

第14篇 齿轮传动

主要撰稿 姜 勇 陈湛闻 陈荣增 梁桂明

谢佩娟 张少名 余 铭

张文照 张国忠 陈祖元

审 稿 姜 勇 鲍显威 王省三 韩学铨



数据加载失败，请稍后重试！

第14篇 齿轮传动

主要撰稿 姜 勇 陈湛闻 陈荣增 梁桂明

谢佩娟 张少名 余 铭

张文照 张国忠 陈祖元

审 稿 姜 勇 鲍显威 王省三 韩学铨

本篇主要代号

- a ——中心距, 偏心距, mm
 a_d ——未变位时的中心距
 B ——变位齿轮啮合角函数
 B_v ——变位齿轮中心距函数
 b ——齿宽, mm
 C_s ——行星轮数目
 c ——顶隙, mm
 c^* ——顶隙系数
 c_a^* ——法向的顶隙系数
 c_i^* ——端向的顶隙系数
 D ——直径
 D_s ——摆线轮销轴孔中心圆直径
 D_z ——针齿中心圆直径
 D_o ——刀盘名义直径
 d ——直径, 分度圆直径, mm
 d' ——节圆直径
 d_a ——齿顶圆直径
 d_b ——基圆直径
 d_f ——齿根圆直径
 d_m ——齿宽中点处的分度圆直径
 d_p ——圆棒(球)直径, 销轮销齿直径
 d_s ——销轴套直径
 d'_s ——销轴直径
 d_z ——针齿套直径
 d'_z ——针齿销直径
 E ——弹性模量, N/mm²
 F ——力, N
 F_{bt} ——作用于分度圆上的端面法向力
 F_n ——法向力
 F_r ——径向力
 F_t ——端面内分度圆上的名义切向力
 F_{ti} ——载荷图中作用于分度圆上的第 i 段圆周力
 F_{tm} ——齿宽中点处分度圆上的圆周力
 F_x ——轴向力
 G_s ——齿廓重叠干涉验算指标
 HB ——布氏硬度
 HRC ——洛氏硬度
 HV ——维氏硬度
 h ——齿高, 全齿高, mm
 h' ——工作齿高
 \bar{h} ——分度圆弦齿高
 h_a ——齿顶高
 h_a^* ——齿顶高系数
 h_{an}^* ——法向的齿顶高系数
 h_{at}^* ——端面的齿顶高系数
 \bar{h}_o ——固定弦齿高
 \bar{h}_{on} ——法向的固定弦齿高
 h_f ——齿根高
 \bar{h}_n ——法向的分度圆弦齿高
 i ——传动比
 i_{AX}^B —— B 件固定, 由 A 件到 X 件的传动比(上、下角标更换时, 意义类同)
 $inv\alpha$ ——渐开线函数
 K ——系数, 与载荷有关的系数
 K_A ——系数
 K_c ——载荷不均匀系数
 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 ——开式齿轮传动的磨损系数
 K_v ——动载系数
 K_β ——齿向载荷分布系数
 K_1 ——短幅系数
 K_2 ——针径系数
 k ——公法线跨测齿数
 M ——量柱(球)测量距, mm
 m ——模数, 圆锥齿轮的大端端面模数, mm
 m_n ——法向模数
 m_p ——参考点法向模数
 m_t ——端面模数
 m_x ——轴面模数
 N ——循环次数
 N_e ——当量循环次数
 N_i ——载荷图中第 i 段载荷的总循环次数
 N_0 ——循环基数
 n ——转速, r/min
 n_i ——载荷图中第 i 段载荷的转速

