策划编辑　高小红
责任编辑　唐　宁
封面设计　墨创文化 MC CULTURE
上架编码　Jxsj--00036

机械设计基础

微课版

机械设计基础 微课版

李海林　符　特　王红芳◎主编

电子科技大学出版社

ISBN 978-7-5770-1601-6

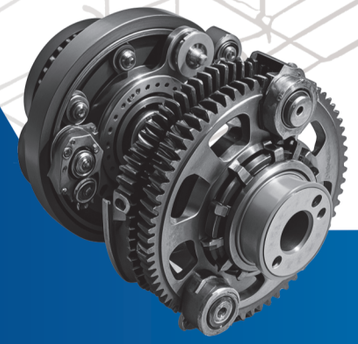


定价：49.80元

机械设计基础

微课版

李海林　符　特　王红芳◎主编



电子科技大学出版社
University of Electronic Science and Technology of China Press

策划编辑　高小红
责任编辑　唐　宁
封面设计　墨创文化 MC CULTURE
上架编码　Jxsj--00036

机械设计基础

微课版

机械设计基础 微课版

李海林　符　特　王红芳◎主编

电子科技大学出版社

ISBN 978-7-5770-1601-6

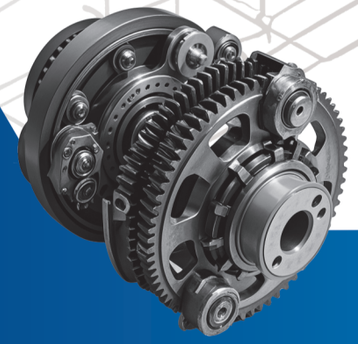


定价：49.80元

机械设计基础

微课版

李海林　符　特　王红芳◎主编



电子科技大学出版社
University of Electronic Science and Technology of China Press

图书在版编目（CIP）数据

机械设计基础 / 李海林，符特，王红芳主编. 成都：成都电子科大出版社，2025. 8. -- ISBN 978-7-5770-1601-6

Ⅰ. TH122

中国国家版本馆 CIP 数据核字第 2025A504T2 号

机械设计基础

JIXIE SHEJI JICHU

李海林　符　特　王红芳　主编

策划编辑　高小红
责任编辑　唐　宁
责任校对　饶定飞
责任印制　梁　硕

出版发行　电子科技大学出版社
　　成都市一环路东一段 159 号电子信息产业大厦九楼　邮编　610051
主　　页　www. uestcp. com. cn
服务电话　028-83203399
邮购电话　028-83201495

印　　刷　武汉佳艺彩印包装有限公司
成品尺寸　185 mm×260 mm
印　　张　17
字　　数　440 千字
版　　次　2025 年 8 月第 1 版
印　　次　2025 年 8 月第 1 次印刷
书　　号　ISBN 978-7-5770-1601-6
定　　价　49. 80 元

版权所有，侵权必究

目　录

第 1 章　绪论 …… 1

第 1 节　机器和机构 …… 1
第 2 节　机械设计基础课程的内容、性质和任务 …… 5
第 3 节　机械设计基础课程的学习方法 …… 6

第 2 章　机械设计总论 …… 7

第 1 节　机械设计的要求 …… 7
第 2 节　机械设计的一般程序 …… 9
第 3 节　机械零件的失效形式 …… 11
第 4 节　机械零件的设计计算准则 …… 12
第 5 节　机械零件的材料及其选择原则 …… 13
第 6 节　机械零件的设计方法 …… 15
习题 …… 17

第 3 章　平面机构的结构分析 …… 18

第 1 节　平面连杆机构的特点及应用 …… 18
第 2 节　平面机构运动简图 …… 19
第 3 节　平面机构的自由度 …… 24
习题 …… 29

第 4 章　平面连杆机构 …… 32

第 1 节　铰链四杆机构的基本类型 …… 32
第 2 节　铰链四杆机构的演化 …… 35
第 3 节　铰链四杆机构的基本特性 …… 38
第 4 节　平面四杆机构的设计 …… 43
习题 …… 46

第 5 章　凸轮机构 …… 49

第 1 节　凸轮机构的应用和类型 …… 49
第 2 节　从动件常用的运动规律 …… 52
第 3 节　图解法设计凸轮轮廓曲线 …… 56
第 4 节　凸轮的结构和材料 …… 59
习题 …… 61

第 6 章　齿轮传动 …… 64

第 1 节　渐开线齿廓及其啮合特性 …… 65
第 2 节　渐开线标准直齿圆柱齿轮的主要参数和几何尺寸 …… 67
第 3 节　渐开线直齿圆柱齿轮的啮合传动 …… 70
第 4 节　渐开线齿轮的加工方法 …… 72
第 5 节　变位齿轮传动 …… 75
第 6 节　齿轮常见的失效形式与设计准则 …… 77
第 7 节　齿轮常用材料及其许用应力 …… 79
第 8 节　渐开线标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算 …… 84
第 9 节　斜齿圆柱齿轮传动 …… 90
第 10 节　直齿圆锥齿轮传动 …… 96
第 11 节　齿轮的结构设计及齿轮传动的润滑和效率 …… 101
习题 …… 105

第 7 章　蜗杆传动 …… 109

第 1 节　蜗杆传动的类型及特点 …… 109

第 2 节　圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算 …… 112
第 3 节　蜗杆传动的失效形式和蜗杆、蜗轮的材料与结构 …… 116
第 4 节　蜗杆传动的强度计算 …… 119
第 5 节　蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算 …… 122
习题 …… 124

第 8 章　轮系 …… 127

第 1 节　轮系的类型 …… 127
第 2 节　定轴轮系传动比的计算 …… 128
第 3 节　周转轮系传动比的计算 …… 129
第 4 节　轮系的应用 …… 134
习题 …… 136

第 9 章　带传动与链传动 …… 138

第 1 节　带传动的类型、特点及应用 …… 138
第 2 节　V 带与 V 带轮 …… 140
第 3 节　带传动的工作情况分析 …… 142
第 4 节　V 带传动的设计 …… 146
第 5 节　V 带传动的张紧、安装和维护 …… 151
第 6 节　链传动的特点及应用 …… 153
第 7 节　滚子链和链轮 …… 154
第 8 节　链传动工作情况分析 …… 157
第 9 节　滚子链传动的设计 …… 160
第 10 节　链传动的布置和润滑 …… 164
习题 …… 165

第 10 章　其他常用机构 …… 168

第 1 节　棘轮机构 …… 168
第 2 节　槽轮机构 …… 171
第 3 节　螺旋传动机构 …… 173

习题 …… 176

第 11 章　连接 …… 178

第 1 节　螺纹连接的类型和结构 …… 178
第 2 节　螺纹连接的预紧与防松 …… 181
第 3 节　螺纹连接的强度计算 …… 184
第 4 节　螺栓组连接的结构设计和受力分析 …… 188
第 5 节　螺纹连接件的材料及许用应力 …… 193
第 6 节　提高螺纹连接强度的措施 …… 195
第 7 节　键连接 …… 196
第 8 节　联轴器 …… 200
第 9 节　离合器 …… 205
第 10 节　制动器 …… 207
习题 …… 209

第 12 章　滚动轴承 …… 213

第 1 节　滚动轴承的结构、类型及特点 …… 213
第 2 节　滚动轴承的代号 …… 217
第 3 节　滚动轴承类型的选择 …… 219
第 4 节　滚动轴承的受载分析和强度计算准则 …… 220
第 5 节　滚动轴承的寿命计算 …… 221
第 6 节　滚动轴承的组合设计 …… 227
第 7 节　滚动轴承的润滑和密封 …… 233
习题 …… 234

第 13 章　轴 …… 237

第 1 节　轴的材料及其选择 …… 237
第 2 节　轴的结构设计 …… 239
第 3 节　轴的设计计算 …… 244
习题 …… 249

第 14 章 减速器机械设计 …… 252

第 1 节 常用减速器的类型、特点及应用 …… 252
第 2 节 减速器的结构 …… 254
第 3 节 标准减速器的选用 …… 257
习题 …… 258

参考文献 …… 259

第 6 章　齿 轮 传 动

齿轮传动是现代机械中应用最广泛的传动形式之一，可用于传递任意两轴之间的运动和动力，其传递的功率可达 10^5 kW，圆周速度可达 200 m/s，齿轮直径小的为 1 mm 以下，大的为 150 mm 以上。本章将介绍渐开线圆柱直齿轮、斜齿轮及直齿圆锥齿轮传动的设计计算，内容包括齿轮原理和齿轮强度两个方面，其中将着重讨论圆柱直齿轮的设计计算方法。

齿轮原理部分将介绍渐开线特性、啮合特性、啮合传动、齿轮加工方法等，在此基础上简明介绍变位齿轮的类型、传动计算的内容。

齿轮强度部分将介绍齿轮材料的选择、失效形式、设计准则等，从而得出具体的设计计算方法。



外啮合直齿圆柱齿轮传动



内啮合直齿圆柱齿轮传动



外啮合斜齿圆柱齿轮传动



内啮合斜齿圆柱齿轮传动



非圆齿轮传动



人字齿圆柱齿轮传动



斜齿圆锥齿轮传动

第 1 节　渐开线齿廓及其啮合特性

一、渐开线的形成

如图 6-1 所示，直线 AB 沿半径为 r_b 的圆周作纯滚动，直线上任一点 K 的运动轨迹 CK 被称为圆的渐开线，该圆被称为渐开线的基圆，r_b 被称为基圆半径。直线 AB 称为渐开线的发生线，θ_K、r_K 分别为渐开线 K 点的展角和向径。



渐开线的形成

二、渐开线的性质

根据渐开线的形成，可知渐开线具有如下性质。



渐开线的性质

（1）由于发生线在基圆上纯滚动，则 $NK=\overset{\frown}{NC}$。

（2）发生线 AB 是渐开线上任一点 K 的法线，故渐开线上任一点的法线必与基圆相切；发生线与基圆的切点 N 是渐开线在 K 点的曲率中心，NK 为渐开线在 K 点的曲率半径。可见，渐开线越靠近基圆，曲率半径越小，曲率越大，基圆上渐开线的曲率半径等于零。

（3）同一基圆上任意两条渐开线间的法向距离相等，且等于两渐开线间的基圆弧长，如图 6-2 所示。

（4）渐开线的形状取决于基圆的大小。基圆半径越小，渐开线越弯曲；基圆半径越大，渐开线越平直。当基圆半径趋于无穷大时，渐开线趋于直线，如图 6-3 所示。

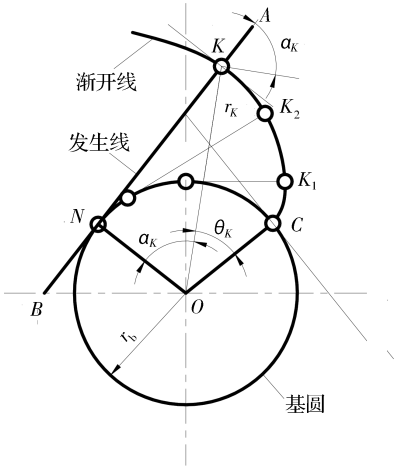


图 6-1　渐开线的形成

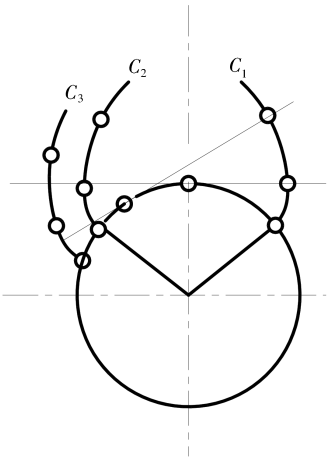


图 6-2　同一基圆上的渐开线

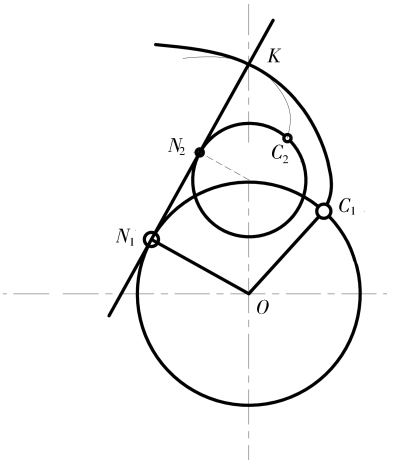


图 6-3　基圆大小与渐开线形状

（5）当以此渐开线作为齿轮的齿廓并与其共轭齿廓在 K 点啮合时，在 K 点所受正压力的方向与点 K 速度方向所夹的锐角 α_K，被称为渐开线在 K 点的压力角。由图 6-1 可知 $\angle NOK=\alpha_K$，在$\triangle NOK$ 中可得出

$$\cos\alpha_K = ON/OK = r_b/r_K \tag{6-1}$$

式（6-1）表明渐开线上各点的压力角不等，渐开线上离基圆越远点处的压力角越大。

（6）基圆内无渐开线。

三、渐开线方程

在研究渐开线齿轮啮合原理、齿轮几何尺寸计算及建立齿轮三维模型时，通常要用到渐开线方程式，渐开线方程可以用直角坐标方程式或极坐标方程式表示，对于齿轮机构，用极坐标方程式比较方便。

如图 6-1 所示，渐开线上任一点 K 的位置可以用向径 r_K 和展角 θ_K 来表示。若以此渐开线作为齿轮的齿廓曲线，则当两齿轮在 K 点啮合时，在$\triangle NOK$ 中可得出

$$\tan\alpha_K = \frac{NK}{ON} = \frac{\overset{\frown}{NC}}{ON} = \frac{r_b(\alpha_K+\theta_K)}{r_b} = \alpha_K+\theta_K \tag{6-2}$$

即

$$\theta_K = \tan\alpha_K - \alpha_K \tag{6-3}$$

渐开线的极坐标方程为

$$r_K = r_b/\cos\alpha_K \tag{6-4}$$

$$\theta_K = \tan\alpha_K - \alpha_K \tag{6-5}$$

可见，θ_K 随压力角 α_K 而改变，故称 θ_K 为压力角 α_K 的渐开线函数，记作 $\mathrm{inv}\alpha_K$，即

$$\theta_K = \mathrm{inv}\alpha_K = \tan\alpha_K - \alpha_K \tag{6-6}$$

四、渐开线齿廓的啮合特性

1. 能保证恒定的传动比传动

图 6-4 所示为渐开线齿轮齿廓在 K 点啮合。根据渐开线的性质，过 K 点的公法线必与两轮的基圆相切，即为两基圆的内公切线 N_1N_2。当两齿轮安装好后，其基圆大小及位置均确定不变，它们在同一方向上的内公切线便只有一条。因此，无论齿廓在何处啮合，过啮合点所作的齿廓公法线都与两基圆内公切线重合，为一固定直线（该公法线也可称啮合线），它与连心线 O_1O_2 的交点 P 必为固定点，因此渐开线齿廓能保证恒定的传动比。根据啮合基本定律，其传动比为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_2'}{r_1'} = \text{常数} \tag{6-7}$$

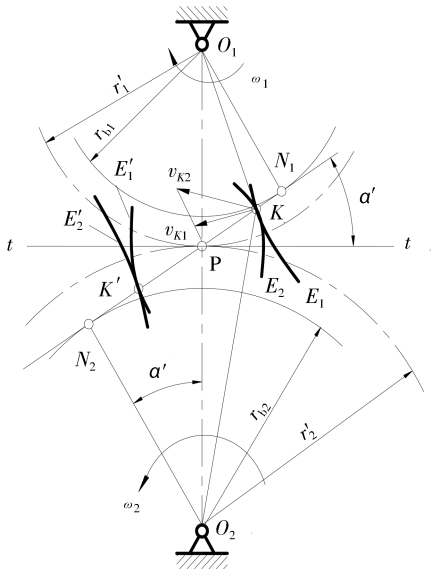


图 6-4　渐开线齿廓的啮合

又由图 6-4 可知，$\triangle O_1N_1P \backsim \triangle O_2N_2P$，故 $O_2P/O_1P = O_2N_2/O_1N_1 = r_{b2}/r_{b1}$，因此

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_2'}{r_1'} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \text{常数} \tag{6-8}$$

2. 中心距可分性

式（6-1）说明，当两齿轮加工好后，两轮基圆大小为确定值，即使由于制造、安装及轴承磨损等造成中心距有微小变化，传动比仍保持不变。渐开线齿轮的这一特性被称为中心距可分性。这是渐开线齿轮特有的优点。

3. 齿廓间的正压力方向不变

齿廓间的正压力是通过接触点沿两齿廓公法线方向传递的，因此，正压力作用线必与齿廓啮合点的公法线重合。对渐开线齿廓齿轮传动来说，啮合线、过接触点的公法线、两基圆的内公切线和正压力作用线四线合一。故渐开线齿轮在啮合过程中齿廓间的正压力方向线保持不变，传动比较平稳。

4. 啮合角不变

啮合线与两节圆公切线间的锐角称为啮合角，用 α' 表示，它是渐开线齿轮在节圆上的压力角。显然，齿轮传动时，啮合角不变。

5. 齿面的相对滑动

如图 6-4 所示，在任意点 K 啮合时，由于两轮在 K 点的线速度不重合，必会产生沿齿面方向的相对滑动，造成齿面间的磨损等。

第 2 节　渐开线标准直齿圆柱齿轮的主要参数和几何尺寸

一、齿轮各部分名称及符号


齿轮各部分名称


公法线测量


公法线概念


弦齿厚测量

图 6-5 所示为直齿圆柱齿轮的一部分。由图 6-5 的（a）（b）可知，每个轮齿两侧齿廓是由形状相同、方向相反的渐开线曲面组成的，相邻两轮齿间的空间称为齿槽。渐开线齿轮各部分的名称及符号如下。

（1）齿顶圆。过所有轮齿顶部所作的圆，其直径和半径分别用 d_a、r_a 表示。

（2）齿根圆。过所有轮齿根部所作的圆，其直径和半径分别用 d_f、r_f 表示。

（3）齿厚。任意半径为 r_K 的圆周上，同一轮齿两侧齿廓间的弧长被称为该圆上的齿厚，用 s_K 表示。

（4）齿槽宽。任意半径为 r_K 的圆周上，相邻两齿齿槽间的弧长被称为该圆上的齿槽宽，用 e_K 表示。

（5）齿距。任意半径为 r_K 的圆周上，相邻两齿同向齿廓间的弧长被称为该圆上的齿距，用 p_K 表示。可见，$p_K=s_K+e_K$；基圆齿距用 p_b 表示。

