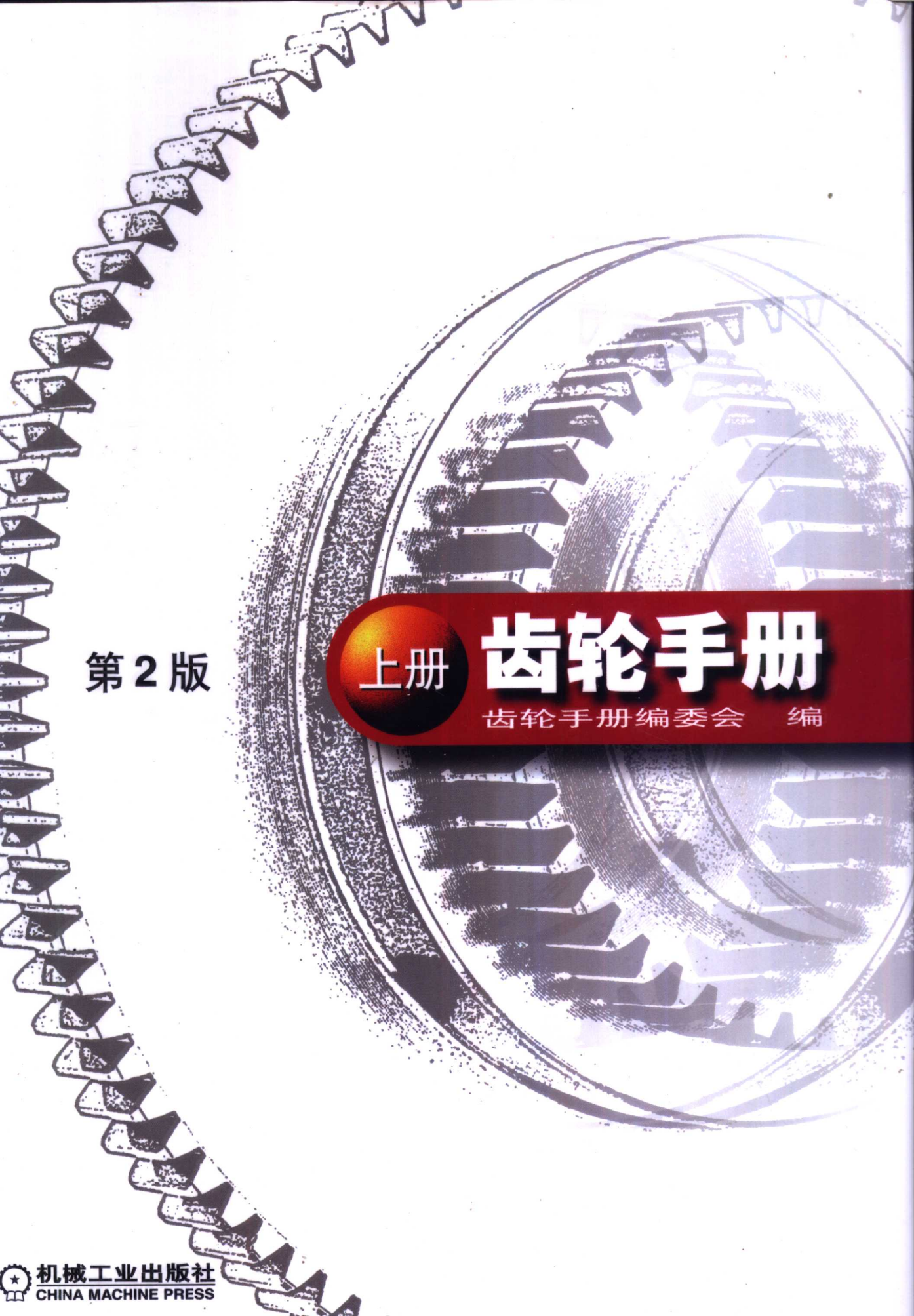




第2版

上册

齿轮手册

齿轮手册编委会 编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

第 2 篇 渐开线圆柱齿轮传动

主 编 雷光 张民安

编写人

审稿人

第 1 章 王知行(哈尔滨工业大学)

第 2 章 王知行

第 3 章 许洪基 王振林(北京联合大学)

雷光

第 4 章 张民安(郑州机械研究所)

许洪基

第 5 章 张元国(郑州机械研究所)

许洪基 张民安

第 6 章 常可勤、蔡远、刘之镭、朱世清
(郑州机械研究所)

陶燕光(郑州机械研究所)

第 7 章 李钊刚(南京高速齿轮箱厂)

陶燕光 张民安

第 8 章 刘忠明(郑州机械研究所)

张元国

第 1 章 渐开线圆柱齿轮的基本齿廓与模数系列

1 渐开线圆柱齿轮的基本齿廓

对于模数 $m \geq 1\text{mm}$ 的渐开线圆柱齿轮, 其基本齿廓是指基本齿条的法向齿廓, 应采用现行的 GB1356—87《渐开线圆柱齿轮基本齿廓》(见图 2.1-1), 其参数如下:

- 1) 齿形角 $\alpha = 20^\circ$;
 - 2) 齿顶高 $h_a = h_a^* m$ ($h_a^* = 1$), 工作齿高 $h_w' = 2m$, 在工作齿高部分的齿形是直线;
 - 3) 齿距 $p = \pi m$, 中线上的齿厚和齿槽宽度相等;
 - 4) 顶隙 $c = c^* m$ ($c^* = 0.25$);
 - 5) 齿根圆角半径 $\rho_f \approx 0.38m$ 。
- 允许齿顶修缘, 其修缘量的大小, 由设计者确定。
- 对于 $m < 1\text{mm}$ 者, 要用 GB2362—90 小模数齿轮的基本齿廓 (见本书第 10 篇)。

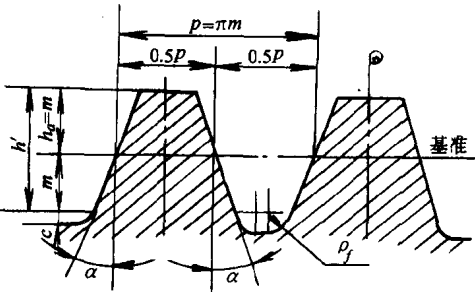


图 2.1-1 渐开线圆柱齿轮基本齿廓

2 渐开线圆柱齿轮的模数系列

渐开线圆柱齿轮模数的现行系列是 GB1357—87《渐开线圆柱齿轮模数》(见表 2.1-1), 表中模数的代号为 m , 其单位为 mm , 对于斜齿轮是指法向模数, 选用时, 优先采用第一系列, 括号内的模数尽可能不用。

表 2.1-1 渐开线圆柱齿轮模数

(mm)					
第一系列	第二系列	第一系列	第二系列	第一系列	第二系列
0.1		0.2			0.35
0.12		0.25		0.4	
0.15		0.3		0.5	

(续)

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

注: 对于斜齿圆柱齿轮是指法向模数 m_n 。优先选用第一系列, 括号内的数值尽可能不用。

3 其他非标准齿廓

当 GB1356—87 齿廓不能满足需要时, 也可以使用其他非标准齿廓:

- 1) 小齿形角的齿廓, 如 $\alpha = 14.5^\circ$ 或 $\alpha = 15^\circ$ 的齿形角, 在英美的标准中, 这种齿形一般用于径节制 (即经节 $P = z/d$, $m = \frac{25.4}{P}$); 它可以增大重合度降低噪声。
- 2) 大齿形角的齿廓, 如 $\alpha = 22.5^\circ$ 常用于汽车拖拉机齿轮, $\alpha = 28^\circ$ 多用于航空齿轮; 它可以提高齿面的接触强度和齿根的弯曲强度。
- 3) 齿顶高系数 $h_a^* < 1$ 的短齿齿廓, $h_a^* = 0.8$ 或 0.9 , 主要用于汽车、拖拉机的齿轮; 用以降低齿顶齿根间的滑动速度, 提高抗胶合能力。
- 4) 齿顶高系数 $h_a^* > 1$ 的长齿齿廓, 如 $h_a^* = 1.2$, 主要用于高精度的航空、船舶齿轮; 以达到重合度 $\epsilon > 2$, 降低噪声、提高承载能力。