- n_v ——摆线针轮传动的输出转速
 n_x ——摆线针轮传动的输入转速
 P ——功率, kW
 p ——齿距, 周节, mm
 p_b ——基圆周节
 p_{bn} ——法向的基圆周节
 p_{bt} ——端面的基圆周节
 p_n ——法向齿距, 法向周节
 p_t ——端面齿距, 端面周节
 p_x ——轴面齿距
 q ——蜗杆特性系数
 R ——锥距, mm
 R_1 ——小端锥距
 R_m ——中点锥距
 R_p ——参考点锥距
 R_x ——任意点锥距
 R_z ——不平度平均高度, μm
 r ——半径, 分度圆半径, mm
 r_a ——齿顶圆弧半径
 r_f ——齿根圆弧半径
 r_s ——销轴套半径
 r'_s ——销轴半径
 r_x ——针齿套半径
 r'_x ——针齿销半径
 S ——安全系数
 S_{Fmin} ——弯曲强度计算的最小安全系数
 S_{Hmin} ——接触强度计算的最小安全系数
 s ——齿厚, 分度圆齿厚, mm
 \overline{s} ——分度圆弦齿厚
 s_a ——齿顶圆齿厚
 s_{at} ——端面的齿顶圆齿厚
 $\overline{s_c}$ ——固定弦齿厚
 $\overline{s_{cn}}$ ——法向的固定弦齿厚
 s_f ——齿根圆齿厚
 s_{ft} ——端面的齿根圆齿厚
 s_n ——法向的分度圆齿厚
 $\overline{s_n}$ ——法向的分度圆弦齿厚
 s_t ——端面的分度圆齿厚
 T ——转矩, N·m
 t ——工作时间, h
 t_i ——载荷图中第 i 段载荷的总工作时间
 u ——齿数比
 v ——速度, 分度圆的圆周速度, m/s
 v_s ——滑动速度
 W ——公法线长度, mm
 W^* —— m (或 m_n) = 1 的公法线长度
 W_n ——法向的公法线长度
 x ——变位系数
 x_n ——法向的变位系数
 $x_{n\Sigma}$ ——法向的总变位系数
 x_t ——端面的变位系数
 x_Σ ——总变位系数
 x_t ——切向变位系数
 Y ——与弯曲强度有关的系数
 Y_{Fa} ——齿形系数
 Y_{NT} ——弯曲强度计算的寿命系数
 Y_{RelT} ——相对齿根表面状况系数
 Y_{Sa} ——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_{SrelT} ——相对齿根圆角敏感系数
 Y_e ——弯曲强度计算的重合度系数
 Y_φ ——弯曲强度的齿宽影响系数
 Y_o ——刀盘直径影响系数
 y ——中心距变动系数
 y_n ——法向的中心距变动系数
 y_t ——端面的中心距变动系数
 Z ——与接触强度有关的系数
 Z_E ——弹性系数
 Z_H ——节点区域系数
 Z_L ——润滑剂系数
 Z_N ——接触强度计算的寿命系数
 Z_R ——粗糙度系数
 Z_s ——滑动速度影响系数
 Z_u ——齿数比系数
 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_e ——接触强度计算的重合度系数
 Z_o ——接触系数
 Z_φ ——接触强度的齿宽影响系数
 Z_α ——精度系数
 z ——齿数
 z' ——斜齿轮的假想齿数
 z_o ——假想平面齿轮齿数
 z_s ——销轴数目

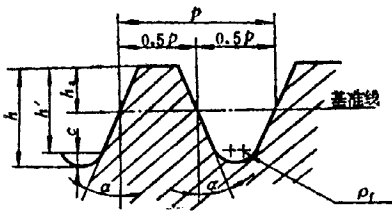
- z_v ——当量齿数
 z_Σ ——齿数和
 α ——齿形角，分度圆压力角
 α' ——啮合角
 α'_t ——端面啮合角
 α_a ——齿顶圆压力角
 α_{at} ——端面的齿顶圆压力角
 α_M ——圆棒（球）中心所在圆的压力角
 α_n ——法向压力角
 α_t ——端面压力角
 β ——螺旋角，分度圆螺旋角
 β_b ——基圆螺旋角
 β_t ——小端螺旋角
 β_m ——齿宽中点螺旋角
 β_p ——参考点螺旋角
 β_x ——任意点螺旋角
 γ ——齿轮每转一圈轮齿同一侧面的啮合次数，蜗杆分度圆柱上的螺旋线升角
 Δh_a^* ——齿顶高系数的减小量（为避免内啮合齿轮的过度曲线干涉）
 Δh_{an}^* ——法向的齿顶高系数的减小量
 $\Delta \bar{h}_2$ ——内齿轮弦齿高的增量，mm
 ΔW^* ——变位齿轮的公法线长度附加量（ $m = m_n = 1$ 时），mm
 Δy ——齿顶高变动系数
 δ ——分锥角
 δ_a ——顶锥角
 δ_t ——根锥角
 δ_{a2} ——内齿轮齿顶圆轮齿中心角之半
 ε ——重合度
 ε_a ——端面重合度
 ε_β ——纵向重合度
 ε_γ ——总重合度
 η ——效率，滑动率
 η_{AX}^p ——B件固定，由A件传动到X件的效率（上、下角标更换时，意义类同）
 θ_a ——齿顶角
 θ_b ——齿宽和行星轮数目对 $K_{F\beta}$ 和 $K_{H\beta}$ 的影响系数
 θ_f ——齿根角
 μ_F ——齿轮相对于行星架的圆周速度及大齿轮齿面硬度对 $K_{F\beta}$ 的影响系数
 μ_H ——齿轮相对于行星架的圆周速度及大齿轮齿面硬度对 $K_{H\beta}$ 的影响系数
 μ_s ——重合度的整数部分
 ν ——泊桑比
 ν_{50} ——在50℃时润滑油的运动粘度，mm²/s
 ρ_f ——齿根圆角半径，mm
 Σ ——轴交角，轴交错角
 σ ——应力，N/mm²
 $[\sigma]$ ——许用应力
 σ_F ——计算齿根应力
 σ_{F11m} ——试验齿轮的弯曲疲劳极限
 σ_H ——计算接触应力
 σ_{H11m} ——试验齿轮的接触疲劳极限
 ϕ ——齿宽系数
 ϕ_a ——对中心距的齿宽系数
 ϕ_d ——对分度圆直径的齿宽系数
 ϕ_R ——对锥距的齿宽系数
 ψ ——几何压力系数
 角标（与上述代号组合使用）
 A——太阳轮的
 B——内齿轮的
 C——行星轮的
 max——最大的
 min——最小的
 X——行星架的
 0——刀具的
 01——用插齿刀切制小齿轮的
 02——用插齿刀切制大齿轮的
 1——小齿轮的
 2——大齿轮的
 I——高速级的
 II——低速级的

