

机械设计

lhxl

2025 年 12 月 3 日

1 机械设计总论

名义载荷：根据额定功率用力学公式计算出的载荷，零件处于理想、平稳工作条件，记作 F_n

载荷系数：变化载荷的影响，记作载荷系数 K

计算载荷： $F_{ca} = KF_n$ ，一般大于1

安全系数： $S = \frac{\sigma_{max}}{\sigma}$

强度准则：对正应力 $\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{max}}{[S]}$

最基本设计准则：强度准则

2 机械零件的强度

2.1 材料的疲劳强度

材料的疲劳特性可用最大应力 σ_{max} 、应力循环次数 N 、应力比（循环特性） $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ 来描述。

$r = -1$ 称为对称循环应力（破坏最大）， $r = 0$ 称为脉动循环应力。

平均应力 $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$ 、应力幅值（零件疲劳的主要因素） $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ ，循环次数约为 10^3 前可看作静应力强度。

动载荷只能产生动应力，静载荷可以产生静应力和动应力。

轴上的弯曲应力通常 $r = -1$ ，接触应力通常 $r = 0$ 。

（一） $\sigma - N$ 疲劳曲线

$\sigma_{max} - N$ 曲线，此处有图1.1.1【P27，图3-1】

有限寿命疲劳极限用符号 σ_{rN} 表示，其中 r 为应力比、 N 为应力循环次数。

图1.1.1的AB段可看作静应力

$$\sigma_{lim} = \sigma_s, N \leq N_B(10^3), \text{ 且 } \sigma_{rN} < \sigma_s。$$

图1.1.1的BD段可用下式来描述

$$\sigma_{rN}^m N = C, N_B(10^3) \leq N \leq N_D(10^7), \text{ C和m为材料常数。}$$

图1.1.1的D+段可用下式来描述

$$\sigma_{rN} = \sigma_{r\infty}, N > N_D(10^7)$$

$\sigma_{r\infty}$ 表示点D对应的疲劳极限。

常采用循环基数 N_0 ，对应应力 σ_{rN_0} 简写为 σ_r

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0 = C$$

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = K_N \sigma_r$$

K_N 称为寿命系数

(二) 等寿命疲劳曲线

等寿命疲劳曲线，此处有图1.1.2 【P29，图3-3】

A'D'段，A'(0, σ_{-1})和D'($\frac{\sigma_0}{2}, \frac{\sigma_0}{2}$)的连线。点C($\sigma_s, 0$)，即静应力情况，最大静应力为屈服强度。

由A(0, σ_{-1})和D($\frac{\sigma_0}{2}, \frac{\sigma_0}{2}$)求出AG: $\sigma_a = -\phi_\sigma \sigma_m + \sigma_{-1}$

$$r = \frac{1 - \tan \theta}{1 + \tan \theta}$$

其中材料常数 $\phi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ ，即A'D'的斜率。

CG: $\sigma_m + \sigma_a = \sigma_S$

2.2 机械零件的疲劳强度

(一) 影响机械零件疲劳极限的因素

零件的疲劳强度会因为应力集中、尺寸形状、表面状态等因素，小于材料试件的疲劳极限。

应力集中：应力集中越大，疲劳极限越小。

尺寸形状：尺寸越大，对疲劳强度不良影响越大。

表面状态：强度极限越高，表面越粗糙，表面状态系数越低。

零件实际的参数由下标e表示

$$\text{综合影响因素 } K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1e}}$$

因此

$$A'(0, \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}), D'(\frac{\sigma_0}{2}, \frac{\sigma_0}{2K_\sigma}), C(\sigma_s, 0)$$

$$\sigma_{-1e} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma} = \sigma_{ae} + \phi_{\sigma e} \sigma_{me}$$

$$\sigma_{me} + \sigma_{ae} = \sigma_S$$

$$\text{其中 } \phi_{\sigma e} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{K_\sigma \sigma_0}$$

K_σ 可由下式计算

$$K_\sigma = (\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1) \frac{1}{\beta_q}$$

(二) 单向稳定变应力

1. $r = C$

延长OM至曲线点M'，求 $S = OM'/OM$ 。

2. $\sigma_m = C$

过M作垂线，求比值。

3. σ_{min}

过M点做45°斜线，求比值。

(三) 单向不稳定变应力

规律性变应力：极限情况为 $\sum_{i=1}^z \frac{n_i}{N_i} = 1$ ，应力先大后小小于1，先小后大大于1

$$\text{代入前式得 } \frac{\sum_{i=1}^z n_i \sigma_i^m}{N_0 \sigma_{-1}^m} = 1$$

$$\text{计算应力 } \sigma_{ca} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^z n_i \sigma_i^m}$$

(四) 双向稳定变应力

$$(\frac{\tau_a}{\tau_{-1e}})^2 + (\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}})^2 = 1$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

(五) 接触应力

1. 两物体接触应力大小始终相等。
2. 接触应力为脉动循环应力。
3. 接触应力主要引起疲劳失效（点蚀）。
4. 外接触应力一般大于内接触应力。
5. 曲率半径越大，接触应力越小。
6. 圆柱体 $\sigma_{max} \sim F^{\frac{1}{2}}$ ，球体 $\sigma_{max} \sim F^{\frac{1}{3}}$ 。

3 螺纹连接和螺旋传动

3.1 螺纹

管螺纹采用英制，其他都采用米制。

普通螺纹、管螺纹用于连接，梯形螺纹、矩形螺纹和锯齿形螺纹用于传动
线数越多，传动效率越高，加工越困难

各螺纹形状见图2.1.1【P71，表5-1】

表 1: 螺纹的主要参数	
大径 d	螺纹的最大直径
小径 d_1	螺纹的最小直径
中径 d_2	大小径的平均
线数 n	螺旋线数目
螺距 P	螺纹相邻两牙在中径线上对应两点间的距离
导程 P_h	同一螺旋线的螺距
螺纹升角 ϕ	螺旋线在中径上的切线与水平的夹角
牙型角 α	牙的两侧面的夹角
接触高度 h	内外螺纹接触面的径向长度

3.2 螺纹类型和应用

1. 螺栓链接

普通螺纹三角形牙型角为60°，梯形螺纹牙型角为30°，矩形螺纹0°，锯齿形螺纹3°和30°。

螺距最大的为粗牙螺纹，其余为细牙螺纹（自锁性好）。

连接时用普通螺纹，**自锁性好**，传动时用后三种。

需要较大传动效率，有双向传力需求选用梯形螺纹。

传力较大、效率高、单向传力用锯齿形螺纹。

清污设备、水闸阀门、管道，选用管螺纹。

3.3 螺纹连接的类型和标准连接件

1. 螺栓连接

分为普通螺栓连接和铰制孔用螺栓链接。

普通链接的特点是通孔与螺栓杆之间留有间隙，靠工件摩擦力传递载荷，通孔的加工要求低，结构简单。

失效形式：螺栓发生塑性变形或断裂

铰制孔采用基孔制过渡配合，螺栓受剪切和挤压，能承受较大横向载荷，对孔的加工要求高。

失效形式：螺栓与工件贴合面上被压溃或剪断。

2. 双头螺柱

适用于经常拆装的盲孔。

3. 螺钉连接

适用于不经常拆装的盲孔。

4. 紧定螺钉连接。

传递转矩较小

见图【P73 74，图5-2 5-4】

3.4 螺纹连接的预紧

预紧就是在工件使用前拧紧螺栓。

预紧的目的：增强连接的可靠性和紧密性，防止收载后被连接件出现缝隙。

预紧力的控制方法：使用测力矩扳手或定力矩扳手。

拧紧力矩包含，由螺旋之间的摩擦和螺母与垫片或工件之间的摩擦产生的力矩组成。

$$T = T_1 + T_2$$

螺旋副：

$$T_1 = F_0 \frac{d_2}{2} \tan(\phi + \varphi_v)$$

螺母与支撑面：

$$T_2 = \frac{1}{3} f_c F_0 \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}$$
$$T = \frac{1}{2} F_0 [d_2 \tan(\phi + \varphi_v) + \frac{2}{3} f_c \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}]$$

普遍使用 $T \approx 0.2 F_0 d$

$$L_M = L_S + \frac{F_0}{C_b}$$

L_M 为螺栓被拉长后的长度， L_S 为螺栓的初始长度， C_b 为螺栓的刚度系数。

对于不重要的螺栓连接可以以转角预估预紧力为 $\theta = \frac{360^\circ F_0}{P C_b}$

3.5 螺纹连接的防松

普通螺纹具有自锁性。但在冲击、震动等载荷下连接中的预紧力和螺旋副间的摩擦力可能瞬时减小或消失，导致连接松脱，连接失效。在高温等温变情况下，可使预紧力摩擦力逐渐减小。

因此，应采用防松。

防松分为摩擦防松、机械防松和破坏螺旋副防松。摩擦防松：双螺母、弹簧垫圈、自锁螺母。

机械防松：开口销、止动垫圈、串联钢丝。

破坏螺旋副防松（永久防松）：冲点、铆合、焊合、粘合。

见表2.4.1【P79，表5-3】。

3.6 螺栓组连接的设计

- (1) 螺栓布置尽量对称，对称中心与形心重合使受力均匀。
- (2) 各螺栓应受力合理，避免在平行与载荷的方向上布置8个以上的螺栓。当螺栓受弯矩或转矩时，螺栓应适当靠近接合面边缘，减小螺栓的受力。
- (3) 螺栓的排列应有合理间距边距。
- (4) 同一圆周上的螺栓数目应取偶数。
- (5) 避免螺栓承受附加的弯曲载荷，如螺母接触面不平整、不水平等。

3.6.1 螺栓组连接的受力分析

(1) 受横向载荷，横向总载荷 F_Σ ，螺栓数 z ，接合面的摩擦因数，结合面数 i ，防滑系数 K_s 。由于受横向载荷，应用铰制孔。

每个螺栓受到的剪力为 $F = \frac{F_\Sigma}{z}$

$$f F_0 z i \geq K_s F_\Sigma$$

$$F_0 \geq \frac{K_s F_\Sigma}{f z i}$$

(2) 受转矩，转矩 T ，第 i 个螺栓的轴线到螺栓组对称中心 O 的距离 r_i 。采用普通螺栓：

$$f F_0 r_1 + f F_0 r_2 + \cdots + f F_0 r_z \geq K_s T$$

$$F_0 \geq \frac{K_s T}{f \sum_{i=1}^z r_i}$$

采用铰制螺栓：

$$\begin{aligned} \frac{F_{max}}{r_{max}} &= \frac{F_i}{r_i} \\ F_{max} &= \frac{T r_{max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} \\ F &= \frac{F_\Sigma}{z} \end{aligned}$$