第2章 圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

1 标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

1.1 外啮合标准圆柱齿轮传动

外啮合标准圆柱齿轮传动如图 2.2-1 所示, 其几何尺寸计算公式列于表 2.2-1 中。

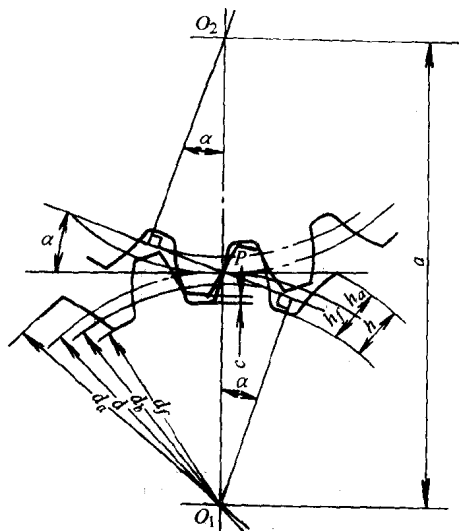


图 2.2-1 外啮合标准圆柱齿轮传动

表 2.2-1 外啮合标准圆柱齿轮传动
几何尺寸计算

序号	名称	代号	直齿轮	斜齿(人字齿) 轮
1	模数	m	m 由强度计算或结构设计确定, 并按表 2.1-1 取标准值	m_n m_n 取标准值。其确定方法与直齿轮相同 $m_t = m_n / \cos \beta$
2	齿数	z_1, z_2	z_1, z_2	z_1, z_2
3	分度圆柱螺旋角	β	$\beta = 0$	β 按推荐的值或按中心距等条件确定, 一对斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角大、小相等, 方向相反
4	分度圆压力角	α	α 取标准值	α_n (取标准值) $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$

(续)

序号	名称	代号	直齿轮	斜齿(人字齿) 轮
5	齿顶高系数	h_a^*	h_a^* 按第1章取标准值	h_{an}^* (取标准值) $h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$
6	顶隙系数	c^*	c^* 按第1章取标准值	c_n^* (取标准值) $c_t^* = c_n^* \cos \beta$
7	分度圆直径	d	$d = zm$	$d = zm_t = z \frac{m_n}{\cos \beta}$
8	基圆直径	d_b	$d_b = d \cos \alpha$	$d_b = d \cos \alpha_t$
9	齿距	p	$p = \pi m$	$p_n = \pi m_n$ $p_t = \pi m_t$
10	基圆齿距	p_b	$p_b = p \cos \alpha$	$p_{bn} = p_n \cos \alpha_t$
11	齿顶高	h_a	$h_a = h_a^* m$	$h_a = h_{an}^* m_n = h_{at}^* m_t$
12	齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^*) m$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^*) m_n$ $= (h_{at}^* + c_t^*) m_t$
13	全齿高	h	$h = h_a + h_f$	$h = h_a + h_f$
14	齿顶圆直径	d_a	$d_a = d + 2h_a$ $= (z + 2h_a^*) \times m$	$d_a = d + 2h_a$ $= \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2h_{an}^* \right) \times m_n$
15	齿根圆直径	d_f	$d_f = d - 2h_f$ $= (z - 2h_a^* - 2c^*) m$	$d_f = d - 2h_f$ $= \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2h_{an}^* - 2c_n^* \right) \times m_n$
16	中心距	a	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$ $= \frac{z_1 + z_2}{2} m$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$ $= \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m_n}{\cos \beta}$
17	齿数比	u	$u = z_2 / z_1$	$u = z_2 / z_1$
18	齿顶压力角端面重合度	α_a ϵ_a	$\alpha_a = \arccos(d_b / d_a)$ $\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} \times [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha'_1) + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha'_2)]$	$\alpha_{at} = \arccos(d_{bt} / d_{at})$ $\epsilon_{at} = \frac{1}{2\pi} \times [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha'_{t1}) - z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha'_{t2})]$
19	轴向重合度	ϵ_β	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n$
	总重合度	ϵ_γ	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta$
20	当量齿数	z_v	$z_v = z$	$z_v = z / \cos^3 \beta$ $\approx z / \cos^3 \beta$

1.2 内啮合标准圆柱齿轮传动

内啮合标准圆柱齿轮传动如图 2.2-2 所示,其几何尺寸计算公式列于表 2.2-2 中。

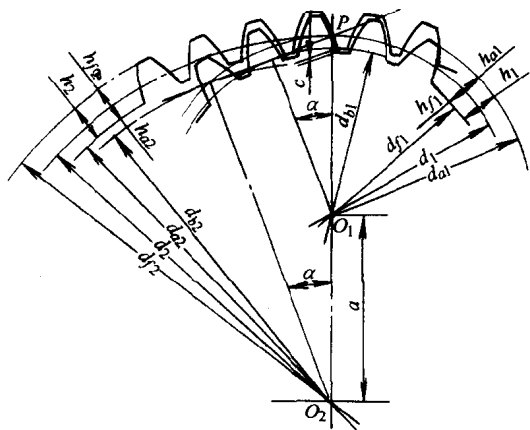


图 2.2-2 内啮合标准圆柱齿轮传动

表 2.2-2 内啮合标准圆柱齿轮传动
几何尺寸计算

序号	名称	代号	直齿内齿轮	斜齿(人字齿)内齿轮
1	模数	m	m 由强度计算或结构设计确定,并按表 2.1-1 取标准值	m_n $m_t = m_n / \cos \beta$ m_n 取标准值,其确定方法与直齿轮相同
2	齿数	z_1, z_2	z_1, z_2 , 为避免齿廓重叠干涉,一般应使 $z_2 - z_1 > 10$	
3	分度圆螺旋角	β	$\beta = 0$	β 按推荐用数值或按中心距等条件确定,一对内啮合斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角大小相等,方向相同
4	分度圆压力角	α	α 取标准值	α_n (取标准值) $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$
5	齿顶高系数	h_a^*	h_a^* 按第 1 章取标准值	h_{an}^* (取标准值) $h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$
6	顶隙系数	c^*	c^* 按第 1 章取标准值	c_n^* (取标准值) $c_t^* = c_n^* \cos \beta$
7	分度圆直径	d	$d = zm$	$d = zm_t = z \frac{m_n}{\cos \beta}$

(续)

序号	名称	代号	直齿内齿轮	斜齿(人字齿)内齿轮
8	基圆直径	d_b	$d_b = d \cos \alpha$	$d_b = d \cos \alpha_n$
9	全齿高	h_2	$h_2 = \frac{1}{2} (d_{f2} - d_{a2})$	
10	齿顶圆直径	d_{a1}, d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = (z_1 + 2h_a^*)m$ $d_{a2} = d_2 - 2h_a^*m + \Delta d_a$ $h_a^* = 1$, 按上式计算 d_{a2} 时, $z_1 \geq 22$ 为避免过渡曲线干涉,应将齿顶圆直径增大,增大量 Δd_a 为: $\Delta d_a = \frac{2h_a^{*2}m}{z_2 \cdot \tan^2 \alpha}$ $h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$ 时, $\Delta d_a = \frac{15.1m}{z_2}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{an}^*m_n$ $d_{a2} = d_2 - 2h_{an}^*m_n + \Delta d_a$ $\Delta d_a = 2h_{an}^{*2}m_n \cdot \cos^3 \beta / z_2 \tan^2 \alpha_n$ $h_{an}^* = 1, \alpha_n = 20^\circ$ 时, $\Delta d_a = \frac{15.1m_n \cos^3 \beta}{z_2}$
11	齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^*)m$ 用插齿刀切削内齿轮时,齿根圆直径 d_{f2} 的计算式见表 2.2-16	$d_{f2} = d_2 + 2(h_{an}^* + c_n^*)m_n$
12	中心距	a	$a = \frac{1}{2} (d_2 - d_1)$ $= \frac{1}{2} (z_2 - z_1)m$	$a = \frac{1}{2} (d_2 - d_1)$ $= \frac{1}{2} (z_2 - z_1) \frac{m_n}{\cos \beta}$
13	齿数比	u	$u = z_2 / z_1$	
14	齿顶压力角	α_a	$\alpha_a = \arccos (d_b / d_a)$	$\alpha_{at} = \arccos (d_b / d_{at})$
15	端面重合度	ϵ_a	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} \times [z_2 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_1 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} \times [z_2 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha'_t) + z_1 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha'_t)]$
	轴向重合度	ϵ_β	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n$
	总重合度	ϵ_γ	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta$
16	当量齿数	z_v	$z_v = z$	$z_v = z / \cos^2 \beta \cos \beta$ $\approx z / \cos^3 \beta$