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(GB1356—88)

表 14-1-1

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(GB1357—87)

表 14-1-2

		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 14-1-3

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: $\text{tg}\alpha_t = \frac{\text{tg}\alpha_n}{\cos\beta}$
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: $h_{at}^* = h_{an}^* \cos\beta$

项 目	代 号	选 择 原 则 和 数 值
顶隙系数	c^*	1. 取标准值: c^* (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: $c_n^* = c^* \cos \beta$
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14-1-2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, 一般应取略大于上式的值 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} (见图14-1-4); 对内啮合齿轮传动还要避免干涉 (见表14-1-7) 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响 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: $\beta = 8^\circ \sim 16^\circ$; 人字齿轮: $\beta = 25^\circ \sim 40^\circ$ 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; 螺旋齿轮: 可根据需要确定 β_1 和 β_2
齿 宽	b	可参考表14-1-62选取推荐的齿宽系数 ϕ_d

3 变位齿轮传动和变位系数的选择

3.1 变位齿轮原理

用齿条型刀具滚切齿轮时, 当齿条刀的基准线与齿轮坯的分度圆相切时, 则切制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, 则切制出来的齿轮为变位齿轮, 如图14-1-1和图14-1-2所示。刀具的基准线和轮坯的分度圆之间的距离称为变位置, 用 xm 表示, x 称为变位系数。当刀具离开轮坯中心时 (如

图14-1-1), x 取正值 (称为正变位); 反之 (如图14-1-2) x 取负值 (称为负变位)。

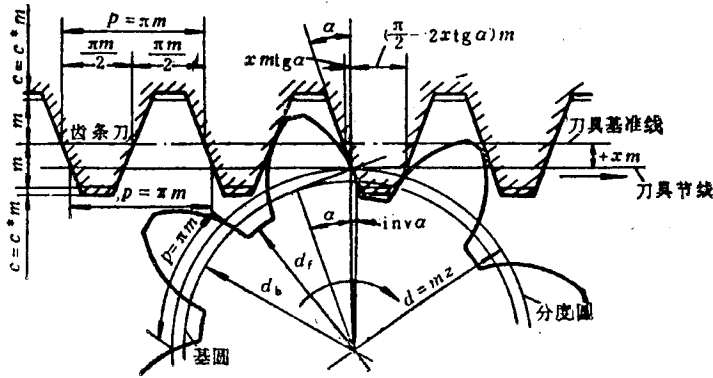


图 14-1-1 用齿条型刀具滚切变位外齿轮

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

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14-1-3)。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。