（6）分度圆。在齿顶圆和齿根圆之间取一个作为计算齿轮各部分尺寸的基准圆，其直径用 d 表示；规定分度圆上的所有参数都不带下标，如 s、e、p、α 等分别表示分度圆上的齿厚、齿槽宽、齿距、压力角等。

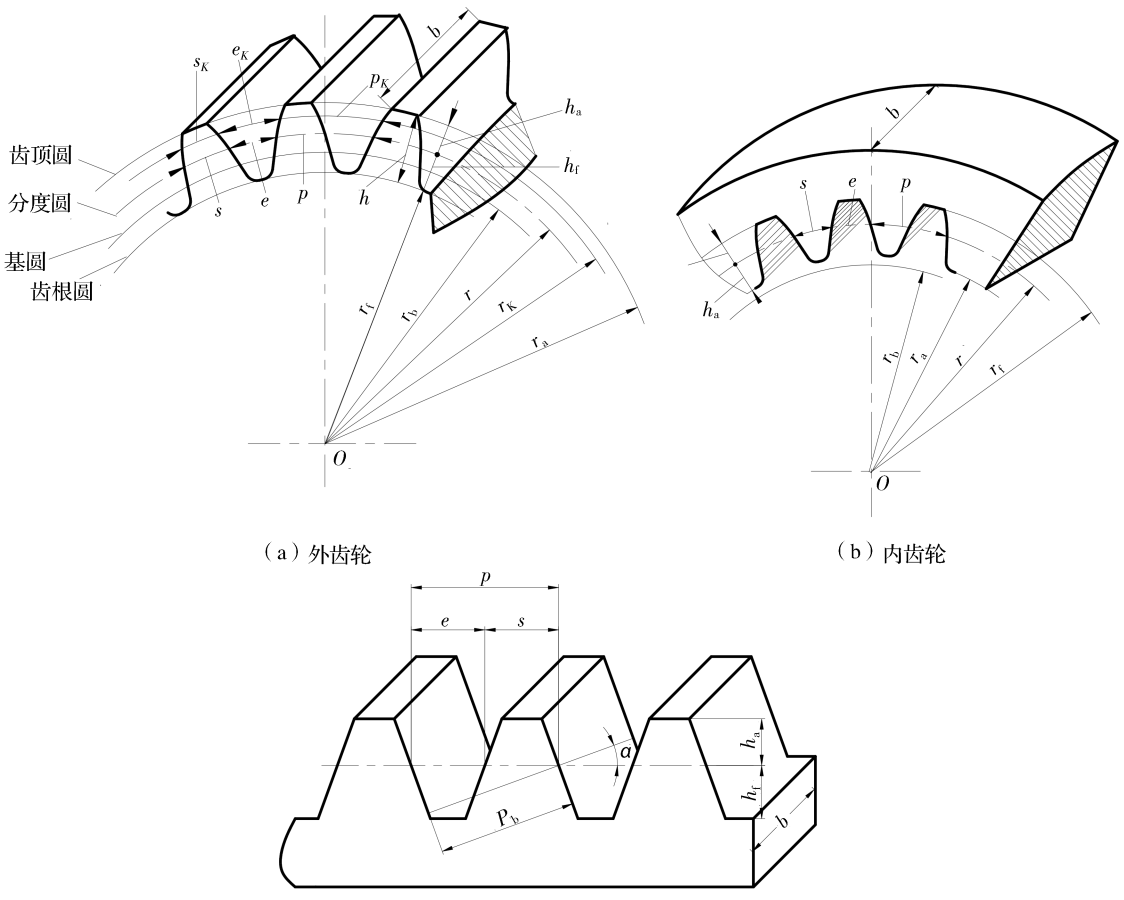
（7）齿顶高。齿顶圆与分度圆间的径向距离，用 h_a 表示。

（8）齿根高。分度圆与齿根圆间的径向距离，用 h_f 表示。

（9）齿高。齿顶圆与齿根圆间的距离，用 h 表示；显然，$h=h_a+h_f$。

（10）齿宽。各轮齿的轴向尺寸，用 b 表示。

当基圆半径趋于无穷大时，渐开线曲线齿廓趋于直线齿廓，齿轮变成齿条，齿轮上的圆都趋于相应的直线。如图 6-5（c）所示，齿条上同侧齿廓互相平行，因此齿条上各点的齿距和压力角都相等。齿廓的倾斜角被称为齿形角，其大小与压力角相等。



（a）外齿轮　　（b）内齿轮

（c）齿条

图 6-5　直齿圆柱齿轮各部分的名称及符号

齿条名称

二、渐开线直齿圆柱齿轮的基本参数

1. 齿数

齿轮圆周上均匀分布的轮齿总数称为齿数，用 z 表示。

2. 模数



模数与尺寸

由齿距的定义可知

$$p_K z = d_K \pi \tag{6-9}$$

则

$$d_K = z p_K / \pi \tag{6-10}$$

令 $m_K = p_K / \pi$ 为该圆上的模数，规定分度圆上的模数为标准值（表 6-1），用 m 表示，即

$$m = p / \pi \tag{6-11}$$

则分度圆直径为

$$d = \frac{p}{\pi} z = mz \tag{6-12}$$

模数是齿轮的一个重要参数，是齿轮几何尺寸计算的基础。由式（6-12）可知，当齿数相同时，模数越大，齿轮的直径越大，其承载能力越高。

表 6-1　标准模数系列［摘自《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 模数》（GB/T 1357—2008）］

单位：mm

第一系列	1、1.25、1.5、2、2.5、3、4、5、6、8、10、12、16、20、25、32、40、50
第二系列	1.125、1.375、1.75、2.25、2.75、3.5、4.5、5.5（6.5）、7、9、11、14、18、22、28、36、45

注：①选取时优先选用第一系列，括号中的模数尽可能不用；

②本表适用于通用机械和重型机械用直齿和斜齿渐开线圆柱齿轮。

3. 分度圆上的压力角

由渐开线的性质可知，齿轮齿廓上各点处的压力角是不相同的。国家标准规定，分度圆上的压力角为标准值 $\alpha = 20°$。此外，在汽车、航空工业中有时采用 $\alpha = 22.5°$ 或 $\alpha = 25°$。其他国家常用的压力角有 20°、15°和 14.5°。

4. 齿顶高系数 h_a^* 和顶隙系数 c^*

为便于计算，当模数确定后，将 h_a 和 h_f 规定为模数的简单函数，即

$$h_a = h_a^* m \tag{6-13}$$

$$h_f = h_a + c = (h_a^* + c^*) m \tag{6-14}$$

$$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*) m \tag{6-15}$$

式中，h_a^* 为齿顶高系数，国家标准规定，对于正常齿制 $h_a^* = 1$，短齿制 $h_a^* = 0.8$；c 为顶隙，即一对齿轮啮合时，一齿轮齿顶圆与另一齿轮齿根圆之间的径向距离，$c = c^* m$；c^* 为顶隙系数，国家标准规定，正常齿制 $c^* = 0.25$，短齿制 $c^* = 0.3$。

如果一齿轮的 m、α、h_a^*、c^* 均为标准值，并且分度圆上 $s=e$，则该齿轮为标准齿轮。

综上所述，标准直齿圆柱齿轮的基本参数是 z、m、α、h_a^*、c^*，标准直齿圆柱齿轮的所有尺寸均可用上述 5 个参数来表示。

三、标准直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

渐开线标准直齿圆柱齿轮几何尺寸的计算公式列于表 6-2 中。

表 6-2　标准直齿圆柱齿轮几何尺寸计算公式

名称	符号	计算公式	名称	符号	计算公式
分度圆直径	d	$d=mz$	基圆直径	d_b	$d_b=mz\cos\alpha$
齿顶圆直径	d_a	$d_a=m(z\pm 2h_a^*)$	齿根圆直径	d_f	$d_f=m(z\overline{+}2b_a^*\overline{+}2c^*)$
齿顶高	h_a	$h_a^* m$	齿根高	h_f	$h_f=(h_a^*+c^*)m$
齿高	h	$h=(2h_a^*+c^*)m$	顶隙	c	$c=c^* m$
齿距	p	$p=\pi m$	齿厚	s	$s=\frac{\pi m}{2}$
齿槽宽	e	$e=\frac{\pi m}{2}$	基圆齿距	p_b	$p_b=\pi m\cos\alpha$
中心距	a	$a=\frac{m(z_1\pm z_2)}{2}$	—	—	—

注：表中正负号处，上面符号用于外齿轮，下面符号用于内齿轮。

第 3 节　渐开线直齿圆柱齿轮的啮合传动

任意两个渐开线齿轮可能不能实现正常传动，如两轮的齿距不相等，就无法正确安装啮合并进行啮合传动。要保证齿轮能正确安装啮合并正常传动必须满足一定的条件。



啮合过程

一、一对渐开线齿轮的正确啮合条件

一对齿轮的正确啮合是指一齿轮的轮齿能正确地嵌入另一齿轮的齿间。如图 6-6 所示为一对直齿圆柱齿轮一对齿廓同时处于啮合时的情况，由前述渐开线齿轮传动啮合特性可知，其啮合点 K_1 和 K_2 必在啮合线 N_1N_2 上，线段 K_1K_2 的长度为齿轮的法向齿距。显然，要使两轮正确啮合，它们的法向齿距必须相等。由渐开线的性质可知，齿轮的法向齿距等于其基圆齿距，因此，要使两轮正确啮合，必须满足的条件为 $p_{b1}=p_{b2}$，而 $p_b=\pi m\cos\alpha$，于是可得 $\pi m_1\cos\alpha_1=\pi m_2\cos\alpha_2$，由于渐开线齿轮的模数和压力角均已标准化，则两轮正确啮合的条件为



啮合条件

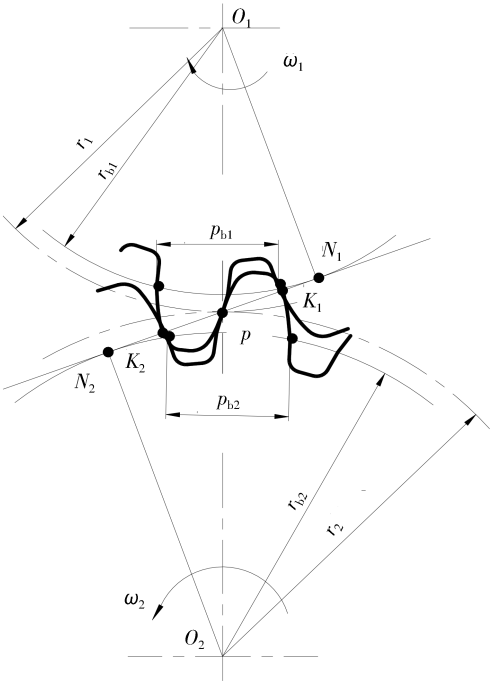


图 6-6　一对渐开线齿轮的正确啮合条件

$$\begin{cases} m_1 = m_2 = m \\ \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \end{cases} \tag{6-16}$$

即渐开线直齿圆柱齿轮正确啮合条件是两齿轮的模数和压力角必须分别相等。

二、渐开线齿轮连续传动的条件



连续传动的条件

齿轮传动是依靠两轮的轮齿依次啮合而实现的。如图 6-7 所示，齿轮一对齿廓的啮合是从主动齿轮 1 的齿根推动从动齿轮 2 的齿顶开始的，其开始啮合点是从动齿轮的齿顶与啮合线 N_1N_2 的交点 B_2，随着啮合的进行，两齿廓的啮合点沿啮合线 N_1N_2 向 N_2 方向移动，当啮合点移动到主动齿轮 1 的齿顶与啮合线 N_1N_2 相交的 B_1 点时，这对齿廓终止啮合。可见，$\overline{B_1B_2}$ 为一对齿廓啮合的实际啮合线长度。齿顶圆越大，则啮合点 B_1、B_2 越接近（但不可能超过）极限啮合点 N_2、N_1。$\overline{N_1N_2}$ 是理论啮合线长度。

为保证两齿轮的连续传动，则要求前一对轮齿在啮合终点 B_1 以前的 K 点啮合时，后一对轮齿应在 B_2 点开始啮合。因此，保证连续传动的条件是

$$\overline{B_1B_2} \geqslant \overline{B_2K} \tag{6-17}$$

由渐开线的性质可知，线段 B_2K 等于基圆齿距 p_b，即 $\overline{B_2K} = p_b$，故上式可写成

$$\overline{B_1B_2} \geqslant p_b \tag{6-18}$$

由此可见，渐开线齿轮连续传动的条件为

$$\varepsilon = \frac{\overline{B_1B_2}}{p_b} \geqslant 1 \tag{6-19}$$

式中，ε 为齿轮传动的重合度，它表明同时参与啮合的轮齿对数，ε 的大小与啮合齿轮的齿数

有关而与模数无关。ε 大表明同时参与啮合的轮齿对数多，每对轮齿的负荷小，负荷变动量小，传动平稳。理论上，ε＝1 就能保证两齿轮连续传动，但由于齿轮的制造、安装误差及啮合中轮齿的变形等，实际上应使 ε≥1。一般机械制造中，常取 ε≥1.1～1.4。

三、齿轮传动的无侧隙啮合条件

齿轮啮合时相当于一对节圆作纯滚动。齿轮的无侧隙啮合传动是指一个齿轮在节圆上的齿厚与另一个啮合齿轮在节圆上的齿槽宽相等时的传动，即 $s_1'=e_2'$，$s_2'=e_1'$。由前述可知，标准齿轮分度圆上的齿厚等于齿槽宽，即 $s=e=\pi m/2$，而两齿轮正确啮合时，其模数相等，即 $m_1=m_2=m$，因此，若要实现无侧隙传动，就要求齿轮的分度圆与节圆重合。这样的安装被称为标准安装，此时的中心距称为标准中心距，用 a 表示，则

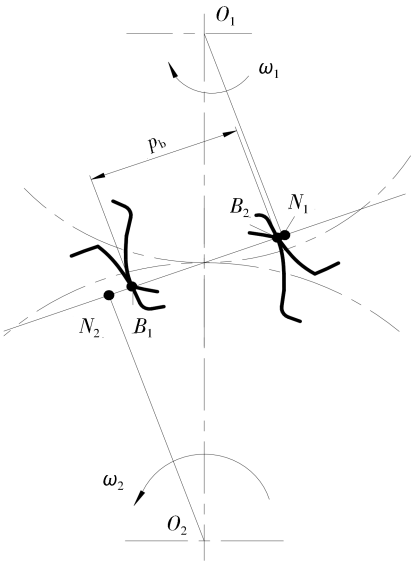


图 6-7　齿轮传动的重合度

$$a=r_1'+r_2'=r_1+r_2=\frac{m(z_1+z_2)}{2} \tag{6-20}$$

当安装中心距不等于标准中心距（非标准安装）时，分度圆与节圆相分离，啮合线位置发生变化，啮合角 α' 不等于分度圆上的压力角 α，此时的中心距为

$$a'=r_1'+r_2'=\frac{r_{b1}}{\cos\alpha_1'}+\frac{r_{b2}}{\cos\alpha_2'}=(r_1+r_2)\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}=a\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} \tag{6-21}$$

齿轮的无侧隙啮合传动可避免啮合过程中产生冲击、振动和噪音，但实际应用时为保证齿面润滑，避免轮齿因摩擦发生热膨胀而出现卡死现象，以及为了补偿加工误差，齿轮传动应留有很小的侧隙。此侧隙一般在制造齿轮时由齿厚的负偏差来保证，故在设计计算齿轮尺寸时仍按无侧隙计算。

第 4 节　渐开线齿轮的加工方法

一、渐开线齿轮轮齿的加工方法

齿轮轮齿的加工方法很多，如铸造、锻造、轧制、冲压、切削加工等，最常用的是切削加工法，按其原理不同又被分为仿形法和展成法。

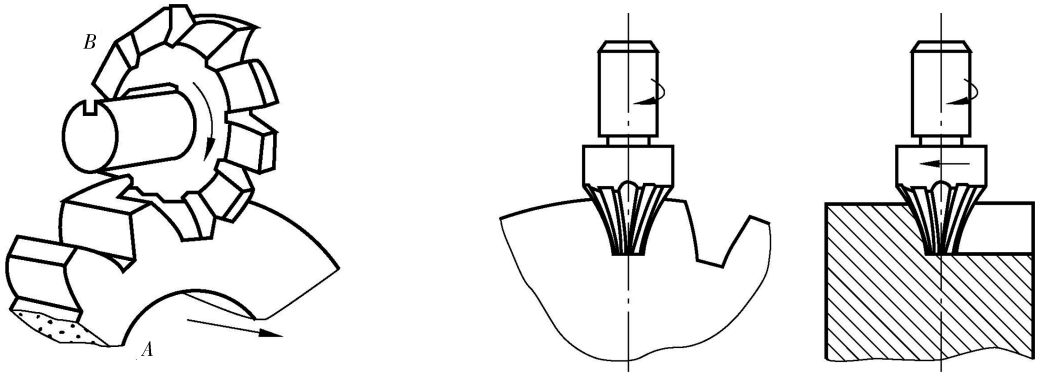


仿形法加工

1. 仿形法

仿形法是在普通铣床上用轴向剖面形状与被加工齿轮齿槽形状相同的盘状［图 6-8（a）］或指状铣刀［图 6-8（b）］切制齿轮的方法。切制时，刀具绕本身的轴线回转，同时轮坯或铣刀沿轮坯的轴线方向进给运动，以切制出整个齿宽。铣完一个

齿槽后，由分度头将齿坯转过角度 360°/z，直至铣出齿轮的全部轮齿。



（a）用盘状齿轮铣刀切齿　　（b）用指状齿轮铣刀切齿

图 6-8　仿形法加工齿轮

仿形法加工方法简单易行，但加工精度较低。由于渐开线齿廓形状取决于基圆大小，即与 m、z 和 α 有关。要加工精确齿廓，对模数 m 和压力角 α 相同，而齿数不同的齿轮，应选用不同的刀具。生产实际中，为减少刀具的品种、数量，通常一种模数的铣刀只配置 8 把（精密齿轮配置 15 把）铣刀（分别编为 1～8 号），每一刀号铣刀加工一定齿数范围内的齿轮，故齿形精度难以保证。表 6-3 列出了 1～8 号圆盘铣刀加工齿轮的齿数范围。另外由于齿坯分度误差，使分齿不均，也影响齿轮加工精度。