注: 1. 与内齿轮相啮合的小齿轮几何尺寸的计算公式见表 2.2-1。

2. 下角标 n 表示斜齿轮的法向参数, t 表示端面参数。

2 齿轮与齿条传动

2.1 齿轮与齿条传动特点

齿轮与齿条传动如图 2.2-3 所示, 其中齿轮作回转运动, 齿条作直线运动。齿条直线运动的速度 v (单位: mm/s) 与齿轮分度圆直径 d 、转速 n 之间的关系为

$$v = \frac{\pi d n}{60}$$

式中 d ——齿轮分度圆直径 (mm);

n ——齿轮转速 (r/min)。

齿条与齿轮正确啮合条件是基圆齿距相等, 齿条基圆齿距是其两相邻同侧直线齿廓的垂直距离, 即 $p_b = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$ 。

齿条与齿轮的实际啮合线为 $\overline{BB_1}$ (见图 2.2-3), 即齿条齿顶线及齿轮齿顶圆与垂直于齿条直线齿廓并切于齿轮基圆的直线的交点 B 及 B_1 之间的长度。

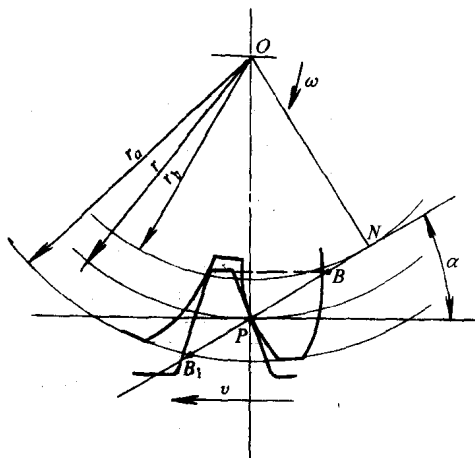


图 2.2-3 齿轮与齿条传动

2.2 齿轮与齿条加工中的过切和啮合传动中的干涉

2.2.1 齿轮与齿条加工中的根切及顶切

(1) 齿条用铣刀加工, 齿轮用滚刀加工时 若用标准齿轮, 则应选用合适的齿数, 以避免加工时产生根切; 若用变位齿轮, 则应根据齿数的多少选择合适的变位系数, 避免齿顶变尖或根切。

(2) 齿轮用滚刀加工, 而齿条用插齿刀加工时 当用齿数 $z_0 < 17$ 的插齿刀加工 $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$ 的齿条时, 齿条可能产生顶切现象。

2.2.2 齿轮与齿条啮合传动中的干涉

(1) 齿轮齿顶与齿条齿根的干涉 如齿轮用滚刀

加工, 齿条用插齿刀加工。当这两者啮合时, 齿条上过渡曲线起始点 C (见图 2.2-4) 至齿条齿顶线的高度 y_0 若小于齿条齿根部实际啮合点 B_1 至齿条齿顶线的高度 y 时, 齿轮齿顶与齿条齿根将产生干涉。避免此种干涉的条件为: $y_0 \geq y$

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= r_{a0} \cos(\alpha_{a0} - \alpha) + m h_a^* - m x_0 - r_0 \\ y &= r_{a1} \cos(\alpha_{a1} - \alpha) + m h_a^* - m x_1 - r_1 \end{aligned} \right\} (2.2-1)$$

式中 α_{a0} 、 α_{a1} ——加工齿条的插齿刀及与齿条啮合的齿轮的齿顶压力角;

r_0 、 r_1 ——插齿刀及齿轮的分度圆半径;

x_0 、 x_1 ——插齿刀及齿轮的变位系数。

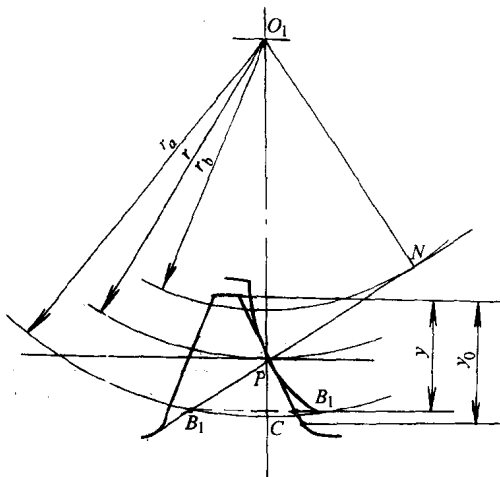


图 2.2-4 齿轮齿顶与齿条齿根干涉

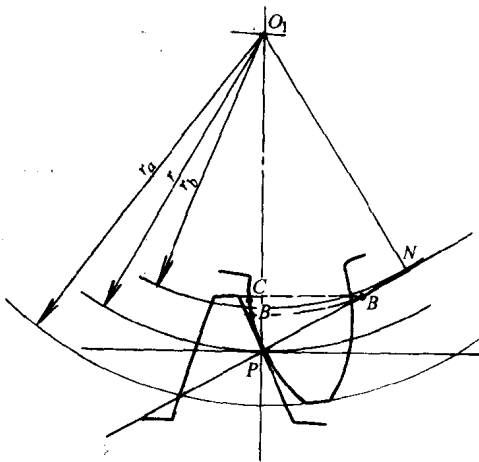


图 2.2-5 齿条齿顶与齿轮齿根的干涉

(2) 齿条齿顶与齿轮齿根的干涉 如齿轮 z_1 用插齿刀加工, 齿条上过渡曲线起始点 C 的压力角 α_C 若大于齿条与齿轮啮合起始点 B 的压力角 α_B (见图 2.2-5), 则齿条的齿顶将与齿轮齿根产生干涉。为避免这种

式中 α ——齿轮分度圆压力角, 即为刀具的齿形角。

该对齿轮传动的中心距 a' 为

$$a' = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} \quad (2.2-4)$$

其中心距变动系数 y (见表 2.2-4 中正传动与负传动的图) 为

$$y = \frac{1}{2} (z_1 + z_2) \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right) \quad (2.2-4')$$

由于总变位系数 $x_\Sigma = (x_1 + x_2)$ 的不同, 可将齿轮传动分成以下几种类型:

(1) 非变位齿轮传动 (又称为标准齿轮传动)

$$x_\Sigma = x_1 = x_2 = 0$$

$$a' = a$$

$$a' = a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$$

$$y = 0$$

(2) 高度变位齿轮传动

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0, \text{ 即 } x_1 = -x_2$$

$$a' = a$$

$$a' = a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$$

$$y = 0$$

(3) 角度变位齿轮传动

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$$

它又可分为两种情况:

i) 正传动

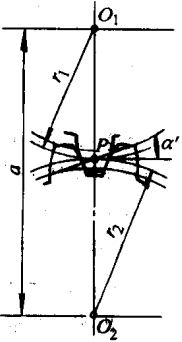
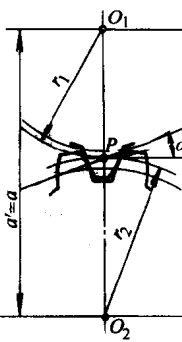
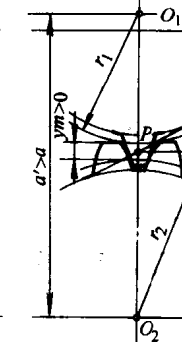
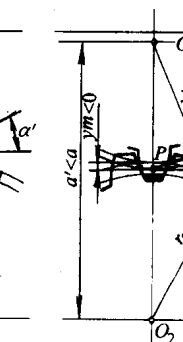
$$x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0, a' > a, a' > a, y > 0$$

ii) 负传动

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 < 0, a' < a, a' < a, y < 0$$