(3) 受倾覆力矩，倾覆力矩 M ，预紧力产生的挤压应力 σ_{bs} ，接合面的有效面积 A ，附加挤压应力 $\Delta\sigma_{bsmax}$

$$\begin{aligned} M &= \sum_{i=1}^z F_i L_i \\ F_{max} &= \frac{M L_{max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2} \\ \Delta\sigma_{bsmax} &\approx \frac{M}{W} \end{aligned}$$

$$\begin{cases} \sigma_{bamax} \approx \frac{z F_0}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma_{bs}] \\ \sigma_{bamax} \approx \frac{z F_0}{A} - \frac{M}{W} > 0 \end{cases}$$

3.7 螺纹连接的强度计算

(1) 松螺栓连接
受正应力。

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma] \\ d_1 &\geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \end{aligned}$$

(2) 紧螺栓连接

受拉伸：正应力、螺纹摩擦：扭转力矩

$$\sigma = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

$$\tau = \frac{F_0 \tan(\phi + \varphi_v) \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{\tan \phi + \tan \varphi_v}{1 - \tan \phi \tan \varphi_v} \frac{2d_2}{d_1} \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

$$\tau \approx 0.5\sigma$$

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx 1.3\sigma$$

第四强度理论 $\sigma_{ca} = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$

为保证连接紧密，残余预紧力应大于0

$$\begin{cases} \frac{F_0}{\lambda_b} = \tan \theta_b = C_b \\ \frac{F_0}{\lambda_m} = \tan \theta_m = C_m \end{cases}$$

C_b 为螺栓的刚度， C_m 为被连接件的刚度

$$F_0 = F_1 + (F - \Delta F)$$

$$\frac{\Delta F}{F - \Delta F} = \frac{C_b}{C_m}$$

$$\Delta F = \frac{C_b}{C_b + C_m} F$$

螺栓预紧力：

$$F_0 = F_1 + \frac{C_m}{C_b + C_m} F$$

螺栓总拉力：

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F$$

$\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 称为螺栓的相对刚度，应尽可能小

应力幅： $\sigma_a = \frac{C_b}{C_b + C_m} \frac{2F}{\pi d_1^2}$

3.8 螺纹连接件的材料和许用应力

3.8.1 螺纹连接件的材料

国标规定螺纹连接件按材料的力学性能划分等级，从4.6到12.9，共9级。

小数点左边的数字为公称抗拉强度的1/100。

点右边的数字表示屈服强度与公称抗拉强度的比值的10倍。

螺母的性能等级数字为公称应力的1/100，0表示承载能力比普通螺母低。

3.8.2 螺纹连接件的许用应力

对于钢 $[\sigma_{bs}] = \frac{\sigma_S}{S_{bs}}$

对于铸铁 $[\sigma_{bs}] = \frac{\sigma_B}{S_{bs}}$

两者都 $[\tau] = \frac{\sigma_S}{S}$

3.9 提高螺纹连接强度的措施

（一）降低影响螺栓疲劳强度的应力幅

减小螺栓刚度 C_b ，增大被连接件刚度 C_m 。

增大预紧力 F_0 ，但不宜过大。

适当增加螺栓长度。

采用腰杆状螺栓或空心螺栓。

不用垫片或采用高刚度垫片（金属垫片或密封环）。

采用柔性螺栓。

（二）改善螺纹牙上载荷分布不均的现象

不能加厚螺母。

使用悬置螺母。

使用钢丝螺套。

（三）减小应力集中

采用较大圆角。

螺纹收尾改为退刀槽。

避免螺纹连接产生附加弯曲应力。

（四）采用合理的制造工艺

采用冷镦螺栓头部和滚压螺纹的工艺（不切断材料纤维）。

在工艺上采用氮化、氰化、喷丸等处理。

4 键、花键、无键连接和销连接

4.1 键连接

键通常用来实现轴与轮毂之间的周向固定来传递转矩，或实现轴上零件的轴向固定或轴向滑动的导向。

键连接的主要类型有平键连接、半圆键连接、楔形键连接和切向键连接

4.1.1 平键连接

平键结构形式，见图4.1.1.1【P115，图6-1】

键的侧面是工作面，上表面和轮毂间留有空隙。

具有结构简单、装拆方便对中性好的优点。

不能承受轴向力，起不到轴向固定的作用。

根据用途，平键可分为普通平键、薄型平键、导向平键和滑键。

根据构造，可分三种。

圆头（A），宜放在轴上用键槽铣刀铣出的键槽中，键固定良好，但头部侧面与轮毂接触不接触，不能充分利用圆头部分，且轴上键槽端部应力集中大。

平头（B），放在盘铣刀铣出的键槽中，避免上述缺点，但键与键槽两端有较大间隙，对于尺寸大的键宜用紧定螺钉固定在键槽中，防止松动。

单圆头（C），常用于轴端和毂类零件的连接。

薄型平键，键的高度为普通平键的60% 70%，也分三种构造，传递转矩的能力较低。

常用于薄壁结构空心轴及径向尺寸受限的场合。

当零件在工作过程中必须在轴上做轴向移动时，用导向平键或滑键。

导向平键是一种较长的平键，用螺钉固定在轴上的键槽中，为了便于拆卸，键上有起键螺钉。

当滑移距离过大时需采用滑键，滑键固定在轮毂上，轮毂带动滑键在轴上滑动，只要在轴上铣出长键槽。

半圆键连接半圆键结构形式，见图4.1.1.2【P116，图6-3】轴上键槽用与尺寸半圆键相同的半圆键铣刀铣出。

优点是工艺性好，装配方便，装配方便。

键槽较深，对轴的强度削弱大，因此只适宜轻载连接。

楔键连接

分为普通楔键和钩头楔键。

装配时先装键后打紧轮毂，钩头用于拆卸。

靠键的楔紧作用来传递转矩，同时承受单向的轴向载荷。

键的侧面也能参与工作，因此在传递有冲击和震动的较大转矩时也能保证链连接的可靠性。

缺点是楔紧后，轴与轮毂配合产生偏心和倾斜，因此主要用于精度要求不高，低转速的场合。

切向键连接

本质是一对楔键分别从轮毂两端打入。

靠挤压力和摩擦力传递转矩。

一个切向键只能传递单向转矩，两个才能双向，夹角为 $120^\circ \sim 130^\circ$

键槽较深，对轴的强度削弱大，因此用于直径大于100mm的轴上。

4.1.2 键的选择和强度计算

1. 键的选择包括类型和尺寸。

键的类型应根据键的连接特点、使用要求和工作特点来选取。

主要尺寸为截面尺寸键宽*键高（ $b \times h$ ）和长度 L 。

一般轮毂长度 $L' \approx (1.5 \sim 2)d$ ， d 为轴的直径。

主要尺寸见表【P118，6-1】。

2. 键的强度计算

（1）平键连接强度计算

受力情况见【P118，图6-6】。

因键不易剪断，因此只对工作面的挤压应力进行校核。

对于导向平键和滑键连接，主要失效形式是工作面磨损。

普通平键的挤压应力：

$$\sigma_{bs} = \frac{F}{S} = \frac{4T}{hld} (GPa) = \frac{4000T}{hld} (MPa) \leq [\sigma_{bs}]$$

（2）半圆键连接强度计算

工作长度近似取键的弦长。

$$l \approx L = 2\sqrt{h(d-h)}$$

（3）楔键连接简化强度计算

$$\sigma_{bs} = \frac{12T \times 10^3}{bl(b+6fd)} \leq [\sigma_{bs}]$$

（4）切向键连接简化强度计算

$$\sigma_{bs} = \frac{T \times 10^3}{(t-C)dl(0.5f+0.45)} \leq [\sigma_{bs}]$$

式中C-键的倒角尺寸，mm

采用双键时平键应相隔180°，楔键应相隔90°～120°，由于两键上载荷分布不均，**计算时按1.5个键计算。**

4.2 花键连接

4.2.1 花键连接的类型、特点和应用

与普通平键相比的优点：

- 1) 在轴上和毂孔上直接制齿和槽，受力均匀。
- 2) 槽较浅，齿根处应力集中小，对轴与毂的强度削弱小。
- 3) 齿数较多，总接触面积大，可承受较大载荷。
- 4) 轴上零件对中性好。
- 5) 导向性较好。
- 6) 可用磨削的方法提高加工精度及连接质量。

缺点：

- 1) 齿根仍有应力集中。
- 2) 有时需要专门设备加工，成本较高。

因此，花键适用于定心精度要求高的、载荷大的或经常滑移的连接。

4.2.2 连接强度计算

4.3 无键连接

4.3.1 型面连接

4.3.2 涨紧连接

4.4 销连接

5 带传动

5.1 概述

带传动是一种挠性传动。优点：结构简单；传动平稳，无噪音；制造和安装精度比啮合传动低，价格低廉；能缓冲载荷冲击吸振；可以用于中心距较大的场合等特点。

缺点：**弹性滑动不可避免**，会降低带传动的传动效率并**无法保持稳定的平均传动比**；传递同样的圆周力时，轮廓尺寸和轴上的压力大于啮合传动；带的寿命较短

5.1.1 带传动的类型

根据传动带横截面形状的不同，摩擦型带传动可分为平带传动、圆带传动、V带传动和多楔形传动。

平带传动：结构简单、传动效率高，带轮易制造

圆带传动：结构简单，多用于小功率传动。

V带传动：横截面成等腰梯形，带轮需做出轮槽。槽面摩擦可提供更大的摩擦力，允许更大的传动比，结构紧凑。

多楔形传动：兼有平带的柔性好和V带的摩擦力大，用于传动力大的同时要求结构紧凑的场合

啮合型带传动：也被称为同步带传动，通过带内表面等距分布的齿啮合传递动力，没有相对滑动，传动比不变，但对中心距及尺寸稳定性要求较高。

5.1.2 V带的类型与结构

根据结构分为包边V带和切边V带，由胶帆布、顶胶、芯绳和底胶组成。

普通V带具有对称的梯形横截面，带型分为Y、Z、A、B、C、D、E七种，截面尺寸依次增加。

窄V带，带型分为SPZ、SPA、SPB、SPC四种，截面尺寸依次增加。

窄V带承载能力大于普通V带，窄V带增加高度并非变窄，且抗拉体材料承载能力大，截面形状改进。适用于传递功率较大同时外形尺寸较小的场合。

5.2 带传动工作情况的分析

5.2.1 带传动的受力分析

工作前传送带以一定初拉力 F_0 张紧在带轮上。

工作时，紧边拉力为 F_1 ，松边为 F_2

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$

$$F_1 + F_2 = 2F_0$$

带的总有效拉力（主动轮的总摩擦力），超过摩擦力极限会打滑，磨损带轮发热。

$$F_e = F_f = F_1 - F_2$$

带传动传递的功率为

$$P = \frac{F_e v}{1000}$$

$$\text{其中 } v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}$$

由此公式得到同功率下速度越大，总拉力越小，因此带传动一般置于高速级。

5.2.2 带传动的最大有效拉力机器影响因素

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$

小带轮与大带轮的包角分别为

$$\begin{cases} \alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a} \\ \alpha_2 \approx 180^\circ + (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a} \end{cases}$$

$$57.3^\circ \approx \frac{180^\circ}{\pi}$$

带的最大（临界）有效拉力

$$\begin{cases} F_1 = F_{ec} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} \\ F_2 = F_{ec} \frac{1}{e^{f\alpha}-1} \\ F_{ec} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha}-1}{e^{f\alpha}+1} \end{cases}$$