表 6-3　圆盘铣刀的刀号及其加工齿数的范围

刀号	1	2	3	4	5	6	7	8
齿数范围	12～13	14～16	17～20	21～25	26～34	35～54	55～134	≥135

2. 展成法

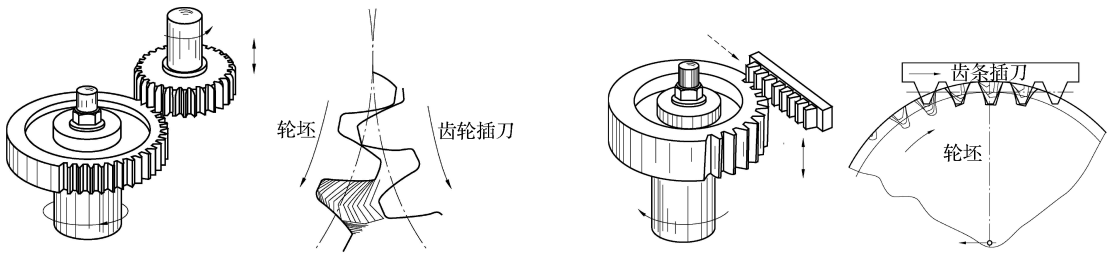


插刀加工



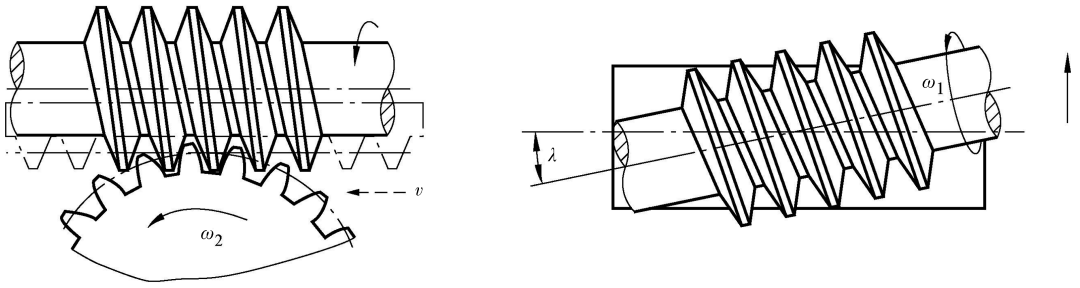
滚刀加工

展成法又称范成法，是利用一对齿轮（或齿条）的无侧隙啮合，两轮齿廓互为包络线的原理来切制齿轮轮齿的加工方法。加工时，其中做成刀具的齿轮（或齿条）与被加工齿轮之间的啮合关系由机床传动系统来保证，当刀具的节圆（或节线）与被加工齿轮的节圆作纯滚动时，刀具的齿廓切制出被加工齿轮的齿廓。常用的展成法加工形式是插齿（图 6-9）和滚齿（图 6-10）。



（a）用齿轮插刀切制齿轮　　（b）用齿条插刀切制齿轮

图 6-9　齿轮插刀、齿条插刀切制齿轮



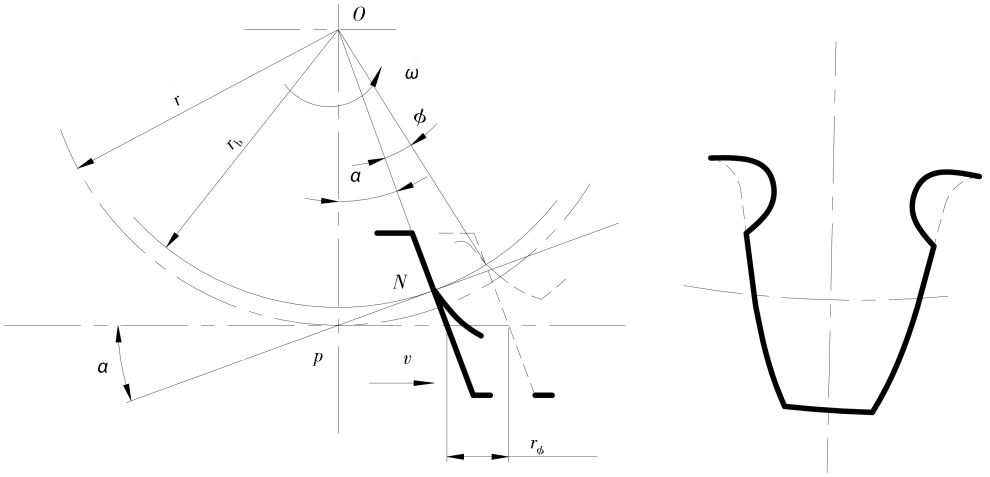
（a）　　（b）

图 6-10　用齿轮滚刀、滚齿切制齿轮

用展成法加工齿轮时，只要被加工齿轮与刀具的模数和压力角相同，无论被加工齿轮的齿数是多少，都可以用同一把刀具加工。因此，展成法加工应用广泛。

二、渐开线齿廓的根切现象

用展成法加工齿轮时，若刀具的齿顶圆（或齿顶线）超过极限啮合点 N 时［图 6-11（a）］，被加工齿轮齿根部分的渐开线齿廓将被切除一部分，这种现象称为根切，如图 6-11（b）所示。轮齿的根切将大大降低轮齿的抗弯强度，降低齿轮传动的平稳性及重合度，应设法避免。



（a）轮齿根切的产生　　（b）轮齿的根切现象

图 6-11　轮齿的根切

对于标准齿轮，用限制的最少齿数的方法来避免根切现象。

如图 6-12 所示为用齿条插刀加工标准外啮合直齿轮避免根切的条件。要防止根切，刀具的齿顶线不得超过极限啮合点 N，即

$$h_a^* m \leqslant NM \tag{6-22}$$

而 $NM=PN\cdot\sin\alpha=r\sin^2\alpha=\dfrac{mz}{2}\sin^2\alpha$，整理后可得

$$z \geqslant \frac{2h_a^*}{\sin^2\alpha} \tag{6-23}$$

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2\alpha} \tag{6-24}$$

当 $\alpha=20°$，$h_a^*=1$ 时，$z_{\min}=17$。

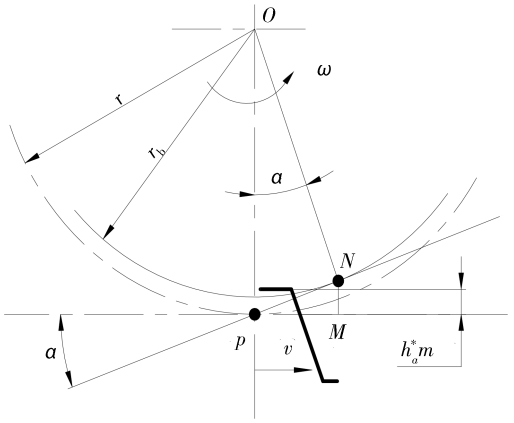


图 6-12　避免根切的条件

第 5 节　变位齿轮传动

一、变位齿轮及其齿形特点

渐开线标准齿轮的设计计算简单，互换性好。但其传动存在一些局限性。



变位的概念

（1）采用展成法加工标准齿轮时，齿轮齿数不得小于最少齿数，否则将产生根切。

（2）不适用于安装中心距 a' 不等于标准中心距 a 的场合。当 $a'<a$ 时，无法安装；当 $a'>a$ 时，安装后由于侧隙过大而引起振动、冲击，影响传动的平稳性。

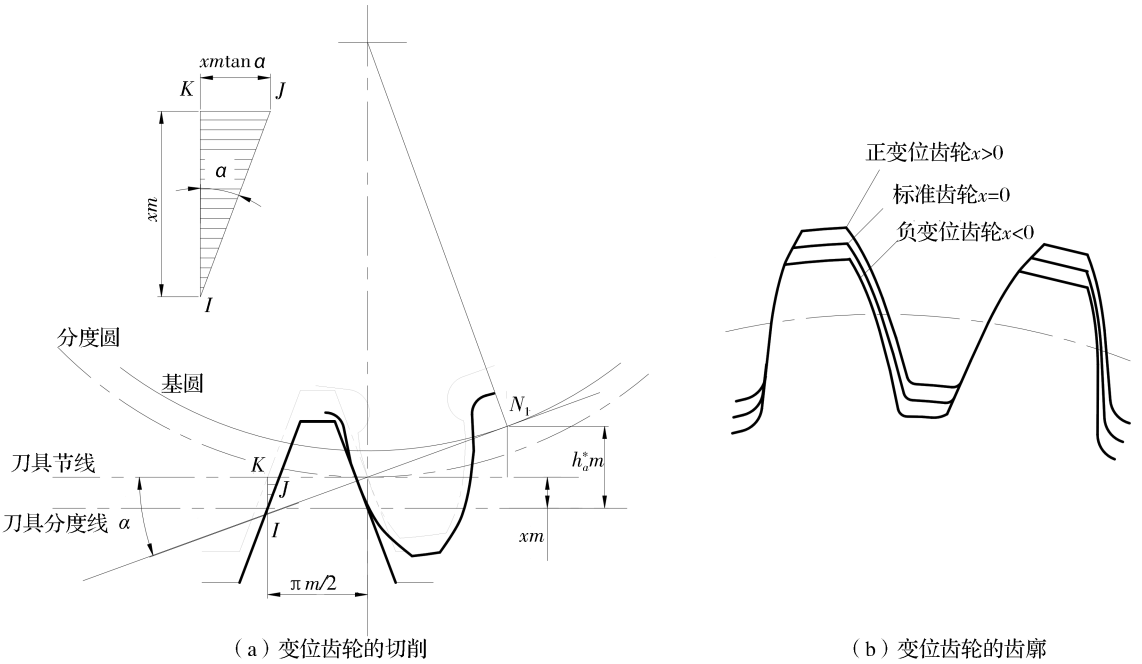
（3）一对标准齿轮传动时，小齿轮齿根厚度小而啮合次数多，故小齿轮的强度低，磨损严重，易损坏，同时也限制了小齿轮的承载能力。

为了改善上述局限性，可改变刀具与齿坯径向相对位置，使刀具节线与齿坯分度圆相切并作纯滚动来切制齿轮，这种方法被称为变位加工法，所加工出的齿轮被称为变位齿轮，刀具所移动的距离 xm 称为变位量，x 称为变位系数。刀具远离齿轮中心的变位被称为正变位，此时 $x>0$，采用正变位所加工出的齿轮为正变位齿轮；相反，刀具移近齿轮中心的变位称为负变位，此时 $x<0$，采用负变位所加工出的齿轮为负变位齿轮；标准齿轮就是变位系数 $x=0$ 时所加工出的齿轮，如图 6-13（a）所示。

用展成法加工齿数 z 小于最少齿数 z_{min} 的齿轮时，为避免根切，必须采用正变位加工，其最小变位系数为

$$x_{min}=h_a^*\frac{z_{min}-z}{z_{min}} \tag{6-25}$$

加工变位齿轮时，所用的刀具及机床与加工标准齿轮时相同，故变位齿轮的模数、压力角、齿数及分度圆、基圆、齿距、均与标准齿轮一致，两者的齿廓曲线和渐开线相同，只是截取了不同的部位。但由于刀具节线位置的改变，正变位齿轮齿根部分的齿厚增大，提高了轮齿的抗弯强度，但齿顶减薄；负变位齿轮则与其相反，如图 6-13（b）所示。



（a）变位齿轮的切削　　（b）变位齿轮的齿廓

图 6-13　变位齿轮的切削及其齿廓

二、变位齿轮传动的类型及特点

根据变位齿轮传动中齿轮变位系数之和（x_1+x_2）的不同值，变位齿轮传动可分为三种类型，见表 6-4 所列。

表 6-4　变位齿轮传动的类型及特点

传动类型	高度变位齿轮传动	角度变位齿轮传动	
		正传动	负传动
变位系数要求	$x_1=-x_2$，$x_1+x_2=0$	$x_1+x_2>0$	$x_1+x_2<0$
齿数条件	$z_1+z_2\geqslant 2z_{min}$	$z_1+z_2<2z_{min}$	$z_1+z_2>2z_{min}$
传动特点	$a'=a$，$\alpha'=\alpha$ $y=0$，$\sigma=0$	$a'>a$，$\alpha'>\alpha$ $y>0$，$\sigma>0$	$a'<a$，$\alpha'<\alpha$ $y<0$，$\sigma<0$

续表

传动类型	高度变位齿轮传动	角度变位齿轮传动	
		正传动	负传动
主要优点	一般小齿轮取正变位，允许 $z_1<z_{\min}$，以减小传动尺寸，提高小齿轮的齿根强度，减少小齿轮齿面磨损	结构紧凑，提高轮齿强度及耐磨性，可用于安装中心距大于标准中心距的场合	重合度略有提高，可用于安装中心距小于标准中心距的场合
主要缺点	互换性差，小齿轮轮齿易变尖，重合度略有下降	互换性差，小齿轮轮齿易变尖，重合度下降较多	互换性差，轮齿强度下降，磨损加剧

标准齿轮传动可看作是零传动的特例（$x_1=x_2=0$），表 6-4 中 y 和 σ 分别为相对于标准齿轮传动中，中心距变动系数和齿高变动系数，其值为

$$y=\frac{a'-a}{m}=\frac{z_1+z_2}{2}\left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}\right) \tag{6-26}$$

$$\sigma=x_1+x_2-y \tag{6-27}$$

应当指出，变位齿轮传动中，齿轮副的变位系数影响齿轮副的啮合性能及承载能力。变位系数选择时主要考虑的是不产生根切、避免产生尖顶等。选择变位系数的方法较多，常用的有线图法、表格法及封闭图法。具体确定变位系数的方法在本书中从略。

变位齿轮必须成对设计和计算，有关变位齿轮的几何尺寸计算可参阅与机械原理相关的书籍。

第 6 节　齿轮常见的失效形式与设计准则

一、齿轮常见的失效形式

齿轮传动是依靠轮齿的相互啮合来传递运动和动力的，一般来说，齿轮传动的失效主要是指轮齿的失效。由于齿轮传动的形式、承受的载荷、齿面硬度及传动速度等情况的不同，轮齿的失效形式也是多种多样的，这里只简单介绍几种常见的失效形式。



齿轮传动失效形式

1. 轮齿折断

轮齿折断有多种形式，在正常工作情况下，主要是齿根弯曲疲劳折断，因为轮齿受载后，轮齿根部产生的弯曲应力最大，并且承受的是循环应力，再加上过渡处的截面突变及加工刀痕等引起的应力集中作用，当应力值超过材料的弯曲疲劳极限时，轮齿根部产生疲劳裂纹，并逐渐扩张，致使轮齿疲劳折断。如图 6-14（a）所示，当轮齿突然过载或受到冲击载荷时，可能出现过载折断；若轮齿经严重磨损使齿厚过分减薄，即使在正常载荷下，

也会发生轮齿折断。如果制造、安装等误差使其局部过载时，就会造成其局部折断，如图 6-14（b）所示。

提高轮齿抗折断能力的措施有很多，如：增大齿根圆角半径，消除轮齿根部的加工刀痕，以减小该处的应力集中；采用合适的材料和热处理方有法；增大齿轮轴及支撑的刚度，以减轻轮齿局部过载的程度等。

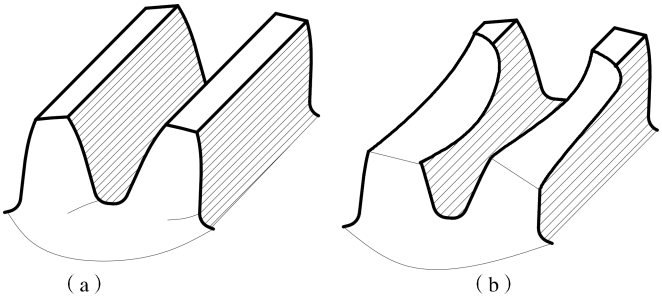


图 6-14　轮齿折断

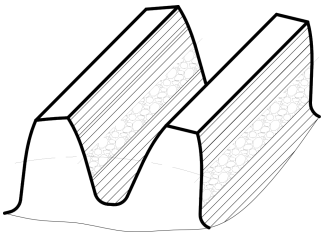


图 6-15　齿面点蚀

2. 齿面点蚀

齿轮传动过程中，在啮合处产生很大的接触应力，脱离啮合后接触应力消失，因此对齿廓工作面的某一固定点而言，受到的接触应力按脉动循环变化。如果接触应力超过齿轮材料的接触疲劳极限，齿面上就会产生裂纹，裂纹扩张使表层金属微粒剥落，形成小凹坑，这种现象称为齿面点蚀。实践表明，点蚀会通常发生在靠近节线的齿根面上，如图 6-15 所示。一般润滑良好的闭式齿轮中的软齿面轮齿较易发生齿面点蚀。点蚀使轮齿工作表面损坏，造成传动不平稳和产生噪声。提高齿面硬度、降低表面粗糙度、增加润滑油黏度等措施均可有效地防止点蚀。

3. 齿面磨损

轮齿在啮合过程中存在相对滑动，使齿面间产生摩擦磨损。若金属微粒、沙粒、灰尘等进入轮齿间，将引起磨粒磨损。磨损将破坏轮齿齿面的渐开线线形，并使侧隙增大而引起冲击和振动，严重时因齿厚减薄过多而折断。磨损是开式齿轮传动的主要失效形式。提高齿面硬度、降低齿面磨损度、采用清洁的润滑油或采用闭式齿轮传动等，均可减轻齿面磨损。

4. 齿面胶合

在高速重载的齿轮传动中，啮合区的瞬时温度过高会使润滑油黏度下降，润滑油膜破裂，导致齿面间金属直接接触，啮合压力作用下局部金属互相粘连继而又相对滑动，粘连处的金属被撕脱下来，进而在较软的齿面上沿滑动方向出现条状沟痕，这种现象称为齿面胶合，如图 6-16 所示。在低速重载的齿轮传动中，也会出现齿面胶合（称为冷胶合）。胶合的产生改变了齿廓形状，使轮齿不能正常工作。

在实际中采用提高齿面硬度、降低齿面粗糙度、控制油温、增加润滑油黏度等方法，均可有效地防止齿面胶合的产生。

5. 齿面塑性变形

在低速、重载及启动频繁的软齿面传动中，轮齿表层材料会沿着摩擦力方向发生塑性变形，导致主动轮齿齿面节线处出现凹沟，从动轮齿面节线处出现凸棱，如图 6-17 所示，齿形