各种齿轮传动的特点及其与标准齿轮传动的比较, 列于表 2.2-4。

表 2.2-4 变位齿轮传动的分类与比较

名 称	代 号	传 动 类 型			
		非变位齿轮传动 $x_\Sigma = x_1 = x_2 = 0$	高度变位齿轮传动 $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$	角度变位齿轮传动 $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$	
				$x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$	$x_\Sigma = x_1 + x_2 < 0$
					
		a) $x_1 = x_2 = 0$	b) $x_1 + x_2 = 0$	c) $x_1 + x_2 > 0$	d) $x_1 + x_2 < 0$
分度圆直径	d	$d = mz$			
基圆直径	d_b	$d_b = mz \cos \alpha$			
分度圆齿距	p	$p = \pi m$			
中心距	a	$a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$		$a' > a$	$a' < a$
啮合角	α'	$\alpha' = \alpha = \alpha_0$		$\alpha' > \alpha$	$\alpha' < \alpha$
节圆直径	d'	$d' = d$		$d' > d$	$d' < d$
分度圆齿厚	s	$s = \frac{1}{2} \pi m$		$x > 0, s > \frac{1}{2} \pi m; x < 0, s < \frac{1}{2} \pi m$	
齿顶厚	s_a	$s_a = d_0 \left(\frac{\pi}{2z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right)$		$x > 0, s_a \text{ 减小}; x < 0, s_a \text{ 增大}$	
齿根厚	s_f	小齿轮齿根较薄		$x > 0, \text{齿根增厚}; x < 0, \text{齿根变薄}$	
齿顶高	h_a	$h_a = h_a^* m$		$x > 0, h_a > h_a^* m; x < 0, h_a < h_a^* m$	
齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^*) m$		$x > 0, h_f < (h_a^* + c^*) m; x < 0, h_f > (h_a^* + c^*) m$	
全齿高	h	$h = (2h_a^* + c^*) m$		$h < (2h_a^* + c^*) m$	$h > (2h_a^* + c^*) m$
重合度	ϵ	一般可保证 ϵ 大于许用值		略减小	减小
滑动率	η	小齿轮齿根有较大的 $\eta_{1\max}$		$\eta_{1\max}$ 减小, 可使 $\eta_{1\max} = \eta_{2\max}$	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, 可使 $\psi_{1\max} = \psi_{2\max}$	增大
效率				提高	提高
齿数限制		$z_1 > z_{\min}, z_2 > z_{\min}$		$z_1 + z_2 \geq 2z_{\min}$	$z_1 + z_2$ 可以小于 $2z_{\min}$

3.1.2 变位齿轮的功用

(1) 减小齿轮传动的结构尺寸,减轻重量 在传动比一定的条件下,可使小齿轮齿数 $z_1 < z_{\min}$,从而使传动的结构尺寸减小,减轻机构重量。

(2) 避免根切,提高齿根的弯曲强度 当小齿轮齿数 $z_1 < z_{\min}$ 时,可以利用正变位避免根切,提高齿根的弯曲强度。

(3) 提高齿面的接触强度 采用啮合角 $\alpha' > \alpha$ 的正传动时,由于齿廓曲率半径增大,故可以提高齿面的接触强度。

(4) 提高齿面的抗胶合耐磨损能力 采用啮合角 $\alpha' > \alpha$ 的正传动,并适当分配变位系数 x_1 、 x_2 ,使两齿轮的最大滑动率相等时,既可降低齿面接触应力,又可降低齿面间的滑动率以提高齿轮的抗胶合和耐磨损能力。

(5) 配凑中心距 当齿数 z_1 、 z_2 不变的情况下,啮合角 α' 不同,可以得到不同的中心距,以达到配凑中心距的目的。

(6) 修复被磨损的旧齿轮 齿轮传动中,小齿轮磨损较重,大齿轮磨损较轻,可以利用负变位把大齿轮齿面磨损部分切去再使用,重配一个正变位小齿轮,这就节约了修配时需要的材料与加工费用。

3.2 变位系数的选择

3.2.1 选择变位系数的基本原则

为了充分发挥变位齿轮的优越性,就必须正确地选择变位系数。对于在不同条件下工作的齿轮传动,可以根据其材料及热处理的情况以及对传动质量指标的不同要求,选取不同的变位系数 x_1 和 x_2 ,以达到提高齿轮传动承载能力的目的。

对于不同的情况,选择变位系数的一般原则为:

(1) 润滑条件良好的闭式齿轮传动 当齿轮表面的硬度不高时 ($HBS < 350$),即对于齿面未经渗碳、渗氮、表面淬火等硬化处理的齿轮,齿面疲劳点蚀或剥蚀为其主要的失效形式,这时应选择尽可能大的总变位系数 x_2 ,即尽量增大啮合角 α' ,以便增大啮合节点处齿廓的综合曲率半径,减少接触应力,提高接触强度与疲劳寿命。

当轮齿表面硬度较高时 ($HBS > 350$),常因齿根疲劳裂纹的扩展造成轮齿折断而使传动失效,这时,选择变位系数应使齿轮的齿根弯曲强度尽量增大,并尽量使相啮合的两齿轮具有相近的弯曲强度。

(2) 开式齿轮传动 齿面研磨磨损或轮齿折断为其主要的失效形式。故应选择总变位系数 x_2 尽可能大的正变位齿轮,并适当分配变位系数,使两轮齿根处的

最大滑动率相等,这样不仅可以减小最大滑动率,提高其耐磨损能力,同时还可以增大齿根厚度,提高轮齿的弯曲强度。

(3) 重载齿轮传动 重载齿轮传动的齿面易产生胶合破坏,除了要选择合适的润滑油粘度,或采用含有添加剂的活性润滑油等措施外,应用变位齿轮时,应尽量增大传动的啮合角 α' (即增大总变位系数 x_2),并适当分配变位系数 x_1 和 x_2 ,以使最大滑动率接近相等,这样不仅可以增大齿面的综合曲率半径,减小齿面接触应力,还可以减小最大滑动率以提高齿轮的抗胶合能力。

(4) 高精度齿轮传动 对于精度高于7级的重载齿轮传动,为了减小节点处齿面上的压力,可以适当选择变位系数,使节点位于两对齿啮合区,以减少每一对啮合轮齿上的载荷,提高承载能力。

(5) 斜齿圆柱齿轮传动 斜齿圆柱齿轮传动可以采用高度变位或角度变位,而实际上多采用标准齿轮传动。利用角度变位,可以增加齿面的综合曲率半径,有利于提高斜齿轮的接触强度,但变位系数较大时,又会使啮合轮齿的接触线过分地缩短,反而降低其承载能力。故采用角度变位,对提高斜齿圆柱齿轮的承载能力的效果并不大。有时,为了配凑中心距的需要,采用变位齿轮时,可以按其当量齿数 $z_v (=z/\cos^3\beta)$,仍用直齿圆柱齿轮选择变位系数的方法确定其变位系数。

3.2.2 选择变位系数的限制条件

1. 保证加工时不根切

在齿轮加工过程中,若被加工齿轮的齿数过少,或其变位系数过小(或负变位系数过大)时,就可能产生根切现象,降低轮齿的承载能力或影响齿轮传动的平稳性。用齿条型刀具加工标准直齿圆柱齿轮时,被加工齿轮不产生根切的最少齿数 $z_{\min}$ 为

$$z_{\min} = 2h_a^* / \sin^2\alpha \quad (2.2-5)$$

加工变位齿轮时,被加工齿轮不产生根切的最小变位系数 $x_{\min}$ 为

$$x_{\min} = h_a^* \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} \quad (2.2-5')$$

