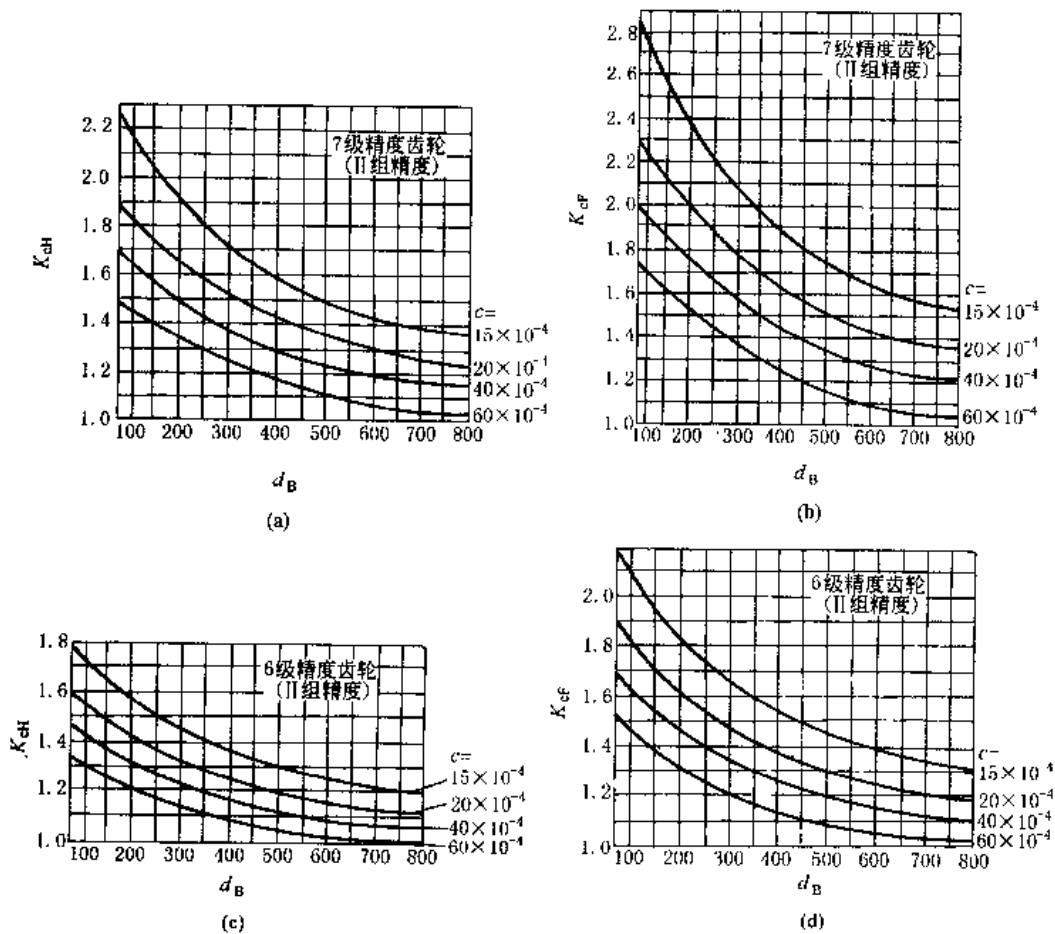


图 13-5-11 载荷不均匀系数  $K_c$

$$d_n \text{——内齿轮分度圆直径, mm} \quad c = \frac{2T_A}{\phi_d d_A^3} \left( 1 + \frac{z_A}{z_C} \right) \quad (\text{N/mm}^2)$$

(式中  $d_A$ ——太阳轮分度圆直径, mm;  $T_A$ ——太阳轮转矩, N·mm)

表 13-5-19  $C_s = 3$  的 NGWN 型行星齿轮传动载荷不均匀系数  $K_c$

传动情况	两个基本构件浮动	E 轮 浮 动		B 轮 浮 动	
		$d_A > d_C$	$d_A < d_C$	$d_D > d_C$	$d_D < d_C$
$K_{cHA}$	1	$1 + (K_{cFA} - 1) \frac{2}{3}$			
$K_{cFA}$	1	2 ~ 2.5 (齿轮为 6 级精度时取低值, 8 级精度时取高值, 7 级精度时取平均值)			
$K_{cHB}$	1	$1 + 0.5(K_{cHA} - 1) \frac{z_B}{z_A  i_{AB}^E }$	$1 + (K_{cHA} - 1) \frac{z_B}{z_A  i_{AB}^E }$	1	
$K_{cFB}$		$1 + 0.5(K_{cFA} - 1) \frac{z_B}{z_A  i_{AB}^E }$	$1 + (K_{cFA} - 1) \frac{z_B}{z_A  i_{AB}^E }$		
$K_{cHE}$	1	1		$1 + (K_{cHA} - 1) \frac{z_E z_C}{z_A z_D  i_{AE}^B }$	$1 + 0.5(K_{cHA} - 1) \frac{z_E z_C}{z_A z_D  i_{AE}^B }$
$K_{cFE}$				$1 + (K_{cFA} - 1) \frac{z_E z_C}{z_A z_D  i_{AE}^B }$	$1 + 0.5(K_{cFA} - 1) \frac{z_E z_C}{z_A z_D  i_{AE}^B }$

注: 1. 除  $K_{cFA}$  外, 若求得  $K_c$  值大于 2, 则取  $K_c = 2$ 。  
 2.  $K_{cH}$  用于接触强度计算,  $K_{cF}$  用于弯曲强度计算。角标 A、B、E 分别代表 A、B、E 轮。

### 5.5 应力循环次数

应力循环次数应根据齿轮相对于行星架的转速确定。当载荷恒定时, 应力循环次数见表 13-5-20。

表 13-5-20 应力循环次数  $N$

项 目	计 算 公 式	说 明
太阳轮 A	$N_A = 60 (n_A - n_X) C_s t$	$t$ 为齿轮同侧齿面总工作时间, $n_C$ 为各轮相对于行星架转速, 见第 3 节
内齿轮 B	$N_B = 60 (n_B - n_X) C_s t$	
内齿轮 E	$N_E = 60 (n_E - n_X) C_s t$	
行星轮 C、D	$N_C = N_D = 60 (n_C - n_X) t$	

注: 1. 单向或双向回传的 NGW 及 NGWN 型传动, 齿面接触强度计算时,  $N_C = 30 (n_C - n_X) \left[ 1 + \left( \frac{z_A}{z_B} \right)^3 \right] t$ ;  
 2. 对于承受交变载荷的行星传动, 应将  $N_A$ 、 $N_B$ 、 $N_C$  及  $N_E$  各式中的  $t$  用  $0.5t$  代替 (但 NGW 型及 NGWN 型的  $N_C$  计算式中的  $t$  不变)。

### 5.6 动载系数 $K_V$ 和速度系数 $Z_V$

动载系数  $K_V$  和速度系数  $Z_V$  按齿轮相对于行星架 X 的圆周速度  $v^X = \frac{\pi d' (n - n_X)}{60 \times 1000}$  (m/s), 查图 13-1-18 (或按表 13-1-90、表 13-1-84 计算) 和图 13-1-28 (或按表 13-1-107 计算) 求出。

### 5.7 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$

对于不重要的行星齿轮传动, 齿轮强度计算中的齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$  可用本篇第 1 章的方法确定; 对于重要的行星齿轮传动, 应考虑行星传动的特点, 用下述方法确定。

弯曲强度计算时: 
$$K_{F\beta} = 1 + (\theta_b - 1) \mu_F \tag{13-5-12}$$

接触强度计算时: 
$$K_{H\beta} = 1 + (\theta_b - 1) \mu_H \tag{13-5-13}$$

式中  $\mu_F$  及  $\mu_H$ ——齿轮相对于行星架的圆周速度  $v^X$  及大齿轮齿面硬度  $HB_2$  对  $K_{F\beta}$  及  $K_{H\beta}$  的影响系数 (图 13-5-12);

$\theta_b$ ——齿宽和行星轮数目对  $K_{F\beta}$  和  $K_{H\beta}$  的影响系数。对于圆柱直齿或人字齿行星传动, 如果行星架刚性好, 行星轮对称布置或者行星轮采用调位轴承, 因而使太阳轮和行星轮的轴线偏斜可以忽略不计时,  $\theta_b$  值由图 13-5-13 查取。

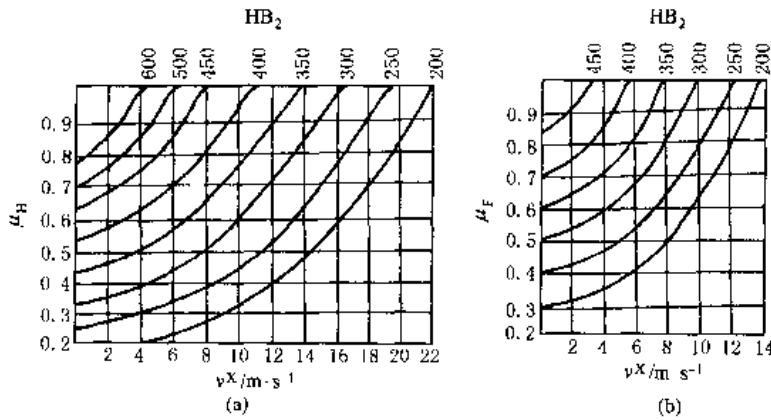


图 13-5-12 确定  $\mu_H$  及  $\mu_v$  线图

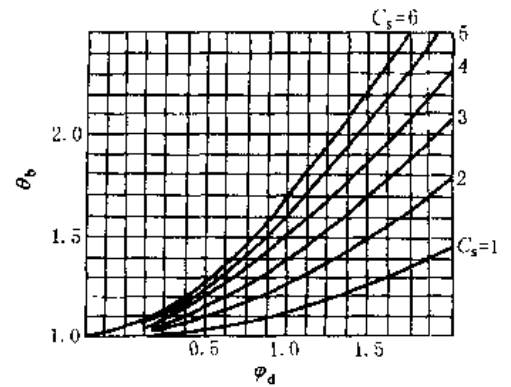


图 13-5-13 确定  $\theta_b$  的线图

如果 NGW 型和 NW 型行星齿轮传动的内齿轮宽度与行星轮分度圆直径的比值小于或等于 1 时, 可取  $K_{H\beta} = K_{H\alpha} = 1$ 。

### 5.8 疲劳极限值 $\sigma_{Hlim}$ 和 $\sigma_{Flim}$ 的选取

试验齿轮的接触疲劳极限值  $\sigma_{Hlim}$  和弯曲疲劳极限值  $\sigma_{Flim}$  按第 1 章的有关框图选取。但试验结果和工业应用情况表明, 内啮合传动的接触强度往往低于计算结果, 因此, 在进行内啮合传动的接触强度计算时, 应将选取的  $\sigma_{Hlim}$  值适当降低。建议: 当  $2 \leq \frac{z_B}{z_C} \leq 4$  时, 降低 8%;  $z_B < 2z_C$  时, 降低 16%;  $z_B > 4z_C$  时, 可以不降低。

对于 NGW 型传动, 工作中无论是否双向运转, 其行星轮齿根均承受交变载荷, 故弯曲强度应按对称循环考虑。对于单向运转的传动, 应将选取的  $\sigma_{Flim}$  值乘以 0.7; 对于双向运转的传动, 应乘以 0.7~0.9。

### 5.9 最小安全系数 $S_{min}$

行星齿轮传动齿轮强度计算的最小安全系数  $S_{Hmin}$  和  $S_{Fmin}$  可按表 13-5-21 选取。

表 13-5-21 最小安全系数  $S_{Hmin}$  和  $S_{Fmin}$

可靠性要求	计算接触强度时的最小安全系数 $S_{Hmin}$	计算弯曲强度时的最小安全系数 $S_{Fmin}$
一般可靠度的行星传动	1.12	1.25
较高可靠度的行星传动	1.25	1.6

## 6 结构与计算

### 6.1 均载机构

#### (1) 均载机构的类型和特点

行星齿轮传动通常采用几个行星轮分担载荷, 因而使其具有体积小和质量小、承载能力高等突出优点。

为了充分发挥行星齿轮传动的上述优点, 通常采用均载机构来补偿不可避免的制造误差, 以均衡各行星轮传递的载荷。

采用均载机构不仅可以均衡载荷, 提高齿轮的承载能力, 还可降低运转噪声, 提高平稳性和可靠性, 同时还可降低对齿轮的精度要求, 从而降低制造成本。因此, 在行星齿轮传动中, 均载机构已获得广泛应用。

均载机构具有多种型式, 比较常用的型式及其特点如表 13-5-22 所示。

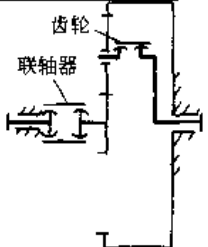
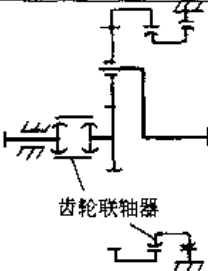
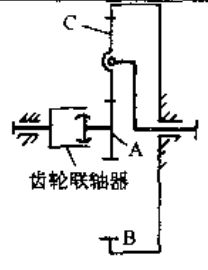
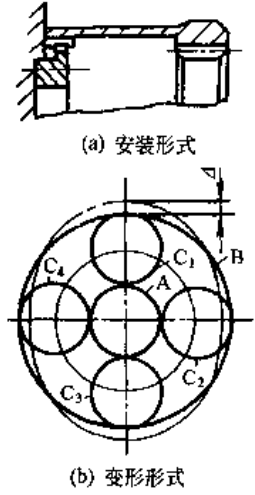
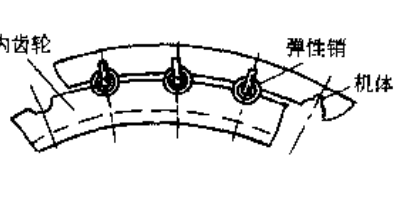
#### (2) 均载机构的选择

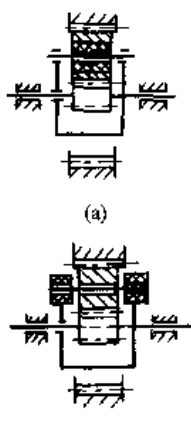
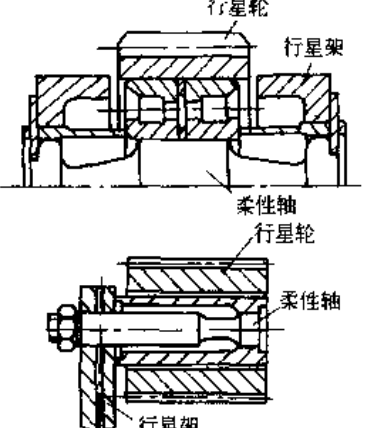
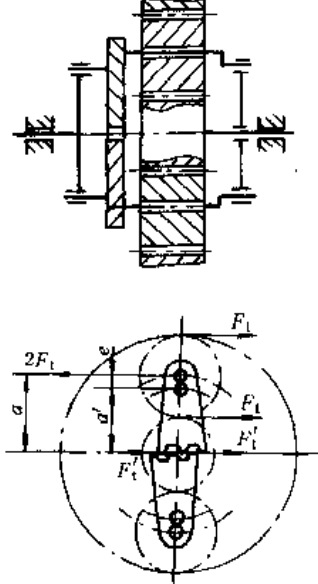
均载机构有多种型式, 并各有特点, 采用时应针对具体情况参考下述原则通过分析比较进行选择, 即均载机构应满足下述要求。

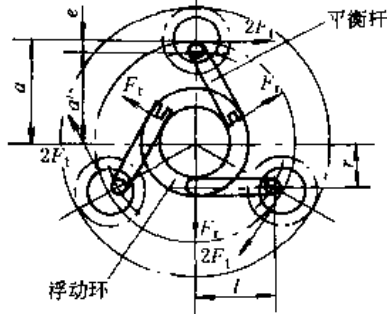
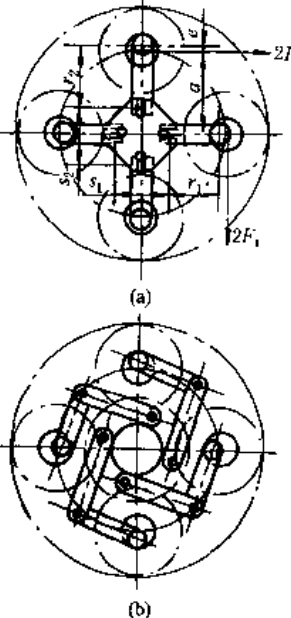
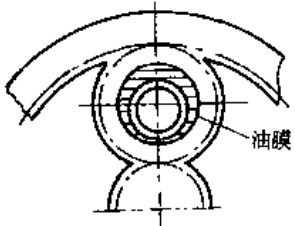
表 13-5-22

均载机构的型式与特点

型式	简图	载荷不均匀系数 $K_c$	特点
原理			<p>主要适用于三个行星轮的行星齿轮传动。其基本构件（太阳轮、内齿轮或行星架）没有固定的径向支承，在受力不平衡的条件下，可以径向浮动（又称浮动），以使各行星轮均匀分担载荷</p> <p>均载机构工作原理如左图所示。由于基本构件的浮动，使三个基本构件上所承受的三种力 <math>2F_1</math>、<math>F_{biCA}</math>、<math>F_{biCB}</math> 各自形成力的封闭等边三角形（即形成三角形的各力相等），而达到均载的目的。由于零件必定存在制造误差，其力封闭图形实际上只是近似的等边三角形，为此引入了考虑实际情况的载荷不均匀系数 <math>K_c</math>。基本构件浮动的最常用方法是采用双联齿轮联轴器。一般有一个基本构件浮动，即可起到均载作用，采用二个基本构件浮动时，效果更好</p>
基本构件浮动的均载机构		1.1 ~ 1.15	<p>太阳轮通过双联齿轮联轴器与高速轴联接。太阳轮重量小，惯性小，浮动灵敏，机构简单，容易制造，通用性强，广泛用于中低速工作情况。其结构见图 13-5-19 和图 13-5-20</p>
内齿轮浮动		1.1 ~ 1.2	<p>内齿轮通过双联齿轮联轴器与机体相联接。轴向尺寸较小，但由于浮动件尺寸大，重量大，加工不方便，浮动灵敏性差。由于结构关系，NGWN 型行星齿轮传动较常用，其结构见图 13-5-25 和图 13-5-27</p>
行星架浮动		1.15 ~ 1.2	<p>行星架通过双联齿轮联轴器与低速轴相联接，其结构见图 13-5-24。NGWN 型传动中，由于行星架受力较大（二倍圆周力），有利于浮动。行星架浮动不要支承，可简化结构，尤其利于多级行星齿轮传动（图 13-5-31）。但由于行星架自重，速度高会产生较大离心力，影响浮动效果，所以常用于速度不高的场合</p>

型式	简图	载荷不均匀系数 $K_c$	特点
基本构件同时浮动		1.05 ~ 1.2	太阳轮浮动与行星架浮动组合。浮动效果比单独浮动好，常用于多级行星齿轮传动。图 15-5-36 所示为三级减速器的中间级的浮动机构为太阳轮与行星架同时浮动
太阳轮和内齿轮同时浮动		1.05 ~ 1.15	太阳轮与内齿轮浮动组合。浮动效果好，噪声小，工作可靠，常用于高速重载行星齿轮传动。其结构见图 13-5-28
无多余约束浮动			太阳轮利用单联齿轮联轴器进行浮动，而在行星轮中设置一个球面调心轴承，使机构中无多余约束。浮动效果好，结构简单，A-C 传动沿齿向载荷分布比较均匀。但由于行星轮内只能装设一个轴承，所以行星轮直径较小时，轴承尺寸较小，寿命较短其结构见图 13-5-21
原理	利用弹性元件的弹性变形补偿制造、安装误差，使各行星轮均匀分担载荷。但因弹性件变形程度不同，从而影响载荷均匀分配。载荷不均匀系数与弹性元件的刚度、制造误差成正比		
弹性件均载机构			采用薄壁内齿轮，靠齿轮薄壁的弹性变形达到均载目的。减振性能好，行星轮数目可大于 3，零件数量少，但制造精度要求高，悬臂的长度、壁厚和柔性要设计合理，否则影响均载效果，使齿向载荷集中。图 13-5-40 采用了薄壁内齿轮、细长柔性轴的太阳轮和中空轴支承的行星轮结构，以尽可能地增加各基本构件的弹性
弹性件均载机构			内齿轮通过弹性销与机体固定，弹性销由多层弹簧圈组成，沿齿宽方向可连装几段弹性销。这种结构径向尺寸小，有较好的缓冲减振性能

型式	简图	载荷不均匀系数 $K_v$	特点
弹性件支承行星轮	 <p>(a)</p> <p>(b)</p>		<p>在行星轮孔与行星轮轴之间 (图 a) 或行星轮轴与行星架之间 (图 b) 安装非金属 (如尼龙类) 的弹性衬套。结构简单、缓冲性能好, 行星轮数可大于 3。但非金属弹性衬套有老化和热膨胀等缺点, 不能承受较大离心力</p>
弹性件均载机构			<p>利用行星轮轴较大的变形来调节各行星轮之间的载荷分布, 克服了用非金属弹性元件存在的缺点, 扩大了使用范围</p>
原理	<p>借杠杆联动机构使行星轮浮动, 达到均载目的。均载效果好, 但结构复杂。为了提高灵敏度, 偏心轴用滚针轴承支承, 使整个传动的轴承数量增多。行星轮轴承必须装在行星轮内, 故对小传动比的机构, 由于行星轮较小, 采用该均载机构受到轴承寿命的限制。一般宜用于中低速传动</p>		
行星轮自动调位均载机构		<p>1.05 ~ 1.1</p>	<p>行星轮对称安装, 在两个行星轮的偏心轴上, 分别固定一对互相啮合的扇形齿轮 (相当于连杆), 浮动效果好, 灵敏度高</p> <p>当二行星轮受载均匀时, 二扇形齿轮间受力相等, 处于平衡状态, 没有相对运动</p> <p>当二个行星轮受载不均匀时, 受力较大的行星轮将带动扇形齿轮绕其本身轴线转动, 使该行星轮减载; 另一个扇形齿轮反方向转动, 使受力较小的行星轮加载, 行星轮载荷便得到重新分配, 直到载荷均衡为止</p> <p>扇形齿轮上的圆周力为 <math>F = 2F_1 \frac{e}{a'}</math></p> <p>式中 <math>e</math>——偏心距, <math>e = \frac{a}{30}</math></p> <p><math>a'</math>——杠杆回转半径 (扇形齿节圆半径)</p> <p><math>a' = a - e</math></p> <p><math>F_1</math>——齿轮切向力</p> <p><math>a</math>——啮合中心距</p>

型式	简图	载荷不均匀系数 $K_e$	特点
三行星轮联动机构	 <p>浮动环中心圆半径 <math>r = 0.5a'</math> 平衡杆长度 <math>l = a' \cos 30^\circ</math></p>	1.1 ~ 1.15	<p>平衡杆的一端与行星轮的偏心轴固接, 另一端与浮动环活动连接。只有当6个啮合点所受的力大小相等时, 该均载机构才处于平衡状态, 各构件间没有相对运动。当载荷不均匀时, 作用在浮动环上的三个径向力 <math>F_r</math> 便互不等, 三个圆压力亦互不等, 浮动环产生移动和转动, 直至三力平衡为止</p> <p>浮动环上的力 <math>F_r = \frac{2F_t e}{a' \cos 30^\circ}</math></p> <p>式中 <math>a'</math>——偏心轴中心至浮动环中心的距离, <math>a' = a - e</math> <math>a</math>——行星轮与太阳轮的中心距 <math>e</math>——偏心距 <math>e = \frac{a'}{20}</math></p>
四连杆联动均载机构		1.1 ~ 1.15	<p>平衡原理与三行星轮联动机构相似。四个偏心轴的偏心方向对称地位于行星轮之内或外。图 a 所示平衡杆端部支承在十字浮动盘上; 图 b 中连杆支承在圆形浮动环上, 通过各件联动调整, 以达到均载目的</p> <p>设计时取 <math>r_1 = r_2 = 14e</math></p> $e = \frac{a}{30} \sim \frac{a}{20}$ <p>式中 <math>a</math>——行星轮至太阳轮的中心距 <math>e</math>——偏心距</p>
弹性油膜浮动均载		<p>1.09 ~ 1.1 (齿轮精度为 5 ~ 6 级时) 1.3 ~ 1.5 (齿轮精度为 8 级)</p>	<p>在行星轮与心轴之间装置中间套, 中间套与行星轮孔之间留有间隙, 并且向其中注油。工作时, 中间套与行星轮以同向同速一起运转并承受同样的载荷。间隙中充满油后形成厚油膜, 其厚度比普通滑动轴承的油膜厚度大得多。借助厚油膜的弹性, 使各行星轮均载。这种均载方法效果好, 结构简单, 安装方便, 减振性能好, 工作可靠</p> <p>由于受到油膜厚度限制, 这种均载方式只适用于传动件制造精度较高、误差较小的场合</p> <p>设计时, 取中间套的外径 <math>D</math> 等于行星轮的孔径, 宽度等于行星轮的宽度, 壁厚为 <math>s = (0.2 \sim 0.25) D</math>。行星轮孔与中间套之间的间隙为 <math>\epsilon = \frac{1}{2} \psi D</math></p> <p>式中 <math>\psi</math> 为相对间隙系数, 一般取 <math>\psi = 0.0015 \sim 0.0045</math>。当速度较高, 直径较小, 载荷较大时取较大值, 反之取较小值</p>

1) 它应使传动装置的结构尽可能实现空间静定, 能最大限度地补偿零件的制造误差与变形, 使行星轮间的载荷分配不均匀系数和沿齿宽方向的载荷分布系数减至最小。

2) 所受离心力要小, 以增强均载效果及工作平稳性。该离心力的大小与均载机构的旋转速度、自重和偏心距有关。

3) 摩擦损失小, 效率高。

4) 均载构件受力要大, 受力大则补偿动作灵敏, 效果好。

5) 均载构件在均载过程中的位移量应较小, 亦即均载机构所补偿的等效误差数值要小。

6) 应具有一定的缓冲与减振性能。

7) 应有利于传动装置整体结构的布置, 使结构简化, 便于制造、安装和维修。尤其在多级行星传动中, 合理选择均载机构对简化结构十分重要。

8) 要适用于标准化、系列化产品, 使之便于组织成批生产。

在设计行星传动时, 不宜随意增加均载环节, 以免结构复杂化和出现不合理现象。尽管均载机构可以补偿制造误差, 但并非因此可以放弃必要的制造精度。因为均载是通过构件在运动过程中的位移和变形实现的, 其精度过低会降低均载效果, 导致噪声、振动和齿面磨损加剧, 甚至造成损坏事故。

### (3) 均载机构浮动件的浮动量计算

分析和计算浮动件的浮动量, 目的在于验证所选择的均载机构是否能满足浮动量要求, 设计及结构是否合理, 或根据已知的浮动量确定各零件尺寸偏差。零件制造误差要求浮动构件有相应的位移, 如果浮动件不能实现等量位移, 正常的动力传递就会受到影响。所以, 位移量就是要求浮动件应该达到的浮动量。

对于 NGW 型行星齿轮传动, 为补偿各零件制造误差对浮动构件浮动量的要求见表 13-5-23, 其他型式的行星齿轮传动亦可参考该表。如 NGWN 型传动中, A、C、B 轮和行星架 X 相当于 NGW 型传动, 可直接使用表中公式, 但需另外考虑 D、E 轮的制造误差对浮动量的要求。

从表 13-5-23 中可知, 行星轮偏心误差在最不利的情况下影响浮动量极大, 故在成批生产中可选取重量及偏心误差相近的行星轮进行分组, 然后测量一组行星轮的偏心方向并做出标记, 在装配时使各行星轮的偏心方向与各自的中心线(行星架中心与行星轮轴孔中心的连线)成相同的角度, 使行星轮偏心的误差影响基本抵消。此时, 表中  $E_{ZC} = \frac{4}{3} e_C \cos \alpha'$ ;  $E_{XC} = \frac{2}{3} e_C$ 。若将一组行星轮一起在滚齿机上加工, 并做出标记, 完成以后工序时, 不必测量偏心即可均衡地装在行星架上。此时,  $E_{ZC} = 0$ ;  $E_{XC} = 0$ 。

表 13-5-23 NGW 型行星齿轮传动均载机构浮动构件的浮动量要求

名称	零件制造误差	太阳轮或内齿轮浮动所需浮动量	行星架浮动所需浮动量	行星轮浮动所需浮动量
零件制造误差对浮动量的要求	行星架上行星轮轴孔中心的切向位移 $e_T$	$E_{ZT} = \frac{4}{3} e_T \cos \alpha'$	$E_{XT} = \frac{2}{3} e_T$	$E_{CT} = e_T$
	太阳轮偏心误差 $e_A$	$E_{ZA} = e_A$	$E_{XA} = \frac{e_A}{2 \cos \alpha'}$	$E_{CA} = \frac{e_A}{2 \cos \alpha}$
	行星轮偏心误差 $e_C$	$E_{ZC} = \frac{8}{3} e_C \cos \alpha'$	$E_{XC} = \frac{4}{3} e_C$	$E_{CC} = e_C$
	内齿轮偏心误差 $e_B$	$E_{ZB} = e_B$	$E_{XB} = \frac{e_B}{2 \cos \alpha'}$	$E_{CB} = \frac{e_B}{2 \cos \alpha}$
	行星架偏心误差 $e_X$	$E_{ZX} = 2 e_X \cos \alpha'$	$E_{XX} = e_X$	$E_{CX} = e_X$
装配时对浮动量的要求	最大浮动量	$E_{Zmax} = E_{ZT} + E_{ZA} + E_{ZC} + E_{ZB} + E_{ZX}$	$E_{Xmax} = E_{XT} + E_{XA} + E_{XC} + E_{XB} + E_{XX}$	$E_{Cmax} = E_{CT} + E_{CA} + E_{CC} + E_{CB} + E_{CX}$
	平方和浮动量	$E_Z = E_{ZT}^2 + E_{ZA}^2 + E_{ZC}^2 + E_{ZB}^2 + E_{ZX}^2$	$E_X = E_{XT}^2 + E_{XA}^2 + E_{XC}^2 + E_{XB}^2 + E_{XX}^2$	$E_C = E_{CT}^2 + E_{CA}^2 + E_{CC}^2 + E_{CB}^2 + E_{CX}^2$

注: 1. “最大浮动量”系指各项误差均处于最不利的情况下所要求的浮动量, 它可以通过增加浮动齿套的长度予以满足, 但由于增大了轴向尺寸, 很不经济。故在大量生产中, 考虑到各项误差均处于最不利的情况的概率并不大, 因此均载机构的选择与设计是否适用应当以是否满足平方和浮动量为依据。

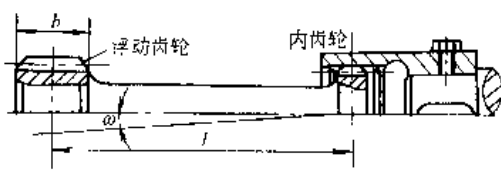
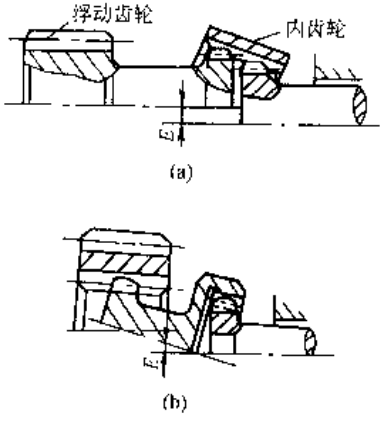
2.  $e$  值可根据行星架中心距按表 13-1-55 确定的中心距偏差  $f_c$  和各行星轮轴孔的相邻孔距公差  $f_1$  利用几何关系求得。



(4) 齿轮联轴器的设计与计算

在行星齿轮传动中广泛使用齿轮联轴器来保证浮动机构中的浮动构件在受力不平衡时产生位移, 以使各行星轮之间载荷分布均匀。齿轮联轴器可分为单联和双联齿轮联轴器两种, 见表 13-5-24。

表 13-5-24 齿轮联轴器的类型

名称	简图	特点
单联齿轮联轴器		内齿套固定不动, 浮动齿轮只能偏转一个角度, 因而会引起载荷沿齿宽方向分布不均匀, 为改善这种状况, 需有较大的轴向尺寸, 推荐 $L/b > 4$ 为了减小轴向尺寸常用于无多余约束浮动机构中
双联齿轮联轴器		内齿套浮动, 因此浮动齿轮可以平行位移, 保证了啮合齿轮的载荷沿齿宽均匀分布。如果太阳轮直径较大, 可以制成如图 b 所示的结构, 这样既可减小轴向尺寸, 又可减小浮动件的质量

注: 为便于外齿轮在内齿套中转动, 通常外齿轮齿顶沿齿向做成圆弧形, 或采用鼓形齿轮。

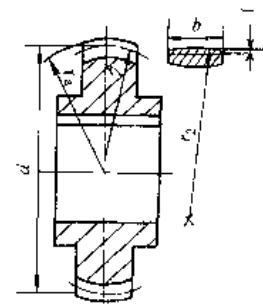
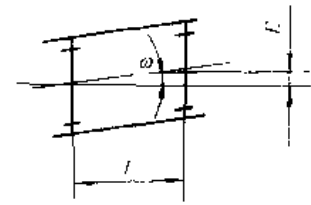
1) 齿轮联轴器的几何计算

齿轮联轴器的齿形为渐开线, 有直齿和鼓形齿两种。鼓形齿允许联轴器轴线偏斜的角度较大, 具有载荷分配均匀和承载能力高等优点, 应用较广泛, 但加工比较复杂。齿轮联轴器几何计算见表 13-5-25。齿轮联轴器的齿数  $z$ 、分度圆直径  $d$  和模数  $m$  之间的关系见图 13-5-14<sup>[6]</sup>。齿轮联轴器的侧隙取决于浮动构件的浮动量, 轴线的偏斜度和制造、安装精度。对刚性联轴器, 侧隙一般取  $0.05m$  ( $m$  为模数); 对柔性联轴器, 约取  $0.08m$ 。

表 13-5-25 齿轮联轴器的几何计算

项目	代号	计算公式及说明
齿形角	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$
内顶高系数	$h_a^*$	外齿轮 $h_a^* = 1.0$ 内齿轮 $h_a^* = 0.8$
齿顶圆直径	$d_a$	外齿轮 $d_{a1} = d + 2h_a^* m = (z + 2)m$ 内齿轮 $d_{a2} = d - 2h_a^* m = (z - 1.6)m$
齿根圆直径	$d_f$	外齿轮 $d_{f1} = d - 2.5m$ 内齿轮 $d_{f2} = d + 2m$
齿宽系数	$\phi_d$	内齿轮浮动用齿轮联轴器 $\phi_d = \frac{b}{d} = 0.02 \sim 0.03$ 太阳轮浮动用齿轮联轴器 $\phi_d = \frac{b}{d} = 0.2 \sim 0.3$

项 目	代 号	计 算 公 式 及 说 明
齿套长度	$L$	$L \geq \frac{E}{\sin \omega}$ 式中 $E$ ——行星齿轮传动浮动件需要的浮动量, mm $\omega$ ——联轴器允许的最大偏斜角 一般直齿 $\omega = 30'$ 鼓形齿 $\omega = 1^{\circ}30' \sim 2^{\circ}$ , 最大达 $3^{\circ}$
齿向圆弧半径	$r_1$	当 $b < 0.2d$ 时, $r_1 \approx 0.17d$ , 当 $b > 0.2d$ 时, $r_1$ 可适当增大, 最大到 $r_1 = 0.9d$
鼓形量	$A$	$A = \frac{be}{2}$ 式中 $e$ ——单位长度的径向位移量, $e = \frac{F}{L}$
鼓形圆弧半径	$r_2$	$r_2 = \frac{b^2}{8A}$



注: 多数齿轮联轴器是以外径定心, 即外齿轮的内圆直径等于内齿轮齿根圆直径  $d_{a1} = d_2$ , 配合为  $\frac{F_6}{h_6/c}$ .

2) 齿轮联轴器的强度计算

① 轮齿剪切应力

假设轮齿是在节圆线上发生剪切, 则剪应力为:

$$\tau = \frac{2000TK_c K_A K_m}{dz b S_c K_N} \leq \tau_p \quad (\text{N/mm}^2) \quad (13-5-14)$$

式中  $T$ ——传递转矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$ ;

$K_c$ ——载荷不均匀系数, 一般  $K_c = 2$ , 当制造精度不高时,  $K_c = 3$ ;

$K_A$ ——使用系数, 见表 13-1-81;

$K_m$ ——轮齿载荷分布系数, 见表 13-5-28;

$d$ ——节圆直径, mm;

$z$ ——齿数;

$b$ ——齿宽, mm;

$S_c$ ——节圆上弦齿厚,  $S_c \approx \frac{d}{2z}$ , mm;

$K_N$ ——寿命系数见表 13-5-27, 根据加载循环次数而定。通常每开动和停止一次, 才算一个加载循环;

$\tau_p$ ——许用剪切应力,  $\text{N/mm}^2$  见表 13-5-26。

② 轮齿挤压应力

作用在直齿齿侧的挤压应力为:

$$\sigma_p = \frac{2000TK_A K_m}{dz b h K_w} \leq \sigma_{pb} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (13-5-15)$$

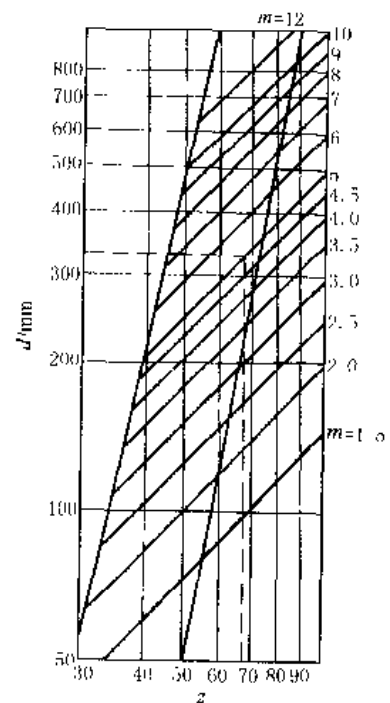


图 13-5-14  $z$ 、 $d$ 、 $m$  概略值间的关系 (推荐的概略值  $z$ 、 $d$ 、 $m$  组合位于虚线划出的范围内)

式中  $h$ ——轮齿接触径向高度, mm;

$\sigma_{pp}$ ——许用挤压应力,  $N/mm^2$ , 见表 13-5-26;

$K_w$ ——轮齿磨损寿命系数, 见表 13-5-27, 根据齿轮转速而定。齿轮联轴器每转一转时, 轮齿有一个向前和向后的摩擦, 而导致磨损。

其他代号意义同前。

当齿轮联轴器为鼓形齿且具有足够的鼓形量时, 能保持一定的接触带宽度, 此时不能用式 (13-5-15) 计算, 须用赫兹公式计算, 即

$$\sigma_p = 1900 \frac{K_A}{K_w} \sqrt{\frac{2000T}{dzh r_2}} \leq \sigma_{pp} \quad (13-5-16)$$

式中  $r_2$ ——鼓形圆弧半径, mm。

其他代号意义同前。

③ 内齿套的环向应力 (破断应力)

通常内齿套的厚度  $\delta \geq 3m$  ( $m$  为模数) 时可不进行验算。

表 13-5-26 许用应力  $\tau_p$  和  $\sigma_{pp}$

材 料	硬 度		许用剪切应力 $\tau_p/N \cdot mm^{-2}$	许用挤压应力 $\sigma_{pp}/N \cdot mm^{-2}$	
	HB	HRC		直齿	鼓形齿
钢	160 ~ 200		140	10.5	42
钢	230 ~ 260		210	14	56
钢	302 ~ 351	33 ~ 38	280	21	84
表面淬火钢		48 ~ 53	280	28	84
渗碳淬火钢		58 ~ 63	350	35	140
整体淬火钢		42 ~ 46	315		

表 13-5-27 寿命系数  $K_N$ 、 $K_w$

循环次数	疲劳寿命系数 $K_N$		磨损寿命系数 $K_w$	循环次数	疲劳寿命系数 $K_N$		磨损寿命系数 $K_w$
	单向传动	双向传动			单向传动	双向传动	
$1 \times 10^3$	1.8	1.8		$1 \times 10^7$	0.3	0.2	1.4
$1 \times 10^4$	1.0	1.0	4	$1 \times 10^8$			1.0
$1 \times 10^5$	0.5	0.4	2.8	$1 \times 10^9$			0.7
$1 \times 10^6$	0.4	0.3	2.0	$1 \times 10^{10}$			0.5

表 13-5-28 轮齿载荷分布系数  $K_m$

单位长度径向位移量 / (cm/cm)	齿 宽 / mm			
	12	25	50	100
0.001	1	1	1	1.5
0.002	1	1	1.5	2
0.004	1	1.3	2	2.5
0.008	1.5	2	2.5	3

## 6.2 行星轮结构

行星轮结构根据传动型式、传动比大小、轴承类型及轴承的安装形式而定。NGW 型和 NW 型传动常用的行星轮结构见表 13-5-29。

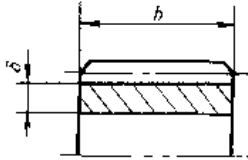
表 13-5-29

行星轮结构

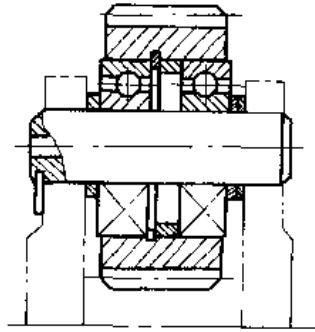
应保证行星轮轮缘厚度  $\delta > 3m$ ，否则须进行强度或刚度校核

在一般情况下，行星轮齿宽与直径的比为： $\phi_d = 0.5 - 0.7$ ，硬齿面取较小值，即  $\phi_d = 0.5$

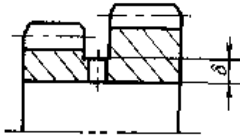
为使行星轮内孔配合直径加工方便，切齿简单，制造精度易保证，应采用行星轮内孔无台肩结构



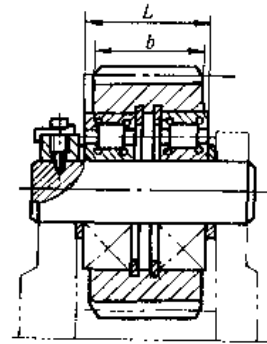
轴承装在行星轮内，弹簧挡圈装在轴承内侧，因而增大了轴承间距，减小了行星轮倾斜。但拆卸轴承比较复杂



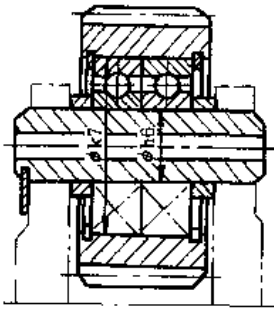
整体双联齿轮断面急剧变化处会引起应力集中，须使  $\delta \geq (3 \sim 4)m$ ；必要时进行强度校核  
整体双联齿轮的小齿圈不能磨齿



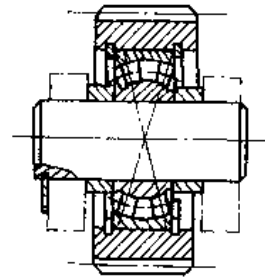
对于载荷较大的场合，可采用圆柱滚子轴承



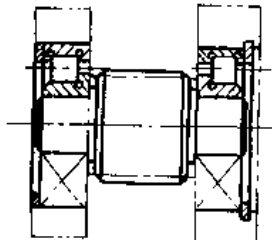
为使结构紧凑、简单和便于安装，轴承装入行星轮内，弹簧挡圈装在轴承外侧。由于轴承距离较近，当两个轴承原始径向间隙不同时，会引起较大的轴承倾斜，使齿轮载荷集中



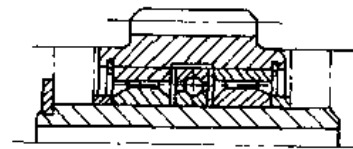
采用无多余约束浮动机构时，行星轮内设置一个球面调心轴承，可使 A-C 传动的载荷沿齿宽均匀分布



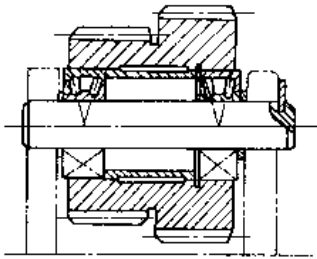
当传动比  $i_{Ax}^B \leq 4$  时，行星轮直径较小，通常只能将行星轮轴承安装在行星架上，这样会使行星架的轴向尺寸加大，并需采取剖分式结构，加工和装配较复杂



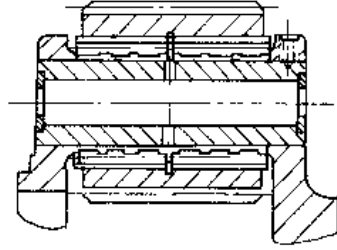
行星轮的径向尺寸受限制时，可采用滚针轴承。行星轮的轴向固定用单列向心球轴承，该轴承不承受径向载荷



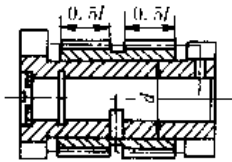
当载荷较大, 用单列向心球轴承承载能力不足时, 可采用双列向心球面滚子轴承



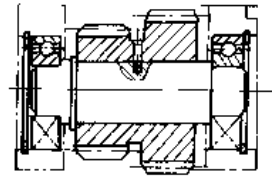
当行星轮直径较小时, 为提高轴承寿命, 可采用专用三列瓦保持架小直径滚子轴承



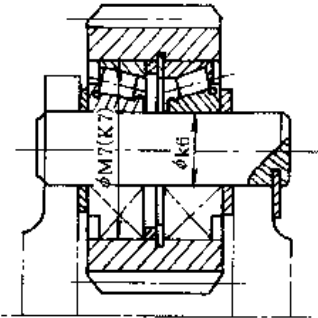
在高速重载行星齿轮传动中, 常因滚动轴承极限转速和承载能力的限制而采用滑动轴承, 并用压力油润滑。为使行星轮有可靠的基准孔和减磨材料层的应力不变, 通常将减磨材料浇在行星轮轴表面上。当  $l/d > 1$  时, 可以做成双轴承式, 以提高承载能力并使载荷均匀分布。高速传动用双联齿轮结构的轴承推荐用轴瓦并安装在行星架上。轴承长度  $l$ 、轴颈直径  $d$  及轴承间隙  $\Delta$  的关系可取  $l/d = 1 \sim 2$ ;  $\Delta/d = 0.0025 \sim 0.02$



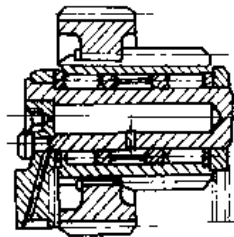
由于双联行星轮结构会产生较大力矩, 故使行星轮轴线偏斜而产生载荷集中。为了减少载荷集中, 可将轴承安装在行星架上, 以得到最大的轴承间隙。由于行星轮轴不承受扭矩, 故齿轮和轴可用短键或销钉连接



采用圆锥滚子轴承可提高承载能力。轴承轴向间隙用垫片调节, 在两轴承间安装隔离环, 易于拆卸



如果双联行星轮需要磨齿时, 须设计成装配式, 两行星轮的精确位置用定位销定位或从工艺上来保证。大齿轮磨齿前, 应牢固地固定在已加工完的小齿轮上, 再进行磨齿



### 6.3 行星架结构<sup>[1.6]</sup>

行星架是行星齿轮传动中结构比较复杂的一个重要零件。在最常用的 NGW 型传动中, 它也是承受外力矩最大 (除 NGWN 型外) 的零件。行星架有双壁整体式、双壁剖分式和单壁式三种型式。其结构如图 13-5-15 所示。

当传动比较大时, 例如 NGW 型单级传动,  $i_{Ax}^0 \geq 4$  时, 行星轮轴承一般安装在行星轮内, 拟采用双壁整体式行星架。此类行星架刚度大, 受载变形小, 因而有利于行星轮所受载荷沿齿宽方向均匀分布, 减少振动和噪声。

双壁整体式行星架常用铸造和焊接工艺制造。铸造行星架常选用的材料有 ZG310-570、ZG340-640、ZG35SiMn、ZG40Cr 等牌号的铸钢。其结构见图 13-5-15a~d。铸造行星架常用于批量生产中的中、小型行星减速器。其中图 a 用于多级传动的高速级, 用轴承支承, 其轴心线固定不动。图 b 用于具有浮动机构的场合, 其内齿既可与输出轴相联 (单级传动), 又可通过浮动齿套与中间级太阳轮或低速级太阳轮相联 (二级和多级传动)。图 c 和图 d 用于多级传动的低速级, 并与低速轴相联。

焊接行星架通常用于单件生产的大型行星齿轮传动中, 其结构如 13-5-15e 和 f 所示。

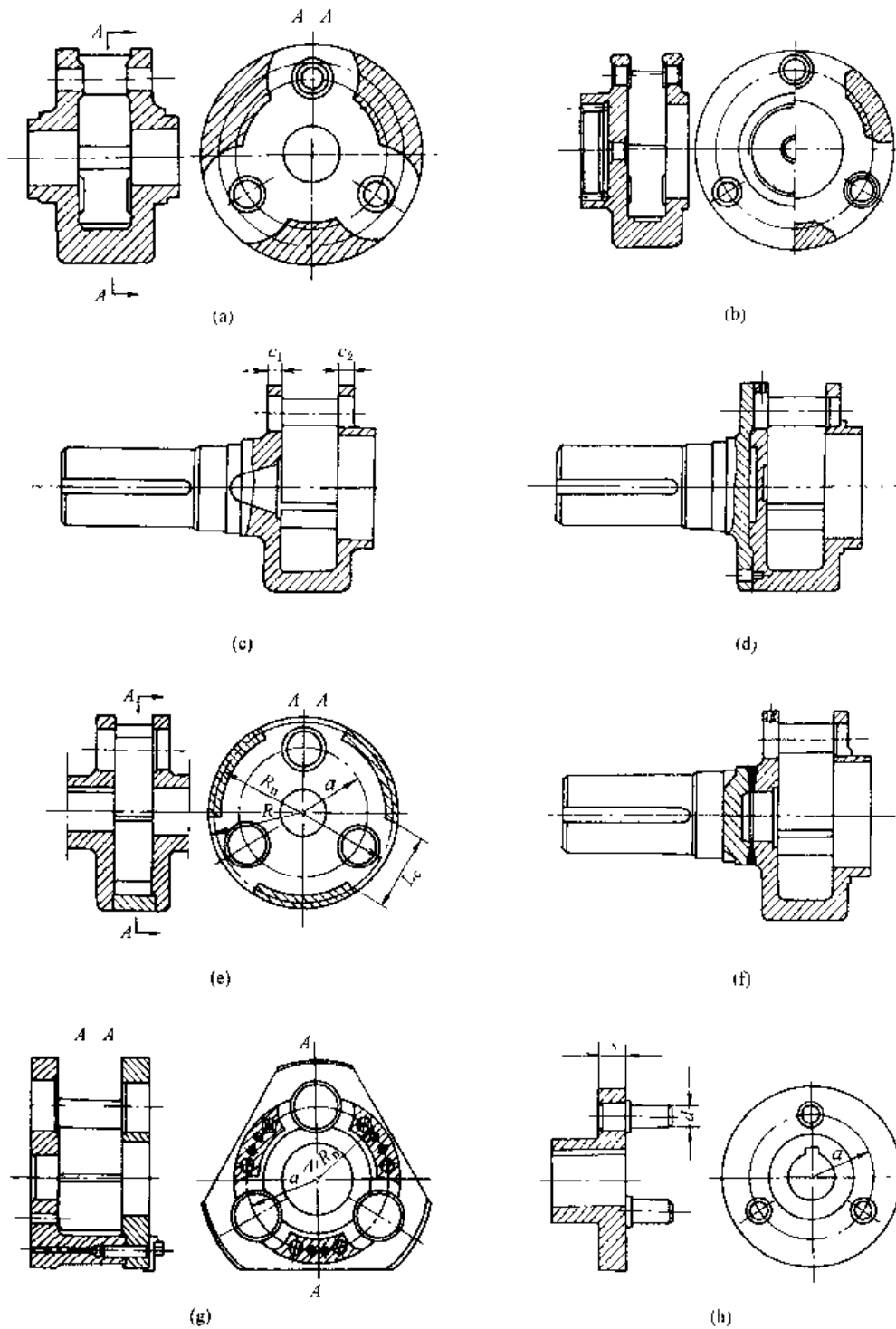


图 13-5-15 行星架结构

双壁剖分式行星架较整体式行星架结构复杂，主要用于高速行星传动和传动比较小的低速行星传动。例如传动比  $i_{AX}^B < 4$  的 NGW 型行星传动，其行星轮轴承要装在行星架上。为满足装配要求，必须采用如图 13-5-15g 所示具有剖分式结构的行星架。剖分式行星架一般采用铸钢或锻钢材料制造，其结构较复杂，刚性较差。

双壁整体式和双壁剖分式行星架的两个侧板通过中间连接板（梁）联接在一起。两个侧板的厚度，当不安装轴承时可按经验公式选取： $c_1 = (0.25 \sim 0.30) a$ ， $c_2 = (0.20 \sim 0.25) a$ 。开口长度  $L_c$  应比行星轮外径大 10mm 以上。连接板内圆半径  $R_n$  按下式确定： $R_n = (0.85 \sim 0.50) R$  参看图 13-5-15c 和 e。

单壁式行星架结构简单，装配方便，轴向尺寸小（见图 13-5-15h），但因行星轮轴呈悬臂状态，受力情况不

好，刚性差，并需校核行星轮轴与行星架孔的配合长度及过盈量，而且轴承必须安装在行星轮孔内，特别是当行星轮直径较小时比较困难，故一般只用于中小功率传动。行星架壁厚  $s$  推荐取值为  $s = \left( \frac{1}{3} \sim \frac{1}{4} \right) a$ 。其轴径  $d$  要按弯曲强度和刚度计算。轴和孔推荐采用 H7/u7 过盈配合并用温差法装配。配合长度，即壁厚  $s$  可在  $(1.5 \sim 2.5) d$  范围内选取，并兼顾上述对壁厚的推荐取值。

#### 6.4 机体结构<sup>[6]</sup>

机体结构如何设计取决于制造工艺、安装使用、维修及经济性等方面的要求。按制造工艺不同来划分，有铸造机体和焊接机体。中小规格的机体在成批生产时多采用铸铁件，而单件生产或机体规格较大时多采用焊接方法制造。

按安装方式不同来划分，有卧式、立式和法兰式。按结构不同又分为整体式和剖分式。各种机体的结构如图 13-5-16 所示。其中图 a 为卧式二级整体铸铁机体，其结构简单、紧凑，常用于专用设计或专用系列设计中。图 b 为二级分段式铸铁机体，其结构较复杂，刚性差，加工工时多，常用于系列设计中，对成批和大量生产有利。图 c 为立式法兰式安装机体，成批生产时多为铸件，单件生产时多为焊接件。图 d 为卧式底座安装、轴向剖分式结构，常用在大规格、单件生产场合，可以铸造，也可以焊接。图 e 所示其齿圈即为机体，联接部分可为铸件，也可为焊接件。

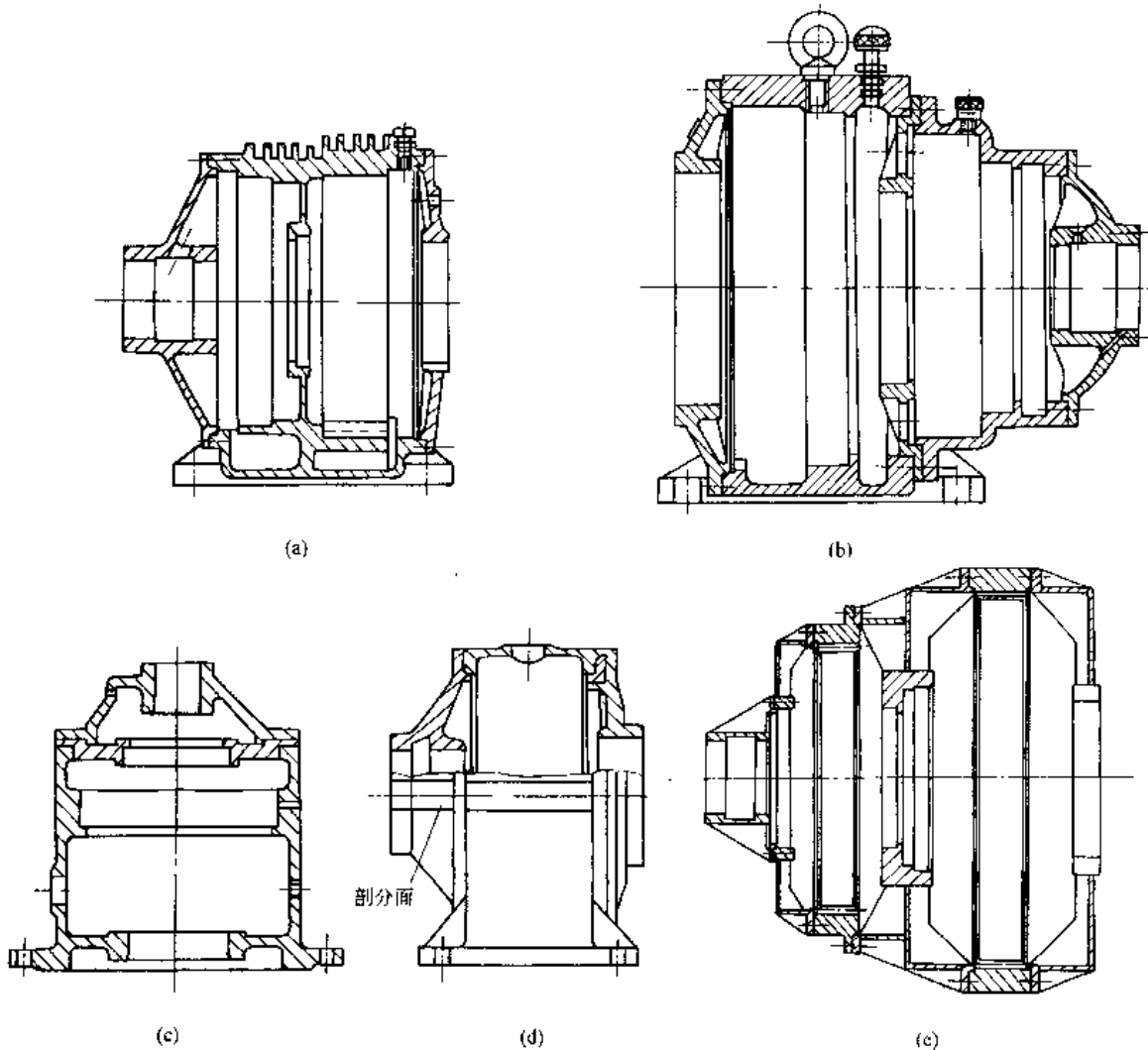


图 13-5-16 机体结构

铸铁机体各部尺寸(如图 13-5-17 所示)可按表 13-5-30 中所列的经验公式确定,其中壁厚  $\delta$  按表 13-5-31 选定或按下式计算:

$$\delta = 0.56 K_1 K_d \sqrt[4]{T_D} \geq 6 \text{mm}$$

式中  $K_1$ ——机体表面形状系数,当无散热筋时取  $K_1 = 1$ 、有散热筋时取  $K_1 = 0.8 \sim 0.9$ ;

$K_d$ ——与内齿圈直径有关的系数,当内齿圈分度圆直径  $d_i \leq 650 \text{mm}$  时,取  $K_d = 1.8 \sim 2.2$ ,当  $d_i > 650 \text{mm}$  时,取  $K_d = 2.2 \sim 2.6$ ;

$T_D$ ——作用于机体上的转矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

机体表面散热筋尺寸按图 13-5-18 中所列的关系式确定。

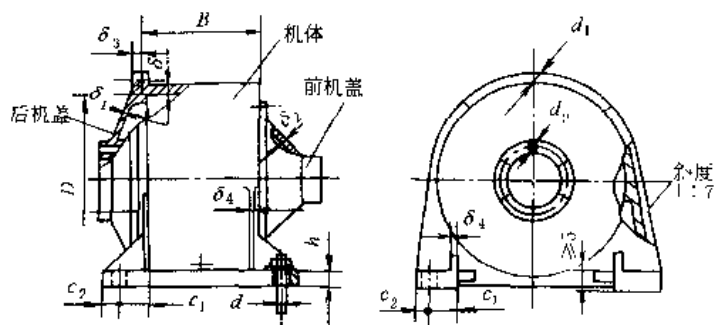


图 13-5-17 机体结构尺寸代号

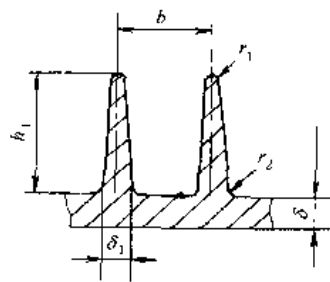


图 13-5-18 散热筋尺寸

$$h_1 = (2.5 \sim 4) \delta; b = 2.5 \delta$$

$$r_1 = 0.25 \delta; r_2 = 0.5 \delta; \delta_1 = 0.8 \delta$$

表 13-5-30 行星减(增)速器铸造机体结构尺寸 /mm

名称	代号	计算方法
机体壁厚	$\delta$	见表 13-5-31 或 $\delta$ 计算公式
前机盖壁厚	$\delta_2$	$\delta_2 = 0.8 \delta \geq 6$
后机盖壁厚	$\delta_1$	$\delta_1 = \delta$
机盖(机体)法兰凸缘厚度	$\delta_3$	$\delta_3 = 1.25 d_1$
加强筋厚度	$\delta_4$	$\delta_4 = \delta$
加强筋斜度		$2^\circ$
机体宽度	$B$	$B \geq 4.5 \times$ 齿轮宽度
机体内壁直径	$D$	按内齿轮直径及固定方式确定
机体机盖紧固螺栓直径	$d_1$	$d_1 = (0.85 \sim 1) \delta \geq 8$
轴承端盖螺栓直径	$d_2$	$d_2 = 0.8 d_1 \geq 8$
地脚螺栓直径	$d$	$d = 3.1 \sqrt[4]{T_D} \geq 12$
机体底座凸缘厚度	$h$	$h = (1 \sim 1.5) d$
地脚螺栓孔的位置	$c_1$	$c_1 = 1.2 d + (5 \sim 8)$
	$c_2$	$c_2 = d + (5 \sim 8)$

