

第6章 齿轮传动

§ 6—1 概 述

一、齿轮传动的特点

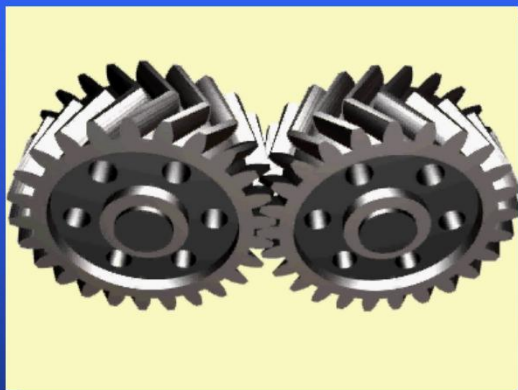
优点：1) 传动效率高 2) 传动比恒定 3) 结构紧凑 4) 工作可靠、寿命长

缺点：1) 制造、安装精度要求较高 2) 不适于中心距 a 较大两轴间传动
3) 使用维护费用较高) 精度低时、噪音、振动较大

二、齿轮传动的主要类型

1、按传动轴相对位置

平行轴齿轮传动，



相交轴齿轮传动，



交错轴齿轮传动



2、按工作条件

开式——适于低速及不重要的场合

半开式——农业机械、建筑机械及简单机械设备——只有简单防护罩

闭式——润滑、密封良好，——汽车、机床及航空发动机等的齿轮传动中

3、按齿形

渐开线——常用

摆线——计时仪器

圆弧——承载能力较强

三、圆柱齿轮的基本参数、几何计算和精度选择

1、圆柱齿轮的基本参数、几何计算表6—2、6—1

2、圆柱齿轮的精度选择

12个等级 高 低
 1, 2, 3, ... 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12
 常用

精度三个组：i、ii、iii

i公差组：运动精度。ii公差组：运动平稳性。iii公差组：承载能力。

选择方法：首先选择第ii公差组，动力传动中，根据传动用途、平稳性要求、节圆圆周速度、载荷、运动精度要求确定

一般情况下，①按节圆圆周速度选择p178表6—3

②考虑加工方法、应用范围选择p179表6—4

§ 6—2 齿轮传动的失效形式与设计准则

一、失效形式

齿轮传动的失效主要发生在轮齿，而轮毂、轮辐失效很少，轮毂、轮辐部分的尺寸一般情况下按经验设计，常见的轮齿失效方式有5种，可以归为两大类；**轮齿整体失效和齿面失效**。**齿面失效的主要形式有点蚀、胶合、磨损与塑性变形**。**1、轮齿折断**

整个轮齿折断、局部折断

2、齿面疲劳点蚀(鳞剥)