式中 h_a^* —— 齿轮的齿顶高系数;

z —— 被加工齿轮的齿数。

对于不同的齿形角 α 和齿顶高系数 h_a^* 、 $z_{\min}$ 和 $x_{\min}$ 值列于表 2.2-5。

表 2.2-5 最少齿数 $z_{\min}$ 及最小变位系数 $x_{\min}$

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

用刃磨到标准截面的插齿刀 (其变位系数 $x_0=0$) 加工外齿直齿轮时, 不根切的最少齿数为

$$z_{\min} = \sqrt{z_0^2 + \frac{4h_{a0}^*}{\sin^2 \alpha} (z_0 + h_{a0}^*)} - z_0 \quad (2.2-6)$$

式中 α ——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。

当插齿刀的齿顶高系数 h_{a0}^* 和齿数 z_0 不同时, 其加工标准外齿直齿轮不根切的最少齿数 $z_{\min}'$ 如表 2.2-6。当用新插齿刀 ($x_0 > 0$) 加工标准直齿外齿轮时, 不根切最小齿数 $z_{\min}'$ 比表 2.2-6 中所列数值小, 故用新插齿刀加工齿轮时不易产生根切。

表 2.2-6 加工标准外齿直齿轮
不根切的最少齿数

z_0	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 $x_0 < 0$, $z_{\min}'$ 将略大于表中值。

用插齿刀加工直齿外齿轮不根切的最小变位系数 $x_{\min}$ 为

$$x_{\min} = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(z_0 + 2h_{a0}^*)^2 + (z^2 + 2zx_0) \cos^2 \alpha} - (z_0 + z) \right] \quad (2.2-7)$$

式中 z ——被加工齿轮的齿数;

z_0 ——插齿刀齿数。

2. 保证加工时不顶切

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”。应用刃磨到标准截面 (即 $x_0=0$) 的插齿刀加工标准齿轮时, 不产生顶切的最多齿数 $z_{\max}$ 为

$$z_{\max} = \frac{z_0^2 \sin^2 \alpha - 4h_a^{*2}}{4h_a^* - 2x_0 \sin^2 \alpha} \quad (2.2-8)$$

式中 z_0 ——插齿刀齿数;

h_a^* ——被加工齿轮齿顶高系数。

当 $h_a^*=1, \alpha=20^\circ$ 时, 对于不同的插齿刀齿数 z_0 , 其 $z_{\max}$ 值如表 2.2-7。

表 2.2-7 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	∞

从该表可以看出, 当插齿刀的齿数 $z_0 \geq 17$ 时, 加工任何齿数的齿轮都不会产生顶切, 因此, 用齿条插刀

或滚刀加工任意齿数的齿轮, 都不会产生顶切现象。

3. 保证必要的齿顶厚

为了保证齿顶强度, 一般要求齿顶厚 $S_a \geq 0.25m$ (对于表面淬火的齿轮, 要求 $S_a > 0.4m$)。对于标准齿轮, 齿顶厚大多可以满足这一要求, 而变位齿轮的齿顶厚 S_a 却随着正变位系数的增大而减小, 故当变位系数较大时 (特别是齿数较少时), 应按下式验算齿顶厚:

$$S_a = d_a \left[\frac{\pi + 4x \tan \alpha}{2z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right] \quad (2.2-9)$$

式中 d_a ——齿轮的齿顶圆直径;

α ——齿轮的分度圆压力角;

α_a ——齿轮的齿顶压力角;

$\alpha_a = \arccos (d_b/d_a)$

4. 保证必要的重合度

为保证齿轮传动的平稳性, 一般要求重合度 $\epsilon \geq 1.2$ 。

重合度的计算公式为

$$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] \quad (2.2-10)$$

式中 α' ——齿轮传动的啮合角;

α_{a1}, α_{a2} ——齿轮 z_1 和齿轮 z_2 的齿顶压力角。

对于正常齿制的标准齿轮传动 ($h_a^*=1, \alpha'=a=20^\circ$), 一般都能保证 $\epsilon \geq 1.2$, 但变位齿轮传动的重合度 ϵ , 却随着啮合角 α' 的增大而减小, 故当啮合角 α' 较大时, 或对于短齿 ($h_a^*=0.8$) 正变位齿轮传动 (特别是当齿数较小时), 应按上式校验其重合度。

5. 保证啮合时不干涉

一对齿轮啮合传动, 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。为避免这种过渡曲线干涉, 必须保证齿轮的工作齿廓的边界点 B (见图 2.2-8) 不得超过齿廓上的渐开线的起始点 C 。

根据渐开线齿轮加工过程中齿廓曲线的形成原理, 可以求出渐开线起始点 C 的位置。而根据图 2.2-8 的一对渐开线齿轮的啮合情况, 又可以找出轮齿开始啮合点 B 的位置, 从而可以得出用齿条型刀具加工的齿轮不产生啮合干涉的条件。

用齿条型刀具加工的齿轮, 小轮齿根不干涉的条件是:

$$\tan \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha} \quad (2.2-11)$$

大轮齿根不干涉的条件是:

$$\tan \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha} \quad (2.2-12)$$

式中 α ——齿轮 z_1 、 z_2 的分度圆压力角；
 α' ——该对齿轮的啮合角；
 α_{a1} 、 α_{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。

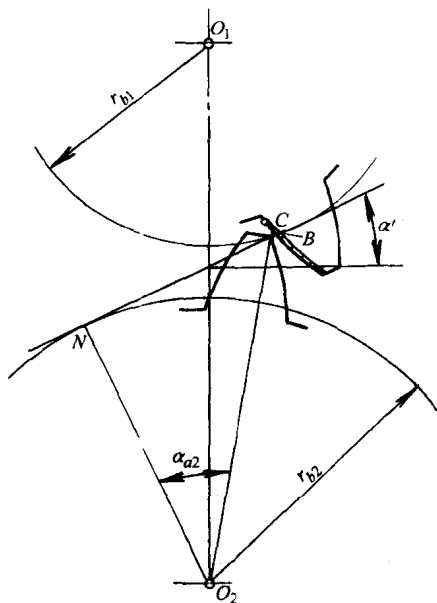


图 2.2-8 不产生过渡曲线干涉的条件

3.2.3 外啮合圆柱齿轮变位系数的选择方法

1. 利用线图选择变位系数^[8]

图 2.2-9 是用于齿条型刀具加工外齿轮的选择变位系数线图，它是由哈尔滨工业大学提出的变位系数选择方法，经比较，它优于目前所用的其他种类的线图法。本线图用于小齿轮齿数 $z_1 \geq 12$ 。其右侧部分线图的横坐标表示一对啮合齿轮的齿数和 z_x ，纵坐标表示总变位系数 x_x ，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° ， 20° ，……， 24° ， 25° 等）时总变位系数 x_x 与齿数和 z_x 的函数关系。应用时，可根据所设计的一对齿轮的齿数和 z_x 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_x 。对于同一 z_x ，当所选的 x_x 越大（即啮合角 α' 越大）时，其传动的重合度 ϵ 就越小（即越接近于 $\epsilon = 1.2$ ）。

在确定总变位系数 x_x 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_x ，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 O 向左 x_1 为正值，反之 x_1 为负值）。根据 x_x 及齿数比 $u = (z_2/z_1)$ ，即可确定 x_1 ，从而得 $x_2 = x_x - x_1$ 。

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_x ，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_x ，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 $m = 6.5$ ， $m = 7$ ，……， $m = 10$ 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；
 α_a ——被加工齿轮的齿顶压力角；
 α ——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 α' ：

$$\begin{aligned} \cos \alpha' &= \frac{m}{2a'} (z_1 + z_2) \cos \alpha \\ &= \frac{2.5}{2 \times 70} (21 + 33) \times 0.93969 \\ &= 0.90613 \\ \therefore \alpha' &= 25^\circ 1' 25'' \end{aligned}$$