注: 1.  $T_D$ ——作用于机体上的转矩  $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

2. 尺寸  $c_1$  和  $c_2$  要按搬手空间要求校核。

3. 本表尚未包括的其他尺寸,可参考第 15 篇第 1 章减速器的表 15-1-5 中的有关内容确定。

4. 对于焊接机体,表中的尺寸关系仅可作参考。

表 13-5-31 铸造机体的壁厚

尺寸系数 $K_0$	壁厚 $\delta / \text{mm}$
$\leq 0.6$	6
$> 0.6 \sim 0.8$	7
$> 0.8 \sim 1$	8
$> 1.0 \sim 1.25$	$> 8 \sim 10$
$> 1.25 \sim 1.6$	$> 10 \sim 13$
$> 1.6 \sim 2.0$	$> 13 \sim 15$
$> 2.0 \sim 2.5$	$> 15 \sim 17$
$> 2.5 \sim 3.2$	$> 17 \sim 21$
$> 3.2 \sim 4.0$	$> 21 \sim 25$
$> 4.0 \sim 5.0$	$> 25 \sim 30$
$> 5.0 \sim 6.3$	$> 30 \sim 35$

注: 1. 尺寸系数  $K_0 = \frac{3D+B}{1000}$ ,  $D$  为机体

内壁直径  $\text{mm}$ ,  $B$  为机体宽度  $\text{mm}$ 。

2. 对有散热片的机体,表中  $\delta$  值应降低 10% ~ 20%。

3. 表中  $\delta$  值适合于灰铸铁,对于其他材料可按性能适当增减。

4. 对于焊接机体,表中  $\delta$  可作参考,一般应降低 30% 左右使用。



### 6.5 行星齿轮减速器结构图例

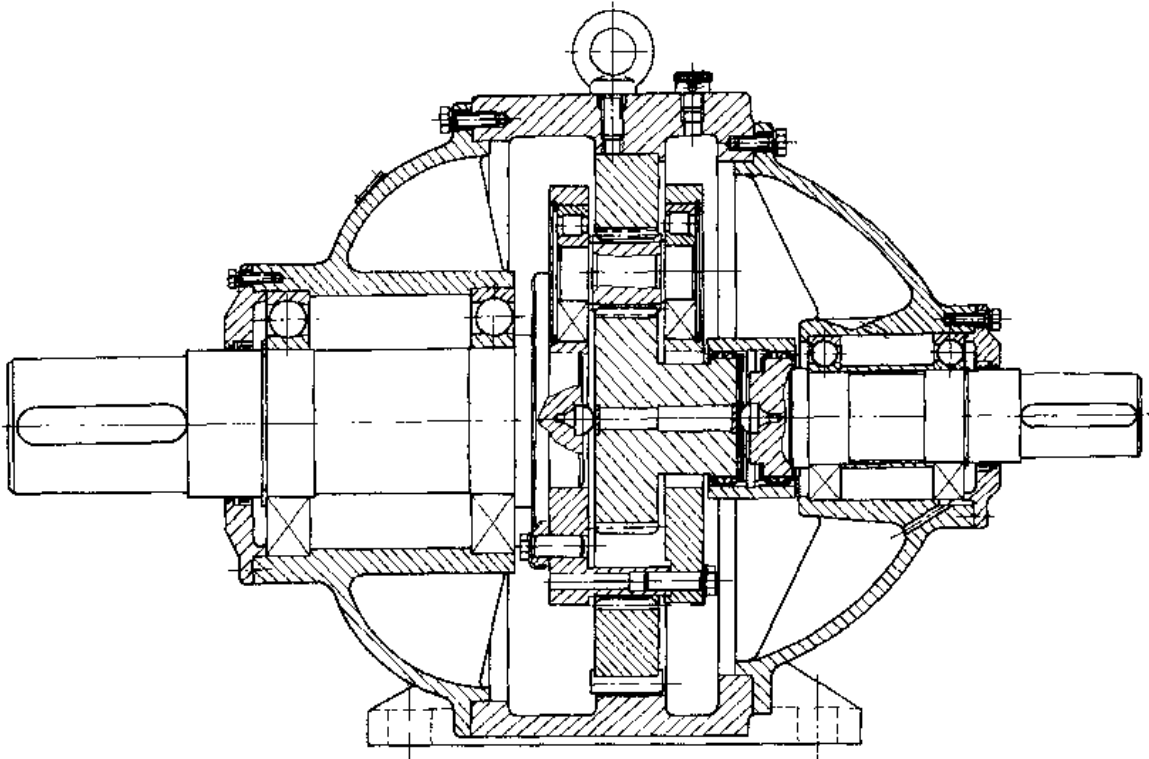


图 13-5-19 NCW 型单级行星减速器  
(太阳轮浮动,  $i_{AX}^B = 2.8 \sim 4.5$ ,  $z_A > z_C$ )

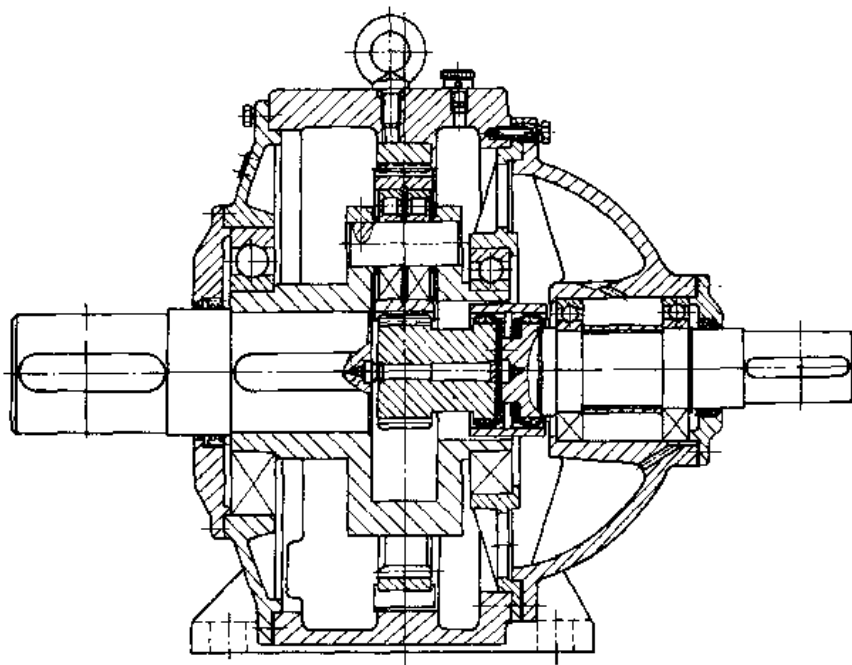


图 13-5-20 NCW 型单级行星减速器  
(太阳轮浮动,  $i_{AX}^B > 4.5$ ,  $z_A < z_C$ )

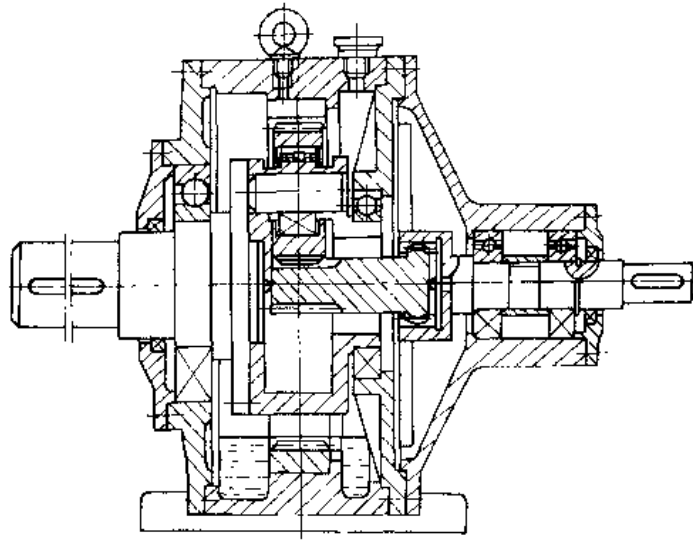


图 13-5-21 NGW 型单级行星减速器<sup>[6]</sup>  
(无多余约束的浮动  $z_A < z_f$ )

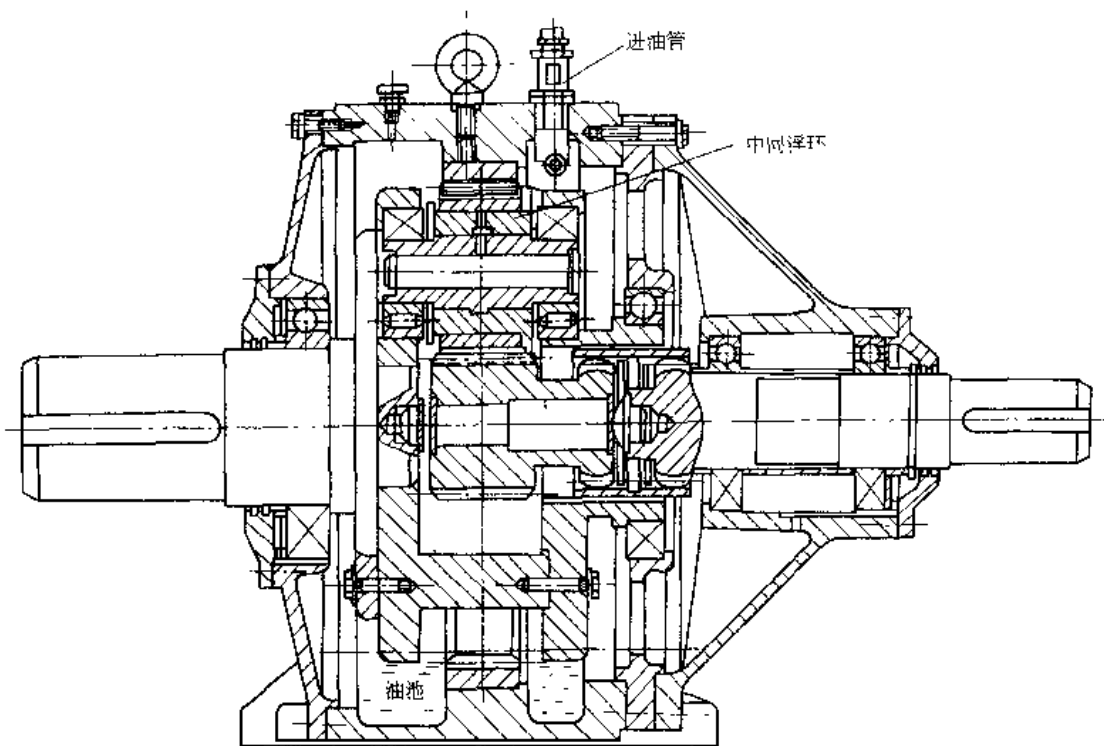


图 13-5-22 NGW 型行星齿轮减速器<sup>[3]</sup>  
(弹性油膜浮动与太阳轮浮动均载)

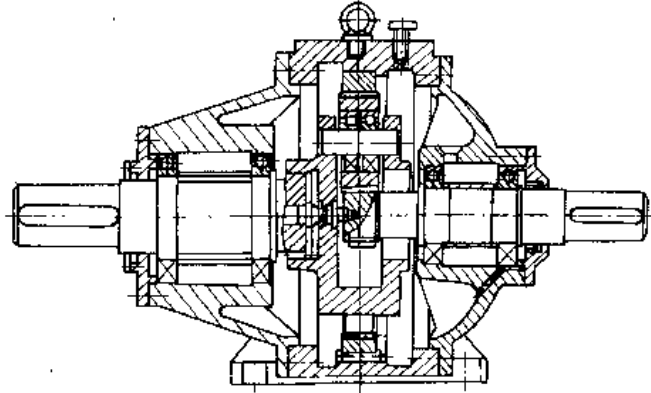


图 13-5-23 NGW 型单级行星减速器<sup>[6]</sup>  
(行星架浮动)

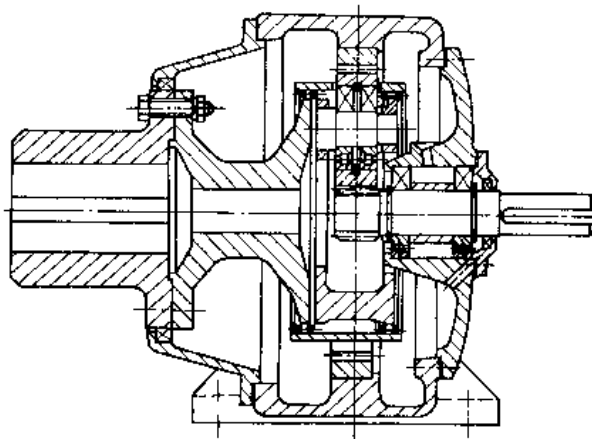


图 13-5-24 NGW 型单级行星减速器  
(行星架浮动)

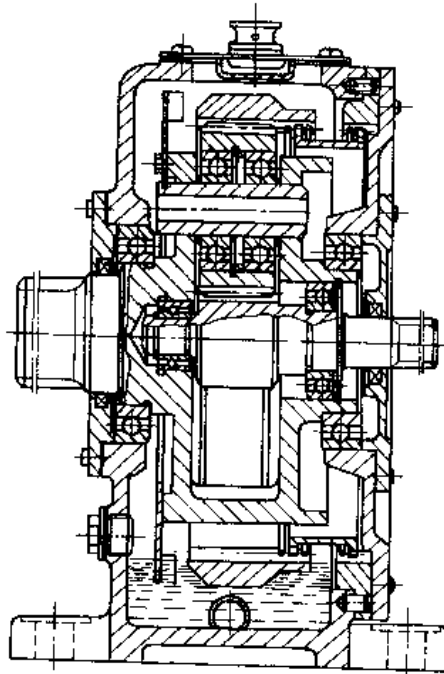


图 13-5-25 NGW 型行星减速器  
(内齿轮浮动)

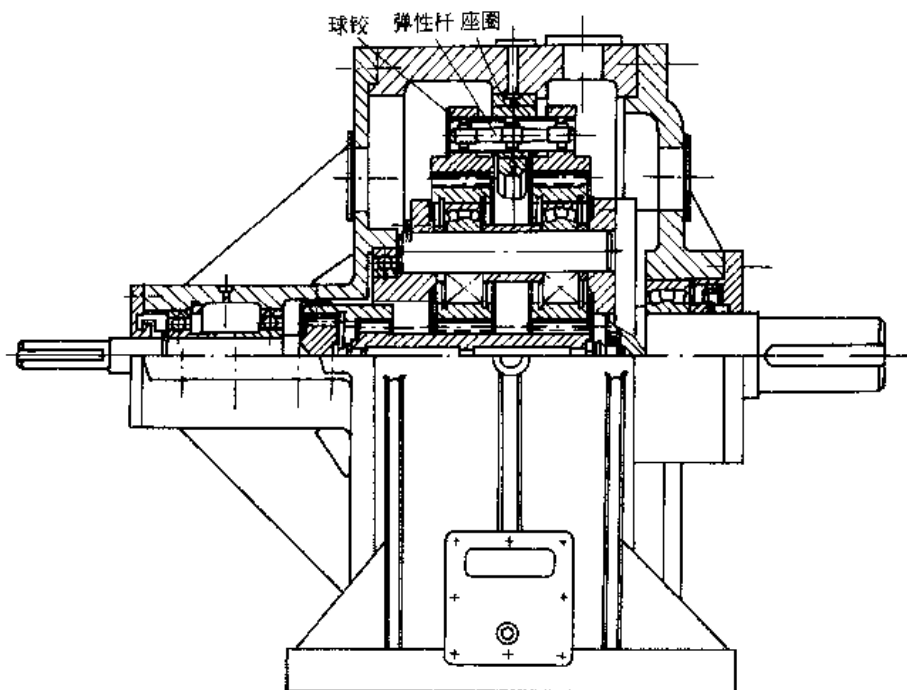


图 13-5-26 双排直齿 NGW 型大规格行星减速器<sup>[3]</sup>  
 两排内齿轮之间采用弹性杆均载，高速端的端盖为轴向剖分式

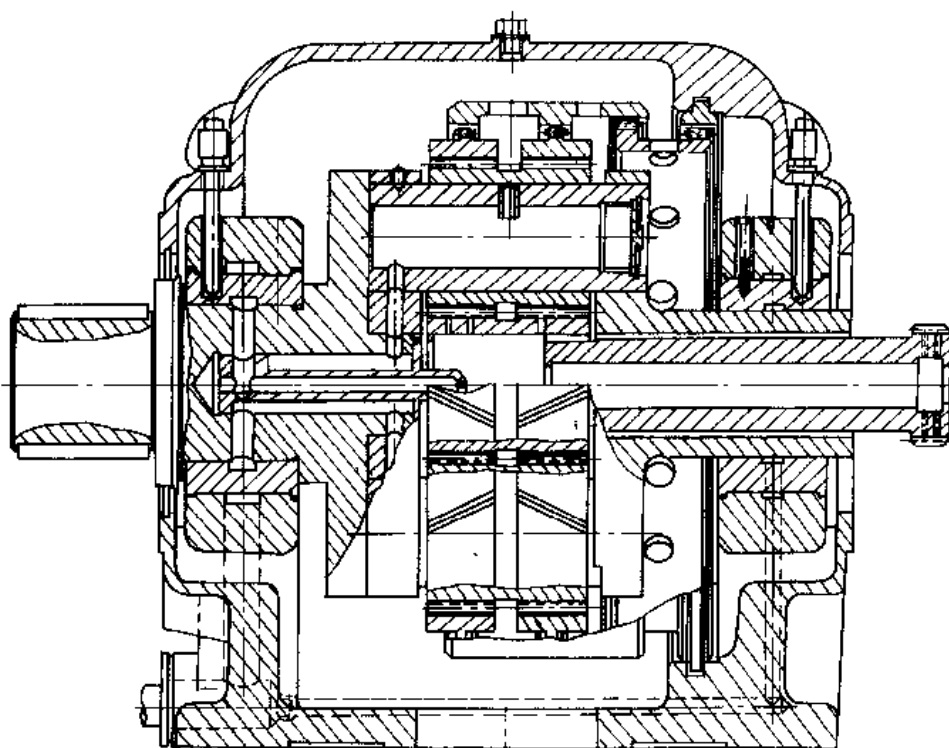


图 13-5-27 NGW 型高速行星增（减）速器<sup>[6]</sup>  
 （太阳轮与内齿圈同时浮动）

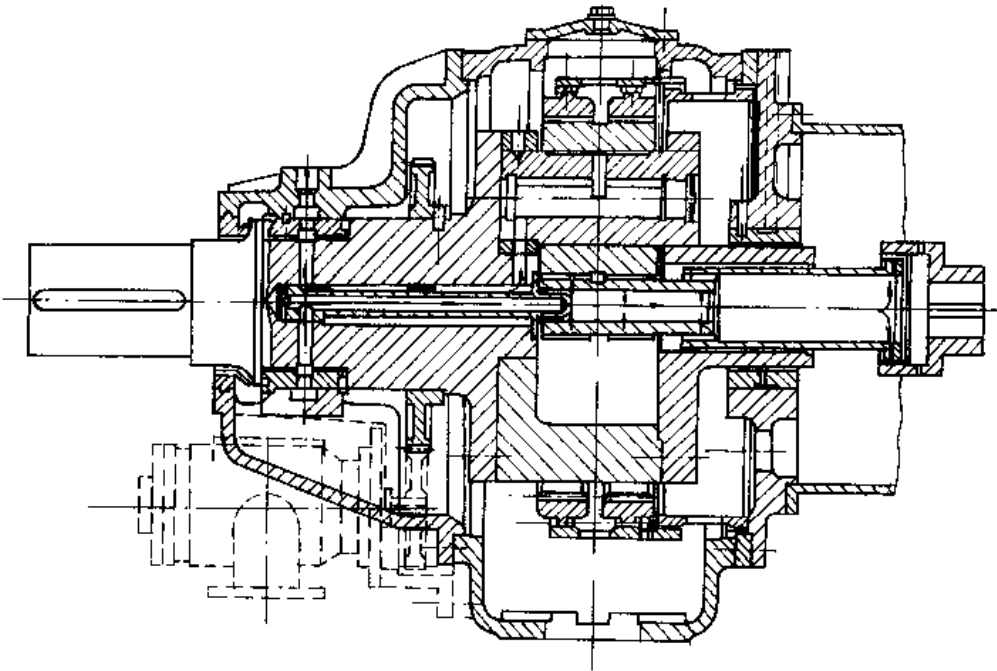


图 13-5-28 NGW 型高速行星增（减）速器  
(太阳轮与内齿圈同时浮动)<sup>[7]</sup>

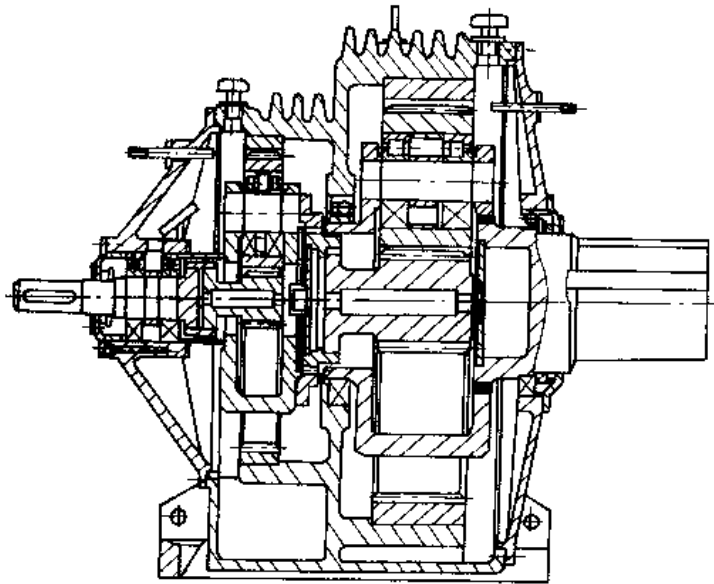


图 13-5-29 NGW 型二级行星减速器<sup>[6]</sup>  
(高速级太阳轮与行星架同时浮动，低速级太阳轮浮动)

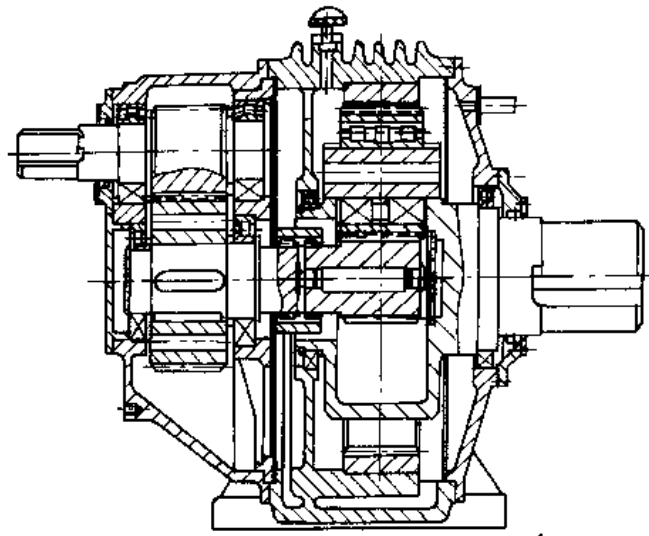


图 13-5-30 定轴齿轮传动与  
NGW 型组合的行星减速器<sup>[6]</sup>  
(低速级太阳轮浮动)

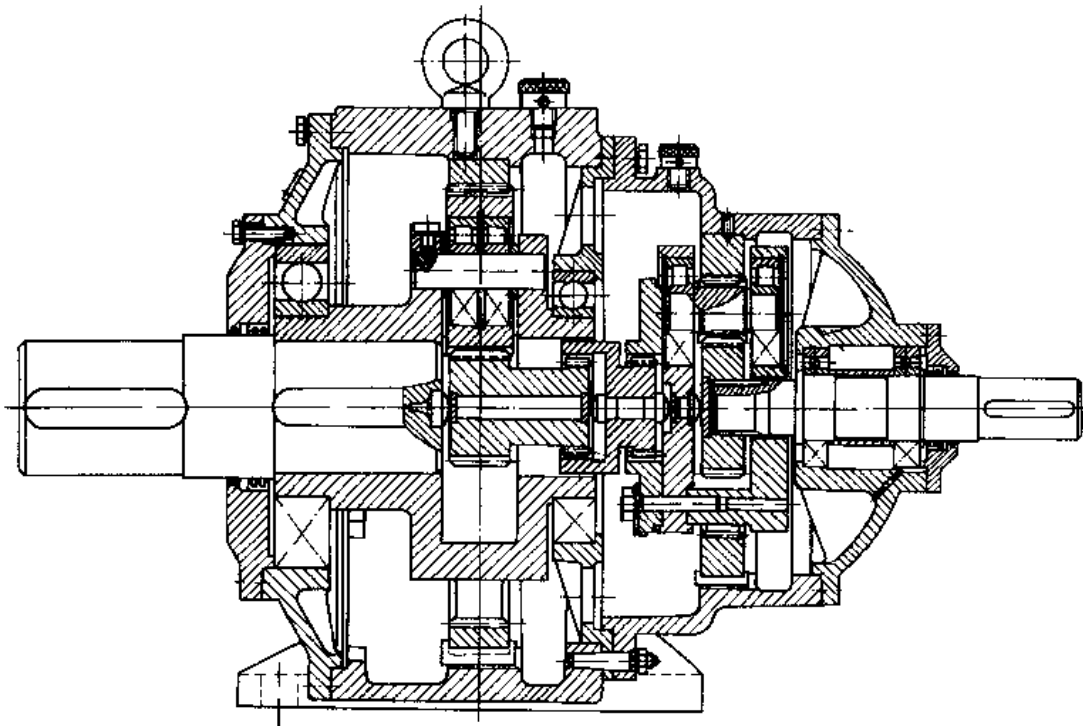


图 13-5-31 NGW 型二级行星减速器  
(高速级行星架浮动, 低速级太阳轮浮动)

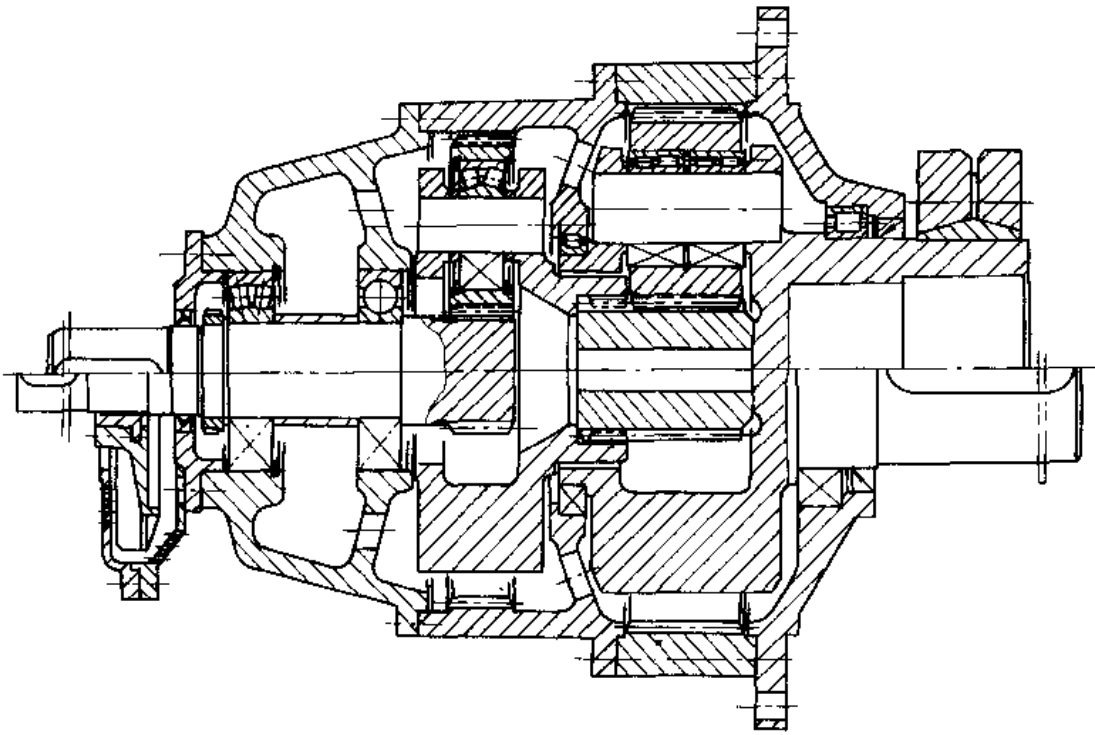


图 13-5-32 法兰式 NGW 型二级行星减速器<sup>[3]</sup>

(高速级行星架浮动, 低速级太阳轮浮动;  
低速轴采用平键联接或缩套无键联接)

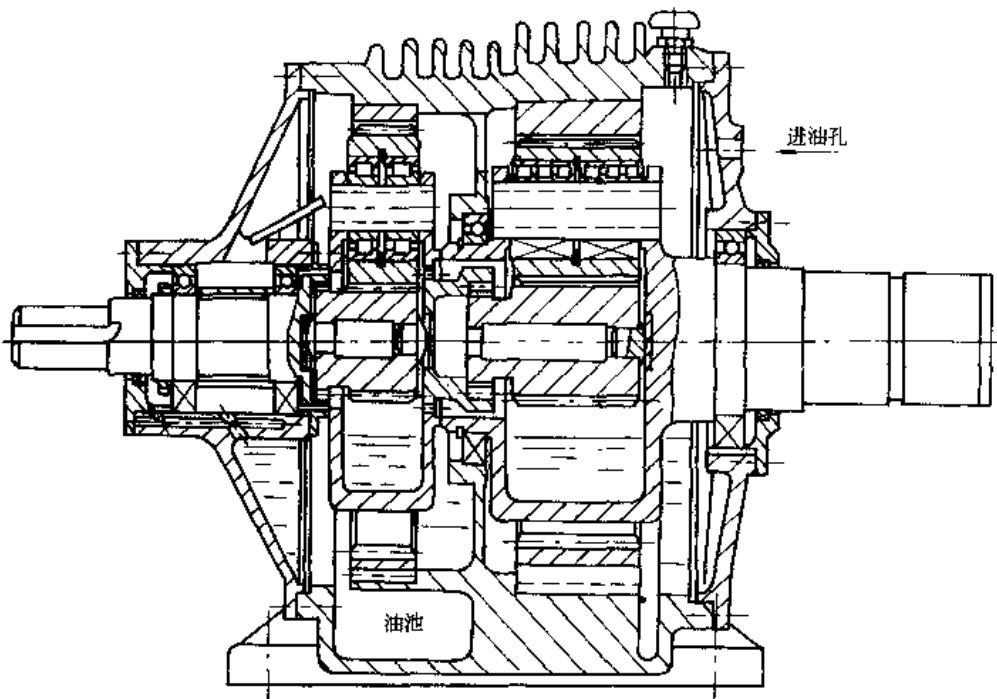


图 13-5-33 二级 NGW 型大规格行星减速器<sup>[3]</sup>

(高速级及低速级均为太阳轮浮动)

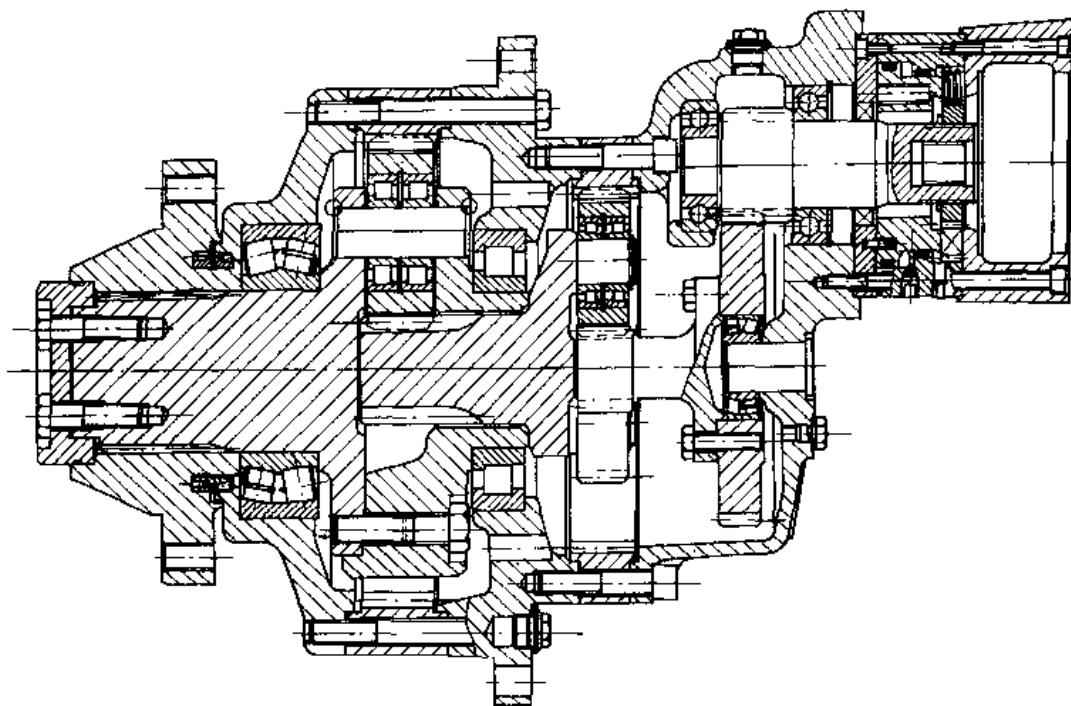


图 13-5-34 挖掘机用行走型行星减速器<sup>[9]</sup>  
 (二级 NGW 型传动与一级平行轴传动组合; 低速级太阳轮浮动,  
 中间级行星架浮动; 高速级带制动器)

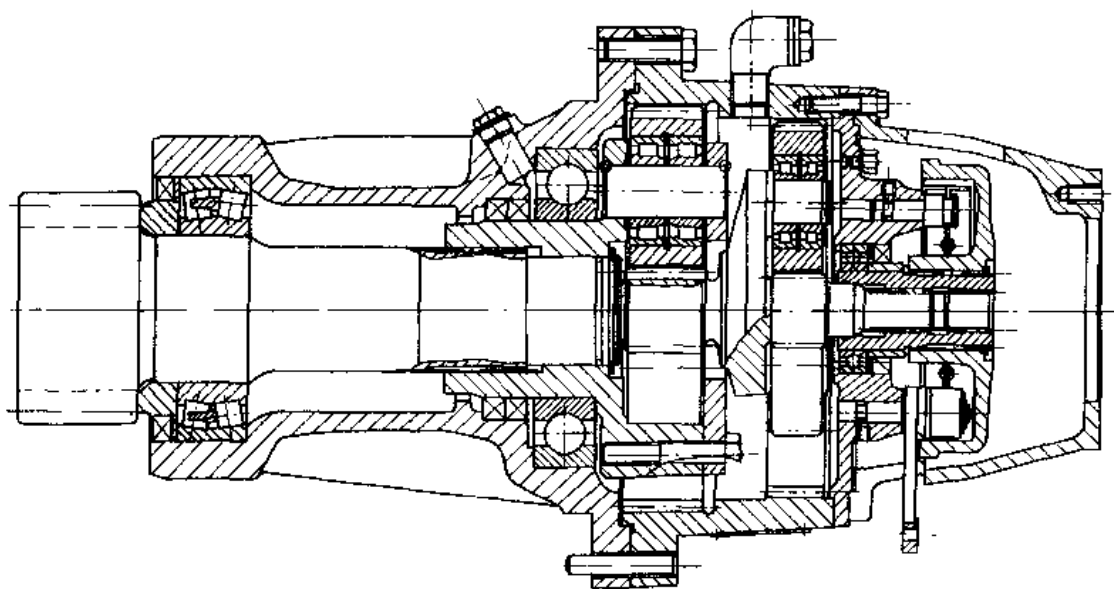


图 13-5-35 挖掘机用回转型行星减速器<sup>[10]</sup>  
 (高速级行星架浮动, 低速级太阳轮浮动)



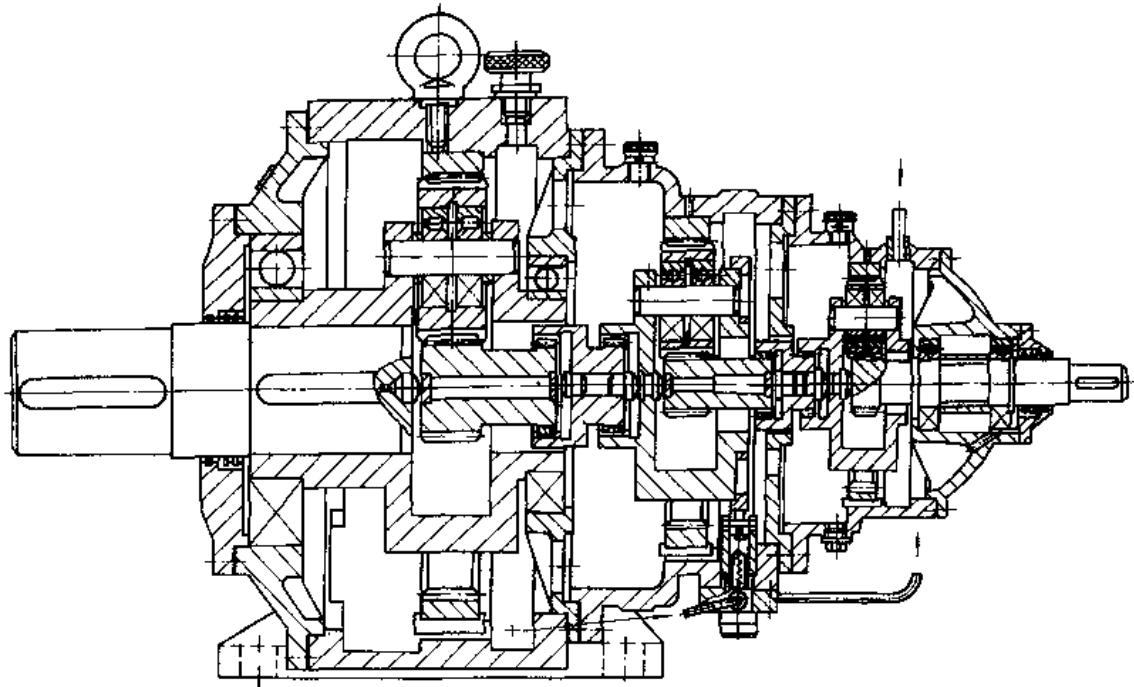


图 13-5-36 NGW 型三级行星减速器  
(一级：行星架浮动；二级：太阳轮与行星架同时浮动；三级：太阳轮浮动)

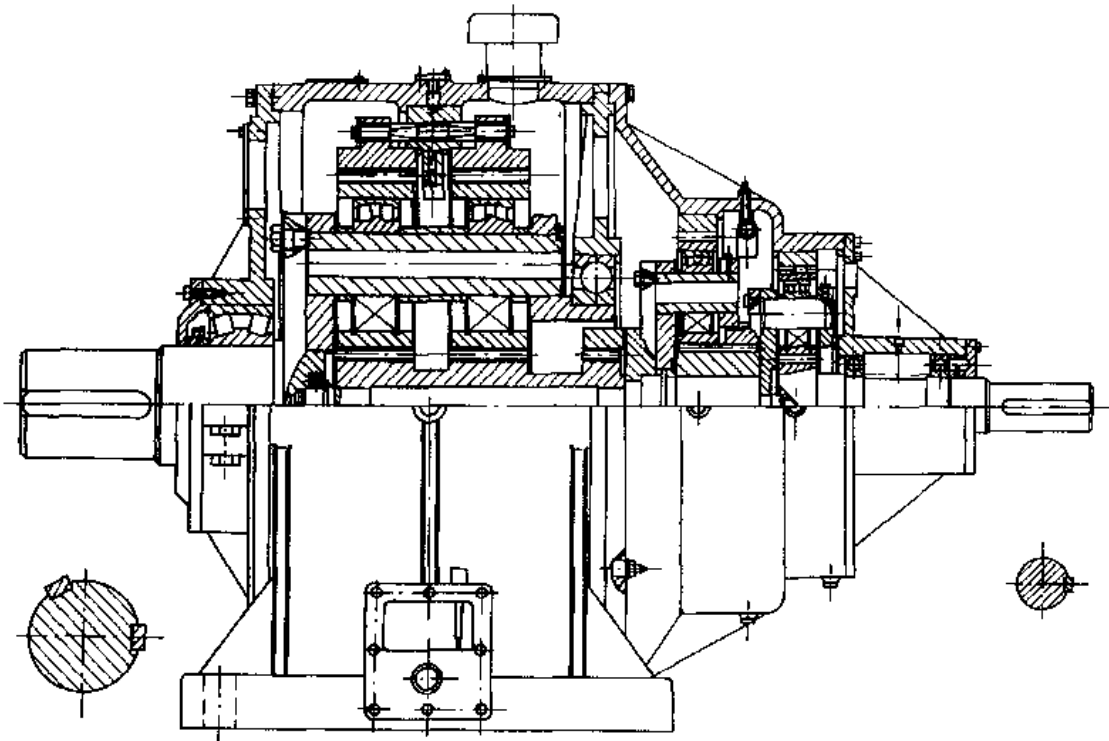


图 13-5-37 NGW 型三级大规格行星减速器<sup>[8]</sup>  
(高速级行星架浮动，中间级太阳轮与行星架同时浮动，  
低速级太阳轮浮动并采用双排齿轮，两排内齿轮以弹性杆均载)

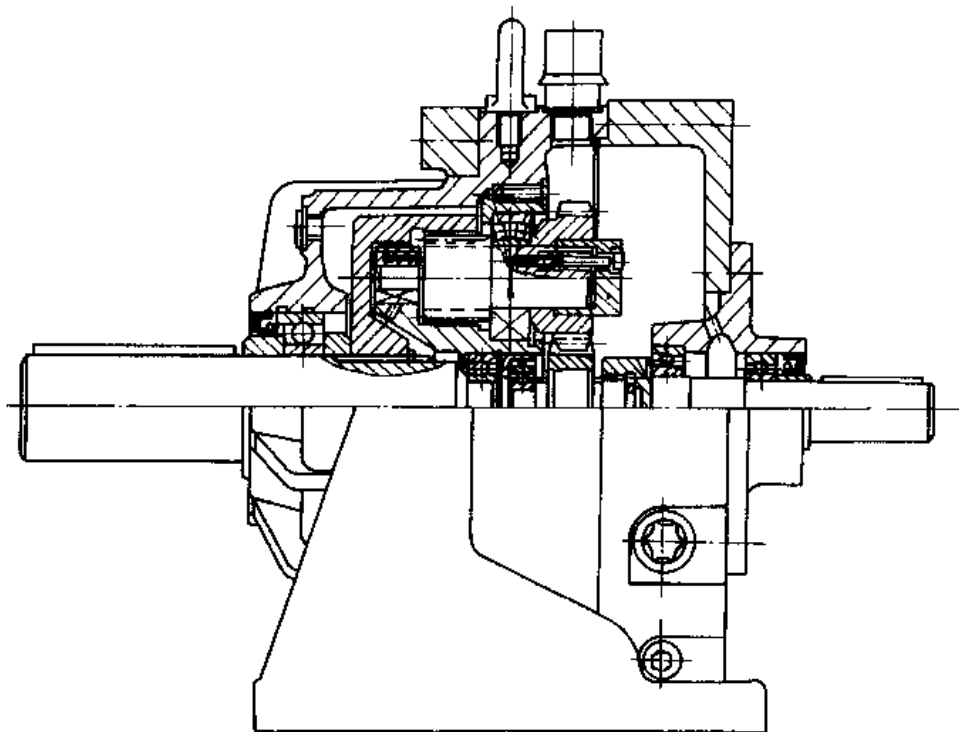


图 13-5-38 行星架固定的 NW 型准行星减速器<sup>[3]</sup>  
 传动比  $i = 5 \sim 50$ , 两个行星轮与水平方向成  $45^\circ$ , 双联行星轮采用  
 弹性胀套联接, 加工、装配方便

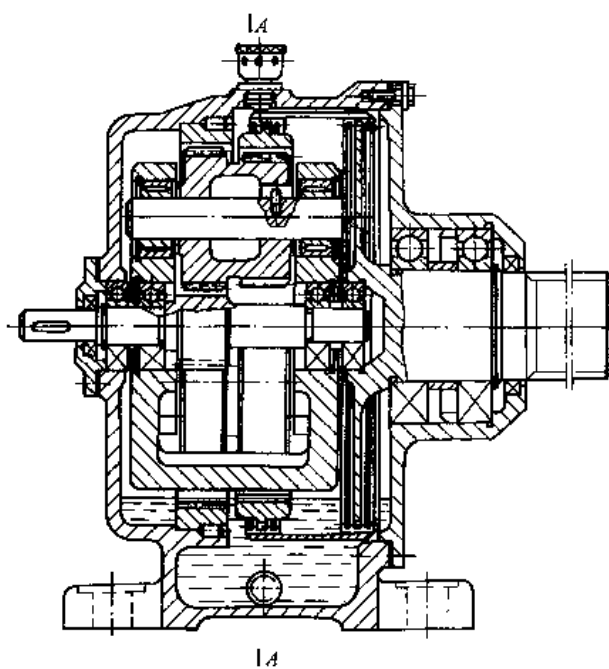


图 13-5-39 NGWN (I) 型行星减速器  
 (内齿轮通过浮动, 双联齿轮联轴器  
 与输出轴相联, 太阳轮不浮动)

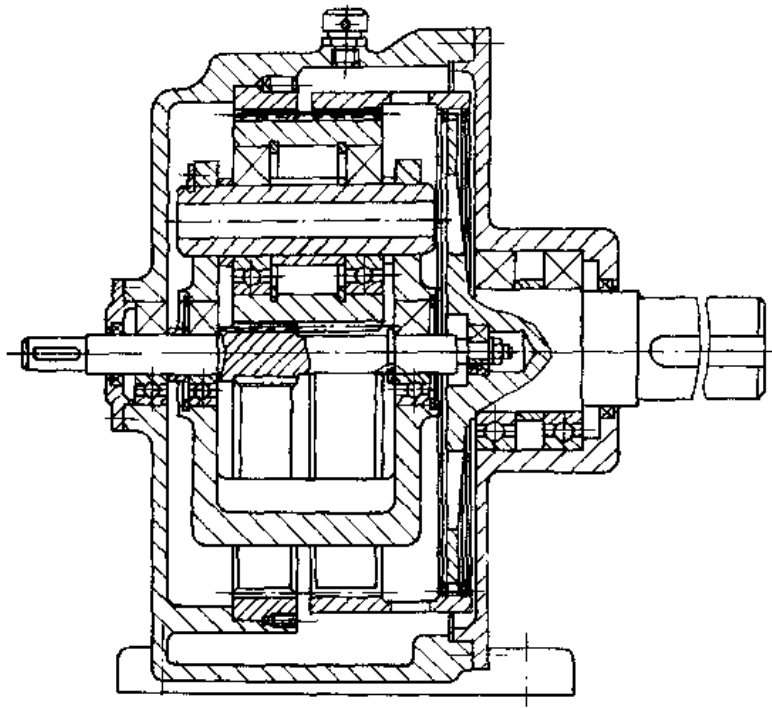


图 13-5-40 NGWN (II) 型行星减速器<sup>[3]</sup>  
(采用薄壁弹性输出内齿轮, 并以齿轮联轴器  
与输出轴相联, 太阳轮不浮动)

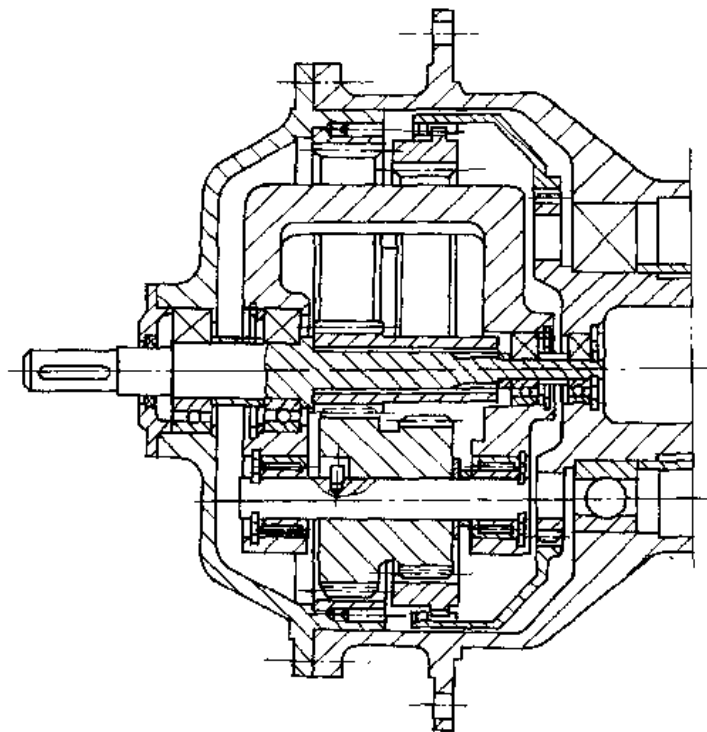


图 13-5-41 法兰式 NGWN (I) 型行星减速器<sup>[3]</sup>  
(轴出内齿圈与太阳轮同时浮动; 输出内齿轮采用薄壁结构并  
以齿轮联轴器与输出轴相联)

## 7 主要零件的技术要求

### 7.1 对齿轮的要求

#### (1) 齿轮精度

1) 精度等级 行星齿轮传动中,一般多采用圆柱齿轮,若有合理的均载机构,齿轮精度等级可根据其相对于行星架的圆周速度  $v^x$  由表 13-5-32 确定。通常与普通定轴齿轮传动的齿轮精度相当或稍高。一般情况下,齿轮精度应不低于 8-7-7 级。对于中、低速行星齿轮传动,推荐齿轮精度:太阳轮、行星轮不低于 7 级,常用 6 级;内齿轮不低于 8 级,常用 7 级;对于高速行星齿轮传动,其太阳轮和行星轮精度不低于 5 级,内齿轮精度不低于 6 级。齿轮精度的检验项目及极限偏差应符合 GB/T 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度》的规定。

表 13-5-32 圆柱齿轮精度等级与圆周速度的关系<sup>[6]</sup>

精度等级		5	6	7	8
圆周速度 $v^x/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	直齿轮	> 20	~ 15	~ 10	~ 6
	斜齿轮	> 40	~ 30	~ 20	~ 12

2) 齿轮副的侧隙 齿轮啮合侧隙一般应比定轴齿轮传动稍大。推荐按表 13-5-33 的规定选取,并以此计算出齿厚或公法线平均长度的极限偏差,再圆整到 GB/T 10095—1988 所规定的偏差代号所对应的数值。

表 13-5-33 最小侧隙  $j_{\text{min}}$ <sup>[6]</sup> / $\mu\text{m}$

侧隙种类	中心距 /mm									
	$\leq 80$	> 80 ~ 125	> 125 ~ 180	> 180 ~ 250	> 250 ~ 315	> 315 ~ 400	> 400 ~ 500	> 500 ~ 630	> 630 ~ 800	> 800 ~ 1000
a	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560
b	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360

注: 1. 表中 a 类侧隙对应的齿轮与箱体温差为 40℃; b 类为 25℃;

2. 对于行星齿轮传动,根据经验,按不同用途推荐采用的最小侧隙为:精度不高,有浮动构件的低速传动采用 a 类;精度较高 (> 7 级) 有浮动构件的低速传动采用 b 类。

3) 齿轮联轴器的齿轮精度 一般取 8 级,其侧隙应稍大于一般定轴齿轮传动。

#### (2) 对行星轮制造方面的几点要求

由表 13-5-23 可知,行星轮的偏心误差对浮动量的影响最大,因此对其齿圈径向跳动公差应严格要求。在成批生产中,应选取偏心误差相近的行星轮为一组,装配时使同组各行星轮的偏心方向对各自中心线(行星架中心与该行星轮轴孔中心的连线)呈相同角度,这样可使行星轮的偏心误差的影响降到最小。在单件生产中应严格控制齿厚,如采用具有砂轮自动修整和补偿机构的磨齿机进行磨齿,可保证砂轮与被磨齿轮的相对位置不变,即可控制各行星轮齿厚保持一致。对调质齿轮,并以滚齿作为最终加工时,应将几个行星轮安装在一个心轴上一次完成精滚齿,并作出位置标记,以便按标记装配,保证各行星轮啮合处的齿厚基本一致。对于双联行星齿轮,必须使两个齿轮中的一个齿槽互相对准,使齿槽的对称线在同一轴平面内,并按装配条件的要求,在图纸上注明装配标记。

#### (3) 齿轮材料和热处理要求

行星齿轮传动中太阳轮同时与几个行星轮啮合,载荷循环次数最多,因此在一般情况下,应选用承载能力较高的合金钢,并采用表面淬火、渗氮等热处理方法,增加其表面硬度。在 NGW 和 NGWN 传动中,行星轮 C 同时与太阳轮和内齿轮啮合,齿轮受双向弯曲载荷,所以常选用与太阳轮相同的材料和热处理。内齿轮强度一般裕量较大,可采用稍差一些的材料。齿面硬度也可低些,通常只调质处理,也可表面淬火和渗氮。

表 13-5-34 所列为行星齿轮传动中齿轮常用材料及其热处理工艺要求与性能,可参考选用。

表 13-5-34 常用齿轮材料热处理工艺及性能<sup>[6]</sup>

齿 轮	材 料	热 处 理	表 面 硬 度	芯 部 硬 度	$\sigma_{\text{Hlim}}$ / $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$	$\sigma_{\text{Flim}}$ / $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
太阳轮 行星轮	20CrMnTi 20CrNi <sub>2</sub> MoA	渗碳 淬火	57 ~ 61 HRC	35 ~ 40 HRC	1450	400 280
内齿圈	40Cr 42CrMo	调质	262 ~ 302 HBS	—	700	250

对于渗碳淬火的齿轮, 兼顾其制造成本、齿面接触疲劳强度与齿根弯曲疲劳强度, 有效硬化层深度可取为  $h_c = (0.15 \sim 0.20) m_n$ 。推荐的有效硬化层深度  $h_c$  与齿轮模数  $m_n$  的对应关系见表 13-5-35。

表 13-5-35 太阳轮、行星轮有效硬化层深度推荐值<sup>[6]</sup>

模数 $m/\text{mm}$	有效硬化层深度及偏差/ $\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	有效硬化层深度及偏差/ $\text{mm}$
2.0	$0.4^{+0.3}_0$	2.5	$0.5^{+0.3}_0$
3.0	$0.6^{+0.3}_0$	(3.5)	$0.7^{+0.3}_0$
4.0	$0.8^{+0.3}_0$	(4.5)	$0.85^{+0.3}_0$
5.0	$0.95^{+0.3}_0$	6.0	$1.1^{+0.3}_0$
(7.0)	$1.25^{+0.4}_0$	8.0	$1.35^{+0.4}_0$
10	$1.5^{+0.4}_0$	12	$1.7^{+0.5}_0$
16	$2.2^{+0.5}_0$	(18)	$2.5^{+0.5}_0$
20	$2.7^{+0.6}_0$	(22)	$2.9^{+0.6}_0$
25	$3.3^{+0.6}_0$		

对于表面氮化的齿轮, 其轮齿芯部要有足够的硬度(强度), 使其能在很高的压力作用下可靠地支撑氮化层。氮化层深度一般为  $0.25 \sim 0.6\text{mm}$ , 大模数齿轮可达  $0.8 \sim 1.0\text{mm}$ 。常用模数的氮化层深度见表 13-5-36。

表 13-5-36 齿轮模数与渗氮层深度的关系<sup>[6]</sup>

模数 $m/\text{mm}$	公称深度/ $\text{mm}$	深度范围/ $\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	公称深度/ $\text{mm}$	深度范围/ $\text{mm}$
$\leq 1.25$	0.15	0.1 ~ 0.25	4.5 ~ 6	0.50	0.45 ~ 0.55
1.5 ~ 2.5	0.30	0.25 ~ 0.40	> 6	0.60	> 0.5
3 ~ 4	0.40	0.35 ~ 0.50			

## 7.2 行星架的技术要求

### (1) 中心距极限偏差 $f_a$

行星架上各行星轮轴孔与行星架基准轴线的中心距偏差会引起行星轮径向位移, 从而影响齿轮的啮合侧隙, 还会由于各中心距偏差的数值和方向不同而导致影响行星轮轴孔距相对误差并使行星架产生偏心, 因而影响行星轮均载。为此, 要求各中心距的偏差等值且方向相同, 即各中心距之间的相对误差等于或接近于零, 一般控制在  $0.01 \sim 0.02\text{mm}$  之间。中心距极限偏差  $\pm f_a$  之值应根据中心距  $a$  按齿轮精度等级由表 13-1-55 选取, 也可按下式计算:

$$f_a \leq \pm \frac{8 \sqrt[3]{a}}{1000} \quad (\text{mm})$$

### (2) 各行星轮轴孔的相邻孔距偏差 $f_1$

相邻行星轮轴孔距偏差  $f_1$  是对各行星轮间载荷分配均匀性影响较大的因素, 必须严格控制。其值主要取决于各轴孔的分度误差, 即取决于机床和工艺装备的精度。  $f_1$  之值按下式计算:

$$f_1 \leq \pm (3 \sim 4.5) \frac{\sqrt{a}}{1000} \quad (\text{mm})$$

式中  $a$  为中心距,  $\text{mm}$ 。括号中的数值, 高速行星传动取小值, 一般中低速行星传动取较大值。

各孔距偏差  $f_1$  间的相互差值(即相邻两孔实测弦距的相对误差)  $\Delta f_1$  也应控制在  $\Delta f_1 = (0.4 \sim 0.6) f_1$  范围内。

### (3) 行星轮轴孔对行星架基准轴线的平行度公差 $f_x'$ 和 $f_y'$

$f_x'$  和  $f_y'$  是控制齿轮副接触精度的公差, 其值按下式计算:

$$f_x' = f_x \frac{B}{b} \quad (\mu\text{m})$$

$$f_y' = f_y \frac{B}{b} \quad (\mu\text{m})$$

式中  $f_x$  和  $f_y$ ——在全齿宽上,  $x$  方向和  $y$  方向的轴线平行度公差,  $\mu\text{m}$ , 按 GB/T 10095—1988 选取;

$B$ ——行星架上两壁轴孔对称线（支点距）间的距离；

$b$ ——齿轮宽度。

#### (4) 行星架的偏心误差 $e_x$

行星架的偏心误差  $e_x$  可根据相邻行星轮轴孔距偏差求得。一般取  $e_x \leq \frac{1}{2} f_1$

#### (5) 平衡试验

为保证传动装置运转的平稳性，对中、低速行星传动的行星架应进行静平衡试验，许用不平衡力矩按表 13-5-37 确定。

对于高速行星传动的行星架，应在其上全部零件装配完成后进行该组件的整体动平衡试验。

表 13-5-37 行星架的许用不平衡力矩

行星架外圆直径/mm	< 200	200 ~ 350	350 ~ 500
许用不平衡力矩/N·m	0.15	0.25	0.50

### 7.3 浮动件的轴向间隙

对于采用基本构件浮动均载机构的行星传动，其每一浮动构件的两端与相邻零件间需留有  $\delta = 0.5 \sim 1.0 \text{mm}$  的轴向间隙，否则不仅会影响浮动和均载效果，还会导致摩擦发热和产生噪声。间隙的大小通常通过控制有关零件轴向尺寸的制造偏差和装配时返修有关零件的端面来实现，并且对于小规格行星传动其轴向间隙取小值，大规格行星传动取较大值。

### 7.4 其他主要零件的技术要求

机体、机盖、输入轴、输出轴等零件的相互配合表面、定位面及安装轴承的表面之间的同轴度、径向跳动和端面跳动可按 GB/T 1184 形位公差现行标准中的 5~7 级精度选用相应的公差值。上述较高的精度用于高速行星传动。一般行星传动通常采用 6~7 级精度。

各零件主要配合表面的尺寸精度一般不低于 GB/T 1800~GB/T 1804 公差与配合标准中的 7 级精度，常用 H7/k6 或 H7/k6。

## 8 行星齿轮传动设计计算例题

例 试设计带式输送机用 NGW 型行星齿轮减速器。减速器使用直齿轮，高速轴与电动机直接联接，电动机功率  $P = 75 \text{kW}$ ，转速  $n_1 = 1000 \text{r/min}$ ；低速轴转速  $n_2 = 32 \text{r/min}$