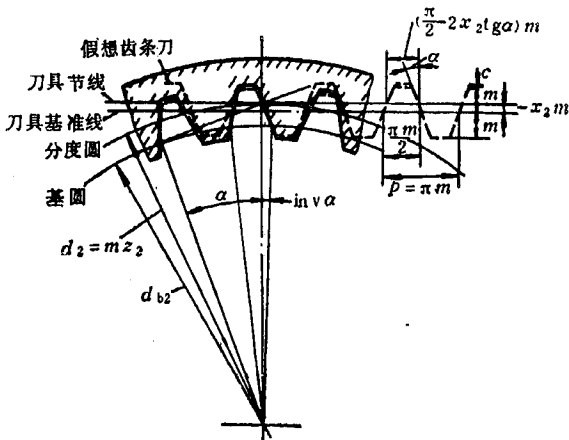


图 14-1-2 用假想齿条型刀具滚切变位内齿轮

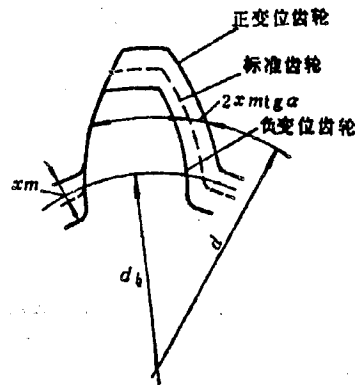


图 14-1-3 变位齿轮的齿形

3.2 变位齿轮传动的分类和特点

表 14-1-4

传动类型	标准齿轮传动 $x_{n1} = x_{n2} = 0$	变位齿轮传动		
		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 $x_{n2} \pm x_{n1} < 0$
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	
	周 节	$p_t = \pi m_t$	不 变	

传动类型	标准齿轮传动 $x_{n1}=x_{n2}=0$	变位齿轮传动			
		高变位 $x_{n2} \pm x_{n1} = 0$ ($x_{n1} \neq 0$)	角变位 $x_{n1} \pm x_{n2} \neq 0$		
			正传动 $x_{n2} \pm x_{n1} > 0$	负传动 $x_{n2} \pm x_{n1} < 0$	
主要几何尺寸	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	$s_{at} = d_a \left(\frac{\pi}{2z} \pm \text{inv } \alpha_t \mp \text{inv } \alpha_{at} \right)$	正变位, 减小; 负变位, 增大		
	齿根圆齿厚	$s_{ft} = d_f \left(\frac{\pi}{2z} \pm \text{inv } \alpha_t \mp \text{inv } \alpha_{ft} \right)$	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 内啮合: 略增		(保证和标准齿轮传动同样顶隙时)
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: $1.4 < \varepsilon_a < 2$ 内啮合: $1.7 < \varepsilon_a < 2.2$ 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
对强度的影响	接触强度		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_s 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_s 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	
	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	$x_1 > x_{\min}$	$x_1 + x_2 \geq 2x_{\min}$	$x_1 + x_2$ 可以 $< 2x_{\min}$	$x_1 + x_2 > 2x_{\min}$	

传动类型	标准齿轮传动 $x_{n1}=x_{n2}=0$	变位齿轮传动		
		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 $x_{n2} \pm x_{n1} < 0$
效率		提高		降低
互换性	较大	较小		
应用	广泛用于各种传动中	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 $x_2 \pm x_1$ 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 e_a 下降很多的场合	1. 多用于结构紧凑, $x_2 \pm x_1$ 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 e_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	应用较少, 一般仅用于配凑中心距或要求具有较大的 e_a 的场合

注: 1. 有“±”或“干”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 14-1-5

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 $x \geq h_a^* - \frac{z \sin^2 \alpha}{2}$ ($\alpha=20^\circ, h_a^*=1$ 时, 可用图14-1-4校验) 2. 用插齿刀加工时 $x \geq \frac{1}{2} [\sqrt{(z_0 + 2h_{a0}^*)^2 + (z^2 + 2xz_0) \cos^2 \alpha} - (z_0 + z)]$ 式中 z_0, h_{a0}^* 见表14-1-14	齿数太少 ($z < z_{min}$) 或变位系数太小 ($x < x_{min}$) 时, 都会产生根切
齿顶不过薄	$s_a = d_a \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right) \geq (0.25 \sim 0.4) m$ ($\alpha=20^\circ, h_a^*=1$ 时, 可用图14-1-4校验)	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
保证一定的重合度	$e_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{n1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{n2} - \tan \alpha')] \geq 1.2$ ($\alpha=20^\circ$ 时, 可用图14-1-10校验)	变位系数的和 ($x_1 + x_2$) 过大时, 就会使重合度过小

