

第9篇 传动设计

主 编	邱宣怀 (天津大学)
副 主 编	张桂芳 (天津大学)
编 写 人	张桂芳 (天津大学)
	汤绍模 (天津大学)
	周开勤 (天津大学)
	郑启鸿 (天津大学)
责任编辑	<u>张继铨</u>
	张秀恩

[Faint, illegible text covering the majority of the page]

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
CHICAGO, ILLINOIS

1 传动类型及其选择

1.1 传动类型、特点和应用

机械传动的类型、特点和应用见表 9-1。

表9-1 机械传动的类型、特点和应用

类 型	齿轮传动	蜗杆传动	链 传 动	带 传 动
特 点	<p>承载能力和速度范围大，瞬时传动比恒定；工作可靠；效率高</p> <p>制造和安装精度要求高；精度低时运转噪声大；无过载保护作用</p>	<p>传动平稳无噪声；单级传动比可很大；可制成自锁机构</p> <p>制造和安装精度要求高，刀具费用贵；需要昂贵的减摩材料；普通蜗杆传动的效率低；无过载保护作用</p>	<p>轴间距范围大；平均传动比恒定；对恶劣环境有一定适应能力；工作可靠；轴上载荷小</p> <p>链速不均匀，高速不如带传动平稳；工作时会有噪声；只能用于平行轴间的传动；无过载保护作用</p>	<p>轴间距范围大；工作平稳、噪声小；能缓冲、吸振；摩擦型带传动有过载保护作用；结构简单，成本低</p> <p>外廓尺寸大；摩擦型带传动的传动比不恒定，不宜用于易燃易爆场合；轴上载荷大；带的寿命低</p>
功率 P kW	<p>圆柱齿轮的 P_{max}</p> <p>渐开线齿 50000</p> <p>圆弧齿 6000</p>	<p>$P_{max} = 750$</p> <p>通常用到50</p>	<p>$P_{max} = 3500$</p> <p>通常到100</p>	<p>P_{max}值</p> <p>平型带 1500</p> <p>传动胶带 3500</p> <p>强力锦纶带</p>

(续)

类 型	齿轮传动	蜗杆传动	链 传 动	带 传 动
功率 P kW	锥齿轮的 P_{max} 直齿 1000 曲线齿 15000	$P_{max} = 750$ 通常用到50	$P_{max} = 3500$ 通常用到 100	三角带 500 同步齿形带 200~750
速 度 v ω/s	圆柱齿轮 7级精度 ≤ 25 5级以上斜齿轮 ≤ 150 (实验室值 达300) 圆弧齿 < 100 蜗齿 直齿 < 5 曲线齿 < 40	动速度 $v_s \leq 15$ 个别可达 35	推荐最大链速 [v] 滚子链 ≤ 12 齿形链 ≤ 24 链条极限速度 v_{lim} 滚子链 ≤ 24 齿形链 ≤ 30	平型带 传动胶带 5~25(30) 强力锦纶带 ~50(60) 三角带 5~25(30) 多楔带 ~40 同步齿形带 ~25(40)
效 率	闭式 0.95~0.98 开式 0.82~0.94	闭式 0.70~0.92 开式 0.50~0.70 自锁蜗杆 0.40~0.45 球面蜗杆 0.85~0.95	闭式 0.95~0.97 开式 0.90~0.93	平型带 0.94~0.98 三角带 0.90~0.94 同步齿形带 0.96~0.98
传动比 i	1~8(10)	$\geq 8 \sim 100$	中、低速时 $\leq 7 \sim 10$ 高速(链速) [v]时 ≤ 3	平型带 ~3(5)* 三角带 ~7(10) 同步齿形带 ~12(20)
实 例 对 值	圆柱齿轮(下同) 1	1	2.96	平型带 17.9 三角带 6.4

(续)

类 型	齿轮传动	蜗杆传动	链 传 动	带 传 动
实例对比值	轮宽	2.67	1	平型带 5.8 三角带 2.2
	重量	1.3	1	1.1
	成本	1.65	1.25	1.4