其中包角选择较小值。

F_0 较小时易打滑，较大时易磨损。

包角越大，最大拉力越大。

摩擦系数越大，最大拉力越大。

5.2.3 带的应力分析

拉应力、弯曲应力、离心拉应力。

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{F_1}{A} \\ \sigma_2 = \frac{F_2}{A} \\ \sigma_{b1} \approx E \frac{h}{d_{d1}} \\ \sigma_{b2} \approx E \frac{h}{d_{d2}} \\ \sigma_c = \frac{qv^2}{A} \end{cases}$$

此处有图【P161，图8-9】。

$$\sigma_{max} \approx \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$$

最大应力发生在带刚绕上小带轮处。

5.2.4 带的弹性滑动和打滑

由于带发生弹性形变，两带轮速度并不相等，因此带与带轮之间存在滑动。

滑动率

$$\epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\%$$

$$v_2 = (1 - \epsilon)v_1$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{(1 - \epsilon)d_{d1}}$$

5.3 普通V带传动的设计计算

5.3.1 设计准则和单根V带的基本额定功率

带传动的主要失效形式时打滑和疲劳破坏。

V带的疲劳强度条件为

$$\sigma_{max} \approx \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \leq [\sigma]$$

即

$$\sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c$$

此时

$$F_{ec} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}}\right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}}\right)$$

此时，单根带的基本额定（最大）功率为

$$P_0 = \frac{([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c)(1 - \frac{1}{e f_v \alpha}) A v}{1000}$$

基本额定功率主要与带型、小带轮基准直径、带速有关。

见【P163 164，表8-4】，根据小带轮转速和基本额定功率选择小带轮的基准直径。

5.3.2 单根V带的额定功率

$$P_t = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$$

ΔP_0 ，见表【P165，表8-5】。

K_α 见表【P166，表8-6】。

K_L 见表【P157，表8-2】。

5.3.3 带传动的参数选择

1. 中心距

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$$

中心距过大，带高速时易发生抖动。

2. 传动比

小于7，推荐2~5

3. 带轮的基准直径

$$d_d \geq (d_d)_{\min}$$

见【P166表8-7】

4. 带速

一般推荐5~25，不超过30

5.3.4 带传动的设计计算

1. 确定计算功率

$$P_{ca} = K_A P$$

K_A 见【P168，表8-8】

2. 选择V带带型

根据小带轮转速和计算功率。

见【P168，图8-11】

3. 初选小带轮基准直径

见【P166表8-7】、【P168，图8-11】、【P169，表8-9】，使 $d_d \geq (d_d)_{\min}$

4. 验算带速

5. 计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i d_{d1}$$

并根据【P169，表8-9】进行圆整

6. 确定中心距

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$$

7. 计算带长

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

8. 计算实际中心距

$$\begin{cases} a_{min} = a - 0.015L_d \\ a_{max} = a + 0.03L_d \end{cases}$$

8. 验算小带轮包角

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a} \geq 120^\circ$$

9. 确定带的根数

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

应小于等于4根，带数过多易受力不均。

9. 确定带的初拉力

$$F_0 = 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} + qv^2$$

*10. 安装V带

在带跨度中点施加一垂直力G，使带产生1.6：100的挠度（1.8°）

$$\text{新安装的V带: } G = \frac{1.5F_0 + \Delta F_0}{16}$$

$$\text{运转后的V带: } G = \frac{1.3F_0 + \Delta F_0}{16}$$

$$\text{最小极限值: } G = \frac{F_0 + \Delta F_0}{16}$$

11. 计算带传动的压轴力

$$F_P = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

5.4 V带轮的设计

5.4.1 V带轮的设计内容

5.4.2 带轮的材料

常用材料为HT150或HT200，转速较高时可采用铸钢或焊接冲压钢板，小功率时可采用铸铝或塑料。

5.4.3 带轮的结构形式

V带轮由轮缘、轮辐和轮毂组成。

根据轮辐，可分为实心式、腹板式、孔板式、椭圆轮辐式。

$d_d \leq 2.5d$ ，实心式。

$d_d \leq 300$ ，腹板式。

$d_d \leq 300$ 且 $D_1 - d_1 \geq 100$ ，孔板式。

$d_d \geq 300$ ，轮辐式。

5.4.4 V带轮的轮槽

见【P171，表8-11】

轮槽表面粗糙度为Ra1.6或Ra3.2

5.4.5 V带轮的技术要求

不允许有砂眼、裂缝、缩孔和气泡。

铸造带轮可在不提高内部应力的情况下对表面缺陷修补。

转速低于极限转速要做静平衡，反之动平衡。

5.5 V带传动的张紧、安装与防护

5.5.1 V带传动的张紧

原因：带随使用会拉长。

1. 定期张紧（调整中心距）
2. 自动张紧
3. 张紧轮张紧

放在松边内侧，使带只受单向弯曲。

尽可能靠近大带轮，减小小带轮的包角。

轮槽直径等于带轮，张紧轮直径小于小带轮。

中心距过小时可放在靠近小带轮的松边外侧。

5.5.2 V带传动的安装

带轮轴线平行，各带轮V形槽对称面重合，误差小于 $20'$ 。

多跟V带，配合公差满足国标。

5.5.3 V带传动的防护

带传动置于铁丝网或保护罩内。

6 链传动

6.1 链传动的特点及应用

链传动是一种挠性传动，通过啮合来传递动力，因此不会打滑。

优点：与带传动相比，不会打滑，**能保证稳定的平均传动比**，传动效率高，无需张紧，作用于轴上的径向压力小。链条采用金属材质，相同条件下整体尺寸较小，能在高温潮湿环境工作。

制造安装精度低，成本低，远距离传动较齿轮更轻便。

缺点：只能用于平行轴之间的传动，**不能保证瞬时传动比**，高速传动不如带传动稳定，磨损后会跳齿，工作有噪音，成本高于带传动。

因此不宜用在载荷变化大，高速和急速反向的传动中。

综上，链传动主要用于低速重载，中心距大，工作环境恶劣，不宜使用齿轮传动的场合。

根据用途分为传动链、输送链和起重链。

此处主要为传动链中的滚子链。

6.2 链传动的结构特点

6.2.1 滚子链

滚子链结构见【P178，图9-2】。

内链板与套筒之间、外链板和销轴之间采用过盈配合。

滚子和套筒、套筒和销轴之间采用间隙配合。

链板制成8字形，使各个横截面具有相近的抗拉强度，同时减小链的质量，减小惯性。

链节数是偶数时，接头处可用开口销（大节距）或弹簧锁片（小节距）；当链接数是奇数时，使用过度链节，会承受附加弯矩，因此避免奇数链节。

我国的链节距使用英尺单位，见【P179，表9-1】。

滚子链的标记为：

链号-排数-整链链节数 标准编号

节距、滚子外径和内链节内宽时啮合的基本参数，节距是主要参数。

节距增大其他尺寸跟着增大，可传递的功率也增大。

所有原件都应经过热处理。

6.2.2 齿形链

见【P180，图9-5】。

传动平稳、噪声小、承受冲击性好、效率高、工作可靠、用于高速、大传动比、小中心距、结构复杂、难以制造、成本较高。

6.3 滚子链链轮的结构和材料

链轮由轮齿、轮缘、轮辐和轮毂组成。

链轮设计主要为了确定结构尺寸、材料和热处理。

6.3.1 链轮齿形

齿槽圆弧半径：最大齿槽、最小齿槽

$$0.008d_1(z^2 + 180) \leq r_e \leq 0.12d_1(z + 2)$$

齿沟圆弧半径：最小齿槽、最大齿槽

$$0.505d_1 \leq r_i \leq 0.505d_1 + 0.069\sqrt[3]{d_1}$$

齿沟角：最大齿槽、最小齿槽

$$120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \leq \alpha \leq 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$$