#### (1) 计算传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{32} = 31.25$$

根据表 13-5-3 得知，需选用两级 NGW 型行星齿轮减速器。

#### (2) 分配传动比

用角标 I 表示高速级参数，II 表示低速级参数。设高速级与低速级外啮合齿轮材料、齿面硬度相同，则  $\sigma_{Hlim I} = \sigma_{Hlim II}$

$$\text{取 } C_{s I} = C_{s II}, Z_{w I} = Z_{w II}, B = \frac{d_{a II}}{d_{a I}} = 1.2, K_{c I} = K_{c II}, \frac{\phi_{d II}}{\phi_{d I}} = 1.2, \frac{K_{v I} K_{H\beta I} Z_{N I}^2}{K_{v II} K_{H\beta II} Z_{N II}^2} = 1.9$$

所以

$$A = \frac{C_{s II} \phi_{d II} K_{c I} K_{v I} K_{H\beta I} Z_{N I}^2 Z_{w II}^2}{C_{s I} \phi_{d I} K_{c II} K_{v II} K_{H\beta II} Z_{N II}^2 Z_{w I}^2} = 2.28$$

$$E = AB^3 = 2.28 \times 1.2^3 = 3.94$$

查图 13-5-7 得  $i_1 = 6.2$

$$i_1 = \frac{i}{i_1} = \frac{31.25}{6.2} \approx 5$$

#### (3) 高速级计算

##### 1) 配齿计算

查表 13-5-3 选择行星轮数目，取  $C_s = 3$ ，由于  $i_{AX}^B = 6.2$  距可能达到的传动比极限值较远，所以可不检验邻接条件。确定各轮齿数，按第 3 节中配齿公式进行计算。

$$\frac{i_{AX}^B Z_A}{C_s} = c$$

$$\frac{6.2 \times z_A}{3} = 35$$

∴

$$z_A = 17$$

$$z_B = cC_u - z_A = 35 \times 3 - 17 = 88$$

$$z'_C = \frac{1}{2} (z_B - z_A) = \frac{1}{2} (88 - 17) = 35.5$$

采用不等角变位, 可取  $z_C = 34$  或  $35$ 。

若取  $z_C = 34$ , 则  $j = \frac{z_B - z_C}{z_A + z_C} = \frac{88 - 34}{17 + 34} = 1.0588$ , 由图 13-5-4 可查出适用的预计啮合角在  $\alpha'_{AC} = 26^\circ$ 、 $\alpha'_{CB} = 17^\circ 50'$  到  $\alpha'_{AC} = 26^\circ 49'$ 、

$\alpha'_{CB} = 19^\circ$  的范围内; 若取  $z_C = 35$ , 则  $j = \frac{88 - 35}{17 + 35} = 1.0192$ , 预计适用的啮合角在  $\alpha'_{AC} = 21^\circ$ 、 $\alpha'_{CB} = 18^\circ$  到  $\alpha'_{AC} = 22^\circ 49'$ 、 $\alpha'_{CB} = 20^\circ$  的范围内。

为提高传动承载能力, 宜取  $z_C = 34$ , 但齿数间有公因数, 故取  $z_C = 35$ , 预取  $\alpha'_{AC} = 22^\circ 30'$ 。

2) 按接触强度初算 A-C 传动的中心距和模数

输入转矩

$$T_1 = 9550 \frac{P}{n_1} = 9550 \frac{75}{1000} = 716.25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

设载荷不均匀系数  $K_c = 1.15$

在一对 A-C 传动中, 小轮 (太阳轮) 传递的转矩

$$T_A = \frac{T_1}{C_s} K_c = \frac{716.25}{3} \times 1.15 = 274.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{齿数比 } u = \frac{z_C}{z_A} = \frac{35}{17} = 2.06$$

太阳轮和行星轮的材料用 20CrMnTi 渗碳淬火, 齿面硬度 60~62HRC (太阳轮) 和 56~58HRC (行星轮)  $\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ N/mm}^2$ ,  $\sigma_{Hp} = 0.9\sigma_{Hlim} = 0.9 \times 1500 = 1350 \text{ N/mm}^2$

取齿宽系数  $\phi_d = 0.5$ , 载荷系数  $K = 1.8$

按第 1 章 8.3.1 齿面强度计算公式计算中心距

$$a = A_s(u+1) \sqrt[3]{\frac{KT_A}{\phi_d u \sigma_{Hp}^2}} = 483(2.06+1) \sqrt[3]{\frac{1.8 \times 274.6}{0.5 \times 2.06 \times 1350^2}} = 94.7 \text{ mm}$$

$$\text{模数 } m = \frac{2a}{z_A + z_C} = \frac{2 \times 94.7}{17 + 35} = 3.64 \text{ mm}$$

取  $m = 4 \text{ mm}$

则 A-C 传动的未变位时的中心距:  $a_{AC} = \frac{m}{2} (z_A + z_C) = \frac{4}{2} (17 + 35) = 104 \text{ mm}$

按预取啮合角  $\alpha'_{AC} = 22^\circ 30'$ , 可得 A-C 传动中心距变动系数

$$y_{AC} = \frac{1}{2} (z_A + z_C) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_{AC}} - 1 \right) = 0.445$$

则中心距  $a' = a_{AC} + y_{AC} \times m = 104 + 0.445 \times 4 = 105.78 \text{ mm}$

取实际中心距 (圆整值)  $a' = 106 \text{ mm}$

3) 计算 A-C 传动的实际中心距变动系数  $y_{AC}$  和啮合角  $\alpha'_{AC}$

$$y_{AC} = \frac{a' - a_{AC}}{m} = \frac{106 - 104}{4} = 0.5$$

$$\cos \alpha'_{AC} = \frac{a_{AC}}{a'} \cos \alpha = \frac{104}{106} \cos 20^\circ = 0.921963$$

$$\therefore \alpha'_{AC} = 22^\circ 47' 7''$$

4) 计算 A-C 传动的变位系数

$$x_{\Sigma AC} = (z_A + z_C) \frac{\text{inv} \alpha'_{AC} - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha} = (17 + 35) \frac{0.022381 - 0.014904}{2 \tan 20^\circ} = 0.534$$

用图 13-1-4 校核,  $x_{\Sigma AC}$ ,  $x_{\Sigma AC}$  在许用区内, 可用。

用图 13-1-4 分配变位系数, 得  $x_A = 0.314$ ,  $x_C = x_{\Sigma AC} - x_A = 0.534 - 0.314 = 0.22$

5) 计算 C-B 传动的中心距变动系数  $y_{CB}$  和啮合角  $\alpha'_{CB}$

C-B 传动的未变位时的中心距:  $a_{CB} = \frac{m}{2} (z_B - z_C) = \frac{4}{2} (88 - 35) = 106 \text{ mm}$

则 
$$y_{CB} = \frac{a' - a_{CB}}{m} = \frac{106 - 106}{4} = 0$$

所以 
$$\alpha'_{CB} = 20^\circ$$

6) 计算 C-B 传动的变位系数

因为 
$$\alpha'_{CB} = 20^\circ, \quad \text{所以 } x_{\Sigma CB} = 0$$

$$x_B = x_{\Sigma CB} + x_C = 0.22$$

7) 几何尺寸计算

按表 13-1-18 中的公式分别计算 A、C、B 轮的分度圆直径，齿顶圆直径（略）。

8) 验算 A-C 传动的接触强度和弯曲强度

强度计算所用公式同定轴线齿轮传动。

确定  $K_V$  和  $Z_V$  所用的圆周速度用相对于行星架的圆周速度

$$v^x = \frac{\pi d_A n_1 \left(1 - \frac{1}{i_1}\right)}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 68 \times 1000 \left(1 - \frac{1}{6.2}\right)}{1000 \times 60} = 2.98 \text{ m/s}$$

（式中，A 轮分度圆直径  $d_A = mz_A = 4 \times 17 = 68$ ）

由式 (13-5-12) 和式 (13-5-13) 式确定  $K_{F\beta}$  和  $K_{H\beta}$

$$K_{F\beta} = 1 + (\theta_b - 1) \mu_F$$

$$K_{H\beta} = 1 + (\theta_b - 1) \mu_H$$

由图 13-5-12 得  $\mu_H = \mu_F = 1$

$$\phi_d = \frac{0.5\alpha}{d_A} = \frac{0.5 \times 106}{68} = 0.78$$

由图 13-5-13 得  $\theta_b = 1.23$

$$K_{F\beta} = 1 + (1.23 - 1) \times 1 = 1.23$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1.23 - 1) \times 1 = 1.23$$

其他系数，参数的确定和强度计算过程同本篇第 1 章。

计算结果：安全。

9) 根据接触强度计算来确定内齿轮材料

根据表 13-1-80 的公式得

$$\sigma_{H\min} \geq \frac{\sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u-1}{u} \cdot K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \times Z_H Z_b Z_s Z_\beta}}{Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}$$

计算结果  $\sigma_{H\min} \geq 900 \text{ N/mm}^2$ （在计算过程中，取  $S_{H\min} = 1$ ）。

根据  $\sigma_{H\min}$ ，选用 40Cr，进行长时间气体氮化，表面硬度达 52~55HRC 即可。

10) C-B 传动的弯曲强度验算（略）

(4) 低速级计算

低速级输入转矩  $T_{II} = T_I \times i_1 \times \eta = 716.25 \times 6.18 \times 0.98 \approx 4338 \text{ N}\cdot\text{m}$

传动比  $i_{II} = 5$

计算过程同高速级（略）。

设计计算结果：齿轮材料、热处理及齿面硬度同高速级；

主要参数为  $z_A = 21$ ， $z_C = 30$ ， $z_B = 84$ ， $a' = 160 \text{ mm}$ ， $m = 6 \text{ mm}$ ， $x_A = 0.618$ ， $x_C = 0.726$ ， $x_B = 0.409$ ， $\alpha'_{AC} = 26^\circ 2'$ ， $\alpha'_{CB} = 17^\circ 56'$ 。

## 9 高速行星齿轮传动设计制造要点 [6]

高速行星齿轮传动已广泛应用于航空、船舶、发电设备、压缩机等领域。传递的功率越来越大，速度越来越高。齿轮圆周速度一般达 30~50m/s，有的已超过 100m/s，传递的功率达 54600kW。由于功率大，速度高，而且



大多数是长期连续运转,因而要求具有高的技术性能。与中低速行星齿轮传动相比,高速行星齿轮传动在设计、制造方面具有如下特点。

(1) 在传动型式上多用 NGW 型,并采用人字齿轮,压力角为  $20^\circ$  或  $22^\circ 30'$ ,螺旋角为  $18^\circ \sim 30^\circ$ ,法向齿顶高系数为 0.9,并采用较小的模数,以提高齿轮的接触疲劳强度和运转平稳性。

(2) 采用具有双联齿轮联轴器的太阳轮和内齿圈同时浮动的均载机构。为提高均载效果及运转质量,齿轮和行星架等主要零件均要求高精度,一般为 4~6 级。行星架组件要进行严格的动平衡试验。对于传动比较大的单级传动,其太阳轮直径较小,尚需对轮齿进行修形。

(3) 由于行星轮转速很高,滚动轴承的许用极限转速和寿命已不能满足要求,因而高速行星传动一般都采用巴氏合金滑动轴承,且其合金材料是采用离心浇注法或堆焊法将其镶嵌在行星轮心轴表面上。合金层的厚度控制在 1mm 左右为最佳。轴承间隙一般为轴承直径的 0.002~0.0025 倍,在直径小、速度高的情况下取小值,反之取大值。

(4) 滑动轴承的压强是影响使用寿命的一个重要因素,其实际压强不应超过许用压强  $p_p = 3 \sim 4 \text{ N/mm}^2$ ,最大为  $4.5 \text{ N/mm}^2$ 。滑动轴承的压强  $p$  按下式计算:

$$p = \frac{F}{ld} \quad (\text{N/mm}^2)$$

式中  $l$ ——轴承长度, mm;

$d$ ——轴承直径, mm;

$F$ ——由齿轮啮合圆周力  $F_t$  与其所受离心力  $F_w$  合成的作用于轴承上的总径向力 (N)。

$$F = \sqrt{(2F_t)^2 + F_w^2}$$

(5) 在高速情况下,必须考虑行星轮受到的离心力对轴承寿命的影响。其值高达轴承总载荷的 80%~90%,离心力  $F_w$  按下式计算:

$$F_w = \frac{G}{9.8} a' \left( \frac{\pi n_x}{30} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2)$$

式中  $G$ ——行星轮受到的重力, N;

$n_x$ ——行星架的转速, r/min;

$a'$ ——行星轮与太阳轮的中心距, mm。

一般情况下,当内齿圈直径  $d_b \leq 500 \text{ mm}$  时,行星架转速  $n_x$  不得大于  $3000 \text{ r/min}$ ; 当  $d_b > 500 \text{ mm}$  时,  $n_x$  不得大于  $1500 \text{ r/min}$ 。若  $n_x$  超过上述规定值则采用将行星架固定,由内齿圈输出的准行星传动。

(6) 因为高速行星齿轮传动采用的模数较小,因而断齿为其主要失效形式。轮齿弯曲强度是限制高速行星传动的主要条件。

(7) 高速行星传动对润滑要求很高,必须有可靠的循环润滑系统和严格的使用与维护技术。润滑油通过太阳轮轴孔和行星轮轴孔在离心力作用下喷向啮合齿间和轴承表面。行星轮轴上导油孔的方向应沿行星架半径的方向,使流油方向与离心力方向相同,导油孔中的导油管起隔离和过滤杂质的作用,见图 13-5-42a。对于行星架固定的传动,导油孔为心轴上沿行星架半径方向的通孔,即油流可以从上下两个方向导入,见图 13-5-42c。

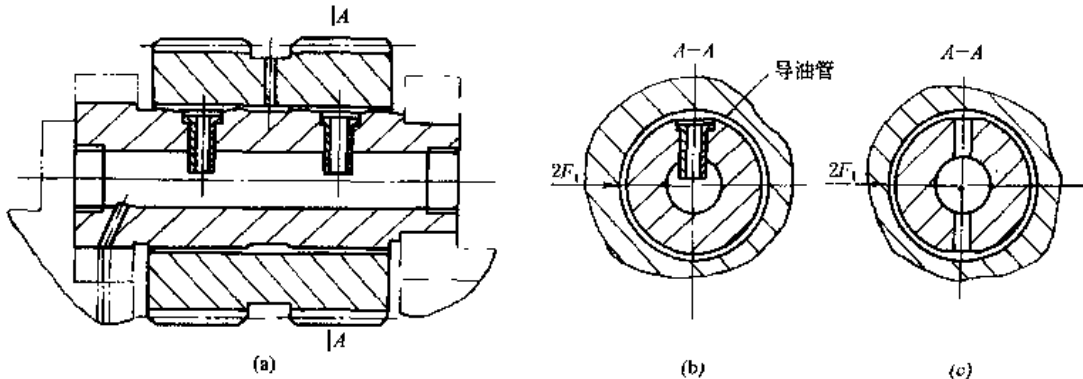


图 13-5-42 行星轮滑动轴承

# 第 6 章 渐开线少齿差行星齿轮传动

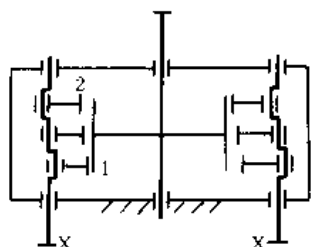
## 1 概 述

### 1.1 基本类型

按渐开线少齿差行星齿轮传动（以下简称少齿差传动）的构成原理，有四种基本类型：Z-X-V 型、2Z-X 型、2Z-V 型及 Z-X 型。这四种类型国内均有应用（见表 13-6-1）。

表 13-6-1 少齿差传动基本类型、传动比、行星机构的啮合效率

类 型	机构简图	固定构件	传动比	行星机构的啮合效率
Z-X-V (K-H-V)		2	$i_{XV} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} < 0$ $ i_{XV} $ 大	$\eta_c = \frac{\eta_c^x}{1 - i_{XV}(1 - \eta_c^x)}$
		V	$i_{X2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} > 0$ $ i_{X2} $ 大	$\eta_c = \frac{1}{i_{X2}(1 - \eta_c^x) + \eta_c^x}$
2Z-X (2K-H)		2	$i_{X4} = -\frac{z_1 z_4}{z_1 z_4 - z_2 z_3}$ $ i_{X4} $ 大	$i_{X4} < 0$ 时 $\eta_c = \frac{\eta_c^x}{1 - i_{X4}(1 - \eta_c^x)}$ $i_{X4} > 0$ 时 $\eta_c = \frac{1}{1 + (i_{X4} - 1)(1 - \eta_c^x)}$
				$i_{X4} = \frac{z_1 z_4}{z_1 z_4 - z_2 z_3} < 0$ $ i_{X4} $ 较小
2Z-V (2K-V)		2	$i_{3V} = \frac{z_2 z_4}{z_3(z_2 - z_1)} + 1$ $i_{3V}$ 大	$\eta_c^{[2]} = \frac{(i_1 - 1)[(i_2 \eta_{34} + 1)i_1 - \eta_{12}]}{(i_1 - \eta_{12})[(i_2 + 1)i_1 - 1]}$ 式中 $i_1 = \frac{z_2}{z_1}, i_2 = \frac{z_4}{z_3}$ $\eta_{12}$ ——齿轮 1 和 2 定轴传动的啮合效率 $\eta_{34}$ ——齿轮 3 和 4 定轴传动的啮合效率

类 型	机构简图	固定构件	传动比	行星机构的啮合效率
Z-X (K-H)		机体	$i_{X1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$ $ i_{X1} $ 大	$\eta_r^{[3]} = \frac{1}{1 + i(1-i)(1-\eta_e)}$ 式中 $\eta_e$ ——定轴轮系渐开线少齿差内啮合齿轮副的啮合效率, 详见 [3]

注: 1. 传动比应带着其正负号代入  $\eta_e$  的计算式。  
 2. 2Z-X 型传动的  $\eta_e^x$  是两对齿轮啮合效率的乘积。  
 3. 表中类型栏 (K-H-V) 等为前苏联的分类代号, 我国仍常用。

### 1.2 传 动 比

少齿差传动多用于减速, 其传动比的计算式见表 13-6-1。如  $i < 0$  系指主动轴与从动轴转向相反, 但通常均称其绝对值 (下同)。

单级传动比: Z-X-V 型及 Z-X 型从 10 ~ 100 左右, 在允许效率较低时, 实例中单级传动比达几百甚至几千, 传动比小于 30 时, 应选用表 13-6-1 中外齿轮输出  $|i_{X4}|$  较小的 II 型传动方案; 2Z-V 型前置一级外啮合圆柱齿轮传动, 其传动比可在 50 ~ 300 之间方便地调整, 其前级传动比取 1.5 ~ 3 为宜。

### 1.3 效 率

减速用少齿差传动的效率  $\eta$ , 主要由三部分组成, 即

$$\eta \approx \eta_e \eta_p \eta_b \tag{13-6-1}$$

式中  $\eta_e$ ——行星机构的啮合效率;  
 $\eta_p$ ——传输机构的效率;  
 $\eta_b$ ——转臂轴承的效率。

$\eta_e$  的计算式见表 13-6-1。  $\eta_e^x$  的计算式见式 (13-6-10)<sup>[4]</sup>。  $\eta_p$  的计算式见表 13-6-13。  $\eta_b$  的计算式见表 13-6-14<sup>[5,6]</sup>。

上述效率计算忽略了许多不易计算的因素, 且摩擦因数也难以取得确切, 故只能作为设计阶段的参考数值, 而以实测值为评价依据。

传动比 (绝对值) 增大、传递功率减小、转速增高时, 效率降低。国内目前产品的效率实测数值, 当传动比在 100 以内时,  $\eta \approx 0.7 \sim 0.93$ , 个别的达 0.95 以上。

### 1.4 传递功率与输出转矩

渐开线齿轮的模数可以很小, 故可传递微小功率。国内已有  $m = 0.2\text{mm}$  的少齿差传动装置。目前国内产品传递功率多为 0.37 ~ 18.5kW。

我国生产的三环减速器<sup>[7]</sup>, 其标准 SH 型单级传动最大中心距 1070mm, 最小传动比 17, 最大功率 610kW, 输出转矩 469kN·m。其公称中心距为 1180mm, 传动比为 15750 的超大型传动最大输出转矩达 900kN·m。

### 1.5 精密传动的空程误差 (回差)

国内已成功地将少齿差传动用于精密机械传动, 其空程误差视制造精度与装配精度而定。目前国内的产品能达到 1.8' ~ 3' (资料来源于南京船舶雷达研究所、上海无线电二厂)。

## 2 主要参数的确定

### 2.1 齿 数 差

内啮合齿轮副内齿轮齿数与外齿轮齿数之差  $z_d = z_2 - z_1$  称为齿数差。一般  $z_d = 1 \sim 8$  称为少齿差,  $z_d = 0$  称为

零齿差。

在内齿轮齿数不变时，齿数差越大传动比越小，效率越高。少齿差传动中，常取  $z_d = 1 \sim 4$ ，动力传动宜取  $z_d \geq 2$ 。零齿差用作传输机构，因加工较麻烦，现较少用。

## 2.2 齿 数

### (1) Z-X-V 型及 Z-X 型传动齿数的确定

在已知要求的传动比时，选定齿数差即可直接由传动比计算式求得  $z_1$ ，并进而求得  $z_2$ 。

### (2) 2Z-V 型传动齿数的确定

先将要求的总传动比合理分配为两级，而后参照 Z-X-V 型传动确定齿数的方法确定内啮合齿轮副的齿数  $z_1$  和  $z_2$ 。将  $z_1$  和  $z_2$  之值代入传动比计算式便可确定同步齿轮的齿数  $z_3$  和  $z_4$ 。

### (3) 2Z-X 型传动齿数的确定<sup>[6]</sup>

#### 1) 内齿轮输出时 (2Z-X (I) 型)

##### a. 行星轮为双联齿轮

已知条件：传动比  $i_{X4}$ ， $z_d = z_2 - z_1 = z_4 - z_3$ ， $z_c = z_2 - z_4 = z_1 - z_3 \neq 0$ ，则

$$z_2 = \frac{1}{2} [z_d + z_c + \sqrt{(z_d + z_c)^2 - 4z_d z_c (1 - i_{X4})}] \quad (13-6-2)$$

将  $z_2$  圆整为整数，即可求得其余各齿轮的齿数。为了应用方便，利用计算机排出了部分常用传动比对应的齿数组组合表 (表 13-6-2)<sup>[13]</sup>。

##### b. 公共行星轮<sup>[8]</sup>

已知条件：传动比  $30 < i_{X4} < 100$ ，行星轮两齿圈的齿数相等，即  $z_1 = z_3$ ，且两中心轮的齿数差为 1。这就是所谓具有公共行星轮的 NN 型少齿差传动 (亦称为奇异齿轮传动)。其配齿公式为

$$\left. \begin{aligned} z_4 &= \pm i_{X4} \\ z_2 &= z_4 \mp 1 \\ z_1 &= z_3 \leq z_2 - z_d \\ i_{X4} &= \frac{z_4}{z_4 - z_2} \end{aligned} \right\} \quad (13-6-3)$$

式中  $z_d$  为内齿轮与行星轮的齿数差。当采用  $20^\circ$  压力角的标准齿轮传动时，若最小内齿轮齿数  $z_N = 40 \sim 80$ ，取  $z_d = 7$ ；若  $z_N = 80 \sim 100$ ，取  $z_d = 6$ 。当选取的齿数差  $z_d$  小于前面的数值时，要通过角变位及缩短齿顶高来避免干涉。

上式中，“±”和“∓”号，上面的符号用于正传动比，下面的符号用于负传动比。

表 13-6-2 2Z-X (I) 型 (NN 型) 少齿差传动的传动比与齿数组组合表

齿 轮 齿 数				传动比	错齿数	齿数差	齿 轮 齿 数				传动比	错齿数	齿数差
$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$				$i_{X4}$	$z_1$	$z_2$	$z_3$			
40	41	30	31	124.000	10	1	38	40	30	32	76.000	8	2
41	42	31	32	131.200	10	1	41	43	32	34	77.444	9	2
39	40	30	31	134.333	9	1	44	46	34	36	79.200	10	2
42	43	32	33	138.600	10	1	39	41	31	33	80.438	8	2
40	41	31	32	142.222	9	1	42	44	33	35	81.667	9	2
43	44	33	34	146.200	10	1	45	47	35	37	83.250	10	2
38	39	30	31	147.250	8	1	37	39	30	32	84.571	7	2
41	42	32	33	150.333	9	1	40	42	32	34	85.000	8	2
40	42	30	32	64.000	10	2	43	45	34	36	86.000	9	2
41	43	31	33	67.650	10	2	46	48	36	38	87.400	10	2
39	41	30	32	69.333	9	2	38	40	31	33	89.571	7	2
42	44	32	34	71.400	10	2	41	43	33	35	89.688	8	2
40	42	31	33	73.333	9	2	44	46	35	37	90.444	9	2
43	45	33	35	75.250	10	2	47	49	37	39	91.650	10	2

续表

齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差	齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差
$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{x4}$	$z_c$	$z_d$	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{x4}$	$z_c$	$z_d$
42	44	34	36	94.500	8	2	39	41	34	36	140.400	5	2
39	41	32	34	94.714	7	2	47	49	40	42	141.000	7	2
45	47	36	38	95.000	9	2	54	56	45	47	141.000	9	2
36	38	30	32	96.000	6	2	51	53	43	45	143.438	8	2
48	50	38	40	96.000	10	2	35	37	31	33	144.375	4	2
43	45	35	37	99.438	8	2	58	60	48	50	145.000	10	2
46	48	37	39	99.667	9	2	44	46	38	40	146.667	6	2
40	42	33	35	100.000	7	2	55	57	46	48	146.667	9	2
49	51	39	41	100.450	10	2	48	50	41	43	147.429	7	2
37	39	31	33	101.750	6	2	40	42	35	37	148.000	5	2
47	49	38	40	104.444	9	2	52	54	44	46	149.500	8	2
44	46	36	38	104.500	8	2	59	61	49	51	150.450	10	2
50	52	40	42	105.000	10	2	40	43	30	33	44.000	10	3
41	43	34	36	105.429	7	2	41	44	31	34	46.467	10	3
38	40	32	34	107.667	6	2	39	42	30	33	47.667	9	3
48	50	39	41	109.333	9	2	42	45	32	35	49.000	10	3
51	53	41	43	109.650	10	2	40	43	31	34	50.370	9	3
45	47	37	39	109.688	8	2	43	46	33	36	51.600	10	3
42	44	35	37	111.000	7	2	38	41	30	33	52.250	8	3
35	37	30	32	112.000	5	2	41	44	32	35	53.148	9	3
39	41	33	35	113.750	6	2	44	47	34	37	54.267	10	3
49	51	40	42	114.333	9	2	39	42	31	34	55.250	8	3
52	54	42	44	114.400	10	2	42	45	33	36	56.000	9	3
46	48	38	40	115.000	8	2	45	48	35	38	57.000	10	3
43	45	36	38	116.714	7	2	37	40	30	33	58.143	7	3
36	38	31	33	118.800	5	2	40	43	32	35	58.333	8	3
53	55	43	45	119.250	10	2	43	46	34	37	58.926	9	3
50	52	41	43	119.444	9	2	46	49	36	39	59.800	10	3
40	42	34	36	120.000	6	2	41	44	33	36	61.500	8	3
47	49	39	41	120.438	8	2	38	41	31	34	61.524	7	3
44	46	37	39	122.571	7	2	44	47	35	38	61.926	9	3
54	56	44	46	124.200	10	2	47	50	37	40	62.667	10	3
51	53	42	44	124.667	9	2	42	45	34	37	64.750	8	3
37	39	32	34	125.800	5	2	39	42	32	35	65.000	7	3
48	50	40	42	126.000	8	2	45	48	36	39	65.000	9	3
41	43	35	37	126.417	6	2	48	51	38	41	65.600	10	3
45	47	38	40	128.571	7	2	36	39	30	33	66.000	6	3
55	57	45	47	129.250	10	2	43	46	35	38	68.083	8	3
52	54	43	45	130.000	9	2	46	49	37	40	68.148	9	3
49	51	41	43	131.688	8	2	40	43	33	36	68.571	7	3
38	40	33	35	133.000	5	2	49	52	39	42	68.600	10	3
42	44	36	38	133.000	6	2	37	40	31	34	69.889	6	3
56	58	46	48	134.400	10	2	47	50	38	41	71.370	9	3
46	48	39	41	134.714	7	2	44	47	36	39	71.500	8	3
53	55	44	46	135.444	9	2	50	53	40	43	71.667	10	3
34	36	30	32	136.000	4	2	41	44	34	37	72.238	7	3
50	52	42	44	137.500	8	2	38	41	32	35	73.889	6	3
57	59	47	49	139.650	10	2	48	51	39	42	74.667	9	3
43	45	37	39	139.750	6	2	51	54	41	44	74.800	10	3

续表

齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差	齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差
$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{34}$	$z_c$	$z_d$	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{34}$	$z_c$	$z_d$
45	48	37	40	75.000	8	3	60	63	50	53	106.000	10	3
42	45	35	38	76.000	7	3	41	44	36	39	106.600	5	3
35	38	30	33	77.000	5	3	57	60	48	51	107.667	9	3
39	42	33	36	78.000	6	3	50	53	43	46	109.524	7	3
52	55	42	45	78.000	10	3	61	64	51	54	109.800	10	3
49	52	40	43	78.037	9	3	46	49	40	43	109.889	6	3
46	49	38	41	78.583	8	3	54	57	46	49	110.250	8	3
43	46	36	39	79.857	7	3	37	40	33	36	111.000	4	3
53	56	43	46	81.267	10	3	58	61	49	52	111.704	9	3
50	53	41	44	81.481	9	3	42	45	37	40	112.000	5	3
36	39	31	34	81.600	5	3	62	65	52	55	113.667	10	3
40	43	34	37	82.222	6	3	51	54	44	47	114.143	7	3
47	50	39	42	82.250	8	3	55	58	47	50	114.583	8	3
44	47	37	40	83.810	7	3	47	50	41	44	114.889	6	3
54	57	44	47	84.600	10	3	59	62	50	53	115.815	9	3
51	54	42	45	85.000	9	3	38	41	34	37	117.167	4	3
48	51	40	43	86.000	8	3	43	46	38	41	117.533	5	3
37	40	32	35	86.333	5	3	63	66	53	56	117.600	10	3
41	44	35	38	86.556	6	3	52	55	45	48	118.857	7	3
45	48	38	41	87.857	7	3	56	59	48	51	119.000	8	3
55	58	45	48	88.000	10	3	48	51	42	45	120.000	6	3
52	55	43	46	88.593	9	3	60	63	51	54	120.000	9	3
49	52	41	44	89.833	8	3	33	36	30	33	121.000	3	3
42	45	36	39	91.000	6	3	64	67	54	57	121.600	10	3
38	41	33	36	91.200	5	3	44	47	39	42	123.200	5	3
56	59	46	49	91.467	10	3	39	42	35	38	123.500	4	3
46	49	39	42	92.000	7	3	57	60	49	52	123.500	8	3
53	56	44	47	92.259	9	3	53	56	46	49	123.667	7	3
34	37	30	33	93.500	4	3	61	64	52	55	124.259	9	3
50	53	42	45	93.750	8	3	49	52	43	46	125.222	6	3
57	60	47	50	95.000	10	3	65	68	55	58	125.667	10	3
43	46	37	40	95.556	6	3	58	61	50	53	128.083	8	3
54	57	45	48	96.000	9	3	34	37	31	34	128.444	3	3
39	42	34	37	96.200	5	3	54	57	47	50	128.571	7	3
47	50	40	43	96.238	7	3	62	65	53	56	128.593	9	3
51	54	43	46	97.750	8	3	45	48	40	43	129.000	5	3
58	61	48	51	98.600	10	3	66	69	56	59	129.800	10	3
35	38	31	34	99.167	4	3	40	43	36	39	130.000	4	3
55	58	46	49	99.815	9	3	50	53	44	47	130.556	6	3
44	47	38	41	100.222	6	3	59	62	51	54	132.750	8	3
48	51	41	44	100.571	7	3	63	66	54	57	133.000	9	3
40	43	35	38	101.333	5	3	55	58	48	51	133.571	7	3
52	55	44	47	101.833	8	3	67	70	57	60	134.000	10	3
59	62	49	52	102.267	10	3	46	49	41	44	134.933	5	3
56	59	47	50	103.704	9	3	51	54	45	48	136.000	6	3
36	39	32	35	105.000	4	3	35	38	32	35	136.111	3	3
45	48	39	42	105.000	6	3	41	44	37	40	136.667	4	3
49	52	42	45	105.000	7	3	64	67	55	58	137.481	9	3
53	56	45	48	106.000	8	3	60	63	52	55	137.500	8	3

续表

齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差	齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差
$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{x4}$	$z_c$	$z_d$	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{x4}$	$z_c$	$z_d$
68	71	58	61	138.267	10	3	50	54	40	44	55.000	10	4
56	59	49	52	138.667	7	3	41	45	34	38	55.643	7	4
47	50	42	45	141.000	5	3	38	42	32	36	57.000	6	4
52	55	46	49	141.556	6	3	48	52	39	43	57.333	9	4
65	68	56	59	142.037	9	3	51	55	41	45	57.375	10	4
61	64	53	56	142.333	8	3	45	49	37	41	57.656	8	4
69	72	59	62	142.600	10	3	42	46	35	39	58.500	7	4
42	45	38	41	143.500	4	3	35	39	30	34	59.500	5	4
57	60	50	53	143.857	7	3	52	56	42	46	59.800	10	4
36	39	33	36	144.000	3	3	49	53	40	44	59.889	9	4
66	69	57	60	146.667	9	3	39	43	33	37	60.125	6	4
70	73	60	63	147.000	10	3	46	50	38	42	60.375	8	4
48	51	43	46	147.200	5	3	43	47	36	40	61.429	7	4
53	56	47	50	147.222	6	3	53	57	43	47	62.275	10	4
62	65	54	57	147.250	8	3	50	54	41	45	62.500	9	4
58	61	51	54	149.143	7	3	36	40	31	35	63.000	5	4
43	46	39	42	150.500	4	3	47	51	39	43	63.156	8	4
40	44	30	34	34.000	10	4	40	44	34	38	63.333	6	4
41	45	31	35	35.875	10	4	44	48	37	41	64.429	7	4
39	43	30	34	36.833	9	4	54	58	44	48	64.800	10	4
42	46	32	36	37.800	10	4	51	55	42	46	65.167	9	4
40	44	31	35	38.889	9	4	48	52	40	44	66.000	8	4
43	47	33	37	39.775	10	4	37	41	32	36	66.600	5	4
38	42	30	34	40.375	8	4	41	45	35	39	66.625	6	4
41	45	32	36	41.000	9	4	55	59	45	49	67.375	10	4
44	48	34	38	41.800	10	4	45	49	38	42	67.500	7	4
39	43	31	35	42.656	8	4	52	56	43	47	67.889	9	4
42	46	33	37	43.167	9	4	49	53	41	45	68.906	8	4
45	49	35	39	43.875	10	4	42	46	36	40	70.000	6	4
37	41	30	34	44.929	7	4	56	60	46	50	70.000	10	4
40	44	32	36	45.000	8	4	38	42	33	37	70.300	5	4
43	47	34	38	45.389	9	4	46	50	39	43	70.643	7	4
46	50	36	40	46.000	10	4	53	57	44	48	70.667	9	4
41	45	33	37	47.406	8	4	50	54	42	46	71.875	8	4
38	42	31	35	47.500	7	4	34	38	30	34	72.250	4	4
44	48	35	39	47.667	9	4	57	61	47	51	72.675	10	4
47	51	37	41	48.175	10	4	43	47	37	41	73.458	6	4
42	46	34	38	49.875	8	4	54	58	45	49	73.500	9	4
45	49	36	40	50.000	9	4	47	51	40	44	73.857	7	4
39	43	32	36	50.143	7	4	39	43	34	38	74.100	5	4
48	52	38	42	50.400	10	4	51	55	43	47	74.906	8	4
36	40	30	34	51.000	6	4	58	62	48	52	75.400	10	4
46	50	37	41	52.389	9	4	55	59	46	50	76.389	9	4
43	47	35	39	52.406	8	4	35	39	31	35	76.562	4	4
49	53	39	43	52.675	10	4	44	48	38	42	77.000	6	4
40	44	33	37	52.857	7	4	48	52	41	45	77.143	7	4
37	41	31	35	53.958	6	4	40	44	35	39	78.000	5	4
47	51	38	42	54.833	9	4	52	56	44	48	78.000	8	4
44	48	36	40	55.000	8	4	59	63	49	53	78.175	10	4

续表

齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差	齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差
$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{x4}$	$z_c$	$z_d$	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{x4}$	$z_c$	$z_d$
56	60	47	51	79.333	9	4	51	55	45	49	104.125	6	4
49	53	42	46	80.500	7	4	64	68	55	59	104.889	9	4
45	49	39	43	80.625	6	4	35	39	32	36	105.000	3	4
36	40	32	36	81.000	4	4	60	64	52	56	105.000	8	4
60	64	50	54	81.000	10	4	41	45	37	41	105.062	4	4
53	57	45	49	81.156	8	4	68	72	58	62	105.400	10	4
41	45	36	40	82.000	5	4	56	60	49	53	106.000	7	4
57	61	48	52	82.333	9	4	47	51	42	46	108.100	5	4
61	65	51	55	83.875	10	4	52	56	46	50	108.333	6	4
50	54	43	47	83.929	7	4	65	69	56	60	108.333	9	4
46	50	40	44	84.333	6	4	61	65	53	57	108.656	8	4
54	58	46	50	84.375	8	4	69	73	59	63	108.675	10	4
58	62	49	53	85.389	9	4	57	61	50	54	109.929	7	4
37	41	33	37	85.562	4	4	42	46	38	42	110.250	4	4
42	46	37	41	86.100	5	4	36	40	33	37	111.000	3	4
62	66	52	56	86.800	10	4	66	70	57	61	111.833	9	4
51	55	44	48	87.429	7	4	70	74	60	64	112.000	10	4
55	59	47	51	87.656	8	4	62	66	54	58	112.375	8	4
47	51	41	45	88.125	6	4	53	57	47	51	112.625	6	4
59	63	50	54	88.500	9	4	48	52	43	47	112.800	5	4
63	67	53	57	89.775	10	4	58	62	51	55	113.929	7	4
38	42	34	38	90.250	4	4	71	75	61	65	115.375	10	4
43	47	38	42	90.300	5	4	67	71	58	62	115.389	9	4
52	56	45	49	91.000	7	4	43	47	39	43	115.562	4	4
56	60	48	52	91.000	8	4	63	67	55	59	116.156	8	4
60	64	51	55	91.667	9	4	54	58	48	52	117.000	6	4
48	52	42	46	92.000	6	4	37	41	34	38	117.167	3	4
64	68	54	58	92.800	10	4	49	53	44	48	117.600	5	4
33	37	30	34	93.500	3	4	59	63	52	56	118.000	7	4
57	61	49	53	94.406	8	4	72	76	62	66	118.800	10	4
44	48	39	43	94.600	5	4	68	72	59	63	119.000	9	4
53	57	46	50	94.643	7	4	64	68	56	60	120.000	8	4
61	65	52	56	94.889	9	4	44	48	40	44	121.000	4	4
39	43	35	39	95.062	4	4	55	59	49	53	121.458	6	4
65	69	55	59	95.875	10	4	60	64	53	57	122.143	7	4
49	53	43	47	95.958	6	4	73	77	63	67	122.275	10	4
58	62	50	54	97.875	8	4	50	54	45	49	122.500	5	4
62	66	53	57	98.167	9	4	69	73	60	64	122.667	9	4
54	58	47	51	98.357	7	4	38	42	35	39	123.500	3	4
45	49	40	44	99.000	5	4	65	69	57	61	123.906	8	4
66	70	56	60	99.000	10	4	74	78	64	68	125.800	10	4
34	38	31	35	99.167	3	4	56	60	50	54	126.000	6	4
40	44	36	40	100.000	4	4	61	65	54	58	126.357	7	4
50	54	44	48	100.000	6	4	70	74	61	65	126.389	9	4
59	63	51	55	101.406	8	4	45	49	41	45	126.562	4	4
63	67	54	58	101.500	9	4	51	55	46	50	127.500	5	4
55	59	48	52	102.143	7	4	66	70	58	62	127.875	8	4
67	71	57	61	102.175	10	4	75	79	65	69	129.375	10	4
46	50	41	45	103.500	5	4	39	43	36	40	130.000	3	4



续表

齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差	齿轮齿数				传动比	错齿数	齿数差
$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{X4}$	$z_c$	$z_d$	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$i_{X4}$	$z_c$	$z_d$
71	75	62	66	130.167	9	4	78	82	68	72	140.400	10	4
57	61	51	55	130.625	6	4	74	78	65	69	141.833	9	4
62	66	55	59	130.643	7	4	54	58	49	53	143.100	5	4
67	71	59	63	131.906	8	4	41	45	38	42	143.500	3	4
46	50	42	46	132.250	4	4	65	69	58	62	143.929	7	4
52	56	47	51	132.600	5	4	48	52	44	48	144.000	4	4
76	80	66	70	133.000	10	4	79	83	69	73	144.175	10	4
72	76	63	67	134.000	9	4	33	37	31	35	144.375	2	4
63	67	56	60	135.000	7	4	70	74	62	66	144.375	8	4
58	62	52	56	135.333	6	4	60	64	54	58	145.000	6	4
32	36	30	34	136.000	2	4	75	79	66	70	145.833	9	4
68	72	60	64	136.000	8	4	80	84	70	74	148.000	10	4
40	44	37	41	136.667	3	4	55	59	50	54	148.500	5	4
77	81	67	71	136.675	10	4	66	70	59	63	148.500	7	4
53	57	48	52	137.800	5	4	71	75	63	67	148.656	8	4
73	77	64	68	137.889	9	4	76	80	67	71	149.889	9	4
47	51	43	47	138.062	4	4	61	65	55	59	149.958	6	4
64	68	57	61	139.429	7	4	49	53	45	49	150.062	4	4
59	63	53	57	140.125	6	4	42	46	39	43	150.500	3	4
69	73	61	65	140.156	8	4							

注：1. 齿轮代号  $z_1 \sim z_4$  见表 13-6-1 中 2Z-X (I) 型机构简图。

2. 齿数差  $z_d = z_2 - z_1 = z_4 - z_3$ , 取  $z_d = 1 \sim 4$ 。

3. 错齿数  $z_c = z_1 - z_3$ , 取  $z_c = 3 \sim 10$ 。

4. 传动比  $i_{X4} = \frac{z_1 z_4}{z_1 z_4 - z_2 z_3} = \frac{(z_3 + z_d)(z_3 + z_c)}{z_d z_c}$ 。

2) 外齿轮输出时 (2Z-X (II) 型)<sup>[1]</sup>

已知条件：传动比  $i_{X4}$ ,  $z_d = z_2 - z_1 = z_3 - z_4$ ,

$$z_c = z_2 - z_3 = z_1 - z_4 \neq 0, \text{ 则}$$

$$z_1 = \frac{1}{2} \sqrt{(2z_d i_{X4} - z_c)^2 + 4(z_d z_c - z_d^2)} i_{X4} - z_d i_{X4} + \frac{z_c}{2} \tag{13-6-4}$$

将  $z_1$  圆整为整数, 便可求得其余各齿轮的齿数。

3) 注意事项

a. 按上述式 (13-6-2) 和式 (13-6-4) 计算后如发现齿数不合适, 可改变  $z_d$  及  $z_c$  重新计算。

b. 当内齿轮齿数太少时, 有时选不到适合的插齿刀, 需重新计算。必要时应验算插齿时的径向干涉, 验算式见表 13-1-10。

c. 计算时, 传动比及  $z_c$  均应带着其正负号代入式 (13-6-2) 或式 (13-6-4)。传动比  $i_{X4}$  的计算式见表 13-6-1。

2.3 齿形角和齿顶高系数<sup>[9]</sup>

本节采用齿形角  $\alpha = 20^\circ$ , 必要时也可用非标准齿形角。中国发明专利《ZL 89104790.5 双层齿轮组合传动》中便采用了非标准齿形角, 并对提高效率取得良好效果。当齿数差为 1 时, 取  $\alpha = 14^\circ \sim 25^\circ$ ; 齿数差  $\geq 2$  时, 取  $\alpha = 6^\circ \sim 14^\circ$ 。

在齿形角  $\alpha = 20^\circ$  时, 齿顶高系数  $h_a^*$  取 0.6~0.8。当  $h_a^*$  减小时, 啮合角  $\alpha'$  也减小, 有利于提高效率。但  $h_a^*$  太小时, 变位系数太小会发生外齿轮切齿干涉 (根切) 或插齿加工时的负啮合。对于前述发明专利采用非标准齿形角的情况, 其齿顶高系数  $h_a^*$  的取值为 0.06~0.6, 称之为超短齿。

加工齿轮的刀具无需专用短齿刀具, 可直接采用具有正常齿顶高的标准齿轮滚刀及插齿刀。

## 2.4 外齿轮的变位系数<sup>[10]</sup>

变位系数需满足啮合方程式

$$\operatorname{inv} \alpha' = \operatorname{inv} \alpha + 2 \tan \alpha \frac{x_2 - x_1}{z_2 - z_1} \quad (13-6-5)$$

变位系数还需要满足几何限制条件, 主要限制条件有两个:

重合度  $\varepsilon_a$  应符合

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') - z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] > 1 \quad (13-6-6)$$

齿廓重叠干涉验算值  $G_s$  应符合

$$G_s = z_1(\operatorname{inv} \alpha_{a1} + \delta_1) - z_2(\operatorname{inv} \alpha_{a2} + \delta_2) + z_d \operatorname{inv} \alpha' > 0 \quad (13-6-7)$$

式中

$$\delta_1 = \arccos \frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4\alpha'^2}{4\alpha' d_{a1}} \quad (13-6-8)$$

$$\delta_2 = \arccos \frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4\alpha'^2}{4\alpha' d_{a2}} \quad (13-6-9)$$

按照表 13-6-3 选取外齿轮的变位系数  $x_1$  可保证啮合齿轮副的重合度  $\varepsilon \geq 1$ , 且其顶隙  $c_{12} = 0.25m$ 。表中列出了对应于  $\varepsilon = 1.05$  和  $c_{12} = 0.25m$  时  $x_1$  的上限值。表中不带“\*”的数值表示  $x_1$  取值上限受到  $\varepsilon = 1.05$  的限制, 其值与插齿刀无关。带“\*”的数值表示  $x_1$  上限受到顶隙  $c_{12} = 0.25m$  的限制其值与插齿刀有关。若实际选用的插齿刀与表 13-6-3 的注解不同, 表中数值可供估算。估算方法是, 插齿刀齿数  $z_0 \leq 25$  或齿顶高  $h_{a0} > 1.25m$  或变位系数  $x_0 > 0$  时,  $x_1$  上限值会略大于表 13-6-3 中数值, 反之则小于表中数值。建议选用  $x_1$  时, 距离其上限值留有裕量, 这样, 顶隙验算会很容易通过。

表 13-6-3 外齿轮变位系数  $x_1$  的上限值

$z_2 - z_1$	$z_1$	$h_a^*$			$z_2 - z_1$	$z_1$	$h_a^*$		
		1	0.8	0.6			1	0.8	0.6
1	40	0.70*	0.15	-0.5	3	40	0.30*	0.95	0.25
	60	1.15*	0.30	-0.7		60	0.55*	1.30*	0.35
	100	1.75*	0.70	-1.0		100	0.85*	1.75*	0.60
2	40	0.45*	0.95	0	4	40	0.20*	0.90*	0.35
	60	0.75*	1.35*	0.10		60	0.40*	1.25*	0.50
	100	1.20*	1.95*	0.19		100	0.65*	1.70*	0.85

注: 1. 插齿刀参数  $z_0 = 25$ ,  $h_{a0} = 0$ ,  $x_0 = 0$ 。

2. 可插值求  $x_1$  上限值。

## 2.5 啮合角与变位系数差<sup>[10]</sup>

在齿数差与齿顶高系数确定的情况下, 要满足主要限制条件, 关键在于决定变位系数差与啮合角。变位系数差及对应的啮合角按表 13-6-4 选取。表中数值是按外齿轮齿数  $z_1 = 100$ , 变位系数  $x_1 = 0$  时, 取  $G_s = 0.1$  计算出来的。若  $z_1 < 100$  或  $x_1 > 0$ , 按表 13-6-4 选取  $\alpha'$  与  $x_2 - x_1$  之值,  $G_s$  会略大于 0.1。在  $z_1 \geq 30$ ,  $x_1 \leq 1.5$  的范围内,  $G_s$  最大值不超过 0.4。

表 13-6-4 啮合角  $\alpha'$  与变位系数差  $x_2 - x_1$  的选用推荐值

$z_2 - z_1$	$h_a^* = 1$		$h_a^* = 0.8$		$h_a^* = 0.6$	
	$x_2 - x_1$	$\alpha' / (^\circ)$	$x_2 - x_1$	$\alpha' / (^\circ)$	$x_2 - x_1$	$\alpha' / (^\circ)$
1	0.80	58.1877	0.58	54.0920	0.39	49.1563
2	0.54	44.8182	0.38	40.9630	0.22	35.6431
3	0.39	37.1760	0.26	33.6032	0.14	29.1319
4	0.29	32.1917	0.18	28.9061	0.09	25.3393
5	0.21	28.4885	0.12	25.6149	0.04	22.2339
6	0.15	25.7948	0.07	23.1101	0.00	20.0000
7	0.09	23.3792	0.02	20.8588	0.00	20.0000
8	0.05	21.7872	0.00	20.0000	0.00	20.0000

## 2.6 内齿轮的变位系数<sup>[10]</sup>

在确定外齿轮变位系数  $x_1$  和变位系数差  $(x_2 - x_1)$  以后, 内齿轮变位系数根据关系式  $x_2 = x_1 + (x_2 - x_1)$  即可求出。

## 2.7 主要设计参数的选择步骤

(1) 根据要求的传动比选择齿数差及齿数, 再根据啮合角要求确定齿顶高系数。

(2) 根据表 13-6-3 查出外齿轮变位系数的上限值, 选取  $x_1$  小于其上限值, 即可满足重合度  $\epsilon \geq 1.05$  和顶隙  $C_{12} \geq 0.25m$  的要求。

(3) 按照表 13-6-4 选用啮合角  $\alpha'$  与变位系数差  $(x_2 - x_1)$ , 可确保满足齿廓重叠干涉条件  $G_s \geq 0.1$ 。

(4) 根据  $x_2 = x_1 + (x_2 - x_1)$  求出内齿轮变位系数  $x_2$ 。

(5) 进行内齿轮副的各种几何尺寸计算并校核各项限制条件。

由于现今的各种机械设计手册大都编写了利用计算机编制的少齿差内啮合齿轮副几何参数表, 其中的参数完全满足各项限制条件, 可供设计人员方便地选用, 所以按上述“主要设计参数的选择步骤”选择参数并计算齿轮几何尺寸, 校核各项限制条件只有在特殊情况下才会应用。一般情况下可直接从现成的参数表中选取所需的参数。

## 2.8 齿轮几何尺寸与主要参数的选用

在设计时, 可从表 13-6-5 至表 13-6-8 选择齿轮几何尺寸与主要参数。其  $\epsilon_c \geq 1.05$ ,  $G_s \geq 0.05$ 。其他有关说明如下。

(1) 表 13-6-5 至表 13-6-8 各个尺寸均需乘以齿轮的模数。

(2) 齿轮顶圆直径按下式计算:

$$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1), d_{a2} = d_2 - 2m(h_a^* - x_2)$$

(3) 量柱测量距  $M$  的计算。直齿变位齿轮的量柱直径  $d_p$  与量柱中心圆压力角  $\alpha_M$  的计算方法与顺序如下(上边符号用于外齿轮, 下边符号用于内齿轮):

$$\alpha_x = \arccos \frac{\pi m \cos \alpha}{d_n \mp 2h_a^* m}$$

$$\alpha_{Mx} = \tan \alpha_x - \text{inv} \alpha \pm \frac{\pi}{2z} - \frac{2x \tan \alpha}{z}$$

$$d_{px} = mz \cos \alpha \left( \mp \text{inv} \alpha + \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z} \pm \text{inv} \alpha_{Mx} \right)$$

将  $d_{pn}$  圆整为  $d_p$ , 按表 13-1-36 中的公式计算  $\alpha_M$  和  $M$ 。

(4) 公法线平均长度的极限偏差  $E_{Wm}$  与量柱测量距平均长度的极限偏差  $E_{Mm}$  的计算。公法线平均长度的极限偏差按 JB/ZQ 4074—1997, 量柱测量距平均长度的极限偏差由以下各式计算:

$$\text{偶数齿外齿轮} \quad E_{Mms} = \frac{E_{Wms}}{\sin \alpha_M}, \quad E_{Mmi} = \frac{E_{Wmi}}{\sin \alpha_M};$$

$$\text{奇数齿外齿轮} \quad E_{Mms} = \frac{E_{Wms}}{\sin \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z}, \quad E_{Mmi} = \frac{E_{Wmi}}{\sin \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z};$$

$$\text{偶数齿内齿轮} \quad E_{Mms} = \frac{-E_{Wms}}{\sin \alpha_M}, \quad E_{Mmi} = \frac{-E_{Wms}}{\sin \alpha_M};$$

$$\text{奇数齿内齿轮} \quad E_{Mms} = \frac{-E_{Wms}}{\sin \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z}, \quad E_{Mmi} = \frac{-E_{Wms}}{\sin \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z}。$$

(5) 在设计具有公共行星轮的 2Z-X (I) 型双内啮合少齿差传动时, 可从表 13-6-9 或表 13-6-10 选取齿轮几何尺寸与主要参数。

表 13-6-5

## 一齿差内齿轮副几何尺寸及参数

 $(h_a^* = 0.7, \alpha = 20^\circ, m = 1, a' = 0.750, \alpha' = 51.210^\circ)$ 

/mm

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿数	公法线长度	齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿槽数	公法线长度	量柱直径	量柱测量距	量柱中心圆压力角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_p$	$M$	$\alpha_M$
29	-0.1279	30.141	3	7.698	30	0.3313	29.263	4	10.979	1.7	28.308	20.041°
30	-0.1300	31.140	4	10.664	31	0.3309	30.262	4	10.993	1.7	29.267	20.036°
31	-0.1302	32.140	4	10.678	32	0.3307	31.261	5	13.959	1.7	30.307	20.032°
32	-0.1304	33.139	4	10.691	33	0.3305	32.261	5	13.973	1.7	31.269	20.030°
33	-0.1304	34.139	4	10.705	34	0.3305	33.261	5	13.987	1.7	32.306	20.029°
34	-0.1304	35.139	4	10.719	35	0.3306	34.261	5	14.001	1.7	33.271	20.029°
35	-0.1302	36.140	4	10.734	36	0.3307	35.261	5	14.015	1.7	34.307	20.029°
36	-0.1300	37.140	4	10.748	37	0.3309	36.262	5	14.029	1.7	35.274	20.030°
37	-0.1297	38.141	4	10.762	38	0.3312	37.262	5	14.043	1.7	36.308	20.031°
38	-0.1294	39.141	4	10.776	39	0.3315	38.263	5	14.058	1.7	37.277	20.031°
39	-0.1290	40.142	5	13.743	40	0.3319	39.264	5	14.072	1.7	38.309	20.035°
40	-0.1286	41.143	5	13.757	41	0.3323	40.265	6	17.038	1.7	39.280	20.038°
41	-0.1281	42.144	5	13.771	42	0.3328	41.266	6	17.053	1.7	40.311	20.041°
42	-0.1275	43.145	5	13.786	43	0.3334	42.267	6	17.067	1.7	41.283	20.044°
43	-0.1270	44.146	5	13.800	44	0.3340	43.268	6	17.081	1.7	42.313	20.047°
44	-0.1263	45.147	5	13.814	45	0.3346	44.269	6	17.096	1.7	43.287	20.050°
45	-0.1257	46.149	5	13.829	46	0.3353	45.271	6	17.110	1.7	44.316	20.054°
46	-0.1250	47.150	5	13.843	47	0.3360	46.272	6	17.125	1.7	45.291	20.057°
47	-0.1242	48.152	5	13.858	48	0.3367	47.273	6	17.139	1.7	46.319	20.061°
48	-0.1235	49.153	6	16.825	49	0.3374	48.275	7	20.106	1.7	47.295	20.064°
49	-0.1227	50.155	6	16.839	50	0.3382	49.276	7	20.121	1.7	48.322	20.068°
50	-0.1219	51.156	6	16.854	51	0.3390	50.278	7	20.135	1.7	49.299	20.072°
51	-0.1210	52.158	6	16.868	52	0.3399	51.280	7	20.150	1.7	50.325	20.076°
52	-0.1201	53.160	6	16.883	53	0.3408	52.282	7	20.164	1.7	51.303	20.079°
53	-0.1192	54.162	6	16.897	54	0.3417	53.283	7	20.179	1.7	52.329	20.083°
54	-0.1183	55.163	6	16.912	55	0.3426	54.285	7	20.194	1.7	53.308	20.087°
55	-0.1174	56.165	6	16.927	56	0.3435	55.287	7	20.208	1.7	54.332	20.090°
56	-0.1165	57.167	7	19.894	57	0.3445	56.289	7	20.223	1.7	55.312	20.094°
57	-0.1155	58.169	7	19.908	58	0.3454	57.291	8	23.190	1.7	56.336	20.098°
58	-0.1145	59.171	7	19.923	59	0.3464	58.293	8	23.204	1.7	57.317	20.101°
59	-0.1135	60.173	7	19.938	60	0.3474	59.295	8	23.219	1.7	58.340	20.105°
60	-0.1124	61.175	7	19.952	61	0.3485	60.297	8	23.234	1.7	59.322	20.108°
61	-0.1114	62.177	7	19.967	62	0.3495	61.299	8	23.248	1.7	60.344	20.112°
62	-0.1104	63.179	7	19.982	63	0.3505	62.301	8	23.263	1.7	61.327	20.115°
63	-0.1093	64.181	7	19.996	64	0.3516	63.303	8	23.278	1.7	62.348	20.119°
64	-0.1082	65.184	7	20.011	65	0.3527	64.305	8	23.293	1.7	63.332	20.122°
65	-0.1071	66.186	8	22.978	66	0.3538	65.308	8	23.307	1.7	64.353	20.125°
66	-0.1060	67.188	8	22.993	67	0.3549	66.310	9	26.274	1.7	65.336	20.128°
67	-0.1049	68.190	8	23.008	68	0.3560	67.312	9	26.289	1.7	66.357	20.132°
68	-0.1038	69.192	8	23.022	69	0.3572	68.314	9	26.304	1.7	67.341	20.135°
69	-0.1027	70.195	8	23.037	70	0.3583	69.317	9	26.319	1.7	68.362	20.138°
70	-0.1015	71.197	8	23.052	71	0.3594	70.319	9	26.333	1.7	69.347	20.141°
71	-0.1003	72.199	8	23.067	72	0.3606	71.321	9	26.348	1.7	70.366	20.144°
72	-0.0992	73.202	8	23.082	73	0.3618	72.324	9	26.363	1.7	71.352	20.147°
73	-0.0980	74.204	8	23.096	74	0.3629	73.326	9	26.378	1.7	72.371	20.150°

续表

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿数	公法线长度	齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿槽数	公法线长度	量柱直径	量柱测量距	量柱中心圆压力角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_p$	$M$	$\alpha_M$
74	-0.0968	75.206	9	26.063	75	0.3641	74.328	9	26.393	1.7	73.357	20.153°
75	-0.0956	76.209	9	26.078	76	0.3653	75.331	10	29.360	1.7	74.376	20.156°
76	-0.0973	77.205	9	26.091	77	0.3636	76.327	10	20.372	1.7	75.356	20.147°
77	-0.0959	78.208	9	26.106	78	0.3650	77.330	10	29.387	1.7	76.375	20.151°
78	-0.0946	79.211	9	26.121	79	0.3663	78.333	10	29.402	1.7	77.362	20.154°
79	-0.0933	80.213	9	26.136	80	0.3676	79.335	10	29.417	1.7	78.380	20.157°
80	-0.0920	81.216	9	26.151	81	0.3689	80.338	10	29.432	1.7	79.368	20.160°
81	-0.0907	82.219	9	26.166	82	0.3703	81.341	10	29.447	1.7	80.385	20.163°
82	-0.0893	83.221	9	26.180	83	0.3716	82.343	10	29.462	1.7	81.373	20.166°
83	-0.0880	84.224	10	29.148	84	0.3729	83.346	10	29.477	1.7	82.391	20.169°
84	-0.0866	85.227	10	29.162	85	0.3743	84.349	11	32.444	1.7	83.379	20.172°
85	-0.0853	86.229	10	29.177	86	0.3756	85.351	11	32.459	1.7	84.396	20.175°
86	-0.0840	87.232	10	29.192	87	0.3770	86.354	11	32.474	1.7	85.385	20.178°
87	-0.0826	88.235	10	29.207	88	0.3783	87.357	11	32.489	1.7	86.401	20.180°
88	-0.0812	89.238	10	29.222	89	0.3797	88.359	11	32.504	1.7	87.390	20.183°
89	-0.0799	90.240	10	29.237	90	0.3810	89.362	11	32.518	1.7	88.407	20.186°
90	-0.0785	91.243	10	29.252	91	0.3824	90.365	11	32.533	1.7	89.396	20.188°
91	-0.0772	92.246	10	29.267	92	0.3837	91.367	11	32.548	1.7	90.412	20.191°
92	-0.0758	93.248	11	32.234	93	0.3851	92.370	11	32.563	1.7	91.402	20.193°
93	-0.0745	94.251	11	32.249	94	0.3864	93.373	12	35.530	1.7	92.418	20.196°
94	-0.0731	95.254	11	32.264	95	0.3878	94.376	12	35.545	1.7	93.407	20.198°
95	-0.0718	96.256	11	32.279	96	0.3891	95.378	12	35.560	1.7	94.423	20.200°
96	-0.0704	97.259	11	32.294	97	0.3905	96.381	12	35.575	1.7	95.413	20.203°
97	-0.0690	98.262	11	32.309	98	0.3919	97.384	12	35.590	1.7	96.428	20.205°
98	-0.0676	99.265	11	32.324	99	0.3933	98.387	12	35.605	1.7	97.419	20.207°
99	-0.0663	100.267	11	32.339	100	0.3947	99.389	12	35.620	1.7	98.434	20.209°
100	-0.0649	101.270	11	32.354	101	0.3960	100.392	12	35.635	1.7	99.424	20.211°
101	-0.0636	102.273	12	35.321	102	0.3974	101.395	13	38.602	1.7	100.439	20.213°