被破坏，影响齿轮的正常啮合。提高齿面硬度，采用高黏度的或加有极压剂的润滑油均有助于减缓或防止轮齿塑性变形的产生。

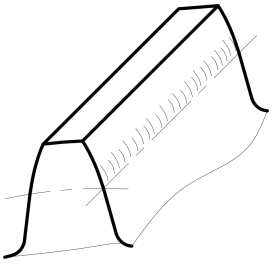


图 6-16　齿面胶合

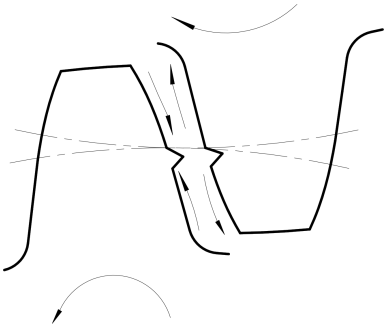


图 6-17　齿面塑性变形

二、设计准则

设计齿轮传动时，应根据齿轮实际工作条件，分析其可能出现的主要失效形式，选择合适的强度设计准则，以保证齿轮传动有足够的承载能力。上述五种常见的失效形式主要与轮齿表面硬度、表面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度有关。对于齿面磨损、塑性变形等，尚未建立相应的设计准则，目前设计一般使用的齿轮传动时，通常只按齿根弯曲疲劳强度及齿面接触疲劳强度两个准则进行设计计算，可参阅 GB/T 3480.2—2021 和 GB/T 3480.3—2021。

在一般工作条件下的闭式软齿面齿轮传动，齿面点蚀是其主要失效形式，应先按齿面接触疲劳强度进行设计计算，确定齿轮的主要参数和尺寸，然后按齿根弯曲疲劳强度校核；而闭式硬齿面齿轮传动常因齿根折断而失效，故通常按齿根弯曲疲劳强度进行设计计算，确定齿轮的模数和其他尺寸，然后进行齿面接触疲劳强度的校核。

对于开式齿轮传动，齿面磨损是其主要失效形式，故通常按齿根弯曲疲劳强度进行设计计算，确定齿轮的模数，再将模数增大 10%～20%后计算齿轮的尺寸，而无须校核其接触强度。

第 7 节　齿轮常用材料及其许用应力

一、齿轮常用材料及其热处理

齿轮材料的力学性能对齿轮传动的承载能力有很大影响。由前述对齿轮传动的失效分析可知，对齿轮材料的基本要求如下。

（1）齿面应有足够的硬度，以抵抗齿面磨损、点蚀、胶合及塑性变形等。

（2）齿芯应有足够的强度和较好的韧性，以防止齿根折断及冲击、交变载荷。

（3）应有良好的加工工艺性能及热处理性能。

齿轮常用的材料是锻钢，此外还有铸铁及一些非金属材料。齿轮常用材料、热处理方式及其性能见表 6-5 所列。

表 6-5　齿轮常用材料、热处理方式及其性能

材料	热处理	硬度	抗拉强度极限 R_m/MPa	屈服极限 R_e/MPa	应用范围
45 钢	正火	169～217HBS	580	290	低速轻载
	调质	217～255HBS	650	360	低速中载
	表面淬火	40～50HRC	750	450	高速中载或低速重载、小冲击
40Cr	调质	240～286HBS	700	500	中速中载
	表面淬火	48～55HRC	900	650	高速中载、小冲击
30CrMnSi	调质	310～360HBS	1 100	900	高速中载、无剧烈冲击
35SiMn		217～269HBS	750	450	
42SiMn		229～286HBS	785	510	
20Cr	渗碳淬火	58～62HRC	650	400	高速中载、承受冲击
20CrMnTi			1 100	850	
20Cr2Ni4			1 200	1 100	
ZG310～ZG570	正火	156～217HBS	580	320	中速中载、大直径
ZG340～ZG640	正火	170～230HBS	650	350	
	调质	240～269HBS	700	380	
QT500-5	正火	147～241HBS	500	—	低、中速轻载、小冲击
QT600-2		229～320HBS	600	—	
HT200	人工时效（低温退火）	170～230HBS	200	—	低速轻载、很小冲击
HT300		187～255HBS	300	—	
35CrAlA	调质后氮化	＞850HV	950	750	小或无冲击的内齿轮
38CrMoAlA			1 000	850	
夹布塑胶	—	25～35HBS	100	—	—

齿轮材料的种类有很多，选择时可综合考虑以下几方面的因素。

1. 齿面硬度

软齿面齿轮通常采用中碳钢或中碳合金钢，如 45、40Gr、35SiMn 等钢。一般是将齿坯经正火或调质处理后进行插齿或滚齿加工而成，精度不高（7、8 级），适用于对强度、速度

及精度要求都不高的齿轮。

硬齿面齿轮通常采用中（低）碳钢或中（低）碳合金钢，如 45、20、40Gr、35SiMn、20Gr、20GrMnTi 等钢。一般先经切齿后，再经适当的热处理（调质后进行表面淬火或渗碳或氮化等），最后进行精加工，精度可达 4.5 级，适用于高速、重载及精密机械（如精密机床、航空发动机等）。

一对软齿面齿轮啮合时，由于小齿轮啮合次数多，齿根抗弯能力又较弱，为使两齿轮轮齿接近等强度，小齿轮的齿面硬度应比大齿轮齿面硬度高 30～50 HBS；若均为硬齿面齿轮传动，则小齿轮的齿面硬度应略高于或等于大齿轮齿面硬度。

2. 齿轮尺寸

当齿轮尺寸较大（400～600 mm）时，一般采用铸造毛坯，可选用铸钢或铸铁材料；当尺寸较小又要求不高时，也可选用圆钢作为毛坯；此外均可采用锻钢毛坯。

3. 载荷性质

对于载荷平稳或轻度冲击下工作的齿轮，可采用正火碳钢；对于中等冲击载荷下工作的齿轮，可采用调质碳钢；对于高速、重载并在冲击载荷下工作的齿轮，可选用合金钢。

4. 工作条件要求

要求传动功率大、质量小、可靠性高（如飞行器上的齿轮）时，必须选用力学性能高的合金钢；而传递功率大、工作速度较低、周围环境中粉尘高（如矿山机械中的传动齿轮）时，通常选用铸钢或铸铁材料；若传递功率较小，但要求传动平稳、低噪声或无噪声（如家用或办公用机械齿轮）时，小齿轮常采用工程塑料制造，但与其配对的大齿轮仍采用钢或铸铁制造。

二、许用应力

齿轮的许用应力 $[\sigma]$ 是以试验齿轮在特定的条件下经持久疲劳试验测得的疲劳极限应力 $\sigma_{\lim}$，并考虑应力循环次数的影响及可靠度要求，对 $\sigma_{\lim}$ 进行适当的修订得出的。

齿面接触疲劳许用应力为

$$[\sigma_H]=\frac{K_{HN}\sigma_{H\lim}}{S_H} \tag{6-28}$$

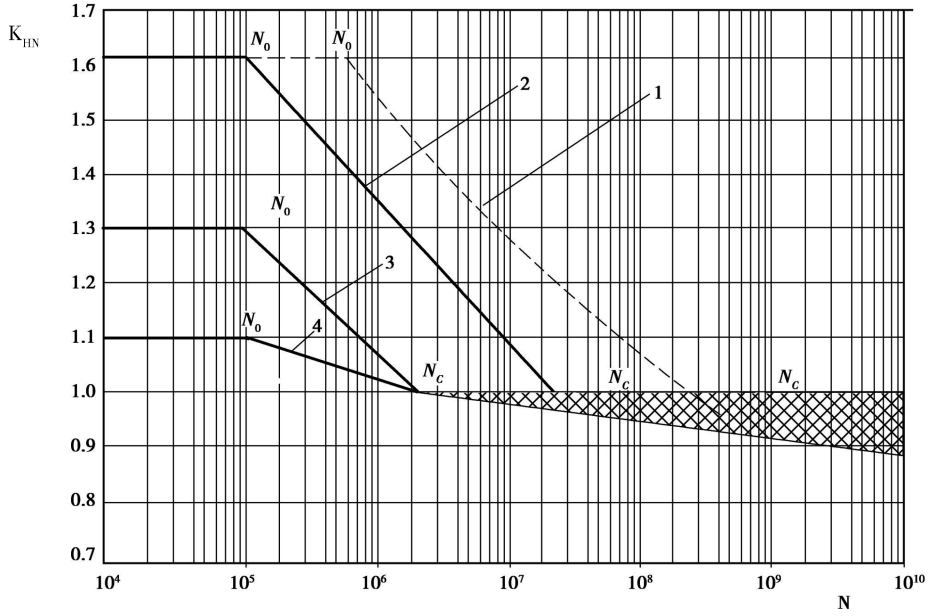
齿根弯曲疲劳许用应力为

$$[\sigma_F]=\frac{K_{FN}\sigma_{F\lim}}{S_F} \tag{6-29}$$

式中，K_{HN}、K_{FN} 分别为齿面接触疲劳寿命系数和齿根弯曲疲劳寿命系数，按应力循环次数 $N=60njL_h$（n 为齿轮转速，单位为 r/min；j 为齿轮转一周时同侧齿面的啮合次数；L_h 为齿轮的工作寿命，单位为 h，分别如图 6-18 和图 6-19 所示）；S_H、S_F 分别为齿面接触疲劳安全系数和齿根弯曲疲劳安全系数，可见表 6-6 所列；σ_{Hlim}、σ_{Flim} 分别为齿面接触疲劳极限和齿根弯曲疲劳极限，分别如图 6-20 和图 6-21 所示。若硬度超出图中范围，可按外插法近似查取；当轮齿承受对称循环应力时，其齿根弯曲疲劳极限应力应将图 6-21 中的值乘以 0.7。其中极限应力均为齿轮材料品质和热处理质量达到中等要求时的取值。

夹布塑胶的齿面接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]=50$ MPa，齿根弯曲疲劳许用应力 $[\sigma_F]=$

50 MPa。



1—允许一定点蚀时的结构钢、调质钢、球墨铸铁（珠光体、贝氏体）、珠光体可锻铸铁、渗碳淬火的渗碳钢；

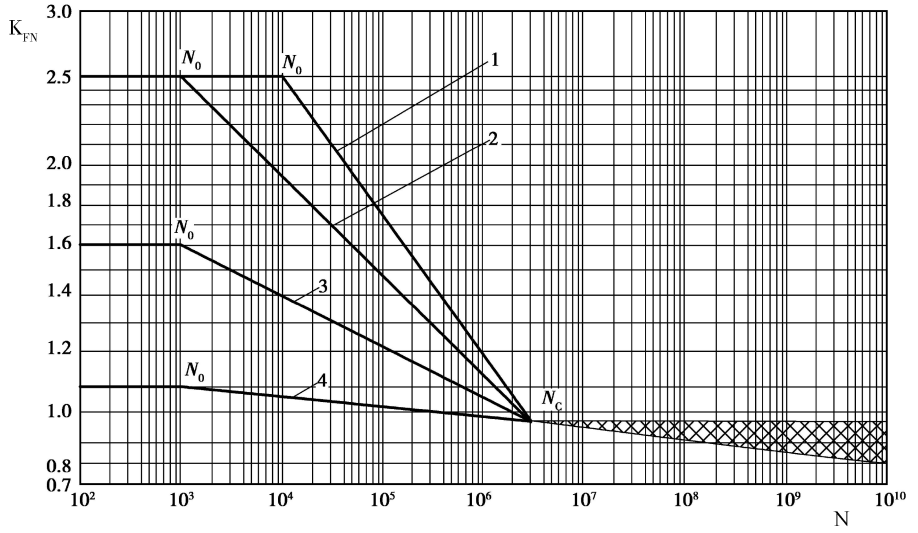
2—结构钢、调质钢、渗碳淬火钢、火焰或感应淬火钢、球墨铸铁、球墨铸铁（珠光体、贝氏体）、珠光体可锻铸铁；

3—灰铸铁、球墨铸铁、铁素体、渗氮钢、调质钢、渗碳钢；

4—氮碳共渗的调质钢、渗碳钢。

图 6-18　齿面接触疲劳寿命系数 K_{HN}

注：当 $N>N_0$ 时可根据经验在网纹区内选取 K_{HN} 值。



1—调质钢、球墨铸铁（珠光体、贝氏体）、珠光体可锻铸铁；2—渗碳淬火的渗碳钢、全齿廓火焰或感应淬火的钢、球墨铸铁；

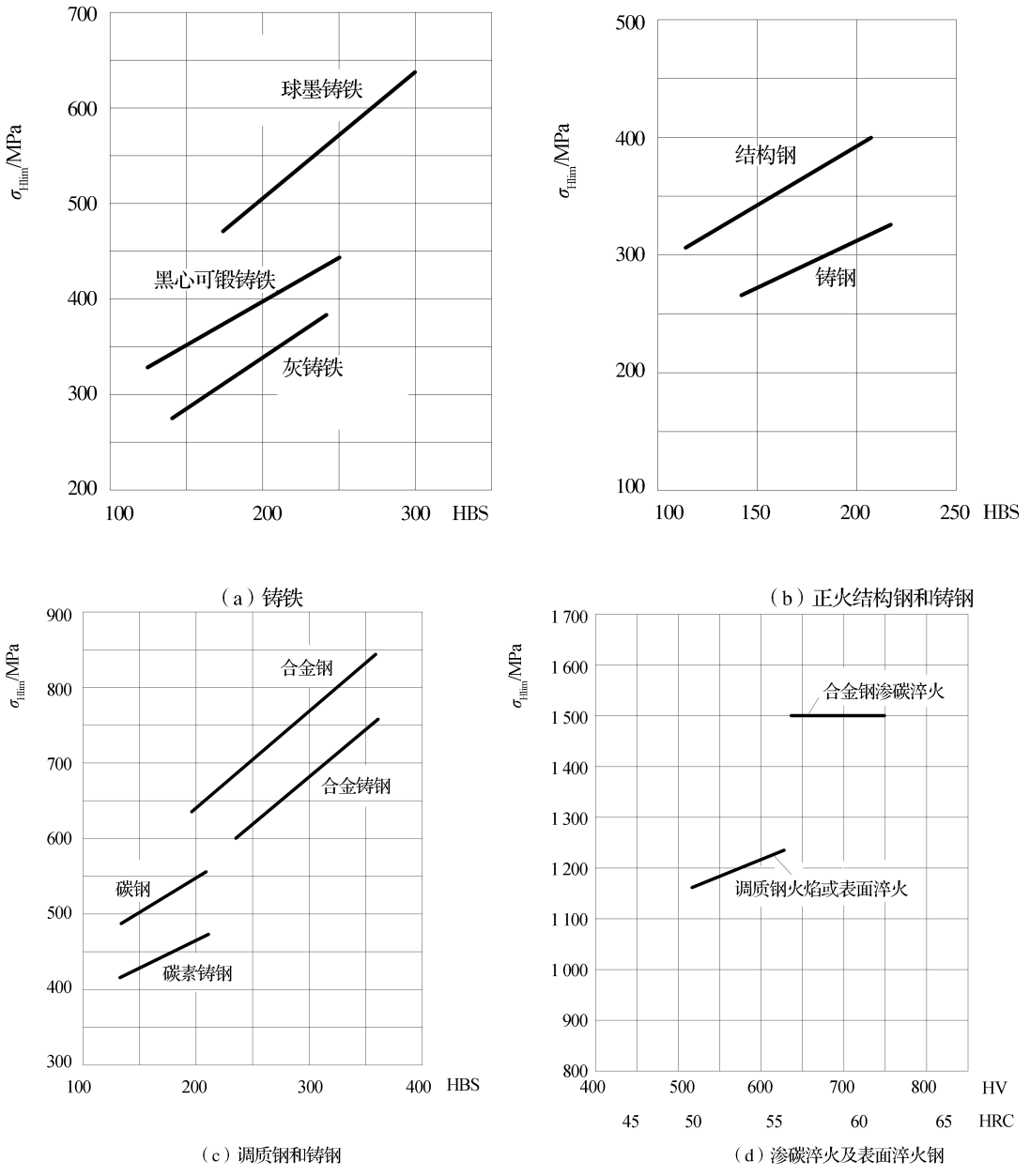
3—渗氮的渗氮钢、球墨铸铁（铁素体）、灰铸铁、结构钢；4—氮碳共渗的调质钢、渗碳钢。

图 6-19　齿根弯曲疲劳寿命系数 K_{FN}

注：当 $N>N_0$ 时可根据经验在网纹区内选取 K_{FN} 值。

表 6-6　安全系数 S_H、S_F

安全系数	软齿面	硬齿面	重要的传动、渗碳淬火齿轮或铸造齿轮
S_H	1.0～1.1	1.1～1.2	1.3
S_F	1.3～1.4	1.4～1.6	1.6～2.2