限制条件	校 验 公 式	说 明
不产生过渡曲线干涉	<p>1. 用齿条型刀具加工的齿轮啮合时</p> <p>(1) 小齿轮齿根与大齿轮齿顶不产生干涉的条件</p> $\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a_2} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha}$ <p>(2) 大齿轮齿根与小齿轮齿顶不产生干涉的条件</p> $\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a_1} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha}$ <p>2. 用插齿刀加工的齿轮啮合时</p> <p>(1) 小齿轮齿根与大齿轮齿顶不产生干涉的条件</p> $\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a_2} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha'_{01} - \frac{z_0}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a_0} - \operatorname{tg} \alpha'_{01})$ <p>(2) 大齿轮齿根与小齿轮齿顶不产生干涉的条件</p> $\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a_1} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha'_{02} - \frac{z_0}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a_0} - \operatorname{tg} \alpha'_{02})$	<p>当所选的变位系数的绝对值过大时, 就可能发生这种干涉</p> <p>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</p>

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。

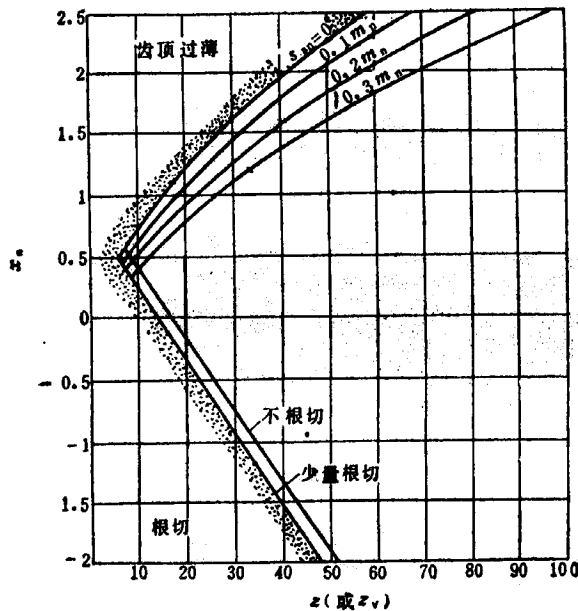


图 14-1-4 不根切和齿顶不过薄的限制条件
($\alpha_n = 20^\circ$, $h_{an}^* = 1$, $\Delta \gamma_n = 0$)