收敛性和扩展性点蚀

避免方法：接触疲劳强度

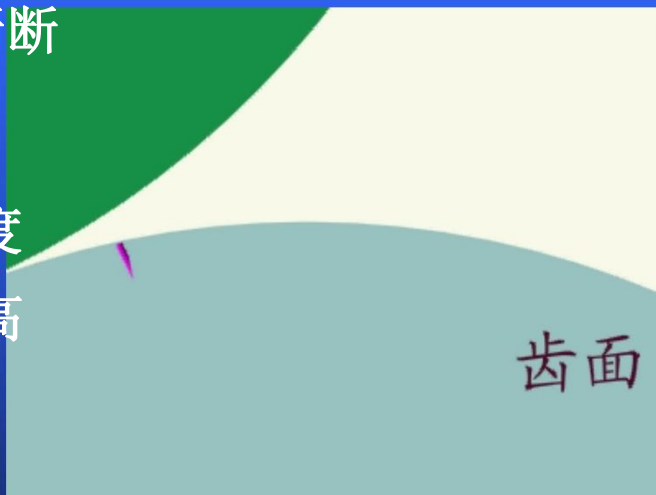
计算。正变位齿轮，提高

齿面硬度，降低粗糙度、

增加润滑油粘度



避免轮齿折断方法：强度计算。正变位齿轮，加大齿根圆角半径，采用强化方法



3、齿面磨损

措施：闭式传动、降低齿面粗糙度，保持油的清洁

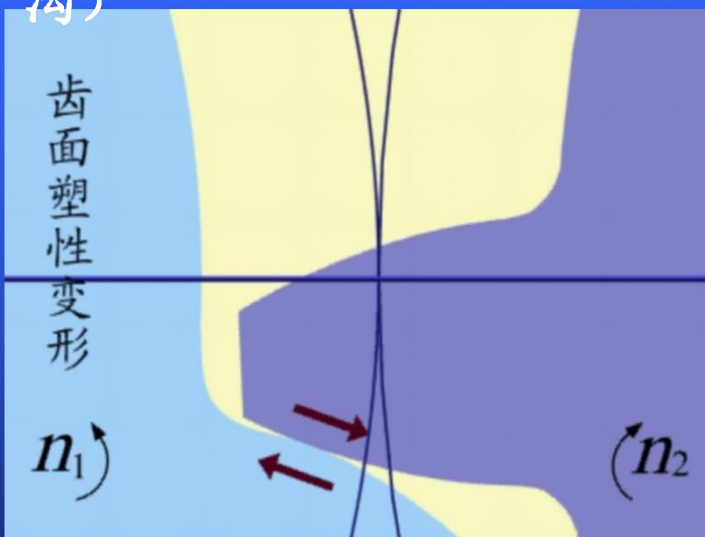


措施：减小模数、降低齿高，变位，提高齿面硬度、降低齿面粗糙度、用抗胶合油和齿轮材料

4、齿面胶合（齿顶、齿根滑动速度大的部位）



5、齿面塑性变形（硬度低、软材料，重载作用下发生，主动轮凹沟，从动轮凸沟）



二、设计准则

	主要失效形式	设计准则
闭式软齿面($HBS \leq 350$)齿轮传动	齿面疲劳点蚀	齿面接触疲劳强度准则 校核弯曲疲劳强度
闭式硬齿面齿轮传动	齿根弯曲疲劳折断	齿根弯曲疲劳强度准则 校核接触疲劳强度
开式齿轮传动	磨损 和 齿根折断	齿根弯曲疲劳强度准则

补偿磨损造成的齿变薄，将模数加大10%~15%，传递动力的齿轮模数一般不小于1.5~2mm

§ 6—3 齿轮材料及热处理

一、对齿轮材料的要求

齿面具有一定的硬度，轮齿有足够的强度和韧性。此外，还考虑机械加工和热处理的工艺性以及经济性

二、常用的齿轮材料

1、钢

(1) 锻钢 软齿面齿轮 ($HBS \leq 350$) 硬齿面齿轮 ($HBS > 350$)