6.3.2 链轮的基本参数和主要尺寸

分度圆直径：

$$d = \frac{p}{\sin(\frac{180^\circ}{z})}$$

齿顶圆直径：

$$d + p(1 - \frac{1.6}{z}) - d_1 \leq d_a \leq d + 1.25p - d_1$$

齿根圆直径：

$$d_f = d - d_1$$

齿高：

$$0.5(p - d_1) \leq h_a \leq 0.625p - 0.5d_1 + \frac{0.8p}{z}$$

齿高为节距多边形以上部分的齿高，见【P181，表9-2】。

最大齿侧凸圆直径：

$$d_g = p \cot \frac{180^\circ}{z} - 1.04h_2 - 0.76$$

h_2 为内链板高度。

d_a 、 d_g 取整数，其他尺寸一丝。

滚子链链轮轴向齿廓尺寸见【P182，表9-4】。

6.3.3 链轮的结构

小直径的链轮可制成整体式、中等尺寸可制成孔板式、大尺寸可将齿圈用螺栓连接或焊接在轮毂上。

6.3.4 链轮的材料

小链轮啮合次数比大链轮多，所受冲击也大，故因采用较好材料，见【P183，表9-5】。

6.4 链传动的工作情况分析

6.4.1 链传动的运动特性

由于链由刚性链节通过通过销轴链接而成，啮合后链节成为多边形。

边长等于链轮节距，边数等于齿数。

因此链的平均速度为：

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{z_2 n_2 p}{60 \times 1000}$$

$$\text{链的平均传动比为 } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

由于链传动没有相对滑动，所以平均链速和平均传动比为常数，但瞬时链速和瞬时传动比均非常数。

由【P184，图9-7】可知：

$$v_x = v_1 \cos \beta = R_1 \omega_1 \cos \beta$$

$$v_{y1} = v_1 \sin \beta = R_1 \omega_1 \sin \beta$$

$$v_2 = R_2 \omega_2 = \frac{v_x}{\cos \gamma}$$

$$\omega_2 = \frac{v_x}{R_2 \cos \gamma} = \frac{R_1 \omega_1 \cos \beta}{R_2 \cos \gamma}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta}$$

速度分量周期性变化。

6.4.2 链传动的动载荷

链速引起的惯性力

$$F_d1 = m a_c$$

m为紧边链条质量

若主动链轮匀速转动

$$a_c = \frac{dv_x}{dt} = -R_1 \omega_1^2 \sin \beta$$

$$(a_c)_{\max} = \frac{\omega_1^2 p}{2}$$

从动链轮因角加速度引起的惯性力：

$$F_{d2} = \frac{J}{R_2} \frac{d\omega_2}{dt}$$

J 为从动系统的转动惯量。

链轮的转速越高，节距越大，齿数越少，则惯性力越大，相应的动载荷越大。

啮合瞬间的相对速度会引起冲击和振动，节距越大，链轮转速越高，冲击越严重。

6.4.3 链传动的受力分析

若不计动载荷，则紧边和松边拉力分别为：

$$\begin{cases} F_1 = F_e + F_c + F_f \\ F_2 = F_c + F_f \end{cases}$$

其中 F_e 为有效圆周力、 F_c 为离心力引起的拉力、 F_f 为悬垂拉力。

$$F_e = 1000 \frac{P}{v}$$

$$F_f = \max(F'_f, F''_f)$$

其中

$$\begin{cases} F'_f = K_f q a \times 10^{-2} \\ F''_f = (K_f + \sin \alpha) q a \times 10^{-2} \end{cases}$$

其中 K_f 为垂度系数，见【P187，图9-9】。

6.5 滚子链传动的设计计算

6.5.1 链传动的失效形式

1. 链的疲劳破坏

链板疲劳断裂，套筒和滚子因冲击出现点蚀。

2. 链条铰链的磨损

铰链中的轴套和套筒间不仅承受较大的压力，而且还有相对转动，导致铰链磨损，使链节距增大，链条拉长，使松边垂度变化，增大运动的不均匀性和动载荷，引起跳齿。

3. 链条铰链的胶合

链速较高时，链节受到的冲击增大，铰链销轴和套筒在高压下接触，同时两者相对转动产生摩擦热，导致热胶合，限制了极限转速。

4. 链条的静力破坏

链速较低时（小于0.6），如果链条负载不增加而变形持续增加，即认为链条正在被破坏。限制了最大载荷。

6.5.2 链传动的额定功率

1. 极限功率曲线

试验下不同转速的极限功率。见【P188，图9-10】。

2. 额定功率曲线

试验条件： 1) 安装在水平平行轴上。

2) 主动链轮齿数为19。

3) 无过度链节的单排滚子链。

4) 链条长120节。

5) 链条预期寿命15000h。

6) 传动减速比为3。

7) 工作温度-5到70。

8) 链轮共面，保持规定的张紧度。

9) 平稳运转，无过载、冲击、频繁启动。

10) 清洁的环境，合适的润滑。

6.5.3 链传动的参数选择

1. 链轮齿数

小链轮齿数过少会增加运动的不均匀性和动载荷；退出啮合时转角增大；链传动圆周力增大，加速铰链和链轮的磨损。

最少齿数为9，一般大于17，对于高速不少于25，轮齿淬硬。

小齿轮齿数过多，则实现相同传动比时，大链轮会过大，容易脱链。

最大齿数为150，一般不超过114。

两齿数应为互质的奇数。

为使磨损均匀，所以选奇数。

2. 传动比

一般小于6，常取2 3.5，小链轮包角不小于120°。

3. 中心距

中心距过小，应力循环过快，且每个齿的载荷增大，易跳齿和脱链。

中心距过大，松边垂度过大，传动时松边颤动。

一般取(30 50)p，最大80p，有张紧装置或托板时可大于80p，若中心距不能调整，则约等于30p。

4. 链的节距和排数

节距越大，承载能力越高，但尺寸增大，多边形效应显著，振动冲击噪音显著。

速度高功率大，宜用小节距，多排链；中心距小，传动比大，宜用小节距，多排链；中心距大，传动比小，大节距单排链。

6.5.4 滚子链传动的设计计算

1. 选择链轮齿数，确定传动比

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

2. 计算当量单排链的计算功率

$$P_c a = \frac{K_A K_z}{K_p} P$$

K_z 为主动轮齿数系数。

$$K_z = \left(\frac{19}{z_1}\right)^{1.08}$$

K_p 为多排链系数，双排链时为1.7，三排链时2.5。

工作系数见【P191，表9-6】

3. 确定链条型号和节距

查【P189，图9-11】。

4. 计算链节数和中心距

初选中心距为30~50p。

$$L_{p0} = 2\frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{a_0}$$

将链节数 L_{p0} 圆整为偶数 L_p

链传动的最大中心距为

$$a_{max} = f_1 p [2L_p - (z_1 + z_2)]$$

两链轮齿数相等时

$$a_{max} = p \left(\frac{L_p - z}{2}\right)$$

5. 计算链速，确定润滑方式

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{z_2 n_2 p}{60 \times 1000}$$

由【P192，图9-13】。

6. 计算链传动作用在轴上的压轴力

$$F_p \approx K_{Fp} F_e$$

K_{Fp} 为压轴力系数，对于水平传动为1.15，对于垂直传动为1.05。

6.6 链传动的布置、张紧、润滑和防护

6.6.1 链传动的布置

见【P193，表9-8】。

6.6.2 链传动的张紧

1. 调中心距

2. 去掉两个链节

3. 张紧轮，链轮或滚轮

6.6.3 链传动的润滑

见【P194，表9-9】。

不便使用润滑油可用润滑脂。

6.6.4 链传动的防护

应用防护罩封闭，避免灰尘保证润滑。

7 齿轮传动

7.1 概述

本章介绍渐开线齿轮。

优点：传动效率高、结构紧凑、工作可靠寿命长、传动比稳定，瞬时传动比为常数。

开式齿轮传动：没有防护罩，齿轮暴露在外边。

半开式齿轮传动：简易防护罩，可以将齿轮浸泡在油池里。

闭式齿轮传动：装在精密加工且封闭的箱体里，润滑防护等级最好。

7.2 齿轮传动的失效形式及设计准则

齿轮硬度大于350HBS或38HRC称为硬齿面齿轮，否则为软齿面齿轮。

淬火、钢齿轮、铸铁齿轮轮齿脆。

调制、常化的优质碳钢、合金钢齿轮轮齿较韧。

7.2.1 失效形式

1. 轮齿折断

原因：

主要发生于闭式硬齿面及开式齿轮传动。

轮齿受载后齿根处弯曲应力大，齿根过渡部分的形状突变产生应力集中，超过疲劳极限后在根部产生裂纹。

突加载荷也会过载折断，磨损导致齿厚过分减薄发生折断。

齿宽较小的齿轮发生整齿折断；齿宽较大的齿轮和斜齿轮、人字齿齿轮发生局部折断。

措施：

增大齿轮模数。

采用正变位齿轮，增加齿根强度。

使齿根过渡曲线变化更为平缓及消除加工刀痕，减小齿根应力集中。

增大轴及支撑的刚性，使轮齿接触线上的受载较为均匀。

采用合适的热处理使齿心材料具有足够的韧性。

采用喷丸、滚压等工艺对齿根表层进行强化处理。

2. 齿面磨损

常发生与开式传动。

齿面摩擦或啮合齿面间落入磨料性物质，使齿面逐渐磨损。

这是开式齿轮的主要失效形式。

磨损引起的齿廓变形和齿厚减薄，产生振动和噪声，甚至因轮齿过薄而断裂。

措施：

采用闭式齿轮传动，提高齿面硬度，降低齿面粗糙度值，保持润滑。

3. 齿面点蚀

常发生于闭式软齿面齿轮传动。

齿轮工作时，在循环应力、齿面摩擦力及润滑剂（润滑剂被挤入裂缝）的反复作用下，在齿面或内表面产生微小裂纹。

在轮齿的节线附近，相对滑动速度低，形成油膜的条件差，对于直齿圆柱齿轮，此时仅有一对齿啮合，轮齿受力大。

靠近节线处的齿根面的抗点蚀破坏的能力最弱。

措施：

提高齿轮材料硬度。

增大齿轮直径或中心距。

相对滑动速度高、粘度大时，齿面间容易形成油膜，有效接触面积大，接触应力小，点蚀不易发生。

加注润滑油，减小摩擦。且在合理限度内，润滑油的粘度越高效果越好。

但对高速齿轮传动，粘度不宜过高。

4. 齿面胶合

原因：

常发生在润滑不好的闭式传动（温度过高）。齿面间未能有效的形成油膜，齿面金属直接接触。

相对滑动时，相互粘连的金属沿滑动方向相互撕扯，形成划痕。

会引起噪声和振动，导致传动性能下降，甚至失效。

高速重载齿轮因摩擦，导致局部温度上升，造成金属直接接触并相互黏着，称为齿面热胶和；低速重载齿轮传动（ v 小于4），由于齿面间压力很高，导致油膜破裂，称为齿面冷胶合。