（a）铸铁　（b）正火结构钢和铸钢

（c）调质钢和铸钢　（d）渗碳淬火及表面淬火钢

图 6-20　试验齿轮的接触疲劳极限

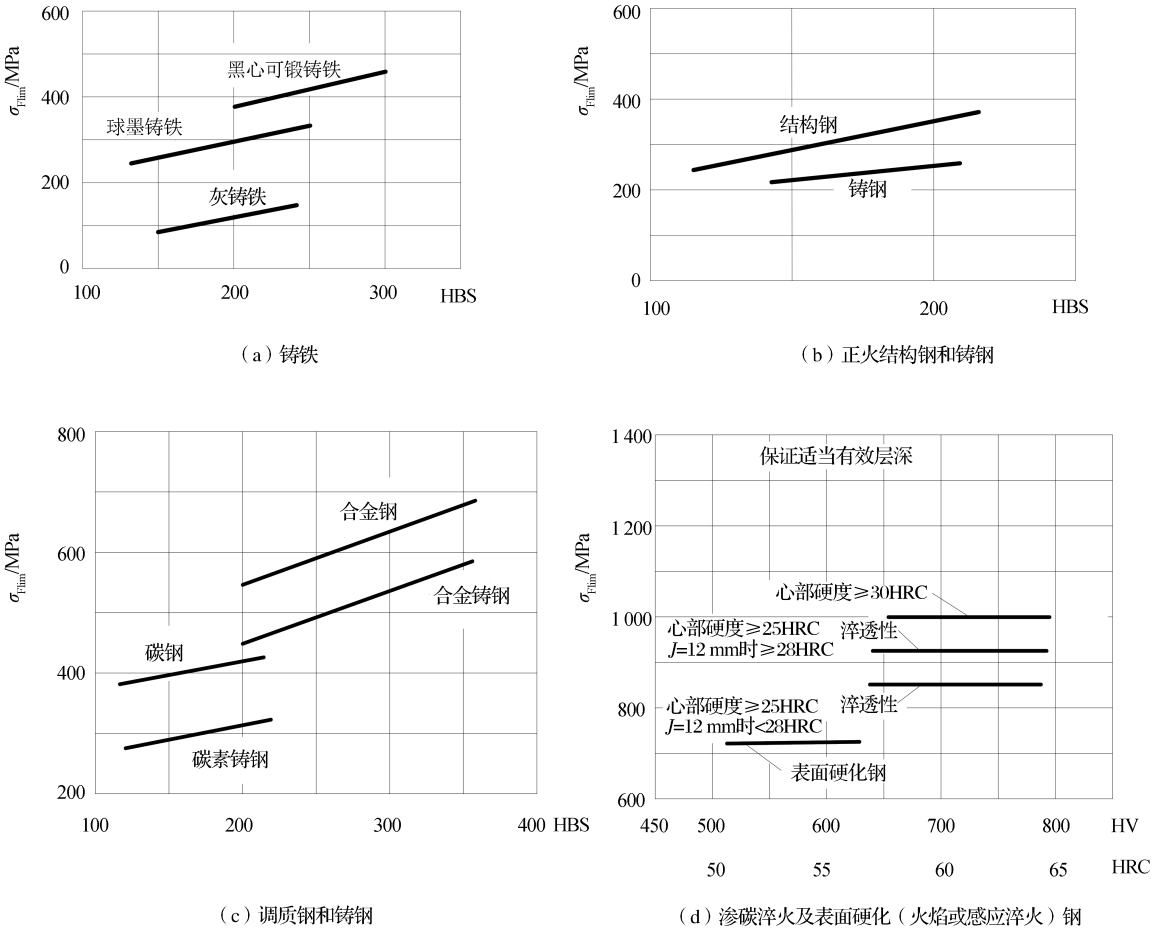


图 6-21　试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限

第 8 节　渐开线标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

一、轮齿的受力分析

为了计算齿轮轮齿的强度、设计轴及轴承，首先必须对轮齿进行受力分析。如图 6-22 所示为一对标准直齿圆柱齿轮传动，作用在主动轮上的转矩为 T_1，不记接触处的摩擦力，则啮合点处相互作用的法向力 F_n 是沿啮合线 N_1N_2 方向，图中所示为主动轮上的法向力 F_{n1} 及其在分度圆上所分解而成的两个相互垂直的分力，即圆周力 F_{t1} 及径向力 F_{r1}。根据力的平衡条件可得出主动轮上所受的力为

$$F_{t1}=\frac{2T_1}{d_1} \tag{6-30}$$

$$F_{r1}=F_{t1}\cdot\tan\alpha' \tag{6-31}$$

$$F_{n1}=\frac{F_{t1}}{\cos\alpha'} \tag{6-32}$$

式中，T_1 为作用在主动轮上的转矩（单位：N·mm）；$T_1=0.55\times10^6\dfrac{P}{n_1}$，$P$ 为主动轮传递的功率（单位：kW），n_1 为转速（单位：r/min）；d_1 为主动轮分度圆直径（单位：mm）；α'为分度圆上的压力角。

根据作用力与反作用力，可得出从动轮上所受的力为 $F_{t2}=-F_{t1}$、$F_{r2}=-F_{r1}$、$F_{n2}=-F_{n1}$；主动轮上所受圆周力方向与其转动方向相反（阻碍力）；从动轮上所受圆周力方向与其转动方向相同（驱动力）；两齿轮轮齿上所受的径向力方向分别指向各自的轮心。

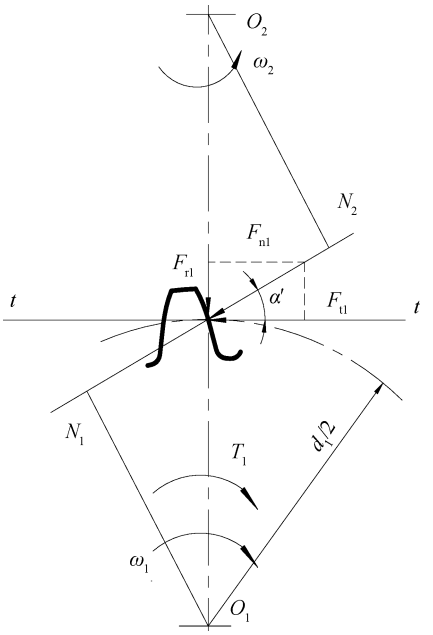


图 6-22　直齿圆柱齿轮的受力分析

二、轮齿的计算载荷

上述作用在齿轮轮齿上的法向力 F_n 为理想状态下的名义载荷，在实际工作时，应考虑原动机和工作机的不同工作特性所产生的动载荷。传动零件（如齿轮、轴、轴承等）的加工、安装误差及弹性变形等引起的载荷分布不均匀，引起载荷集中，使局部实际载荷增加，故在齿轮强度计算时应按计算载荷 F_{nc} 计算，即

$$F_{nc}=KF_n \tag{6-33}$$

式中，K 为载荷系数，见表 6-7 所列。



直齿锥齿轮传动

表 6-7　载荷系数 K

载荷状态	工作机械	原动机		
		电动机	多缸内燃机	单缸内燃机
均匀平稳、轻微冲击	带式（板式）输送机、螺旋输送机、升降机、包装机、机床传动机构、通风机、重型离心机、发电机、轻型卷扬机	1～1.2	1.2～1.6	1.6～1.8
中等冲击	挤压机、搅拌机、轻型球磨机、木工机械、钢坯初轧机、重型卷扬机、间隔加料机	1.2～1.6	1.6～1.8	1.8～2.0
严重冲击	冲床、钻机、轧机、破碎机、挖掘机、重型球磨机、压坯机、重型给水泵	1.6～1.8	1.9～2.1	2.2～2.4

注：斜齿轮、圆周速度低、精度高、齿宽系数小、齿轮在两轴承间对称布置时取小值；否则取大值。

三、齿面接触疲劳强度计算

齿面点蚀是由接触应力过大引起的。齿轮啮合可看作是分别以接触处的曲率半径 ρ_1、ρ_2

为半径的两个圆柱体的接触（由于弹性变形，接触区域实际为一窄平面），由于齿面点蚀一般发生在节线附近，所以以节线处作为接触应力的计算部位。

如图 6-23 所示为一对外啮合标准直齿圆柱齿轮在节点 P 处的啮合，其最大接触应力可由赫兹公式计算，即

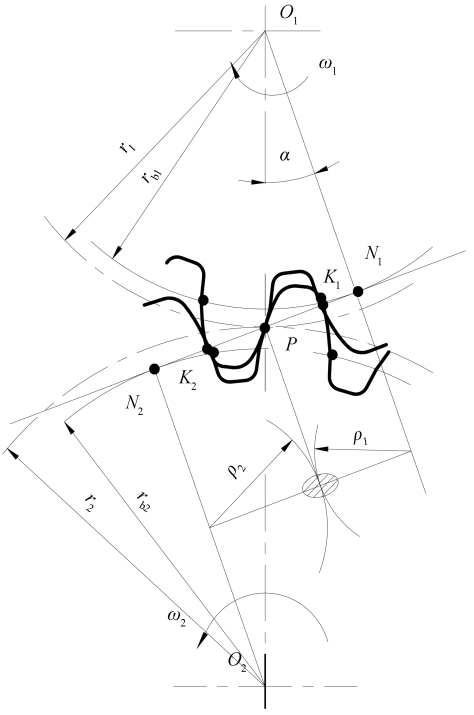


图 6-23　齿轮接触强度计算简图

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{nc}}{\pi b} \cdot \frac{\left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}\right)}{\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}} \tag{6-34}$$

式中，F_{nc} 为计算载荷（单位：N），$F_{nc} = KF_n = KF_1/\cos\alpha = 2KT_1/(d_1\cos\alpha)$；$b$ 为轮齿接触宽度（单位：mm）；ρ_1、ρ_2 为两轮齿接触处的曲率半径（单位：mm）。对于标准直齿圆柱齿轮，$\rho_1 = N_1P = \frac{d_1}{2}\sin\alpha$，$\rho_2 = N_2P = \frac{d_2}{2}\sin\alpha$，故 $\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1\rho_2} = \frac{2(d_2/d_1) \pm 1}{d_1 d_2 \sin\alpha} = \frac{2}{d_1\sin\alpha} \cdot \frac{i \pm 1}{i}$（“+”用于外啮合，“−”用于内啮合；$i$ 为传动比，$i = z_2/z_1 = d_2/d_1$）；μ_1、μ_2 为两齿轮的泊松比；E_1、E_2 为两齿轮的弹性模量。

因泊松比和弹性模量都与齿轮材料有关，为简化计算，引入材料的弹性系数 Z_E（见表 6-8 所列）：

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}} \tag{6-35}$$

表 6-8　弹性系数 Z_E　　单位：$MPa^{1/2}$

齿轮材料	配对齿轮材料			
	锻钢	铸铁	球墨铸铁	灰铸铁
弹性模量 E/MPa	20.6×10^4	20.2×10^4	17.3×10^4	11.8×10^4
锻钢	189.8	0.3	0.3	0.3
铸铁	—	188	180.5	161.4
球墨铸铁		—	173.9	156.6
灰铸铁			—	143.7

将上述参数代入式（6-21）得

$$\alpha_H=Z_E\sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1\cos\alpha}\cdot\frac{2}{d_1\sin\alpha}\cdot\frac{i\pm1}{i}} \tag{6-36}$$

令 $Z_H=\sqrt{\dfrac{2}{\sin\alpha\cos\alpha}}=\sqrt{\dfrac{4}{\sin\alpha}}=2.49$，$Z_H$ 称为节点区域系数，代入上式后得齿面接触疲劳强度的校核公式：

$$\alpha_H=3.52Z_E\sqrt{\frac{KT_1(i\pm1)}{bd_1^2i}}\leqslant[\sigma_H] \tag{6-37}$$

引入齿宽系数 $\psi_d=b/d_1$，可得齿轮接触疲劳强度的设计公式为

$$d_1\geqslant\sqrt[3]{\frac{KT_1(i\pm1)}{\psi_di}\cdot\left(\frac{3.52Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} \tag{6-38}$$

进行齿面接触强度计算时，接触处两齿轮的齿面接触应力是相等的，但由于两齿轮材料及齿面硬度的不同，两齿轮的许用接触应力是不同的，强度计算时应取较小值。

四、齿根弯曲疲劳强度计算

轮齿的疲劳折断主要与齿根弯曲应力大小有关，计算时可将轮齿的受力按悬臂梁进行分析，并假定全部载荷由一对轮齿承受，载荷作用于齿顶时齿根部分产生的弯曲应力最大，其危险截面是与轮齿对称中心线成 30°角并与齿根过渡曲线相切的点的连线所在的齿根截面，如图 6-24 所示。



齿根弯曲应力

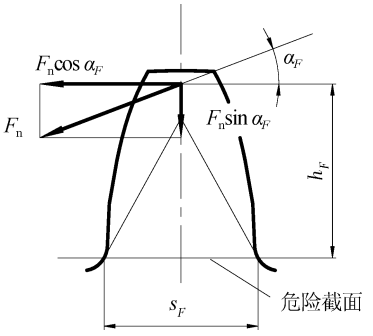


图 6-24　轮齿的弯曲应力计算简图

作用在齿顶上的法向力 F_n 可分解成两个互相垂直的分力 $F_n\cos\alpha_F$ 和 $F_n\sin\alpha_F$，其中 $F_n\cos\alpha_F$ 对齿根产生弯曲应力，$F_n\sin\alpha_F$ 引起压应力。由于压应力较小，对弯曲强度计算影响较小，可忽略不计。

齿根危险截面上的弯曲应力为

$$\sigma_F=\frac{M}{W}=\frac{F_n\cos\alpha_F h_F}{\frac{1}{6}bS_F^2} \tag{6-39}$$

以计算载荷 $F_{nc}=KF_n=\dfrac{2KT_1}{d_1\cos\alpha}$ 代替 F_n，整理后得

$$\sigma_F=\frac{2KT_1}{bd_1m}\cdot\frac{6\left(h_F/m\right)\cos\alpha_F}{\left(S_F/m\right)^2\cos\alpha} \tag{6-40}$$

令 $Y_{Fa}=\dfrac{6\left(h_F/m\right)\cos\alpha_F}{\left(S_F/m\right)^2\cos\alpha}$，称为齿形系数，它用来衡量齿形对齿根弯曲应力的影响，只与齿形有关，即取决于齿数和变位系数，而与模数无关。再考虑齿根过渡曲线处的应力集中效应及压应力的影响，引入应力修正系数 Y_{Sa}，则齿根弯曲应力为

$$\sigma_F=\frac{2KT_1}{bd_1m}\cdot Y_{Fa}\cdot Y_{Sa} \tag{6-41}$$

引入复合齿形系数 $Y_{FS}=Y_{Fa}Y_{Sa}$（见表 6-9 所列），可得齿根弯曲疲劳强度校核公式为

$$\sigma_F=\frac{2KT_1}{bd_1m}\cdot Y_{FS}\leqslant[\sigma_F] \tag{6-42}$$

引入齿宽系数 $\psi_d=b/d_1$，并将 $d_1=mz_1$ 代入后，可得齿根弯曲疲劳强度设计公式为

$$m\geqslant\sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d Z_1^2}\cdot\frac{Y_{FS}}{[\sigma_F]}} \tag{6-43}$$

式中，各参数的意义及量纲同前。

表 6-9　标准外齿轮复合齿形系数 Y_{FS}

z（z_v）	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Y_{FS}	4.51	4.45	4.39	4.34	4.31	4.27	4.24	4.19	4.17	4.15	4.11	4.106	4.10
z（z_v）	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	150	200	∞
Y_{FS}	4.10	4.04	4.01	3.95	3.94	3.94	3.92	3.93	3.92	3.90	3.92	3.95	4.06

通常相啮合的一对齿轮的齿数及材料等不一定相同，故两齿轮的 Y_{FS} 及 $[\sigma_F]$ 也不一定相等，因此必须分别校核两齿轮的齿根弯曲强度；在设计计算时，应将 $Y_{FS1}/[\sigma_{F1}]$ 和 $Y_{FS2}/[\sigma_{F2}]$ 中较大者代入式（6-43）中计算，并将计算所得模数圆整为标准值。

五、齿轮的主要参数选择

1. 传动比

一对齿轮传动的传动比 i 不宜过大，否则大、小两齿轮的尺寸相差较大，将增加传动装置的结构尺寸，也使两齿轮的强度相差较大，不利于传动。

对于单级闭式齿轮传动，一般取 $i=3\sim5$（直齿圆柱齿轮）、$i=5\sim8$（斜齿圆柱齿轮）；需要更大传动比时，可采用二级或二级以上的传动比（传动比的分配可参考有关机械设计手册）。对于开式传动或手动机械，传动比 i 可达 8～12。

2. 齿数

一般设计中取 $z\geqslant z_{\min}$。齿数多，则重合度大，传动平稳，可减小磨损；若在分度圆直径一定时增加齿数会使模数减小，从而减小了切齿工作量，降低齿轮的制造成本。但模数减小将导致轮齿弯曲强度降低。实际设计时，在满足齿根弯曲疲劳强度的条件下，尽量选用较多的齿数。

在闭式软齿面齿轮传动中，齿轮的轮齿弯曲强度总是足够的，故齿数可取得多些，通常 $z_1=24\sim40$。在闭式硬齿面齿轮传动中，齿根折断是主要失效形式，因此可适当减小齿数以增加模数。在开式齿轮传动中，由于轮齿磨损是主要失效形式，为使轮齿不致过小，齿数不宜取太多，一般 $z_1=17\sim20$。

小齿轮齿数确定后，再按传动比要求确定大齿轮齿数，即 $z_2=iz_1$。

3. 模数

模数的大小影响轮齿的弯曲强度。设计时应在保证齿根弯曲疲劳强度的条件下取较小的模数，但对于传递动力的齿轮应保证 $m=1.5\sim2$。

4. 齿宽系数

当 d_1 一定时，增大齿宽系数必然增大齿宽，齿宽的增大又可提高齿轮的承载能力。但齿宽越大，载荷沿齿宽的分布越不均匀，从而降低传动能力，设计时应合理选择齿宽系数，见表 6-10 所列。

表 6-10　齿宽系数 ψ_d

齿轮相对于轴承的位置	齿面硬度	
	软齿面（≤350HBS）	硬齿面（≥350HBS）
对称布置	0.8～1.4	0.4～0.9
不对称布置	0.6～1.2	0.3～0.6
悬臂布置	0.3～0.4	0.2～0.25

注：①对于直齿圆柱齿轮取较小值，对于斜齿轮可取较大值，对于人字齿轮可取更大值；
②载荷平稳、轴的刚度较大时，取值应大些；变载荷、轴的刚度较小时，取值应小些。

在一般精度的圆柱齿轮传动中，为补偿加工和安装误差，应使小齿轮比大齿轮宽一些，通常 $b_1=b_2+$（5～10）mm，因此齿宽系数 ψ_d 应为 b_2/d_1。标准齿轮减速器中的齿宽系数也可表示为 $\psi_a=b/a$，其中 a 为中心距。对于一般减速器，$\psi_a=0.4$；开式传动时 $\psi_a=0.1\sim0.3$。

六、齿轮精度等级的选择

国家标准 GB/T 10095.1—2022 和 GB/T 10095.2—2023 规定了渐开线圆柱齿轮的精度等级，共 13 级，其中 0 级精度最高，13 级最低，一般常用 6～9 级。

设计齿轮传动时应根据齿轮的用途、使用条件、传递的功率、圆周速度及经济性等技术

要求，选择齿轮的精度等级。表 6-11 所列为常用机器中齿轮精度等级的选用范围；表 6-12 所列为根据齿轮的圆周速度大小选择齿轮的精度等级。

表 6-11　常用机器中齿轮精度等级

机器名称	精度等级	机器名称	精度等级
汽轮机	3～6	通用减速器	6～8
金属切削机床	3～8	锻压机床	6～9
轻型汽车	5～8	起重机	7～10
载重汽车	7～9	矿山用卷扬机	8～10
拖拉机	6～8	农业机械	8～11

表 6-12　按圆周速度大小选择齿轮精度等级

精度等级	圆周速度/（$m \cdot s^{-1}$）		
	直齿圆柱齿轮	斜齿圆柱齿轮	直齿锥齿轮
6	≤15	25	9
7	10	17	6
8	5	10	3
9	3	3.5	2.5