3.4 外啮合齿轮变位系数的选择

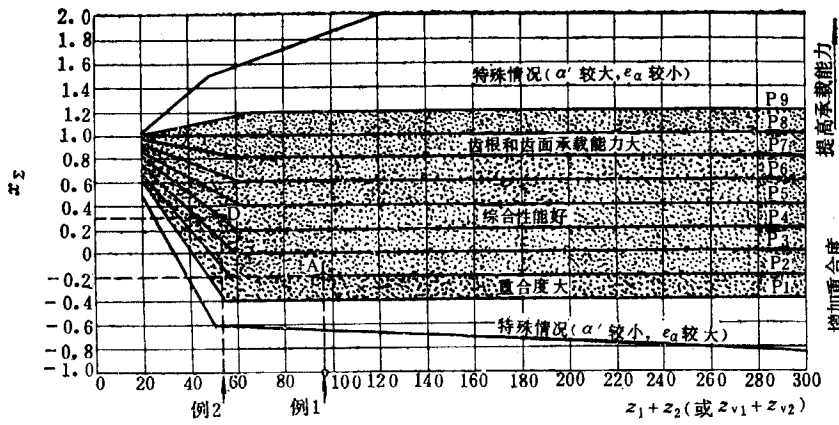
变位系数的选择方法

表 14-1-6

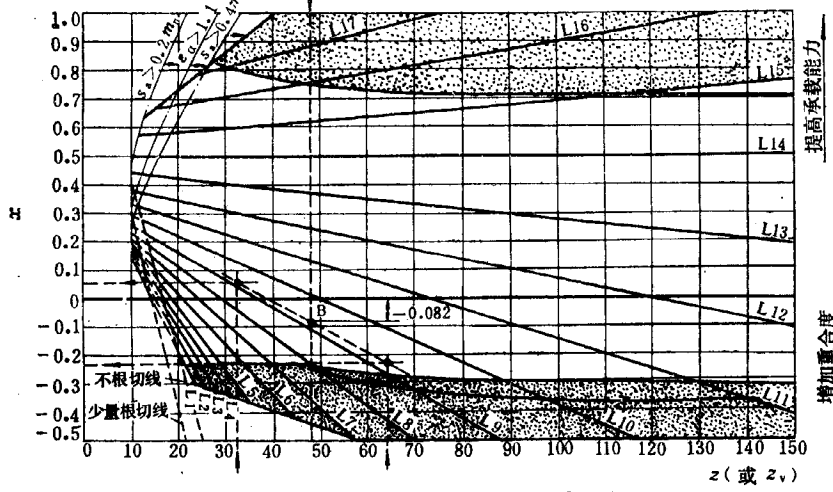
齿轮种类	变位的目的	应用条件	选择变位系数的原则	选择变位系数的方法
直 齿 轮	避免根切	用于齿数少的 齿轮	对不允许削弱齿根强度的 齿轮,不能产生根切;对允 许削弱齿根强度的齿轮,可 以产生少量根切	1.对齿条型刀具加工的 $h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$ 的齿轮: 不产生根切的条件 $x_{\min} = \frac{17-z}{17}$ 产生少量根切的条件 $x_{\min} = \frac{14-z}{17}$ 2.对插齿刀加工的齿轮,不产生根切的条件: $x_{\min} = \frac{1}{2} [\sqrt{(z_0 + 2h_{a0}^*)^2 + (z^2 + 2zx_0) \cos^2 \alpha} - (z_0 + z)]$
	提高接触强度	多用于软齿面 ($HB \leq 350$) 的 齿轮	应适当选择较大的总变位 系数 x_Σ , 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	1.可以根据使用条件按图14-1-5选择变位系数 2.对高变位齿轮,按图14-1-6选取变位系数可以 使节点处于双齿对啮合区
	提高弯曲强度	多用于硬齿面 ($HB > 350$) 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14-1-5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_Σ , 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14-1-5a求出总变位系数 x_Σ , 然后按图14-1-7分配
	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_Σ , 然后进行分配	1.一般情况可按图14-1-5的b或c分配总变位系数 x_Σ 2.对 $u > 2$ 的齿轮副,按下式分配变位系数,可使 节点近似处于双齿对啮合区(单齿对啮合区位于小 齿轮的齿顶部分) $x_1 = \frac{x_\Sigma}{u+1} \times \frac{z_1+12}{z_1+2} + \frac{8}{z_1+2}$ 3.欲提高抗胶合能力和耐磨损性能,可按图 14-1-7分配	
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 $x_{n\Sigma} > 0.4$ 的变位			

选择变位系数的线图

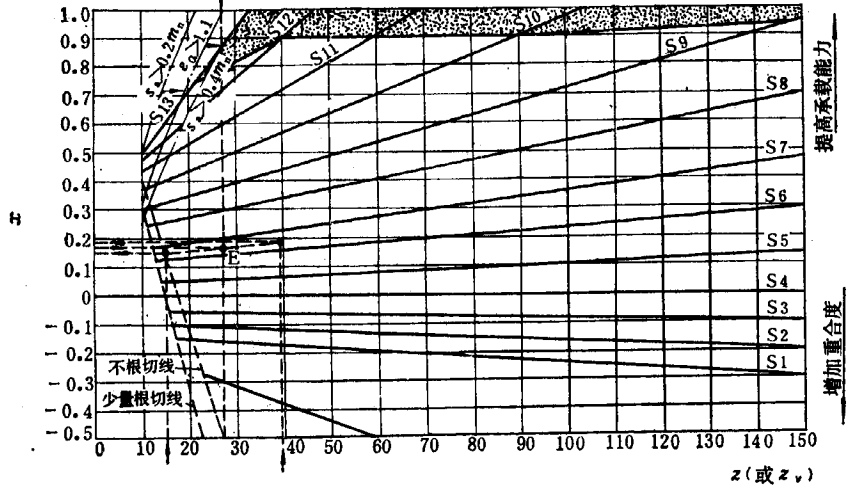
利用图14-1-5可以按对承载能力和传动平稳性的不同要求选取变位系数。图14-1-5适用于 $z > 10$ 的外啮合齿轮。当所选的变位系数落在 b 图或 c 图的阴影区内时,要校验过渡曲线干涉;除此之外,干涉条件已满足,不需要验算。b 图中的 L1~L17 线和 c 图中的 S1~S13 线是按两齿轮的齿根强度相等、主动轮齿顶的滑动速度稍大于从动轮齿顶的滑动速度、滑动率不太大的条件,综合考虑做出的。