措施：

采用正变位齿轮，减小模数，降低齿高以减小滑动速度，提高齿面硬度，降低齿面粗糙度值。

采用抗胶合能力强的齿轮材料。

在润滑油中加入抗胶合能力强的极压添加剂等。

5. 塑性变形

主动轮产生凹槽，从动轮产生凸脊。

原因：

轮齿过软时，若轮齿上的载荷所产生的应力超过材料的屈服极限，则轮齿发生塑性变形。

轮齿受有冲击的载荷作用，在较软齿面接触部分会出现压痕，齿面材料可能发生金属流动。

措施：

提高齿面硬度。

采用高粘度的或有添加剂的润滑油。

7.2.2 设计准则

只按保证齿根弯曲疲劳强度和保证齿面接触疲劳强度计算。

对于功率高（大于75kW）的传动，还应做散热能力计算。

对其他部分如轮圈、轮辐、轮毂仅在重要场合进行强度计算，否则仅作结构设计。

7.3 齿轮的材料及其选择原则

齿面应具有足够硬度，齿心应具有足够强度和韧性。

齿轮材料也应哦、有良好机械加工和热处理工艺性、经济性。

7.3.1 常用的齿轮材料

1. 钢

1) 锻钢：

经热处理后切齿的轮齿所用的锻钢

用于对强度速度精度要求都不高的齿轮。采用软齿面以便于切齿，并使刀具不至迅速磨损变钝。

正火或调制后切齿。

精度一般为8，精切后为7。

制造简便、经济、生产率高

需进行精加工的齿轮所用的锻钢

用于高速、重载及精密机器。

要求轮齿高强度、齿面高硬度，进行磨齿。

先切齿再表面硬化再精加工，精度可达5级到4级。

价格较贵。

热处理可采用表面淬火、渗碳、氮化、软氮化及氰化。

2) 铸钢

耐磨性强度都很好，但应退火及正火处理。

常用于尺寸较大的齿轮。

2. 铸铁

质地脆，抗冲击及耐磨性较差，但扛胶合点蚀性能好。灰铸铁常用于工作平稳，速度较低，功率不大的场合。

3. 非金属材料

对高速轻载及精度不高的齿轮传动，为了降低噪音，常用非金属材料做小齿轮。

7.3.2 齿轮材料的选择原则

1. 齿轮材料必须满足工作条件的要求。

2. 应考虑齿轮尺寸的大小、毛坯成型方法及热处理和制造工艺。

3. 正火碳钢，不论毛坯的制作工艺如何，只能用于制作在载荷平稳或轻度冲击下工作的齿轮。

调制碳钢可用于制作在中等冲击下工作的齿轮。

4. 合金钢用于制作高速重载并在冲击载荷下的齿轮。

5. 飞行器中的齿轮传动，要求齿轮尺寸尽可能小，应采用表面硬化处理的高强度合金钢。

6. 金属制的软齿面齿轮，配对的齿面硬度差应保持为30 50HBW或更多。

当硬度差较大，且速度较高时，较硬的齿面对较软的齿面产生冷作硬化，从而提高大齿轮齿面的疲劳极限。

但较硬的齿面，表面粗糙度应相应减小。

7.4 齿轮传动的计算载荷

$$F_{ca} = KF_n$$

K 为载荷系数，它等于使用系数、动载系数、齿间载荷分配系数、齿向载荷分配系数的乘积。

$$K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$$

7.4.1 使用系数 K_A

通过使用系数来表征运行状态的影响。

数值见表【P205，表10-2】。

7.4.2 动载系数 K_V

制造及装配的误差，轮齿受载后产生弹性形变，使啮合轮齿的法节不相等【见P205，图10-6、图10-7】。

轮齿不能正确啮合，导致瞬时传动比不是定制，引起动载荷和冲击。

对直齿圆柱齿轮，啮合齿数的单双转换也会引起动载荷。

措施：

1. 提高制造精度，减小齿轮直径以降低圆周速度。
2. 将轮齿进行齿顶修缘【见P205，图10-6及图10-7】虚线部分。

动载系数表征了动载荷的影响参考【P206，图10-8】依据节线速度和齿轮精度选择。

直齿锥齿轮传动应按低一级精度来选取。

7.4.3 齿间载荷分配系数 K_α

啮合齿轮有多对齿同时工作时，载荷由所有工作中的齿同时承担，两对齿承受的载荷并不相等。

由齿间载荷分配系数来表征这种影响。

数值选取见【P207，表10-3】，对于锥齿轮传动取1。

7.4.4 齿向载荷分布系数 K_β

当轴承不对称布置时。

受载后轴产生弯曲，齿轮因此发生扭曲变形，使齿面载荷不均。

措施：

1. 增大轴、轴承、支座的刚度。
2. 对称布置轴承。
3. 适当限制齿宽。
4. 避免齿轮悬臂布置。
5. 将一个齿轮的轮齿做成鼓形。

轮齿接触线分布不均匀程度用齿向载荷分布系数来表征。

数值选取见【P208-209，表10-4】。

表中 $\phi_d = \frac{b}{d_{m1}}$ 。

对于单个斜齿圆柱齿轮，采用单个齿宽。当大小齿轮宽度不等时，取小值。

7.5 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

7.5.1 轮齿的受力分析

由于齿轮传动一般会润滑，因此不考虑摩擦。

受力分析见图【P210，图10-14】。

$$\begin{cases} F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \\ F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \\ F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} \end{cases}$$

7.5.2 齿根弯曲疲劳强度计算

介绍载荷作用于齿顶，并由一对轮齿承担，在齿根产生弯曲应力的计算方法。

对于与其他情况之间的误差，由重合度系数修正。

受力图见【P211，图10-15】。

危险截面的弯曲应力为

$$\sigma_{F0} = \frac{M}{W} = \frac{F_n \cos \gamma h}{\frac{bs^2}{6}} = \frac{6F_n \cos \gamma h}{bs^2}$$

将 F_n 代入得

$$\sigma_{F0} = \frac{F_{t1}}{bm} \frac{6 \frac{h}{m} \cos \gamma}{(\frac{s}{m})^2 \cos \alpha} = \frac{F_{t1}}{bm} Y_{Fa}$$

Y_{Fa} 为齿形系数，与模数无关，部分数值选取见【P211，表10-5】。

考虑到其他误差及使用系数，得到弯曲疲劳强度条件

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_F Y_{Sa} Y_\epsilon = \frac{K_F F_{t1} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{bm}$$

弯曲疲劳强度计算的重合度系数按下式计算

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha}$$

将所有已知量代入得到弯曲疲劳强度条件

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{2K_F T_1 Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{\phi_d m^3 z_1^2} \leq [\sigma_F] \\ m &\geq \sqrt[3]{\frac{2K_F T_1 Y_\epsilon Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d z_1^2 [\sigma_F]}} \end{aligned}$$

7.5.3 齿面接触疲劳强度计算

齿面接触应力与轮齿载荷，齿面相对曲率、摩擦系数和润滑状态有关。

此处仅讨论赫兹应力。

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n (\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2})}{\pi [(\frac{1-\mu_1^2}{E_1}) + (\frac{1-\mu_2^2}{E_2})] L}} = \sqrt{\frac{F_n}{\rho_\Sigma L}} Z_E$$

其中

综合曲率半径: $\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$

弹性影响系数: $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi [(\frac{1-\mu_1^2}{E_1}) + (\frac{1-\mu_2^2}{E_2})]}}$

对于标准齿轮 $\rho_\Sigma = \frac{d_1}{2} \frac{u}{u \pm 1} = \frac{d_1 \sin \alpha}{2} \frac{u}{u \pm 1}$

接触线长度: $\frac{b}{Z_\epsilon^2}$

代入以上得

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{K_H F_{t1}}{b d_1} \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E Z_\epsilon$$

其中 $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha \sin \alpha}}$

进一步代入得到直齿圆柱齿轮的接触疲劳强度条件为

$$\begin{aligned}\sigma_H &= \sqrt{\frac{2 K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E Z_\epsilon \leq [\sigma_H] \\ d_1 &\geq \sqrt[3]{\frac{2 K_H T_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}\end{aligned}$$

7.5.4 齿轮传动的强度计算说明

1. 弯曲疲劳强度计算中 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 应取较大值。
2. 疲劳强度计算中, $[\sigma_H]$ 应取较小值。
3. 软齿面齿轮啮合, 小齿轮硬度应大于大齿轮; 硬齿面啮合, 硬度可相同。
4. 当齿轮设计不明时, K 可试选。若结果与试选相近, 则无需更改, 若相差较远, 则按下式修正。

$$\begin{cases} d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} \\ m = m_t \sqrt[3]{\frac{K_f}{K_{Ft}}}\end{cases}$$

5. 模数越大, 齿轮的弯曲疲劳强度越高, 小齿轮直径越大, 接触疲劳强度越大。
6. 设计齿轮传动时, 可分别按两种强度计算, 选取尺寸较大值。考虑安装误差, 为了保证设计齿宽, 令大齿轮等于设计齿宽, 小齿轮略宽于大齿轮, 安装时要求锥顶重合。

7.6 齿轮传动的精度、设计参数与许用应力

7.6.1 齿轮传动的精度及其选择

齿轮精度分为 0 12, 共 13 个等级。

三个公差组:

第一公差组: 用齿轮一转内的转角误差表示, 决定齿轮传递运动的准确程度。

第二公差组: 用齿轮一齿内的转角误差表示, 决定齿轮运转的平稳程度。

第三公差组: 用啮合区域的形状、位置和大小表示, 决定齿轮载荷分布的均匀程度。

见【P222, 表10-7】。

7.6.2 齿轮传动设计参数的选择

1) 压力角的选择

标准压力角为 20°

2) 齿数的选择

保证强度的情况下, 齿数尽量多。

优点: 增加齿数, 能使重合度增加, 改善传动平稳性; 降低齿高, 减小齿坯尺寸, 减小加工时切削量, 齿顶处滑动速度减小, 减小磨损、胶合的可能性。

缺点: 会减小弯曲疲劳强度。

闭式齿轮一般转速较高, 一般 20+。

3) 齿宽系数的选择

见【P216，表10-8】。

7.6.3 齿轮的许用应力

1) 齿轮疲劳试验的条件

见书。

2) 齿轮的许用应力

$$[\sigma] = \frac{K_N \sigma_{\text{lim}}}{S}$$

式中 K_N 见【P218，图10-18、图10-19】

图中 $N = 60h_j L_h$ 。

σ_{lim} 见【P219 222，图10-20、图10-21。

7.6.4 一些其他计算

直齿圆柱齿轮重合度：

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')}{2\pi}$$

其中

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{z_1 \cos \alpha}{z_1 + 2h_a^*}$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{z_2 \cos \alpha}{z_2 + 2h_a^*}$$