(2) 在图 2.2-9 中，由 O 点按 $\alpha' = 25^\circ 1' 25''$ 作射线，与 $z_x = z_1 + z_2 = 21 + 33 = 54$ 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_x （见图 2.2-9 中例 1， $x_x = 1.125$ ）， A_1 点在线图的许用区内，故可用。

也可以根据求得的 α' 按无侧隙啮合方程式（公式 2.2-3）算得 x_x ，见表 2.2-9 中例题。

(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 $x_2 = x_x - x_1 = 1.125 - 0.55 = 0.575$ 。

【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。

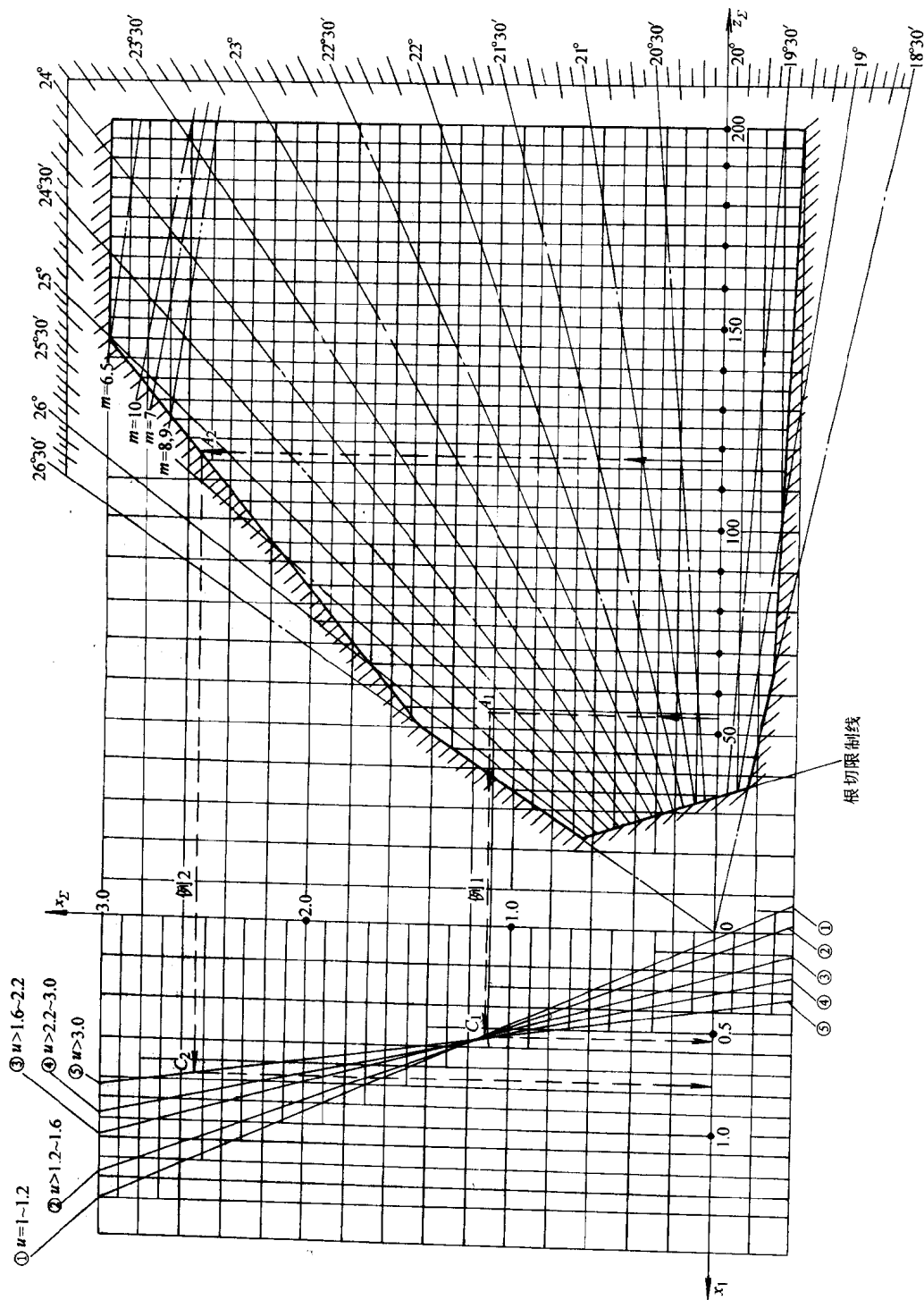


图 2.2-9 选择变位系数线图 ($h_a^* = 1$, $\alpha = 20^{\circ}$)

【解】 为提高接触强度,应按最大啮合角选取总变位系数 x_z 。在图 2.2-9 中,自 $z_z = z_1 + z_2 = 17 + 100 = 117$ 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 $z_z = 117$ 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 $x_z = 2.54$ (若须圆整中心距,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 $x_2 = x_z - x_1 = 2.54 - 0.77 = 1.77$ 。

【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 $x_z = x_1 + x_2 = 0$, 变位系数 x_1 可按齿数比 u 的大小,由图 2.2-9 左侧的五条斜线与 $x_z = 0$ 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 $x_2 = x_z - x_1 = 0 - 0.23 = -0.23$

2. 利用“封闭图”选择变位系数

“封闭图”是按照给定的齿轮齿数 (z_1 和 z_2) 及齿形参数 (h_a^* 和 α), 根据上述选择变位系数的限制条件以及一些传动质量指标的要求而绘制的曲线图(见图 2.2-10)。利用它可以根据齿轮传动的不同要求,综合地考虑各种性能指标,比较合理地选择变位系数。封闭图比较直观,使用也很方便,但是,要有大量的封闭图才能满足一般工程设计的需要(一般情况下需要数百幅像图 2.2-10 那样的图),这是该方法的主要缺点。由于篇幅的限制,本手册中无法给出一般常用的封闭图。

(1) 封闭图的组成 图 2.2-10 为齿条型刀具加工齿轮的典型的封闭图(其齿数为 $z_1 = 34, z_2 = 38, \alpha = 20^\circ, h_a^* = 1$)。该图中的横坐标代表小齿轮的变位系数 x_1 , 纵坐标代表大齿轮的变位系数 x_2 。图中有三个封闭区,在封闭区 I 内选择变位系数时,该对齿轮的啮合节点在实际啮合线之内,称为正常许用啮合区。在封闭区 II 和 III 内选取变位系数时,该对齿轮的啮合节点位于实际啮合线之外,故称为节点外啮合区。在三个封闭区内选取变位系数 x_1 和 x_2 时,均能满足上述的诸限制条件。

图 2.2-10 中的封闭区是由下列曲线组成的:

- 1、2——分别为小齿轮和大齿轮齿根发生过渡曲线干涉的限制曲线;
- 3、4——分别为小齿轮和大齿轮根切不超过其工作齿廓的限制曲线;

5、6——分别为齿顶厚 $s_{a1} = 0$ 和 $s_{a2} = 0$ 的限制曲线;

7、8——分别为重合度 $\varepsilon = 1$ 和 $\varepsilon = 1.2$ 的限制曲线;