(2) 铸钢 用于制造要求有较高力学性能的在齿轮，要经过正火或退火处理

2、铸铁

灰铁：抗胶合、点蚀能力强，用于低速轻载开式传动中

3、有色金属

4、非金属材料 用于低速轻载噪声小的传动中

二、齿轮材料的选择原则

钢制软齿面齿轮要求小齿轮硬度大于大齿轮30-50 HBS

原因：1) 小齿轮齿根强度较弱

2) 小齿轮的应力循环次数较多

3) 当大小齿轮有较大硬度差时，较硬的小齿轮会对较软的大齿轮齿面产生冷作硬化的作用，可提高大齿轮的接触疲劳强度

齿轮常用的金属材料表6—6、p184

§ 6—4 齿轮传动的计算载荷

齿面接触线上的法向载荷 F_n ——名义载荷

计算载荷 $F_{nc} = K F_n$

载荷系数 $K = K_A \cdot K_v \cdot K_\beta \cdot K_\alpha$

K_A ——工作情况系数

K_v ——动载荷系数

K_β ——齿向载荷分布系数

K_α ——齿间载荷分配系数

1、工作情况系数 K_A

考虑了齿轮啮合时，外部因素引起的附加动载荷对传动的影响它与原动机与工作机的类型与特性，联轴器类型等有关，表6—7

2、动载荷系数 K_v

考虑齿轮制造误差及弹性变形(产生啮合误差)引起的附加动载荷。

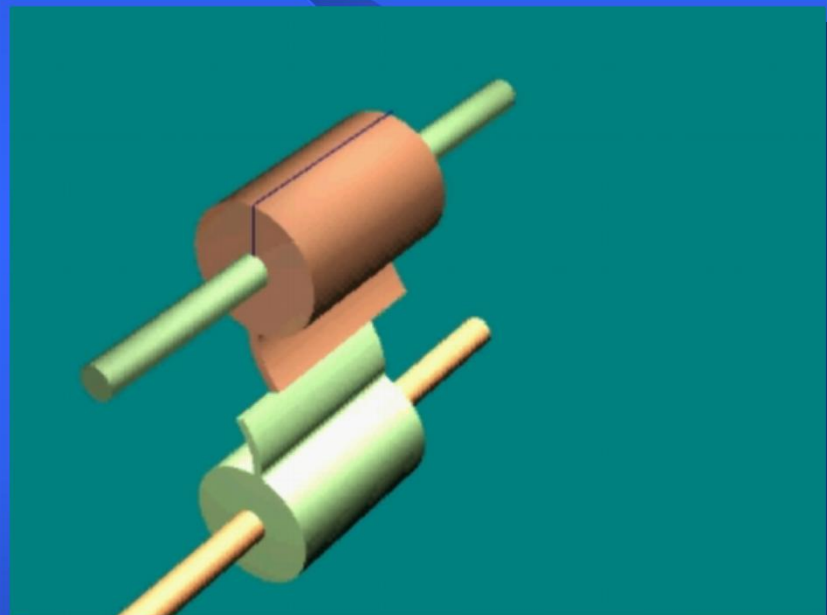
数值为实际齿轮副啮合时的最大作用力与纯由外加载荷产生的作用力之比，决定于齿轮制造精度及圆周速度。P187图6—6查取