注：锥齿轮传动的圆周速度按齿宽中点分度圆直径计算。锥齿轮的精度等级见国家标准 GB/T 11365—2019。

第 9 节　斜齿圆柱齿轮传动

一、斜齿轮齿廓曲面的形成及其啮合特点

前文所述直齿圆柱齿轮的渐开线齿廓只是在垂直于轴线的平面内的齿形，而实际上沿齿宽方向的直齿圆柱齿轮齿廓曲面的形成如图 6-25（a）所示，当发生面 S 在基圆柱表面作纯滚动时，发生面上任一平行于轴线的直线 KK 在空间的运动轨迹为直齿圆柱齿轮的渐开线齿廓曲面。

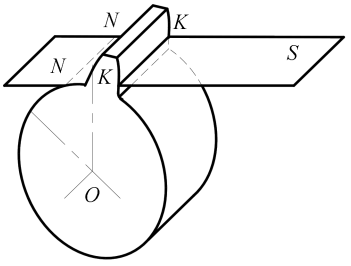
斜齿圆柱齿轮齿廓曲面的形成如图 6-25（b）所示，当发生面 S 沿基圆柱表面作纯滚动时，其上一条与母线 NN 成一倾斜角 β_b 的斜直线 KK 在空间的运动轨迹为一渐开线螺旋面，即为斜齿圆柱齿轮的齿廓曲面，β_b 为基圆柱上的螺旋角。

由齿廓曲面的形成原理可知，直齿圆柱齿轮的轮齿方向与轴线平行，直齿圆柱齿轮啮合时，齿面的接触线均与齿轮轴线平行，因此轮齿是沿整个齿宽同时进入啮合，又同时脱开啮合的，载荷也是沿齿宽突然加上及卸下的。故直齿圆柱齿

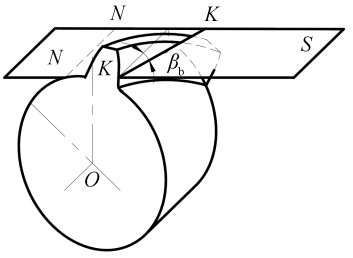


直齿齿廓形成

轮传动平稳性差，易产生冲击和噪声，不适用于高速及重载场合，其沿齿宽方向的接触线如图 6-26（a）所示。当一对斜齿圆柱齿轮啮合时，其齿廓是逐渐进入啮合，又逐渐脱开啮合的，沿齿宽方向的接触线也是由零逐渐增加，又逐渐缩短，直至脱开啮合，如图 6-26（b）所示，载荷也是逐渐加上、又逐渐卸下的，而且其重合度也比直齿圆柱齿轮更大，因此斜齿轮传动更平稳，承载能力强，冲击、振动及噪声较小，在高速、大功率传动中得到广泛的应用，但传动中会产生轴向力。



（a）直齿圆柱齿轮

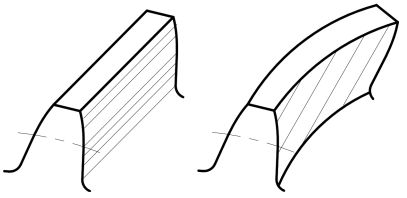


（b）斜齿圆柱齿轮



斜齿齿廓形成

图 6-25　圆柱齿轮齿廓曲面的形成



（a）　　（b）

图 6-26　齿轮啮合的接触线

二、斜齿圆柱齿轮的几何参数及几何尺寸计算

斜齿轮的轮齿方向与轴线不平行，齿廓曲面与基圆柱表面的交线为螺旋线，轮齿在垂直于螺旋方向的法面齿形与端面渐开线齿形不同，故法面参数（以下标 n 表示）与端面参数（以下标 t 表示）也不同。加工斜齿轮时，刀具的切削方向是沿着轮齿的螺旋线方向进行的，斜齿轮传动时的受力方向是轮齿接触处的法面方向，故规定斜齿轮的法面参数为标准值。

1. 螺旋角

图 6-27 所示为斜齿轮分度圆柱面的展开图，其螺旋线展开后为一直线，该直线与轴线的夹角 β 为斜齿轮在分度圆上的螺旋角，简称斜齿轮的螺旋角，可见

$$\tan\beta=\frac{\pi d}{S} \tag{6-44}$$

式中，S 为螺旋线的导程。

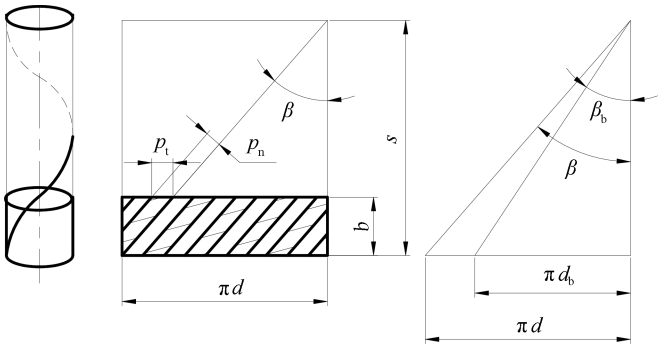


图 6-27　斜齿轮分度圆柱面展开图

由于同一斜齿轮任一圆柱面上螺旋线的导程都相等，则基圆柱面螺旋角 β_b 为

$$\tan\beta_b=\frac{\pi d_b}{S} \tag{6-45}$$

按齿廓螺旋面的旋向，斜齿轮可被分为左旋和右旋两种。

2. 模数

根据图 6-27 所示的几何关系可得 $p_n=p_t\cos\beta$，其中 p_n、p_t 分别为轮齿的法面齿距和端面齿距，由于 $p_n=\pi m_n$、$p_t=\pi m_t$，故斜齿轮法面模数与端面模数之间的关系为

$$m_n=m_t\cos\beta \tag{6-46}$$

规定法面模数 m_n 为标准值。

3. 压力角

为便于分析，现以斜齿条来分析其法面压力角 α_n 与端面压力角 α_t 之间的关系。如图 6-28 所示，$\triangle abd$ 在端面上，$\triangle ace$ 在法面上，$\angle acb=90°$。在 Rt$\triangle abd$ 和 Rt$\triangle ace$ 中，存在

$$\tan\alpha_n=\frac{ac}{ce},\quad \tan\alpha_t=\frac{ab}{bd} \tag{6-47}$$

而 $bd=ce$，故

$$\tan\alpha_n=\tan\alpha_t\cos\beta \tag{6-48}$$

规定法向压力角为标准值，即 $\alpha_n=20°$。

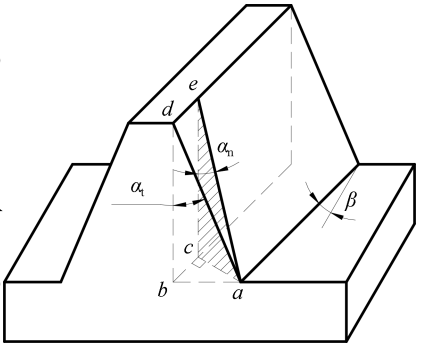


图 6-28　斜齿条的压力角

4. 齿顶高系数和顶隙系数

斜齿轮的齿顶高和齿根高无论在端面上还是在法面上都是相同的，即

$$h_a=h_{an}^*m_n=h_{at}^*m_t,\quad c=c_n^*m_n=c_t^*m_t \tag{6-49}$$

根据式（6-48）可得

$$h_{at}^*=h_{an}^*\cos\beta \tag{6-50}$$

$$c_t^*=h_n^*\cos\beta \tag{6-51}$$

规定法面参数为标准值，即 h_{an}^*、c_n^* 分别与直齿轮中的 h_a^*、c^* 数值相同。

5. 斜齿轮的几何尺寸计算

斜齿轮端面齿形为渐开线，斜齿轮的啮合在端面上相当于一对直齿轮的啮合，几何尺寸

计算时只要将端面参数代入直齿轮的计算公式即可。如斜齿轮分度圆直径为

$$d=zm_t=zm_n/\cos\beta \tag{6-52}$$

外啮合斜齿轮的标准中心距为

$$a=\frac{d_1+d_2}{2}=\frac{m_t}{2}(z_1+z_2)=\frac{m_n}{2\cos\beta}(z_1+z_2) \tag{6-53}$$

可见，斜齿轮的中心距可通过改变螺旋角来进行调整。

6. 当量齿数和最少齿数

采用仿形法加工斜齿圆柱齿轮，须按轮齿的法面齿形选择刀具，斜齿圆柱齿轮传动强度也要按法面齿形进行计算。通常采用当量齿轮法来近似分析其法面齿形。

如图 6-29 所示，过斜齿圆柱齿轮分度圆上的任一点 C 作轮齿螺旋线的法平面 n-n，该法平面与分度圆柱面的交线为一椭圆，其长半轴 $a=\dfrac{d}{2\cos\beta}$，短半轴 $b=\dfrac{d}{2}$，椭圆在 C 点处的曲率半径为

$$\rho=\frac{a^2}{b}=\frac{d}{2\cos^2\beta}=\frac{zm_n}{2\cos^2\beta} \tag{6-54}$$

以 ρ 为分度圆半径，以斜齿轮的法面模数 m_n 为模数，以 α_n 为压力角作一直齿圆柱齿轮，则其齿形近似于斜齿轮的法面齿形。该直齿轮被称为斜齿圆柱齿轮的当量齿轮，其齿数为当量齿数，用 z_v 表示，于是 $\rho=\dfrac{z_v m_n}{2}$，则

$$z_v=\frac{z}{\cos^2\beta} \tag{6-55}$$

由于当量齿轮不发生切齿干涉的最少齿数 $z_{vmin}=17$，标准斜齿圆柱齿轮不发生切齿干涉的最少齿数为

$$z_{min}=z_{vmin}\cos^3\beta=17\cos^3\beta \tag{6-56}$$

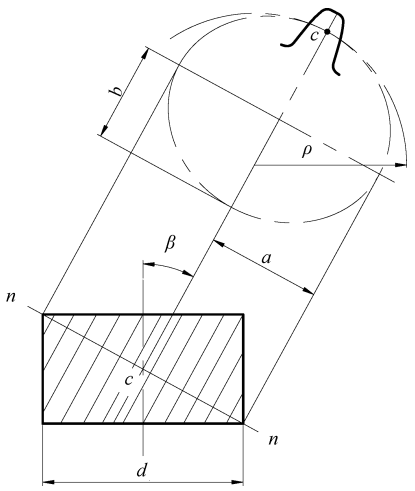


图 6-29　当量齿轮

三、斜齿圆柱齿轮传动的正确啮合条件

一对斜齿圆柱齿轮传动时，为保证正确啮合，除两轮的法面模数和法面压力角应分别相等外，两轮轮齿的螺旋面应相切，即外啮合时，螺旋角相等，旋向相反，$\beta_1=-\beta_2$；内啮合时，螺旋角相等，旋向相同，$\beta_1=+\beta_2$。故斜齿圆柱齿轮传动的正确啮合条件为

$$\begin{cases} m_{n1}=m_{n2}=m_n \\ \alpha_{n1}=\alpha_{n2}=\alpha_n \\ \beta_1=\pm\beta_2 \text{（外啮合为“−”，内啮合为“+”）} \end{cases} \tag{6-57}$$

四、斜齿圆柱齿轮的受力分析

如图 6-30 所示，忽略摩擦力的影响，在斜齿圆柱齿轮传动中，主动轮分度圆柱上节点处所受的法面力 F_{n1} 可分解为三个互相垂直的分力，圆周力 F_{t1}，径向力 F_{r1}、轴向力 F_{a1}，即



轴向力方向判断

$$\begin{cases} F_{t1}=\dfrac{2T_1}{d_1} \\ F_{r1}=F_{t1}\dfrac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} \\ F_{a1}=F_{t1}\tan\beta \end{cases} \tag{6-58}$$

式中，T_1 为作用在主动轮上的转矩（单位：N·mm）；d_1 为主动轮分度圆的直径（单位：mm）；β 为分度圆上的螺旋角，β 越大，所产生的轴向力越大，也使传动效率下降，一般取 $\beta=8°\sim20°$，在高速、大功率场合，取较大值，在低速、小功率场合，取较小值；α_n 为法面压力角。

作用在主动轮上的圆周力和径向力方向的判定方法与直齿圆柱齿轮相同，轴向力的方向可用左右手法则判定，即右旋斜齿轮用右手、左旋斜齿轮用左手，四指弯曲方向与主动轮转向一致，则大拇指的指向为主动轮轴向力的方向。作用在从动轮上的力可根据作用力与反作用力来判定。

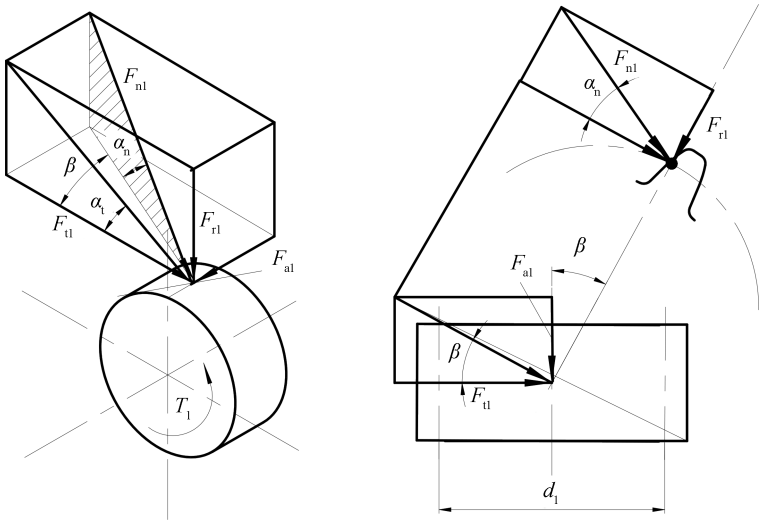


图 6-30　斜齿圆柱齿轮的受力分析

五、斜齿圆柱齿轮的强度计算

斜齿圆柱齿轮传动的强度计算方法与其当量直齿圆柱齿轮传动的强度计算相似，但由于斜齿轮啮合时齿面接触线的倾斜及重合度增大等因素的影响，斜齿轮所受的齿面接触应力及齿根弯曲应力均减小。根据斜齿轮的上述特点，参照直齿圆柱齿轮强度计算式公的推导，可直接写出斜齿圆柱齿轮强度计算公式。

1. 齿面接触疲劳强度计算

其校核公式为

$$\sigma_H = 3.17 Z_E \sqrt{\frac{KT_1 (i \pm 1)}{b d_1^2 i}} \leqslant [\sigma_H] \tag{6-59}$$

其设计公式为

$$d_1 \geqslant \sqrt[3]{\frac{KT_1 (i \pm 1)}{\psi_d i} \cdot \left(\frac{3.17 Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} \leqslant [\sigma_H] \tag{6-60}$$

斜齿轮传动的齿面接触疲劳强度同时取决于大、小齿轮。工程应用时斜齿轮传动的许用接触应力约可取为 $[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)/2$，当 $[\sigma_H] > 1.23[\sigma_H]_2$ 时，应取 $[\sigma_H]_2$。$[\sigma_H]_2$ 为较软齿面的许用接触应力。

2. 齿根弯曲疲劳强度计算

其校核公式为

$$\sigma_F = \frac{1.6 KT_1}{b d_1 m_n} \cdot Y_{FS} \leqslant [\sigma_F] \tag{6-61}$$

其设计公式为

$$m_n \geqslant 1.17 \sqrt[3]{\frac{KT_1 \cos^2\beta}{\psi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{FS}}{[\sigma_F]}} \tag{6-62}$$

式中，复合齿形系数 $Y_{FS} = Y_{Fa} Y_{Sa}$，应按斜齿轮的当量齿数 z_v（见表 6-9 所列，选取其余各符号的名称、意义及选取方法同直齿圆柱齿轮。

斜齿轮传动中各参数的选择原则及设计计算方法与直齿圆柱齿轮基本相同。在同样的工作条件下，选取相同材料与热处理方法及精度等级，斜齿圆柱齿轮比直齿圆柱齿轮的结构更紧凑，几何尺寸更小。

第 10 节　直齿圆锥齿轮传动

一、锥齿轮传动概述



直齿圆锥齿轮传动

锥齿轮传动用于两相交轴间运动和动力的传递，两轴交角 Σ 可根据传动需要来确定，一般多采用 $\Sigma=90°$。如图 6-31（a）所示，圆锥齿轮的轮齿分布在截圆锥面上，其轮齿齿形从大端到小端逐渐缩小，为了计算和测量方便，工程上规定大端参数为标准值。一对锥齿轮的运动可看成是锥顶点重合的两个圆锥体作纯滚动，这两个圆锥体相当于锥齿轮的节圆锥。与圆柱齿轮相似，锥齿轮对应有分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥和基圆锥。一对正确安装的标准锥齿轮传动，其节圆锥与分度圆锥应重合。

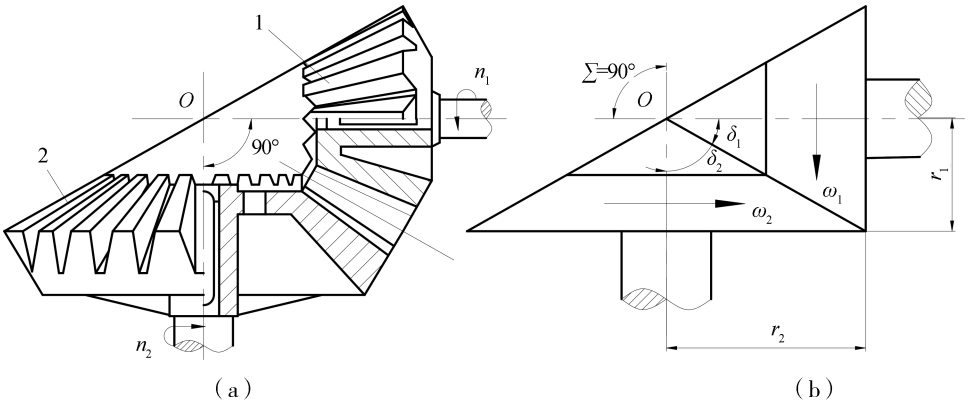


图 6-31　圆锥齿轮传动

圆锥齿轮的轮齿有直齿、斜齿和曲齿三种形式。直齿、斜齿锥齿轮的设计、制造及安装较简单，但噪声较大，常被用于低速、轻载场合，而曲齿锥齿轮传动平稳、噪声小、承载能力强，常用于高速、重载场合。本节只介绍轴交角 $\Sigma=90°$的直齿锥齿轮传动。