9、10——分别为小齿轮不根切的最小变位系数 x_{1min} 和大齿轮不根切的最小变位系数 x_{2min} 的限制曲线。

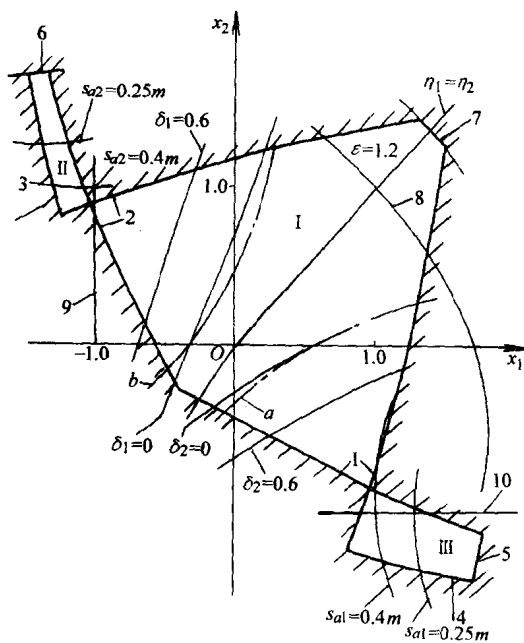


图 2.2-10 选择变位系数的封闭图

封闭图中还绘出了几种质量指标曲线:

a, b ——分别为小齿轮主动或大齿轮主动时,相同材料及热处理的齿轮传动,轮齿等弯曲强度曲线;

$\eta_1 = \eta_2$ ——实际啮合线两端点处,齿根滑动率相等的曲线;

$\delta_1 = 0, \delta_2 = 0$ ——节点位于一对齿啮合与两对齿啮合的分界点上的曲线;

$\delta_1 = 0.6$ ——节点在小齿轮齿顶与大齿轮齿根接触的双齿对啮合区内,它与单齿对和双齿对啮合的分界点的距离为 $0.6m$ 时的曲线;

$\delta_2 = 0.6$ ——节点在大齿轮齿顶与小齿轮齿根接触的双齿对啮合区内,它与单齿对和双齿对啮合区的分界点的距离为 $0.6m$ 时的曲线;

$s_{a1} = 0.25m, s_{a2} = 0.25m$ ——小齿轮、大齿轮齿顶厚为 $0.25m$ 的曲线;

$s_{a1} = 0.4m, s_{a2} = 0.4m$ ——小齿轮、大齿轮齿顶厚为 $0.4m$ 的曲线。

(2) 封闭图的使用方法 任一封闭图中作出 45° 斜线 1-1, 2-2, 3-3 (见图 2.2-11), 这些斜线称之为等啮合角线, 即在同一条斜线上的不同点选取变位系数时, 其总变位系数 x_z 不变, 因而其啮合角 α' 是相等的, 若在斜线 1-1 上选取变位系数时, 其总变位系数 $x_z = x_1 + x_2 > 0$, 为正传动; 若在斜线 2-2 上选取变位系数时, 其总变位系数 $x_z = x_1 + x_2 = 0$, 为高度变位; 若在斜线 3-3 上选取变位系数时, 其总变位系数 $x_z = x_1 + x_2 < 0$, 为负传动。

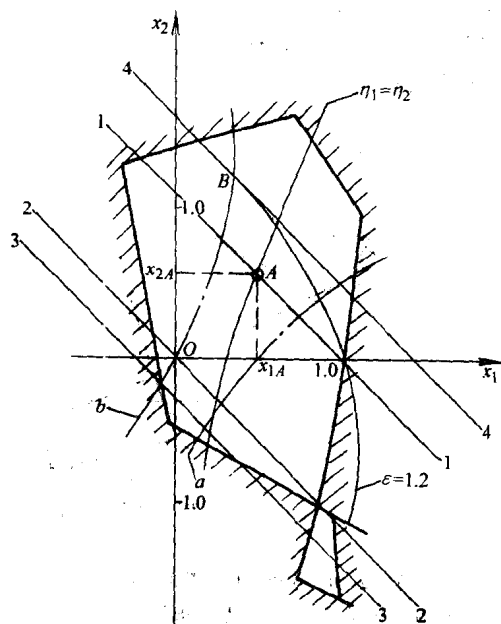


图 2.2-11 用封闭图选择变位系数方法

1) 当给定中心距 a' 时选择变位系数 若给定中心距 a' , 可按式 (2.2-4) 及式 (2.2-3) 计算出啮合角

α' 及总变位系数 x_z , 再按算得的 x_z 作出等啮合角线。假如求得的等啮合角线为图 2.2-11 中的斜线 1-1, 在该等啮合角线上的任一点选取变位系数, 均可满足中心距 a' 的要求。

如果既要求中心距为 a' , 又要求两齿轮的最大滑动率相等, 可选斜线 1-1 与 $\eta_1 = \eta_2$ 曲线的交点 A 为变位点 (其变位系数分别为 x_{1A} , x_{2A})。

2) 当要求接触强度为最高时选择变位系数 一对齿轮传动的啮合角 α' 越大, 其接触强度越高, 而啮合角 α' 越大时, 重合度 ϵ 就越小; 故选择变位系数时, 应在保证重合度要求的条件下尽量增大啮合角 α' , 若要求 $\epsilon = 1.2$ 时使接触强度最高, 可作一条 45° 斜线与 $\epsilon = 1.2$ 曲线相切, 其切点即为所要求的变位点 (见图 2.2-11 中斜线 4-4 与 $\epsilon = 1.2$ 曲线的切点 B)。

此外, 若要求两齿轮的齿根弯曲强度相等时, 变位点应选择在曲线 a (当小齿轮主动时) 或在曲线 b (当大齿轮主动时) 上。若要求两齿轮具有较高的抗胶合和耐磨损性能时, 可在 $\eta_1 = \eta_2$ 曲线上选择变位系数, 并尽可能地增大啮合角 α' 。

3.3 外啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

3.3.1 外啮合高度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算

外啮合高度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算见表 2.2-8。

3.3.2 外啮合角度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算

外啮合角度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算, 当中心距给定时见表 2.2-9, 当中心距未给定时见表 2.2-10。

表 2.2-8 外啮合高度变位齿轮传动几何尺寸计算及举例

序号	名称	代号	直 齿 轮	斜 齿 (人 字 齿) 轮	例 $z_1=15, z_2=28, m=2\text{mm}, \alpha=20^\circ, h_a^*=1, c^*=0.25, a'=43\text{mm}$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动
1	模数	m	m 取标准值	$m_n = m$ 取标准值, $m_t = m_n / \cos \beta$	$m = 2\text{mm}$
2	分度圆压力角	α	α 取标准值	$\alpha_n = \alpha$ 取标准值, $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$	$\alpha = 20^\circ$
3	齿顶高系数	h_a^*	h_a^* 取标准值	$h_{an}^* = h_a^*$ 取标准值, $h_{at}^* = h_{an}^* \times \cos \beta$	$h_a^* = 1$
4	顶隙系数	c^*	c^* 取标准值	$c_n^* = c^*$ 取标准值, $c_t^* = c_n^* \cos \beta$	$c^* = 0.25$
5	分度圆柱螺旋角	β	$\beta = 0$	根据中心距要求而定, 一般 $\beta < 25^\circ$	$\beta = 0$

(续)