注：1. 括号内数值为可用的最大值。

2. * 有张紧轮时可达5(10)。

3. 实例对比值按75kW计算得出，其中传动比 $i = 1000/250 = 4$ ，带速为23.6 m/s，链速为7 m/s，齿轮和蜗杆圆周速度为5.85 m/s，重量包括轴和轴承在内。

液压传动和气压传动的速度、转矩均可无级调节；有减振、隔振和过载保护作用；能负载启动；操纵简单，易实现自动控制；易实现直线运动和旋转运动；但它们的效率较低，传动比不准确（有伺服阀时传动比较准确）。此外，液压传动需要压力供油装置；介质为油，能自润滑；工作时噪声小，低速时有爬行。气压传动需要压力气源；介质为空气，易获得，不污染环境；可用于高速；工作时噪声较大。

1.2 传动类型的选择

传动类型的选择程序一般是，根据使用要求考虑各类传动特点初拟几种传动方案，再按结构尺寸、重量、效率、可靠性和生产厂家的工艺装备、工艺水平，以及生产批量等进行技术经济评价，从中选用较佳方案。

传动类型的基本选择原则是：

- 1) 应尽量选用专业厂家生产的标准传动元件。
- 2) 对小功率设备宜选用造价低廉的传动，以降低初始费用；对大功率设备宜选用效率高的传动，以节约能源，降低运转费用。
- 3) 对长期运转的固定式设备应选用寿命长的传动；对移动式设

备应选用结构紧凑、重量轻的传动。

4) 对频繁换向,特别是往复直线运动,当不需准确传动比时宜优先选用本身具有吸振性能的液压或气压传动。

5) 对要求瞬时传动比恒定的宜选用齿轮或蜗杆传动;对只要求平均传动比恒定的可选用链传动。

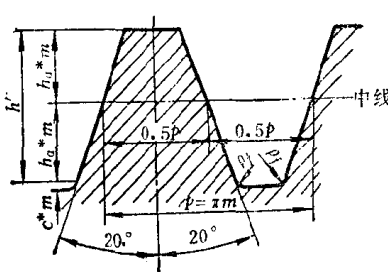
6) 对工作中可能出现过载的设备,在其传动系统中应包含具有过载保护性能的传动。

2 渐开线圆柱齿轮传动

2.1 基准齿形和模数系列

表9-2 基准齿形 (摘自GB1356—78)

参数名称及代号	标准齿	短齿
	齿形角 α	20°
齿顶高系数 h_a^*	1.0	0.8
顶隙系数 c^*	0.25 (0.35)	0.3
齿根圆角半径 ρ_f	0.38 m (0.25 m)	0.46 m



P —齿距 m —模数

注: 1. 参数值适用于 $m \geq 1 \text{ mm}$ 的渐开线圆柱齿轮。

2. 括号内数值为允许增大或减小值。

3. 在传动不产生干涉的条件下, 允许增大 ρ_f , 也允许做成单圆弧。

表9-3 模数系列 (摘自GB1357—78)

mm

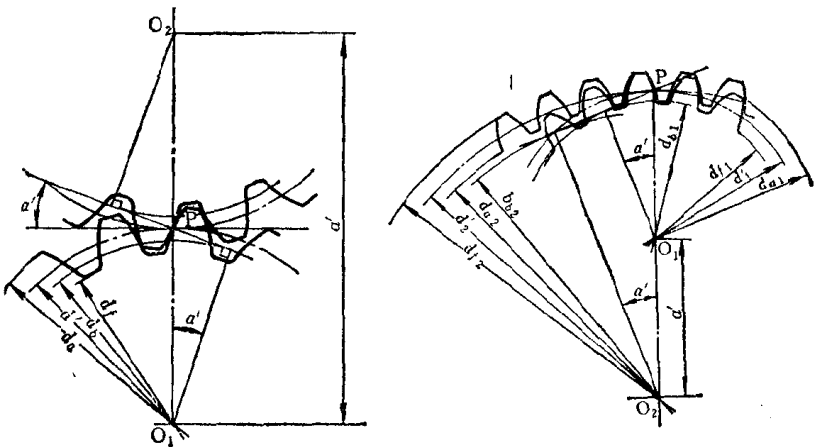
第一系列	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4
第二系列	1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.5	(3.75)	4.5
第一系列	5	6	8	10	12	16	20
第二系列	5.5	(6.5)	7	9	(11)	14	18