图 6-31（b）所示为一对正确安装的标准锥齿轮，δ_1、δ_2 分别为两齿轮的分度圆锥角，r_1、r_2 分别为两齿轮大端分度圆半径。故两锥齿轮的传动比为

$$i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{z_2}{z_1}=\frac{r_2}{r_1}=\frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1} \tag{6-63}$$

当 $\Sigma=\delta_1+\delta_2=90°$时，

$$i=\tan\delta_2=\cot\delta_1 \tag{6-64}$$

一般直齿锥齿轮的传动比 $i\leqslant 3$，最大可达 $i=5\sim7.5$。

二、锥齿轮的齿廓曲线、背锥和当量齿数

1. 锥齿轮的齿廓曲线



球面渐开线形成

如图 6-32 所示，当圆心与锥顶 O 重合的圆平面 S 沿基圆锥作纯滚动时，平面 S 上任一点 K 的轨迹是位于以锥距 R 为半径的球面曲线，即为一球面渐开线，平面 S 称为发生面。因此，发生面 S 上任一过锥顶的直线 OK 在空间形成的轨迹即为直齿锥齿轮的球面渐开线齿廓曲面，其大端的齿廓曲线，理论上应为以锥顶 O 为中心，以基圆锥锥距 R 为半径的球面上的球面渐开线。

2. 背锥和当量齿数

如图 6-33 所示为一直齿锥齿轮的轴向半剖面图，OAB 为分度圆锥，AC、AD 分别为大端球面齿形的齿顶高和齿根高。过 A 点作 $AO_1 \perp AO$ 交锥齿轮轴线于 O_1 点，以 OO_1 为轴线，以 O_1A 为母线作一圆锥体 O_1AB，这个圆锥称为背锥。背锥与球面相切于锥齿轮大端的分度圆上。

将球面上的轮齿向背锥上投影，C、D 的投影分别为 c、d，可见在 A 点附近的背锥与球面很接近，$CD \approx cd$。因此可用背锥上的齿形近似地代替球面上的齿形。

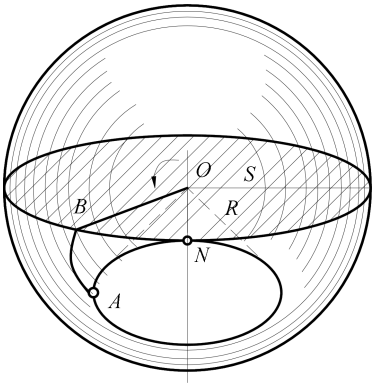


图 6-32　直齿锥齿轮齿廓曲面的形成

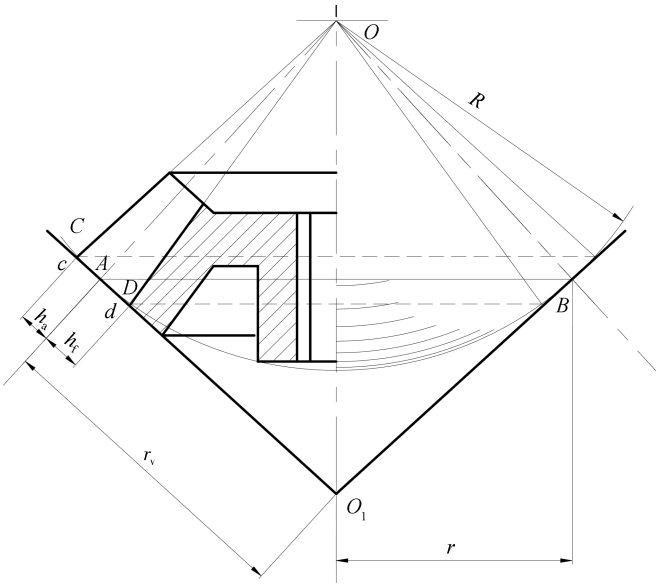


图 6-33　锥齿轮的背锥

由以上分析可知，锥齿轮大端上的齿廓是近似的渐开线齿廓，与斜齿圆柱齿轮一样，为便于用仿形法加工锥齿轮时选择刀号及强度计算时查取齿形系数，也需要研究锥齿轮大端相对应的当量齿轮及其当量齿数。

将背锥及其上的齿廓展开后形成一扇形齿轮，如图 6-34 所示，其分度圆半径为背锥的锥距，以 r_v 表示，其模数和压力角分别与锥齿轮大端的模数和压力角相等，将此扇形齿轮补足为完整的圆柱齿轮，即该锥齿轮的当量齿轮。此当量齿轮的齿数为该锥齿轮的当量齿数，用

z_v 表示。由图 6-34 可得

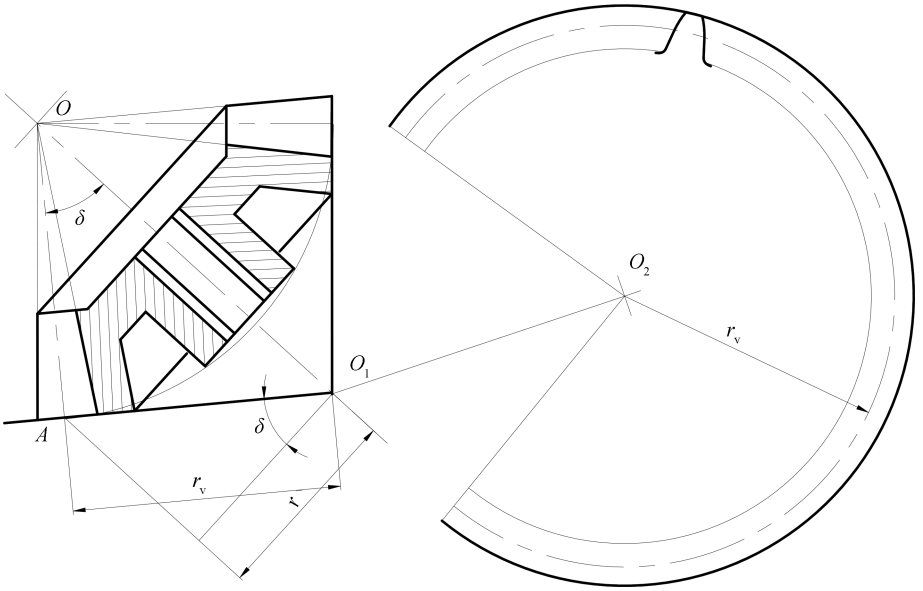


图 6-34　锥齿轮的当量齿数

$$r_v=\frac{r}{\cos\delta} \tag{6-65}$$

设圆锥齿轮的齿数为 z，模数为 m，则锥齿轮分度圆半径 $r=mz/2$；而 $r_v=mz_v/2$，可得

$$z_v=\frac{z}{\cos\delta} \tag{6-66}$$

式中，δ 为锥齿轮的分度圆锥角。当量齿数一般不是整数。

三、直齿锥齿轮传动的几何尺寸计算

如图 6-35 所示为一对相互啮合的标准直齿圆锥齿轮，其节圆锥与分度圆锥重合，轴交角 $\Sigma=\delta_1+\delta_2=90^\circ$。直齿圆锥齿轮按一对锥齿轮啮合时其顶隙沿齿宽方向是否变化分为收缩顶隙齿和等顶隙齿两种。收缩顶隙齿也称正常顶隙齿，其顶隙从大端到小端逐渐缩小；等顶隙齿的顶隙从大端到小端保持不变。标准直齿锥齿轮各部分名称及几何尺寸计算公式见表 6-13 所列。

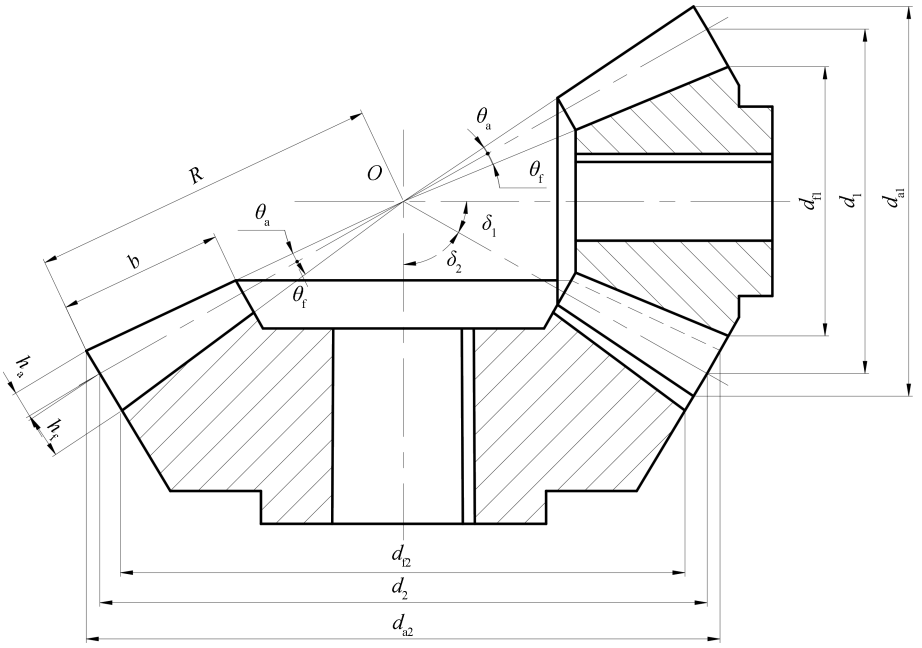


图 6-35　$\Sigma=90^\circ$的直齿锥齿轮传动的几何尺寸

表 6-13　标准直齿锥齿轮传动的主要几何尺寸计算（$\Sigma=90^\circ$）

名称	符号	计算公式
分度圆锥角	δ	$\delta_1=\text{arccot}(z_2/z_1)$，$\delta_2=90^\circ-\delta_1$
齿顶高	h_a	$h_{a1}=h_{a2}=h_a^* m$
齿根高	h_f	$H_{f1}=h_{f2}=(h_f^*+c^*)m$
分度圆直径	d	$d_1=mz_1$，$d_2=mz_2$
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1}=d_1+2h_a\cos\delta_1$，$d_{a2}=d_2+2h_a\cos\delta_2$
齿根圆直径	d_f	$d_{f1}=d_1-2h_f\cos\delta_1$，$d_{f2}=d_2-2h_f\cos\delta_2$
锥距	R	$R=\sqrt{d_1^2+d_2^2}/2$
齿宽	b	$b\leqslant R/3$（整除）
齿顶角	θ_a	收缩顶隙齿 $\theta_{a1}=\theta_{a2}=\arctan(h_a/R)$；等顶隙齿 $\theta_{a1}=\theta_{f2}$，$\theta_{a2}=\theta_{f1}$
齿根角	θ_f	$\theta_{f1}=\theta_{f2}=\arctan(h_f/R)$
齿顶圆锥角	δ_a	$\delta_{a1}=\delta_1+\theta_{a1}$　　$\delta_{a2}=\delta_2+\theta_{a2}$
齿根圆锥角	δ_f	$\delta_{f1}=\delta_1-\theta_{f1}$，$\delta_{f2}=\delta_2-\theta_{f2}$
当量齿数	z_v	$z_{v1}=z_1/\cos\delta_1$，$z_{v2}=z_2/\cos\delta_2$
分度圆齿厚	s	$s_1=s_2=\pi m/2$

直齿锥齿轮的正确啮合条件可根据其当量圆柱齿轮的正确啮合条件得到，即两齿轮的大端模数和压力角应分别相等，即 $m_1=m_2=m$，$\alpha_1=\alpha_2=\alpha$。

四、直齿锥齿轮的强度计算

1. 受力分析

锥齿轮的受力从小端到大端是不同的，为简化计算，工程上仍将沿齿宽分布的载荷简化成集中作用在分度圆锥齿宽的中点位置的节点 p 上，即作用在分度圆锥的平均直径 d_m 处。如图 6-36 所示忽略接触面上摩擦力的影响，当主动轮上作用的转矩为 T_1 时，法向力 F_{n1} 可分解为三个互相垂直的分力，圆周力 F_{t1}、径向力 F_{r1}、轴向力 F_{a1}，即

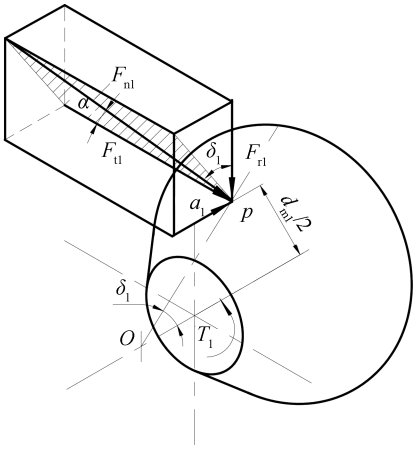


图 6-36　直齿锥齿轮的受力分析

$$\begin{cases} F_{t1}=\dfrac{2T_1}{d_{m1}} \\ F_{r1}=F_{t1}\tan\alpha\cdot\cos\alpha \\ F_{a1}=F_{t1}\tan\alpha\cdot\sin\alpha \end{cases} \tag{6-67}$$

式中，T_1 为作用在主动轮上的转矩（单位：N·mm）；d_{m1} 为主动轮分度圆锥上的平均直径（单位：mm），其值可根据几何尺寸关系确定，$d_{m1}=\dfrac{R-0.5b}{R}d_1=\left(1-\dfrac{0.5b}{R}\right)d_1$；$\alpha$ 为大端压力角，为标准值。

圆周力和径向力方向的确定方法与直齿轮相同，两齿轮轴向力的方向都是沿各自的轴线方向并指向轮齿的大端。从动轮的受力可根据作用力与反作用力的原理确定，即 $F_{t2}=-F_{t1}$，$F_{r2}=-F_{r1}$，$F_{a2}=-F_{a1}$（负号表示两个力的方向相反）。

2. 强度计算

直齿圆锥齿轮的强度计算，可近似地按齿宽中点处平均分度圆的当量直齿圆柱齿轮传动进行。当轴交角 $\Sigma=90°$ 时，锥齿轮的强度计算公式如下。

（1）齿面接触疲劳强度计算。其校核公式为

$$\sigma_H=\frac{4.98Z_E}{1-0.5\psi_R}\sqrt{\frac{KT_1}{\psi_R d_1^3 i}}\leqslant[\sigma_H] \tag{6-68}$$

其设计公式为

$$d_1\geqslant\sqrt[3]{\frac{KT_1}{\psi_R i}\cdot\left(\frac{4.98Z_E}{(1-0.5\psi_R)\ [\sigma_H]}\right)^2} \tag{6-69}$$

（2）齿根弯曲疲劳强度计算。其校核公式为

$$\sigma_F=\frac{4KT_1}{\psi_R\ (1-0.5\psi_R)^2 z_1^2 m^3\sqrt{t^2+1}}\cdot Y_{FS}\leqslant[\sigma_F] \tag{6-70}$$

其设计公式为

$$m\geqslant\sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\psi_R\ (1-0.5\psi_R)^2 z_1^2 m^3\sqrt{t^2+1}}\cdot\frac{Y_{FS}}{[\sigma_F]}} \tag{6-71}$$

式中，ψ_R 为齿宽系数，$\psi_R=b/R$，一般取 $\psi_R=0.25\sim0.3$，传动比大时取较小值；Y_{FS} 为复合齿形系数，$Y_{FS}=Y_{Fa}Y_{Sa}$，应按锥齿轮的当量齿数 z_v 见表 6-9 所列；其余各符号的名称、意义及选取方法同直齿圆柱齿轮。

第 11 节　齿轮的结构设计及齿轮传动的润滑和效率

一、齿轮的结构设计

齿轮的结构设计通常先按齿轮毛坯的加工方法选择合适的结构形式，再依据经验公式和与其配合的轴的直径大小，确定齿轮的轮毂、轮辐及轮缘等各部分的尺寸，并绘制齿轮零件的工作图等。

齿轮毛坯的制造方法有锻造和铸造两种。当齿轮的齿顶圆直径 $d_a\leqslant500$ mm 时，一般采用锻造毛坯；当齿轮的齿顶圆直径 $d_a>500$ mm 时，一般采用铸造毛坯。

齿轮的结构形式通常根据齿轮大小、材料及加工方法来确定。常用齿轮的结构形式有以下几种。

1. 齿轮轴

当圆柱齿轮的齿根圆至键槽底部的距离小于或等于（2～2.5）m（模数）或当锥齿轮小端的齿根圆至键槽底部的距离小于或等于（1.6～2）m 时，应将齿轮和轴制成一体，称齿轮轴，如图 6-37 所示。

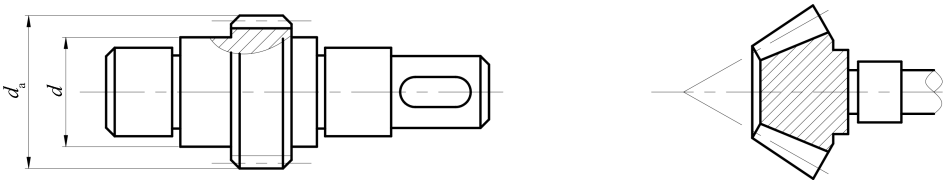


图 6-37　齿轮轴

2. 实体式齿轮

当齿轮的齿顶圆直径 $d_a \leqslant 200$ mm 时，可采用实体式齿轮，如图 6-38 所示。

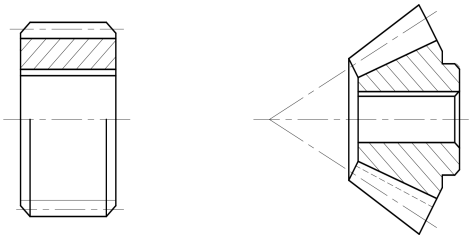
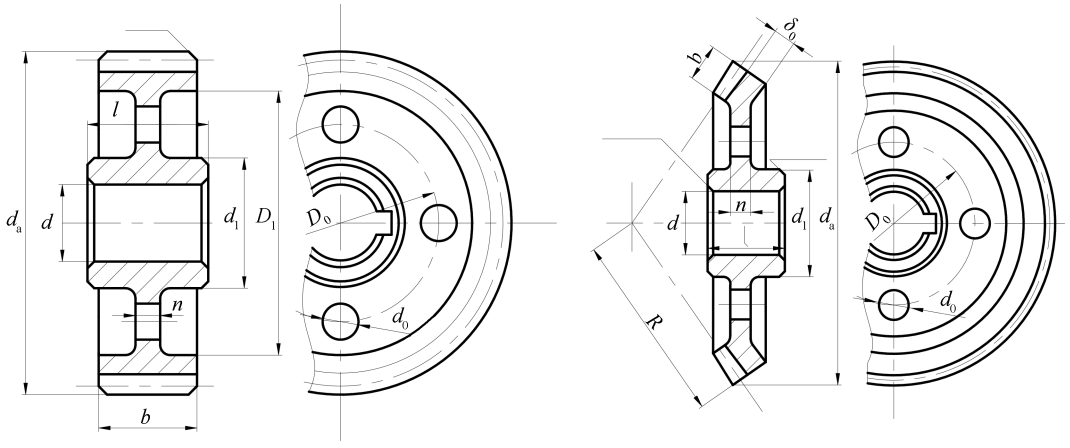