序号	名称	代号	直 齿 轮	斜 齿 (人 字 齿) 轮	例 $z_1=15, z_2=28, m=2\text{mm}, a=20^\circ, h_a^*=1, c^*=0.25, a'=43\text{mm}$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动
6	变位系数	x_1 x_2	$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0 \quad x_1 = -x_2$ 可根据齿数 z_1, z_2 按封闭图选取或根据齿数比 $u (=z_2/z_1)$ 的大小利用线图 2.2-9 选取	$x_{n1} = x_1, x_{n2} = x_2$ $x_{t1} = x_{n1} \cos \beta, x_{t2} = x_{n2} \cos \beta$ 按当量齿数 $z_v = z / \cos^3 \beta$ 的大小用直齿轮选取变位系数的方法选取	$x_1 = 0.23$ $x_2 = -0.23$ 见节 3.2.3 中例 3 (因给定中心距等于标准中心距, 必须取高度变位)
7	啮合角	α'	$\alpha' = \alpha$	$\alpha'_t = \alpha_t$	$\alpha' = 20^\circ$
8	中心距	a	$a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$	$a = \frac{1}{2} m_t (z_1 + z_2)$	$a = \frac{1}{2} \times 2 \times (15 + 28) = 43\text{mm}$
9	分度圆直径	d	$d_1 = m z_1, d_2 = m z_2$	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta,$ $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$	$d_1 = 2 \times 15\text{mm} = 30\text{mm},$ $d_2 = 2 \times 28\text{mm} = 56\text{mm}$
10	基圆直径	d_b	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha, d_{b2} = d_2 \cos \alpha$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_1, d_{b2} = d_2 \cos \alpha_1$	$d_{b1} = d_1 \cos 20^\circ = 28.1908\text{mm}$ $d_{b2} = d_2 \cos 20^\circ = 52.6228\text{mm}$
11	齿顶高	h_a	$h_{a1} = m (h_a^* + x_1),$ $h_{a2} = m (h_a^* + x_2)$	$h_{a1} = m_n (h_{an}^* + x_{n1}),$ $h_{a2} = m_n (h_{an}^* + x_{n2})$	$h_{a1} = 2(1 + 0.23)\text{mm} = 2.46\text{mm}$ $h_{a2} = 2(1 - 0.23)\text{mm} = 1.54\text{mm}$
12	齿根高	h_f	$h_{f1} = m (h_a^* + c^* - x_1)$ $h_{f2} = m (h_a^* + c^* - x_2)$	$h_{f1} = m_n (h_{an}^* + c^* - x_{n1})$ $h_{f2} = m_n (h_{an}^* + c^* - x_{n2})$	$h_{f1} = 2(1 + 0.25 - 0.23)\text{mm}$ $= 2.04\text{mm}$ $h_{f2} = 2(1 + 0.25 + 0.23)\text{mm}$ $= 2.96\text{mm}$
13	全齿高	h	$h = h_{a1} + h_{f1} = h_{a2} + h_{f2}$	$h = h_{a1} + h_{f1} = h_{a2} + h_{f2}$	$h = h_{a1} + h_{f1} = 2.46 + 2.04$ $= 4.5\text{mm}$
14	齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}, d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}, d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	$d_{a1} = (30 + 2 \times 2.46)\text{mm}$ $= 34.92\text{mm},$ $d_{a2} = (56 + 2 \times 1.54)\text{mm}$ $= 59.08\text{mm}$
15	齿根圆直径	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	$d_{f1} = (30 - 2 \times 2.04)\text{mm}$ $= 25.92\text{mm}$ $d_{f2} = (56 - 2 \times 2.96)\text{mm}$ $= 50.08\text{mm}$

传动质量指标的验算^①

16	重合度	ϵ	$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$	$\epsilon = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$ $\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha'_t) + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha'_t)]$ $\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}, b - \text{齿 轮 齿 宽}$	$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [15 (\tan 36.1674^\circ - \tan 20^\circ) + 28 (\tan 27.0382^\circ - \tan 20^\circ)]$ $= 1.528$
17	滑动率 ^②	η	$\eta_1 = \frac{\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha'}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \tan \alpha' - \tan \alpha_{a2}} \times \left(\frac{u+1}{u}\right)$ $\eta_2 = \frac{\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha'}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan \alpha' - \tan \alpha_{a1}} \times (u+1)$	$\eta_1 = \frac{\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha'_t}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \tan \alpha'_t - \tan \alpha_{a2}} \times \left(\frac{u+1}{u}\right)$ $\eta_2 = \frac{\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha'_t}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan \alpha'_t - \tan \alpha_{a1}} \times (u+1)$	$\eta_1 = \frac{\tan 27.0382^\circ - \tan 20^\circ}{\left(1 + \frac{15}{28}\right) \tan 20^\circ - \tan 27.0382^\circ} \times 1.5357142 = 4.6270$ $\eta_2 = \frac{\tan 36.1674^\circ - \tan 20^\circ}{\left(1 + \frac{28}{15}\right) \tan 20^\circ - \tan 36.1674^\circ} \times 2.866667 = 3.3685$

(续)

序号	名称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)轮	例 $z_1=15, z_2=28, m=2\text{mm}, \alpha=20^\circ, h_a^*=1, c^*=0.25, a'=43\text{mm}$ 设计一对外啮合直齿圆柱齿轮传动
----	----	----	-------	----------	---

齿厚测量尺寸的计算(任选一种)

18	公 法 线	跨齿数 k	$k = \frac{z}{180^\circ} \arccos\left(\frac{z \cos \alpha}{z + 2x}\right) + 0.5$ 按四舍五入取整数 $\alpha=20^\circ$时,可按 z 及 x 值由图 2.2-20 查得	$k = \frac{z'}{180^\circ} \arccos\left(\frac{z' \cos \alpha_n}{z' + 2x_n}\right) + 0.5$ 按四舍五入取整数 式中 $z' = \frac{z \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{inv} \alpha_n}$, $\alpha=20^\circ$时,按 z_n 及 x_n 由图 2.2-20 查得	$z_1=15, x_1=0.23$ 查图 2.2-20 得 $k=2$, 查表 2.2-17 得 $W_2^*=4.638$ $z_2=28, x_2=-0.23$ 查图 2.2-20 得 $k=3$, 查表 2.2-17 得 $W_3^*=7.772$
		公法线长度 W_k	$W_k = m \cos \alpha [\pi(k-0.5) + z \operatorname{inv} \alpha] + 2x m \sin \alpha$ $\alpha=20^\circ$时, $W_k = W_k^* m + \Delta W^* m$ W_k^* 按 z 及 k 值查表 2.2-17 ΔW^* 按 x 值查表 2.2-19	$W_k = W_k^* m + \Delta W^* m$ $W_k^* = \cos \alpha_n [\pi(k-0.5) + z' \operatorname{inv} \alpha_n]$ $\Delta W^* = 2x_n \sin \alpha_n$ W_k^* 值按 z' 的整数部分查表 2.2-17, z' 尾数部分公法线长度查表 2.2-18	$x_1=0.23, \Delta W^*=0.1573$ $x_2=-0.23, \Delta W^*=-0.1573$ $z_1=15$ 时, $W_2 = (4.638 \times 2 + 0.1573 \times 2) \text{mm} = 9.591 \text{mm}$ $z_2=28$ 时, $W_3 = 7.772 \times 2 \text{mm} + (-0.1573 \times 2) \text{mm} = 15.229 \text{mm}$
19	固 定 弦	固定弦齿厚 $\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = m \cos^2 \alpha \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$	$\bar{s}_{c_n} = m_n \cos^2 \alpha_n \left(\frac{\pi}{2} + 2x_n \tan \alpha_n \right)$	$\bar{s}_{c1} = 2 \times 0.93969 \times \left(\frac{\pi}{2} - 2 \times 0.23 \times 0.36397 \right) \text{mm} = 3.0697 \text{mm}$ $\bar{s}_{c2} = 2 \times 0.93969 \times \left(\frac{\pi}{2} - 2 \times 0.23 \times 0.36397 \right) \text{mm} = 2.478 \text{mm}$
		固定弦齿高 $\bar{h}_c$	$\bar{h}_c = h_a - \frac{1}{2} \bar{s}_c \tan \alpha$ $h_a = (d_a - d) / 2$	$\bar{h}_c = h_a - \frac{1}{2} \bar{s}_{c_n} \tan \alpha_n$ $h_a = (d_a - d) / 2$	$\bar{h}_{c1} = \left(\frac{34.92 - 30}{2} - \frac{1}{2} \times 3.0697 \times 0.36397 \right) \text{mm} = 1.901 \text{mm}$ $\bar{h}_{c2} = \left(\frac{59.08 - 56}{2} - \frac{1}{2} \times 2.478 \times 0.36397 \right) \text{mm} = 1.089 \text{mm}$
20	量柱(球)跨距	量柱(球)直径 d_p	$d_p = (1.6 \sim 1.9)m$ 常取 $d_p = 1.68m$ 或 $1.728m$ 或 $1.732m$	$d_p = (1.6 \sim 1.9)m$ 常取 $d_p = 1.68m_n$ 或 $1.728m_n$ 或 $1.732m_n$	取 $d_p = 1.732m = 1.732 \times 2 \text{mm} = 3.464 \text{mm}$