7.6.5 直齿圆柱齿轮设计方法

1. 选择齿轮类型、精度等级、材料及齿数

(1) 选择齿轮类型、 α

(2) 选择精度等级

(3) 选择齿轮材料

(4) 初选 z_1

2. 按齿面接触疲劳强度设计

(1) 试算 d_{1t}

1) 试选 K_{Ht} 2) 计算 T_1

3) 查表，选取 ϕ_d

4) 计算 Z_H

5) 查表，选取 Z_E

6) 计算 Z_ϵ

7) 查表，选取两齿轮 $[\sigma_{H \text{ lim}}]$

8) 查表，选取 K_{HN}

9) 计算 $[\sigma_H]$ ，选取较小值

10) 计算 d_{1t}

(2) 调整 d_{1t}

1) 计算圆周速度

2) 计算齿宽

3) 查表，选取 K_A

- 4) 查图, 选取 K_V
- 5) 查表, 选取 $K_{H\alpha}$
- 6) 查表, 选取 $K_{H\beta}$
- 7) 计算 K_H
- 8) 计算 d_{1H}
- 9) 计算 d_{1H} 对应 m_H

3. 按齿根弯曲疲劳强度设计

(1) 试算模数

- 1) 试选 K_{Ft}
- 2) 计算 Y_ϵ
- 3) 查表, 选取 $Y_{Fa}\Delta Y_{Sa}$
- 4) 查表, 选取 σ_{Flim}
- 5) 查表, 选取 F_{FN}
- 6) 计算 $[\sigma_F]$
- 7) 比较 $\frac{Y_{Fa}\Delta Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$, 选取较大值
- 8) 试算 m

(2) 调整 m

- 1) 计算 d_1
- 2) 计算 v_1
- 3) 计算 b 4) 计算 h
- 5) 计算 b/h
- 6) 查表, 选取 K_V
- 7) 查表, 选取 $K_{F\alpha}$
- 8) 查表, 选取 $K_{F\beta}$
- 9) 计算 K_F
- 10) 计算调整 m
- 11) 计算 d_{1F}

4. 按齿根弯曲疲劳强度设计获得 m , 按齿面接触疲劳强度设计得到 d_1

5. 计算几何尺寸

- 1) 计算 $d_1\Delta d_2$
- 2) 计算 a
- 3) 计算 b
- 4) b_1 可取 $b + (5 \sim 10)$

7.7 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

7.7.1 轮齿的受力分析

$$\begin{cases} F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \\ F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_t = \frac{F_{t1} \tan \alpha_n}{\cos \beta} \\ F_{a1} = F_{t1} \tan \beta \\ F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_n \cos \beta} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} \end{cases}$$

其中，螺旋角一般控制在 $8^\circ \sim 20^\circ$ ；人字齿圆柱齿轮可取 $15^\circ \sim 40^\circ$ 。

螺旋角过大，轴向力过大易对轴和轴承产生损伤。

螺旋角过小，斜齿轮特点不明显。

7.7.2 力的方向判断

左右手定则。

只能对主动轮使用。

左旋用左手，右旋用右手。

同一个轴上 四指指向齿轮的转动方向，拇指指向轴向力方向。

啮合齿轮旋向相反。

同一个轴上的齿轮旋向相同，轴向力可抵消一部分。

7.7.3 斜齿圆柱齿轮强度的计算原理

7.7.4 齿根弯曲疲劳强度计算

$$\sigma_{F0} = \frac{F_{t1}}{bm_n} Y_{Fa}$$

当量齿数为

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

斜齿圆柱齿轮的弯曲疲劳强度条件为

$$\sigma_F = \frac{2K_F T_1 Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d m_n^3 z_1^2} \leq [\sigma_F]$$

其中

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{\alpha v}}$$

$$\epsilon_{\alpha v} = \epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b$$

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}$$

$$\epsilon_\beta = \phi_d z_1 \tan \beta / \pi$$

于是可得

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2K_F T_1 Y_\epsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

7.7.5 齿面接触疲劳强度计算

啮合处的综合曲率半径为：

$$\rho = \frac{d_1 \sin \alpha_t}{2 \cos \beta_b} \frac{u}{u+1}$$

接触线长度为

$$L = \frac{b}{Z_\epsilon^2 \cos \beta_b}$$

接触疲劳强度的重合度系数

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}(1-\epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$$

斜齿圆柱齿轮的接触疲劳强度条件为:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \frac{u+1}{u}} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \leq [\sigma_H]$$

式中

标准斜齿圆柱齿轮区域系数

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos \alpha_t \sin \alpha_t}}$$

接触疲劳强度的螺旋角系数

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2K_H T_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

7.7.6 斜齿圆柱齿轮设计方法

一、选择标准斜齿圆柱齿轮的精度等级、材料及齿数

1. 材料及热处理按上一例
2. 齿轮精度按上一例
3. 初选 $z_1 = 24$, $z_2 = 77$
4. 初选 $\beta = 14^\circ$
5. $\alpha = 20^\circ$

二、按齿面接触疲劳强度设计

1. 试算 d_{1t}

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht} T_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

(1) 确定公式中各参数

- 1) 试选 $H_{Ht} = 1.3$
- 2) 计算 Z_H

$$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$\beta_b = \arctan(\tan \beta \cos \alpha_t)$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos \alpha_t \sin \alpha_t}}$$

3) 计算接触疲劳强度用 Z_ϵ

$$\alpha_{at1} = \arccos \frac{z_1 \cos \alpha_t}{z_1 + 2h_{an}^* \cos \beta}$$

$$\alpha_{at2} = \arccos \frac{z_2 \cos \alpha_t}{z_2 + 2h_{an}^* \cos \beta}$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_1(\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t') + z_2(\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t')}{2\pi}$$

$$\epsilon_\beta = \frac{\phi_d z_1 \tan \beta}{\pi}$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}(1-\epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$$

4) 计算 Z_β

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$

(2) 试算 d_{1t}

2. 调整 d_1

(1) 数据准备

1) 计算 v_1

$$v_1 = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000}$$

2) 计算 b

$$b = \phi_d d_{1t}$$

(2) 计算 K_H

1) 查表 K_A

2) 查表 K_v

3) 查表 $K_{H\alpha}$

4) 查表 $K_{H\beta}$

5) 计算 K_H

$$K_H = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}$$

(3) 计算 d_{1H}

$$d_{1H} = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}}$$

6) 计算 m_{nH}

$$m_{nH} = \frac{d_{1H} \cos \beta}{z_1}$$

三、按齿轮弯曲疲劳强度计算

1. 试算 m_{nt}

(1) 确定公式中各参数

$$m_{nt} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft} T_1 Y_\epsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2} \frac{Y_{Ga} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 试选 $K_{Ft} = 1.3$

2) 计算 Y_ϵ

$$\epsilon_{\alpha v} = \frac{\epsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b}$$
$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{\alpha v}}$$

3) 计算 Y_β

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}$$

(2) 计算 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$

1) 计算 z_v

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

2) 选取 Y_{Fa} , Y_{Sa}

3) 取较大值

2. 调整 m

(1) 确定公式中各参数

1) 计算 v_1

$$d_1 = \frac{m_{nt} z_1}{\cos \beta}$$
$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}$$

2) 计算 b

$$b = \phi_d d_1$$

3) 计算 b/h

$$h = (2h_{an}^* + c_n^*)m_{nt}$$

$$b/h$$

(2) 计算 K_F

1) 选取 K_v

2) 选取 $K_{F\alpha}$

3) 选取 $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$

4) 计算 K_F

$$K_F = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta}$$

(3) 计算实际m

$$m_{nF} = m_{nt} \sqrt[3]{\frac{K_F}{K_{Ft}}}$$

(4) 计算 z

$$z_1 = \frac{d_{1H} \cos \beta}{m_n}$$

$$z_2 = uz_1$$

四、几何尺寸计算

1. 计算a

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2 \cos \beta}$$

2. 计算修正 β

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a}$$

3. 计算d

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta}$$

4. 计算b

$$b = \phi_d d_1$$

五、主要设计结论

六、结构设计

7.8 标准直齿锥齿轮传动的强度计算

仅介绍轴线相交且角度为直角的锥齿轮。

7.8.1 设计参数

国标规定以大端参数为标准值。强度计算时以齿宽中点的当量齿轮为计算模型。

$$m_m = m(1 - 0.5\phi_R)$$

$$d_m = d(1 - 0.5\phi_R)$$

$$h_m = h(1 - 0.5\phi_R)$$

$$d_{mv} = \frac{d_m}{\cos \delta} = \frac{d(1 - 0.5\phi_R)}{\cos \delta}$$

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta}$$

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = u^2$$

$\phi_R = \frac{b}{R}$ 为直齿锥齿轮的齿宽系数，通常取0.25 0.35。

7.8.2 轮齿的受力分析

$$\begin{cases} F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} \\ F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1 \\ F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1 \\ F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} \end{cases}$$

7.8.3 齿根弯曲疲劳强度计算

齿根弯曲疲劳强度式：

$$\sigma_F = \frac{4K_F T_1 Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{\phi_R (1-0.5\phi_R)^2 m^3 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \leq [\sigma_F]$$
$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4K_F T_1 Y_\epsilon}{\phi_R (1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

式中数据按当量齿轮选取、计算。

7.8.4 齿面接触疲劳强度计算

齿面接触疲劳强度条件式。

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{4K_H T_1}{\phi_R (1-0.5\phi_R)^2 d_1^3 u}} Z_H Z_E Z_\epsilon \leq [\sigma_H]$$
$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4K_H T_1}{\phi_R (1-0.5\phi_R)^2 u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