3、齿向载荷分布系数 K_β

由于齿轮制造误差、轴变形引起的轴上的齿轮偏斜等引起齿宽方向载荷分布不均

考虑沿齿宽方向载荷分布不均对齿轮强度影响的系数，由图6—8 查得

齿轮受载时，
轴会发生弯曲变形



减小误差方法：提高有关零件的制造精度、刚度，减小轴的变形对齿轮的影响、齿轮轮齿做成腰鼓形

4、齿间载荷分配系数 K_α

考虑同时有多对齿啮合时各对轮齿间载荷分配的不均匀，表6—8

轮齿间载荷分配的不均匀与精度、硬度和单位齿宽受力有关

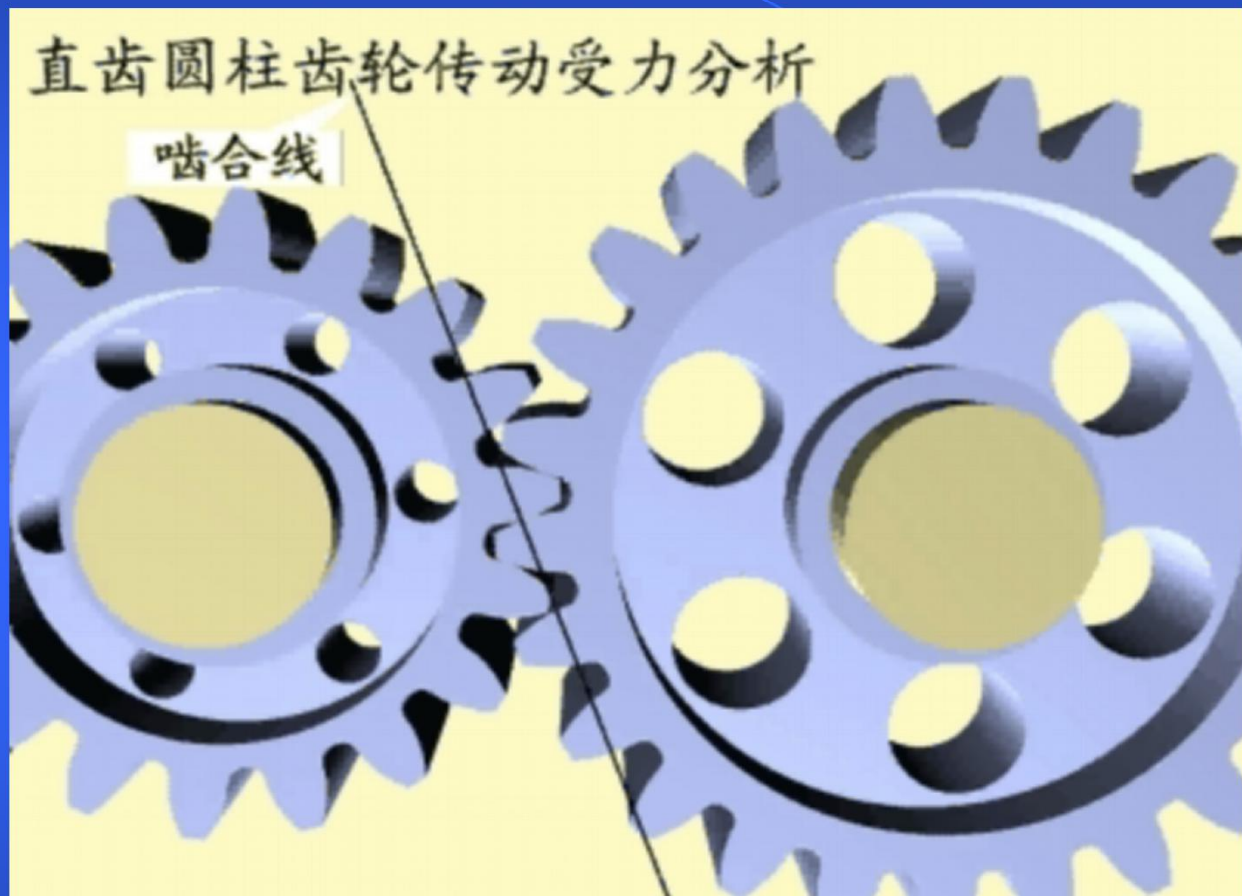
齿轮精度低，载荷分配的不均匀越严重， K_α 大

硬度高，跑合以减轻载荷分配的不均匀的效果较差， K_α 大

单位齿宽受力大，由于轮齿变形较大，各齿之间受力不均匀现象有所减轻， K_α 小

§ 6—5 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

一、轮齿的受力分析



力的方向

F_t 圆周力:
主反从同

F_r 径向力:
沿半径方向
指向轴线

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}$$

力的大小 法向力 F_n

圆周力
径向力

$$F_t = 2T/d_1$$

$$F_r = F_t / \tan \alpha$$

$$\text{法向力 } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

二、齿根弯曲疲劳强度计算

齿根弯曲疲劳强度最弱。把轮齿简化成宽度**b**的悬臂梁，用**30°切线法**确定危险截面的位置：作与轮齿对称中心成**30°**夹角两条直线，与齿根圆角过渡曲线相切，过切点与轴线平行的截面即为轮齿危险截面的位置。

齿根最大弯矩时的载荷作用点确定方法：用单对齿啮合区的上界点作为最大弯矩时的载荷作用点。只用于6级精度以上的高精度齿轮传动计算

对于7、8、9级制造精度较低的齿轮传动，由于制造误差较大，并考虑到安装，用近似计算方法设计

用近似计算方法：设计中按在齿顶接触的轮齿承受全部载荷导出计算公式，再以重合度系数 Y_ε 进行修正

Y_{Fa} —齿形系数，图6—18

校核公式：

$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{sa} Y_\varepsilon}{\phi_d m^3 Z_1^2} \leq [\sigma]_F$$

取决于轮齿形状：与齿数、变位系数、压力角有关，与模数无关

设计公式：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{sa} Y_\varepsilon}{[\sigma]_F}}$$

Y_{sa} —应力修正系数图6—19

Y_ε —重合度系数图6—20

$\phi_d = b/d_1$ —齿宽系数

三、齿面接触疲劳强度计算

齿面接触疲劳首先发生在节点附近，为了避免疲劳失效，采用控制节点接触应力

$$\text{接触应力} \quad \sigma_H \leq [\sigma]_H$$

两圆柱体接触赫兹公式

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{nc} \left(\frac{1}{\rho_\Sigma} \right)}{\pi \left[\left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \right] L}}$$

ρ_Σ —— 啮合点齿廓综合曲率半径

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$$

Z_E —— 弹性影响系数

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

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{F_{nc}}{\rho_\Sigma L}} \leq [\sigma]_H$$

啮合点齿廓综合曲率半径

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha$$

$$\rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha$$

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} = \frac{\rho_2 / \rho_1 \pm 1}{\rho_1 (\rho_2 / \rho_1)}$$

$$\rho_2 / \rho_1 = d_2 / d_1 = Z_2 / Z_1 = u \quad \text{齿数比}$$

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

实际啮合时，并不总是单齿对啮合，考虑多对齿啮合，引入重合度系数

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \tan \alpha'}} Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 K T_1}{b d_1^2} \frac{u \pm 1}{u}}$$