表 13-6-6

二齿差内齿轮副几何尺寸及参数

( $h_a^* = 0.65$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m = 1$ ,  $a' = 1.200$ ,  $\alpha' = 38.457^\circ$ )

/mm

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿数	公法线长度	齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿槽数	公法线长度	量柱直径	量柱测量距	量柱中心圆压力角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_p$	$M$	$\alpha_M$
29	-0.0261	30.248	4	10.721	31	0.2709	30.242	4	10.952	1.7	29.146	19.407°
30	-0.0259	31.248	4	10.735	32	0.2711	31.242	4	10.966	1.7	30.186	19.429°
31	-0.0255	32.249	4	10.749	33	0.2715	32.243	5	13.932	1.7	31.150	19.451°
32	-0.0250	33.250	4	10.764	34	0.2720	33.244	5	13.947	1.7	32.188	19.472°
33	-0.0244	34.251	4	10.778	35	0.2726	34.245	5	13.961	1.7	33.154	19.493°
34	-0.0238	35.252	4	10.792	36	0.2733	35.247	5	13.976	1.7	34.191	19.514°
35	-0.0230	36.254	4	10.807	37	0.2740	36.248	5	13.990	1.7	35.159	19.534°
36	-0.0222	37.256	4	10.821	38	0.2748	37.250	5	14.005	1.7	36.194	19.554°
37	-0.0213	38.257	5	13.788	39	0.2758	38.252	5	14.019	1.7	37.164	19.573°
38	-0.0203	39.259	5	13.803	40	0.2767	39.253	5	14.034	1.7	38.198	19.592°

续表

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数 $z_1$	变位系数 $x_1$	顶圆直径 $d_{a1}$	跨齿数 $k_1$	公法线 长度 $W_{k1}$	齿数 $z_2$	变位系数 $x_2$	顶圆直径 $d_{a2}$	跨齿 槽数 $k_2$	公法线 长度 $W_{k2}$	量柱 直径 $d_p$	量柱测 量距 $M$	量柱中心 圆压力角 $\alpha_x$
39	-0.0193	40.261	5	13.818	41	0.2777	40.255	6	17.001	1.7	39.170	19.611°
40	-0.0182	41.264	5	13.832	42	0.2788	41.258	6	17.016	1.7	40.202	19.629°
41	-0.0171	42.266	5	13.847	43	0.2799	42.260	6	17.030	1.7	41.176	19.646°
42	-0.0159	43.268	5	13.862	44	0.2811	43.262	6	17.045	1.7	42.207	19.663°
43	-0.0147	44.271	5	13.877	45	0.2823	44.265	6	17.060	1.7	43.182	19.679°
44	-0.0134	45.273	5	13.892	46	0.2836	45.267	6	17.075	1.7	44.212	19.695°
45	-0.0121	46.276	5	13.907	47	0.2849	46.270	6	17.090	1.7	45.188	19.711°
46	-0.0108	47.278	6	16.874	48	0.2862	47.272	6	17.105	1.7	46.217	19.726°
47	-0.0095	48.281	6	16.889	49	0.2875	48.275	6	17.120	1.7	47.195	19.740°
48	-0.0081	49.284	6	16.903	50	0.2889	49.278	7	20.087	1.7	48.223	19.755°
49	-0.0067	50.287	6	16.918	51	0.2903	50.281	7	20.102	1.7	49.201	19.768°
50	-0.0052	51.290	6	16.933	52	0.2918	51.284	7	20.117	1.7	50.228	19.782°
51	-0.0038	52.292	6	16.948	53	0.2932	52.286	7	20.132	1.7	51.208	19.795°
52	-0.0023	53.295	6	16.963	54	0.2947	53.289	7	20.147	1.7	52.234	19.808°
53	0	54.300	6	16.979	55	0.2970	54.294	7	20.162	1.7	53.217	19.825°
54	0	55.300	6	16.993	56	0.2970	55.294	7	20.176	1.7	54.239	19.828°
55	0.0023	56.305	7	19.961	57	0.2993	56.299	7	20.192	1.7	55.222	19.844°
56	0.0039	57.308	7	19.976	58	0.3009	57.302	7	20.207	1.7	56.247	19.855°
57	0.0055	58.311	7	19.991	59	0.3025	58.305	8	23.174	1.7	57.229	19.866°
58	0.0071	59.314	7	20.006	60	0.3041	59.308	8	23.189	1.7	58.253	19.877°
59	0.0087	60.317	7	20.021	61	0.3057	60.311	8	23.204	1.7	59.236	19.887°
60	0.0103	61.321	7	20.036	62	0.3073	61.315	8	23.220	1.7	60.260	19.898°
61	0.0119	62.324	7	20.051	63	0.3089	62.318	8	23.235	1.7	61.243	19.907°
62	0.0136	63.327	7	20.067	64	0.3106	63.321	8	23.250	1.7	62.266	19.917°
63	0.0153	64.331	8	23.034	65	0.3123	64.325	8	23.265	1.7	63.251	19.927°
64	0.0170	65.334	8	23.049	66	0.3140	65.328	8	23.280	1.7	64.273	19.936°
65	0.0187	66.337	8	23.064	67	0.3157	66.331	8	23.295	1.7	65.258	19.945°
66	0.0204	67.341	8	23.079	68	0.3174	67.335	9	26.263	1.7	66.280	19.954°
67	0.0221	68.344	8	23.094	69	0.3191	68.338	9	26.278	1.7	67.266	19.962°
68	0.0238	69.348	8	23.110	70	0.3208	69.342	9	26.293	1.7	68.287	19.970°
69	0.0255	70.351	8	23.125	71	0.3226	70.345	9	26.308	1.7	69.273	19.979°
70	0.0273	71.355	8	23.140	72	0.3243	71.349	9	26.323	1.7	70.294	19.986°
71	0.0290	72.358	8	23.155	73	0.3260	72.352	9	26.339	1.7	71.280	19.994°
72	0.0308	73.362	9	26.123	74	0.3278	73.356	9	26.354	1.7	72.301	20.002°
73	0.0325	74.365	9	26.138	75	0.3295	74.359	9	26.369	1.7	73.288	20.009°
74	0.0343	75.369	9	26.153	76	0.3313	75.363	10	29.336	1.7	74.308	20.016°
75	0.0361	76.372	9	26.168	77	0.3331	76.366	10	29.352	1.7	75.295	20.023°
76	0.0379	77.376	9	26.183	78	0.3349	77.370	10	29.367	1.7	76.315	20.030°
77	0.0397	78.379	9	26.199	79	0.3367	78.373	10	29.382	1.7	77.303	20.037°
78	0.0415	79.383	9	26.214	80	0.3385	79.377	10	29.397	1.7	78.322	20.044°
79	0.0433	80.387	9	26.229	81	0.3403	80.381	10	29.412	1.7	79.311	20.050°
80	0.0451	81.390	9	26.244	82	0.3421	81.384	10	29.428	1.7	80.329	20.056°
81	0.0469	82.394	10	29.212	83	0.3439	82.388	10	29.443	1.7	81.318	20.063°
82	0.0487	83.397	10	29.227	84	0.3458	83.392	10	29.458	1.7	82.337	20.069°
83	0.0506	84.401	10	29.242	85	0.3476	84.395	11	32.426	1.7	83.326	20.075°
84	0.0524	85.405	10	29.258	86	0.3494	85.399	11	32.441	1.7	84.344	20.080°
85	0.0542	86.408	10	29.273	87	0.3512	86.402	11	32.456	1.7	85.333	20.086°

续表

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数 $z_1$	变位系数 $x_1$	顶圆直径 $d_a$	跨齿数 $k_1$	公法线 长度 $W_{k1}$	齿数 $z_2$	变位系数 $x_2$	顶圆直径 $d_a$	跨齿 槽数 $k_2$	公法线 长度 $W_{k2}$	量柱 直径 $d_p$	量柱测 量距 $M$	量柱中心 圆压力角 $\alpha_M$
86	0.0561	87.412	10	29.288	88	0.3531	87.406	11	32.471	1.7	86.351	20.092°
87	0.0579	88.416	10	29.303	89	0.3549	88.410	11	32.487	1.7	87.341	20.097°
88	0.0597	89.419	10	29.319	90	0.3568	89.414	11	32.502	1.7	88.359	20.102°
89	0.0616	90.423	10	29.334	91	0.3586	90.417	11	32.517	1.7	89.349	20.108°
90	0.0635	91.427	11	32.301	92	0.3605	91.421	11	32.532	1.7	90.366	20.113°
91	0.0654	92.431	11	32.317	93	0.3624	92.425	11	32.548	1.7	91.357	20.118°
92	0.0672	93.434	11	32.332	94	0.3642	93.428	12	35.515	1.7	92.373	20.123°
93	0.0691	94.438	11	32.347	95	0.3661	94.432	12	35.530	1.7	93.364	20.127°
94	0.0710	95.442	11	32.362	96	0.3680	95.436	12	35.546	1.7	94.381	20.132°
95	0.0728	96.446	11	32.378	97	0.3698	96.440	12	35.561	1.7	95.372	20.137°
96	0.0747	97.449	11	32.393	98	0.3717	97.443	12	35.576	1.7	96.388	20.141°
97	0.0766	98.453	11	32.408	99	0.3736	98.447	12	35.592	1.7	97.380	20.146°
98	0.0785	99.457	12	35.376	100	0.3755	99.451	12	35.607	1.7	98.396	20.150°
99	0.0804	100.461	12	35.391	101	0.3774	100.455	12	35.622	1.7	99.387	20.155°
100	0.0822	101.464	12	35.406	102	0.3792	101.458	12	35.637	1.7	100.403	20.159°
101	0.0842	102.468	12	35.422	103	0.3812	102.462	13	38.605	1.7	101.395	20.163°

表 13-6-7

三齿差内齿轮副几何尺寸及参数

$$(h_a^* = 0.6, \alpha = 20^\circ, m = 1, \alpha' = 1.600, \alpha' = 28.241^\circ)$$

/mm

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数 $z_1$	变位系数 $x_1$	顶圆直径 $d_a$	跨齿数 $k_1$	公法线 长度 $W_{k1}$	齿数 $z_2$	变位系数 $x_2$	顶圆直径 $d_a$	跨齿 槽数 $k_2$	公法线 长度 $W_{k2}$	量柱 直径 $d_p$	量柱测 量距 $M$	量柱中心 圆压力角 $\alpha_M$
29	0.0564	30.313	4	10.777	32	0.1772	31.154	4	10.902	1.7	29.988	18.386°
30	0.0560	31.312	4	10.791	33	0.1769	32.154	4	10.916	1.7	30.950	18.436°
31	0.0558	32.312	4	10.805	34	0.1767	33.153	5	13.882	1.7	31.987	18.484°
32	0.0557	33.311	4	10.819	35	0.1766	34.153	5	13.896	1.7	32.953	18.530°
33	0.0558	34.312	4	10.833	36	0.1766	35.153	5	13.910	1.7	33.988	18.574°
34	0.0559	35.312	4	10.847	37	0.1767	36.153	5	13.924	1.7	34.955	18.617°
35	0.0561	36.312	4	10.861	38	0.1769	37.154	5	13.938	1.7	35.989	18.658°
36	0.0563	37.313	5	13.827	39	0.1771	38.154	5	13.952	1.7	36.959	18.608°
37	0.0567	38.313	5	13.842	40	0.1775	39.155	5	13.966	1.7	37.991	18.736°
38	0.0571	39.314	5	13.856	41	0.1779	40.156	5	13.981	1.7	38.962	18.773°
39	0.0576	40.315	5	13.870	42	0.1784	41.157	5	13.995	1.7	39.993	18.808°
40	0.0581	41.316	5	13.885	43	0.1789	42.158	6	16.961	1.7	40.966	18.842°
41	0.0587	42.317	5	13.899	44	0.1795	43.159	6	16.976	1.7	41.996	18.875°
42	0.0593	43.319	5	13.913	45	0.1802	44.160	6	16.990	1.7	42.970	18.907°
43	0.0600	44.320	5	13.928	46	0.1809	45.162	6	17.005	1.7	43.999	18.937°
44	0.0608	45.322	5	13.942	47	0.1816	46.163	6	17.019	1.7	44.975	18.967°
45	0.0616	46.323	6	16.909	48	0.1824	47.165	6	17.034	1.7	46.003	18.995°
46	0.0624	47.325	6	16.924	49	0.1832	48.166	6	17.048	1.7	46.980	19.023°
47	0.0623	48.326	6	16.938	50	0.1840	49.168	6	17.063	1.7	48.007	19.049°
48	0.0641	49.328	6	16.953	51	0.1849	50.170	6	17.078	1.7	48.985	19.075°
49	0.0650	50.330	6	16.967	52	0.1859	51.172	7	20.044	1.7	50.011	19.100°
50	0.0660	51.332	6	16.982	53	0.1868	52.174	7	20.059	1.7	50.990	19.124°
51	0.0670	52.334	6	16.997	54	0.1878	53.176	7	20.074	1.7	52.015	19.147°
52	0.0680	53.336	6	17.012	55	0.1888	54.178	7	20.088	1.7	52.995	19.170°

续表

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数 $z_1$	变位系数 $x_1$	顶圆直径 $d_{a1}$	跨齿数 $k_1$	公法线 长度 $W_{k1}$	齿数 $z_2$	变位系数 $x_2$	顶圆直径 $d_{a2}$	跨齿 槽数 $k_2$	公法线 长度 $W_{k2}$	量柱 直径 $d_p$	量柱测 量距 $M$	量柱中心 圆压力角 $\alpha_M$
53	0.0690	54.338	7	19.978	56	0.1898	55.180	7	20.103	1.7	54.020	19.192°
54	0.0701	55.340	7	19.993	57	0.1909	56.182	7	20.118	1.7	55.000	19.213°
55	0.0711	56.342	7	20.008	58	0.1920	57.184	7	20.132	1.7	56.024	19.234°
56	0.0723	57.345	7	20.023	59	0.1931	58.186	7	20.147	1.7	57.006	19.254°
57	0.0734	58.347	7	20.037	60	0.1942	59.188	7	20.162	1.7	58.029	19.273°
58	0.0745	59.349	7	20.052	61	0.1953	60.191	8	23.129	1.7	59.011	19.292°
59	0.0757	60.351	7	20.067	62	0.1965	61.193	8	23.144	1.7	60.034	19.310°
60	0.0769	61.354	7	20.082	63	0.1977	62.195	8	23.159	1.7	61.017	19.328°
61	0.0781	62.356	7	20.097	64	0.1989	63.198	8	23.173	1.7	62.039	19.345°
62	0.0793	63.359	8	23.064	65	0.2001	64.200	8	23.188	1.7	63.023	19.362°
63	0.0805	64.361	8	23.078	66	0.2013	65.203	8	23.203	1.7	64.044	19.378°
64	0.0817	65.363	8	23.093	67	0.2026	66.205	8	23.218	1.7	65.028	19.394°
65	0.0830	66.366	8	23.108	68	0.2038	67.208	8	23.233	1.7	66.049	19.409°
66	0.0843	67.369	8	23.123	69	0.2051	68.210	9	26.200	1.7	67.034	19.424°
67	0.0856	68.371	8	23.138	70	0.2064	69.213	9	26.215	1.7	68.055	19.439°
68	0.0869	69.374	8	23.153	71	0.2077	70.215	9	26.230	1.7	69.040	19.453°
69	0.0882	70.376	8	23.168	72	0.2090	71.218	9	26.244	1.7	70.060	19.467°
70	0.0895	71.379	8	23.183	73	0.2103	72.221	9	26.259	1.7	71.046	19.481°
71	0.0908	72.382	9	26.150	74	0.2116	73.223	9	26.274	1.7	72.066	19.494°
72	0.0922	73.384	9	26.165	75	0.2130	74.226	9	26.289	1.7	73.052	19.507°
73	0.0935	74.387	9	26.179	76	0.2143	75.229	9	26.304	1.7	74.071	19.519°
74	0.0949	75.390	9	26.194	77	0.2157	76.231	9	26.319	1.7	75.058	19.531°
75	0.0962	76.392	9	26.209	78	0.2171	77.234	10	29.286	1.7	76.077	19.544°
76	0.0976	77.395	9	26.224	79	0.2184	78.237	10	29.301	1.7	77.064	19.555°
77	0.0990	78.398	9	26.239	80	0.2198	79.240	10	29.316	1.7	78.083	19.567°
78	0.1004	79.401	9	26.254	81	0.2212	80.242	10	29.331	1.7	79.070	19.578°
79	0.1018	80.404	9	26.269	82	0.2226	81.245	10	29.346	1.7	80.088	19.589°
80	0.1032	81.406	10	29.236	83	0.2240	82.248	10	29.361	1.7	81.077	19.599°
81	0.1046	82.409	10	29.251	84	0.2255	83.251	10	29.376	1.7	82.094	19.610°
82	0.1061	83.412	10	29.266	85	0.2269	84.254	10	29.391	1.7	83.083	19.620°
83	0.1075	84.415	10	29.281	86	0.2283	85.257	10	29.406	1.7	84.100	19.630°
84	0.1089	85.418	10	29.296	87	0.2297	86.259	11	32.373	1.7	85.089	19.640°
85	0.1103	86.421	10	29.311	88	0.2312	87.262	11	32.388	1.7	86.106	19.649°
86	0.1118	87.424	10	29.326	89	0.2326	88.265	11	32.403	1.7	87.095	19.659°
87	0.1133	88.427	10	29.341	90	0.2341	89.268	11	32.418	1.7	88.112	19.668°
88	0.1147	89.429	10	29.356	91	0.2355	90.271	11	32.433	1.7	89.101	19.677°
89	0.1162	90.432	11	32.323	92	0.2370	91.274	11	32.448	1.7	90.118	19.685°
90	0.1177	91.435	11	32.338	93	0.2385	92.277	11	32.463	1.7	91.108	19.694°
91	0.1191	92.438	11	32.353	94	0.2399	93.280	11	32.478	1.7	92.124	19.702°
92	0.1207	93.441	11	32.368	95	0.2415	94.283	11	32.493	1.7	93.114	19.711°
93	0.1221	94.444	11	32.383	96	0.2429	95.286	12	35.460	1.7	94.130	19.719°
94	0.1236	95.447	11	32.398	97	0.2444	96.289	12	35.475	1.7	95.120	19.727°
95	0.1251	96.450	11	32.413	98	0.2459	97.292	12	35.490	1.7	96.136	19.734°
96	0.1266	97.453	11	32.429	99	0.2474	98.295	12	35.505	1.7	97.127	19.742°
97	0.1281	98.456	11	32.444	100	0.2489	99.298	12	35.520	1.7	98.142	19.750°
98	0.1296	99.459	12	35.411	101	0.2504	100.301	12	35.535	1.7	99.133	19.757°
99	0.1311	100.462	12	35.426	102	0.2519	101.304	12	35.550	1.7	100.148	19.764°
100	0.1326	101.465	12	35.441	103	0.2534	102.307	12	35.565	1.7	101.139	19.771°
101	0.1342	102.468	12	35.456	104	0.2550	103.310	12	35.580	1.7	102.154	19.778°



表 13-6-8

四齿差内齿轮副几何尺寸及参数

( $h_a^* = 0.6, \alpha = 20^\circ, m = 1, a' = 2.060, \alpha' = 24.172^\circ$ )

/mm

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数 $z_1$	变位系数 $x_1$	顶圆直径 $d_{a1}$	跨齿数 $k_1$	公法线 长度 $W_{k1}$	齿数 $z_2$	变位系数 $x_2$	顶圆直径 $d_{a2}$	跨齿 槽数 $k_2$	公法线 长度 $W_{k2}$	量柱 直径 $d_p$	量柱测 量距 $M$	量柱中心 圆压力角 $\alpha_M$
29	0.0847	30.369	4	10.797	33	0.1509	32.102	4	10.898	1.7	30.894	18.135°
30	0.0843	31.369	4	10.810	34	0.1505	33.101	5	13.864	1.7	31.930	18.192°
31	0.0840	32.368	4	10.824	35	0.1502	34.100	5	13.878	1.7	32.895	18.246°
32	0.0838	33.368	4	10.838	36	0.1500	35.100	5	13.891	1.7	33.930	18.298°
33	0.0838	34.368	4	10.852	37	0.1499	36.100	5	13.905	1.7	34.898	18.347°
34	0.0838	35.368	4	10.866	38	0.1500	37.100	5	13.919	1.7	35.931	18.395°
35	0.0839	36.368	5	13.832	39	0.1501	38.100	5	13.933	1.7	36.901	18.441°
36	0.0841	37.368	5	13.846	40	0.1503	39.101	5	13.948	1.7	37.933	18.486°
37	0.0843	38.369	5	13.860	41	0.1505	40.101	5	13.962	1.7	38.904	18.528°
38	0.0847	39.369	5	13.875	42	0.1509	41.102	5	13.976	1.7	39.935	18.569°
39	0.0851	40.370	5	13.889	43	0.1513	42.103	6	16.942	1.7	40.907	18.609°
40	0.0855	41.371	5	13.903	44	0.1517	43.103	6	16.957	1.7	41.937	18.647°
41	0.0860	42.372	5	13.918	45	0.1522	44.104	6	16.971	1.7	42.911	18.683°
42	0.0866	43.373	5	13.932	46	0.1528	45.106	6	16.985	1.7	43.940	18.718°
43	0.0872	44.374	5	13.946	47	0.1534	46.107	6	17.000	1.7	44.915	18.752°
44	0.0879	45.376	6	16.913	48	0.1540	47.108	6	17.014	1.7	45.943	18.785°
45	0.0886	46.377	6	16.928	49	0.1548	48.110	6	17.029	1.7	46.920	18.817°
46	0.0893	47.379	6	16.942	50	0.1555	49.111	6	17.043	1.7	47.947	18.847°
47	0.0901	48.380	6	16.957	51	0.1563	50.113	6	17.058	1.7	48.924	18.877°
48	0.0909	49.382	6	16.971	52	0.1571	51.114	7	20.025	1.7	49.950	18.905°
49	0.0917	50.383	6	16.986	53	0.1579	52.116	7	20.039	1.7	50.929	18.933°
50	0.0926	51.385	6	17.000	54	0.1588	53.118	7	20.054	1.7	51.954	18.960°
51	0.0935	52.387	6	17.015	55	0.1597	54.119	7	20.068	1.7	52.934	18.986°
52	0.0944	53.389	6	17.030	56	0.1606	55.121	7	20.083	1.7	53.958	19.011°
53	0.0954	54.391	7	19.996	57	0.1616	56.123	7	20.098	1.7	54.939	19.035°
54	0.0964	55.393	7	20.011	58	0.1626	57.125	7	20.112	1.7	55.963	19.058°
55	0.0974	56.395	7	20.026	59	0.1636	58.127	7	20.127	1.7	56.944	19.081°
56	0.0984	57.397	7	20.040	60	0.1646	59.129	7	20.142	1.7	57.967	19.103°
57	0.0995	58.399	7	20.055	61	0.1657	60.131	8	23.109	1.7	58.950	19.125°
58	0.1005	59.401	7	20.070	62	0.1667	61.133	8	23.123	1.7	59.972	19.145°
59	0.1016	60.403	7	20.085	63	0.1678	62.136	8	23.138	1.7	60.955	19.165°
60	0.1027	61.405	7	20.099	64	0.1689	63.138	8	23.153	1.7	61.977	19.185°
61	0.1038	62.408	7	20.114	65	0.1700	64.140	8	23.168	1.7	62.960	19.204°
62	0.1050	63.410	8	23.081	66	0.1712	65.142	8	23.182	1.7	63.982	19.223°
63	0.1062	64.412	8	23.096	67	0.1723	66.145	8	23.197	1.7	64.966	19.241°
64	0.1076	65.415	8	23.111	68	0.1735	67.147	8	23.212	1.7	65.987	19.258°
65	0.1085	66.417	8	23.126	69	0.1747	68.149	8	23.227	1.7	66.971	19.275°
66	0.1097	67.419	8	23.140	70	0.1759	69.152	9	26.194	1.7	67.992	19.292°
67	0.1109	68.422	8	23.155	71	0.1771	70.154	9	26.209	1.7	68.977	19.308°
68	0.1121	69.424	8	23.170	72	0.1783	71.157	9	26.223	1.7	69.997	19.324°
69	0.1134	70.427	8	23.185	73	0.1796	72.159	9	26.238	1.7	70.983	19.339°
70	0.1146	71.429	8	23.200	74	0.1808	73.162	9	26.253	1.7	72.002	19.354°
71	0.1159	72.432	9	26.167	75	0.1820	74.164	9	26.268	1.7	72.989	19.369°
72	0.1172	73.434	9	26.182	76	0.1833	75.167	9	26.283	1.7	74.008	19.383°
73	0.1184	74.437	9	26.197	77	0.1846	76.169	9	26.298	1.7	74.994	19.397°
74	0.1197	75.439	9	26.211	78	0.1859	77.172	9	26.313	1.7	76.013	19.410°

续表

外 齿 轮					内 齿 轮							
齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿数	公法线长度	齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿槽数	公法线长度	量柱直径	量柱测量距	量柱中心圆压力角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_p$	$M$	$\alpha_M$
75	0.1210	76.442	9	26.226	79	0.1872	78.174	10	29.280	1.7	77.000	19.424°
76	0.1223	77.445	9	26.241	80	0.1885	79.177	10	29.295	1.7	78.018	19.436°
77	0.1237	78.447	9	26.256	81	0.1898	80.180	10	29.310	1.7	79.006	19.449°
78	0.1250	79.450	9	26.271	82	0.1911	81.182	10	29.324	1.7	80.024	19.461°
79	0.1263	80.453	9	26.286	83	0.1925	82.185	10	29.339	1.7	81.012	19.473°
80	0.1277	81.455	10	29.253	84	0.1938	83.188	10	29.354	1.7	82.030	19.485°
81	0.1290	82.458	10	29.268	85	0.1952	84.190	10	29.369	1.7	83.018	19.497°
82	0.1304	83.461	10	29.283	86	0.1965	85.193	10	29.384	1.7	84.035	19.508°
83	0.1317	84.463	10	29.298	87	0.1979	86.196	11	32.351	1.7	85.024	19.519°
84	0.1331	85.466	10	29.313	88	0.1993	87.199	11	32.366	1.7	86.041	19.530°
85	0.1345	86.469	10	29.328	89	0.2006	88.201	11	32.381	1.7	87.030	19.540°
86	0.1358	87.472	10	29.343	90	0.2020	89.204	11	32.396	1.7	88.047	19.551°
87	0.1372	88.474	10	29.358	91	0.2034	90.207	11	32.411	1.7	89.036	19.561°
88	0.1386	89.477	11	32.325	92	0.2048	91.210	11	32.426	1.7	90.052	19.571°
89	0.1400	90.480	11	32.340	93	0.2062	92.212	11	32.441	1.7	91.042	19.580°
90	0.1414	91.483	11	32.355	94	0.2076	93.215	11	32.456	1.7	92.058	19.590°
91	0.1429	92.486	11	32.370	95	0.2090	94.218	11	32.471	1.7	93.048	19.599°
92	0.1443	93.489	11	32.385	96	0.2104	95.221	12	35.438	1.7	94.064	19.608°
93	0.1457	94.491	11	32.400	97	0.2118	96.224	12	35.453	1.7	95.054	19.617°
94	0.1471	95.494	11	32.415	98	0.2133	97.227	12	35.468	1.7	96.070	19.626°
95	0.1485	96.497	11	32.429	99	0.2147	98.229	12	35.483	1.7	97.060	19.634°
96	0.1500	97.500	11	32.445	100	0.2162	99.232	12	35.498	1.7	98.076	19.643°
97	0.1514	98.503	12	35.412	101	0.2176	100.235	12	35.513	1.7	99.066	19.651°
98	0.1528	99.506	12	35.427	102	0.2190	101.238	12	35.528	1.7	100.082	19.659°
99	0.1543	100.509	12	35.442	103	0.2205	102.241	12	35.543	1.7	101.073	19.667°
100	0.1557	101.511	12	35.457	104	0.2219	103.244	12	35.558	1.7	102.087	19.675°
101	0.1572	102.514	12	35.472	105	0.2234	104.247	13	38.525	1.7	103.079	19.683°

表 13-6-9 2Z-X ( I ) 型奇异二齿差 - 三齿差双内啮合齿轮副几何参数表

/mm

外 齿 轮 1					固 定 内 齿 轮 2								啮合度	齿廓重叠干涉验算	啮合角
齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿数	公法线长度	齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿槽数	公法线长度	量柱直径	量柱测量距	量柱中心圆压力角			
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_{p2}$	$M_2$	$\alpha_{M2}$	$\varepsilon_{a1-2}$	$G_{a1-2}$	$\alpha'_{1-2}$
27	0.3956	29.291	4	10.981	29	1.6452	29.571	6	17.768	1.7	29.402	28.9663	0.990	1.873	55.0415
28	0.3956	30.291	4	10.995	30	1.6452	30.571	6	17.782	1.7	30.457	28.7584	0.994	1.872	
29	0.4955	31.491	5	14.030	31	1.7450	31.771	6	17.865	1.7	31.565	29.0055	0.980	1.874	
30	0.4955	32.491	5	14.044	32	1.7450	32.771	6	17.879	1.7	32.618	28.8100	0.985	1.874	
31	0.4955	33.491	5	14.058	33	1.7450	33.771	6	17.893	1.7	33.587	28.6235	0.989	1.873	
32	0.4955	34.491	5	14.072	34	1.7450	34.771	7	20.859	1.7	34.636	28.4452	0.993	1.873	
33	0.4955	35.491	5	14.086	35	1.7450	35.771	7	20.873	1.7	35.607	28.2747	0.997	1.872	
34	0.4955	36.491	5	14.100	36	1.7450	36.771	7	20.887	1.7	36.653	28.1114	1.000	1.871	
35	0.4955	37.491	5	14.114	37	1.7450	37.771	7	20.901	1.7	37.626	27.9548	1.004	1.871	
36	0.5954	38.691	6	17.148	38	1.8450	38.971	7	20.983	1.7	38.815	28.1928	0.992	1.873	
37	0.5954	39.691	6	17.162	39	1.8450	39.971	7	20.997	1.7	39.789	28.0432	0.995	1.872	
38	0.5954	40.691	6	17.176	40	1.8450	40.971	7	21.011	1.7	40.831	27.8993	0.999	1.872	

续表

外 齿 轮 1					固 定 内 齿 轮 2								重 合 度	齿 廓 重 叠 干 涉 验 算	啮 合 角
齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 数	公 法 线 长 度	齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 槽 数	公 法 线 长 度	量 柱 直 径	量 柱 测 量 距	量 柱 中 心 圆 压 力 角			
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_{p2}$	$M_2$	$\alpha_{M2}$	$\varepsilon_{a1-2}$	$G_{a1-2}$	$\alpha'_{12}$
39	0.5954	41.691	6	17.190	41	1.8450	41.971	8	23.977		41.807	27.7608	1.002	1.871	
40	0.5954	42.691	6	17.204	42	1.8450	42.971	8	23.991		42.846	27.6274	1.005	1.871	
41	0.5954	43.691	6	17.218	43	1.8450	43.971	8	24.005		43.823	27.4988	1.008	1.870	
42	0.5954	44.691	6	17.232	44	1.8450	44.971	8	24.019		44.860	27.3747	1.011	1.870	
43	0.5954	45.691	6	17.246	45	1.8450	45.971	8	24.033		45.838	27.2548	1.014	1.869	
44	0.6953	46.891	7	20.281	46	1.9449	47.171	8	24.116		47.023	27.4787	1.003	1.871	
45	0.6953	47.891	7	20.295	47	1.9449	48.171	8	24.130		48.002	27.3628	1.006	1.871	
46	0.6953	48.891	7	20.309	48	1.9449	49.171	9	27.096		49.036	27.2506	1.008	1.870	
47	0.6953	49.891	7	20.323	49	1.9449	50.171	9	27.110		50.016	27.1419	1.011	1.870	
48	0.6953	50.891	7	20.337	50	1.9449	51.171	9	27.124		51.049	27.0367	1.014	1.869	
49	0.6953	51.891	7	20.351	51	1.9449	52.171	9	27.138		52.030	26.9347	1.016	1.869	
50	0.6953	52.891	7	20.365	52	1.9449	53.171	9	27.152		53.062	26.8357	1.018	1.869	
51	0.7953	54.091	8	23.399	53	2.0448	54.371	9	27.234		54.194	27.0455	1.009	1.870	
52	0.7953	55.091	8	23.413	54	2.0448	55.371	9	27.248		55.225	26.9491	1.011	1.870	
53	0.7953	56.091	8	23.427	55	2.0448	56.371	9	27.262		56.207	26.8554	1.014	1.869	
54	0.7953	57.091	8	23.441	56	2.0448	57.371	10	30.228		57.237	26.7643	1.016	1.869	
55	0.7953	58.091	8	23.455	57	2.0448	58.371	10	30.242		58.220	26.6758	1.018	1.869	
56	0.7953	59.091	8	23.469	58	2.0448	59.371	10	30.256		59.248	26.5896	1.020	1.868	
57	0.7953	60.091	8	23.483	59	2.0448	60.371	10	30.270		60.232	26.5057	1.022	1.868	
58	0.7953	61.091	8	23.497	60	2.0448	61.371	10	30.284		61.259	26.4241	1.024	1.868	
59	0.8951	62.290	9	26.532	61	2.1446	62.571	10	30.367		62.396	26.6195	1.016	1.869	
60	0.8951	63.290	9	26.546	62	2.1446	63.571	10	30.381	1.7	63.423	26.5395	1.018	1.869	55.0415
61	0.8951	64.290	9	26.560	63	2.1446	64.571	11	33.347		64.408	26.4614	1.020	1.868	
62	0.8951	65.290	9	26.574	64	2.1446	65.570	11	33.361		65.434	26.3853	1.022	1.868	
63	0.8951	66.290	9	26.588	65	2.1446	66.570	11	33.375		66.419	26.3110	1.023	1.868	
64	0.8951	67.290	9	26.602	66	2.1446	67.570	11	33.389		67.444	26.2385	1.025	1.868	
65	0.8951	68.290	9	26.616	67	2.1446	68.570	11	33.403		68.430	26.1677	1.027	1.867	
66	0.9950	69.490	10	29.650	68	2.2445	69.770	11	33.485		69.609	26.3511	1.019	1.868	
67	0.9950	70.490	10	29.664	69	2.2445	70.770	11	33.499		70.595	26.2814	1.021	1.868	
68	0.9950	71.490	10	29.678	70	2.2445	71.770	11	33.513		71.619	26.2133	1.023	1.868	
69	0.9950	72.490	10	29.692	71	2.2445	72.770	12	36.479		72.606	26.1467	1.024	1.868	
70	0.9950	73.490	10	29.706	72	2.2445	73.770	12	36.493		73.629	26.0816	1.026	1.867	
71	0.9950	74.490	10	29.720	73	2.2445	74.770	12	36.507		74.616	26.0180	1.028	1.867	
72	0.9950	75.490	10	29.734	74	2.2445	75.770	12	36.521		75.638	25.9557	1.029	1.867	
73	1.0949	76.690	11	32.769	75	2.3444	76.970	12	36.604		76.781	26.1281	1.022	1.868	
74	1.0949	77.690	11	32.783	76	2.3444	77.970	12	36.618		77.803	26.0666	1.024	1.868	
75	1.0949	78.690	11	32.797	77	2.3444	78.970	12	36.632		78.791	26.0064	1.025	1.867	
76	1.0949	79.690	11	32.811	78	2.3444	79.970	13	39.598		79.813	25.9474	1.027	1.867	
77	1.0949	80.690	11	32.825	79	2.3444	80.970	13	39.612		80.801	25.8896	1.028	1.867	
78	1.0949	81.690	11	32.839	80	2.3444	81.970	13	39.626		81.822	25.8329	1.030	1.867	
79	1.0949	82.690	11	32.853	81	2.3444	82.970	13	39.640		82.810	25.7774	1.031	1.866	
80	1.1949	83.890	11	32.935	82	2.4444	84.170	13	39.722		83.988	25.9399	1.025	1.868	
81	1.1949	84.890	12	35.901	83	2.4444	85.170	13	39.736		84.977	25.8849	1.026	1.867	
82	1.1949	85.890	12	35.915	84	2.4444	86.170	13	39.750		85.997	25.8310	1.028	1.867	
83	1.1949	86.890	12	35.929	85	2.4444	87.170	13	39.764		86.986	25.7781	1.029	1.867	
84	1.1949	87.890	12	35.943	86	2.4444	88.170	14	42.730		88.005	25.7262	1.030	1.867	

续表

外 齿 轮 1					固 定 内 齿 轮 2								重 合 度	齿 廓 重 叠 干 涉 验 算	啮 合 角
齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 数	公 法 线 长 度	齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 数	公 法 线 长 度	量 柱 直 径	量 柱 测 量 距	量 柱 中 心 圆 压 力 角			
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_{p2}$	$M_2$	$\alpha_{M2}$	$\epsilon_{a1-2}$	$G_{a1-2}$	$\alpha'_{1-2}$
85	1.1949	88.890	12	35.957	87	2.4444	89.170	14	42.744		88.995	25.6753	1.032	1.866	55.0415
86	1.1949	89.890	12	35.971	88	2.4444	90.170	14	42.758		90.014	25.6253	1.033	1.866	
87	1.1949	90.890	12	35.985	89	2.4444	91.170	14	42.772		91.003	25.5761	1.034	1.866	
88	1.2947	92.089	13	39.020	90	2.5442	92.369	14	42.855		92.180	25.7288	1.028	1.867	
89	1.2947	93.089	13	39.034	91	2.5442	93.369	14	42.869		93.170	25.6801	1.029	1.867	
90	1.2947	94.089	13	39.048	92	2.5442	94.369	14	42.883		94.188	25.6322	1.031	1.867	
91	1.2947	95.089	13	39.062	93	2.5442	95.369	15	45.849	1.7	95.178	25.5852	1.032	1.866	
92	1.2947	96.089	13	39.076	94	2.5442	96.369	15	45.863		96.196	25.5390	1.033	1.866	
93	1.2947	97.089	13	39.090	95	2.5442	97.369	15	45.877		97.187	25.4935	1.034	1.866	
94	1.2947	98.089	13	39.104	96	2.5442	98.369	15	45.891		98.204	25.4489	1.036	1.866	
95	1.3945	99.289	13	39.186	97	2.6440	99.569	15	45.973		99.354	25.5936	1.030	1.867	
96	1.3945	100.289	14	42.152	98	2.6440	100.569	15	45.987		100.371	25.5492	1.031	1.866	
97	1.3945	101.289	14	42.166	99	2.6440	101.569	15	46.001		101.362	25.5055	1.032	1.866	
98	1.3945	102.289	14	42.180	100	2.6440	102.569	15	46.015		102.379	25.4626	1.033	1.866	
输 出 内 齿 轮 3										共 同 参 数					
齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 数	公 法 线 长 度	量 柱 直 径	量 柱 测 量 距	量 柱 中 心 圆 压 力 角	重 合 度	齿 廓 重 叠 干 涉 验 算	啮 合 角	中 心 距	模 数	压 力 角	齿 顶 高 系 数	
$z_3$	$x_3$	$d_{a3}$	$k_3$	$W_{k3}$	$d_{p3}$	$M_3$	$\alpha_{M3}$	$\epsilon_{a1-3}$	$G_{a1-3}$	$\alpha'_{1-3}$	$a'$	$m$	$\alpha$	$h_a^*$	
30	0.5741	29.571	5	14.098		28.767	22.2895	1.251	0.033						
31	0.5741	30.571	5	14.112		29.728	22.2235	1.255	0.030						
32	0.6739	31.771	5	14.194		30.947	22.9164	1.220	0.047						
33	0.6739	32.771	5	14.208		31.910	22.8395	1.225	0.044						
34	0.6739	33.771	5	14.222		32.949	22.7667	1.230	0.041						
35	0.6739	34.771	5	14.236		33.914	22.6975	1.234	0.039						
36	0.6739	35.771	6	17.202		34.951	22.6317	1.239	0.036						
37	0.6739	36.771	6	17.216		35.918	22.5691	1.243	0.034						
38	0.6739	37.771	6	17.230		36.953	22.5094	1.247	0.032						
39	0.7739	38.971	6	17.312		38.098	23.0601	1.220	0.045						
40	0.7739	39.971	6	17.326		39.132	22.9940	1.224	0.043						
41	0.7739	40.971	6	17.340		40.103	22.9308	1.228	0.041						
42	0.7739	41.971	6	17.354		41.134	22.8702	1.232	0.038						
43	0.7739	42.971	6	17.368	1.7	42.106	22.8120	1.236	0.036	30.7423	1.64	1.0	20°	0.75	
44	0.7739	43.971	7	20.335		43.137	22.7562	1.239	0.034						
45	0.7739	44.971	7	20.349		44.110	22.7026	1.243	0.033						
46	0.7739	45.971	7	20.363		45.139	22.6511	1.246	0.031						
47	0.8738	47.171	7	20.445		46.289	23.1006	1.224	0.042						
48	0.8738	48.171	7	20.459		47.317	23.0449	1.228	0.040						
49	0.8738	49.171	7	20.473		48.292	22.9912	1.231	0.038						
50	0.8738	50.171	7	20.487		49.319	22.9395	1.234	0.036						
51	0.8738	51.171	8	23.453		50.296	22.8894	1.238	0.035						
52	0.8738	52.171	8	23.467		51.322	22.8411	1.241	0.033						
53	0.8738	53.171	8	23.481		52.299	22.7944	1.244	0.031						
54	0.9737	54.371	8	23.563		53.499	23.1792	1.225	0.041						
55	0.9737	55.371	8	23.577		54.478	23.1296	1.228	0.039						
56	0.9737	56.371	8	23.591		55.502	23.0815	1.231	0.037						

续表

输出内齿轮 3								共同参数						
齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿槽数	公法线长度	量柱直径	量柱测量距	量柱中心圆压力角	重合度	齿廓重叠干涉验算	啮合角	中心距	模数	压力角	齿顶高系数
$z_3$	$x_3$	$d_{a3}$	$k_3$	$W_{k3}$	$d_{p3}$	$M_3$	$\alpha_{M3}$	$\epsilon_{\alpha 1-3}$	$G_{\alpha 1-3}$	$\alpha'_{1-3}$	$a'$	$m$	$\alpha$	$i_3^*$
57	0.9737	57.371	8	23.605		56.481	23.0349	1.234	0.036					
58	0.9737	58.371	8	23.619		57.504	22.9897	1.237	0.034					
59	0.9737	59.371	9	26.586		58.484	22.9458	1.240	0.033					
60	0.9737	60.371	9	26.600		59.507	22.9033	1.242	0.032					
61	0.9737	61.371	9	26.614		60.487	22.8619	1.245	0.030					
62	1.0735	62.570	9	26.696		61.684	23.1941	1.228	0.038					
63	1.0735	63.570	9	26.710		62.665	23.1506	1.231	0.037					
64	1.0735	64.570	9	26.724		63.687	23.1083	1.234	0.036					
65	1.0735	65.570	9	26.738		64.669	23.0671	1.236	0.034					
66	1.0735	66.570	10	29.704		65.689	23.0270	1.239	0.033					
67	1.0735	67.570	10	29.718		66.672	22.9889	1.241	0.032					
68	1.0735	68.570	10	29.732		67.692	22.9500	1.244	0.031					
69	1.1734	69.770	10	29.814		68.849	23.2454	1.229	0.038					
70	1.1734	70.770	10	29.828		69.869	23.2057	1.231	0.037					
71	1.1734	71.770	10	29.842		70.852	23.1670	1.234	0.035					
72	1.1734	72.770	10	29.856		71.871	23.1293	1.236	0.034					
73	1.1734	73.770	10	29.870		72.856	23.0924	1.238	0.033					
74	1.1734	74.770	11	32.837		73.874	23.0565	1.241	0.032					
75	1.1734	75.770	11	32.851		74.859	23.0213	1.243	0.031					
76	1.2734	76.970	11	32.933		76.051	23.2873	1.230	0.037					
77	1.2734	77.970	11	32.947		77.036	23.2508	1.232	0.036					
78	1.2734	78.970	11	32.961		78.054	23.2152	1.234	0.035					
79	1.2734	79.970	11	32.975	1.7	79.039	23.1803	1.236	0.034	30.7423	1.64	1.0	20°	0.75
80	1.2734	80.970	11	32.989		80.056	23.1462	1.238	0.033					
81	1.2734	81.970	11	33.003		81.042	23.1129	1.240	0.032					
82	1.2734	82.970	12	35.969		82.059	23.0802	1.242	0.031					
83	1.3733	84.170	12	36.051		83.219	23.3221	1.230	0.037					
84	1.3733	85.170	12	36.065		84.236	23.2883	1.232	0.036					
85	1.3733	86.170	12	36.079		85.222	23.2553	1.234	0.035					
86	1.3733	87.170	12	36.093		86.239	23.2229	1.236	0.034					
87	1.3733	88.170	12	36.107		87.225	23.1912	1.238	0.033					
88	1.3733	89.170	12	36.121		88.241	23.1601	1.240	0.032					
89	1.3733	90.170	13	39.088		89.229	23.1297	1.242	0.031					
90	1.3733	91.170	13	39.102		90.244	23.0998	1.243	0.030					
91	1.4731	92.369	13	39.184		91.405	23.3195	1.232	0.036					
92	1.4731	93.369	13	39.198		92.420	23.2887	1.234	0.035					
93	1.4731	94.369	13	39.212		93.408	23.2586	1.236	0.034					
94	1.4731	95.369	13	39.226		94.423	23.2289	1.238	0.033					
95	1.4731	96.369	13	39.240		95.411	23.1998	1.240	0.032					
96	1.4731	97.369	13	39.254		96.426	23.1713	1.241	0.031					
97	1.4731	98.369	14	42.220		97.414	23.1432	1.243	0.030					
98	1.5729	99.569	14	42.302		98.602	23.3462	1.233	0.035					
99	1.5729	100.569	14	42.316		99.591	23.3174	1.235	0.034					
100	1.5729	101.569	14	42.330		100.605	23.2892	1.236	0.034					
101	1.5729	102.569	15	42.344		101.594	23.2614	1.238	0.033					

- 注：1. 当模数  $m \neq 1$  时， $d_a$ 、 $W_k$ 、 $d_p$ 、 $M$ 、 $a'$  均应乘以  $m$  之数值。  
 2. 当按本表内轮 2 固定、内轮 3 输出时，转向与输入轴相同；传动比  $i$  与  $z_3$  数值相同。  
 3. 若需要，也可内轮 3 固定，内轮 2 输出，此时转向与输入轴相反；传动比  $i$  与  $z_2$  数值相同。

表 13-6-10

2Z-X (I) 型奇异三齿差~四齿差双内啮合齿轮副几何参数表

/mm

外 齿 轮 1					固 定 内 齿 轮 2								重 合 度	齿 廓 重 叠 干 涉 验 算	啮 合 角
齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 数	公 法 线 长 度	齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 槽 数	公 法 线 长 度	量 柱 直 径	量 柱 测 量 距	量 柱 中 心 圆 压 力 角			
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_{p2}$	$M_2$	$\alpha_{M2}$	$e_{a1-2}$	$G_{a1-2}$	$\alpha'_{1-2}$
26	-0.1020	27.296	3	7.675	29	0.9904	28.536	5	14.368		28.425	25.4068	1.164	1.676	
27	-0.1057	28.289	3	7.686	30	0.9867	29.529	5	14.380		29.509	25.2419	1.167	1.676	
28	-0.1128	29.274	3	7.695	31	0.9797	30.514	5	14.389		30.418	25.0648	1.171	1.675	
29	-0.1197	30.261	4	10.657	32	0.9727	31.501	5	14.398		31.451	24.8968	1.175	1.675	
30	-0.1247	31.251	4	10.667	33	0.9677	32.491	6	17.361		32.407	24.7477	1.178	1.675	
31	-0.1313	32.237	4	10.677	34	0.9611	33.477	6	17.370		33.438	24.5967	1.182	1.674	
32	-0.1378	33.224	4	10.686	35	0.9546	34.464	6	17.380		34.394	24.4529	1.185	1.674	
33	-0.1442	34.212	4	10.696	36	0.9482	35.452	6	17.390		35.422	24.3158	1.188	1.674	
34	-0.1505	35.199	4	10.706	37	0.9419	36.439	6	17.400		36.380	24.1848	1.191	1.673	
35	-0.1568	36.186	4	10.715	38	0.9356	37.426	6	17.403		37.406	24.0596	1.194	1.673	
36	-0.1630	37.174	4	10.725	39	0.9294	38.414	6	17.419		38.365	23.9397	1.197	1.673	
37	-0.1676	38.165	4	10.736	40	0.9248	39.405	6	17.430		39.392	23.8334	1.199	1.673	
38	-0.1736	39.153	4	10.746	41	0.9189	40.393	6	17.440		40.353	23.7237	1.201	1.672	
39	-0.1795	40.141	5	13.708	42	0.9129	41.381	7	20.402		41.375	23.6185	1.203	1.672	
40	-0.1854	41.129	5	13.718	43	0.9070	42.369	7	20.412		42.338	23.5174	1.206	1.672	
41	-0.1912	42.118	5	13.728	44	0.9012	43.358	7	20.422		43.359	23.4202	1.208	1.672	
42	-0.1956	43.109	5	13.739	45	0.8969	44.349	7	20.433		44.325	23.3341	1.209	1.671	
43	-0.2012	44.098	5	13.749	46	0.8912	45.338	7	20.443		45.345	23.2445	1.211	1.671	
44	-0.2068	45.086	5	13.759	47	0.8856	46.326	7	20.453		46.309	23.1582	1.213	1.671	
45	-0.2124	46.075	5	13.770	48	0.8800	47.315	7	20.463		47.328	23.0750	1.215	1.671	
46	-0.2165	47.067	5	13.781	49	0.8759	48.307	7	20.474		48.296	23.0014	1.216	1.671	
47	-0.2219	48.056	5	13.791	50	0.8705	49.296	7	20.485		49.314	22.9244	1.218	1.670	
48	-0.2272	49.046	5	13.801	51	0.8652	50.286	8	23.447	1.7	50.281	22.8500	1.219	1.670	48.3271
49	-0.2325	50.035	6	16.764	52	0.8599	51.275	8	23.458		51.297	22.7782	1.221	1.670	
50	-0.2378	51.024	6	16.774	53	0.8546	52.264	8	23.468		52.265	22.7088	1.222	1.670	
51	-0.2430	52.014	6	16.785	54	0.8494	53.254	8	23.478		53.281	22.6417	1.224	1.670	
52	-0.2482	53.004	6	16.795	55	0.8442	54.244	8	23.489		54.250	22.5768	1.225	1.670	
53	-0.2520	53.996	6	16.807	56	0.8404	55.236	8	23.500		55.267	22.5197	1.226	1.669	
54	-0.2570	54.986	6	16.817	57	0.8354	56.226	8	23.511		56.237	22.4593	1.227	1.669	
55	-0.2619	55.976	6	16.828	58	0.8305	57.216	8	23.521		57.251	22.4009	1.228	1.669	
56	-0.2668	56.966	6	16.839	59	0.8256	58.206	8	23.532		58.221	22.3444	1.230	1.669	
57	-0.2716	57.957	6	16.849	60	0.8208	59.197	8	23.543		59.235	22.2897	1.231	1.669	
58	-0.2776	58.945	6	16.859	61	0.8148	60.185	9	26.505		60.204	22.2316	1.232	1.669	
59	-0.2824	59.935	7	19.822	62	0.8100	61.175	9	26.516		61.217	22.1799	1.233	1.669	
60	-0.2872	60.926	7	19.833	63	0.8053	62.166	9	26.526		62.189	22.1299	1.234	1.669	
61	-0.2918	61.916	7	19.844	64	0.8006	63.156	9	26.537		63.201	22.0814	1.235	1.668	
62	-0.2965	62.907	7	19.854	65	0.7960	64.147	9	26.548		64.174	22.0345	1.236	1.668	
63	-0.3010	63.898	7	19.865	66	0.7914	65.138	9	26.559		65.185	21.9890	1.237	1.668	
64	-0.3055	64.889	7	19.876	67	0.7869	66.129	9	26.570		66.159	21.9449	1.237	1.668	
65	-0.3099	65.880	7	19.887	68	0.7825	67.120	9	26.581		67.170	21.9022	1.238	1.668	
66	-0.3154	66.869	7	19.897	69	0.7770	68.109	9	26.591		68.142	21.8565	1.239	1.668	
67	-0.3198	67.860	7	19.908	70	0.7727	69.100	10	29.554		69.153	21.8162	1.240	1.668	
68	-0.3241	68.852	7	19.920	71	0.7684	70.092	10	29.565		70.128	21.7771	1.241	1.668	
69	-0.3293	69.841	8	22.882	72	0.7631	71.081	10	29.576		71.136	21.7353	1.241	1.668	
70	-0.3335	70.833	8	22.893	73	0.7589	72.073	10	29.587		72.112	21.6984	1.242	1.668	
71	-0.3387	71.823	8	22.904	74	0.7537	73.063	10	29.597		73.120	21.6588	1.243	1.667	

续表

外 齿 轮 1					固 定 内 齿 轮 2								重 合 度	齿 廓 重 叠 十 涉 验 算	啮 合 角
齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 数	公 法 线 长 度	齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 槽 数	公 法 线 长 度	量 柱 直 径	量 柱 测 量 距	量 柱 中 心 圆 压 力 角			
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$d_{p2}$	$M_2$	$\alpha_{M2}$	$\epsilon_{a1-2}$	$G_{a1-2}$	$\alpha'_{1,2}$
72	-0.3428	72.814	8	22.915	75	0.7496	74.054	10	29.609		74.096	21.6240	1.244	1.667	48.3271
73	-0.3479	73.804	8	22.925	76	0.7446	75.044	10	29.619		75.103	21.5866	1.244	1.667	
74	-0.3519	74.796	8	22.937	77	0.7406	76.036	10	29.630		76.080	21.5538	1.245	1.667	
75	-0.3568	75.786	8	22.947	78	0.7357	77.026	10	29.641		77.088	21.5185	1.246	1.667	
76	-0.3616	76.777	8	22.958	79	0.7308	78.017	10	29.652		78.063	21.4841	1.246	1.667	
77	-0.3665	77.767	8	22.969	80	0.7259	79.007	11	32.614		79.070	21.4505	1.247	1.667	
78	-0.3703	78.759	9	25.932	81	0.7221	79.999	11	32.626		80.048	21.4212	1.247	1.667	
79	-0.3750	79.750	9	25.943	82	0.7175	80.990	11	32.637		81.055	21.3896	1.248	1.667	
80	-0.3796	80.741	9	25.954	83	0.7128	81.981	11	32.647		82.031	21.3588	1.248	1.667	
81	-0.3842	81.732	9	25.965	84	0.7083	82.972	11	32.658		83.038	21.3289	1.249	1.667	
82	-0.3887	82.723	9	25.976	85	0.7038	83.963	11	32.669		84.015	21.2997	1.250	1.667	
83	-0.3931	83.714	9	25.987	86	0.6993	84.954	11	32.680		85.022	21.2714	1.250	1.667	
84	-0.3975	84.705	9	25.998	87	0.6950	85.945	11	32.691	1.7	85.999	21.2439	1.251	1.666	
85	-0.4027	85.695	9	26.008	88	0.6898	86.935	11	32.702		87.004	21.2143	1.251	1.666	
86	-0.4070	86.686	9	26.019	89	0.6855	87.926	12	35.665		87.982	21.1881	1.252	1.666	
87	-0.4112	87.678	9	26.030	90	0.6812	88.918	12	35.676		88.988	21.1626	1.252	1.666	
88	-0.4162	88.668	10	28.993	91	0.6763	89.908	12	35.687		89.965	21.1353	1.253	1.666	
89	-0.4203	89.659	10	29.004	92	0.6721	90.899	12	35.698		90.971	21.1111	1.253	1.666	
90	-0.4252	90.650	10	29.015	93	0.6673	91.890	12	35.709		91.949	21.0852	1.254	1.666	
91	-0.4291	91.642	10	29.026	94	0.6633	92.882	12	35.720		92.955	21.0623	1.254	1.666	
92	-0.4339	92.632	10	29.037	95	0.6586	93.872	12	35.731		93.933	21.0378	1.254	1.666	
93	-0.4385	93.623	10	29.048	96	0.6539	94.863	12	35.741		94.937	21.0138	1.255	1.666	
94	-0.4431	94.614	10	29.059	97	0.6493	95.854	12	35.752		95.916	20.9905	1.255	1.666	
95	-0.4469	95.606	10	29.070	98	0.6455	96.846	12	35.764		96.922	20.9700	1.256	1.666	
96	-0.4513	96.597	10	29.081	99	0.6411	97.837	13	38.727		97.901	20.9480	1.256	1.666	
97	-0.4564	97.587	10	29.092	100	0.6361	98.827	13	38.737		98.904	20.9245	1.257	1.666	
输 出 内 齿 轮 3										共 同 参 数					
齿 数	变 位 系 数	顶 圆 直 径	跨 齿 槽 数	公 法 线 长 度	量 柱 直 径	量 柱 测 量 距	量 柱 中 心 圆 压 力 角	重 合 度	齿 廓 重 叠 十 涉 验 算	啮 合 角	中 心 距	模 数	压 力 角	齿 顶 高 系 数	
$z_3$	$x_3$	$d_{a3}$	$k_3$	$W_{k3}$	$d_{p3}$	$M_3$	$\alpha_{M3}$	$\epsilon_{a1-3}$	$G_{a1-3}$	$\alpha'_{1-3}$	$a'$	$m$	$\alpha$	$h_a$	
30	0.0408	28.536	4	10.781		27.673	16.3135	1.644	0.033					0.75	
31	0.0372	29.529	4	10.792		28.628	16.4050	1.633	0.035						
32	0.0301	30.514	4	10.801		29.652	16.4395	1.627	0.035						
33	0.0232	31.501	4	10.811		30.601	16.4737	1.622	0.035						
34	0.0181	32.491	4	10.821		31.627	16.5318	1.616	0.035						
35	0.0115	33.477	4	10.831		32.579	16.5659	1.613	0.035						
36	0.0050	34.464	5	13.792		33.600	16.5991	1.610	0.035						
37	-0.0014	35.452	5	13.802	1.7	34.554	16.6314	1.607	0.035	27.5630	2.12	1.0	20°		
38	-0.0077	36.439	5	13.812		35.573	16.6628	1.604	0.035						
39	-0.0139	37.426	5	13.821		36.529	16.6932	1.602	0.035						
40	-0.0202	38.414	5	13.831		37.548	16.7226	1.600	0.035						
41	-0.0247	39.405	5	13.842		38.509	16.7688	1.597	0.035						
42	-0.0307	40.393	5	13.852		39.526	16.7972	1.596	0.035						
43	-0.0367	41.381	5	13.862		40.486	16.8248	1.594	0.035						
44	-0.0425	42.369	5	13.872		41.502	16.8514	1.593	0.035						