(a) 求总变位系数 x_z 的线图



(b) 减速齿轮使用的分配 x_z 的线图



(c) 增速齿轮使用的分配 x_z 的线图

图 14-1-5 选择变位系数的线图

图14-1-5的使用方法如下:

(1) 按照变位的目的, 根据齿数和 (z_1+z_2) , 在 a 图中选出适宜的总变位系数 x_{Σ} 。

(2) 利用 b 图 (减速齿轮) 或 c 图 (增速齿轮) 分配 x_{Σ} ; 按 $\frac{z_1+z_2}{2}$ (可直接由 a 图垂直引下) 和 $\frac{x_{\Sigma}}{2}$

决定坐标点; 过该点引与它相邻的 L 线或 S 线相应的射线; 过 z_1 和 z_2 做垂线, 与所引射线交点的纵坐标即为 x_1 和 x_2 。

(3) 当大齿轮的齿数 $z_2 > 150$ 时, 可按 $z_2 = 150$ 查线图。

(4) 斜齿轮按 $z_v = z / \cos^3 \beta$ 查线图, 求出的是 x_n 。

例 1 已知齿轮减速装置, $z_1 = 32, z_2 = 64, m = 3$, 该装置传递动力较小, 要求运转平稳, 求其变位系数。

由图 a, 按运转平稳的要求, 选用重合度较大的 P2, 按 $z_1+z_2=96$, 得出 $x_{\Sigma} = -0.20$ (图中 A 点)。按表 14-1-10 算得 $a = 143.39\text{mm}$, 若把中心距圆整为 $a = 143.5\text{mm}$, 则按表 14-1-10 可算得 $x_{\Sigma} = -0.164$ 。由 A 点向下引垂线,

在图 b 上找出 $\frac{x_{\Sigma}}{2} = -0.082$ 的点 B。过 B 点引与 L9 和 L10 相应的射线, 由 $z_1 = 32$, 得出 $x_1 = 0.06$, 则 $x_2 =$

$x_{\Sigma} - x_1 = -0.224$ 。由图 14-1-10 查出 $e_a = 1.79$, 可以满足要求。

例 2 已知增速齿轮装置, $z_1 = 14, z_2 = 37, m_n = 5, \beta = 12^\circ$, 要求小齿轮不产生根切, 且具有良好的综合性能, 求其变位系数。

由表 14-1-10 算出 $z_{v1} = 15, z_{v2} = 39.5$ 。因为要求综合性能比较好, 因此选用图 a 中的 P4, 按 $z_{v1} + z_{v2} = 54.5$, 求出 $x_{n\Sigma} = 0.3$ (图中 D 点)。按表 14-1-10 算得 $a = 131.79\text{mm}$, 若把中心距圆整为 $a = 132\text{mm}$, 则按表 14-1-10

可算得 $x_{n\Sigma} = 0.345$ 。过 D 点向下引垂线, 在图 c 中找出 $\frac{x_{n\Sigma}}{2} = 0.173$ 的点 E。过 E 点引与 S6、S7 相应的射线,

由 $z_{v2} = 39.5$ 得出 $x_{n2} = 0.19$, 则 $x_{n1} = x_{n\Sigma} - x_{n2} = 0.155$ 。因为由 z_{v1} 和 x_{n1} 确定的点落在不根切线的右侧, 所以不产生根切, 可以满足要求。

高变位使节点处于双齿对啮合区的线图

按图 14-1-6 选择变位系数可以使节点处于双齿对啮合区 (单齿对啮合区位于小齿轮的齿顶部分)。节点位于双齿对啮合区的深度 δ_2 一般可选在 $0.2 \sim 0.6$ 之间; 当齿数比 u 较小时, 为避免过多地削弱大齿轮的弯曲强度, 应选择较小的值; 否则可选较大的值, 把大齿轮根部容易出现点蚀的区域也包括在双齿对啮合区。按图 14-1-6 选择