α' 节圆压力角

当大小齿轮都用钢制造时

$$\sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$$

接触疲劳强度的校核公式 $\sigma_H = 268.4 Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{K F_t}{b d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$

式中： Z_E ——弹性系数，

$$Z_E = \frac{1}{189.8} \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Z_E 弹性系数表6—9查p195

节点区域系数

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \tan \alpha'}}$$

图6-14查

Z_ε ——重合度系数，图6-12，图6-13查

b ——齿宽，表6-10选择

K ——载荷系数，式（6-4）计算

u ——齿数比， $u=Z_2/Z_1$

T_1 ——小齿轮转矩

$\phi_d = b/d_1$ ——齿宽系数

为了设计直齿圆柱齿轮时，引入

接触疲劳强度的设计公式
(均为钢制造时)

$$d_1 \geq 41.6 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{[\sigma]_H} \right)^2}$$

四、齿轮传动强度计算说明：

1、弯曲强度校核，要求 $\sigma_{F1} \leq [\sigma]_{F1}$ ， $\sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F2}$ ，按照弯曲强度设计大小齿轮

其它参数均相同只有 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}$ 不同，应将 $\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma]_{F1}}$ 和 $\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma]_{F2}}$ 中较大者代入计算。

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{sa} Y_\varepsilon}{[\sigma]_F}}$$

2、接触强度计算公式中， $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ ， $[\sigma]_H = \min\{[\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2}\}$

$$\sigma_H = 268.4 Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

3、软齿面——按齿面接触疲劳强度设计，再校核齿根弯曲疲劳强度
硬齿面——按齿根弯曲疲劳强度设计，再校核齿面接触疲劳强度

4、在用设计公式定 d_1 或 m 时， $\because K_V, K_\beta, K_\alpha$ 预先未知 \rightarrow 试取 K_t 代 $K \rightarrow$ 计算得 $d_{1t}(m_{nt}) \rightarrow$ 按 d_{1t} 计算 v 查 $K_V, K_\beta, K_\alpha \rightarrow$ 计算 $K = K_A K_V K_\beta K_\alpha$
若 K 与 K_t 相差较大，则应对 $d_{1t}(m_{nt})$ 进行修正。

5、在其它参数相同的条件下，弯曲疲劳强度与 m 成正比，接触疲劳强度与 d_1 或中心距 a 成正比，即与 mz 乘积成正比，而与 m 无关。

§ 6—6 齿轮传动的设计参数、许用应力

一、设计参数的选择

1、齿数比 u

齿数比 u 不宜过大，否则尺寸大，一般 $u \leq 7$ ，当要求总传动比大时，可采用2级或多级齿轮传动

2、小轮齿数 Z_1

小轮齿数 Z_1 不应小于17，当变位时可到14

闭式齿轮传动，按接触疲劳强度确定分度圆直径以后，在满足弯曲疲劳强度下，宜采用较多的齿数 Z_1 ，一般 $Z_1 = 20 \sim 40$
目的：增加重合度；减小齿顶圆直径