续表

输出内齿轮 3								共同参数						
齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿槽数	公法线长度	量柱直径	量柱测量距	量柱中心圆压力角	重合度	齿廓重叠干涉验算	啮合角	中心距	模数	压力角	齿顶高系数
$z_3$	$x_3$	$d_{a3}$	$k_3$	$W_{k3}$	$d_{p3}$	$M_3$	$\alpha_{M3}$	$E_{al-3}$	$G_{al-3}$	$\alpha'_{1-3}$	$a'$	$m$	$\alpha$	$h_a^*$
45	-0.0484	43.358	5	13.882		42.463	16.8772	1.592	0.035					
46	-0.0527	44.349	6	16.845		43.481	16.9168	1.590	0.035					
47	-0.0548	45.338	6	16.858		44.443	16.9418	1.589	0.035					
48	-0.0640	46.326	6	16.865		45.458	16.9660	1.588	0.035					
49	-0.0696	47.315	6	16.875		46.421	16.9896	1.587	0.035					
50	-0.0737	48.307	6	16.887		47.438	17.0251	1.585	0.035					
51	-0.0793	49.296	6	16.899		48.403	17.0481	1.584	0.035					
52	-0.0844	50.286	6	16.908		49.416	17.0705	1.584	0.035					
53	-0.0897	51.275	6	16.918		50.382	17.0923	1.583	0.035					
54	-0.0950	52.264	6	16.928		51.394	17.1136	1.582	0.035					
55	-0.1002	53.254	6	16.939		52.361	17.1344	1.582	0.035					
56	-0.1054	54.244	7	19.901		53.373	17.1547	1.581	0.035					
57	-0.1092	55.236	7	19.913		54.344	17.1847	1.580	0.035					
58	-0.1141	56.226	7	19.923		55.355	17.2048	1.579	0.035					
59	-0.1191	57.216	7	19.934		56.325	17.2246	1.579	0.035					
60	-0.1239	58.206	7	19.944		57.335	17.2440	1.578	0.035					
61	-0.1288	59.197	7	19.955		58.305	17.2632	1.578	0.035					
62	-0.1348	60.185	7	19.965		59.313	17.2734	1.578	0.035					
63	-0.1396	61.175	7	19.976		60.284	17.2916	1.577	0.035					
64	-0.1443	62.166	7	19.987		61.293	17.3095	1.577	0.035					
65	-0.1490	63.156	7	19.997		62.265	17.3272	1.577	0.035					
66	-0.1536	64.147	8	22.960		63.274	17.3448	1.576	0.035					
67	-0.1582	65.138	8	22.971	1.7	64.247	17.3622	1.576	0.035	27.5630	2.12	1.0	20°	0.75
68	-0.1627	66.129	8	22.982		65.256	17.3794	1.575	0.035					
69	-0.1671	67.120	8	22.993		66.229	17.3966	1.575	0.035					
70	-0.1726	68.109	8	23.003		67.235	17.4068	1.575	0.035					
71	-0.1769	69.100	8	23.014		68.209	17.4235	1.574	0.035					
72	-0.1812	70.092	8	23.026		69.218	17.4401	1.574	0.035					
73	-0.1865	71.081	8	23.036		70.190	17.4503	1.574	0.035					
74	-0.1907	72.073	8	23.047		71.198	17.4665	1.573	0.035					
75	-0.1959	73.063	8	23.057		72.171	17.4768	1.573	0.035					
76	-0.2000	74.054	9	26.021		73.179	17.4927	1.573	0.035					
77	-0.2050	75.044	9	26.031		74.153	17.5029	1.573	0.035					
78	-0.2090	76.036	9	26.043		75.161	17.5187	1.572	0.035					
79	-0.2139	77.026	9	26.053		76.135	17.5291	1.572	0.035					
80	-0.2188	78.017	9	26.064		77.141	17.5394	1.572	0.035					
81	-0.2236	79.007	9	26.075		78.116	17.5496	1.572	0.035					
82	-0.2275	79.999	9	26.086		79.123	17.5648	1.572	0.035					
83	-0.2321	80.990	9	26.097		80.099	17.5753	1.572	0.035					
84	-0.2367	81.981	9	26.108		81.104	17.5858	1.571	0.035					
85	-0.2413	82.972	10	29.071		82.080	17.5963	1.571	0.035					
86	-0.2458	83.963	10	29.082		83.085	17.6068	1.571	0.035					
87	-0.2503	84.954	10	29.093		84.062	17.6174	1.571	0.035					
88	-0.2546	85.945	10	29.104		85.067	17.6281	1.571	0.035					
89	-0.2598	86.935	10	29.114		86.043	17.6347	1.571	0.035					
90	-0.2641	87.926	10	29.125		87.048	17.6452	1.571	0.035					



续表

输出内齿轮 3								共同参数						
齿数	变位系数	顶圆直径	跨齿槽数	公法线长度	量柱直径	量柱测量距	量柱中心圆压力角	重合度	齿廓重叠干涉验算	啮合角	中心距	模数	压力角	齿顶高系数
$z_3$	$x_3$	$d_{a3}$	$k_3$	$W_{k3}$	$d_{p3}$	$M_3$	$\alpha_{MB}$	$\epsilon_{al-3}$	$G_{al-3}$	$\alpha'_{1-3}$	$a'$	$m$	$\alpha$	$h_a^*$
91	-0.2683	88.918	10	29.136		88.026	17.6559	1.570	0.035					
92	-0.2733	89.908	10	29.147		89.029	17.6628	1.570	0.035					
93	-0.2774	90.899	10	29.158		90.007	17.6735	1.570	0.035					
94	-0.2823	91.890	10	29.169		91.010	17.6806	1.570	0.035					
95	-0.2863	92.882	11	32.132		91.989	17.6914	1.570	0.035					
96	-0.2910	93.872	11	32.143	1.7	92.993	17.6989	1.570	0.035	27.5630	2.12	1.0	20°	0.75
97	-0.2957	94.863	11	32.154		93.970	17.7064	1.570	0.035					
98	-0.3003	95.854	11	32.165		94.973	17.7140	1.570	0.035					
99	-0.3040	96.846	11	32.176		95.954	17.7249	1.569	0.035					
100	-0.3084	97.837	11	32.187		96.957	17.7330	1.569	0.035					
101	-0.3135	98.827	11	32.198		97.934	17.7381	1.569	0.035					

- 注：1. 当模数  $m \neq 1$  时， $d_a$ 、 $W_k$ 、 $d_p$ 、 $M$ 、 $a'$  均乘以  $m$  之数值。  
 2. 当按本表内轮 2 固定，内轮 3 输出时，转向与输入轴相同；传动比  $i$  与  $z_3$  数值相同。  
 3. 若需要，也可内轮 3 固定，内轮 2 输出，此时转向与输入轴相反；传动比  $i$  与  $z_2$  数值相同。

### 3 效率计算

#### 3.1 一对齿轮的啮合效率

根据参考文献 [4]，一对齿轮的啮合效率  $\eta_e^x$  的计算式<sup>[6]</sup>为

$$\eta_e^x = 1 - \pi \mu_e \left( \frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) (E_1 + E_2) \quad (13-6-10)$$

式中  $E_1$ 、 $E_2$ 、 $\mu_e$  见表 13-6-11。

表 13-6-11  $E_1$ 、 $E_2$ 、 $\mu_e$  的数值

项 目	范 围	$E_1$	$E_2$
$\epsilon_{a1}$ 或 $\epsilon_{a2}$	$\geq 0$ 且 $\leq 1$	$0.5 - \epsilon_{a1} + \epsilon_{a1}^2$	$0.5 - \epsilon_{a2} + \epsilon_{a2}^2$
	$> 1$	$\epsilon_{a1} - 0.5$	$\epsilon_{a2} - 0.5$
	$< 0$	$0.5 - \epsilon_{a1}$	$0.5 - \epsilon_{a2}$
齿廓摩擦因数 $\mu_e$	内齿轮插齿，外齿轮磨齿或剃齿	约 0.07 ~ 0.08	
	内齿轮插齿，外齿轮滚齿或插齿	约 0.09 ~ 0.10	

注： $\epsilon_{a1} = \frac{z_1}{2\pi} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha')$ ； $\epsilon_{a2} = \frac{z_2}{2\pi} (\tan \alpha' - \tan \alpha_{a2})$ 。

#### 3.2 传输机构（输出机构）的效率

表 13-6-12 传输机构的效率  $\eta_p$

/mm

类 型	传输机构	$\eta_p$	说 明
Z-X-V 内齿轮固定 (K-H-V)	销孔式	$1 - \frac{4\mu_p a' z_2 r_s}{\pi R_w r_p (z_2 - z_1)}$	$\mu_p$ ——销套与销孔或浮动盘间摩擦因数。 销套不转时， $\mu_p = 0.07 \sim 0.1$ ， 销套回转时， $\mu_p = 0.008 \sim 0.01$
	浮动盘式	$\left( \frac{1}{1 + \frac{2\mu_p a'}{\pi R_w}} \right)^2$	$r_s$ ——柱销半径 $r_p$ ——销套外圆半径 $R_w$ ——销孔中心圆半径

## 3.3 转臂轴承的效率

表 13-6-13

转臂轴承的效率  $\eta_b$ 

/mm

类型	传输机构	输出构件	$\eta_b$	说明
Z-X-V (K-H-V)	销孔式		$1 - \frac{\mu_b d_n}{m z_d \cos \alpha} \sqrt{\left(\frac{r_{bl}}{r_w}\right)^2 + \frac{2r_{bl}}{r_w} \sin \alpha' + 1}$	$\mu_b$ ——滚动轴承摩擦因数。单列向心球轴承或短圆柱滚子轴承 $\mu_b = 0.002$ $d_n$ ——滚动轴承内径
	浮动盘式		$1 - \frac{\mu_b d_n}{m z_d \cos \alpha}$	
2Z-X (2K-H)		内齿轮	$1 - \frac{\mu_b d_n}{m z_d \cos \alpha} \frac{z_1 + z_3}{ z_1 - z_3 }$	$r_w = \frac{\pi}{4} R_w$
		外齿轮	$1 - \frac{\mu_b d_n}{m z_d \cos \alpha}$	

## 4 受力分析与强度计算

## 4.1 主要零件的受力分析

表 13-6-14

类型	名称	项目	计算公式		
			Z-X-V (K-H-V) 型传动		2Z-X (2K-H) 型传动
			内齿轮固定	内齿轮输出	内齿轮 4 输出
Z-X-V 或 2Z-X (K- H-V 或 2K- H)	齿轮	分度圆切向力 $F_t$	$\frac{2000 T_2}{d_1}$	$\frac{2000 T_2 z_1}{d_1 z_2}$	$\frac{2000 T_2 z_3}{d_3 z_4}$
		节圆切向力 $F_t'$	$\frac{2000 T_2 \cos \alpha'}{d_1 \cos \alpha}$	$\frac{2000 T_2 z_1 \cos \alpha'}{d_1 z_2 \cos \alpha}$	$\frac{2000 T_2 z_3 \cos \alpha'}{d_3 z_4 \cos \alpha}$
		径向力 $F_r$	$\frac{2000 T_2 \sin \alpha'}{d_1 \cos \alpha}$	$\frac{2000 T_2 z_1 \sin \alpha'}{d_1 z_2 \cos \alpha}$	$\frac{2000 T_2 z_3 \sin \alpha'}{d_3 z_4 \cos \alpha}$
		法向力 $F_n$	$\frac{2000 T_2}{d_1 \cos \alpha}$	$\frac{2000 T_2 z_1}{d_1 z_2 \cos \alpha}$	$\frac{2000 T_2 z_3}{d_3 z_4 \cos \alpha}$
Z-X-V (K-H-V)	销孔式 传输机构	各柱销作用于行星轮 上合力的近似最大值 $F_2$	$\frac{4000 T_2}{\pi R_w}$	$\frac{4000 T_2 z_1}{\pi R_w z_2}$	
		行星轮对柱销的最大 作用力 $Q_{max}$	$\frac{4000 T_2}{z_w R_w}$	$\frac{4000 T_2 z_1}{z_w R_w z_2}$	
		转臂轴承受力 $F_R$	$\sqrt{F_t'^2 + (F_r + F_2)^2}$		
	浮动盘式 传输机构	柱销受力 $Q$	$\frac{500 T_2}{R_w}$	$\frac{500 T_2 z_1}{R_w z_2}$	
		转臂轴承受力 $F_R$	$\frac{2000 T_2}{d_1 \cos \alpha}$	$\frac{2000 T_2 z_1}{d_1 z_2 \cos \alpha}$	
2Z-X (2K-H)	内齿轮 输出	转臂轴承受力 $F_R$		$\frac{2000 T_2 z_3}{d_3 z_4 \cos \alpha}$	

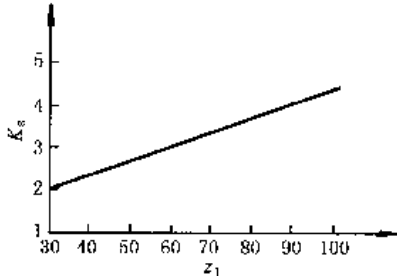
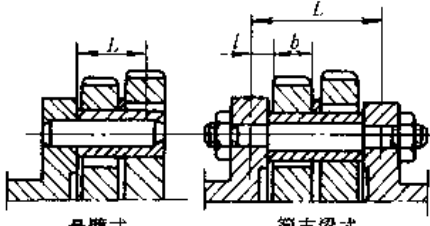
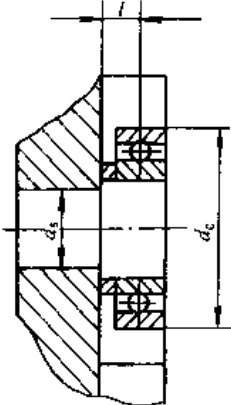
注：1.  $T_2$  为输出转矩。Z-X-V 型的各计算式用于单偏心（即行星轮个数为 1）时，在双偏心（即行星轮个数为 2）时，以  $0.6 T_2$  代替  $T_2$ 。

2.  $d_1$ ——行星轮分度圆直径； $R_w$ ——柱销中心圆半径； $z_w$ ——柱销数目。

3. 转矩的单位为  $N \cdot m$ ，力的单位为  $N$ ，长度单位为  $mm$ 。

### 4.2 主要零件的强度计算

表 13-6-15

名称	项目	计算公式	说明																		
齿轮	轮齿强度计算	<p>渐开线少齿差内齿轮副受力后是多齿同时接触, 实际接触齿数为 3 ~ 9<sup>[8,11]</sup>。作用于一个齿的最大载荷不超过总载荷的 40% ~ 50%, 作用于齿顶的载荷仅为总载荷的 25% ~ 30%<sup>[12]</sup>。轮齿总法向载荷与最大许用载荷之比为 1.8 ~ 6.5<sup>[11]</sup>。齿轮强度计算可将其载荷除以承载能力系数 <math>K_s</math> 以后采用本篇第一章计算圆柱齿轮强度的公式计算, 且只需计算弯曲强度。 <math>K_s</math> 可近似地由右图中查取; 其中 <math>z_1</math> 为外齿轮齿数</p>																			
销孔式传动机构	柱销弯曲强度 /MPa	 <p>1. 悬臂式柱销</p> $\sigma_{bc} = \frac{K_m Q_{max} L}{0.1 d_s^3} \leq \sigma_{bep}$ <p>2. 简支梁式柱销</p> $\sigma_{bc} = \frac{K_m Q_{max}}{0.1 d_s^3} [L - (0.5b + l)] \frac{0.5b + l}{L} \leq \sigma_{bep}$	<p><math>K_m</math> ——制造及安装误差对柱销载荷的影响系数, <math>K_m = 1.35 \sim 1.5</math></p> <p><math>Q_{max}</math> ——行星轮对柱销的最大作用力, N, 见表 13-6-14</p> <p><math>L</math> ——力臂长度或距离, mm</p> <p><math>d_s</math> ——柱销直径, mm</p> <p><math>l</math> ——距离, mm</p> <p><math>b</math> ——齿宽, mm</p> <p><math>\sigma_{bep}</math> ——许用弯曲应力, 按下表选取</p> <table border="1" data-bbox="853 1041 1444 1220"> <thead> <tr> <th>钢号</th> <th>表面硬度 HRC</th> <th><math>\sigma_{bep}</math> /MPa</th> <th>钢号</th> <th>表面硬度 HRC</th> <th><math>\sigma_{bep}</math> /MPa</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>20CrMnTi</td> <td>56 ~ 62</td> <td>150 ~ 200</td> <td>45Cr</td> <td>45 ~ 55</td> <td>120 ~ 150</td> </tr> <tr> <td>20CrMnMo</td> <td>56 ~ 62</td> <td>150 ~ 200</td> <td>GCr15</td> <td>60 ~ 64</td> <td>150 ~ 200</td> </tr> </tbody> </table>	钢号	表面硬度 HRC	$\sigma_{bep}$ /MPa	钢号	表面硬度 HRC	$\sigma_{bep}$ /MPa	20CrMnTi	56 ~ 62	150 ~ 200	45Cr	45 ~ 55	120 ~ 150	20CrMnMo	56 ~ 62	150 ~ 200	GCr15	60 ~ 64	150 ~ 200
	钢号	表面硬度 HRC	$\sigma_{bep}$ /MPa	钢号	表面硬度 HRC	$\sigma_{bep}$ /MPa															
20CrMnTi	56 ~ 62	150 ~ 200	45Cr	45 ~ 55	120 ~ 150																
20CrMnMo	56 ~ 62	150 ~ 200	GCr15	60 ~ 64	150 ~ 200																
柱销套与销孔的接触强度 /MPa	$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{K_m Q_{max}}{b \rho}} \leq \sigma_{Hp}$	<p><math>\rho</math> ——计算曲率半径, mm, <math>\rho = \frac{r_{a1} r_{a2}}{r_{a2} - r_{a1}}</math></p> <p><math>r_{a1}</math> ——销套外圆半径, mm</p> <p><math>r_{a2}</math> ——销孔半径, mm</p> <p><math>Q_{max}</math> ——行星轮对柱销的最大作用力, N, 见表 13-6-14</p> <p><math>b</math> ——销套与行星轮的接触宽度, mm</p> <p><math>\sigma_{Hp}</math> ——许用接触应力, 按下表选用</p> <table border="1" data-bbox="853 1478 1444 1568"> <thead> <tr> <th>硬度</th> <th>&lt; 300HB</th> <th>&gt; 30HRC</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\sigma_{Hp}</math> /MPa</td> <td>2.5 ~ 3HB</td> <td>25 ~ 30HRC</td> </tr> </tbody> </table>	硬度	< 300HB	> 30HRC	$\sigma_{Hp}$ /MPa	2.5 ~ 3HB	25 ~ 30HRC													
硬度	< 300HB	> 30HRC																			
$\sigma_{Hp}$ /MPa	2.5 ~ 3HB	25 ~ 30HRC																			
浮动盘式传动机构	柱销弯曲强度 /MPa	 $\sigma_{bc} = \frac{5000 T_2 l}{R_s d_s^3} \leq \sigma_{bep}$	<p><math>T_2</math> ——输出转矩, N·m</p> <p><math>l</math> ——力臂长度, mm</p> <p><math>R_s</math> ——柱销中心圆半径, mm</p> <p><math>d_s</math> ——柱销直径, mm</p> <p><math>\sigma_{bep}</math> ——见本表前述</p> <p><math>L_H</math> ——销套或滚动轴承与滑槽的接触宽度, mm</p> <p><math>d_c</math> ——销套或滚动轴承外径, mm</p> <p><math>\sigma_{Hp}</math> ——见本表前述</p>																		

续表

名称	项目	计算公式	说明
浮动盘式 传动机构	销套与滑槽平面的接触强度 /MPa	$\sigma_H = 8485 \sqrt{\frac{T_2}{2R_s L_H d_c}} \leq \sigma_{Hp}$	同上
轴承	寿命计算	转臂轴承只承受径向载荷，一般选用短圆柱滚子轴承或向心球轴承。寿命计算方法按本书第6篇，计算时，轴承转速系行星齿轮相对于转臂的转速。其余轴承也应按受力进行寿命计算	

## 5 结构设计

少齿差行星齿轮传动有多种结构型式，可按传动类型、传动机构型式、高速轴偏心的数目、安装型式等进行分类。

### 5.1 按传动类型分类的结构型式

少齿差行星齿轮传动按传动类型可分为 Z-X-V 型、2Z-X 型、2Z-V 型及 Z-X 型。Z-X-V 型根据主动轮的运动规律又分为行星式和平动式，平动式的驱动齿轮没有自转运动。通常根据所需传动比  $i$  的大小（指绝对值，下同）来选择传动的类型。

当  $i < 30$  时宜用 Z-X-V 型或外齿轮输出的 2Z-X (II) 型； $i = 30 \sim 100$  时宜用 Z-X-V 或内齿轮输出的 2Z-X (I) 型； $i > 100$  时可用 2Z-X (负号机构) 与 Z-X-V 型串联，当效率不重要时，可用内齿轮输出的 2Z-X (I) 型；若需  $i$  很大时，可用双级 Z-X-V 或 2Z-X 型串联，也可取其一与 3Z 型串联。

### 5.2 按传动机构类型分类的结构型式

表 13-6-16 少齿差行星齿轮传动传动机构类型及特点

传动类型	传动机构类型	特点	应用及说明	图号
Z-X-V	销孔式	机构效率高，承载能力大，结构较复杂，销孔精度要求高是产品质量的关键。制造成本高，转臂轴承载荷大	<p>这是最常见的结构型式，应用较广。可用于连续运转的较大功率传动</p> <p>最为常见的结构型式是动力经柱销传至低速轴输出，被驱动的外齿轮作行星运动。亦可固定柱销，动力由内齿轮输出，例如用作卷扬机、车轮，这种情况被驱动的外齿轮作平面圆周运动</p>	图 13-6-1 图 13-6-3 图 13-6-7
		悬臂式 柱销固定端与销套为过盈配合，另一端悬臂插入驱动轮销孔中。结构较简单，但柱销受力状况不佳，磨损不均匀。采用双偏心结构时主要由一片行星轮受力		
		筒支式 柱销受力状况大为改善，但对柱销两端支承孔的同轴度及位置度要求高，否则安装困难，且受力实际上不能改善		
	加均载环 悬臂式 在悬臂式柱销的一端套上均载环，可改善柱销受力状况，使柱销的弯曲应力降低约 40% ~ 50%	图 13-6-4		
	浮动盘式	比柱销式结构简单，但浮动盘本身加工要求较高。装拆方便，使用效果好。制造成本与承载能力略低于销孔式	适用于连续运转，传递中、小功率（国外最大为 33kW）	图 13-6-9 及 图 13-6-10

续表

传动类型	传动机构类型	特 点	应用及说明	图 号
2Z-X	齿 轮 啮 合	<p>第一对内啮合齿轮传动减速后的动力, 经第二对内啮合齿轮再减速 (或等速) 输出。其等速输出者称为零齿差传输机构, 即第二对的内、外齿轮齿数相同但有足够的侧隙以形成适当的中心距<sup>[8]</sup></p> <p>此种型式结构简单, 用齿轮传力, 无需加工精度要求较高的传输机构。零件少, 容易制造, 成本低于以上各种型式</p> <p>可实现很大或极大的传动比, 但传动比越大则效率也越低。通常单级 <math>i \leq 100</math></p>	<p>当第一对与第二对齿轮构成差动减速时, 通常这两对齿轮的模数及齿数差均相同。但在需要时也可以用不同的模数和齿数差 (中心距必须相等)</p> <p>第二对齿轮用零齿差作传输机构时, 取较大的模数, 且只适用于配合一齿差或二齿差</p> <p>有文献建议, 传动比 <math>i = 40 \sim 100</math> 时, 用零齿差作传输机构输出; <math>i = 5 \sim 30</math> 时, 用一齿差或二齿差</p> <p>零齿差内齿轮副需要切向变位, 若无专用刀具, 则生产率较低, 现较少用</p>	图 13-6-13 及 图 13-6-14
2Z-V	曲 柄 式	<p>结构较新, 传输机构的加工工艺比销孔式改善, 易于获得大传动比。因作用力波动, 使转臂、转臂轴承、齿轮等零件受力情况复杂, 有待深入研究。设计时应仔细分析计算</p>	<p>双曲柄受力情况不好, 适合于传递小功率</p> <p>三曲柄受力情况有改善, 可用于中等功率、较大转矩传动</p>	双曲柄见图 13-6-22 三曲柄见图 13-6-24
Z-X		<p>是一种新型结构, 传动效率高, 加工工艺比销孔式传输机构改善。可实现大功率、大转矩传动</p>	<p>外齿轮输出动力, 结构简单, 但传动轴上存在不平衡力偶矩, 主要用于重载低转速</p>	图 13-6-25

### 5.3 按高速轴偏心数目分类的结构型式

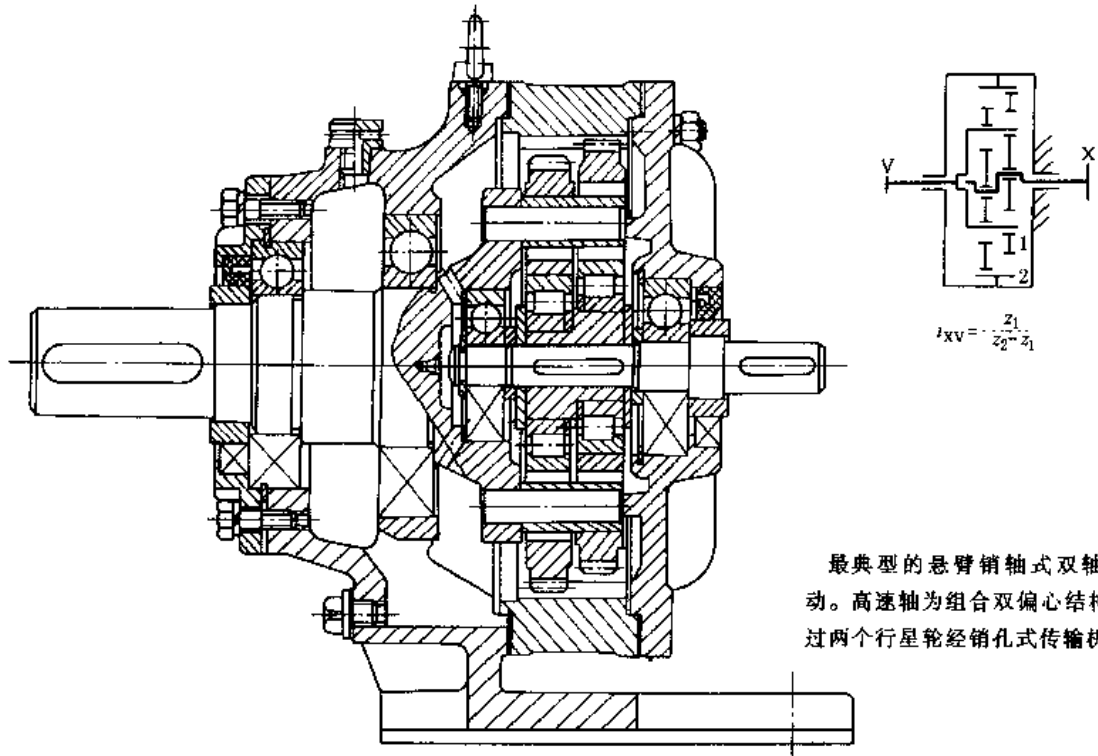
表 13-6-17

种 类	特 点	图号或表号
单偏心	<p>只有一个驱动轮, 结构简单。但须于偏心对称的方向上加平衡重, 以抵消驱动轮公转时引起的惯性力, 使运转平稳</p>	图 13-6-13
双偏心	<p>两个驱动轮于径向相错 180° 安装, 以实现惯性力的平衡, 但出现了惯性力偶未予平衡。运转较平稳, 应用较多</p>	图 13-6-1 及 图 13-6-2
三偏心	<p>三片驱动环板间, 相邻两片可按 120° 布置。中国发明专利“三环减速器”已成多系列, 实测效率最高达 95.4%, 是很好的应用实例</p> <p>其他型式的传动, 也能够采用三偏心结构</p>	图 13-6-25

### 5.4 按安装型式分类的结构型式

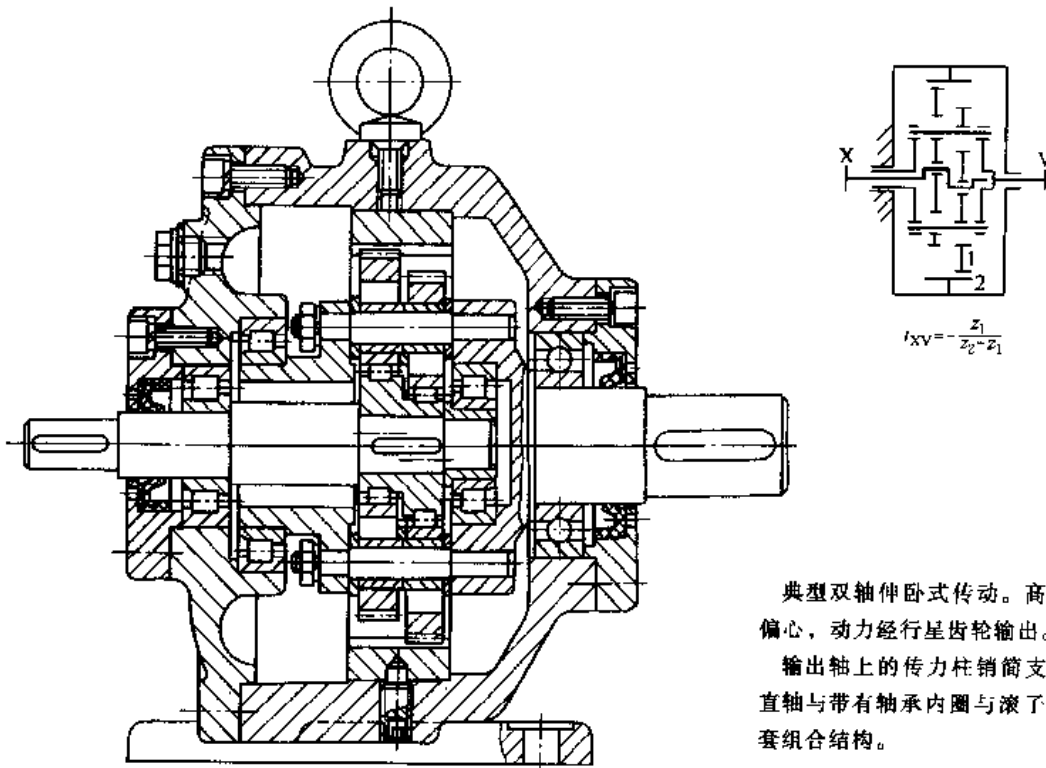
少齿差传动可设计成卧式、立式、侧装式、仰式、轴装式及 V 带轮-轴装式等多种型式。输入端可为电动机直联, 亦可带轴伸。输出端可为轴伸型, 亦可为孔输出。其中输入输出端均带轴伸的卧式传动应用最广, 带电动机的立式传动次之。

5.5 结构图例



最典型的悬臂销轴式双轴伸卧式传动。高速轴为组合双偏心结构，动力通过两个行星轮经销孔式传输机构输出。

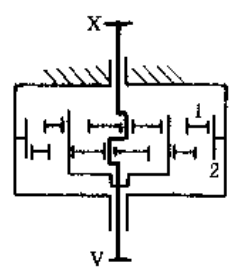
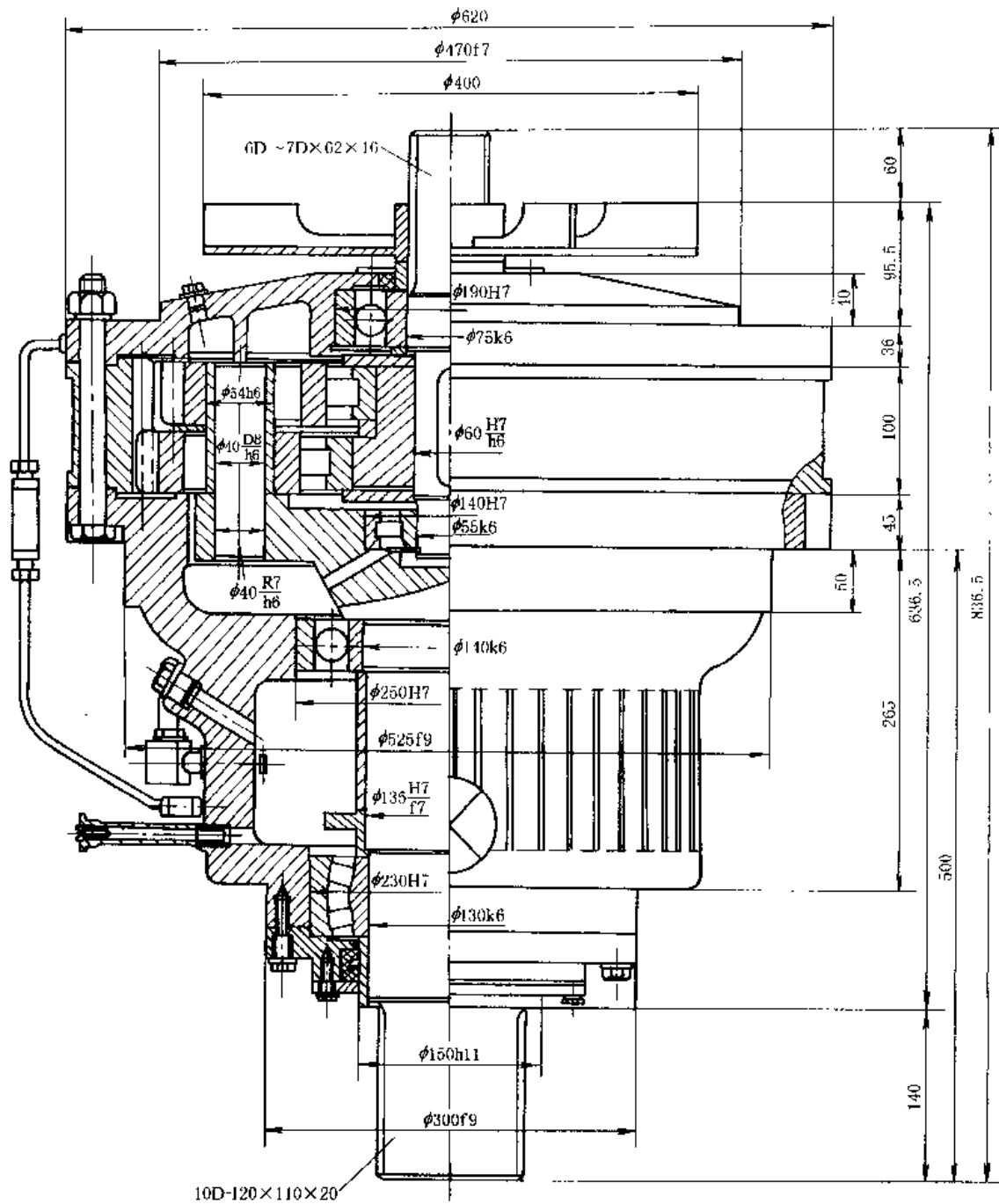
图 13-6-1 销孔式 Z-X-V 型少齿差减速器<sup>[15]</sup>



典型双轴伸卧式传动。高速轴为双偏心，动力经行星齿轮输出。

输出轴上的传力柱销筒支。采用了直轴与带有轴承内圈与滚子的双偏心套组合结构。

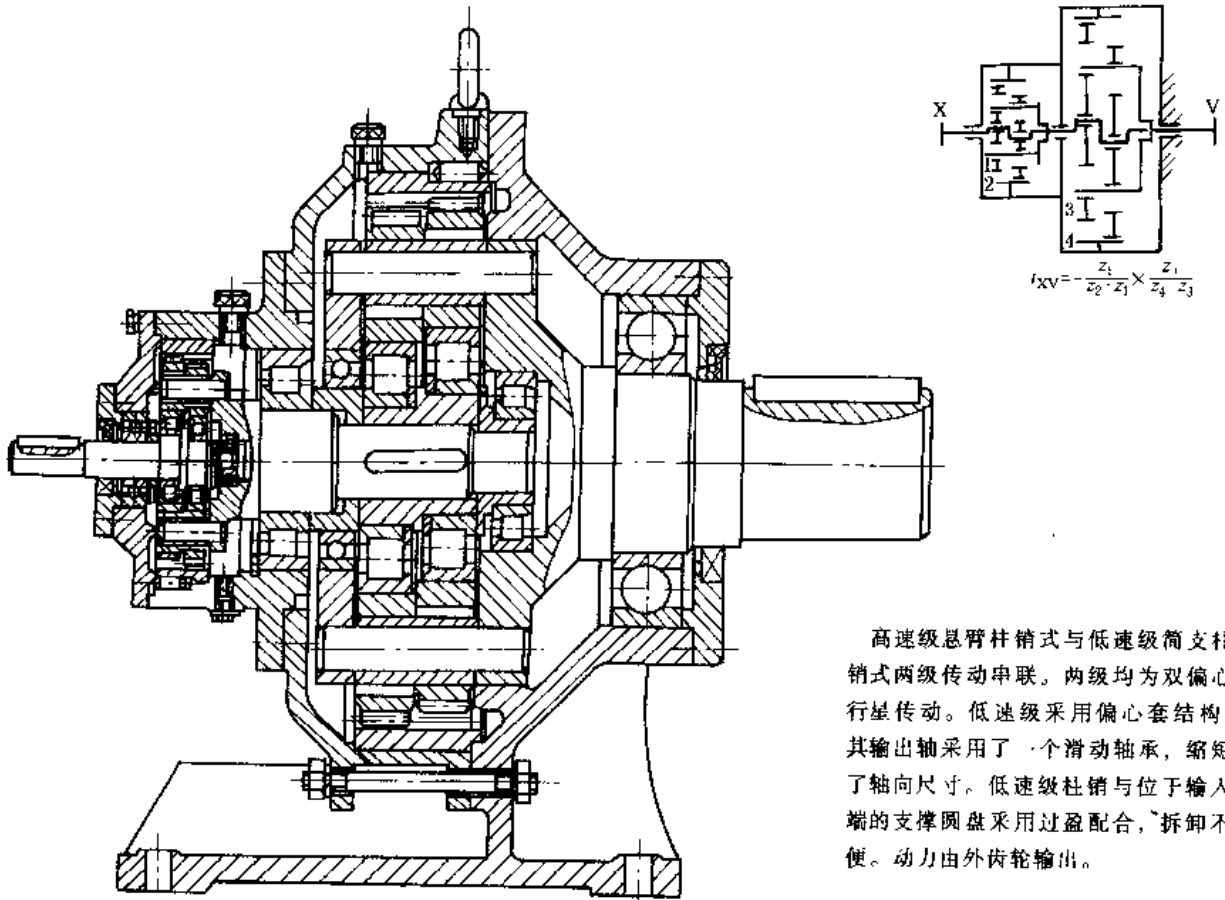
图 13-6-2 S 系列销孔式 Z-X-V 型少齿差减速器



$$i_{xv} = \frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

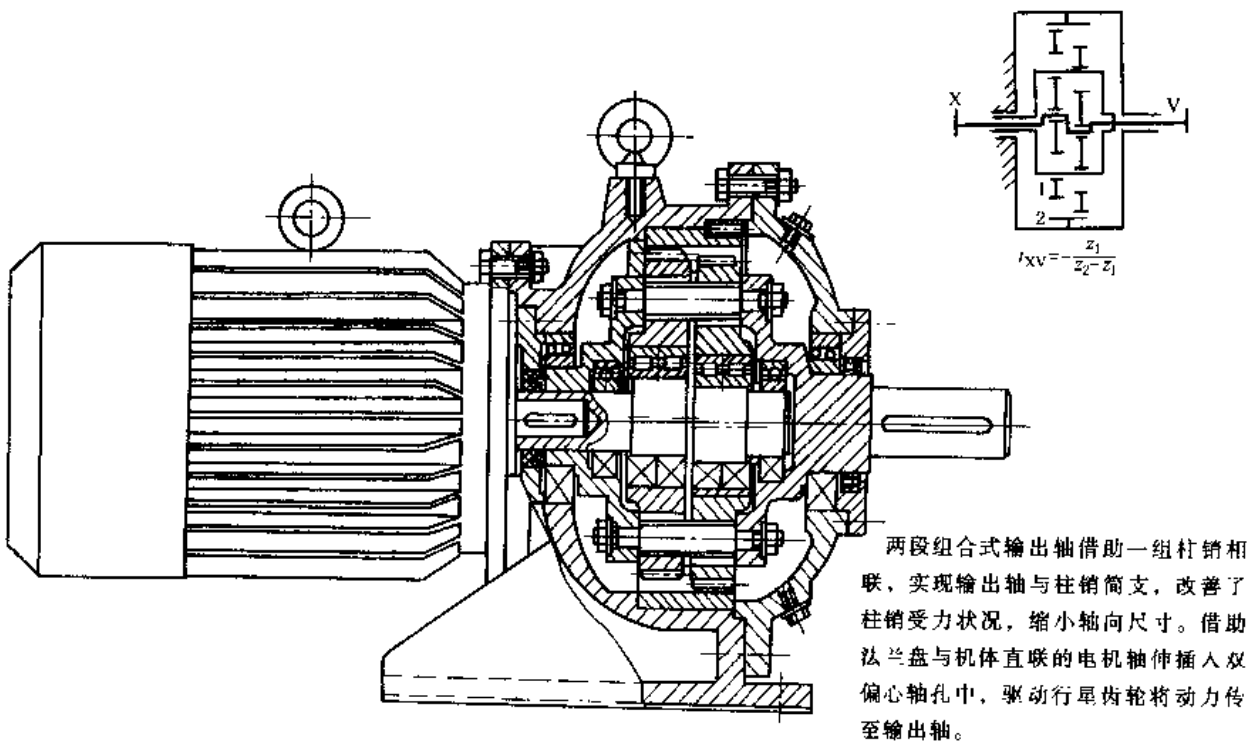
大型结构，柱销悬臂安装，高速端带风扇，由油泵循环润滑。其输出转矩达  $25kN \cdot m$

图 13-6-3 立式 Z-X-V 型二齿差行星减速器



高速级悬臂杆销式与低速级筒支柱销式两级传动串联。两级均为双偏心行星传动。低速级采用偏心套结构，其输出轴采用了—个滑动轴承，缩短了轴向尺寸。低速级柱销与位于输入端的支撑圆盘采用过盈配合，拆卸不便。动力由外齿轮输出。

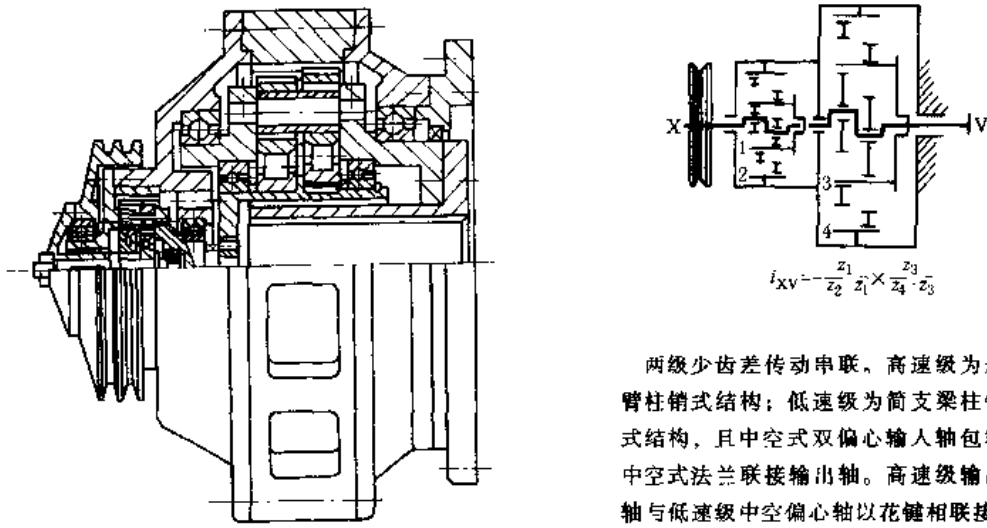
图 13-6-4 双级销孔式 Z-X-V 型少齿差减速器<sup>[15]</sup>



两段组合式输出轴借助—组柱销相联，实现输出轴与柱销筒支，改善了柱销受力状况，缩小轴向尺寸。借助法兰盘与机体直联的电机轴伸插入双偏心轴孔中，驱动行星齿轮将动力传至输出轴。

图 13-6-5 销孔式 Z-X-V 型少齿差减速器<sup>[16]</sup>

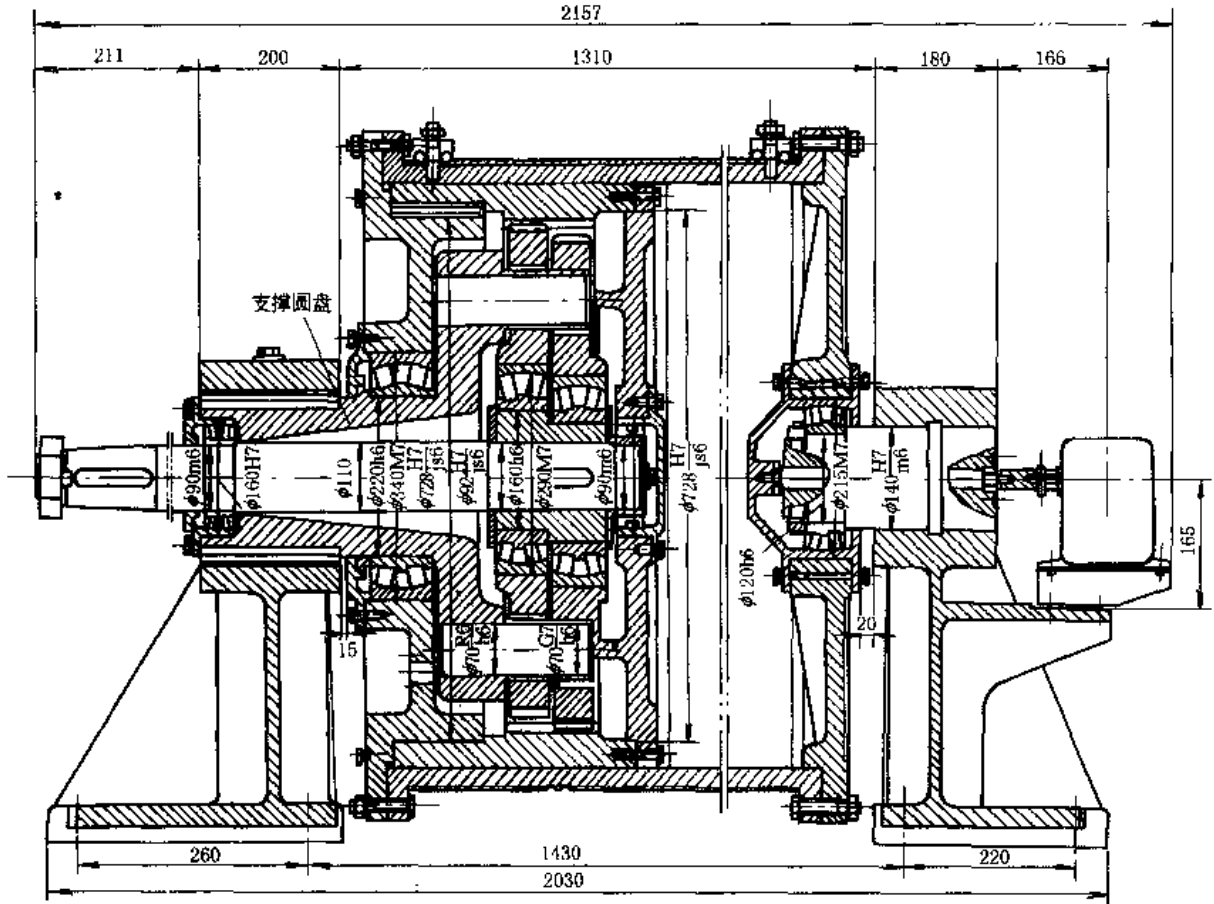




$$i_{xv} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4 \cdot z_3}$$

两级少齿差传动串联，高速级为悬臂柱销式结构；低速级为简支梁柱销式结构，且中空式双偏心输入轴包容中空式法兰联接输出轴。高速级输出轴与低速级中空偏心轴以花键相联接。

图 13-6-6 轴装式 Z-X-V 型少齿差减速器



采用双偏心轴驱动二个外齿轮作平面圆周运动，动力由内齿轮输出。柱销固定于支撑圆盘上，该圆盘借助平键与机座相联。驱动电机功率 45kW。起重量达 30t。

$$i_{x2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$$

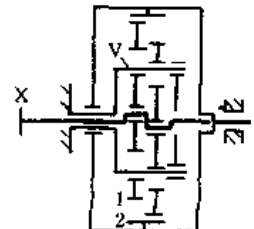
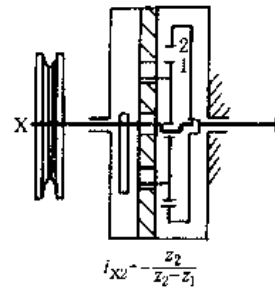
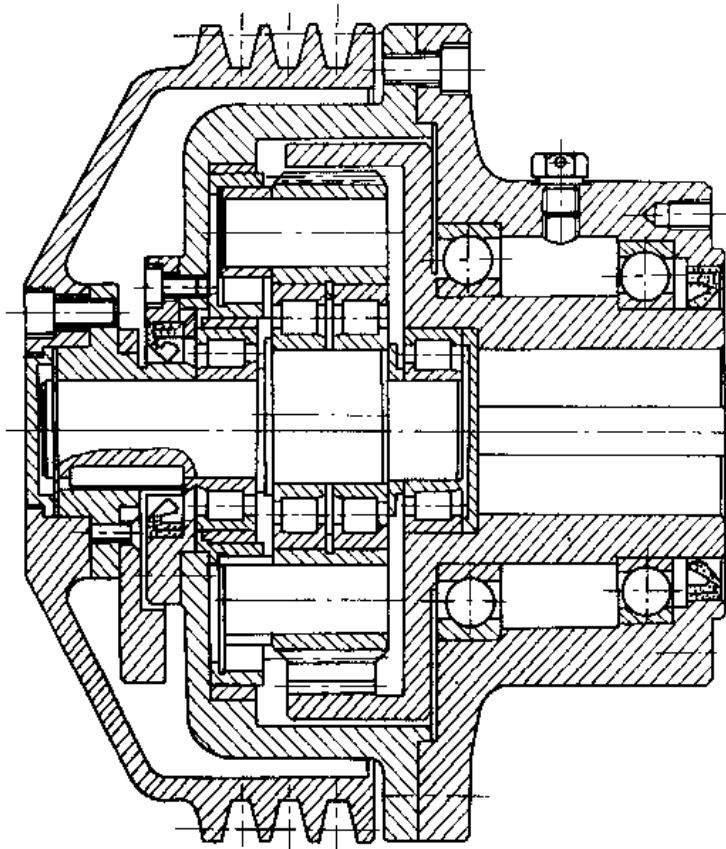
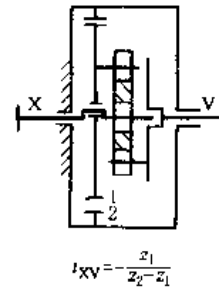
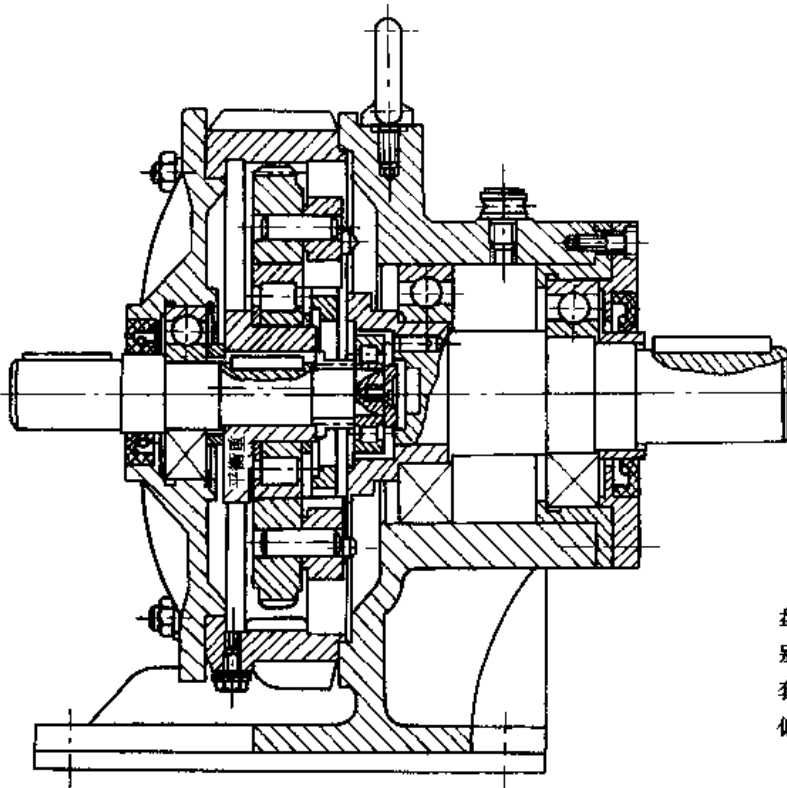


图 13-6-7 内齿轮输出的少齿差卷扬滚筒 (Z-X-V 传动)



柱销悬臂安装于被驱动的外齿轮上并插入与机体固联的孔板中；驱动轮作平面运动；固定机体，内齿轮输出，或固定内齿轮机体输出。

图 13-6-8 V带轮式 Z-X-V 型少齿差减速器<sup>[14]</sup>



单偏心结构，动力由行星外齿轮经浮动盘传至输出轴。行星轮及输出轴轴盘上分别对称于本身的中心各安置两个柱销及销套，并卡入浮动盘上相互垂直的槽口内。偏心套与平衡重合为一体。

图 13-6-9 单偏心浮动盘式少齿差减速器 (Z-X-V 型)<sup>[15]</sup>

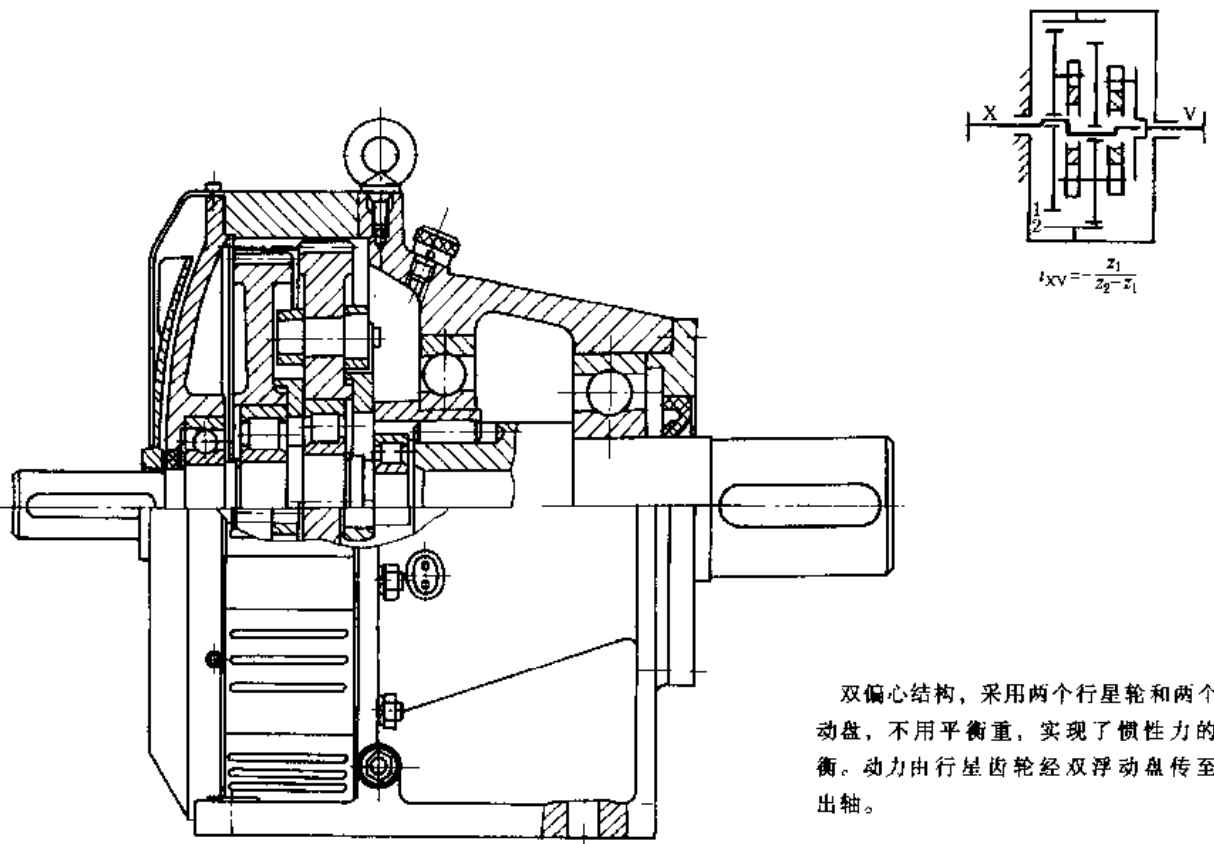


图 13-6-10 双偏心浮动盘式少齿差减速器 (Z-X-V 型)<sup>[15]</sup>

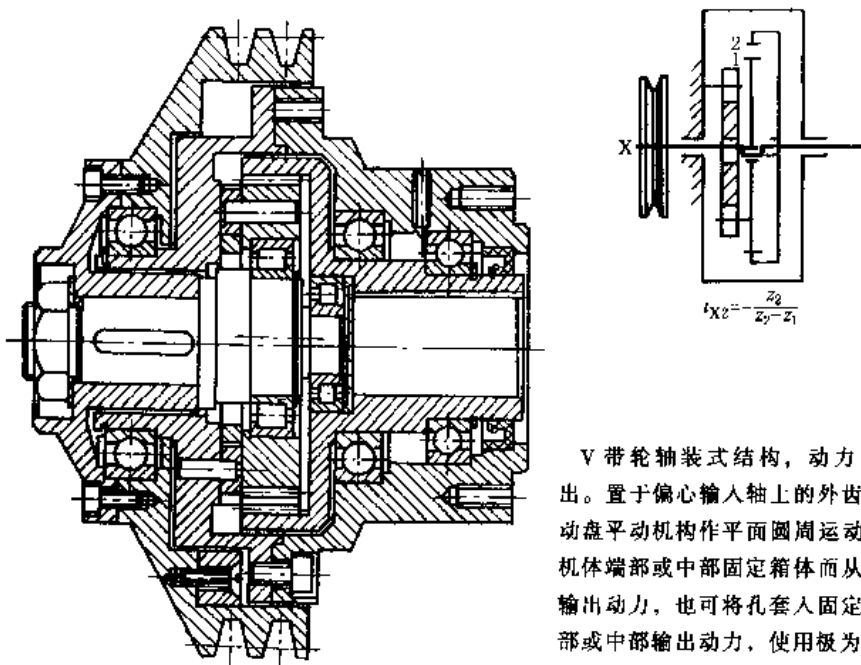
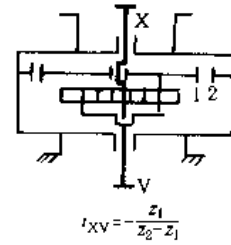
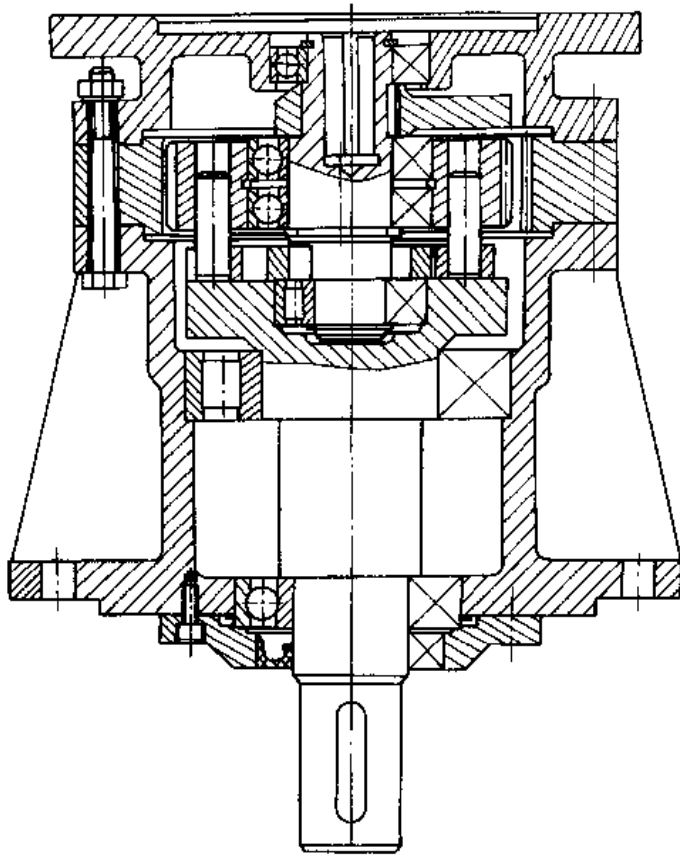
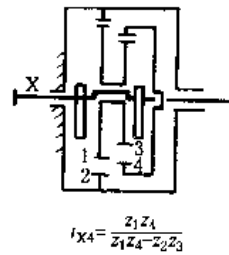
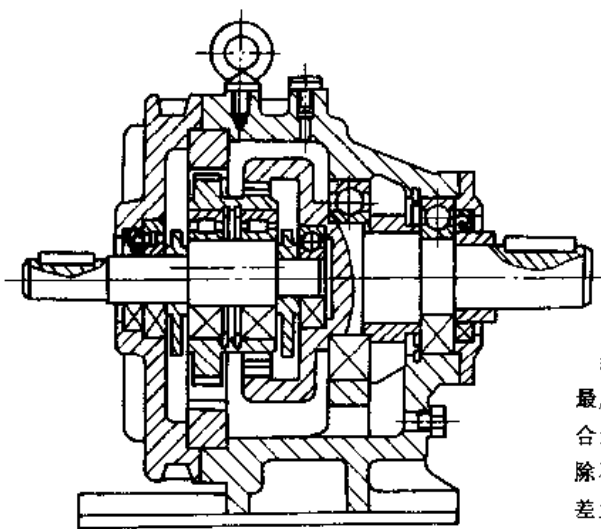


图 13-6-11 V 带轮浮动盘式少齿差减速器 (Z-X-V 型)