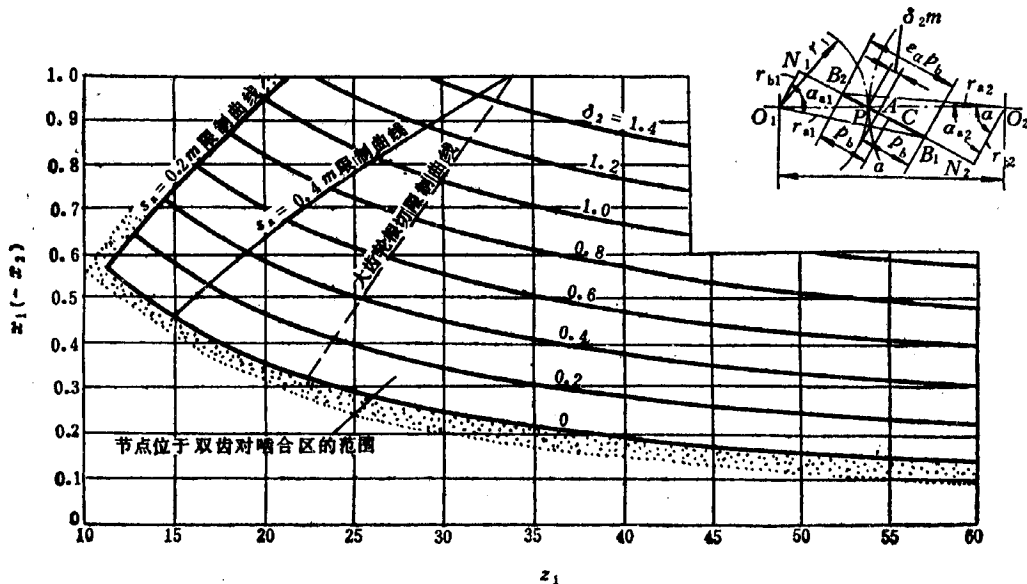


图 14-1-6 高变位使节点处于双齿对啮合区的线图

O_1O_2 —中心线; O_1N_1, O_2N_2 —基圆半径; O_1B_1, O_2B_2 —齿顶圆半径; P —节点; B_1B_2 —实际啮合线;
 B_2A, CB_1 —双齿对啮合区; AC —单齿对啮合区; PA —节点处于双齿对啮合区的深度

变位系数时,对 $z_2 \leq 33$ 的大齿轮,应校验其齿根是否产生根切,即以 z_2 (图中的 z_1)为横坐标, $-x_2$ 为纵坐标所确定的大齿轮的变位点不得落在虚线的左侧(否则大齿轮将发生根切)。

按提高抗胶合和耐磨损性能分配变位系数的线图

图14-1-7是按两齿根的最大滑动率近似相等的条件作出的,按此条件分配变位系数时,可以使齿轮传动具有较好的抗胶合能力和耐磨损性能。当按图14-1-5 a 选择总变位系数 x_Σ ,按图14-1-7分配 x_Σ 时,可以满足选择变位系数的限制条件,不必再校验(惟有 $z_1+z_2 < 50$, x_Σ 选在图14-1-5 a 的上边界附近时, ϵ_a 略小于1.2)。

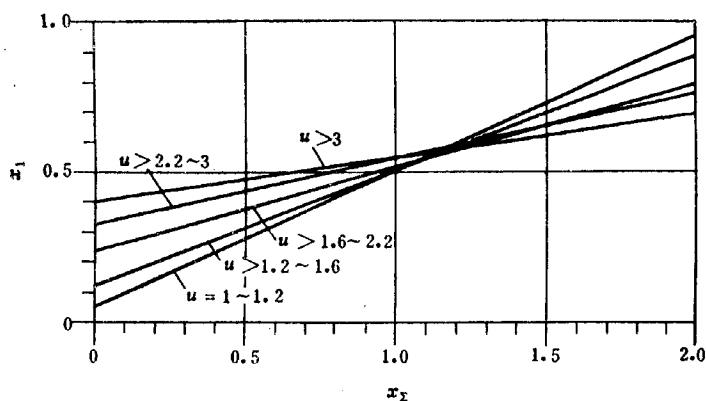


图 14-1-7 按提高抗胶合和耐磨损性能分配变位系数的线图

3.5 内啮合齿轮的干涉

内啮合齿轮的干涉现象

表 14-1-7

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	$\frac{x_1}{z_2} \geq 1 - \frac{\text{tg}\alpha_{a2}}{\text{tg}\alpha'}$ 对标准齿轮($x_1=x_2=0$) $x_2 \geq \frac{z_1^2 \sin^2 \alpha - 4(h_{a2}/m)^2}{2z_1 \sin^2 \alpha - 4(h_{a2}/m)}$	1. 加大齿形角 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