7.8.5 曲齿锥齿轮传动简介

分为圆弧齿（格里森制齿轮）及延伸外摆齿（奥里康制齿轮）等。

圆弧齿采用收缩齿，间歇分齿法加工，可以磨齿。

延伸外摆齿采用等高齿，连续分齿法加工，目前无法磨齿。

除零度齿弧齿锥齿轮外，凡是螺旋角不等于零的弧齿锥齿轮，轴向力随运动方向改变而改变。

因此设计使用时应使轴向力指向大端，否则二会减小齿侧间隙，甚至锁紧轮齿。

7.9 变位齿轮传动强度计算概述

齿轮变位系数影响轮齿几何尺寸、端面重合度、滑动率、齿面接触强度、弯曲疲劳强度】抗胶合能力和耐磨损能力。

正传动，弯曲应力强度提高。

正传动，接触应力强度提高，负传动反之。

锥齿轮传动通常按照等变位来设计。

7.10 齿轮的结构设计

当齿轮直径与轴径差不多时（圆柱齿轮 $e < 2m_t$ ，锥齿轮 $e < 1.6m$ ），应做成齿轮轴。

齿轮和轴分开制造时，根据齿轮大小做成不同形式。

$d_a \leq 160mm$ 时，做成实心式。

$d_a \leq 500mm$ 时，做成腹板式。

$d_a \geq 300\text{mm}$ 时，做成带加强肋的腹板式。

$400\text{mm} < d_a < 1000\text{mm}$ 时，做成轮辐截面为“十”字形的轮辐式齿轮。

对尺寸较大的圆柱齿轮，可做成组装齿圈式。齿圈用钢制，轮芯用铸铁或铸钢。

齿轮通常用单键与轴连接，转速过高时用双键或花键。

对于在轴上滑移的齿轮，用花键或两个导向键。

7.11 齿轮传动的润滑

作用：避免金属直接接触，减少摩擦损失，还可以散热及防锈蚀。

7.11.1 齿轮传动的润滑方式

开式及半开式齿轮传动，或速度较低的闭式齿轮传动，通常采用润滑油或润滑脂人工定期润滑。

对于闭式齿轮传动，当 $v < 12\text{m/s}$ 时，将大齿轮的轮齿浸入油池中。

浸入深度一般不超过一个齿，不小于10mm。

对于锥齿轮不小于半齿宽，一般为一个齿宽。

对单级传动，每传递1kW功率，需要0.35~0.7L油量，对于多级传动，按倍数增加，并增添带油轮。

当 $v > 12\text{m/s}$ 时，应采用喷油润滑，用喷嘴将润滑油以一定压力喷到齿轮啮合处。

当 $v > 25\text{m/s}$ 时，喷油嘴应设于齿啮出的一边。

7.11.2 润滑剂的选择

按【P248，表10-9、表10-10】选取。

7.12 圆弧齿圆柱齿轮传动简介

见书。

8 蜗杆传动

使用单头蜗杆（蜗杆旋转一周，蜗轮转过一个齿）能实现较大传动比（动力传动5~80，分度机构或手动机构可达300）。

零件少、结构紧凑。

由于啮合是逐渐退出的，因此冲击小，载荷平稳，噪声小。

当蜗杆的导程角小于啮合面的导程角时传动具有自锁性。

啮合处有相对滑动，滑动速度很大工作条件不够良好时，会产生较严重的摩擦与磨损。

因此摩擦损失严重传动效率低，需用青铜来制造蜗轮齿圈。

常用作减速装置。

8.1 蜗杆传动的类型

根据蜗杆形状，分为圆柱蜗杆传动、环面蜗杆传动和锥蜗杆传动等。

8.1.1 圆柱蜗杆传动

包括普通圆柱蜗杆传动和圆弧圆柱蜗杆传动。

1. 普通圆柱蜗杆传动，除ZK型外一般在车床上用直线道人的车刀车制的。
分为以下4种。

(1) ZA蜗杆，阿基米德蜗杆

齿廓为阿基米德螺旋线。

齿形角 $\alpha_0 = 20^\circ$

导程角 $\gamma \leq 3^\circ$ 时，用直线刀刃的单刀加工；否则用双刀。

γ 较大时加工不便。

(2) ZN蜗杆，法向直廓蜗杆

齿廓为延伸渐开线，法面齿廓为直线。

(3) ZI蜗杆，渐开线蜗杆。

(4) ZK蜗杆，锥面包络圆柱蜗杆。

2. ZC蜗杆，圆弧圆柱蜗杆

8.1.2 环面蜗杆传动

8.1.3 锥蜗杆传动

8.1.4 蜗杆传动类型选择的原则

8.2 普通圆柱蜗杆传动的基本参数和几何尺寸计算

中间平面：通过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的平面。

计算时参数以中间平面为准。1为蜗杆2为蜗轮。

8.2.1 普通圆柱蜗杆传动的基本参数及其选择

啮合条件：

$$m_{a1} = m_{t2} = m$$

$$\alpha_{a1} = \alpha_{t2}$$

ZA蜗杆 $\alpha_a = 20^\circ$ ，ZN、ZI、ZK蜗杆 $\alpha_n = 20^\circ$

$$\gamma = \beta$$

为了保证啮合，一般用和蜗杆一样的滚刀来加工蜗轮。

旋向一致。

$$\tan \alpha_a = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma}$$

蜗杆头数：

一般取1、2、4。

头数过少，传动效率低。

头数过多，加工困难。

导程角：

$$\tan \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{z_1 p_a}{\pi d_1} = \frac{Z_1 m}{d_1} = \frac{z_1}{q}$$

导程角越大，传动效率越高。

蜗杆主动时：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = u$$

通常规定蜗轮齿数大于28

小于17，易根切与干涉。

小于26，啮合区过小，传动不平稳。

动力传动一般小于80。

中心距

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(d_1 + z_2 m)$$

变位时只有蜗轮变位，蜗杆不变

蜗轮变位的主要作用是凑中心距，提高承载能力和传动效率。

8.2.2 蜗杆传动的几何尺寸计算

见表【P259、P260，表11-3、表11-4】。

8.3 普通圆柱蜗杆传动传动承载能力计算

8.3.1 蜗杆传动的失效形式、设计准则及常用材料

蜗轮材料选用：

铸造锡青铜；铸造铝铁青铜；灰铸铁。

失效形式大体与齿轮传动一致。

对闭式传动应额外进行热平衡计算。

当材料为灰铸铁或铝铁青铜时，主要失效形式为胶合，与滑动速度有关。

当材料为锡青铜时，主要失效形式为接触疲劳，与应力循环次数有关。

轴的刚度必须验算。

8.3.2 蜗杆传动的受力分析

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{T_2}{d_2}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha$$

$$F_n = \frac{F_{a1}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha_n \cos \gamma}$$

8.3.3 蜗杆传动的强度计算

1. 接触疲劳强度计算

$$\sigma_H = 480 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 m^2 z_2^2}} \leq [\sigma_H]$$

$$K = K_A K_v K_\beta$$

$$m^2 d_1 \geq KT_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2$$

2. 弯曲疲劳强度计算

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma_F]$$

$$m^2 d_1 \geq \frac{1.53KT_2}{z_2 [\sigma_F]} Y_{Fa2} Y_\beta$$

8.3.4 蜗杆的刚度计算

$$y = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI} L^3 \leq [y]$$

8.3.5 普通圆柱蜗杆传动的精度等级及其选择

一般以6~9级用的多。

6: v_6

7: v_7

8: v_8

8.4 圆弧圆柱蜗杆传动设计计算

8.4.1 概述

ZC蜗杆传动比普通圆柱蜗杆传动的承载能力大，传动效率高，使用效率高。

有代替普通圆柱蜗杆传动的趋势。

1. 蜗杆特点

传动比范围大。

抗胶合能力强，承载能力大。

蜗杆主动时，啮合效率大于95%。

中心距对承载能力影响大。

2. 参数选择

齿形角 $\alpha_0 = 23^\circ \pm 2^\circ$

齿廓圆弧半径 $\rho = (0.72 \pm 0.1) H_a^* \left(\frac{1}{\sin \alpha_0} \right)^{2.2}$

3. 其余尺寸计算见【P267 P268，表11-10】。

8.4.2 圆弧圆柱蜗杆传动强度计算

需要的条件: P_1 、 n_1 、 i 或 n_2

查图【P270，图11-7】的中心距。

查表【P268，表11-11】得蜗杆与蜗轮的主要尺寸。

1. 齿面接触疲劳强度的安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{H\lim}}{\sigma_H} \geq S_{H\lim}$$

最小安全系数 $S_{H\lim}$ 见表【P271，表11-13】。

$$\sigma_H = \frac{F_{t2}}{Z_m Y_z b_{m2} (d_2 + 2x_2 m)}$$

蜗轮平均齿宽 $b_{m2} \approx 0.45(d_1 + 6m)$

$$Z_m = \sqrt{\frac{10m}{d_1}}$$

$$\sigma_{H\lim} = K_0 f_h f_n f_w$$

蜗轮与蜗杆的配对材料系数 K_0 见表【P271，表11-15】。

寿命系数 $f_h = \sqrt[3]{\frac{12000}{L_h}}$

速度系数 f_v 见表【P272，表11-16】。

载荷系数 f_h ，载荷平稳时取1。

2. 校核涡轮齿根弯曲疲劳强度的安全系数

$$S_F = \frac{C_{F \lim}}{C_{F \max}} \geq 1$$

蜗轮齿根应力系数极限值 $C_{F \lim}$ 见表【P272，表11-17】。

$$C_{F \max} = \frac{F_{t2 \max}}{m_n \pi b_2}$$

蜗轮平均圆上的最大圆周力 $F_{t2 \max}$

蜗轮齿弧长 \hat{b}_2 ，锡青铜齿圈 $\hat{b}_2 \approx 1.1b_2$ ，铜铝合金齿圈 $\hat{b}_2 \approx 1.17b_2$

3. 计算全部其他尺寸。

8.5 普通圆柱蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算

8.5.1 蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动的功耗包括三部分：啮合摩擦损耗、轴承摩擦损耗、油池中的溅油损耗。