开式齿轮传动，为了提高耐磨性，要求有较大的模数，因而齿数 Z 可以取少一点，一般 $Z_1 = 17 \sim 20$

3、齿宽系数 $\phi_d = b / d_1$

齿宽系数大，齿轮传动紧凑，齿轮直径和中心距小，但载荷沿齿宽分布不均匀现象更严重

在齿轮精度足够高，轴的刚度足够大时，闭式固定传动比齿轮应尽量选择较大的齿宽系数，参照表6—10

圆柱齿轮：小齿轮齿宽比大齿轮加大5~10 **目的：**避免安装时轴向错位影响接触

4、变位系数 x

变位目的：避免根切，提高强度，凑中心距，凑传动比等

变位系数 x 分配方法：图6—21

二、许用应力

1. 接触疲劳许用应力 $[\sigma]_H$

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N Z_W}{S_H}$$

S_H ——接触疲劳强度安全系数 $\begin{cases} S_H = 1 \\ \text{表6—12} \end{cases} p209$

Z_W ——工作硬化系数，图 6 — 2 3 p205

Z_N ——接触疲劳强度寿命系数，表 6 — 11 p206

σ_{\lim} ——齿轮接触疲劳极限应力，图 6 — 2 2

2. 弯曲疲劳许用应力 $[\sigma]_F$

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim} Y_N Y_X Y_{ST}}{S_F}$$

S_F ——弯曲疲劳强度安全系数

$$\begin{cases} S_H = 1.25 \\ \text{表6-12} \end{cases}$$

Y_{ST} ——实验齿轮的应力修正系数，取 $Y_{ST} = 2.0$

Y_X ——尺寸系数，图 6-25

Y_N ——弯曲疲劳强度寿命系数，表 6-13

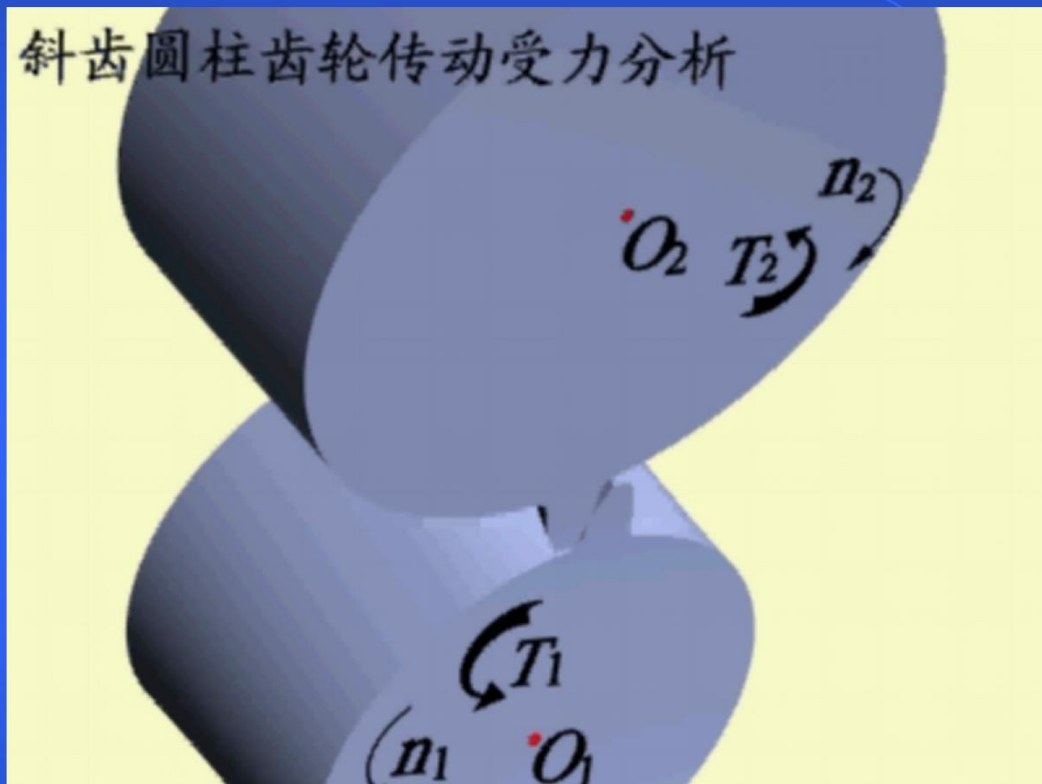
$\sigma_{F\lim}$ ——齿轮接触疲劳极限应力，图 6-24

P210 例题6-1

§ 6—7 标准斜齿圆柱齿轮传动的计算

一、轮齿的受力分析

力的方向



圆周力 F_t —主反从同

径向力 F_r —指向各自的轮心

轴向力 F_a —**主动轮**的**左右手**
螺旋定则

根据**主动轮**轮齿的**齿向**
(左旋或右旋)伸左手或
右手,握住轴线四指沿着
主动轮的转向,大拇指所
指即为**主动轮**所受的 **F_{a1}** 的
方向, **F_{a2}** 与 F_{a1} 方向相反。

力的大小

圆周力

$$F_t = \frac{2T}{d_1}$$

轴向力

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$
$$\beta = 8^\circ - 20^\circ$$

径向力

$$F_r = F_t \tan \alpha_t = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n$$

二、齿根弯曲疲劳强度p217

因有螺旋角，接触线是倾斜的，与直齿有区别，因此用按过节点处法面内当量直齿圆柱齿轮（齿形与斜齿轮法面齿形）进行计算

模数为法面模数 m_n ，齿数为当量齿数 Z_v ，在直齿弯曲疲劳强度基础上修正

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{sa} Y_\varepsilon Y_\beta}{[\sigma]_F}}$$