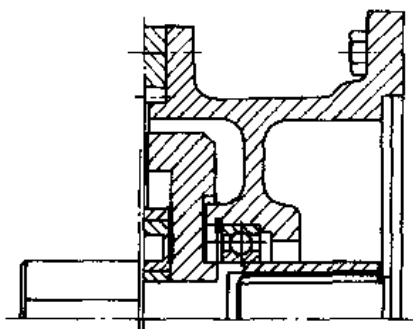
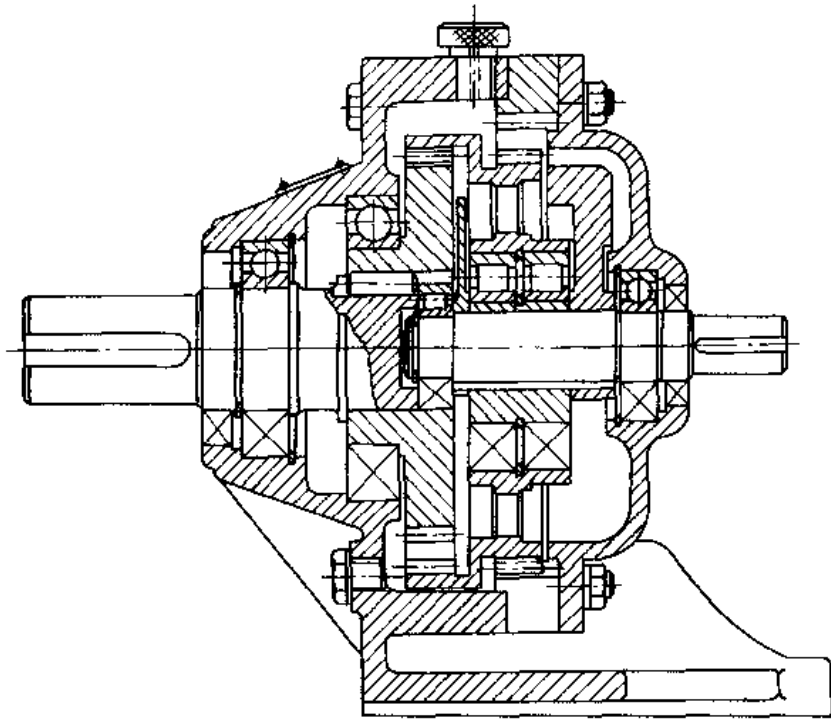
单偏心单浮动盘结构。动力由行星齿轮经浮动盘传至输出轴，立式，输入端及输出端均带联接法兰。

图 13-6-12 单偏心浮动盘式立式少齿差减速器 (Z-X-V 型)<sup>[14]</sup>

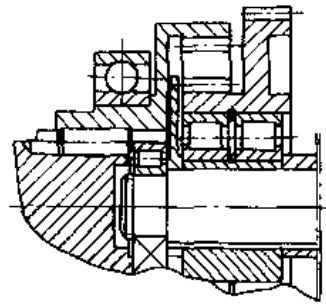


卧式双轴伸 (也可立式、侧装式), 是应用最广的典型结构。具有两对中心距相同的内啮合齿轮副和双联行星齿轮。采用双平衡块以消除不平衡力偶矩, 内齿轮输出。若输出端齿数差为零, 称为零齿差输出, 是 2Z-X 型传动的一个特例。制造成本低于其他型式。

图 13-6-13 SJ 系列 2Z-X (I) 型少齿差行星减速器



电机直联式



内齿轮输出

特点与图 13-6-13 所示 SJ 系列少齿差减速器相同，但采用了内外齿轮组成的双联行星齿轮。更换少量零件可变成内齿轮输出；或改为电动机直联。便于系列化生产。其外形、安装、联接尺寸与 A 型（原 X 系列）摆线针轮减速器相同，使用方便。

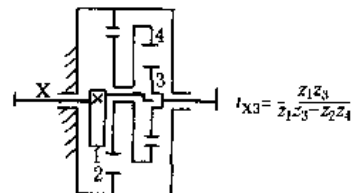
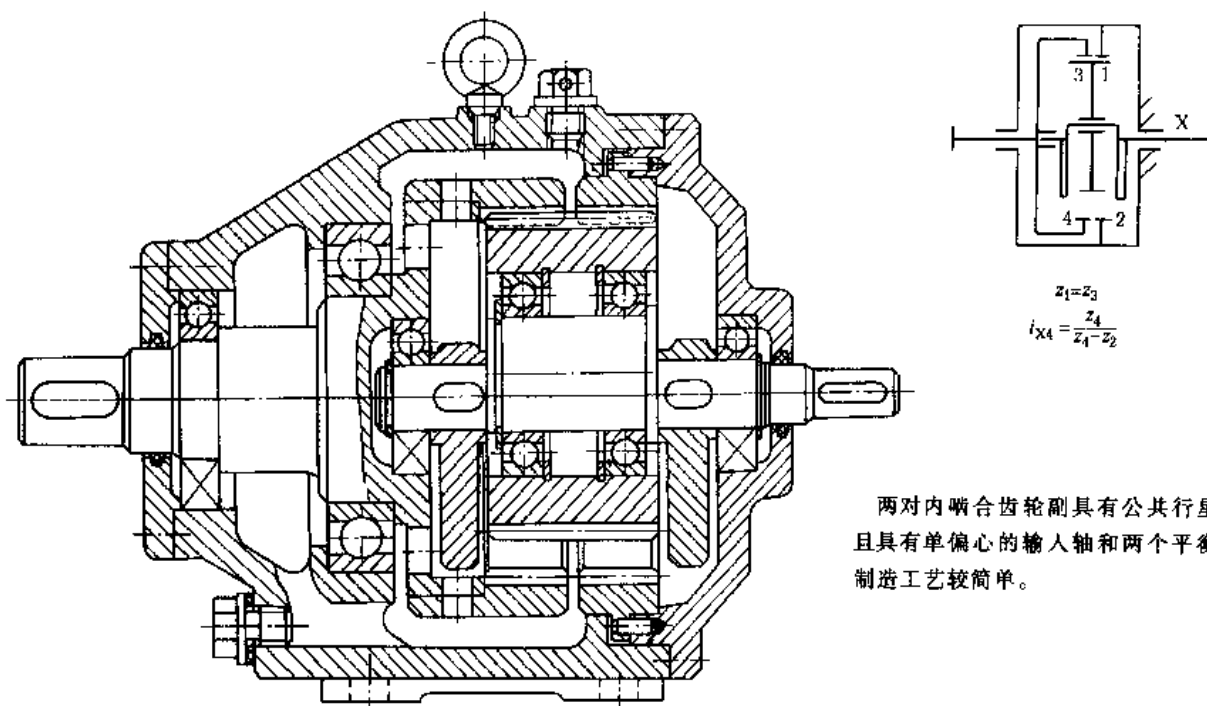
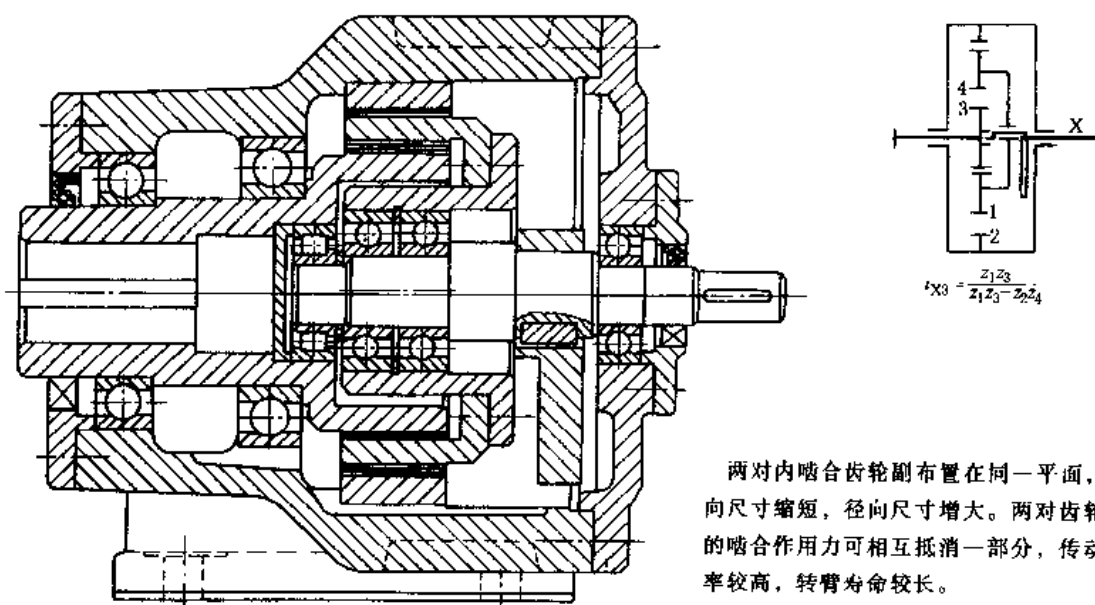


图 13-6-14 X 系列 XW18 共用机座 2Z-X 型少齿差减速器



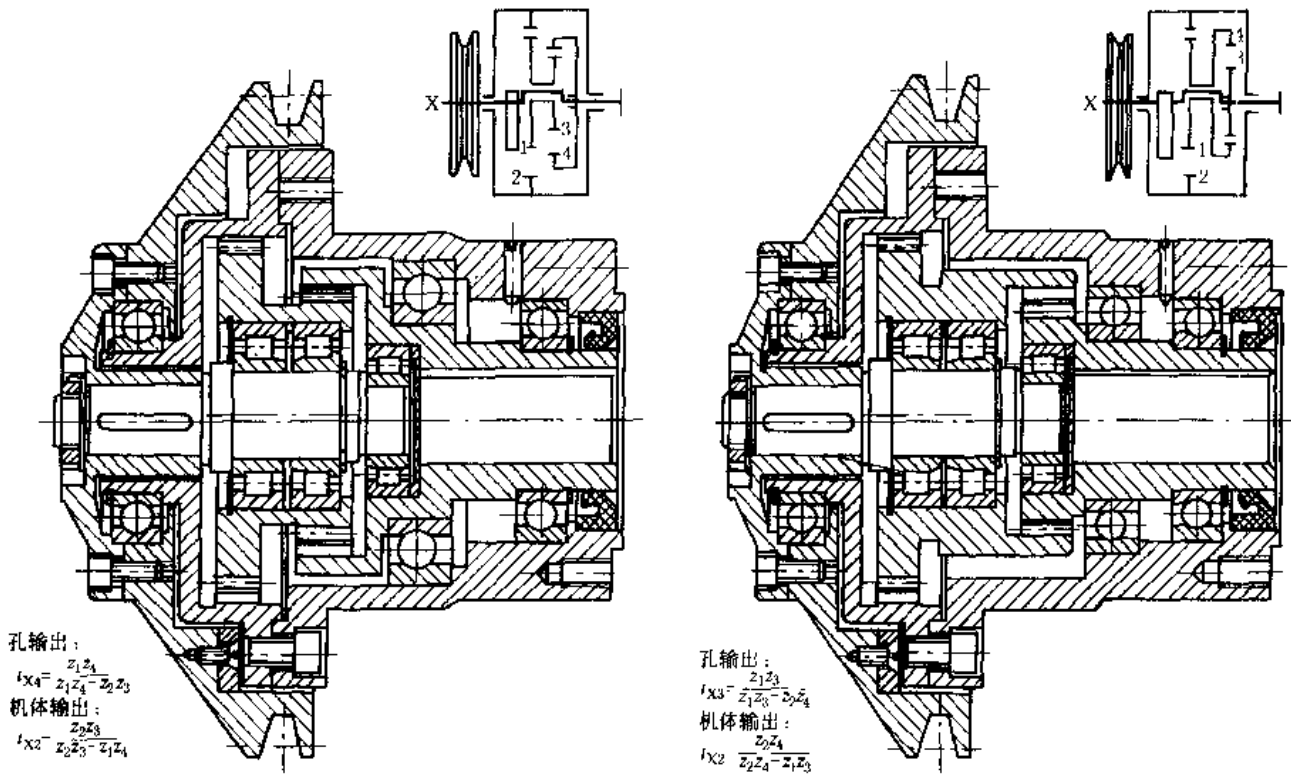
两对内啮合齿轮副具有公共行星轮，  
 且具有单偏心的输入轴和两个平衡块，  
 制造工艺较简单。

图 13-6-15 具有公共行星轮的 NN 型 (2Z-X (I) 型) 少齿差减速器<sup>[15]</sup>



两对内啮合齿轮副布置在同一平面，轴  
 向尺寸缩短，径向尺寸增大。两对齿轮副  
 的啮合作用力可相互抵消一部分，传动效  
 率较高，转臂寿命较长。

图 13-6-16 具有内外同环齿轮的 NN 型 (2Z-X (II) 型) 少齿差减速器<sup>[17]</sup>



V带轮轴装结构。可固定机体，由轴孔输出动力；也可固定插入轴孔的轴，由机体端部或中部通过螺栓联接输出动力。

加工工艺性好，制造成本较低。

图 13-6-17 V带轮轴装式减速器 (2Z-X (I) 型)

图 13-6-18 V带轮轴装式减速器 (2Z-X (II) 型)

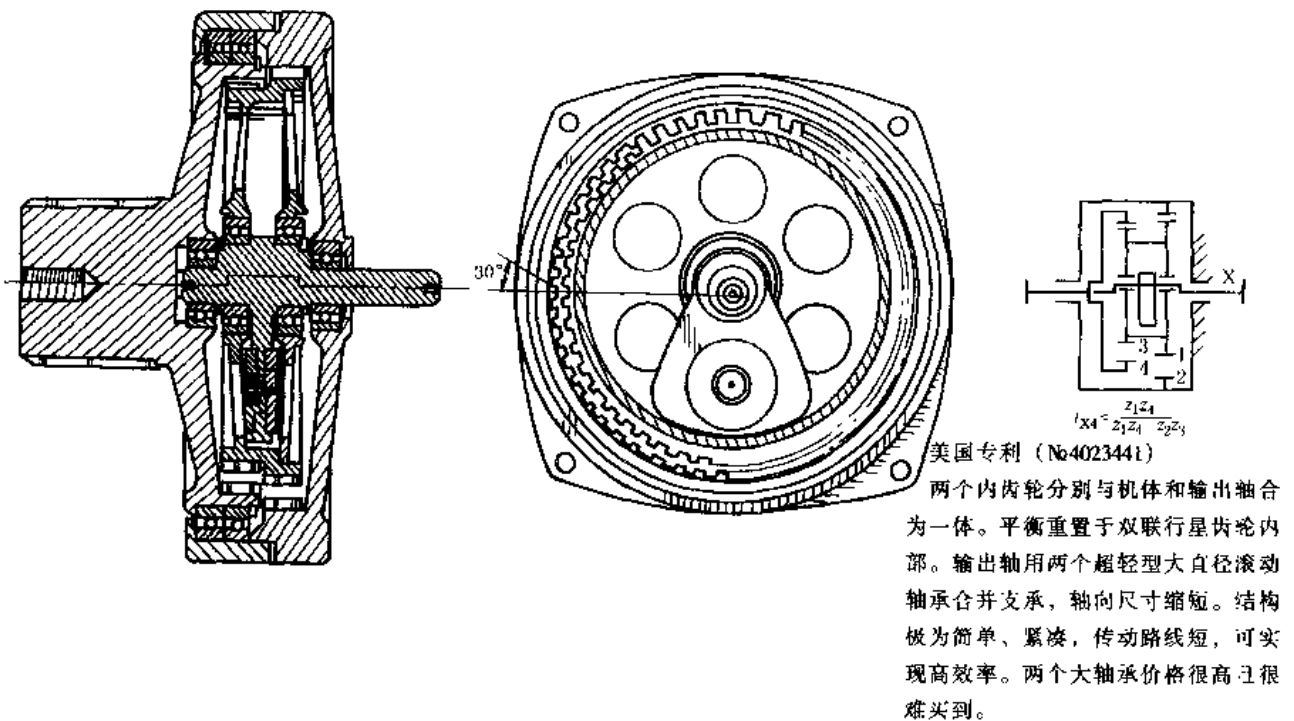
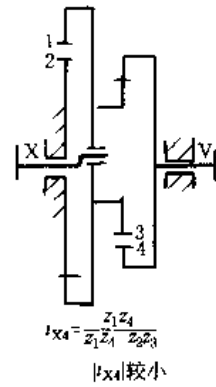
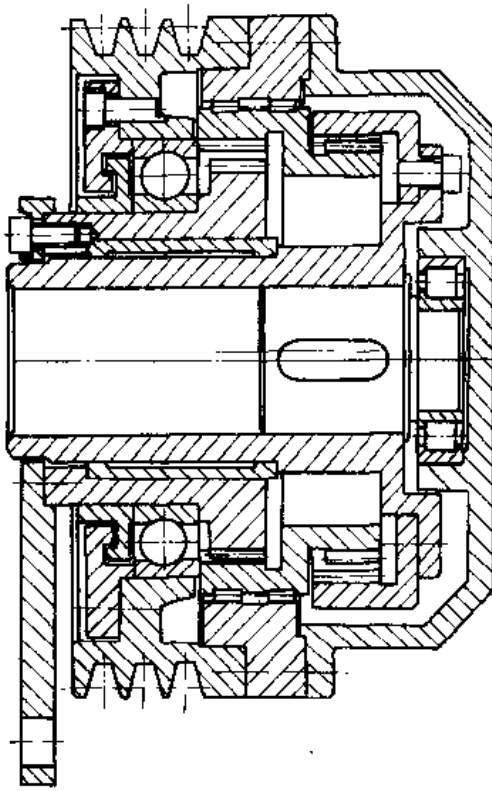
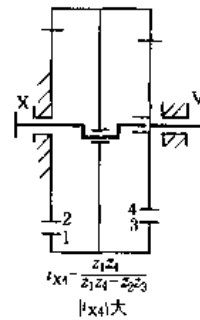
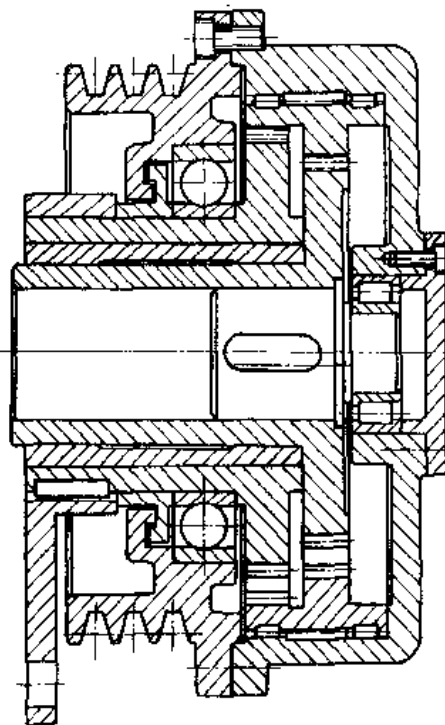


图 13-6-19 轴向尺寸小的 2Z-X 型少齿差减速器



动力经 V 带轮输入，驱动由内外齿轮组成的双联齿轮。外齿轮 2 为固定件。动力经内齿圈传至空心轴输出。该减速器可实现的传动比范围不很大。

图 13-6-20 V 带轮式 NN 型少齿差减速器 (2Z-X 型)<sup>[17]</sup>

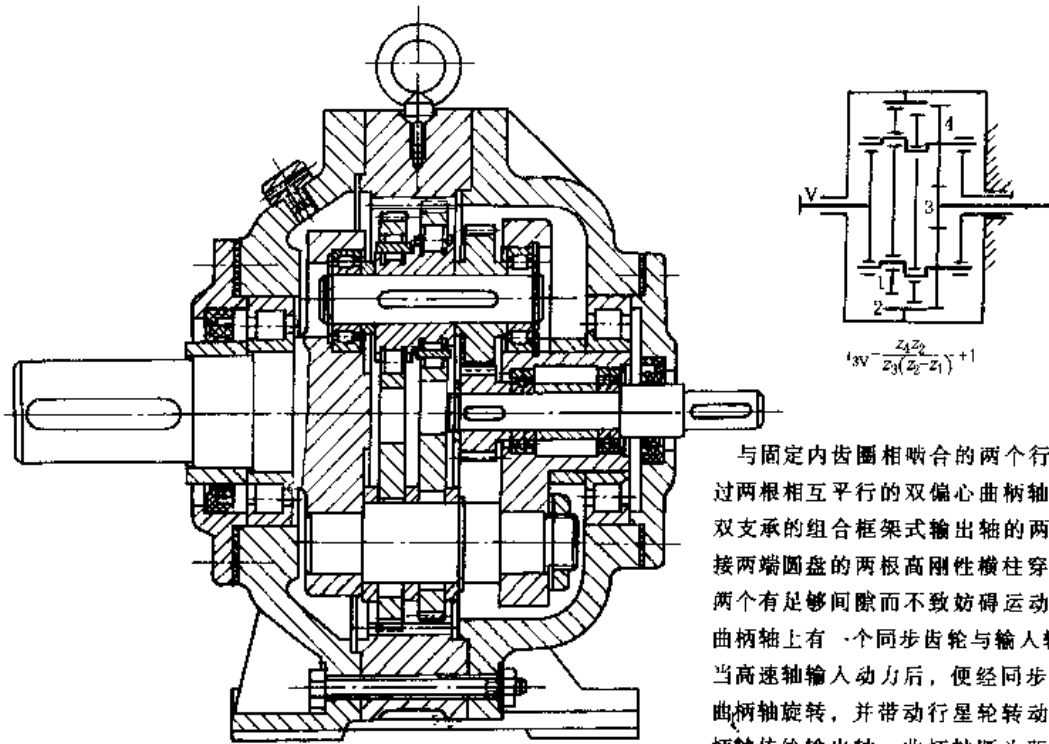


动力经 V 带轮输入，驱动由两个内齿圈构成的双联齿轮。外齿轮 2 为固定件，动力经外齿轮 4 输出。该减速器可方便地实现 100 以上的较大的传动比。

图 13-6-21 V 带轮式 NN 型少齿差减速器 (2Z-X 型)<sup>[17]</sup>

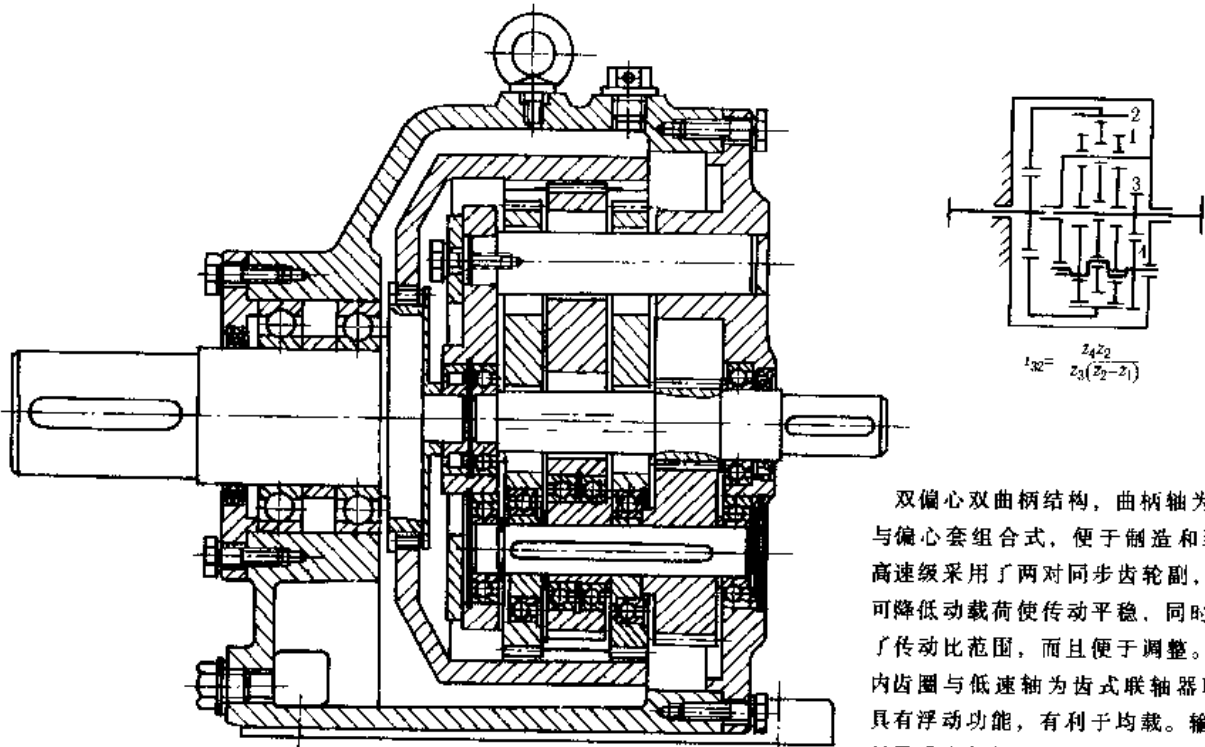






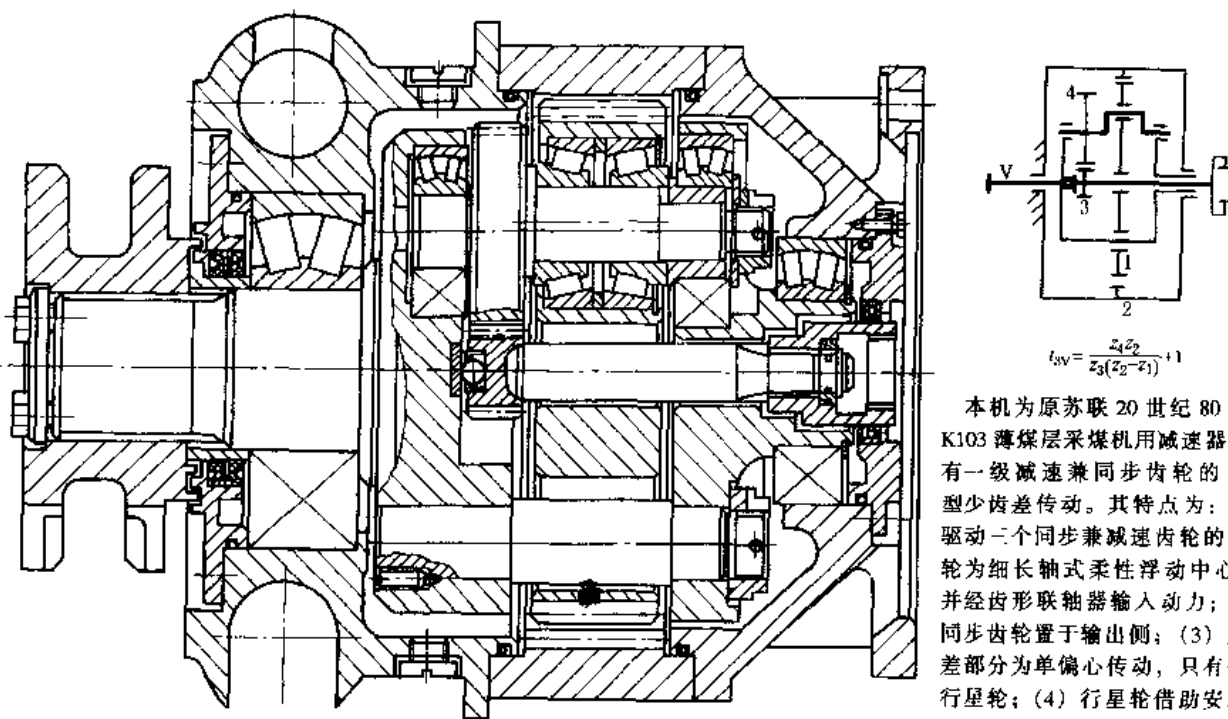
与固定内齿圈相啮合的两个行星外齿轮，通过两根相互平行的双偏心曲柄轴支承在本身有双支承的组合框架式输出轴的两端圆盘上，联接两端圆盘的两根高刚性横柱穿越行星轮上的两个有足够间隙而不致妨碍运动的孔中，每根曲柄轴上有一个同步齿轮与输入轴齿轮相啮合，当高速轴输入动力后，便经同步齿轮驱动两根曲柄轴旋转，并带动行星轮转动，将动力经曲柄轴传给输出轴。曲柄轴既为驱动元件，又是动力输出元件。这种结构轴向尺寸较小，调整或增大传动比均较方便。详见法国专利 FR 2571462。

图 13-6-22 曲柄式少齿差减速器 (2Z-V 型)



双偏心双曲柄结构，曲柄轴为直轴与偏心套组合式，便于制造和装配。高速级采用了两对同步齿轮副，不仅可降低动载荷使传动平稳，同时扩大了传动比范围，而且便于调整。输出内齿圈与低速轴为齿式联轴器联接，具有浮动功能，有利于均载。输出轴只承受内部扭矩，故可缩短轴承支点距离，有利于缩短轴向尺寸。

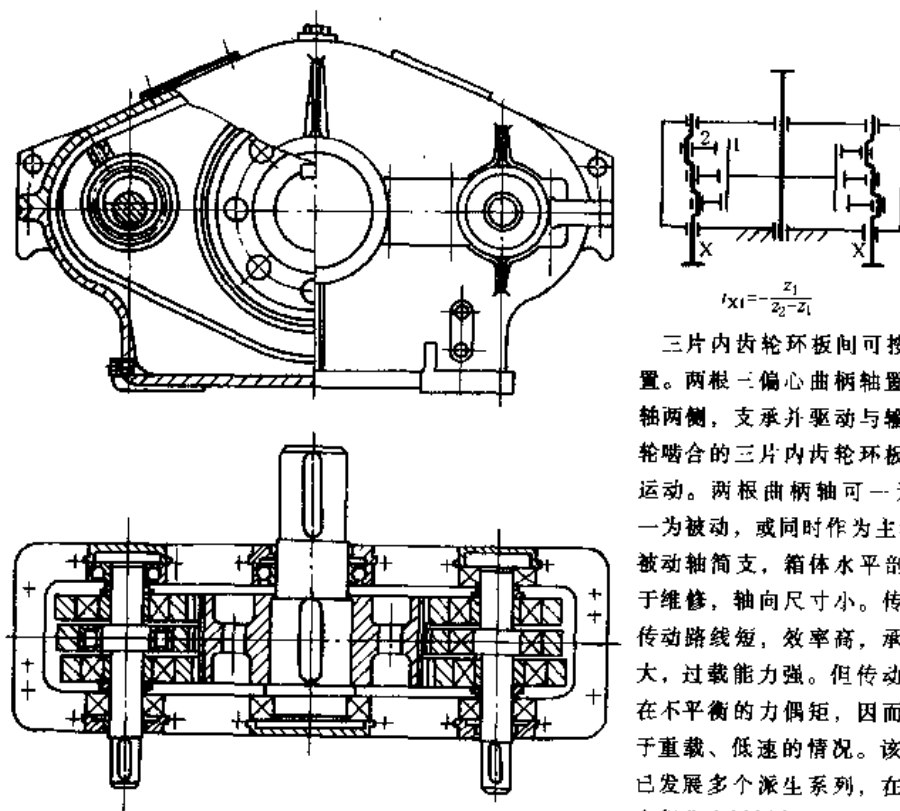
图 13-6-23 双偏心双曲柄式少齿差减速器 (2Z-V 型)



$$i_{2V} = \frac{z_4 z_2}{z_3(z_2 - z_1)} + 1$$

本机为原苏联 20 世纪 80 年代 K103 薄煤层采煤机用减速器，带有一级减速兼同步齿轮的 2Z-V 型少齿差传动。其特点为：(1) 驱动三个同步兼减速齿轮的中心轮为细长轴式柔性浮动中心轮，并经齿形联轴器输入动力；(2) 同步齿轮置于输出侧；(3) 少齿差部分为单偏心动，只有一个行星轮；(4) 行星轮借助安装于其上并支撑在输出轴组合式框架上的三根曲柄轴的驱动作平面圆周运动，减速运动经曲柄轴传给输出轴。其功率 37kW，传动比 144，最大牵引力 220kN。

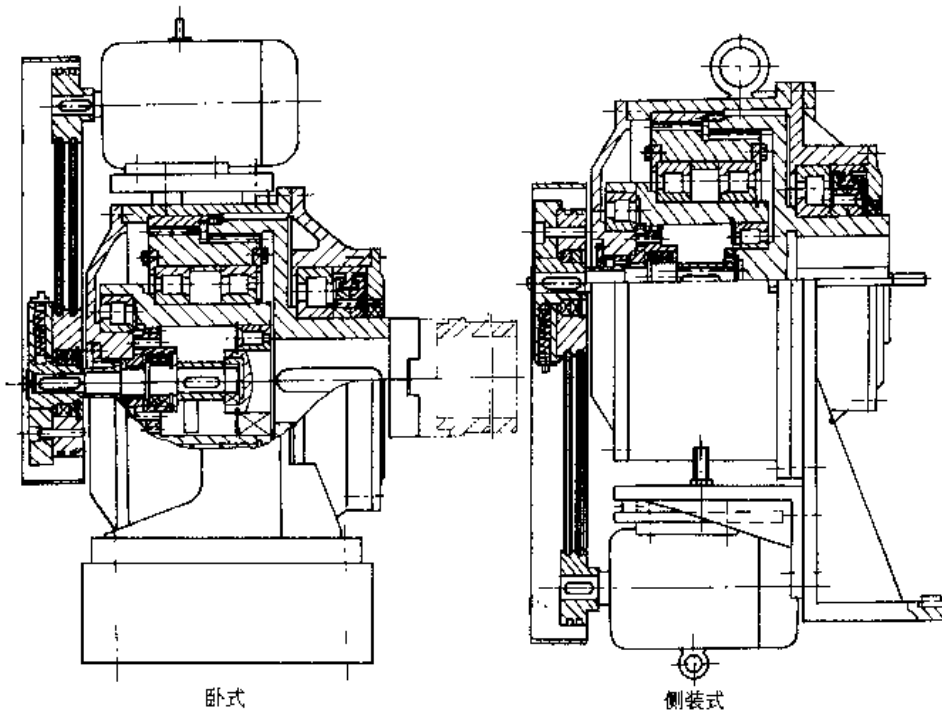
图 13-6-24 单偏心三曲柄少齿差减速器 (2Z-V 型)



$$i_{X1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

三片内齿轮环板间可按 120° 布置。两根三偏心曲柄轴置于被动轴两侧，支承并驱动与输出外齿轮啮合的三片内齿轮环板作平面运动。两根曲柄轴可一为主动、一为被动，或同时作为主动驱动。被动轴简支，箱体水平剖分，便于维修，轴向尺寸小。传动比大传动路线短，效率高，承载能力大，过载能力强。但传动轴上存在不平衡的力偶矩，因而主要用于重载、低速的情况。该减速器已发展多个派生系列，在国内冶金行业应用颇广。

图 13-6-25 SH 型三环减速器 (Z-X 型传动)



该结构系中国专利二次偏心包容式少齿差减速器的应用实例。通过引入二次偏心机构使 Z-X-V 型传动置入 2Z-X 型传动腹腔中，轴向尺寸大幅度压缩，动力经 Z-X-V 型传动减速后，传给 2Z-X 型传动再次减速并由内齿轮输出，可实现数以千计或万计的大传动比。

该机轴向尺寸超短，效率高，重量轻，节能、节材。

$$i_{X6} = (z_2/z_1) (z_3/z_4) (z_5/z_6)$$

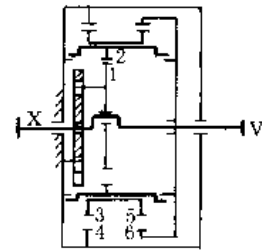
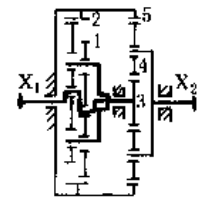
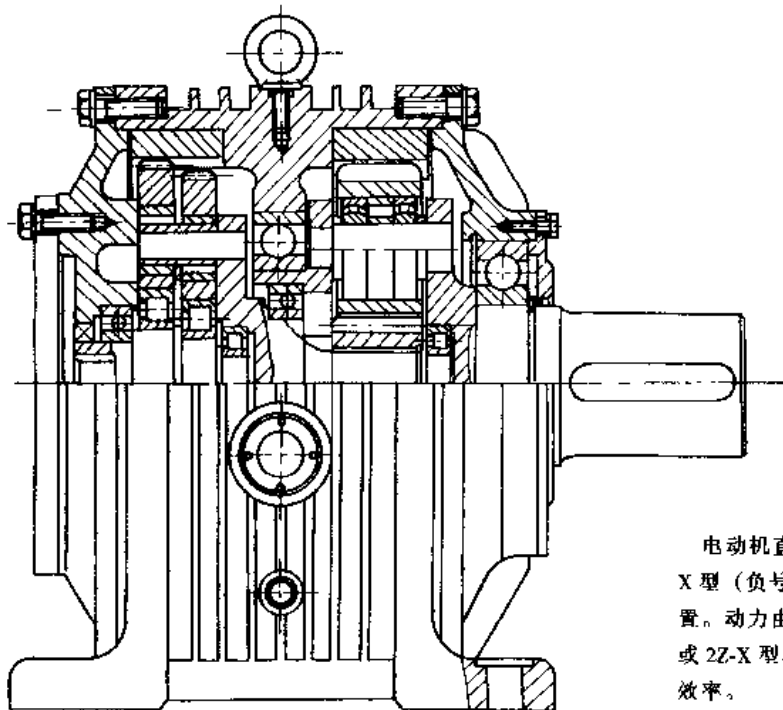


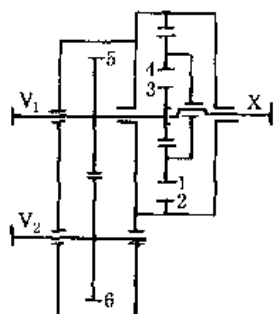
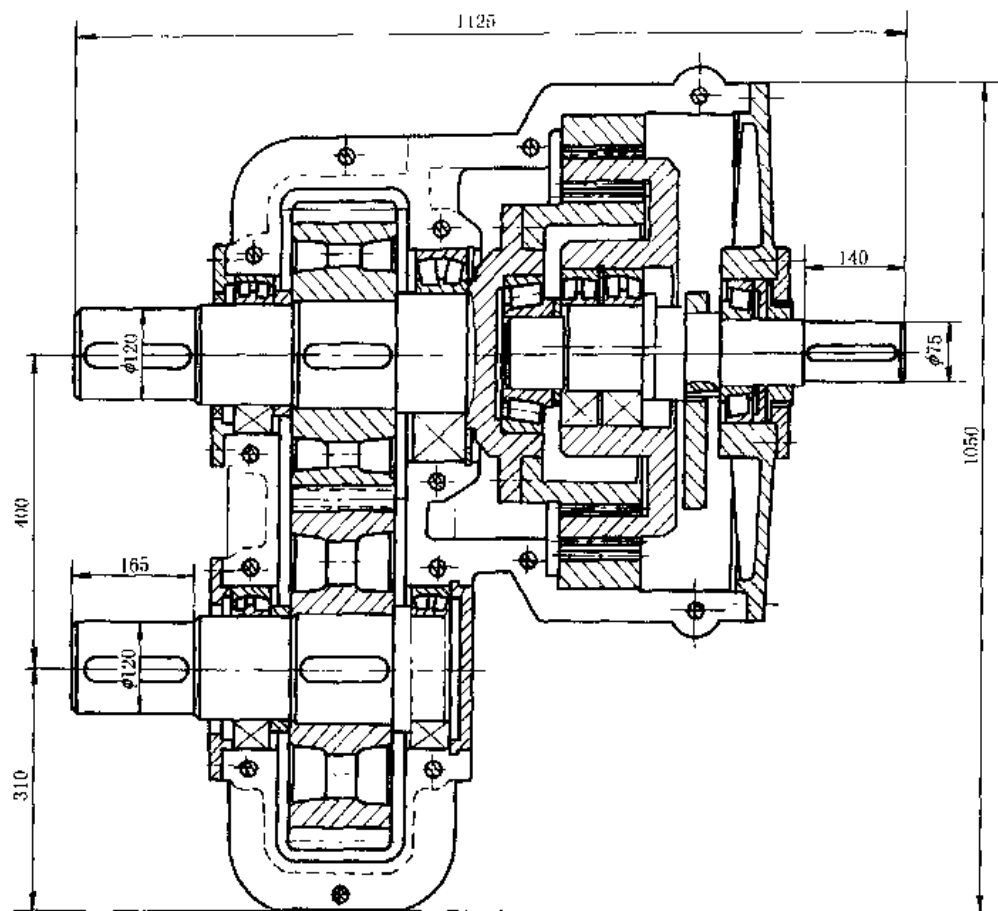
图 13-6-26 RP 型少齿差式锅炉炉排传动减速器



$$i_{X1X2} = \frac{z_1}{z_2} z_3 \left( 1 + \frac{z_2}{z_3} \right)$$

电动机直联式。经 Z-X-V 型减速后传至 2Z-X 型（负号机构）。末级转速低，没有均载装置。动力由转臂输出，传动比介于 Z-X-V 型或 2Z-X 型单级传动与双级传动之间，可提高效率。

图 13-6-27 XID3-250 电动机直联两级减速器



前级为同环 NN 型少齿差传动。两对内啮合齿轮副布置在同一平面内，其轴向尺寸缩短，径向尺寸增大。将一个内齿轮与机体相联，动力经  $z_5$  和  $z_6$  齿轮副由两根低速轴输出。由高速轴到两根低速轴的传动比为：

$$i_{XV1} = \frac{z_1 z_3}{z_1 z_3 - z_2 z_4}$$

$$i_{XV2} = \frac{z_1 z_3 z_6}{(z_1 z_3 - z_2 z_4) z_5}$$

图 13-6-28 NN 型少齿差-平行轴传动组合减速器<sup>[17]</sup>

## 6 使用性能及其示例

### 6.1 使用性能

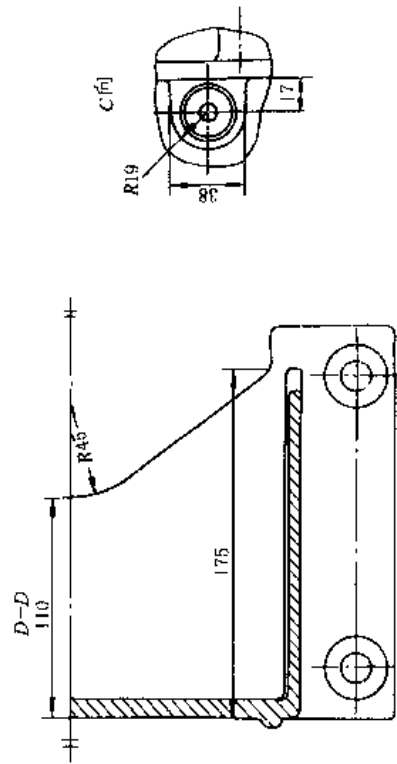
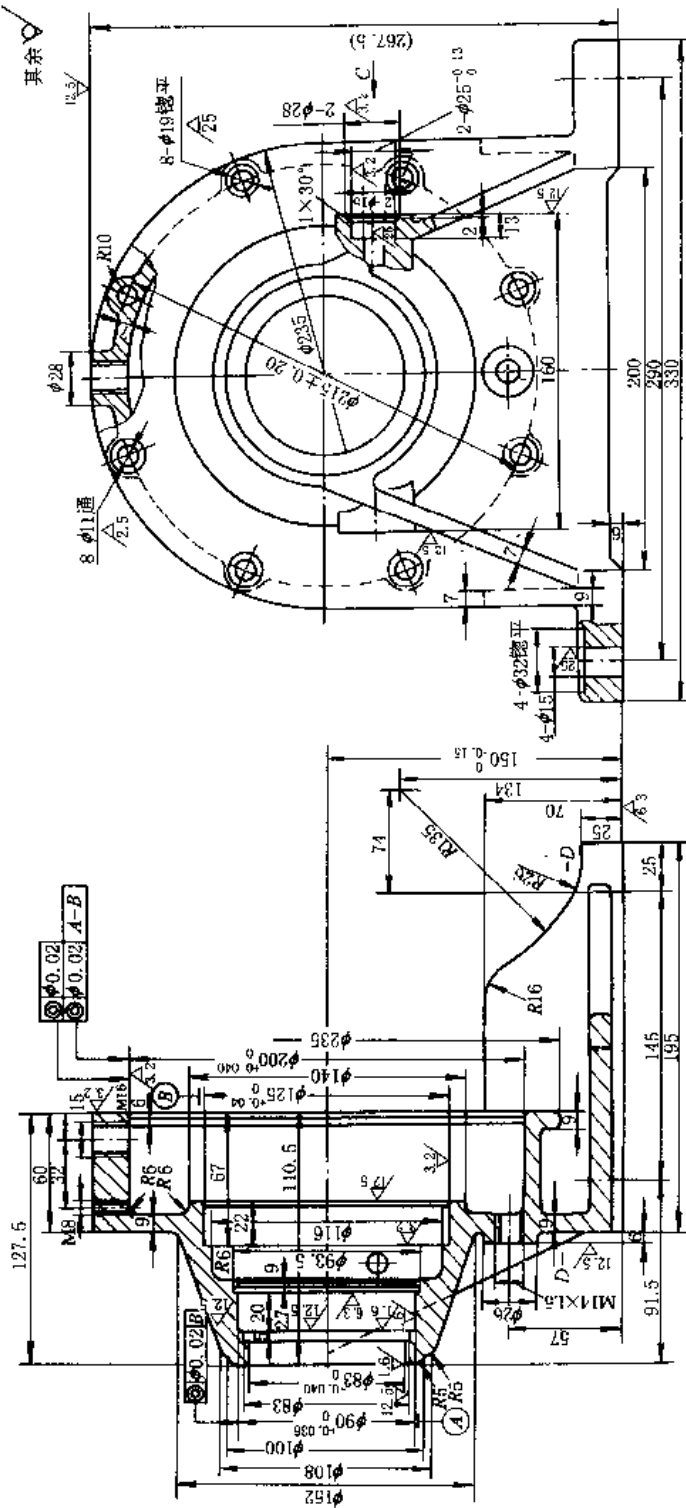
设计的少齿差减速器在结构上应具有良好的使用性能，例如体积小和质量小、效率高、寿命长、噪声低、输入轴与输出轴同轴线，以及有合理的联接和安装基准，容易装、拆与维修等。

### 6.2 设计结构工艺性

除了具备良好的使用性能以外，还要能够在国内一般工厂拥有的机床、设备上比较容易地制造出精度较高的零件，以及合乎性能要求的减速器。

以下以图 13-6-14 为例，讨论其主要零件的加工工艺性。

(1) 机座 (图 13-6-29)



技术要求:

1. 铸后退火
2. 铸件毛坯尺寸按Ⅱ级精度验收
3. 未注倒角为  $1.5 \times 45^\circ$ , 未注铸造圆角为  $R3 \sim R5$
4. 内表面涂耐油漆, 外表面涂底漆后再涂油漆

图 13-6-29 机座

设计机座时，对要求有较高同轴度的各个孔，应尽量设计成从一端到另一端依次由大孔到小孔，以便在精镗孔工序一次装卡即能按顺序镗出各个不同直径的孔。

在需要挡轴承或是安放橡胶油封的部位，应采用孔用弹性挡圈，尽可能不设计台阶。

(2) 内齿圈 (图 13-6-30)

设计内齿圈时，由于其左端的止口外径 ( $\phi 200$ ) 和右端安装大端盖的内孔 ( $\phi 177$ ) 均需要用作定心基准，因此应将内孔设计成略小于内齿轮的顶圆直径，才便于一次装卡就能车成内孔及外圆，以保证各个直径的同轴度。

(3) 内齿轮顶圆直径 (图 13-6-30)

在插齿时，一般以内齿轮顶圆为定心基准。因此在设计同一个机座而传动比不同的内齿圈时，宜尽量将各内齿轮顶圆直径设计得互相接近，见表 13-6-18：这样才可以将同一机座中所有的内齿圈右端与大端盖配合的直径，设计成略小于顶圆直径的统一的整数值 (图 13-6-30 中的  $\phi 177$ )，既节省加工工时，也给装配带来方便。

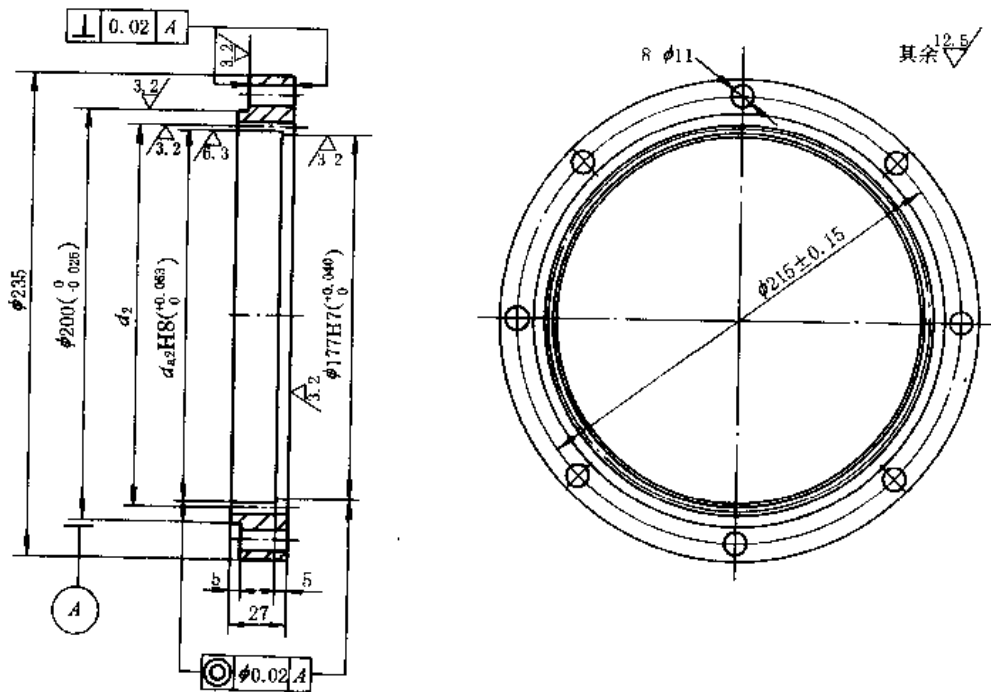
表 13-6-18 内齿轮顶圆直径及止口孔径

项 目	代号	数 值											
		6	35	71	11	17	25	29	43	87	100	59	
公称传动比	$i$												
内齿轮顶圆直径	$d_a$	177.42		178.32	177.62	178.29		178.45		179.18			
止口孔径		177											

(4) 内齿圈的结构 (图 13-6-30 及图 13-6-31)

在内齿轮输出时，若内齿轮齿顶圆直径  $d_a \leq 150\text{mm}$ ，可将内齿圈与低速轴设计成一个整体，以利于提高制造精度。

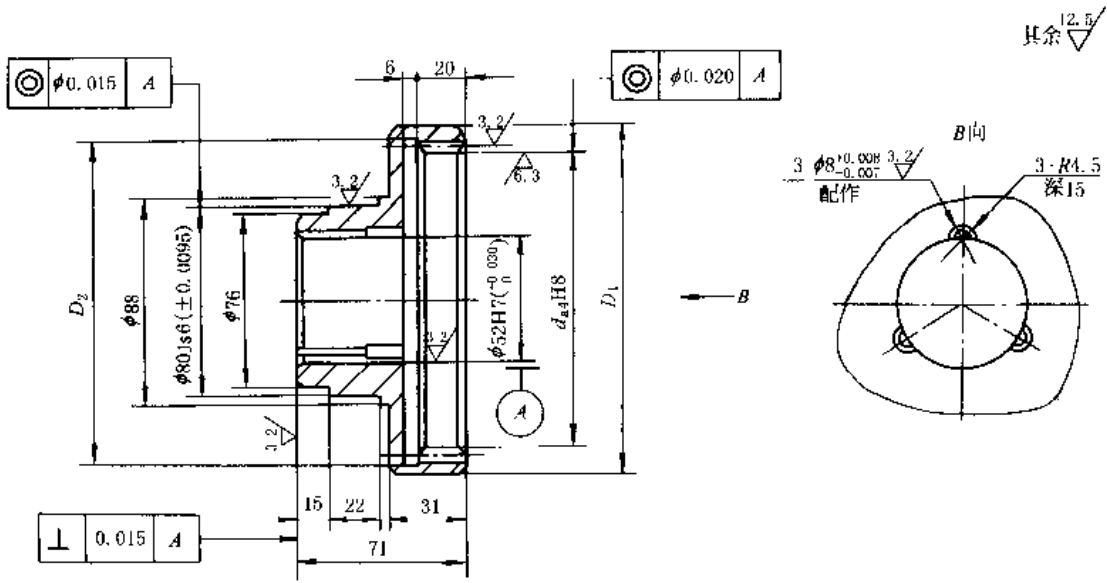
而在  $d_a > 150\text{mm}$  时，因受插齿机的限制，有时需要将内齿圈与低速轴分别设计成两个零件，并采用  $\frac{H7}{k6}$  过渡配合，如图 13-6-31 及图 13-6-32 所示。



技术要求：

1. 调质 217 ~ 245HB
2. 未注倒角  $1 \times 45^\circ$

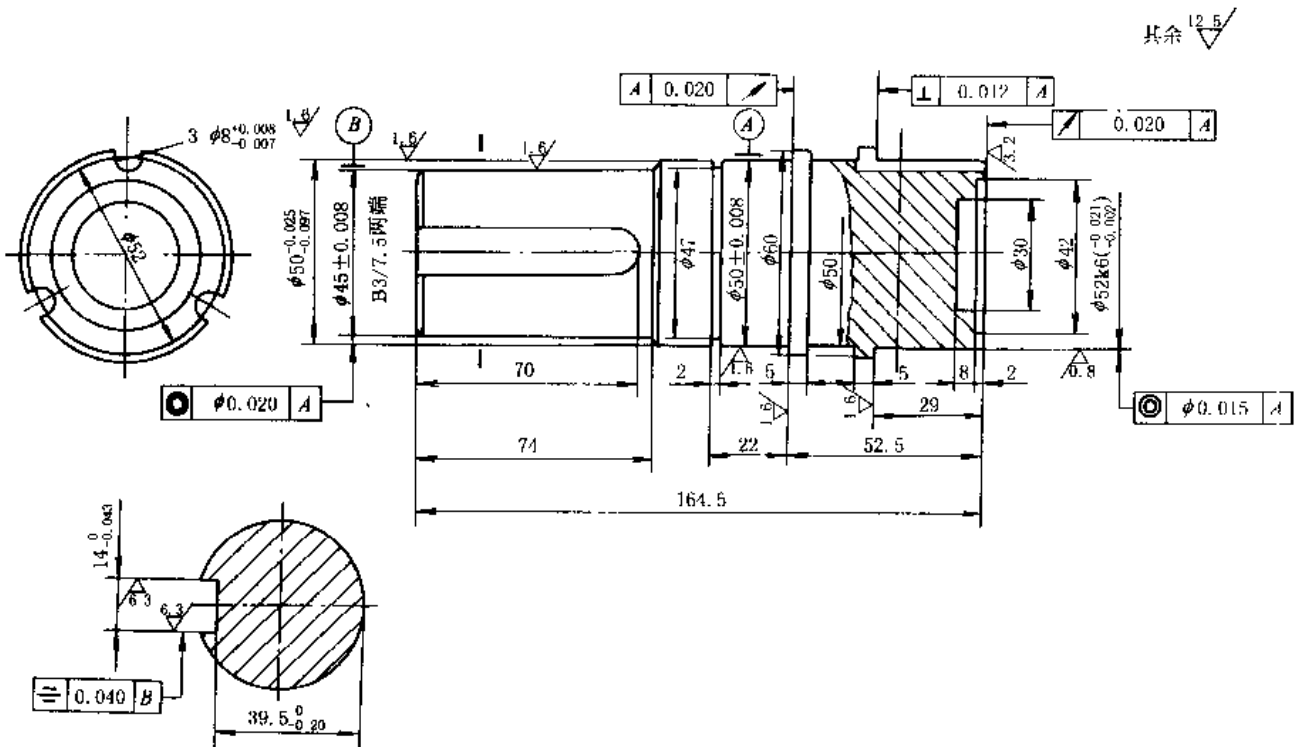
图 13-6-30 内齿圈



技术要求:

1. 调质 217 ~ 245HB
2. 未注倒角 1.5 x 45°
3. 3-R4.5、3- $\phi 8^{+0.008}_{-0.007}$ 与图 13-6-24 配作

图 13-6-31 与低速轴装成一体的内齿圈



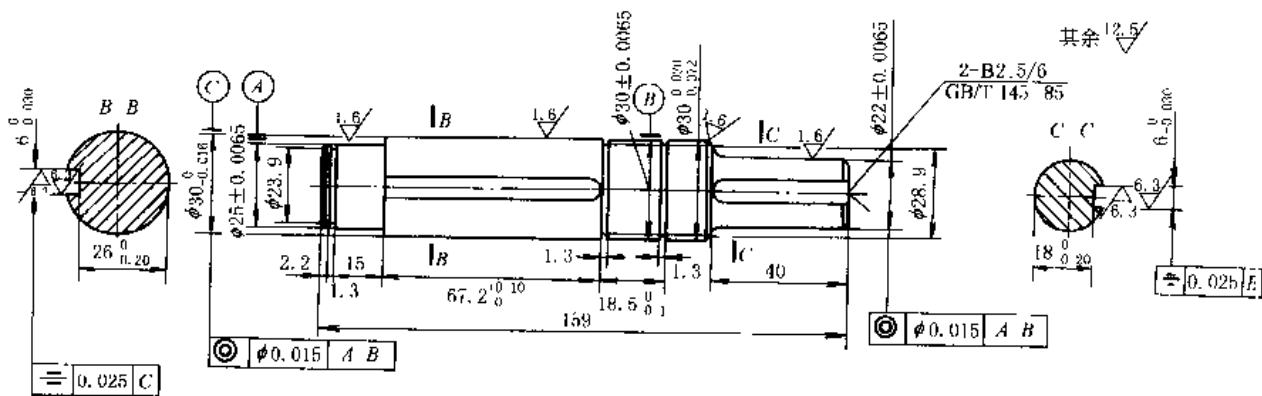
技术要求:

1. 调质 240 ~ 270HB
2. 未注倒角 1.5 x 45°

图 13-6-32 与内齿圈装成一体的低速轴

(5) 高速轴

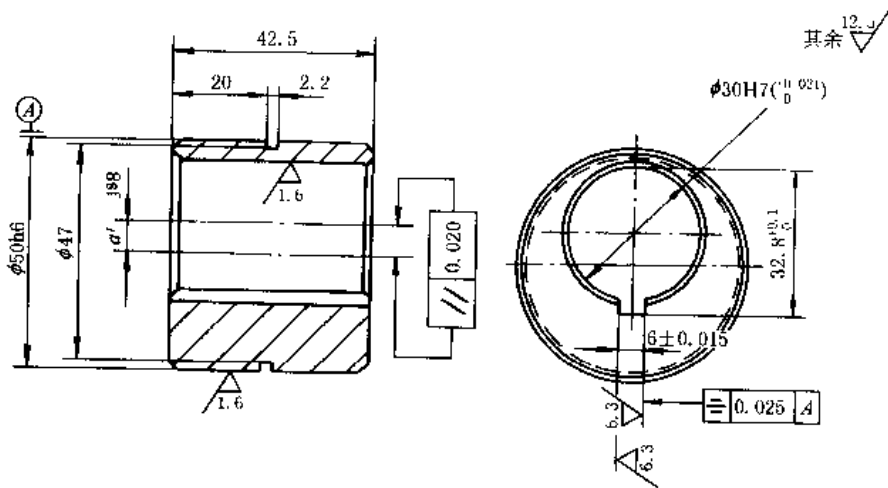
为了制造方便，高速轴宜设计成直轴（图 13-6-33）与偏心套（图 13-6-34）组合，并以平键联接。



技术要求:

1. 未注倒角  $1 \times 45^\circ$
2. 未注圆角  $R1$
3. 调质 240 ~ 270HB

图 13-6-33 高速轴



技术要求:

1. 调质 217 ~ 245HB
2. 未注倒角  $1 \times 45^\circ$

图 13-6-34 偏心套

(6) 销孔

为了提高接触强度及耐磨性，又具有良好的工艺性，对采用销孔式传输机构的行星齿轮等分孔，在镗孔后可镶入销轴套，该轴套采用轴承钢 GCr15 或 GCr9 制作。

(7) 浮动盘和行星齿轮





## 7 主要零件的技术要求、材料选择及热处理方法

### 7.1 主要零件的技术要求

(1) 高速轴偏心距, 即齿轮中心距的极限偏差, 见表 13-6-19。

表 13-6-19 齿轮中心距的极限偏差

标准号	GB/T 2363—1990			GB/T 10095—1988			GB/T 1801—1999				
标准名称	小模数渐开线圆柱齿轮精度制			渐开线圆柱齿轮精度			极限与配合 公差带和配合的选择				
齿轮精度等级	7~8										
中心距/mm	≤12	>12 到 20	>20 到 32	>6 到 10	>10 到 18	>18 到 30	≤3	>3 到 6	>6 到 10	>10 到 18	>18 到 30
偏差代号	± $f_a$			± $f_a$			js8				
偏差数值/μm	11	14	17	11	13.5	16.5	±7	±9	±11	±13	±16

注: 在齿轮中心距很小且齿轮精度为 8 级时, 中心距极限偏差可用 js9。

(2) 行星齿轮与内齿轮的精度不低于 8 级 (GB/T 10095—1988)。

(3) 销孔的公称尺寸, 除销套外径加上偏心距的 2 倍以外, 还应再加适量的补偿间隙  $\delta_M$ 。在一般动力传动中,  $\delta_M$  的数值见表 13-6-20。在精密传动中,  $\delta_M$  的数值约为表 13-6-20 中数值的一半。

表 13-6-20 行星齿轮销孔的补偿间隙

内齿轮分度圆直径 $d_z$	≤100	>100, ≤220	>220, ≤390	>390, ≤550	>550
补偿间隙 $\delta_M$	0.10	0.12	0.14	0.15	0.20~0.30

(4) 行星齿轮销孔及输出轴盘柱销孔相邻孔距差的公差  $\delta_t$ 、孔距累积误差的公差  $\delta_{t_2}$ , 可参照表 13-6-21 选取。此项要求对于传动的性能极为重要, 如有条件, 宜尽量提高制造精度, 选取更小的公差值。