注：应优先采用第一系列，括号内的模数尽可能不用。

2.2 几何计算

表9-4 圆柱齿轮传动几何计算

(直齿、斜齿、人字齿、外啮合、内啮合、标准齿轮传动、变位齿轮传动通用)



序号	名称及代号	计算公式及说明
1	模数 m	由强度计算或结构设计确定。 m_n 按表9-3取标准值， $m_t = m_n / \cos \beta$

(续)

序号	名称及代号	计算公式及说明
2	分度圆螺旋角 β	直齿轮 $\beta = 0$ ，外啮合斜齿轮传动，二轮螺旋角相等、方向相反；内啮合斜齿轮传动，二轮螺旋角相等、方向相同
3	分度圆压力角 α	$\alpha_n = 20^\circ$, $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$
4	分度圆直径 d	$d = z m_f$ z —齿数
5	标准齿轮传动及高变位齿轮传动的中心距 a	$a = (d_2 \pm d_1) / 2 = (z_2 \pm z_1) m_n / 2 \cos \beta$
6	啮合角 α'	按总变位系数 $(x_2 \pm x_1)$ 求： $\operatorname{inv} \alpha'_t = \frac{2(x_2 \pm x_1)}{z_2 \pm z_1} \tan \alpha_t + \operatorname{inv} \alpha_t$ $x_t = x_n \cos \beta$ 按中心距 a' (变位后的) 求： $\cos \alpha'_t = \frac{a}{a'} \cos \alpha_t$
7	中心距变动系数 y	$y_n = \frac{a' - a}{m_n}$ $= \frac{z_2 \pm z_1}{2 \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t} - 1 \right)$ $y_t = y_n \cos \beta$
8	角变位齿轮传动的中心距 a'	$a' = a + y_t m_t = a + y_n m_n = a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t}$
9	插制齿轮时的啮合角 α'_j	$\operatorname{inv} \alpha'_{j0} = \frac{2(x_t \pm x_n)}{z_2 \pm z_0} \tan \alpha_t + \operatorname{inv} \alpha_t$ $\left. \begin{array}{l} x_0 \text{—插齿刀变位系数} \\ z_0 \text{—插齿刀齿数} \end{array} \right\} \text{见表 9-5}$ 设计时可按中等磨损程度考虑，即取 $x_0 = 0$

(续)

序号	名称及代号	计算公式及说明	
10	插制齿轮时的中心距 a_0	$a_0 = \frac{m_n(z \pm z_0)}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_{t0}}$	
11	齿根圆直径 d_f	外齿轮	滚齿 $d_f = d - 2(h_{an}^* + c_n^* - x_n)m_n$
			插齿 $d_f = 2a_0 - d_{a0}$ d_{a0} —插齿刀齿顶圆直径
		内齿轮 $d_{f2} = 2a_{02} + d_{a02}$ d_{a02} —插内齿轮时插齿刀齿顶圆直径 a_{02} —插内齿轮时的中心距 $d_{a02} = m(z_0 + 2h_{n0}^* + 2x_0)$ h_{n0}^* —表9-5	
12	齿顶圆直径 d_a	标准齿轮传动	外齿轮 $d_a = d + 2h_{an}^*m_n$
			内齿轮 $d_{a2} = d_2 - 2h_{an}^*m_n + \Delta d_a$ Δd_a 为避免过渡曲线干涉的直径增量 $\Delta d_a = \frac{2h_{an}^*m_n \cos^3 \beta}{z_2 \tan^2 \alpha_n}$ $h_{an}^* = 1$ 、 $\alpha_n = 20^\circ$ 时, $\Delta d_a = \frac{15.1m_n \cos^3 \beta}{z_2}$
		变位齿轮传动	外啮合 $d_{a1} = 2a' - d_{f2} - 2c_n^*m_n$ $d_{a2} = 2a' - d_{f1} - 2c_n^*m_n$
			内啮合 $d_{a1} = d_{f2} - 2a' - 2c_n^*m_n$ $d_{a2} = d_{f1} + 2a' + 2c_n^*m_n$
13	齿顶高 h_a	外齿轮 $h_a = (d_a - d) / 2$	
		内齿轮 $h_{a2} = (d_2 - d_{a2}) / 2$	