Y_{Fa} —齿形系数，按当量齿数
 $Z_v = Z / \cos^3 \beta$ 图6—18

Y_{sa} —应力修正系数图6—19

Y_ε —重合度系数图6—20

Y_β —螺旋角系数，图6—29

三、齿面接触疲劳强度计算

计算物理模型和数学模型与直齿圆柱齿轮基本相同，不同的只是总合力是在法向平面内

按过节点的法平面内当量直齿圆柱齿轮进行计算
接触疲劳强度的校核公式 $\sigma_H = 268.4 Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H Z_\beta \sqrt{\frac{KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$

节点区域系数 $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_t'}}$ 图6—14查

Z_β —螺旋角系数，图6—28

接触疲劳强度的设计公式 $d_1 \geq 41.6 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta}{[\sigma]_H} \right)^2}$

§ 6—8 标准圆锥齿轮传动的强度计算

一、设计参数

齿数比 μ ，锥顶距 R ，大端分度圆直径 d_1 ， d_2 （平均分度圆直径 d_{m1} ， d_{m2} ），齿数 Z_1 、 Z_2 ，大端模数 m ， b —齿宽

齿宽中点处的当量直齿圆柱齿轮

齿宽中点处的当量直齿圆柱齿轮分度圆直径：

$$d_v = d_m / \cos \delta = d_m \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$$

当量齿轮齿数 $Z_v = \frac{d_v}{m_m} = \frac{Z}{\cos \delta}$

当量齿轮模数为齿宽中点的模数

$$m_n = m(1 - 0.5\psi_R) \quad \psi_R \text{ 齿宽系数}$$

$$\psi_R = \frac{b}{R} \text{ 考虑加工要求，大端与小端模数不能相差太大}$$

$$\text{常取 } \psi_R = 0.25 \sim 0.3$$

二、轮齿的受力分析

力的方向：

F_t ——主反从同

F_r ——指向各自的轴线

F_a ——指向大端

力的大小：

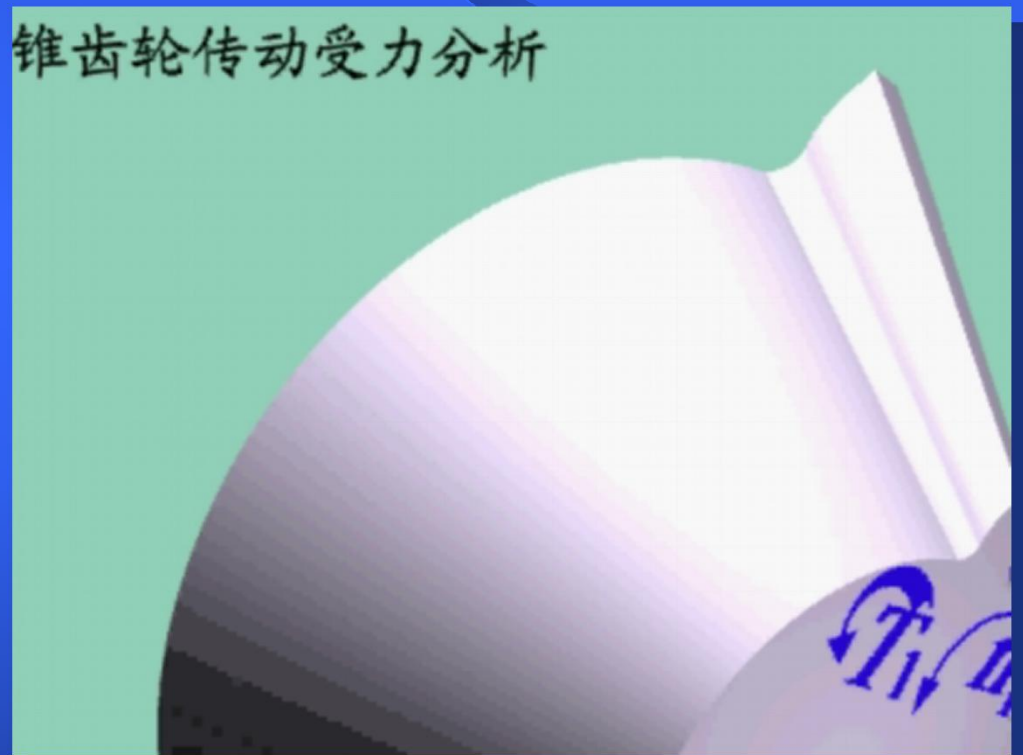
$$F_{t1} = -F_{t2} = 2T_1 / d_{m1} = 2T_2 / d_{m2}$$