表 13-6-21 销孔孔距差的公差及孔距累积误差的公差

行星轮分度圆直径/mm	≤200	>200~300	>300~500	>500~800	>800
销孔相邻孔距差的公差 $\delta_t/\mu\text{m}$	<30	<40	<50	<60	<70
销孔孔距累积误差的公差 $\delta_{t_2}/\mu\text{m}$	<60	<80	<100	<120	<140

(5) 主要零件的公差及零件间的配合

表 13-6-22

项 目	公差或配合代号	项 目	公差或配合代号
与滚动轴承配合的轴	js6、j6、k6、m6	镶套孔径	H7、H8、G7、F7
行星轮中心轴承孔	J6、Js6、K6、M6	输出轴盘等分孔与柱销	$\frac{R7}{h6}$ 、 $\frac{H7}{r6}$ 、 $\frac{H7}{r5}$
行星轮等分孔	H7	与滚动轴承配合的孔	H7
销套孔与柱销	$\frac{H7}{f6}$ 、 $\frac{H7}{f5}$ 、 $\frac{F7}{h6}$ 、 $\frac{G7}{h6}$	输出轴与齿轮孔 (2Z-X 型)	$\frac{H7}{k6}$
销套外径	h6、h5	浮动盘槽与销套外径或滚动轴承外径	$\frac{H7}{f6}$ 、 $\frac{H7}{f5}$ 、 $\frac{F7}{h6}$ 、 $\frac{G7}{h6}$
行星轮等分孔与镶套外径	$\frac{H7}{p6}$ 、 $\frac{H7}{p5}$ 、 $\frac{H7}{r6}$ 、 $\frac{H7}{r5}$		

(6) 机座、高速轴、低速轴、行星齿轮、内齿轮、偏心套、浮动盘、销套、镶套、柱销等主要零件的同轴度、圆跳动或全跳动、位置度、垂直度、平行度、圆度等形位公差尤为重要, 必须按 GB/T 1182、1184 在图样上予以明确规定。

## 7.2 主要零件的常用材料及热处理方法

表 13-6-23

零件名称	材 料	热 处 理	硬 度	说 明
齿 轮	45、40Cr、40MnB、35CrMoV	调质	< 270HB	通用型系列产品 可用 45 或 40Cr 做 内、外齿轮。内齿 轮也可用 QT600-3
	45、40Cr、35CrMn、38CrMoAl	齿面淬火 氮化	50 ~ 55HRC 或 45 ~ 50HRC ≤ 900HV	
	20Cr、20CrMnTi	渗碳淬火	HRC58 ~ 62	
柱 销 销 套 浮动盘	GCr15	淬火	销套、浮动盘 58 ~ 62HRC	20CrMnMoVBA 主 要用于有冲击载 荷的柱销或浮动盘
	20CrMnMoVBA	渗碳淬火	柱销、浮动盘 60 ~ 64HRC	
轴	45、40Cr、40MnB	调质	≤ 300HB	
机座、端盖、壳体	HT200			铸后退火

## 8 渐开线少齿差行星齿轮减速器部分系列介绍

表 13-6-24

序 号	结构型式		系列代号	少齿差传 动的传动 比	输入功率 /kW	输出转矩 /kN·m	产品名称	资料来源	注
	类型	传输 机构							
1	Z-X-V	销 孔 式	S	9 ~ 87	0.75 ~ 7.5	0.038 ~ 1.96	行星减速器	常熟市起重机械 厂	减速器结构见图 13-6-2
2			J	25 ~ 99	0.37 ~ 10	0.2 ~ 1.6	少齿差减速器	三门峡通用机 械厂	
3			CD	40.3 及 41	0.4 及 0.8		电动葫芦	上海起重设备 厂	起重量 0.25t 及 0.5t 起重速度 8m/min
4			JK	24.6 ~ 35	4 ~ 22	0.43 ~ 5.74	快速卷扬机	昆明市建筑机 械厂	拉力 5 ~ 32kN
5			DKJ	85 ~ 143	0.016 ~ 1	0.1 ~ 6.0	角行程电动执 行器	上海自动化仪 表十一厂	总传动比 9.45 ~ 2897.65
6			LKHV 1.68/4.62	750S	1.5	12	两级少齿差减 速器	南京高速齿轮 箱厂	
7	浮动 盘式	销 孔 式	JSS	13 ~ 17	1.1 ~ 3	0.2 ~ 0.4	少齿差行星减 速器	四川省粮油机 械厂	
8			JQ S/W	13 ~ 87	0.37 ~ 5.5	0.1 ~ 0.4	少齿差减速器	济南粮油机械 厂	
9			JQW	24 ~ 32	0.12	0.1 ~ 0.6	电动阀门用减 速器	扬州电力设备 修造厂	与多回阀门电动装 置配套使用
10			JDS-1	49.5	0.001	0.53	假肢旋腕减速 器	清华大学	m = 0.2mm, 前级传 动比 17.5
11	2Z-X 双内 啮合	齿 轮 啮 合	X	单级 2 ~ 100 两级 110 ~ 8000	0.01 ~ 55	0.008 ~ 40	减速器	沈阳市电工专 用设备厂	减速器结构见图 13- 6-14
12			SI	17 ~ 10000 9 ~ 511	0.18 ~ 7.5	0.05 ~ 1.6	行星减速器 双内啮合行星 减速器	上海市行星泵 阀厂 江西省永新县 减速机厂	减速器结构见图 13- 6-13
13			XJ	7 ~ 10000	0.04 ~ 18.5	0.07 ~ 2.4	行星减速器	四川减速机厂	
14			LJ	200 ~ 400	0.65 ~ 3	0.18 ~ 1.5	炉排减速器	四川齿轮厂	输出转速 0.5 ~ 2r/ min, 适用于 0.5 ~ 10t/ h 锅炉

续表

序号	结构型式		系列代号	少齿差传动的传动比	输入功率 /kW	输出转矩 /kN·m	产品名称	资料来源	注
	类型	传输机构							
15	2Z-X 双内啮合	齿轮啮合	S-S	16 ~ 700	0.18 ~ 1.5	0.017 ~ 2.15	行星减速器	常熟市起重机械厂	
16			J	29 ~ 79	0.37 ~ 1.1	0.2	减速器	三门峡通用机械厂	
17	Z-X	齿轮啮合	SH	17 ~ 99	0.38 ~ 610	0.435 ~ 469	三环减速器	冶金部重庆钢铁设计研究院 北京太富力传动机械有限公司	派生型产品输出转矩已达 900kN·m 减速器结构见图 13-6-25
18	Z-X-V 与 2Z-X 串联		HP	4992	0.4 ~ 2.2	5 ~ 30	炉排传动减速器	泾县变速箱厂	输出转速 1.19 ~ 11.9r/h, 适用于 2 ~ 35t/h 锅炉, 减速器结构见图 13-6-26

# 第7章 销齿传动

## 1 销齿传动的特点及应用

销齿传动属于齿轮传动的一种特殊形式(图 13-7-1)。其中,具有圆销齿的大齿轮称之为销轮;而另一个具有一般齿轮轮齿齿形的小齿轮仍称之为齿轮。

销齿传动有外啮合、内啮合和齿条啮合等三种型式,其齿轮轮齿的齿廓曲线依次分别为外摆线、周摆线和渐开线等(图 13-7-2 - 图 13-7-4)。使用时,一般常以齿轮作为主动,因为,当以销轮作为主动时,齿轮的轮齿齿顶先进入啮合,将会降低其传动效率,故很少用销轮作为主动。

由于销轮的轮齿是圆销形,故与一般齿轮相比,它具有结构简单、加工容易、造价低、拆修方便等优点,故以销轮代替尺寸较大的一般渐开线齿轮时,将具有很大的经济性。特别是个别销齿破坏时,只须个别更换,不致整个销轮报废。

销齿传动适用于低速、重载的机械传动和粉尘多、润滑条件差等工作环境较恶劣的场合中。其圆周速度范围一般约为  $0.05 \sim 0.50\text{m/s}$ ,但亦有少数情况低于或高于此范围;其传动比范围一般为  $i = 5 \sim 30$ ;传动效率  $\eta = 0.9 \sim 0.93$  (无润滑油时) 或  $\eta = 0.93 \sim 0.95$  (有润滑油时)。

销齿传动较广泛地应用于起重运输、化工、冶金、矿山乃至游乐园等部门的一些低速而大型的机械设备中。

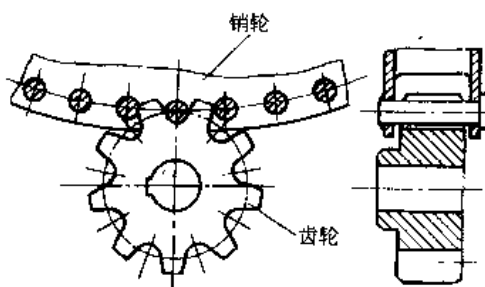


图 13-7-1 外啮合销齿传动

## 2 销齿传动工作原理

图 13-7-2 所示,为外啮合销齿传动的工作原理图。设 1、2 两轮的节圆外切于节点  $P$ 。在轮 2 节圆圆周上取一点  $B$ ,使其起始位置重合于节点  $P$ ,而设想两轮各绕其中心  $O_1$ 、 $O_2$  按图中箭头所示方向作相对纯滚动,当轮 1 转过  $\theta_1$  角而轮 2 相应地转过  $\theta_2$  角时, $B$  点则达到图中的  $B'$  点位置。下面讨论  $B$  点的运动轨迹:因  $B$  点系属于轮 2 节圆圆周上的一点,就其绝对运动轨迹来说,即为与该圆圆周相重合的一圆弧;而就其相对于轮 1 的相对运动轨迹来说,则为一外摆线  $bb'$ 。今把  $B$  点视为轮 2 (销轮) 上直径等于零的一个销齿(称为点齿),而把外摆线  $bb'$  作为轮 1 (齿轮) 上的一齿廓,那么,它们就构成了一对理论上的销齿传动,称为点齿啮合传动。如果使两轮按上述相反的方向转动,则可得到另一条与  $bb'$  反向的外摆线  $Bb'$ ,于是  $bb'$  与  $Bb'$  即构成齿轮上的一个点齿啮合齿形,(如图虚线所示)。显然,当点齿啮合传动时,其啮合线是与轮 2 的节圆圆周相重合的一段圆弧,此外,两圆应为定传动比传动。

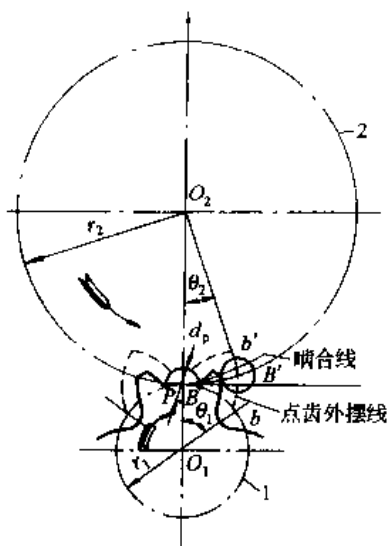


图 13-7-2 工作原理图

实际的销轮,其销齿是具有一定尺寸的,若在齿轮上某一点齿啮合齿形的齿廓曲线上取一系列的点分别作为圆心,以销齿的半径为半径,作出一圆族,然后作出此圆族的内包络线,即可得到齿轮实际齿形的齿廓(如图中实线所示),此实际齿形的齿廓曲线即为点齿啮合齿形曲线的等距外摆线。当实际的齿轮齿形与具有一定直径的销齿啮合传动时,其啮合线不再是一圆弧,而变为—蚶形(Limacon)曲线(见图 13-7-2),其参数方程为

$$\begin{cases} x = \left( 2r_2 \sin \frac{\theta_2}{2} - \frac{d_p}{2} \right) \cos \frac{\theta_2}{2} \\ y = \left( 2r_2 \sin \frac{\theta_2}{2} - \frac{d_p}{2} \right) \sin \frac{\theta_2}{2} \end{cases} \quad (13-7-1)$$

式中  $r_2$ ——销轮节圆半径, mm;  
 $d_p$ ——销轮销齿直径, mm;  
 $\theta_2$ ——销轮转角, rad。

如式将 (13-7-1) 中的  $r_2$  变为负值时, 两圆心  $O_2$  与  $O_1$  则居于节点  $P$  的同一侧, 即两轮节圆变成内切, 得到内啮合销齿传动 (如图 13-7-3 所示), 此时, 其点齿啮合齿廓曲线即变成周摆线 (Pericyloid), 齿轮的实际齿廓曲线应为此周摆线的等距周摆线。在内啮合传动时, 因销轮的转动方向与外啮合者相反, 故其转角  $\theta_2$  应为负值。今以  $-r_2$  及  $-\theta_2$  依次代替式 (13-7-1) 中的  $r_2$  及  $\theta_2$ , 即可得到内啮合销齿传动的啮合线参数方程:

$$\left. \begin{aligned} x &= \left( 2r_2 \sin \frac{\theta_2}{2} - \frac{d_p}{2} \right) \cos \frac{\theta_2}{2} \\ y &= - \left( 2r_2 \sin \frac{\theta_2}{2} - \frac{d_p}{2} \right) \sin \frac{\theta_2}{2} \end{aligned} \right\} \quad (13-7-2)$$

式中各符号意义与式 (13-7-1) 相同。其啮合线亦为一蜡形曲线 (图 13-7-3)。

当销轮的半径  $r_2 \rightarrow \infty$  时, 则演变成销齿齿条传动 (图 13-7-4)。此时, 齿轮的实际齿廓曲线则是渐开线, 而其啮合线则为与销齿齿条节线相重合的一段直线 (图 13-7-4), 其参数方程为

$$\left. \begin{aligned} x &= r_1 \theta_1 - \frac{d_p}{2} \\ y &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (13-7-3)$$

式中  $r_1$ ——齿轮节圆半径, mm;  
 $d_p$ ——销轮销齿直径, mm;  
 $\theta_1$ ——齿轮转角, rad。

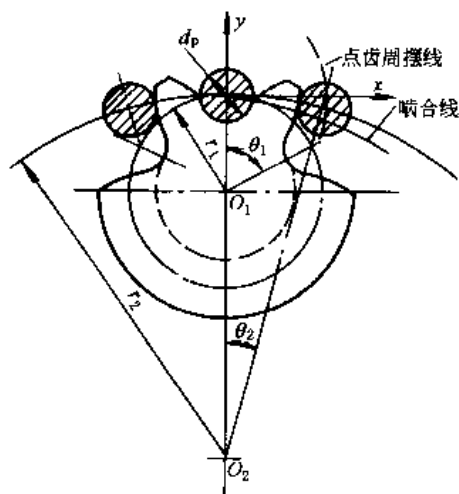


图 13-7-3 内啮合销齿传动

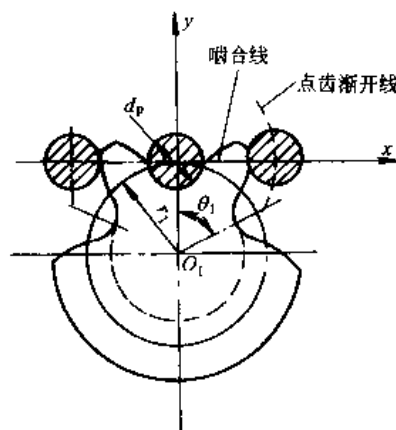


图 13-7-4 销齿齿条传动

### 3 销齿传动几何尺寸计算

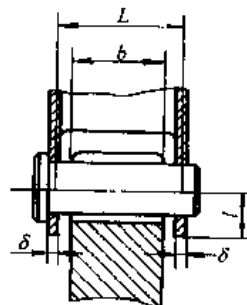
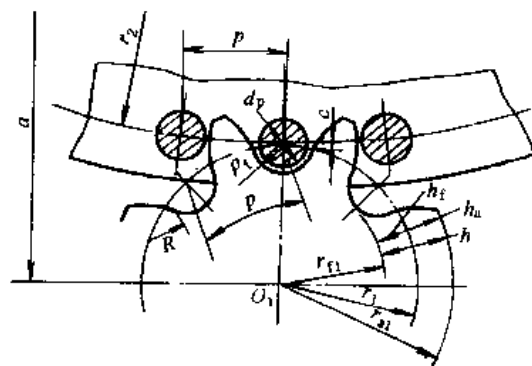


表 13-7-1

/mm

项 目	计 算 公 式 及 说 明		
	外啮合	内啮合	齿条啮合
齿轮齿数 $z_1$	一般取 $z_1 = 9 \sim 18$ 齿(最小齿数可用到 7 齿)		
销轮齿数 $z_2$	$z_2 = iz_1$		按使用要求决定
传动比 $i$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \geq 1$		
销轮销齿直径 $d_p$	根据表 13-7-2 强度计算决定		
齿距 $p$	一般值: $d_p/p = 0.4 \sim 0.5$ ; 推荐值: $d_p/p = 0.475$		
齿轮节圆直径 $d_1$ 、半径 $r_1$	$d_1 = \frac{p}{\pi} \cdot z_1, r_1 = \frac{p}{2\pi} \cdot z_1$		应满足齿条速度要求: $d_1 = \frac{60 \times 1000 v}{\pi n_1}$
销轮节圆直径 $d_2$ 、半径 $r_2$	$d_2 = \frac{p}{\pi} \cdot z_2, r_2 = \frac{p}{2\pi} \cdot z_2$		$d_1 = \infty$
齿轮齿根圆角半径 $\rho_f$	$\rho_f = (0.515 \sim 0.52) d_p$		
齿轮齿根圆角半径中心至节圆距离 $c$	$c = (0.04 \sim 0.05) d_p$		
齿轮齿顶高 $h_a$	按 $z_1$ 及 $\frac{d_p}{p}$ 两值查图 13-7-5 求得; 推荐值 $h_a = (0.8 \sim 0.9) d_p$		
齿轮齿根高 $h_f$	$h_f = \rho_f + c$		
齿轮全齿高 $h$	$h = h_a + h_f$		
齿轮齿廓过渡圆弧半径 $R$	$R = (0.3 \sim 0.4) d_p$		
齿轮齿顶圆直径 $d_{a1}$ 、半径 $r_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a, r_{a1} = r_1 + h_a$		
齿轮齿根圆直径 $d_{f1}$ 、半径 $r_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f, r_{f1} = r_1 - h_f$		
中心距 $a$	$a = r_1 + r_2 = \frac{z_2 + z_1}{2\pi} \times p$	$a = r_2 - r_1 = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \times p$	$a = \infty$
齿轮齿宽系数 $\varphi$	$\varphi = 1.5 \sim 2.5$		
齿轮齿宽 $b$	$b = \varphi d_p$		
销齿计算长度(夹板间距) $L$	$L = (1.2 \sim 1.6) b$		
销齿中心至夹板边缘距离 $l$	$l = (1.5 \sim 2) d_p$		
销轮夹板厚度 $\delta$	$\delta = (0.25 \sim 0.5) d_p$ (当取较小值时, 应按表 13-7-2 进行强度校核)		
重合度 $\epsilon$	按 $z_1$ 和 $d_p/p$ 两值由图 13-7-5 直接查得(为了保证啮合连续性和传动平稳性, 建议 $\epsilon$ 的许用值不小于 1.1 ~ 1.3)		

## (1) 线图(图 13-7-5)的使用方法

线图分为两组:  $z_1$ 、 $d_p/p$  和  $(h_a/p)_{\max}$  为第一组;  $z_1$ 、 $h_a/p$  和  $\epsilon$  为第二组。首先根据已知的  $z_1$  和  $d_p/p$  值, 利用第一组线图查出  $h_a/p$  的最大值  $(h_a/p)_{\max}$ , 此即为齿轮齿顶不变尖的最大许用值。然后选一小于  $(h_a/p)_{\max}$  的值作为采用的  $h_a/p$  值。最后根据  $z_1$  和  $h_a/p$  值利用第二组线图查出相应的  $\epsilon$  值。

## (2) 线图使用举例

已知外啮合销齿传动,  $z_1 = 13$  齿,  $d_p/p = 0.48$ 。按图 a 中的  $z_1 = 13$  和  $d_p/p = 0.48$  的两曲线交于 A 点, 自 A 点作垂线交横坐标得  $(h_a/p)_{\max} = 0.475$ 。选取  $h_a/p = 0.43$ , 再在横坐标 0.43 处作垂线交  $z_1 = 13$  之曲线交于 B 点,

最后过 B 点作水平线交纵坐标得  $\epsilon = 1.28$ 。

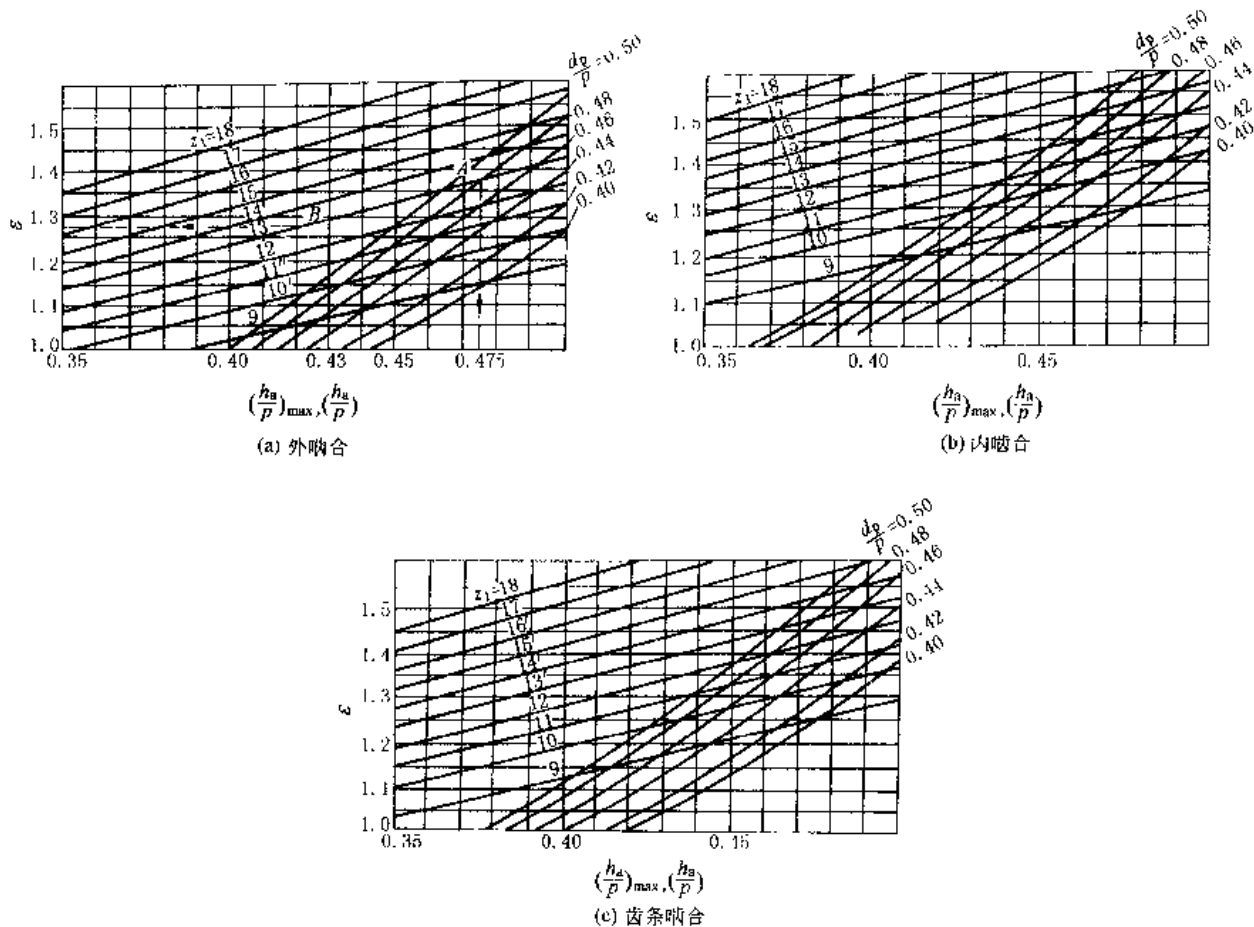


图 13-7-5  $z_1$ 、 $d_p/p$ 、 $(h_a/p)_{max}$ 、 $h_a/p$ 、 $\epsilon$  的关系线图

### 4 销齿传动的强度计算

销齿传动的强度计算，应首先按表面接触强度条件（同时还保证具有一定的抗磨强度及滚压强度）计算出销轮销齿直径  $d_p$  的值，然后按  $d_p/p$  比值计算出齿距  $p$ ，最后再分别对销轮销齿和齿轮轮齿进行弯曲强度验算（若采用本章所推荐的材料，并且是按表 13-7-1 中所推荐的  $d_p/p$  比值范围来确定  $p$  值时，齿轮轮齿已有足够的弯曲强度，验算则可省略）。销轮夹板厚度  $\delta$  可按表 13-7-2 验算其挤压应力条件。

表 13-7-2 强度计算公式

项 目	计 算 公 式	说 明
接触强度	设计公式： $d_p \geq \frac{310}{\sigma_{Hb}} \times \sqrt{\frac{F_t}{\varphi}} \quad (\text{mm})$ 或 $d_p \geq 843 \times \sqrt{\frac{T_2 (d_p/p)}{z_1 \varphi \sigma_{Hb}}} \quad (\text{mm})$ 验算公式： $\sigma_H = \frac{310}{d_p} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{\varphi}} \leq \sigma_{Hb} \quad (\text{MPa})$	$d_p$ ——销轮销齿直径，mm $F_t$ ——额定负荷下圆周力，N $\sigma_{Hb}$ ——许用接触应力，MPa（见表 13-7-3） $\varphi$ ——齿轮齿宽系数（见表 13-7-1） $T_2$ ——额定负荷下销轮转矩，N·m $p$ ——齿距，mm（见表 13-7-1） $i$ ——传动比 $z_1$ ——齿轮齿数 $\sigma_H$ ——计算接触应力，MPa



续表

项 目	计 算 公 式	说 明
弯曲强度	齿轮轮齿验算公式： $\sigma_{F1} = \frac{16F_c}{b \cdot p} \leq \sigma_{F1p} \text{ (MPa)}$	$\sigma_{F1}$ —— 齿轮轮齿计算弯曲应力, MPa $\sigma_{F2}$ —— 销齿计算弯曲应力, MPa $b$ —— 齿轮齿宽, mm (见表 13-7-1) $\sigma_{F1p}$ —— 齿轮轮齿许用弯曲应力, MPa (见表 13-7-3) $\sigma_{F2p}$ —— 销齿许用应力, MPa (见表 13-7-4) $L$ —— 销齿计算长度, mm (见表 13-7-1) $\delta$ —— 销轮夹板厚度, mm (见表 13-7-1)
	销轮销齿验算公式： $\sigma_{F2} = \frac{2.5F_1}{d_p^3} \left( L - \frac{b}{2} \right) \leq \sigma_{F2p} \text{ (MPa)}$	
夹板挤压强度	验算公式： $\sigma_{pr} = \frac{F_1}{2d_p \cdot \delta} \leq \sigma_{prp} \text{ (MPa)}$	$\sigma_{prp}$ —— 许用挤压应力, 对钢 Q235 $\sigma_{prp} \approx 98 \sim 118 \text{ MPa}$ $\sigma_{pr}$ —— 计算挤压应力, MPa

注: 1. 接触强度计算公式的建立条件: ①两轮轮齿材料均为钢, 即  $E_1 = E_2 = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ ; ②以两轮轮齿在节点处接触时作为计算位置, 此时两轮齿接触点处的曲率半径分别为:  $\rho_1 = 1.5d_p$ ,  $\rho_2 = 0.5d_p$ 。  
 2. 当两轮轮齿的材料不同时, 应取其中  $\sigma_{H0}$  较小者计算。

### 5 常用材料及许用应力

齿轮轮齿常用材料有 ZG340-640、45 和 40Cr; 销齿常用材料有 45 和 40Cr。

为了提高齿面抗磨损性能, 两轮轮齿可进行表面淬火处理, 淬硬深度 2~4mm, 硬度 40~50HRC。但进行强度计算时仍以表中数据为准。

表 13-7-3 许用接触应力  $\sigma_{H0}$  及齿轮轮齿许用弯曲应力  $\sigma_{F1p}$  /MPa

材 料			齿轮轮齿、销齿许用接触应力 $\sigma_{H0}$				齿轮轮齿弯曲应力 $\sigma_{F1p}$	
牌 号	热 处 理	硬 度	齿轮、销轮转速 / $r \cdot \text{min}^{-1}$				载 荷	
			10	25	50	100	对称循环	脉动循环
ZG340-640	正火 + 回火	170 ~ 228	941	921	872	774	113	176
	正火 + 回火	187 ~ 241	1058	1039	1009	941	132	206
45	正 火	167 ~ 217	1058	1039	1009	941	137	211
	调 质	207 ~ 255	1176	1156	1127	1058	142	216
40Cr	调 质	241 ~ 285	1411	1391	1362	1294	167	245

注: 表中  $\sigma_{H0}$  的数值在材料实际截面不超过 100mm<sup>2</sup> 时适用, 当超过时, 应随材料的  $\sigma_b$  值的减小而相应地按其同样的比例减小。

表 13-7-4 销齿许用弯曲应力  $\sigma_{F2p}$

计算公式	说 明				
对称循环载荷： $\sigma_{F2p} = \frac{\sigma_{-1}}{K} \frac{1}{S_p} \text{ (MPa)}$	$\sigma_{-1}$ —— 疲劳极限: $\sigma_{-1} = 0.43\sigma_b$ 对 45, 正火, $\sigma_b = 529 \sim 588 \text{ MPa}$ 40Cr, 调质, $\sigma_b = 686 \sim 882 \text{ MPa}$ $S_p$ —— 许用安全系数: 1.4 ~ 1.6 $\eta$ —— 不对称循环敏感系数, 碳钢 $\eta = 0.2$ ; 合金钢 $\eta = 0.3$	K—— 销齿表面状况系数, 其值如下			
		加工方法	粗糙度 $R_a / \mu\text{m}$	$\sigma_b \leq 588 \text{ MPa}$	$\sigma_b > 588 \text{ MPa}$
脉动循环载荷： $\sigma_{F2p} = \frac{2\sigma_{-1}}{K + \eta} \frac{1}{S_p} \text{ (MPa)}$		磨	1.6	1.10	1.15
		车	6.3	1.15	1.20
		车	25	1.25	1.35
		锻、轧	100	1.40	1.60

### 6 销轮轮缘的结构型式

销轮轮缘的结构型式有不可拆式、可拆式和双排可拆式等几种, 现推荐于表 13-7-5。

表 13-7-5 推荐的轮缘结构型式

结构型式	图 例	特 点
不可拆式		结构简单, 连接可靠, 不易松脱。但检修、更换不方便, 焊接时易变形
可拆式		安装、检修、更换均方便
		但较易脱落
双排可拆式		当传动尺寸较大时, 便于无心磨床加工圆柱销; 当齿宽 $b$ 较大时, 可以防止齿向误差之影响

### 7 齿轮齿形的绘制

齿轮齿形的绘制可采用轨迹作图法或近似作图法, 现依次分述于表 13-7-6 及表 13-7-7 中。除此之外, 还可仿效套筒滚子链轮齿形的画法。

表 13-7-6 齿轮齿形的轨迹作图法

图 例	作 图 步 骤
<p style="text-align: center;">外啮合</p>	<p>(1) 作出两轮节圆并外切(或内切)于 <math>P</math> 点</p> <p>(2) 以任意一适当弧长, 分别在两轮节圆圆周上截取若干等分点 <math>1, 2, 3, 4 \dots N</math> 和 <math>1', 2', 3', 4', \dots, N'</math></p> <p>(3) 以 <math>P</math> 点为圆心, <math>1-1'</math> 之距离为半径作一弧, 再以 <math>1</math> 为圆心, <math>P1'</math> 为半径作另一弧, 使两弧交得 <math>1''</math> 点。同理, 作出 <math>2'', 3'', 4'', \dots, N''</math>, 并将它们圆滑地连接起来, 即得到齿轮的点齿啮合理论齿廓曲线 <math>Pq</math></p>

图 例	作 图 步 骤
<p style="text-align: center;">内啮合</p>	<p>(4) 在 <math>Pq</math> 曲线上取一系列的点, 并分别以各点作为圆心, 以 <math>d_p/2</math> 为半径, 画出一圆族, 再作该圆的内包络线 <math>mn</math>, 此即其某齿齿顶的一侧齿廓曲线</p> <p>(5) 以齿轮轮心为圆心, 以 <math>d_{a1}/2</math> 为半径作出齿顶圆</p> <p>(6) 以点 <math>n</math> 为圆心, 以 <math>\rho_f</math> 为半径画一弧, 又以齿轮轮心为圆心, 以 <math>(\frac{d_1}{2} - \rho)</math> 为半径画另一弧, 两弧交于 <math>O</math> 点. 再以 <math>O</math> 点为圆心, 以 <math>\rho_f</math> 为半径, 作出齿根圆弧 (<math>\rho_f</math> 的数据见表 13-7-1)</p> <p>(7) 以 <math>R</math> (其数据见表 13-7-1) 为半径, 作出齿顶与齿根之间的过渡圆弧</p> <p>(8) 以上所画出的为某齿内之一侧齿廓, 依对称关系则可画出另一侧齿廓</p>
<p style="text-align: center;">齿条啮合</p>	

表 13-7-7

齿轮齿形的近似作图法

图 例	作 图 步 骤
	<p>(1) 以 <math>O_1</math> 为圆心, <math>d_1/2</math> 为半径, 作出齿轮节圆</p> <p>(2) 在节圆上任取一点 <math>P</math>, 以 <math>P</math> 为圆心, <math>d_p/2</math> 为半径, 作出销齿外径</p> <p>(3) 量出 <math>\overline{PO} = c</math>, 得到 <math>O</math> 点, 以 <math>O</math> 为圆心, <math>\rho_f</math> 为半径, 作出齿根圆弧 (<math>c</math> 与 <math>\rho_f</math> 的数据见表 13-7-1)</p> <p>(4) 以齿根圆弧与节圆圆周的交点 <math>n</math> 为心, <math>\rho_m</math> (齿顶部分工作齿廓曲线的平均曲率, 取 <math>\rho_m = 1.5d_p</math>) 为半径, 作弧交节圆圆周于 <math>e</math> 点, 再以 <math>e</math> 点为圆心, <math>\rho_n</math> 为半径, 从 <math>n</math> 点起始作圆弧, 则得某齿一侧齿顶部分的工作齿廓</p> <p>(5) 以 <math>R</math> (数据见表 13-7-1) 为半径, 作出齿顶与齿根的过渡圆弧, 再以 <math>O_1</math> 为圆心 (<math>d_1/2 + h_a</math>) 为半径, 作出齿顶圆. 至此, 得到了齿轮一侧的工作齿廓. 最后, 利用轮内的对称关系, 则可作出另一侧的工作齿廓, 于是完成一个轮齿齿廓</p>

## 8 销齿传动的公差配合

表 13-7-8

/mm

项 目	公差或配合				备 注
	齿距 $p$				
	$< 10\pi$	$< 20\pi$	$< 30\pi$	$< 50\pi$	
齿轮的制造公差与配合					
齿距 $p$ 的公差	$\pm 0.05$	$\pm 0.10$	$\pm 0.15$	$\pm 0.20$	
齿顶圆直径 $d_a$ 的偏差	h8				h8
齿顶圆对轴孔中心的圆跳动量	$\leq 0.10 \sim 0.15$				$p$ 小取小值; $p$ 大取大值
齿面与轴孔轴线平行度公差	$0.05 \sim 0.10$				$p$ 小取小值; $p$ 大取大值
销轮的制造公差与配合					
销齿孔中心距 (齿距) 的偏差	$\pm 0.15$	$\pm 0.25$	$\pm 0.40$	$\pm 0.55$	
销齿与夹板孔的配合	H7/h6				
节圆直径 $d_2$ 的偏差	h9 - h10				$d_2$ 小用 h10; $d_2$ 大用 h9
节圆圆周对轴孔中心的圆跳动量	$\leq 0.50 \sim 1.50$				$p$ 小取小值; $p$ 大取大值

注: 表中未给出安装时中心距  $a$  的偏差。建议将轮轴的轴承座设计成可调式的, 以便调整。其公差要求可参照一般齿轮的中心距偏差。

## 9 销齿传动的设计计算及工作图示例

例 试设计一双向回转工作的外啮合销齿传动。已知设备传动方案如图 13-7-6 所示, 电动机 1 的功率  $P_1 = 3\text{kW}$ , 转速  $n_1 = 1400\text{r/min}$ ; V 带传动 2 的传动比  $i_1 = 2.6$ , 效率  $\eta_1 = 0.96$ ; 蜗轮减速器 3 的传动比  $i_2 = 52$ , 效率  $\eta_2 = 0.768$ ; 销齿传动 4, 其转速  $n_2 = 0.375\text{r/min}$ , 效率  $\eta_p = 0.93$ 。

(1) 计算销轮轴转矩  $T_2$

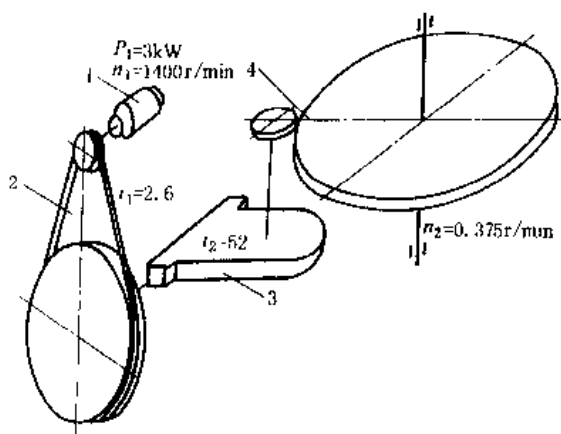


图 13-7-6 设备传动方案

$\varphi = 1.5$ ,  $z_1 = 13$ ,  $d_p/p = 0.475$ ,

则

销轮齿数  $z_2 = i_2 z_1 = 27.6 \times 13 = 358.8$ , 取 360 齿

销齿传动实际传动比

$$\text{设备总传动比 } i_k = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1400}{0.375} \approx 3733$$

$$\text{销齿传动比 } i = \frac{i_k}{i_1 i_2} = \frac{3733}{2.6 \times 52} \approx 27.6$$

$$\text{销轮功率 } P_2 = P_1 \eta_1 \eta_2 \eta_p = 3 \times 0.96 \times 0.768 \times 0.93 \approx 2.6\text{kW}$$

$$\text{销轮轴转矩 } T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{2.06}{0.375} \approx 52461\text{N}\cdot\text{m}$$

(2) 选定材料及确定其许用应力

销齿材料采用 45 号钢, 经正火处理, 硬度为 167 ~ 217HB, 按 10r/min 查表 13-7-3 得  $\sigma_{H\beta} = 1058\text{MPa}$ ; 查表 13-7-4, 按对称循环载荷计算  $\sigma_{FP}$ :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{-1}}{K} \times \frac{1}{S_p} = \frac{0.43 \times 529}{1.35} \times \frac{1}{1.6} = 105\text{MPa}$$

齿轮材料采用 45 号钢, 经调质处理, HB = 207 ~ 255, 按 10r/min 查表 13-7-3 得  $\sigma_{H\beta} = 1176\text{MPa}$ ;  $\sigma_{FP} = 142\text{MPa}$ 。

(3) 选定  $\varphi$ 、 $z_1$ 、 $d_p/p$  和确定  $h_a/p$ 、 $z_2$  等参数按表 13-7-1 取

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{360}{13} = 27.69$$

$$\text{销齿实际转速 } n_2' = \frac{27.6}{27.69} \times 0.375 \approx 0.374 \text{ r/min}$$

$$\text{实际总传动比 } i_2' = i_1 \times i_2 \times i' = 2.6 \times 52 \times 27.69 \approx 3744$$

按  $z_1 = 13$ 、 $d_p/p = 0.475$  查图 13-7-5a 得  $(h_a/p)_{\max} = 0.478$ 。为了保证齿顶不变尖而具有一定厚度，以及重合度  $\epsilon$  的许用值不小于 1.1 ~ 1.3，则试取  $h_a/p = 0.43$ 。

按  $z_1 = 13$ 、 $h_a/p = 0.43$  查图 13-7-5a，得  $\epsilon = 1.28$ ，落在其许用范围内，故适合。

(4) 按强度计算确定销齿直径  $d_p$ 。

按表 13-7-2 中接触强度计算公式计算  $d_p$ ：

$$d_p \geq 843 \times \sqrt[3]{\frac{T_2(d_p/p)}{i' z_1 \sigma_{H\beta}^2}} = 843 \times \sqrt[3]{\frac{52461 \times 0.475}{27.69 \times 13 \times 1.5 \times 1058^2}} = 29.12 \text{ mm}$$

取  $d_p = 30 \text{ mm}$ 。

按表 13-7-2 中弯曲强度验算公式校核  $d_p$ ：

$$F_1 = \frac{T_2}{r_2} = \frac{T_2}{z_2 p / 2\pi} = \frac{2\pi T_2}{z_2 \times \frac{d_p}{0.475}} = \frac{2\pi \times 5246 \times 10^3 \times 0.475}{360 \times 30} = 14497 \text{ N}$$

$$b = \phi d_p = 1.5 \times 30 = 45 \text{ mm}$$

取  $L = 1.6b$ ，则  $L = 1.6 \times 45 = 72 \text{ mm}$ 。代入弯曲强度验算公式得

$$\sigma_{F2} = \frac{2.5 F_1}{d_p^3} \times \left( L - \frac{b}{2} \right) = \frac{2.5 \times 14497}{30^3} \times \left( 72 - \frac{45}{2} \right) = 66.44 \text{ MPa}$$

$\sigma_{F2} \leq \sigma_{F2p} = 66.4 \text{ MPa}$ ，故销齿弯曲强度足够。

按表 13-7-2 中弯曲强度验算公式来校核齿轮轮齿弯曲强度：

$$\sigma_{F1} = \frac{16 F_1}{b \cdot p} = \frac{16 \times 14497}{45 \times \frac{30}{0.475}} = 81.61 \text{ MPa}$$

$\sigma_{F1} \leq \sigma_{F1p} = 142 \text{ MPa}$ ，故齿轮轮齿弯曲强度足够。

(5) 几何尺寸计算 (参看表 13-7-1)

齿轮齿数  $z_1 = 13$

销轮齿数  $z_2 = 360$

销齿直径  $d_p = 30 \text{ mm}$

$$\text{齿距 } p = \frac{d_p}{0.475} = \frac{30}{0.475} = 63.16 \text{ mm}$$

$$\text{齿轮节圆直径 } d_1 = pz_1/\pi = 63.16 \times 13/\pi = 261.4 \text{ mm}$$

$$\text{销轮节圆直径 } d_2 = pz_2/\pi = 63.16 \times 360/\pi = 7237.6 \text{ mm}$$

$$\text{齿轮齿根圆角半径 } \rho_f = (0.515 \sim 0.52) d_p = (0.515 \sim 0.52) \times 30 = 15.45 \sim 15.6 \text{ mm, 取 } \rho_f = 15.5 \text{ mm}$$

齿轮齿根圆角半径中心至节圆圆周距离

$$c = (0.04 \sim 0.05) d_p = (0.04 \sim 0.05) \times 30 = 1.2 \sim 1.5 \text{ mm, 取 } c = 1.5 \text{ mm}$$

$$\text{齿轮齿顶高 } h_a = 0.43p = 0.43 \times 63.16 = 27.16 \text{ mm}$$

$$\text{齿轮齿根高 } h_f = \rho_f + c = 15.5 + 1.5 = 17 \text{ mm}$$

$$\text{齿轮全齿高 } h = h_a + h_f = 27.16 + 17 = 44.16 \text{ mm}$$

齿轮齿廓过渡圆弧半径

$$R = (0.3 \sim 0.4) d_p = (0.3 \sim 0.4) \times 30 = 9 \sim 12 \text{ mm, 取 } R = 10 \text{ mm}$$

$$\text{齿轮齿顶圆直径 } d_{a1} = d_1 + 2h_a = 261.4 + 2 \times 27.16 = 315.7 \text{ mm}$$

$$\text{齿轮齿根圆直径 } d_{f1} = d_1 - 2h_f = 261.4 - 2 \times 17 = 227.4 \text{ mm}$$

中心距  $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{261.4 + 7237.6}{2} = 3749.5\text{mm}$

齿轮齿宽  $b = 1.5 d_p = 1.5 \times 30 = 45\text{mm}$

销齿计算长度  $L = 1.6 b = 1.6 \times 45 = 72\text{mm}$

销齿中心至夹板边缘距离

$l = (1.5 \sim 2) d_p = (1.5 \sim 2) \times 30 = 45 \sim 60\text{mm}$ , 取  $l = 45\text{mm}$

销轮夹板厚度  $\delta = (0.25 \sim 0.5) d_p = (0.25 \sim 0.5) \times 30 = 7.5 \sim 15\text{mm}$ , 取  $\delta = 10\text{mm}$

验算夹板挤压强度: 按表 13-7-2 中验算公式验算, 并取许用挤压应力  $\sigma_{pr} = 98\text{MPa}$

$\sigma_{pr} = \frac{F_t}{2d_p \cdot \delta} = \frac{14497}{2 \times 30 \times 10} = 24.6\text{MPa}$

$\sigma_{pr} \leq \sigma_{pr} = 98\text{MPa}$ , 夹板挤压强度足够。

(6) 绘制零件工作图 (见图 13-7-7、图 13-7-8)

注: 销齿面高频淬火, 淬硬深度 2mm, 表面硬度 40HRC。

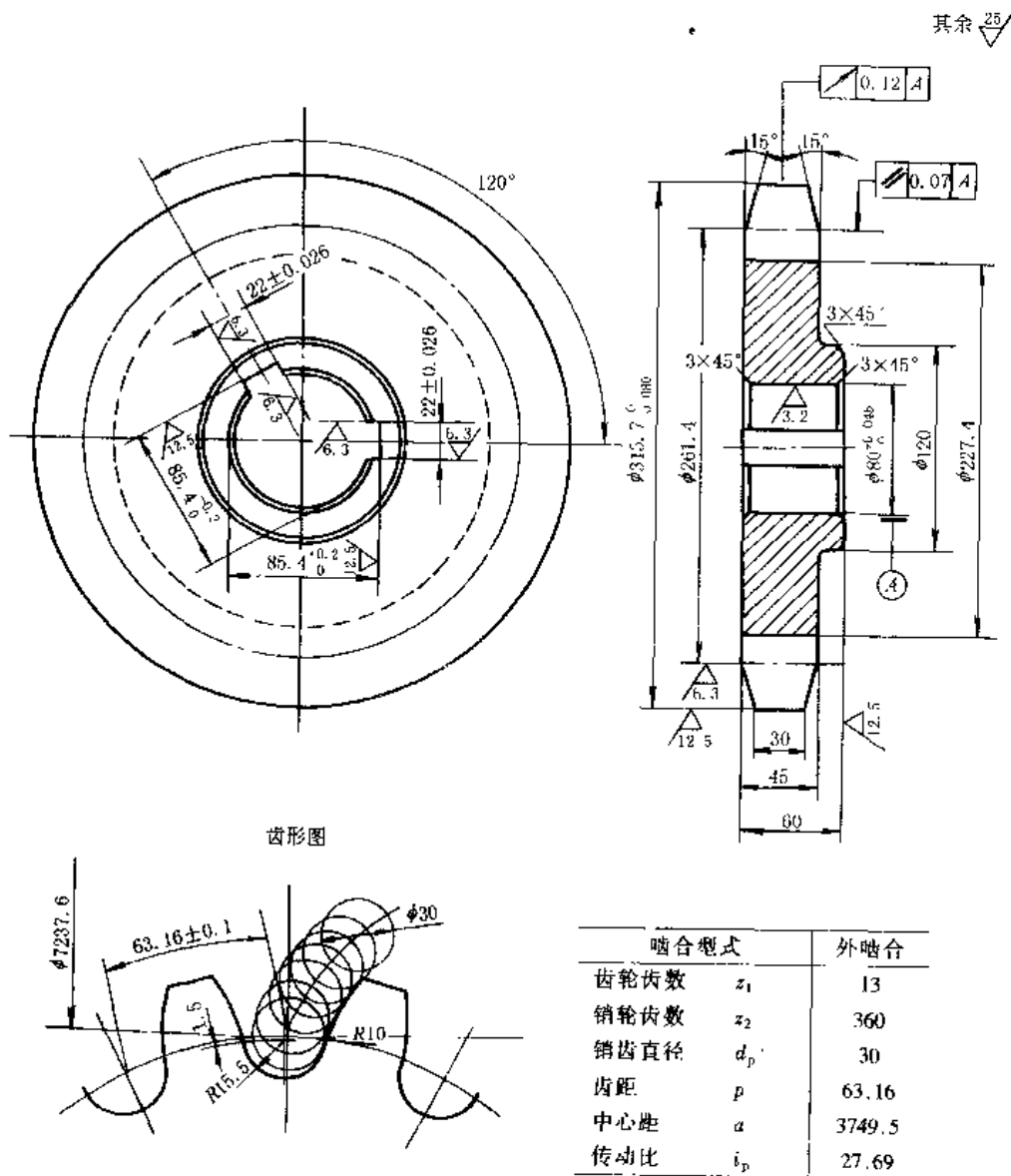
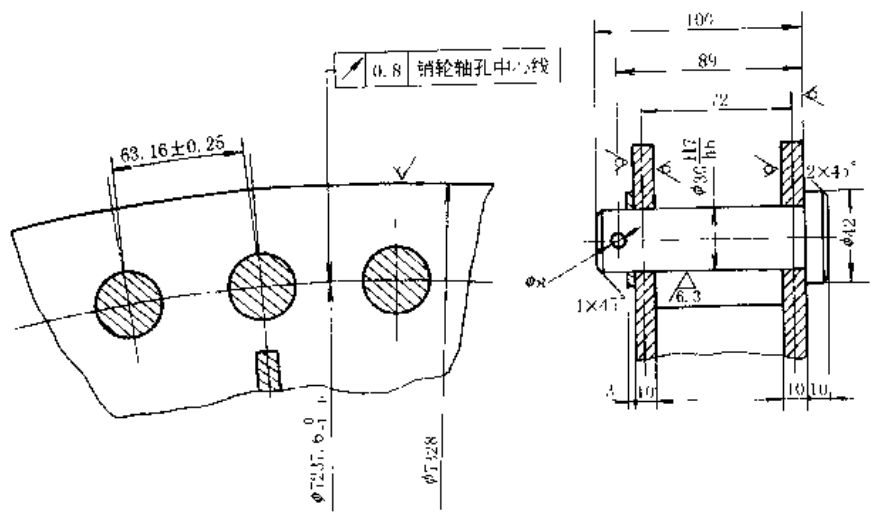


图 13-7-7 齿轮工作图

注: 齿面高频淬火, 淬硬深度 2mm, 表面硬度 50HRC。

其余  $\sqrt{25}$



注：销齿面高频淬火，淬硬深度 2mm，表面硬度 40HRC。

啮合型式		外啮合	啮合型式		外啮合
齿轮齿数	$z_1$	13	齿距	$p$	63.16
销轮齿数	$z_2$	360	中心距	$a$	3749.5
销齿直径	$d_p$	30	传动比	$i'_p$	27.69

图 13-7-8 销轮工作图

# 第8章 活齿传动

## 1 概 述

随着原动机和工作机向着多样化方向的发展,对传动装置的性能要求也日益苛刻。为了适应这一要求,除对齿轮、蜗杆蜗轮等传统的传动装置作大量的研究和改进外,近20多年来,人们还研究出了多种新型传动装置,如谐波传动、摆线针轮传动等。这些传动都成功地应用于许多行业的各种机械装置中。

活齿传动是一种新型传动。美、俄、英、德等国早年均有研究,有的已形成商品上市,但都以各自的结构特点命名,如偏心圆传动、滑齿传动、随动齿传动等。20世纪70年代以来,中国也先后发明了多种新型传动,其中有好几种是属于活齿传动类的,也是以其某些结构特点来命名,例如滚道减速器、滚珠密切圆传动、变速轴承、推杆减速器等。中国学者经过多年研究,于1979年提出活齿波动传动的论述,认为活齿传动是一种有别于其他刚性啮合传动的独立传动类型。这类传动也有多种结构形式,但它们在原理上有共同特点,都是利用一组中间可动件来实现刚性啮合传动;在啮合的过程中,相邻活齿啮合点间的距离是变化的,这些啮合点沿圆周方向形成蛇腹蠕动式的切向波,实现了连续传动。这些都是独特的,因此将这种传动命名为“活齿波动传动”,简称“活齿传动”。这一命名已为本行业所采用。前面提到的几种新型传动,以及活齿针轮减速器、套筒活齿传动等,都属于活齿传动。

活齿传动与一般少齿差行星齿轮传动类似,单级传动比大;都是同轴传动,但同时啮合齿数更多,承载能力和抗冲击能力较强;由于不需要一般少齿差行星齿轮传动所必需的输出机构,使得结构比较紧凑,功率损耗小。活齿传动可广泛用于石油化工、冶金矿山、轻工制药、粮油食品、纺织印染、起重运输及工程机械等行业的机械中作减速用。需要时,也可作增速用。

中国的活齿传动技术发展比较迅速,多种活齿减速器都通过了试制试用阶段,逐步形成规模生产。但对比传统的减速器来说,应用还不普遍,标准化、系列化工作还不完善。活齿传动潜在的优良性能还没有充分开发出来,未能在国民经济中创造出较大的经济效益。因此,在行业中普及和推广活齿传动技术,正是当务之急。

本章将介绍的全滚动活齿传动,是一种新型活齿传动,其特点是改进了传力结构,基本上消除了现有活齿传动中的滑动摩擦,使活齿传动的优良特性得以进一步发挥。实验室试验和与其他同类产品的对比试验均证实其性能优良,这一新型传动现正在逐步推广之中。

## 2 活齿传动工作原理

活齿传动由3个基本构件组成:激波器(J)、活齿齿轮(H)和固齿齿轮(G)。工作时,激波器周期性地推动可作往复运动的活齿,这些活齿与固齿齿廓的啮合点形成了蛇腹蠕动式的切向波,从而与固齿齿轮形成连续的驱动关系。这种切向波形成的条件是活齿与固齿的齿数不同,它们的齿距 $t$ 不相等,即 $t_g \neq t_h$ 。正是由于齿距不同,啮合时发生了“错齿运动”,这种相对运动使得活齿与固齿之间的传动成为可能。

现以作直线运动的活齿传动模型,来说明这种“错齿运动”的发生过程,从而了解活齿传动的基本原理。

作直线布置时,传动原理的机构模型如图13-8-1所示。此时,激波器J是凸轮板,活齿齿轮H是装有一组活齿的活齿架,固齿齿轮G是齿条。

设 $L$ 为激波器的一个波长,对应于此波长内的活齿齿数为 $z_h$ ,固齿齿数为 $z_g$ 。设计时取

$$z_g = z_h \pm i$$

式中 “+”——当H固定时,“+”表示J与G同向传动;

“-”——当H固定时,“-”表示J与G反向传动。

图13-8-1所示为 $z_g = z_h - 1$ 时的情况。当如图13-8-1a所示状态时,若活齿架 $H_h$ 固定,凸轮板J若向右移动则将逐一压下右边诸活齿,活齿的齿头推动齿条G向左移动;同时放松左边诸活齿,而正在向左移动的齿条的各个齿,分别将左边的活齿顶起,并贴近凸轮板。当凸轮板向右移动了 $L/2$ 后,状态如图13-8-1b所示。此时,若继续向右移动凸轮板,则将压下左边诸活齿,推动齿条继续向左移动,致使右侧诸活齿被齿条驱动而复位。即当连续不断地向右移动凸轮板时,每隔半个波长 $L/2$ ,凸轮板就交替压下左边和右边的活齿,推动齿条连续不断



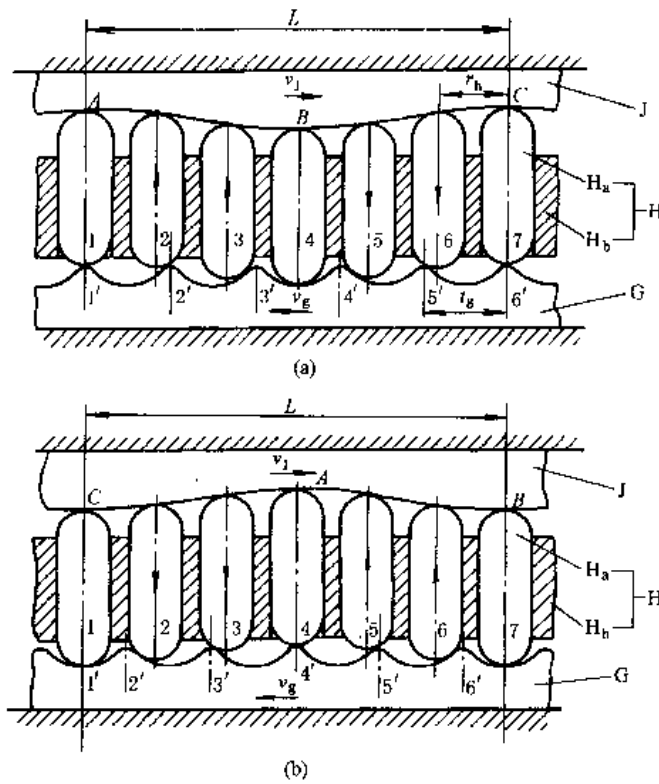


图 13-8-1 活齿传动原理的机构模型  
 J—激波器 (凸轮板); H—活齿齿轮 ( $H_a$ —活齿;  
 $H_b$ —活齿架); G—固齿齿轮 (齿条)

地向左移动, 反之亦然。啮合是连续、重叠而交替进行的, 所以不存在死点。

可以看出, 当凸轮板移动一个波长  $L$  时, 活齿与固齿之间错动一个齿, 即齿条移动了一个齿距  $t_g$ , 这就是错齿运动。

因此, 由图 13-8-1 可以得出 J 与 G 之间的传动比  $i_{JG}$  为

$$i_{JG} = \frac{L}{t_g} = \frac{z_g \times t_g}{t_g} = z_g$$

同理, 当齿条固定时, 凸轮板移动一个波长  $L$  时, 活齿与固齿之间同样错动一个齿, 即活齿架移动了一个齿距  $t_h$ , 因此可以得出 J 与 H 之间的传动比  $i_{JH}$  为

$$i_{JH} = \frac{L}{t_h} = \frac{z_h \times t_h}{t_h} = z_h$$

上述活齿传动的三个基本构件, 任意固定其中一件, 则其他两件可互为主、从动件。三件间也可形成差动传动。

### 3 中国现有的几种活齿传动结构类型简介

将上述直线运动的活齿传动模型绕成圆环, 就形成旋转运动的径向活齿传动。利用上述活齿传动的基本原理, 采用不同的活齿结构和不同的啮合方案, 形成了多种类型的活齿传动。具有代表性的有如图 13-8-2 所示的几种基本结构。

#### (1) 滚子活齿传动

图 13-8-2a 所示为滚子活齿传动。这种传动是由偏心轮通过滚动轴承驱动一组装于活齿架径向槽中的圆柱形滚子作径向运动, 迫使滚子与内齿圈的齿相啮合。由于内齿圈的齿数与活齿的齿数相差一个齿, 因此, 滚子在啮合时产生周向错齿运动, 由滚子直接推动活齿架而输出减速运动。这种传动的内齿圈齿廓应该是活齿滚子的共轭

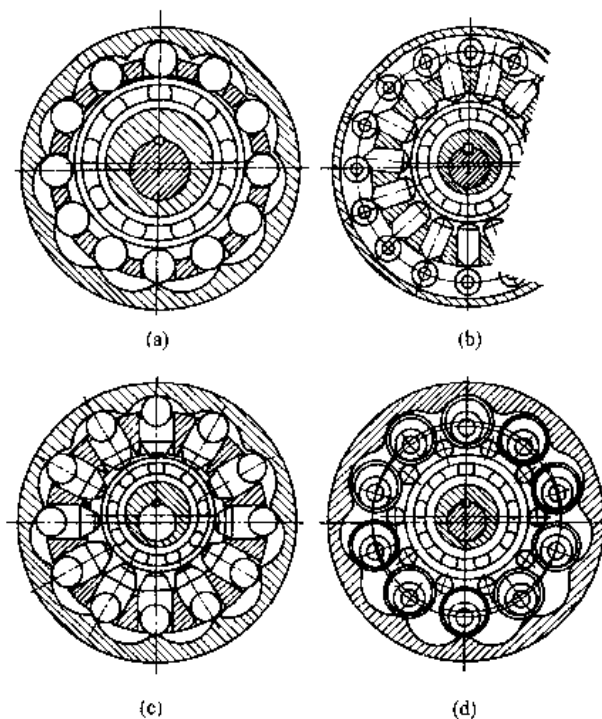


图 13-8-2 几种活齿传动的基本机构简图

曲线。由于这种传动的活齿滚轮是在内齿圈的齿廓上滚动，内齿齿廓也被称为“滚道”，因此，这种传动也称为“滚道减速器”。为了能用通用设备加工出内齿圈齿廓，有人用多段圆弧来近似取代准确的包络曲线。这种齿廓称为“密切圆”齿廓，因此，有人就称这样的传动为“密切圆传动”。只要齿廓拟合得足够精确，传动的瞬时速比误差可以达到实用要求的水平。

滚子活齿传动具有活齿传动所共有的同轴传动结构紧凑、多齿啮合承载能力大和过载能力强的特点，但是由于活齿滚子在滚动的同时，又在径向槽内作往复运动，在滚子与径向槽的接触力点处，将产生较大的相对滑动，引起摩擦、磨损和发热。所以这种传动只适用于小功率传动。