(续)

序号	名称及代号		计算公式及说明
14	齿根高 h_f	外齿轮	$h_f = (d - d_f) / 2$
		内齿轮	$h_{f2} = (d_{f2} - d_2) / 2$
15	齿高 h		$h = h_a + h_f$
16	基圆直径 d_b		$d_b = d \cos \alpha_t$
17	节圆直径 d'		$d' = d_b / \cos \alpha_t'$
18	分度圆齿距 p		$p_n = \pi m_n, p_t = \pi m_t$
19	基圆齿距 p_b		$p_{bt} = p_t \cos \alpha_t$
20	齿数比 u		$u = z_2 / z_1$
21	齿顶压力角 α_a		$\alpha_{at} = \arccos \frac{d_b}{d_a}$
22	端面重合度 ϵ_a		$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t') \pm z_2(\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t')]$
23	纵向重合度 ϵ_β		$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}$
24	总重合度 ϵ_γ		$\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta$
25	当量齿数 z_v		$z_v = z / \cos^3 \beta$
26	插内齿轮时不产生范成顶切校核		$z_0 \geq z_2 \left(1 - \frac{\tan \alpha_{at2}}{\tan \alpha_t'_{02}} \right)$ <p>对于标准内齿轮和正变位内齿轮，若插齿刀齿数 z_0 大于表9-6中相应数值时，可不校核</p>

(续)

序号	名称及代号	计算公式及说明
27	插内齿轮时不产生径向进刀顶切校核	若 z_2 大于表 9-5 相应的 z_{\min} 时, 不产生径向进刀顶切
28	过渡曲线干涉校核	小齿轮 (用齿条型刀具切齿时): $z_2 \tan \alpha_{a12} - (z_2 - z_1) \tan \alpha'_1$ $\geq z_1 \tan \alpha_1 - \frac{4(h_{a1}^* - x_{11})}{\sin 2\alpha_1}$ $h_{a1}^* = h_{an}^* \cos \beta, \quad x_{11} = x_n \cos \beta$ 内齿轮: $z_1 \tan \alpha_{a11} + (z_2 - z_1) \tan \alpha'_1$ $\leq (z_2 - z_0) \tan \alpha'_{02} + z_0 \tan \alpha_{00}$
29	重叠干涉校核	$z_1 (\text{inv} \alpha_{a11} + \delta_1) + (z_2 - z_1) \text{inv} \alpha'_1$ $- z_2 (\text{inv} \alpha_{a12} + \delta_2) \geq 0$ $\delta_1 = \arccos \frac{d_{c2}^2 - 4a'^2 - d_{a1}^2}{4a'd_{a1}}$ $\delta_2 = \arccos \frac{d_{a2}^2 + 4a'^2 - d_{a1}^2}{4a'd_{a2}}$
30	小齿轮齿顶厚 s_{a1}	$s_{a1} = d_{a1} \left(\frac{\pi + 4x_{n1} \tan \alpha_n}{2z_1} + \text{inv} \alpha_1 - \text{inv} \alpha_{a11} \right)$ 正火、调质: $s_{a1} > 0.25m_f$ 淬火: $s_{a1} > 0.4m_f$
侧 隙 检 验 尺 寸		
31	跨齿数 k (内齿轮为跨齿槽数) 公法线	$k \approx \frac{\alpha_n}{180^\circ} z' + 0.5 + \frac{2x_n \cot \alpha_n}{\pi}$ 当 $\alpha_n = 20^\circ$ 时, $k \approx 0.111z' + 0.5 + 1.749x_n$ 应按 4 舍 5 入圆整成整数 $z' = z \frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$

(续)

