

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

11/11/98 4/03



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_n	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_{cal}	计算齿宽	mm
b_{eH}	锥齿轮接触强度计算的有效齿宽	mm
b_{eF}	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	轮坯结构系数	
C_n	齿顶修缘量	μm
C_{ay}	由跑合产生的齿顶修缘量	μm
c	顶隙	mm
c_γ	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_n^*	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)	N/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_x	轴向力	N
F_β	齿向公差	μm
$F_{\beta\alpha}$	初始啮合齿向误差	μm
$F_{\beta y}$	跑合后的啮合齿向误差	μm
f_i	齿形公差	μm
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	μm
G	切变模量	N/mm^2
g_{va}	锥齿轮啮合线当量长度	
HB	布氏硬度	

代 号	意 义	单 位
HRC	洛氏硬度	
HV1	$F = 9.8N$ 时的维氏硬度	
HV10	$F = 98.1N$ 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_a	齿顶高	mm
h_{am}	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
\bar{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	
$\text{inv} \alpha$	α 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	$N \cdot m$
m	模数; 当量质量	mm; kg/mm
m_{nm}	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	kg/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_n	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_a	齿根圆角参数	
R	锥距	mm
R_a	轮廓表面算术平均偏差	μm
R'	节锥距	mm
R_i	小端锥距	mm
R_m	中心锥距	mm
R_x	任意点锥	
R_z	表面微观不平度 10 点高度	μm
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}_n	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}_{en}	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}_e	固定弦齿厚	mm
s_{Fn}	危险截面上的齿厚	mm
T_1, T_2	小轮、大轮的名义转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
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_Σ	总变位系数	
x_1	齿厚变动系数, 端面变位系数 (切向变位系数)	
x_n	法向变位系数	
x_β	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}	弯曲强度计算的使用寿命系数	
Y_{RrelT}	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_β	弯曲强度计算的螺旋角系数	
Y_{drelT}	相对齿根圆角敏感系数	
Y_ϵ	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_a	齿廓跑合量	μm
y_β	齿向跑合量	μm
Δy	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}	接触强度计算的使用寿命系数	
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_β	接触强度计算的螺旋角系数	
Z_ϵ	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_{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_v	当量齿数	
α	压力角, 齿形角	($^\circ$), rad
α_{Fan}	齿顶法向载荷作用角	($^\circ$), rad
α_{Fat}	齿顶端面载荷作用角	($^\circ$), rad
α_{Fen}	单对齿啮合区外界点处法向载荷作用角	($^\circ$), rad
α_{Fet}	单对齿啮合区外界点处端面载荷作用角	($^\circ$), rad
α_M	量柱 (球) 中心在渐开线上的压力角	($^\circ$), rad
α_A	齿顶圆压力角	($^\circ$), rad
α_{an}	齿顶法向压力角	($^\circ$), rad