图 6-38　实体式圆柱、圆锥齿轮

3. 腹板式齿轮

当齿轮的齿顶圆直径 $d_a = 200 \sim 500$ mm 时，可采用腹板式结构，如图 6-39 所示。



$d_1 = 1.6d$（d 为轴径）
$D_0 = (D_1 + d_1)/2$
$D_1 = d_a - (10 \sim 12)\, m_n$
$d_0 = 0.25\,(D_1 - d_1)$
$c = 0.3b$
$l = (1.2 \sim 1.3)\, d \geqslant b$

$d_1 = 1.6d$（d 为轴径）（铸钢）
$d_1 = 1.8d$（铸铁）
$l = (1 \sim 1.2)\, d$
$c = (0.1 \sim 0.17)\, l > 10$ mm
$\delta_0 = (3 \sim 4)\, m > 10$ mm
D_0 和 d_0 根据结构确定

图 6-39　腹板式圆柱、圆锥齿轮

4. 轮辐式齿轮

当齿轮的齿顶圆直径 $d_a > 500$ mm 时，可采用轮辐式齿轮，如图 6-40 所示。

$d_1=1.6d$（d 为轴径）（铸钢）
$d_1=1.8d$（铸铁）
$D_1=d_a-(10\sim12)m_n$
$H=0.8d$
$h_1=0.8h$
$c=0.2h$
$s=h/6\geqslant10$ mm
$l=(1.2\sim1.5)d$

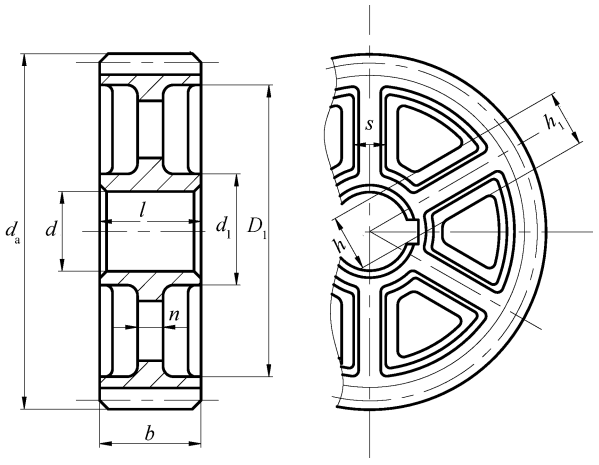


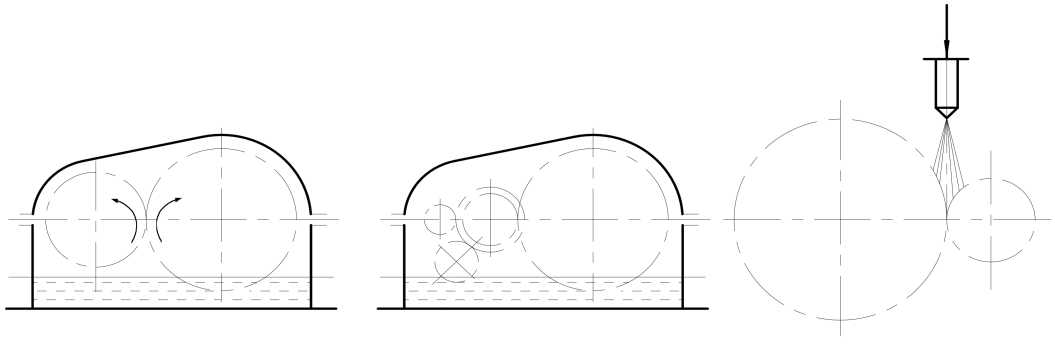
图 6-40　轮辐式齿轮

二、齿轮传动的润滑

齿轮传动中，由于啮合面间的相对滑动，齿面间会产生摩擦和磨损，在高速重载时尤为突出。为减小摩擦、减轻磨损，必须考虑润滑。良好的润滑还能起到冷却、防锈、降低噪声、改善齿轮的工作状况等作用，从而提高传动效率，延缓轮齿失效，延长齿轮的使用寿命等。

1. 润滑方式

闭式齿轮传动的润滑方式有浸油润滑和喷油润滑两种，主要根据最大齿轮分度圆的圆周速度大小来确定。当齿轮的圆周速度＜12 m/s 时，采用浸油润滑，即将大齿轮浸入油池中，如图 6-41（a）所示，浸入的深度至少为 10 mm（约一个齿高），转速低（0.5～0.8 m/s）时可浸深一些（可达 1/3 齿轮半径）。在多级齿轮传动中，可采用带油轮或油环将油带到未浸入油池内的齿轮齿面上，如图 6-41（b）所示。浸油齿轮可将油甩到齿轮箱壁上，有利于散热。当齿轮的圆周速度＞12 m/s 时，由于圆周速度大，齿轮搅油剧烈，且黏附在齿廓面上的油易被甩掉，不能形成合适的润滑油膜，因此不宜采用浸油润滑，而应采用喷油润滑，如图 6-41（c）所示，即将具有一定压力的油经喷嘴喷到啮合齿面上。



（a）浸油润滑　　（b）用带油轮润滑　　（c）喷油润滑

图 6-41　齿轮润滑

开式齿轮传动的传动速度较慢，通常采用人工定期加油润滑的方式润滑。

2. 润滑剂的选择

齿轮润滑的润滑剂多采用润滑油，选择时，先根据齿轮的工作情况及圆周速度按表 6-14 所列查得润滑油的运动黏度值，再确定润滑油的牌号。

使用过程中，应经常检查齿轮传动润滑系统的状况（如润滑油的油面高度、油温等）和喷油润滑的油压状况等。

表 6-14　闭式齿轮传动润滑油推荐黏度

齿轮材料	强度极限 R_m/MPa	圆周速度/m·s^{-1}						
		＜0.5	0.5～1	1～2.5	2.5～5	5～12.5	12.5～25	＞25
塑料、青铜、铸铁	—	180（23）	120（1.5）	85	60	45	34	—
钢	450～1 000	270（34）	180（23）	120（15）	85	60	45	34
	1 000～1 250	270（34）	270（34）	180（23）	120（15）	85	60	45
渗碳或表面淬火钢	1 250～1 580	450（53）	270（34）	270（34）	180（23）	120（15）	85	60

注：①多级齿轮传动按各级所选润滑油黏度的平均值来确定润滑油；

②对于 R_m＞800 MPa 的镍铬钢制齿轮（不渗碳），润滑油黏度取高一档的数值。

三、齿轮传动的效率

齿轮传动效率是衡量齿轮传动性能的一个关键指标，它反映了在齿轮传动过程中，有效功率与输入功率之间的比例关系。理解齿轮传动效率的概念，对于优化齿轮设计、提高机械系统性能以及降低能源消耗等方面都具有重要意义。

从本质上来说，齿轮传动效率体现了齿轮传动过程中能量的有效利用程度。在齿轮传动系统中，输入功率是外界提供给主动齿轮的功率，而有效功率则是从动齿轮输出的用于完成实际工作的功率。由于在齿轮传动过程中不可避免地存在各种能量损失，因此有效功率总是小于输入功率，二者的比值即为齿轮传动效率，通常用百分数表示。

造成齿轮传动能量损失的因素有很多。其中，摩擦损失是最为主要的因素之一。在齿轮啮合过程中，轮齿表面之间存在相对滑动和滚动，这会产生摩擦力，从而消耗一部分能量。摩擦损失的大小与齿轮的材料、表面粗糙度、润滑条件以及载荷大小等因素密切相关。例如，采用合适的润滑剂可以在轮齿表面形成一层油膜，减小摩擦力，降低摩擦损失，提高传动效率。

除了摩擦损失，还有搅油损失。当齿轮在油池中旋转时，会带动周围的润滑油一起运动，这需要克服润滑油的黏性阻力，从而消耗一定的能量。搅油损失的大小与润滑油的黏度、齿轮的转速以及浸油深度等因素有关。合理选择润滑油的黏度和控制浸油深度，可以有效减小搅油损失。

另外，齿轮的制造和安装误差也会对传动效率产生影响。如果齿轮的齿形误差、齿向误差等制造误差较大，或者齿轮的安装不准确，会导致轮齿之间的受力不均匀，增加额外的能

量损失。因此，提高齿轮的制造精度和安装质量，对于保证齿轮传动的高效率至关重要。

齿轮传动效率的高低对于机械系统的性能有着重要的影响。较高的传动效率意味着在传递相同功率的情况下，所需的输入功率较小，从而可以降低能源消耗，减少运行成本。同时，高效率的齿轮传动还可以减少发热和磨损，延长齿轮的使用寿命，提高机械系统的可靠性和稳定性。

在实际应用中，需要根据具体的工作要求和工况条件，合理设计齿轮传动系统，采取有效的措施来提高传动效率。例如，选择合适的齿轮材料和热处理工艺，优化齿轮的齿形和参数，改善润滑条件，以及提高制造和安装精度等。通过这些措施，可以充分发挥齿轮传动的优势，实现高效、可靠的动力传递。

齿轮传动中的功率损失，主要包括啮合面间的摩擦损失、轴承支撑中的摩擦损失及搅油时的功率损失。进行齿轮的计算时通常使用齿轮传动的平均效率。

当齿轮轴上装有滚动轴承，且在满载状态下运转时，传动的平均效率见表 6-15 所列。

表 6-15　装有滚动轴承的齿轮传动的平均效率

传动形式	圆柱齿轮传动	锥齿轮传动
6、7 级精度的闭式传动	0.98	0.97
8 级精度的闭式传动	0.97	0.96
开式传动	0.95	0.94

习　　题

一、填空题

1. 渐开线圆柱齿轮_____圆上的压力角最大，_____圆上的压力角最小，_____圆上的压力角为标准值。

2. 渐开线齿廓上任一点的压力角是指_____，渐开线齿廓上任意一点的法线与_____相切。

3. 一对渐开线直齿圆柱齿轮正确啮合的条件是_____相等，即两齿轮的_____和_____相等。

4. 一对渐开线斜齿圆柱齿轮正确啮合的条件是_____、_____、_____。

5. 一斜齿轮法面模数 $m_n=3$ mm，分度圆螺旋角 $\beta=15°$，其端面模数 $m_t=$_____。

6. 用标准齿条型刀具加工标准齿轮时，其刀具的_____线与轮坯_____圆之间作纯滚动。

7. 斜齿圆柱齿轮的参数分为_____和_____，其中_____参数为标准值，_____齿廓形状为标准渐开线。

8. 直齿锥齿轮的参数分为_____和_____，其中_____参数为标准值。

9. 理论上，一对相互啮合齿轮的齿面接触应力大小应_____。

10. 材料相同、热处理工艺相同、齿宽相同的一对相互啮合的齿轮，小齿轮的齿根弯曲

强度_____大齿轮的齿根弯曲强度。

11. 在斜齿轮的齿数、模数一定时，斜齿圆柱齿轮的螺旋角越大，其轴向力越_____，分度圆越_____。

12. 一对渐开线直齿圆柱齿轮（$\alpha=20°$，$h_a^*=1$）啮合时，当安装时的实际中心距大于标准中心距时，啮合角变_____；重合度变_____；传动比变_____。

13. 用齿条型刀具加工 $\alpha=20°$，$h_a^*=1$，$\beta=15°$的斜齿圆柱齿轮时不根切的最少齿数是_____。

二、选择题

14. 属于平面齿轮机构的是_____。

A. 直齿圆柱齿轮机构　B. 锥齿轮机构　C. 平行轴斜齿圆柱齿轮机构

15. 渐开线圆柱齿轮的基圆大小与其齿根圆大小必然是_____关系。

A. 等于　B. 大于

C. 小于　D. 给出齿数后才能确定

16. 当安装中心距大于理论中心距时，渐开线圆柱齿轮的节圆直径_____分度圆直径。

A. 等于　B. 大于　C. 小于

17. 为保证齿轮的连续传动，渐开线的实际啮合线_____理论啮合线。

A. 等于　B. 大于　C. 大于或等于　D. 小于或等于

18. 一对相啮合传动的渐开线齿轮，其压力角为_____，啮合角为_____。

A. 基圆上的压力角　B. 节圆上的压力角

C. 分度圆上的压力角　D. 齿顶圆上的压力角

19. 一般参数的闭式软齿面齿轮传动的主要失效形式是_____。

A. 齿面胶合　B. 齿面磨粒磨损　C. 轮齿折断　D. 齿面点蚀

20. 一般参数的闭式硬齿面齿轮传动的主要失效形式是_____。

A. 齿面胶合　B. 齿面塑性变形　C. 轮齿折断　D. 齿面点蚀

21. 材料为 20Cr 的齿轮要达到硬齿面，常用的热处理方法是_____。

A. 表面淬火　B. 调质　C. 整体淬火　D. 渗碳淬火

22. 对齿轮轮齿材料性能的基本要求是_____。

A. 齿面要硬，齿心要脆　B. 齿面要软，齿心要韧

C. 齿面要硬，齿心要韧　D. 齿面要软，齿心要脆

23. 设计一对材料相同的软齿面齿轮传动时，一般小齿轮齿面硬度 HBS_1 和大齿轮齿面硬度 HBS_2 的关系是_____。

A. $HBS_1>HBS_2$　B. $HBS_1<HBS_2$　C. $HBS_1=HBS_2$

24. 对于一对材料相同的钢制软齿面齿轮传动，常用的热处理方法是_____。

A. 小齿轮淬火，大齿轮调质　B. 小齿轮调质，大齿轮淬火

C. 小齿轮正火，大齿轮调质　D. 小齿轮调质，大齿轮正火

25. 设计圆柱齿轮传动时，一般小齿轮齿宽_____大齿轮的齿宽。

A. 大于　B. 小于　C. 等于

三、简答题

26. 已知渐开线的基圆半径 $r_b=40$ mm，试求渐开线上向径 $r_K=60$ mm 的点 K 的曲率半径、压力角和展角的大小，分别用计算法和作图法求解。

27. 渐开线标准齿轮的基本参数有哪些？

28. 渐开线的形状取决于什么？若两个齿轮的模数和齿数分别相等，但压力角不同，它们的齿廓渐开线形状是否相同？一对相啮合的两个齿轮，若它们的齿数不同，它们齿廓的渐开线形状是否相同？

29. 什么是分度圆？什么是节圆？它们有什么不同？

30. 试解释标准齿轮、标准安装和标准中心距。

31. 试比较标准齿轮、正变位齿轮和负变位齿轮的加工方法及齿形特点。

32. 齿轮传动的主要失效形式有哪些？引起这些失效的主要因素是什么？

33. 什么是软齿面和硬齿面齿轮传动？齿轮传动的设计准则是什么？

34. 试分析影响直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度和齿根弯曲强度的主要因素及参数。

四、计算题

35. 一对标准外啮合直齿圆柱齿轮，已知 $z_1=20$，$z_2=65$，$m=2$ mm，$\alpha=20°$，试计算：(1) 小齿轮的几何尺寸；(2) 标准安装时的中心距、小齿轮的节圆半径及啮合角；(3) 若将中心距增大 1 mm，再计算小齿轮的节圆半径、节圆上齿厚、齿槽宽及啮合角。

36. 一对直齿圆柱齿轮，传动比 $i_{12}=3$，$m=10$ mm，$\alpha=20°$，安装中心距为 300 mm，试设计这对齿轮传动。

37. 已知一对外啮合标准斜齿圆柱齿轮，$z_1=23$，$z_2=98$，$m=4$ mm，$\alpha=20°$，$h_a^*=1$，$a'=250$ mm。试计算该对齿轮的 m_t、α_t、β、z_v 及其几何尺寸。

38. 画出如图 6-42 所示的渐开线斜齿圆柱齿轮传动中各齿轮的三个分力的方向，若齿轮转动方向或螺旋角方向改变，各分力方向如何改变？(齿轮 1 为主动轮)

39. 如图 6-43 所示二级展开式渐开线圆柱齿轮传动，齿轮 1 主动转动方向及螺旋角方向如图所示。

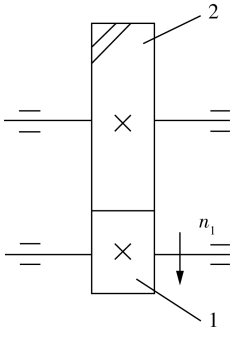


图 6-42　题 6-38 图

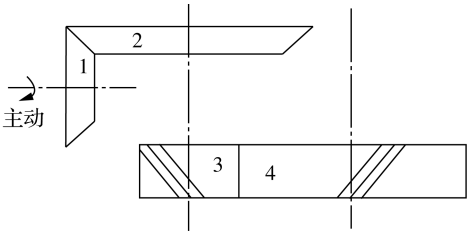


图 6-43　题 6-39 图

(1) 试分析图中齿轮传动中各齿轮所受的力的方向。

（2）欲使中间轴的支撑部件所受轴向载荷较小，确定齿轮 4 的螺旋角方向和转动方向。

40. 一闭式直齿圆柱齿轮，已知传递功率 $P=4.5$ kW，转速 $n_1=960$ r/min，模数 $m=3$ mm，齿数 $z_1=25$，$z_2=75$，齿宽 $b_1=75$ mm，$b_2=70$ mm。小齿轮材料为 45 钢调质，大齿轮材料为 ZG3570 正火。载荷平稳，电动机驱动，单向运转，预期使用寿命为 10 年（按 1 年 300 天两班制工作计算）。试问这对齿轮能否满足强度要求而正常工作？

41. 设计一单级齿轮减速器中的斜齿圆柱齿轮传动，已知传递功率 $P=15$ kW，主动齿轮转速 $n_1=960$ r/min，传动比 $i_{12}=4$，双向运转，载荷有中等冲击，齿轮相对轴承对称布置，电动机驱动，预期使用寿命为 10 年（按 1 年 300 天两班制工作计算）。