序号	名称及代号		计算公式及说明
31	公 法 线	公法线长度 W_k	$W_{k_n} = m_n \cos \alpha_n [\pi (k - 0.5) + z' \operatorname{inv} \alpha_n + 2x_n \tan \alpha_n]$ 当 $\alpha_n = 20^\circ$ 时 $W_{k_n} = m_n [2.9521(k - 0.5) + 0.014z' + 0.684x_n]$
32	圆 棒 (球)	外齿轮	$d_p = (1.6 \sim 1.9)m_n$ 常用 $1.68m_n$ 或 $1.732m_n$
		内齿轮	$d_p = (1.4 \sim 1.7)m_n$ 常用 $1.44m_n$ 或 $1.68m_n$
	圆棒(球)中心所在圆的压力角 α_M		$\operatorname{inv} \alpha_{Mt} = \operatorname{inv} \alpha_t \pm \frac{d_p}{d_b} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z}$
	跨 距 M	圆棒(球)跨距 M	偶数齿
奇数齿		$M = \frac{d_b}{\cos \alpha_{Mt}} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$	

注：1. 角标 t 指端面， n 指法面，1和2分别指小齿轮和大齿轮（或内齿轮），0指刀具。

2. 表中有“ \pm ”或“ \mp ”号处，上面的符号用于外齿轮或外啮合，下面的符号用于内齿轮或内啮合。

3. 对于标准齿轮及其传动，各式中的 x_n 或 x_t 均为零。

4. 对于直齿轮及其传动，各式中的 β 均为零。

5. 斜齿轮按公法线长度测量时，必须满足 $b > W_{t_n} \sin \beta$ 。

6. 渐开线函数计算公式为 $\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$ 。

7. 公法线长度和跨齿数的数值见章末附表9-3~9-5。

表9-5 直齿插齿刀基本参数和被切内齿轮最少齿数 z_{2min}

插齿刀型式	d_0 mm	m mm	z_0	x_0	d_{a0} mm	h_{a0}^*	x_2				
							0	0.4	0.8	1.2	2.0
							z_{2min}				
盘形直齿插齿刀 JB2496-78	76	2	38	0.420	82.24	1.25	68	56	49	44	40
	75	2.5	30	0.230	82.34		54	44	38	34	31
碗形直齿插齿刀 JB2496-78	75	3	25	0.167	83.10	1.25	48	38	33	29	26
	77	3.5	22	0.126	86.44		44	35	29	26	23

注：角标“0”指刀具的参数，例如 d_0 为插齿刀分度圆直径； x_0 为插齿刀变位系数。

表9-6 不产生范成顶切的插齿刀最少齿数 z_{0min}

($x_2 = x_0 = 0$, $\alpha = 20^\circ$)

内齿轮齿数 z_2	22	23	27	34	35	36	37	38	40	45	50	55	70	90	200	
z_{0min} (当 $d_{a2} = m z_2 - 2m$ 时)					29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18
z_{0min} (当 $d_{a2} = m z_2 - 2m + \frac{15.1}{z_2} m$ 时)	20	19														18

2.3 承载能力计算[⊖]

2.3.1 常用材料和硬度选择

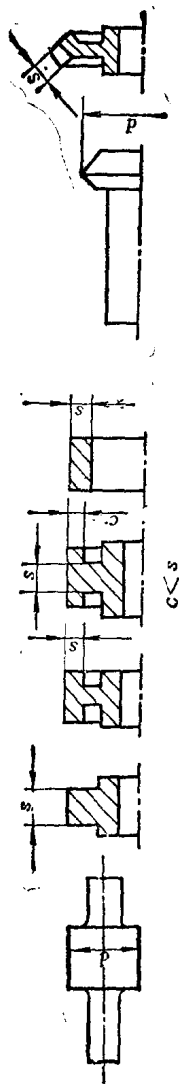
齿轮的常用材料、热处理方式及机械性能见表9-7。

对于软齿面 ($HB \leq 350$) 齿轮传动，小齿轮齿面硬度应比大齿轮高40~50个HB硬度单位。齿数比愈大，两轮的硬度差应愈大。下列经验公式可供选择硬度参考：