$$F_{r1} = -F_{a2} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = -F_{r2} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1$$

$$F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$$

锥齿轮传动受力分析



$$F_{r1} = -F_{a2}$$

$$F_{a1} = -F_{r2}$$

三、齿根弯曲疲劳强度计算

按齿宽中点背锥展开的当量直齿圆柱齿轮进行弯曲强度计算

$$\sigma_F = \frac{4KT_1 Y_{Fa} Y_{sa}}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 m^3 Z_1^2 \sqrt{u^2 + 1}} \leq [\sigma]_F$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 Z_1^2 \sqrt{u^2 + 1}} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma]_F}}$$

四、齿面接触疲劳强度计算

按平均当量齿轮来计算

$$\sigma_H = 268.4 Z_E \cdot Z_H \sqrt{\frac{2KT_1}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma]_H$$

$$d_1 \geq 41.6 \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}$$

$$K = K_A \cdot K_v \cdot K_\beta \cdot K_\alpha$$

$$k_\alpha = 1$$

查系数中所用齿宽系数 b/d_1 中的 d_1 代入小齿轮的平均直径 d_{m1}

§ 6—9 变位齿轮传动强度计算特点

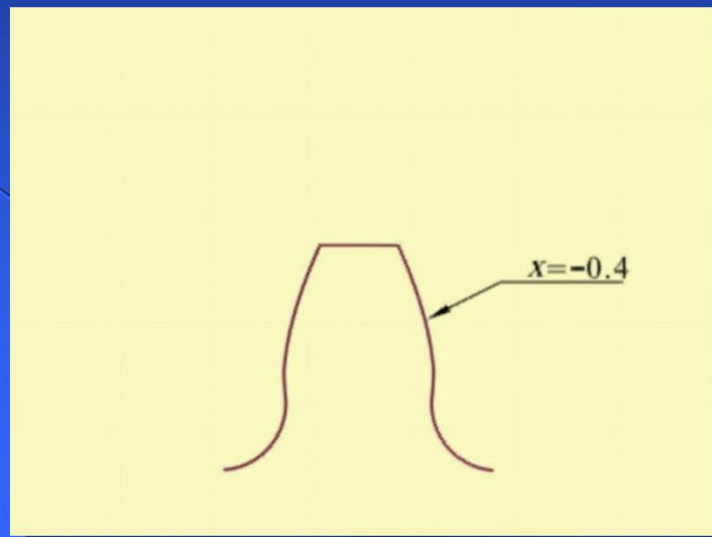
1、齿根弯曲疲劳强度计算

a) 要按变位系数 X 、 Z 、 β 查齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa}

b) $X > 0$ 时一般 ($Z < 80$) 齿顶变尖, 齿根变厚, 弯曲强度 \uparrow (正变位)

$X < 0$ 时一般 ($Z < 80$) 齿顶变尖, 齿根变厚, 弯曲强度 \downarrow (负变位)

∴ 为保证一对齿轮等弯曲强度, 小齿轮采用正变位, 而大齿轮则采用负变位。



2、齿面接触疲劳强度计算

正传动接触疲劳强度提高

负传动接触疲劳强度降低

3、齿轮传动变位的目的

1) 使 Z_{\min} ↓即可得到不根切的最少齿数

2) 提高弯曲疲劳强度和接触疲劳强度

3) 提高耐磨性和抗胶合性。

§ 6—10 齿轮的结构设计

1、齿轮轴

$$e < 2m_t \quad (< 1.6m \text{—锥齿})$$

2、实心齿轮

$$e > 2m, \quad d_a \leq 160\text{mm}$$

3、腹板式齿轮

$$d_a < 500\text{mm}$$

4、轮辐式齿轮

$$400\text{mm} < d_a < 1000\text{mm}$$

5、组合式齿轮

轮毂与齿圈采用不同材料

§ 6-11 齿轮传动的润滑

一、润滑方式

- 1、 $V < 12 \text{ m/s}$ ——浸油润滑
- 2、 $V > 12 \text{ m/s}$ ——喷油润滑

参考表 6 — 16 齿轮
润滑方式选择

二、润滑油粘度的选择

参考图6—33选择，再按表6—15修正