### (2) 活齿针轮传动

图 13-8-2b 所示为活齿针轮传动。为了解决活齿传动内齿齿廓曲线加工的困难，吸取摆线针轮传动的成功经验，采用针轮为内齿圈；活齿为分布于活齿盘径向孔中的圆柱形活齿销，其上端与针轮针齿相啮合的部分做成楔形的两个斜面。活齿的齿数与针齿的齿数相差一个齿。驱动部分仍然是装于输入轴上的偏心盘和转臂轴承。传动时，偏心盘通过转臂轴承驱动活齿销在活齿盘的径向孔中作径向运动，活齿销的楔形齿头与针齿相啮合，迫使活齿产生周向错齿运动，由活齿销推动活齿盘直接输出减速运动。由于活齿为一圆柱体，有人称这种传动为“销齿传动”或“推杆传动。”

活齿针轮传动结构简单、紧凑，多齿啮合承载能力大。但与针齿啮合的活齿的楔形啮合部分是一种近似齿形，影响到传动的平稳性和噪声，使得其应用受到限制。若将楔形齿头也做成包络曲线的齿面，技术上是可行的，但给加工又带来新的麻烦。同样，活齿与活齿盘之间也存在滑动摩擦，也有磨损和发热问题，但由于是以较大的圆柱面承受载荷，摩擦和磨损的问题较滚子活齿传动有所改善。

### (3) T型活齿传动

图 13-8-2c 所示为 T 型活齿传动。该传动是综合上述 a、b 两种传动的某些特点而形成的一种活齿传动。其中驱动部分和前两种传动一样；内齿圈与 a 相同，活齿架与 b 相同。

活齿由顶杆和滚子两部分组成：顶杆为圆柱状结构，装于活齿盘的径向孔中，顶部做成月牙形；滚子为一圆柱体，置于顶杆的月牙形槽中，是活齿的啮合部分。顶杆轴线与滚子的轴线相垂直，组成“T型活齿”。正是由于这个缘故，有人称这种传动为“T型活齿传动”。也有人从活齿是由两件组成这一角度来看，称为“组合活齿传动”。有的设计者将顶杆的两端都做成月牙形，两端都装上滚子，以减少顶杆尾部与偏心轮上轴承外环的摩擦；并且将整个活齿传动做成一个通用机芯部件，好像滚动轴承一样，供设计者选用，称为“变速轴承”。

T型活齿传动由于滚子和内齿圈的齿廓可以形成准确的共轭关系,因此可以克服活齿针轮传动不平稳的缺点;活齿的顶杆以较大的圆柱面与活齿盘接触传力,而且滚子的滚转所产生的滑动摩擦转移到顶杆的月牙槽中,使得活齿与活齿盘之间磨损和发热的问题得以缓解。因此,T型活齿传动的运转较为平稳,比前两种传动具有更高的承载能力。但是,T型活齿传动由于需要加工月牙槽,尺寸链增加了三个环节,使制造难度增大,传动精度降低。顶杆与活齿盘和活齿之间仍然有往复的滑动摩擦,使得传动效率仍不理想,磨损和发热的问题依然存在。在顶杆的下部加装滚子的办法更增加了结构的复杂性和加工难度,增大了传动误差,而顶杆与转臂轴承接触处的滑动摩擦和磨损问题并不严重,加装滚子的办法只转移了滑动摩擦的位置,实际上并不能改善传动的性能,反而会造成负面的影响。由此可见,活齿传动中的滑动摩擦问题仍然是限制活齿传动应用的主要障碍。

#### (4) 套筒活齿传动

图 13-8-2d 所示为套筒活齿传动。该传动与其他活齿传动有很大的不同,它是以尺寸较大的圆形套筒作为活齿,以隔离滚子来限定套筒活齿的角向分布而不需要活齿盘。在套有滚动轴承的偏心盘驱动下,全部套筒活齿和隔离滚子随偏心盘一起作平面运动,形成一个轮齿可以自转的“行星齿轮”。由于其轮齿是作滚摆运动的圆形,因此,与之相啮合的内齿圈的齿廓为内摆线。只有在这个内齿圈的限定下,这个由套筒活齿和隔离滚子组合成的行星齿轮才能存在。这个行星齿轮与内齿圈相啮合而产生的自转,和少齿差行星齿轮传动一样,也需要一个输出机构来输出运动。该传动采用了与摆线针轮传动相同的销轴输出机构(W机构),即将输出轴销轴盘上带套的销轴直接插入套筒活齿的内孔,内孔在销轴上滚转而传动。

套筒活齿传动的特点是:内齿齿廓是内摆线,可以用范成法加工;作为活齿的套筒,具有较好的柔性,可以补偿加工误差的影响;可以使多齿啮合的齿间有均载作用;可以缓解冲击载荷的影响;传力件之间基本上是滚动接触,传动效率较高。但是,这种传动要求套筒活齿具有较大的直径才能具有足够的柔性,才能满足输出机构的结构和强度要求。这就限制了这种传动不可能具有较大的速比,使活齿传动单级速比大、多齿啮合的优点不能发挥。另外,由于有输出机构的存在,对于传动效率、传动精度、承载能力和制造成本都有负面的影响。

套筒活齿传动从原理来看应该不属于活齿传动类型。因为它虽然也是通过一组中间可动件来实现刚性啮合传动,但工作时啮合齿距是不变的。它和摆线针轮传动、少齿差行星齿轮传动更为相近。所不同的是该传动的“行星齿轮”是由套筒和分离滚柱组成。而且这个行星齿轮只有在与之形成包络的内齿圈的包围下才能存在。因此可以认为是一种“离散结构的行星齿轮”。套筒活齿传动实质上属于少齿差行星齿轮传动的另一个理由是:和摆线针轮传动、少齿差行星齿轮传动一样,都需要一个输出机构,而活齿传动是不需要输出机构的。但由于它是在中国多种活齿传动发展的高峰时期出现的,从结构上来看,“轮齿”也是活动的,因此也被列为活齿传动。为了从多方面了解中国现有的活齿传动的情况,本章在这里也一并介绍。

## 4 全滚动活齿传动 (ORT 传动)

从上面介绍的几种活齿传动可以看出,在一般情况下,在活齿传动中至少有一个啮合件的齿廓必须是按包络原理而得出的特殊曲线。这就使得这种活齿传动在实际使用中受到限制,不易普遍推广。为了克服这一困难,有些活齿传动就是以简单的直线或圆弧齿廓来近似地取代特殊曲线的廓,使活齿传动能在实用所必需的精度范围内,实现等速共轭运动。滚珠密切圆传动以及活齿针轮传动就是属于这一类的活齿传动。当然,这种近似共轭曲线的取代,必然使传动性能受到严重影响。近年来,数控加工技术的发展,使得特殊曲线齿廓的加工不再成为困难。采用理想的包络曲线,使活齿传动的优良特性得以发挥。因此,准确包络曲线的活齿传动得到新的发展。另一方面,从上面介绍的几种活齿传动还可以看出,除套筒活齿传动以外,现有的各种活齿传动的的基本结构中,在传力零件间不可避免地存在滑动摩擦,使得磨损和发热问题严重,传动效率不能提高。这个问题成为限制活齿传动优良性能得以发挥的主要障碍,也成为研究活齿传动的同行们所共同关注的问题。套筒活齿传动就是企图解决这一问题的一个实例。只不过套筒活齿传动虽然消除了滑动摩擦,但失去了活齿传动速比大、同时啮合齿数多、不需要输出机构等重要特点。它实质上回到少齿差行星齿轮传动的范畴。

本章介绍的全滚动活齿传动,就是为了消除现有活齿传动中的滑动摩擦的一种成功的尝试。在全滚动活齿传动中,既能实现等速共轭传动,又能做到全部传力零件之间基本上是处于滚动接触状态,使得全滚动活齿传动的优越性能得以充分发挥。

### 4.1 全滚动活齿传动的的基本结构

全滚动活齿传动简称 ORT 传动 (Oscillatory Roller Transmission)。它是用以下三个部件组成,如图 13-8-3 所示,

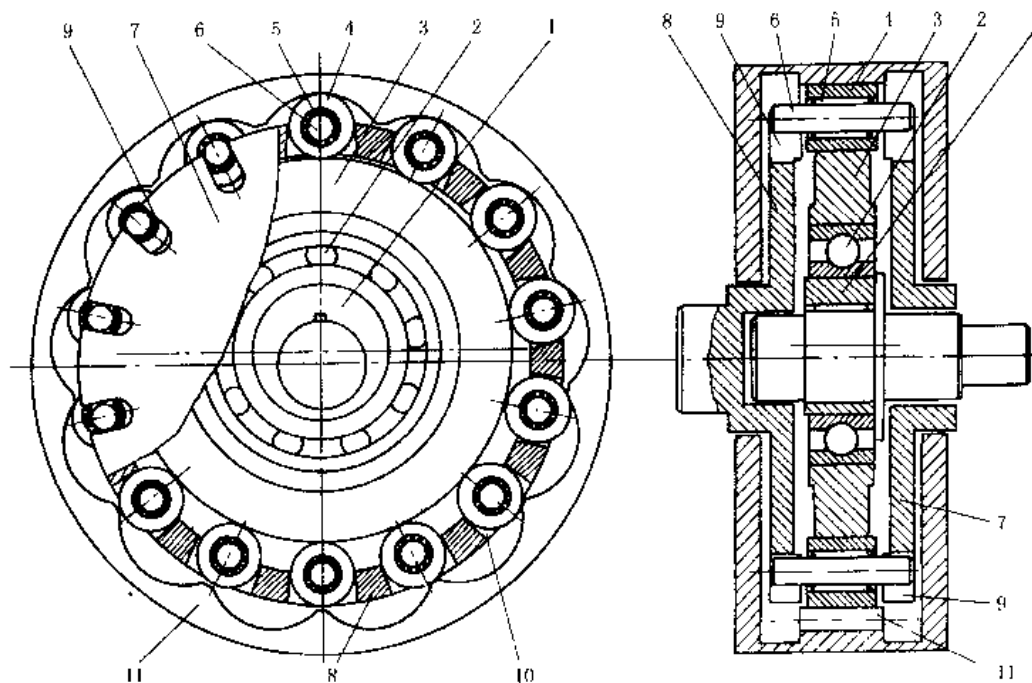


图 13-8-3 ORT 传动的基本结构简图

1—偏心轮（偏心圆盘）；2—滚动轴承；3—激波盘；4—圆套筒形滚轮；  
5—滚针轴承；6—销轴；7—传力盘；8—活齿盘；9 径向销轴槽；10 滚轮槽；11 固齿齿轮

#### (1) 激波器

由装于输入轴上的偏心轮 1，外套一个滚动轴承 2 和激波盘 3 组成。滚动轴承 2 也称为激波轴承或转臂轴承。

#### (2) 活齿齿轮

以圆套筒形滚轮 4 用滚针轴承 5 支承于销轴 6 上作为活齿；活齿架由直接与输出轴相联接的活齿盘 8 和传力盘 7 相联结而成。活齿盘 8 上开有  $z_h$  个均匀分布的径向销轴槽 9 和滚轮槽 10，传力盘 7 只对应地开有  $z_h$  个均匀分布的径向销轴槽 9。销轴槽 9 与销轴 6 为动配合，而滚轮槽 10 与滚轮 4 之间留有较大间隙。 $z_h$  个活齿以销轴 6 的两端支承于活齿盘 8 和传力盘 7 的销轴槽 9 中，滚轮 4 随之卧入活齿槽中，组成活齿齿轮。工作时，销轴 6 在激波器的驱动下在销轴槽 9 中沿径向滚动，而滚轮 4 不与滚轮槽 10 接触。对于一般传动，可以省去滚针轴承 5 而将滚轮 4 直接套在销轴 6 上。由于在工作时滚轮 4 与销轴 6 之间只有断续的低速相对滑动，而且摩擦条件较好，对传动性能影响不大。

#### (3) 固齿齿轮

固齿齿轮 11 是一个具有  $z_g = z_h \pm 1$  个内齿的齿圈，其齿廓曲线是圆形滚轮 4，在偏心圆激波器的驱动下作径向运动，同时又按速比  $i$  作等速周向运动时的包络曲线。

将以上三个部件同轴安装，就组成了 ORT 传动。基本结构简图如图 13-8-3 所示。采用这一基本结构，使活齿传动的优点得以充分发挥。首先，活齿滚轮尺寸不大，一级传动中可以安排较多的活齿，做到多齿啮合，传动比大；其次，内齿圈的齿廓采用准确的包络曲线，啮合齿之间可以实现准确的共轭啮合，保证活齿传动多齿啮合，传动平稳的特点；其三，这一方案的传力结构，可以做到全部运动件间基本上处于滚动接触状态，实现高承载能力和高效率的传动。

ORT 传动本身的试验和与多种现有传动的对比试验，均证实了这种传动的优越性，使活齿传动这一性能优良的传动装置在推广应用处于有利地位。现在，ORT 传动已获得中国发明专利权和美国发明专利权，并且在中国的一些行业应用成功，正在逐步推广应用中。

运用 ORT 传动原理可以开发出通用的 ORT 减速器系列。这种通用的传动部件可广泛用于石油化工、冶金矿山、轻工制药、粮油食品、纺织印染、起重运输及工程机械等行业的机械中作减速用；需要时，也可作增速用。

在一些受空间尺寸限制而不能单独用减速器的机械装置，可将 ORT 传动直接设计在专用部件之中，可满足在极为紧凑的空间尺寸限制下，实现大速比、大扭矩、高效率的传动。

### 4.2 ORT 传动的运动学

将本章第 2 节所述的作直线运动模型的一个或若干个波长绕成圆形，使活齿和固齿均呈径向分布，则形成径向活齿传动。一般取一个波长，则形成单波径向活齿传动。此时，只要能正确设计激波器（凸轮）的轮廓曲线和活齿、固齿的齿廓曲线，就能实现上述三构件间的相对运动关系，实现瞬时速比恒定的径向活齿传动。以圆形滚轮作为活齿，以偏心圆盘为激波器，以准确包络曲线为内齿齿廓的固齿齿轮所组成的 ORT 传动，就是这种传动的典型，如图 13-8-3 所示。由于 ORT 传动中活齿的齿廓和激波器都选用圆形，因此，只要按包络原理设计固齿齿廓曲线，就可实现恒定速比的传动。

图 13-8-3 中，偏心圆盘 1 固定在输入轴上，激波盘 3 用滚动轴承 2 装于偏心圆盘 1 上，组成激波器 J。圆筒形滚轮 4、滚针轴承 5 和销轴 6 组成活齿。活齿架由活齿盘 8 和传力盘 7 联结而成，活齿销轴 6 的两端支承在活齿架上的径向槽 9 中可沿径向滚动。一组活齿装于活齿架上组成活齿齿轮 H。固齿齿轮 G 固定在壳体上，与激波器 J 和活齿齿轮 H 同心地安装于同一轴线上。固齿齿轮的齿廓做成活齿由偏心圆激波器以  $n_j$  转速驱动，固齿齿轮按  $n_g = n_j/i$  转速转动时活齿滚轮的包络曲线制作。

设激波器 J 的转速为  $n_j$ ，活齿齿轮 H 的转速为  $n_h$ ，固齿齿轮的转速为  $n_g$ 。根据相对运动原理，用转化机构法，可求得三构件之间的运动关系：

$$i_{jg}^h = \frac{n_j - n_h}{n_g - n_h} = \frac{z_g}{z_g - z_h} = \frac{z_g}{a} = \pm z_g$$

式中  $z_g$ ——固齿齿轮齿数；

$z_h$ ——活齿齿轮齿数；

$a$ ——激波器波数， $a = z_g - z_h$ ，ORT 传动为单波激波器  $a = \pm 1$ 。

上式表明活齿传动中三个基本构件的运动关系。固定不同的构件，可以得到相应的传动比计算公式。见表 13-8-1。

表 13-8-1 几种不同方式的传动比

传动方式	传动比	主从件转向	应用	
活齿架固定 ( $n_h = 0$ )	$\frac{H}{J \rightarrow G}$	$i_{jg} = \frac{z_g}{z_g - z_h}$	当 $z_g > z_h$ 时，同向 当 $z_g < z_h$ 时，反向	大减速比传动
	$\frac{H}{G \rightarrow J}$	$i_{jg} = \frac{z_g - z_h}{z_g}$	当 $z_g > z_h$ 时，同向 当 $z_g < z_h$ 时，反向	大增速比传动
固齿轮固定 ( $n_g = 0$ )	$\frac{G}{J \rightarrow H}$	$i_{jh} = \frac{-z_h}{z_g - z_h}$	当 $z_g > z_h$ 时，反向 当 $z_g < z_h$ 时，同向	大减速比传动
	$\frac{G}{H \rightarrow J}$	$i_{hj} = \frac{z_g - z_h}{-z_h}$	当 $z_g > z_h$ 时，反向 当 $z_g < z_h$ 时，同向	大增速比传动
激波器固定 ( $n_j = 0$ )	$\frac{J}{G \rightarrow H}$	$i_{gh} = \frac{z_h}{z_g}$	同向	速比其小的减速或增速传动
	$\frac{J}{H \rightarrow G}$	$i_{hg} = \frac{z_g}{z_h}$	同向	速比其小的减速或增速传动

### 4.3 基本参数和几何尺寸

ORT 传动有传动比、齿数、固齿分度圆直径、活齿滚轮直径、偏心量等五个基本参数。根据设计要求选定这些参数后，可按照图 13-8-4 计算出 ORT 传动的几何尺寸。

#### 4.3.1 基本参数

(1) 传动比

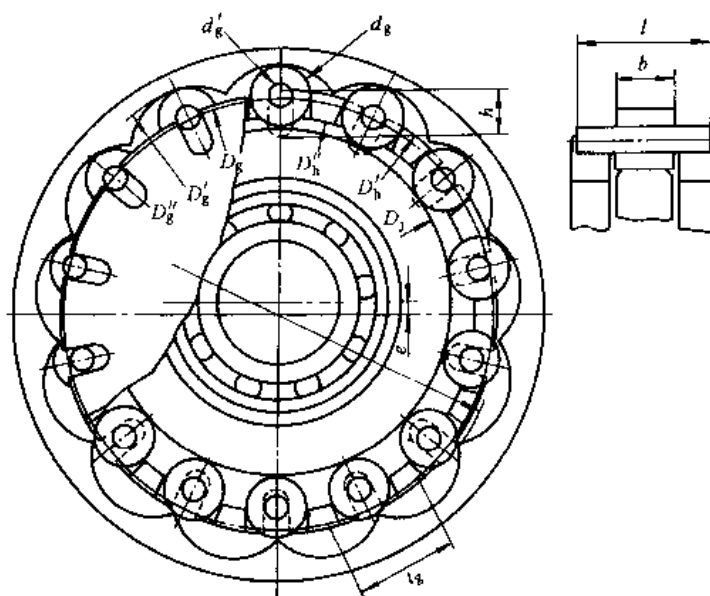


图 13-8-4 ORT 活齿传动的主要参数和几何尺寸

$$\begin{aligned}
 &D_g \text{——固齿齿轮分度圆直径； } z_g \text{——固齿齿轮齿数； } i \text{——传动比} \\
 &t_g = D_g \times \sin(180^\circ/z_g); \quad d_g = (0.4 \sim 0.6)t_g; \quad d_g' = (0.4 \sim 0.7)t_g; \\
 &e = (0.15 \sim 0.24)d_g; \quad R_j = D_g/2 - d_g/2 - e; \quad D_j = 2R_j; \quad D_g' = D_g + d_g; \\
 &D_g'' = D_g' - 4e; \quad D_h' = D_g'' - (0.4 \sim 2); \quad D_h'' = 2(R_j + e + 0.2 \sim 0.5); \\
 &b = (1 \sim 1.5)d_g; \quad l = 2b; \quad h = d_g/2 + d_g'/2
 \end{aligned}$$

ORT 传动用作减速器时，最基本的传动型式是：固齿齿轮 G 固定，由激波器 J 输入，经活齿齿轮 H 输出。此时，减速器传动比的计算公式为：

$$i_{j_h} = \pm z_h$$

式中 “+” ——表示同向传动，此时  $z_g < z_h$ ；

“-” ——表示反向传动，此时  $z_g > z_h$ 。

考虑到有利于减少 ORT 活齿减速器中的损耗和便于结构设计，一般按同向传动设计。

传动比是设计时给定的参数。ORT 减速器的传动比在下列范围选取：

单级传动，取  $i = 6 \sim 45$

双级传动，取  $i = 36 \sim 1600$

(2) 齿数

由传动比计算公式可知：

活齿齿数  $z_h = i$ ；

固齿齿数  $z_g = i \pm 1$ ；

同向传动时，取负号， $z_g = z_h - 1$ ；

反向传动时，取正号， $z_g = z_h + 1$ 。

(3) 固齿齿轮分度圆  $D_g$

固齿齿轮分度圆  $D_g$  是决定减速器结构尺寸大小和承载能力的基本参数，其值由强度计算和结构设计确定。初步设计时，可参照现有的相近类型的减速器选定，最后由强度计算确定。另外，固齿齿轮分度圆  $D_g$  的选定，还要考虑标准化和系列化设计的要求。同时，还要考虑加工条件的限制。固齿齿轮分度圆  $D_g$  选定后，可根据固齿齿数  $z_g$  计算出固齿弦齿距  $t_g$ 。此参数用作选定某些参数时的依据。

固齿弦齿距由以下公式计算：

$$t_g = D_g \sin \frac{180^\circ}{z_g}$$

(4) 活齿滚轮  $d_g$  和销轴直径  $d_g'$

活齿滚轮直径  $d_g$  是根据活齿与固齿的共轭特性和结构的可行性来选定的。一般取

$$d_g = (0.4 \sim 0.6) t_g$$

活齿滚轮直径太大时, 易发生齿尖干涉, 减少共轭齿数; 太小则不利于强度和结构安排。设计时, 通过齿廓曲线计算和齿廓的静态模拟图来判断和选定。

一般情况下, 活齿滚轮直接用销轴支承, 销轴直径  $d'_g$  取

$$d'_g = (0.4 \sim 0.7) d_g$$

当要求传动效率高而活齿滚轮直径又许可时, 活齿滚轮和销轴之间可以用滑动轴承套、滚针轴承或其他滚动轴承支承; 当滚轮直径很小时, 也可以不用活齿滚轮而直接用销轴作为活齿与固齿啮合而传动。一般销轴应尽量选用标准滚针或滚柱。

#### (5) 偏心距 $e$

偏心距  $e$  的大小直接影响啮入深度、压力角和受力特性。同时, 偏心距  $e$  还是影响齿廓曲线和啮合特性的重要参数。设计时, 也要通过齿廓曲线计算和齿廓的静态模拟来判断和选定。

初步选定, 然后按正确啮合条件进行修正计算。

初选时, 可取

$$e = (0.15 \sim 0.24) d_g$$

### 4.3.2 几何尺寸

基本参数选定后, 可按图 13-8-5 计算 ORT 活齿传动各部的几何尺寸。

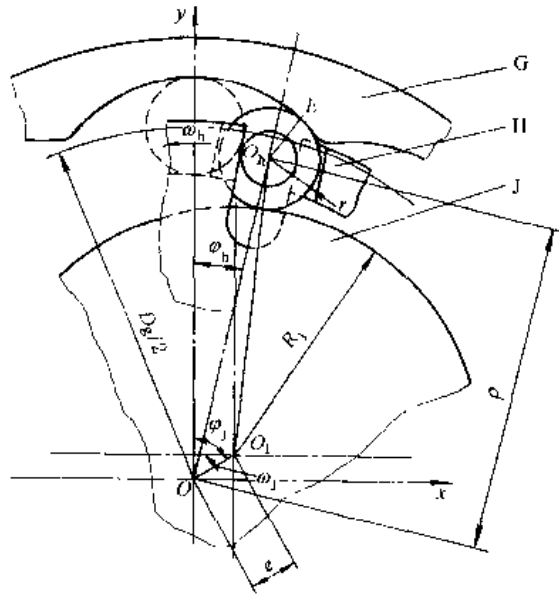


图 13-8-5 ORT 传动固齿齿廓曲线计算

#### (1) 激波器

激波器的主要尺寸是激波盘的外径  $D_j$ :

$$D_j = 2 \times \left( \frac{D_g}{2} - \frac{d_g}{2} - e \right)$$

激波盘的内径由偏心轮上所选滚动轴承的外径而定。当激波盘的外径  $D_j$  较小而偏心轮上所选滚动轴承的外径较大时, 可用该滚动轴承的外环直接作为激波盘。为了适应滚动轴承外径的标准尺寸, 设计时可根据所选轴承的外径来调整参数  $D_g$ 、 $d_g$  和  $e$ , 使其满足上述公式的要求。

#### (2) 固齿齿轮

当基本参数选定后, 固齿齿轮的尺寸如下:

固齿齿轮齿根圆直径

$$D'_g = D_g + d_g$$

固齿齿轮齿顶圆直径

$$D_g'' = D_g' - 4e$$

(3) 活齿内轮

活齿内轮是由一组活齿滚轮装在活齿架中组成, 活齿滚轮的径向尺寸在参数选择时已经确定, 此处只要确定活齿滚轮的轴向尺寸和活齿架的基本尺寸。

活齿滚轮的宽度

$$b = (0.6 \sim 1.2) d_g$$

活齿销轴长度

$$l = (1.8 \sim 2.2) b$$

活齿架外径

$$D_k' = D_g'' - 2\Delta_1$$

式中, 外径间隙  $\Delta_1 = 0.2 \sim 1$ , 随机型增大而取较大值。活齿架内径

$$D_k'' = 2 \times \left( \frac{D_1}{2} + e \right) + 2\Delta_2$$

式中, 内径间隙  $\Delta_2 = 0.2 \sim 0.5$ , 随机型增大而取较大值。

销轴槽深度

$$h = \frac{d_g}{2} + \frac{d_k'}{2}$$

销轴槽轴向宽度, 即活齿盘和传力盘在该处的厚度

$$b' = \frac{l - b}{2}$$

#### 4.4 ORT 传动的齿廓设计

ORT 传动的齿廓设计是在选定了上述基本参数的基础上进行的。同时, 通过齿廓曲线的计算和图形绘制, 也可验证参数选择是否合理。如有不当, 可以反过来修正参数, 直到齿廓曲线达到较为理想的状态。因此, 参数选择和齿廓设计是交错进行的。

##### 4.4.1 齿廓设计原则和啮合方案

上述径向活齿传动的一个重要问题是, 正确地设计激波器凸轮曲线和活齿、固齿的齿廓曲线。设计这些曲线时应遵循以下原则。

(1) 作等速运动的激波器, 按激波凸轮曲线的规律推动活齿作径向运动, 齿廓设计必须保证按此规律运动的活齿能恒速地驱动固齿, 实现恒速比传动。

(2) 齿廓必须有良好的工艺性, 便于加工制造, 便于标准化、系列化。

(3) 必须保证共轭齿廓的强度高, 同时啮合齿数多 (重叠系数大) 以及滑动率小等。

研究表明, 不同的激波规律所要求的齿廓也不相同。实际上, 凸轮与活齿、活齿和固齿是两对高副, 是四条曲线的关系, 其相互啮合都应按共轭原理, 用包络法求出共轭曲线。为了便于设计和简化结构, 可以先将其中三条曲线选定为便于制造的简单曲线, 然后用包络法设计第四条曲线。

解决这一问题可以采用以下的不同方案。

(1) 先将激波器和活齿齿底设定为某种简单曲线, 使活齿被激波器驱动规律为已知条件, 再设定固齿齿廓为某种简单曲线 (直线或圆弧), 并绕固齿齿轮中心以  $n_g = n_j/i$  等速转动, 活齿齿头齿廓做成活齿与固齿相对运动时固齿齿廓的包络曲线。

(2) 先将激波器和活齿齿底设定为某种简单曲线, 使活齿被激波器驱动规律为已知条件, 再设定活齿齿头齿廓为某种简单曲线 (直线或圆弧), 并绕固齿齿轮中心以  $n_h = n_j/i$  等速转动, 固齿齿廓做成活齿与固齿相对运动时活齿齿廓的包络曲线。

(3) 活齿齿头和固齿齿廓均选用简单曲线并按设定的速比关系相对运动, 再设定活齿齿底为直线或圆弧而激波器的轮廓设计成两齿廓等速共轭运动所需的曲线。

(4) 活齿齿头和固齿齿廓均选用简单曲线并按设定的速比关系相对运动, 再设定激波器的轮廓为圆弧而活齿齿底设计成两齿廓等速共轭运动所需的曲线。这一方案常因活齿齿底太小而无法实现。



前两种简称为“正包络”方案。目前,国内外类似的活齿传动多采用正包络方案(2)。如德国的偏心圆传动,中国的滚道减速器和活齿针轮减速器等均属于此类。

后两种简称为“反包络”方案,或包络的逆解法。这种方案在原理上是可以实现的,但在实际结构中,凸轮与活齿之间不易于实现滚动摩擦。故不宜用于大功率、高效率的传动。

在两种正包络方案中,为了使激波凸轮便于制造和减少滑动,较为理想的结构是,在偏心圆外面套一滚动轴承,组成具有滚动摩擦的偏心圆激波器。因此,在活齿齿廓和固齿齿廓之间,只要选定其中之一,另一就可由包络法求得。现有的多种活齿传动,都是按这种方案设计的。

#### 4.4.2 ORT 传动的齿廓曲线

ORT 传动的齿廓是采用正包络方案设计的。它是用带销轴的圆柱形滚轮作为活齿,活齿的齿头和齿底就是同一圆弧;用圆盘通过滚动轴承套在偏心圆上作为激波器;固齿齿廓做成活齿滚轮按激波器驱动,固齿齿轮以  $n_h = n_j/i$  等速转动时,活齿齿廓的包络曲线。当选定了 ORT 传动的基本参数后,可以用图 13-8-5 求得固齿齿廓曲线各点所在的坐标值。

$$(1) \text{ 活齿滚轮中心 } O_h \text{ 点的轨迹方程 } \begin{pmatrix} x_{Oh} \\ y_{Oh} \end{pmatrix}$$

$$x_{Oh} = \rho \sin \varphi_h$$

$$y_{Oh} = \rho \cos \varphi_h$$

上式中  $\rho$  为活齿滚轮的向径。

$$\rho = e \cos(\varphi_j - \varphi_h) + \sqrt{(R_j + r)^2 - e^2 \sin^2(\varphi_j - \varphi_h)}$$

(2) 活齿滚轮中心  $O_h$  点轨迹的单位外法向量

$$\vec{n}_0 = \begin{pmatrix} \vec{n}_{0x} \\ \vec{n}_{0y} \end{pmatrix} \quad n_{0x} = \frac{-B}{C}$$

$$n_{0y} = \frac{A}{C}$$

式中

$$A = F \sin \varphi_h + \rho \cos \varphi_h$$

$$B = F \cos \varphi_h - \rho \sin \varphi_h$$

$$C = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$F = \frac{d\rho}{d\varphi_h} = -(1-i) e \sin(\varphi_j - \varphi_h) - \frac{(i-1) e^2 \sin(\varphi_j - \varphi_h) \cos(\varphi_j - \varphi_h)}{\sqrt{(R_j + r)^2 - e^2 \sin^2(\varphi_j - \varphi_h)}}$$

(3) 固齿轮齿廓向量方程 ( $\rho_x^*$ )

分别计算出上述各项后,可算出单位外法向量分量  $\vec{n}_{0x}$ 、 $\vec{n}_{0y}$  的数值,然后由下式求得固齿轮齿廓矢径向植值

$$\vec{\rho}_x^* = \begin{pmatrix} \vec{x}_E \\ \vec{y}_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{Oh} + n_{0x}r \\ y_{Oh} + n_{0y}r \end{pmatrix}$$

当选定 ORT 传动的基本参数后,将上述公式的  $\varphi_h$  用  $\varphi_h = \varphi_j/i$  代入,再以  $\varphi_j$  为变数,并选取适当步长,通过计算机,可以以足够的精度求得固齿齿廓曲线的坐标值。

#### 4.5 ORT 传动的典型结构

图 13-8-6 为 ORT 传动设计成通用活齿减速器的典型结构。为了使内部受力均衡而使传动平稳和增大可传动的功率,该减速器设计成双排活齿传动对称布置的结构。两排激波器错开  $180^\circ$ ,两排活齿齿轮对齐而两排固齿齿轮错开半个齿距。这样安排可以使偏心引起的惯性力得以平衡,但两排不在同一平面而产生的惯性力偶矩仍然不能消除。好在 ORT 传动与摆线针轮等少齿差传动一样,一般均用在转速不太高的场合。实际试验和应用证实,ORT 传动产品运转的平稳性完全可以满足使用要求。

图 13-8-6 所示的典型结构,激波器 J 由输入轴 1、偏心轮 3、滚动轴承 4 和激波盘 5 所组成。活齿由圆筒形滚轮 7 和销轴 6 组成。两排活齿架由左右传力盘 10、2 和活齿盘 8 三件用一组螺钉 12 联接成一个整体的双排活齿架。活齿以销轴的两端支承在活齿架的销轴槽 16 中,形成双排活齿齿轮 H。然后,整个活齿齿轮与输出轴 14 用

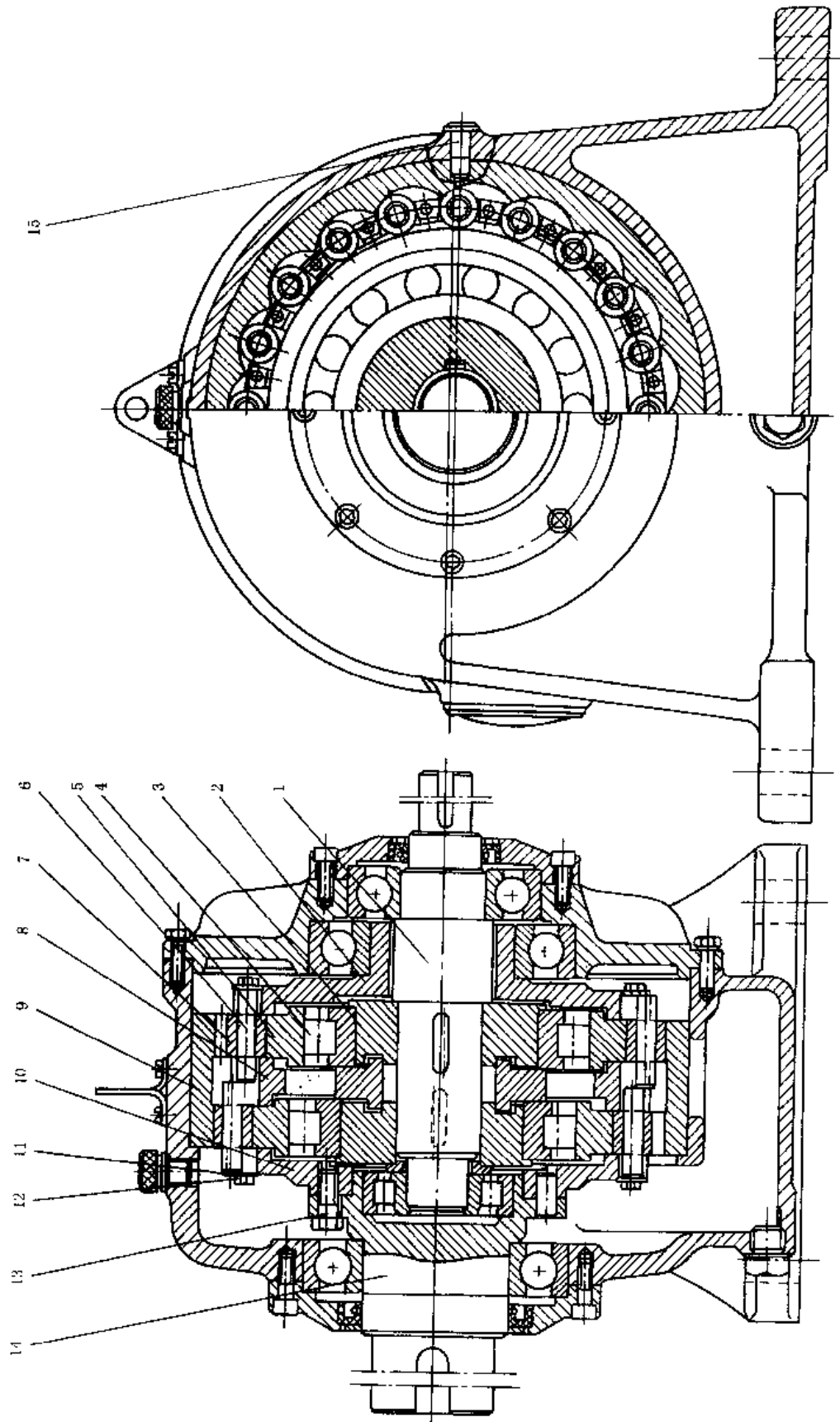


图 13-8-6 通用 ORT 活齿减速器的典型结构

1—输入轴；2、10—右、左传力盘；3—偏心轮；4—滚动轴承；5—激波盘；6—销轴；7—圆筒形滚轮（6和7组成活齿）；  
8—活齿盘；9—同内齿轮；11—垫圈；12、13—垫圈；14—输出轴；15—销

螺钉 13 或其他方式联接,并用滚动轴承支承在壳体上,成为减速器的输出转子。固齿齿轮 G 对应于活齿齿轮 H, 做有两排固齿, 两排固齿相错半个齿距, 整个固齿齿轮 9 用销钉 15 固定在壳体上。由此, 激波器 J、活齿齿轮 H 和固齿齿轮 G 三个部件同轴安装于壳体中, 然后, 在壳体上装上必要的附件, 如油面指示器、透气塞、泄堵螺丝、吊环等, 这样就组成了通用 ORT 减速器。

如果将壳体做成立式的结构, 就成为立式 ORT 减速器。

将两级或多级活齿传动串联成多级传动, 可以得到大传动比的两级或多级活齿减速器。

## 4.6 ORT 传动的主要特点

### (1) 多齿啮合, 承载能力大

突破一般刚性啮合传动大多仅少数 1~2 对齿啮合的限制, 用活齿可径向伸缩的特性, 避免轮齿间的相互干涉, 实现了多齿啮合。同时啮合的齿数理论上可以达到 50%。因此, ORT 传动具有很高的承载能力和抗冲击过载的能力。体积和传动比相同时, 比齿轮传动的承载能力大 6 倍, 比蜗杆传动的承载能力大 5 倍。

### (2) 滚动接触, 传动效率高

基本上能实现全部相互传力的零件之间, 均为滚动接触, 减少摩擦损耗, 使得传动效率高。在常用的传动比范围 ( $i = 6 \sim 40$ ) 内, 效率均在 90% 以上, 通常可达 92%~96%。

传动比  $i = 20$ , 功率  $P = 7\text{kW}$  的 ORT 减速器的实测效率如下:

跑合后, 效率  $\eta = 0.93$ ;

经 500h 寿命考核后, 效率  $\eta = 0.96$ 。

### (3) 传动比大, 结构紧凑

因为 ORT 减速器的传动比  $i = z_1$ , 所以单级传动即可获得大传动比, 一般可达 6~40。这和一般少齿差齿轮传动、摆线针轮传动一样, 比普通齿轮传动、行星齿轮传动的传动比大得多。由此, 与同功率、同传动比的齿轮减速器相比, 体积将缩小 2/3, 比蜗杆减速器缩小 1/2。

### (4) 结构简单, 不需要输出机构

一般少齿差行星传动和摆线针轮传动, 都必须有等速输出机构。该输出机构不仅结构复杂, 而且影响传动性能。使传动效率、承载能力、输出刚度和精度降低。实践证明, 这个输出机构还是摆线减速器故障率很高的部件。ORT 减速器中, 活齿滚轮与固齿啮合而产生的减速运动是通过活齿架直接输出的, 省去了摆线减速器必不可少的输出机构, 不仅简化了结构, 降低成本, 还改善了传动性能。

### (5) 输出刚度大, 回差小

由于多齿同时啮合, 受载情况类似花键, 又由于没有输出机构, 转矩由活齿架直接输出, 所以有高的扭转刚度和小的回差。这对于要求精确定位的设备, 如机器人、工作转台等, 具有重要意义。试验证实, 精度等级相同时, ORT 减速器的回差, 仅为摆线减速器回差的  $1/3 \sim 1/10$ 。

### (6) 传动平稳, 转矩波动小

由于多齿同时啮合, 又没有输出机构, 而且每个齿的啮合是按等速共轭原理设计和制造的。在这种情况下, 传动的平稳性和转矩波动主要决定于加工精度。而多齿啮合制造误差的影响为单齿啮合的  $1/3 \sim 1/5$ 。因此, 在精度等级相同时, ORT 减速器传动平稳, 转矩波动小。

## 4.7 ORT 传动的强度估算

活齿传动的重要特点是多齿啮合, 正是这个特点使得活齿传动的承载能力大。但是, 这个特点也使得活齿传动的受力分析和强度计算问题变得十分复杂, 目前还没有较为成熟的计算方法。

本节介绍一种简要可行的强度估算方法。经样机性能测试和寿命考核证实, 这一简要强度估算方法, 目前还是可行的。更为准确和完善的强度计算方法, 还有待进一步研究和发展。

### 4.7.1 ORT 传动的工作载荷

设计一个传动装置时, 首先要知道该装置所承担的:

工作转矩  $T_2$  (N·cm);

工作转速  $n_2$  (r/min)。

由此可得出传动装置所传递的(载荷)功率  $P_2$  (kW):

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{955000}$$

然后根据此载荷功率计算所需的原动机（如电动机）功率  $P_1$  (kW):

$$P_1 = \frac{N_2}{\eta}$$

式中的  $\eta$  为传动装置的总效率。在按功率  $P_1$  选取原动机时，同时选定原动机的驱动转速  $n_1$  (r/min)。由此可确定为传动装置的传动比  $i$ 。

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

在选定原动机和确定传动比  $i$  后，可算出传动装置的输入轴的转矩  $T_1$  (N·cm)。

#### 4.7.2 激波器轴承的受力及寿命估算

(1) 激波器轴承的受力

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta}$$

激波器是活齿传动的主动部分，其动力是由偏心轮通过激波轴承传给激波盘的。其受力情况如图 13-8-7 所示。

激波盘上驱动活齿进行啮合的一侧，受有诸活齿的作用力  $F_i$ 。这些作用力的大小随着活齿啮合的位置不同，其大小是不相同的，如图 13-8-7 的虚线所示；力的作用点相对于偏心距  $e$  的角向位置也在  $360^\circ/z_h$  的角度范围内交替变化。但从每一个活齿在激波盘驱动的全过程展开图来分析，可以看出：在激波盘进入驱动作用的前  $45^\circ$  范围内，活齿滚轮与固齿的齿顶部分啮合；在激波盘退出作用驱动的后  $45^\circ$  范围内，活齿滚轮与固齿的齿根部分啮合。由于在固齿齿顶和齿根部分留有径向间隙，在这两个  $45^\circ$  范围内，啮合基本上是无效的。因此可以认为不发生作用力。

在激波盘驱动部分的  $90^\circ$  前后  $45^\circ$  范围内，是活齿滚轮与固齿啮合的主要作用阶段。在这个范围内，活齿滚轮与固齿基本上在近似直线的齿腹部分啮合，作用力  $F_i$  的大小是相近的；其分布对于  $90^\circ$  点也是对称的，如图 13-8-7 的实线所示。因此，可以用一个作用于  $90^\circ$  点的集中力  $F$  来取代。

由此可求得单排激波器轴承所受力  $F$  (N) 为：

$$F = \frac{T_1}{2e}$$

式中  $T_1$ ——输入轴的转矩，N·cm；

$e$ ——偏心距，cm。

(2) 激波轴承的类型选择

激波轴承的功用是将偏心轮的径向驱动力传给激波盘，从而驱动诸活齿。工作时，激波轴承只承受径向载荷，不承受轴向载荷。因此，一般均选用主要用于承受径向载荷的轴承。

最常用的是深沟球轴承。当激波盘尺寸不大时，可以不用激波盘，以激波轴承的外圈直接驱动活齿。

当传递的载荷较大时，可选用单列短圆柱滚子轴承。同样，当激波盘尺寸不大时，也可以不用激波盘，以激波轴承的外圈直接驱动活齿。如果激波器径向尺寸不够时，还可选用无外圈圆柱滚子轴承，直接装在激波盘内。图 13-8-6 所示的 ORT 减速器的典型结构图中的激波器就采用了这种结构。采用这种结构时，激波盘的材料和内孔的尺寸精度要求，均应按轴承的要求来设计。

对于大型的低速重载活齿减速器，有时要选用双列的调心滚子轴承才能满足寿命要求。此时，激波轴承的选择往往决定于所选激波轴承的极限转速。

(3) 激波轴承的寿命估算

当选定激波轴承的类型和计算出该轴承所受的力  $F$  (N) 后，可直接应用滚动轴承寿命计算的基本公式，估算激波轴承的寿命。

轴承的寿命  $L_h$  (h) 的计算公式：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F} \right)^3$$

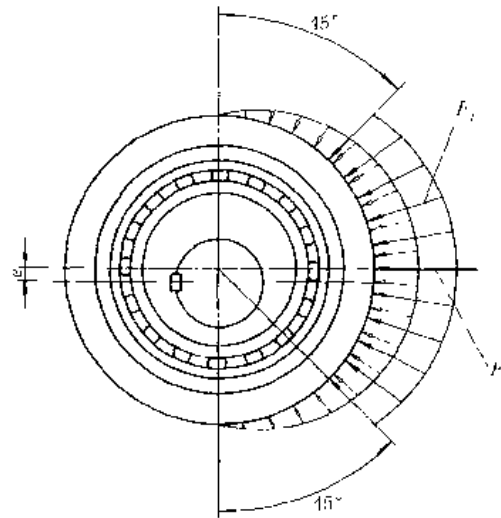


图 13-8-7 激波轴承的受力分析

式中  $L_h$ ——激波轴承的额定寿命, h;  
 $n$ ——激波轴承的工作转速, r/min;  
 $\epsilon$ ——滚动轴承寿命指数, 球轴承  $\epsilon = 3$ , 滚子轴承  $\epsilon = 10/3$ ;  
 $C$ ——滚动轴承的额定动载荷, N, 可查手册查出;  
 $F$ ——激波轴承的当量动载荷。由于激波轴承只受径向载荷, 故此即激波轴承的工作载荷, N。  
 减速器的使用要求不同, 对激波轴承所要求的额定寿命  $L_h$  可根据实际情况决定。

以下数据可供设计时作为参考:

间断使用的减速器  $L_h = 4000 \sim 14000h$ ;

一般减速器  $L_h = 12000 \sim 20000h$ ;

重要的减速器  $L_h \geq 50000h$ 。

#### 4.7.3 ORT 传动啮合件的受力和强度估算

##### (1) ORT 传动啮合件的受力分析

活齿传动在工作时, 每一个瞬时有多齿同时啮合, 而且每一个活齿的啮合点位置也是不同的; 不同的啮合位置, 活齿滚轮和固齿间的压力角也是变化的。因此啮合件间的受力情况十分复杂, 不便于工程计算。考虑以下实际情况而进行简化, 可以在实用可行的范围内, 得出啮合件的计算载荷。

1) 假设活齿传动在有效啮合范围内, 载荷是均匀分布的。前面分析激波盘受力情况时已提到: 由于在固齿齿顶和齿根部分留有径向间隙, 在这两个  $45^\circ$  范围内, 啮合基本上是无效的。因此可以认为不发生作用力。在激波盘驱动部分的  $90^\circ$  前后  $45^\circ$  范围内, 是活齿滚轮与固齿啮合的主要作用阶段。在这个范围内, 活齿滚轮与固齿基本上在近似直线的齿腹部分啮合, 作用力的大小是相近的。

2) 假设以分度圆半径  $D_g/2$ , 作为诸活齿滚轮与固齿啮合的平均半径。

活齿传动的偏心距  $e$  相对于活齿传动的分度圆半径  $D_g/2$  是比较小的, 一般要小一个数量级。而活齿滚轮与固齿的有效啮合点沿径向的变化量仅在一个  $e$  的范围内。因此, 为了简化计算, 以分度圆半径  $D_g/2$ , 作为诸活齿滚轮与固齿啮合的平均半径, 在工程上是可行的。

由此可求出活齿滚轮与固齿齿廓在啮合点的受力, 单排活齿的总切向力  $F_T$  (N):

$$F_T = T_2 / D_g$$

取有效啮合的活齿为理论啮合齿数的一半, 由此得出单个活齿滚轮驱动活齿架转动的切向力  $F_1$  (N):

$$F_1 = 2F_T / z_h$$

前已述及, 活齿滚轮与固齿基本上在固齿齿廓的近似直线的齿腹部分啮合。如果按前述参数选择的方法合理地选定参数, 固齿齿廓近似直线部分的压力角  $\alpha$ , 一般在  $50^\circ \sim 55^\circ$  左右, 则准确的数值可以从齿廓曲线计算数值中取得。由此, 如图 13-8-8 所示, 可计算出:

活齿滚轮垂直作用于固齿齿廓的法向力  $F_n$  (N)

$$F_n = F_1 / \cos \alpha$$

活齿滚轮作用于激波盘的径向力  $F_r$  (N)

$$F_r = F_1 \times \tan \alpha$$

##### (2) ORT 传动啮合件的强度计算

活齿是由活齿滚轮和销轴组成。在传动时, 围绕着活齿有 A、B、C 三个高副和一个低副 D 在同时接触传力。如图 13-8-8 所示。其中, A、B、C 三个高副, 可用赫兹 (Hertz) 公式进行接触强度计算。低副 D 可按滑动轴承进行表面承压强度计算。由于活齿传动的齿高很小而齿根非常肥厚, 完全不必进行弯曲强度计算。

##### 1) A 副——活齿滚轮和固齿齿廓的接触强度计算

活齿滚轮和固齿齿廓在啮合的过程中, 接触的情况是变化的。通常, 在齿顶时活齿滚轮与凸弧曲面接触; 在齿根时与凹弧曲面接触; 在齿腹部分与一近似平面接触。根据大量实际设计的齿廓啮合情况来看: 在整个啮合过程中, 啮合点主要集中在齿顶偏上的齿腹部分, 而在齿顶和齿根部分较少。另外, 齿廓设计时, 在齿顶和齿根部分有意留有进行间隙。因此, 对于 A 副, 可取活齿滚轮与固齿齿腹处接触传力作为计算点, 此时的接触状态相当于圆柱与平面的接触。

由此, 可用圆柱与平面相接触的应力计算公式, 验算其接触强度  $\sigma_k$  (N/mm<sup>2</sup>):

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\frac{F_n \times E}{b \times r}} \leq \sigma_{k0}$$

式中  $E$ ——相接触的两件的材料弹性系数，相接触的两件均为钢件， $E = 206 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ ；

$b$ ——活齿滚轮的宽度，mm；

$r$ ——活齿滚轮的半径，mm， $r = d_g/2$ ；

$\sigma_{kp}$ ——许用接触应力， $\text{N/mm}^2$ ，

$$\sigma_{kp} = \sigma_{ok} / S_k$$

$\sigma_{ok}$ ——材料的接触疲劳强度极限， $\text{N/mm}^2$ 。 $\sigma_{ok}$ 的数值与材料及热处理状态有关，可从表 13-8-2 选用

$S_k$ ——安全系数。一般， $S_k = 1.1 \sim 1.3$ ，随轮齿表面硬度的增高和使用场合的重要性要求而取较高数值。

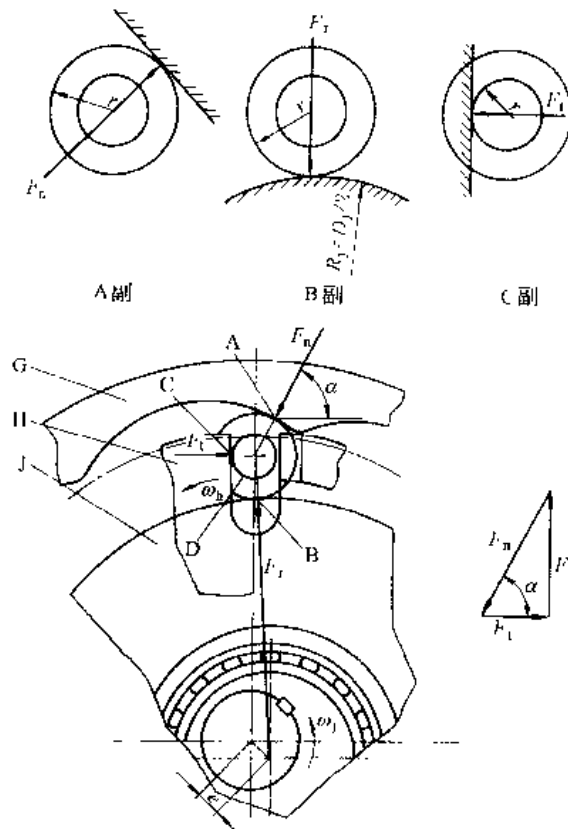


图 13-8-8 活齿传动啮合点的受力情况

表 13-8-2

材料接触疲劳强度极限  $\sigma_{ok}$

材料种类	热处理方法	齿面硬度	$\sigma_{ok}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$
碳素钢和合金钢	正火、调质	$\text{HB} \leq 350$	$2\text{HB} + 70$
	整体淬火	35 ~ 38 HRC	$18\text{HRC} + 150$
	表面淬火	40 ~ 50 HRC	$17\text{HRC} + 200$
合金钢	渗碳淬火	56 ~ 65 HRC	23HRC
	氮化	550 ~ 750 HV	1050

## 2) B副——活齿滚轮和激波盘的接触强度计算

在传动的过程中，活齿滚轮和激波盘之间是以径向力  $F_r$  相互作用的，其接触状态是典型的圆柱体与圆柱体相接触。

由此，可用圆柱与圆柱相接触的应力计算公式，验算其接触强度  $\sigma_k$  ( $\text{N/mm}^2$ )：

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\left(\frac{F_r \times E}{b}\right) \left[\frac{2(d_g + D_j)}{D_j d_g}\right]} \leq \sigma_{kp}$$

式中  $D_j$ ——激波盘直径，mm；

$d_g$ ——活齿滚轮直径，mm。

其余同上。

### 3) C副——活齿销轴和活齿架的接触强度计算

在传动的过程中,活齿销轴和活齿架的销轴槽之间是以切向力  $F_t$  相互作用的,其接触状态是典型的圆柱体与平面相接触。由此,可用圆柱与平面相接触的应力计算公式,验算其接触强度  $\sigma_k$  ( $N/mm^2$ ):

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\frac{\bar{F}_t E}{b' r'}} \leq \sigma_{kp}$$

式中  $b'$ ——销轴和销轴槽的接触线长度, mm;

$r'$ ——销轴半径, mm,  $r' = d'_g/2$ 。

其余同上。

### 4) D副——活齿滚轮和活齿销轴的承压强度计算

活齿滚轮是通过销轴将切向力  $F_t$  传给活齿架的。活齿滚轮在激波盘的驱动下与固齿啮合而滚动;销轴随之在销轴槽上滚动。两者的转动方向和转速是不相同的。因此,活齿滚轮与销轴之间是在切向力  $F_t$  的作用下作相对转动,其状况与滑动轴承相同。但是它们之间的相对转动是低速的、断续的,只要控制接触表面的承压,使其间的油膜不破坏,就能维持其运转寿命。

由此,可用圆柱滑动轴承的承压能力计算公式,验算其接触表面的承压强度  $p$  ( $N/mm^2$ ):

$$p = \frac{F_t}{b \times d'_g} \leq p_p$$

式中  $b$ ——活齿滚轮的宽度, mm;

$d'_g$ ——销轴直径, mm;

$p_p$ ——许用压强,  $N/mm^2$ , 对于钢件对钢件,可取

$$p_p \leq (100 \sim 170) N/mm^2$$

对于某些大型 ORT 传动,活齿滚轮与销轴之间可以用复合轴承套、滚针轴承或其他滚动轴承。此时,可按相应的轴承计算方法进行强度验算。

## 参 考 文 献

### 第 1 章

- 1 齿轮手册编委会. 齿轮手册第 2 版. 上册. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 2 徐灏主编. 机械设计手册. 第 2 版. 第 4 卷. 北京: 机械工业出版社, 2000

### 第 2 章

- 1 成大先主编. 机械设计手册. 第三版. 第 3 卷. 第 14 篇第 2 章圆弧圆柱齿轮传动. 北京: 化学工业出版社, 1993
- 2 《机械工程手册》、《机电工程手册》编委会编. 机械工程手册. 第二版. 传动设计卷. 第 2 篇第 3 章圆弧圆柱齿轮传动. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 3 《齿轮手册》(二版)编委会编. 齿轮手册. 第二版. 第 4 篇圆弧圆柱齿轮传动. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 4 陈谌闻主编. 圆弧圆柱齿轮传动. 北京: 高等教育出版社, 1995
- 5 邵家辉主编. 圆弧齿轮. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1994
- 6 崔巍、李国权、隋海文. 4000kW 双圆弧齿轮减速器在 18 英寸连轧机组主传动上的应用. 机械工程学报. 1988 (4)
- 7 李长春、李玉民. 高速双圆弧齿轮在炼油设备 3000kW 透平鼓风机上的应用. 机械工程学报. 1988 (4)
- 8 张邦栋、申明付、陆达兴. 双圆弧硬齿面齿轮刮前滚刀和硬质合金刮前滚刀研制. 机械传动. 2000 (1)

### 第 3 章

- 1 梁桂明. 非零分度锥综合变位新齿形. 齿轮. 1981, (2)
- 2 Gleason. The Design of Automotive Spiral Bevel & Hypoid Gears. 1972
- 3 梁桂明. 锥齿轮强度计算式的统一. 机械制造. 1988, (10)
- 4 GB/T 10062-1988. 锥齿轮承载能力计算方法. 北京: 中国标准出版社, 1990
- 5 余梦生、吴宗泽. 机械零部件手册. 第 7 章. 圆锥齿轮传动. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 6 梁桂明. 齿轮技术的创新和发展形势. 中国工程科学. 2000, (3)
- 7 《机修手册》第 3 版编委会. 机修手册. 第 1 卷 (下册). 第 12 章圆锥齿轮传动. 北京: 机械工业出版社, 1993

### 第 5 章

- 1 成大先主编. 机械设计手册. 第三版. 第 3 卷. 北京: 化学工业出版社, 1993
- 2 蔡春源主编. 新编机械设计手册. 沈阳: 辽宁科学技术出版社, 1993

- 3 马从谦, 陈自修, 张文照, 张展, 蒋学全, 吴中心编著. 渐开线行星齿轮传动设计. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 4 饶振纲编著. 行星传动机构设计. 第二版. 国防工业出版社, 1994
- 5 杨廷栋, 周方华, 肖忠实, 申哲, 刘炜基, 余心德编著. 渐开线行星传动. 成都: 成都科技大学出版社, 1986
- 6 《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
- 7 国外新型减速器图册. 第一. 机械工业部重型机械研究所. 1970
- 8 《行星内轮减速器 2000 年振兴目标》研究报告. 机械委西安重型机械研究所. 1987
- 9 GFA95K<sub>2</sub> 和 GFA95K 行走型行星减速器 (含制动器) 产品介绍. 北京液件二厂. 1990
- 10 GFB80E<sub>1</sub> 和 GFB80E 行星减速器 (含制动器) 产品介绍. 北京液件二厂. 1990

## 第 6 章

- 1 成大先主编. 机械设计手册. 第五版. 第 3 卷. 北京: 化学工业出版社, 1993
- 2 刘继岩, 薛景文, 崔正均, 孙爽, 李坤鉴. 2K-V 行星传动比与啮合效率. 第五届机械传动年会论文集. 中国机械工程学会机械传动分会. 1992. 249
- 3 应海燕, 杨锡和. K-H 型三环减速器的研究. 机械传动. 1992. (4)
- 4 Herbert W. Muller. Die Umlaufgetriebe. Springer-Verlag, 1991
- 5 张少名主编. 行星传动. 西安: 陕西科学技术出版社, 1988
- 6 机械工程手册编辑委员会. 机械工程手册补充本 (二). 北京: 机械工业出版社, 1988
- 7 三环减速器产品样本. 北京太富力传动机械有限公司. 1999
- 8 马从谦, 陈自修, 张文照, 张展, 蒋学全, 吴中心. 渐开线行星齿轮传动设计. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 9 郑悦, 李澜. 《双层齿轮组合传动》发明专利申请公开说明书 (申请号 89104790.5)
- 10 冯晓宁, 李宗浩. 渐开线少齿差传动设计参数的选择. 机械传动. 1995. (1)
- 11 杨锡和. 雷达与对抗. 关于少齿差内啮合实际接触齿数及承载能力的研究. 1989. (4)
- 12 Ю. А. Гончаров, Р. И. Зайлетдинов. Сборник науч. тр. че лбинск. политехн. институт. № 244. 1980 стр. 32 ~ 37
- 13 冯晓宁. NN 型传动的传动比计算与特点分析. 机械传动. 1995. (2)
- 14 成大先主编. 机械设计图册. 第 1 卷. 北京: 化学工业出版社, 2000
- 15 成大先主编. 机械设计图册. 第 3 卷. 北京: 化学工业出版社, 2000
- 16 张展主编. 实用机械传动设计手册. 北京: 科学出版社, 1994
- 17 余铭. 少齿差减速器产品设计资料. 无锡市方向轴厂

## 第 7 章

- 1 钝齿传动. 北京: 三机部第四设计院, 1976
- 2 钝齿星轮传动. 南京: 南京化工设计院二室





ISBN 7-5025-4958-7



9 787502 549589 >

ISBN 7-5025-4958-7/TH · 165 定价：85.00元