$$HB_1 = HB_2 \sqrt[6]{u} \quad (9-1)$$

⊖ 强度计算方法和图表基本取材于GB3480—83。

表9-7 齿轮常用材料及其机械性能



材料牌号	热处理方式	剖面尺寸		机械性能		硬 度	
		直径 d mm	壁厚 s mm	σ_b MPa	σ_s MPa	HB	HRC (表面淬火)
45	正 火	≤ 100	≤ 50	588	294	169~217	40~50
		101~300	51~150	569	284	162~217	
		301~500	151~250	549	275	162~217	
	调 质	≤ 100	≤ 50	647	373	229~286	
		101~300	51~150	628	343	217~255	
		301~500	151~250	608	314	197~255	

40Cr	调质	≤100 101~300 301~500	≤50 51~150 151~250	735 686 637	539 490 441	241~286 241~286 229~269	48~55
20Cr	渗碳、淬火、 回火、渗氮	≤60		637	392		56~62 53~60
20CrMnTi	渗碳、淬火、 回火、渗氮	15		1079	834		56~62 57~63
ZG45	正火			569	314	163~207	
ZG35CrMnTi	正火、回火 调质			686 785	343 588	163~217 197~269	
HT300				294		187~255	
HT350				343		197~269	
QT500-5				490	343	147~241	
QT600-2				588	412	229~302	
KTZ500-4				490	333	179~241	
KTZ600-3				588	412	201~269	

式中 HB_1 、 HB_2 ——小齿轮、大齿轮的齿面布氏硬度值。

2.3.2 主要参数选择

a. 模数 模数值取决于轮齿抗弯曲能力。在满足弯曲强度的前提下，宜取较小模数值。

对于中、低速齿轮传动，可取 $m = (0.01 \sim 0.02) a$ 。软齿面、载荷平稳时取较小值；硬齿面、开式传动、冲击载荷时取较大值。

对于传递动力的齿轮，一般应使模数不小于 $1.5 \sim 2 \text{ mm}$ 。

模数必须按表 9-3 取为标准值。

b. 齿数 为避免根切，标准齿轮的最少齿数应不少于 17 齿；若允许少量根切或采用变位齿轮时，则可少至 14 或 12，甚至更少。

对于软齿面闭式传动，传动尺寸主要取决于齿面接触疲劳强度，而轮齿弯曲疲劳强度往往比较富裕。这时，在保持传动尺寸不变且满足弯曲强度要求的前提下，齿数应取多些，因为齿数增多将使重合度增大，从而能提高传动的平稳性；滑动系数减小能提高传动效率；毛坯外径减小减轻齿轮重量；切削量减小能延长刀具使用寿命，减少加工工时。一般取 $z_1 = 20 \sim 40$ 。

对于开式传动或硬齿面闭式传动，传动尺寸往往决定于齿轮弯曲疲劳强度，齿数 z_1 不宜取得过多。

c. 螺旋角 分度圆螺旋角 β 值过小，则斜齿的优点不显著； β 过大，则轴向力大。对于斜齿轮，一般取 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ ；人字齿轮可取 $\beta = 25^\circ \sim 40^\circ$ 。

d. 齿宽和齿宽系数 当其他条件相同时，齿宽愈大，则轮齿的承载能力愈高或传动的径向尺寸愈小，圆周速度低。但是，齿宽愈大，载荷沿齿宽的分布愈不均匀。因此，应兼顾这两个方面来选择齿宽。

齿宽系数反映齿宽的相对值，常用 $\psi_a = b/a$ ， $\psi_d = b/d_1$ 和 $\psi_m = b/m$ 表示。 $\psi_d = (u \pm 1)\psi_a/2$ ， $\psi_m = (u \pm 1)\psi_a z_1/2 = \psi_d z_1$ 。

对于减速器：轻型减速器 $\psi_a = 0.2 \sim 0.4$ ；一般用途的减速器 $\psi_a = 0.4$ ；中载、中速减速器 $\psi_a = 0.4 \sim 0.6$ ；重型减速器 $\psi_a = 0.8$ 。

开式传动常取 $\psi_a = 0.1 \sim 0.3$ （或 $\psi_d = 0.3 \sim 0.5$ ）。