续表

代 号	意 义	单 位
α_{at}	齿顶端面压力角	(°), rad
α_{en}	单对齿啮合区外界点处的法向压力角	(°), rad
α_{et}	单对齿啮合区外界点处的端面压力角	(°), rad
α_m	锥齿轮中点当量齿轮分圆压力角	(°), rad
α'_m	中点当量齿轮啮合角	(°), rad
α_n	法向分度圆压力角	(°), rad
α_t	端面分度圆压力角	(°), rad
α'	啮合角	(°), rad
α'_t	端面分度圆啮合角	(°), rad
α_y	任意点 y 的压力角	(°)
α_0	刀具齿形角, 锥齿轮的齿形角	(°)
α'_0	切齿时啮合角	(°), rad
β	分度圆螺旋角, 端面齿形角	(°), rad
β_b	基圆螺旋角	(°), rad
β_e	单对齿啮合区外界点处螺旋角	(°), rad
γ	辅助角	(°), rad
δ	节(分)锥角	(°), rad
δ_a	顶锥角	(°), rad
δ_f	根锥角	(°), rad
ϵ_a	端面重合度	(°), rad
ϵ_β	纵向重合度, 齿线重合度	
ϵ_γ	总重合度	
η	滑动率, 效率	
$\Theta_{1,2}$	小轮、大轮的转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
θ_a	齿顶角	(°), rad
θ_f	齿根角	(°), rad
θ'_f	锥齿轮节锥齿根高	
ν	润滑油运动粘度	mm^2/s (cSt)
	泊松比	
ρ	密度, 曲率半径	kg/mm^3 , mm
ρ_{fp}	基本齿条齿根过渡圆角半径	mm
ρ_F	危险截面处齿根圆角半径	mm
ρ_f	齿根圆角半径	mm
Σ	轴交角	
σ_b	抗拉伸强度	N/mm^2
σ_F	计算齿根应力	N/mm^2
σ_{FO}	计算齿根应力基本值	N/mm^2
σ_{FE}	齿轮材料弯曲疲劳强度的基本值	N/mm^2
σ_{FC}	计算齿轮的弯曲极限应力	N/mm^2
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm^2
σ_{Flim}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2
σ_H	计算接触应力	N/mm^2
σ_{HC}	计算齿轮的接触极限应力	N/mm^2
σ_{HO}	计算接触应力基本值	N/mm^2
σ_{Hp}	许用接触应力	N/mm^2
σ_{Hlim}	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm^2
ψ	几何压力系数, 齿厚半径	
ψ_a	对中心距的齿宽系数	
ψ_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>非圆弧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, 用非圆弧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弧齿轮, 带有椭圆齿轮传动机构的摆动式输送机, 连续线绕函数电位计中的非圆弧齿轮, 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(平面蜗杆齿包络环面蜗杆、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°,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,各种较车、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,齿面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皆采用渐开线,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 $\eta=0.8\sim0.9$,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: ≤ 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 $\eta=0.9\sim0.98$ (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)	其结构型式与摆线少齿差传动基本相同,其特点在于:行星轮的齿廓曲线改用凹圆弧代替摆线,轮齿与针齿形成凹凸两圆的内啮合,且曲率半径相差很小,从而提高了接触强度	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”)	其特点是固定齿圈上的齿形制成圆弧或其他曲线,行星轮上的各轮齿改用单个的活动构件(如滚珠)代替,当主动偏心盘驱动时,它们将在输出轴盘上的径向槽孔中活动,故称之为“活齿”。其效率为 $\eta = 0.86 \sim 0.87$	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”)	它采用一对少齿差的锥齿轮,以轴线运动的锥轮与另一固定锥轮啮合产生摆转运动代替了原来行星轮的平面运动	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, $\eta = 0.69 \sim 0.90$, $i = 400$ 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 2×10^3 (采用复波)	几瓦到几十千瓦		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	πm
	齿根圆角半径	ρ_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	α	1. 取标准值: α (或 α_n) = 20° 2. 端面齿形角和法向齿形角的换算关系为: $\tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$
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: $h_{at}^* = h_{an}^* \cos\beta$

续表

项 目	代 号	选 择 原 则 和 数 值
顶隙系数	c^*	1. 取标准值: $c^*(\text{或 } c_n^*) = 0.25$ 2. 端面顶隙系数和法向顶隙系数的换算关系为: $c_t^* = c_n^* \cos\beta$
模 数	m	1. 模数 m (或 m_n) 由强度计算或结构设计确定, 并按表 13-1-2 选取标准值 2. 在强度和结构允许的条件下, 应选取较小的模数 3. 对软齿面 ($HB \leq 350$) 外啮合的闭式传动, 可按下式初选模数 m (或 m_n): $m = (0.007 \sim 0.02) a$ 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 ($HB > 350$) 的外啮合闭式传动, 可按下式初选模数 m (或 m_n): $m = (0.016 \sim 0.0315) a$ 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 4. 在一般动力传动中, 模数 m (或 m_n) 不应小于 2mm 5. 端面模数和法向模数的换算关系为: $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$
齿 数	z	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 2. 选择齿数时, 应保证齿数 z 大于发生根切的最少齿数 z_{\min} , 对内啮合齿轮传动还要避免干涉 (见表 13-1-10) 3. 当中心距 a (或分度圆直径 d_1)、模数 m 、螺旋角 β 确定之后, 可以按 $z_1 = \frac{2a \cos\beta}{m_n(u \pm 1)}$ (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 $\cos\beta = \frac{z_1 m_n (u \pm 1)}{2a}$ 最终确定 β 4. 在满足传动要求的前提下, 应尽量使 z_1 、 z_2 互质, 以便分散和消除齿轮制造误差对传动的影 5. 当齿数 $z_2 > 100$ 时, 为便于加工, 应尽量使 z_2 不是质数
齿数比	u	1. $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$, 按转速比的要求选取 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
分度圆螺旋角	β	1. 增大螺旋角 β , 可以增大纵向重合度 ϵ_β , 使传动平稳, 但轴向力随之增大 (指斜齿轮), 一般斜齿轮: $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ 人字齿轮: $\beta = 20^\circ \sim 40^\circ$ 小功率、高速取小值; 大功率、低速取大值 2. 可适当选取 β , 使中心距 a 具有圆整的数值 3. 外啮合: $\beta_1 = \beta_2$, 旋向相反 内啮合: $\beta_1 = \beta_2$, 旋向相同 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 β_1 和 β_2
齿 宽	b	可参考表 13-1-79 选取推荐的齿宽系数 ψ_d

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					
主要几何尺寸	分度圆直径	$d = m_1 z$	不变		
	基圆直径	$d_b = d \cos \alpha_1$	不变		
	齿距	$p_1 = \pi m_1$	不变		
	啮合角	$\alpha'_1 = \alpha_1$	不变	增大	减小
	节圆直径	$d' = d$	不变	增大	减小
	中心距	$a = \frac{1}{2} m_1 (z_2 \pm z_1)$	不变	增大	减小
	分度圆齿厚	$s_1 = \frac{1}{2} \pi m_1$	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	$s_{a1} = d_a \left(\frac{\pi}{2z} \pm \text{inv} \alpha_1 \mp \text{inv} \alpha_{a1} \right)$	正变位, 减小; 负变位, 增大		
	齿根圆齿厚	$s_{f1} = d_f \left(\frac{\pi}{2z} \pm \text{inv} \alpha_1 \mp \text{inv} \alpha_{f1} \right)$	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 ϵ_a	对 $\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1$ 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 ϵ_a 低于上述值	略减	减少	增加
	滑动率 η	小齿轮齿根有较大的 $\eta_{1\max}$	$\eta_{1\max}$ 减小, 且可使 $\eta_{1\max} = \eta_{2\max}$		$\eta_{1\max}$ 和 $\eta_{2\max}$ 都增大
	几何压力系数 ψ	小齿轮齿根有较大的 $\psi_{1\max}$	$\psi_{1\max}$ 减小, 且可使 $\psi_{1\max} = \psi_{2\max}$		$\psi_{1\max}$ 和 $\psi_{2\max}$ 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				
对强度的影响	接触强度	<p>只有当节点处于双齿对啮合区时,才能提高接触强度</p> <p>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_2 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_2 对接触强度的有益影响将因 ϵ_a 的降低而有所抵消,这对斜齿轮更为显著</p>		
	弯曲强度	<p>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</p>		
	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 $< 2z_{min}$
	效率	提高		降低
	互换性	较大		较小
	应用	<p>广泛用于各种传动中</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 用于结构紧凑,要求与标准齿轮的中心距相同的传动中 2. 为不过多地降低大齿轮(负变位)的强度和避免根切,多用于 $z_2 \pm z_1$ 较大的场合 3. 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 ϵ_a 下降很多的场合 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 多用于结构紧凑, $z_2 \pm z_1$ 比较小的场合 2. 用于希望提高并均衡大小齿轮的强度和滑动率,而又允许 ϵ_a 降低的传动 3. 用于配凑中心距 4. 对斜齿轮一般仅用于配凑中心距 	<p>应用较少,一般仅用于配凑中心距或要求具有较大的 ϵ_a 的场合</p>

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。