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$$

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)}$$

$$\text{滑动速度 } v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma}$$

剩余两项一般不大，共取0.95 0.96

8.5.2 蜗杆传动的润滑

见书。

8.5.3 蜗杆传动的热平衡计算

保持正常工作所需的散热面积：

$$S = \frac{1000P(1-\eta)}{\alpha_d(t_0 - t_a)}$$

温度大于80度或散热面积不足时可加装散热片或在蜗杆尾部增加风扇。

油池内安装冷却水管。

8.6 圆柱蜗杆和涡轮的设计结构

蜗杆螺旋部分通常不大，因此常与轴做成整体。

无退刀槽时螺纹只可铣制。

有退刀槽时，车铣均可。

蜗轮结构有以下几种：

- (1) 齿圈式
- (2) 螺栓连接时
- (3) 整体浇筑式
- (4) 拼筑式

8.7 设计

见书。

9 滑动轴承

9.1 概述

滑动轴承按载荷方向可分为径向轴承、止推轴承

按润滑可分为流体润滑轴承、不完全流体润滑轴承和自润滑轴承。

根据润滑承载可分为流体动力润滑轴承和流体静力润滑轴承。

此处讨论流体静压轴承。

9.2 滑动轴承的主要结构形式

9.2.1 整体式径向滑动轴承

结构见图【P285，图12-1】。

优点：结构简单、价格低廉。

缺点：轴套磨损后轴承间隙过大时无法调整；只能从轴颈部拆装，对重型机械或中间轴颈的轴拆装不方便。

多用于低速、轻载或间歇性工作的机器中。

9.2.2 对开式径向滑动轴承

结构见图【P286，图12-2】。

9.2.3 直推滑动轴承

结构见【P287，表12-1】。

9.3 滑动轴承的失效形式及常用材料

9.3.1 滑动轴承的失效形式

1. 磨粒磨损
2. 刮伤
3. 胶合（咬黏）
4. 疲劳剥落
5. 腐蚀

9.3.2 轴承材料

主要要求：

1. 良好的减磨性、耐磨性和抗咬黏性。
2. 良好的摩擦顺应性、嵌入性和磨合性。

3. 足够的强度和抗腐蚀能力。
4. 良好的导热性、工艺性、经济性等。

常用的材料：1) 金属材料、2) 多孔金属材料、3) 非金属材料。

1. 轴承合金（巴氏合金、白合金）
2. 铜合金
3. 铝基轴承合金
4. 灰铸铁及耐磨铸铁
5. 多孔质金属材料
6. 非金属材料（塑料、碳-石墨、橡胶、木材）

9.4 轴瓦结构

轴瓦应具有一定强度和刚度，在轴承中定位可靠，便于输送润滑剂，容易散热，并且拆装、调整方便。

9.4.1 轴瓦的形式和构造

常用的轴瓦有整体式和对开式两种结构。

整体式又分为整体轴套和单层、双层或多层材料的卷制轴套。

对开式轴瓦有厚壁轴瓦和薄壁轴瓦之分。

9.4.2 轴瓦的定位

轴瓦和轴承座不允许有相对移动。

为了防止轴向和周向运动，可将其两端做出凸缘来做轴向定位，也可用紧定螺钉或销钉将其固定在轴承座上，（定位唇）。

9.4.3 油孔及油槽

见书。

9.5 滑动轴承润滑剂的选用

9.5.1 润滑脂及其选用

1. 压力高和滑动速度低时，选择针入度小一点的品种。
2. 润滑脂的滴点，一般高于轴承工作温度的20~30度。
3. 水淋或潮湿环境，应选择防水性强的钙基或铝基润滑脂；温度较高时用钠基或复合钙基润滑脂。

9.5.2 润滑油及其选择

转速高、压力小选用粘度较低的油。

温度高用粘度高一些的油。

9.5.3 固体润滑剂

见书。

9.6 不完全流体润滑滑动轴承设计计算

9.6.1 径向滑动轴承的计算

1. 验算轴承的平均压力

$$p = \frac{F}{dB} \leq [p]$$

2. 验算轴承的 pv

$$pv = \frac{Fn}{19100B} \leq [pv]$$

3. 验算滑动速度

$$v \leq [v]$$

上述许用值见【P291，表12-2】。

9.6.2 止推滑动轴承的计算

1. 验算轴承的平均压力

$$p = \frac{F_a}{z \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)} \leq [p]$$

2. 验算轴承的 pv

$$pv = \frac{nF_a}{30000z(d_2 - d_1)} \leq [pv]$$

上述许用值见【P297，表12-5】。

9.7 流体动力润滑径向滑动轴承设计计算

9.7.1 流体动力润滑的基本方程

形成流体动力润滑的必要条件：

- 1：相对滑动的两表面间必须形成收敛的楔形间隙。
- 2：被油膜分开的两表面有足够的相对滑动速度，且运动方向使润滑油从大口流进，小口流出。
- 3：润滑油有一定粘度，且供油充分。

9.7.2 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

9.7.3 径向滑动轴承的主要几何关系

9.7.4 径向滑动轴承工作能力计算简介

9.7.5 参数选择

9.7.6 流体动力润滑径向滑动轴承设计举例

9.8 其他形式滑动轴承简介

9.8.1 自润滑轴承

9.8.2 多油楔轴承

9.8.3 流体静压轴承

9.8.4 气体润滑轴承

9.8.5 磁悬浮轴承

10 滚动轴承

10.1 概述

滚动轴承由内圈、外圈、滚动体、保持架组成。

保持架的作用是均匀隔开滚动体，若无保持架，相邻滚动体处较大的相对滑动速度会引起磨损。

优点：

1. 使机器启动力矩小。
2. 径向游隙小，运转精度高。
3. 宽度比滑动轴承小。
4. 大多数滚动轴承能同时受径向和轴向载荷，轴承结构简单。
5. 消耗润滑剂少，便于密封，易于维护。
6. 标准化程度高，成本较低。

缺点：

1. 承受冲击载荷能力差。
2. 高速重载下轴承寿命较低。
3. 振动及噪声较大。
4. 径向尺寸比滑动轴承大。

10.2 滚动轴承的主要类型、性能和特点

10.2.1 滚动轴承的主要型号、性能与特点

根据外载荷可分为承受径向载荷的向心轴承和承受轴向载荷的推力轴承。

具体见表【P319，表13-1】。

常用类别为36715N。

10.2.2 滚动轴承的代号

代号构成见【P321，表13-2】。

10.3 滚动轴承类型的选择

选择因素：载荷、转速、调心性能、安装拆卸。

10.3.1 轴承的载荷

10.3.2 轴承的转速

10.3.3 轴承的调心性能

10.3.4 轴承的安装和拆卸

10.4 滚动轴承的工作情况

10.4.1 轴承工作时轴承元件上的载荷分布

10.4.2 轴承工作时轴承元件上的载荷及应力的变化

轴承承受稳定的脉冲循环载荷。

10.4.3 轴向载荷对载荷分布的影响

10.5 滚动轴承尺寸的选择

10.5.1 滚动轴承的失效形式及基本寿命

正常失效形式为内外圈或滚动体的点蚀。

轴承的寿命指其中一个部件出现点蚀之前，一套圈相对另一套圈的转数。

以10%的轴承失效的寿命基本额定寿命。

10.5.2 滚动轴承的基本额定动载荷

使轴承寿命为 $10^6 r$ 使轴承能承受的载荷。

10.5.3 滚动轴承寿命的计算公式

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\epsilon$$
$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^\epsilon$$

L_{10} 的单位为 $10^6 r$ ， L_h 的单位为h

对于球轴承 $\epsilon = 3$ ，对于滚子轴承 $\epsilon = \frac{10}{3}$

$$C = P \sqrt[\epsilon]{\frac{60nL_h}{10^6}}$$

若在较高温度（120°C）下工作，应引入温度系数。

$$C_t = f_t C$$

10.5.4 滚动轴承的当量动载荷

为了便于计算，将实际的载荷转化为与基本额定动载荷条件相同的当量载荷。

$$P = XF_r + YF_a$$

X为径向动载荷系数，Y为轴向动载荷系数，见表【P331，表13-5】。

实际计算时因引入动载荷系数。

$$P = f_d(XF_r + YF_a)$$

动载荷系数 f_d 见表【P332，表13-6】。

10.5.5 角接触轴承和圆锥滚子轴承的径向载荷与轴向载荷的计算

由外界径向载荷 F_{re} 计算出 F_{r1} 、 F_{r2} 。

按照【P332，表13-7】计算出 F_d 。

轴平衡时应满足 $F_{ae} + F_{d2} = F_{d1}$ 。

若不满足则一边轴承被放松，一边被压紧。

10.5.6 不稳定载荷和不稳定转速时轴承的寿命计算

$$\begin{aligned} n_m &= \sum_{i=1}^s n_i q_i \\ P_m &= \sqrt[\epsilon]{\frac{\sum_{i=1}^s n_i q_i P_i^\epsilon}{n_m}} \\ L_h &= \frac{10^6}{60n_m} \left(\frac{C}{P_m} \right)^\epsilon \end{aligned}$$

10.5.7 滚动轴承的静载荷

对于不怎么转动的轴承，失效形式为塑性变形。

失效条件为基本额定静载荷。

$$C_0 \geq S_0 P_0$$

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

各数值查手册。

10.5.8 不同可靠度时滚动轴承的计算

若对可靠度的要求不同，则须通过可靠度寿命修正系数 a_1 来修正。

$$\begin{aligned} L_{nm} &= a_1 L_{10} \\ L_{nm} &= \frac{10^6 a_1}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon \end{aligned}$$

10.6 轴承装置的设计

10.6.1 支承部分的刚度和同心度

外壳和轴承座孔壁应有足够的厚度。

外壳悬臂尽可能缩短。

保持同心。

10.6.2 滚动轴承的轴向定位与紧固

轴承内圈常以轴肩作为轴向定位面。

此时轴肩高度应低于轴承内圈厚度。

外圈定位紧固方法：

1. 外壳孔内的凸肩定位，用嵌入外壳沟槽内的孔用弹性挡圈紧固。

。。。见书。

10.6.3 轴承的配置

常用配置：

1. 双支点各单向固定。
2. 一支点双向固定。
3. 两端游动支承。

10.6.4 轴承游隙及轴上零件位置的调整

见书。

10.6.5 滚动轴承的配合

见书。

10.6.6 滚动轴承的预紧

常用预紧措施：

1. 夹紧一对圆锥滚子轴承的外圈。
2. 用弹簧预紧，预紧力稳定。
3. 在一对轴承中间装入长度不等的套筒，预紧力大小由套筒长度控制，刚性较大。
4. 夹紧一对磨窄的外圈，反装时可磨窄内圈。

10.6.7 滚动轴承的润滑

轴承润滑方式的选择与轴承的速度有关。

以轴承内径 d 和转速 n 的乘积来判断。

1. 脂润滑，适用于较低 dn 。
2. 油润滑，根据【P343，图13-26】选择。
3. 固体润滑，适用于 dn 很大。

10.6.8 滚动轴承的密封装置

端盖金属不与轴直接接触。

密封的作用时防止异物进入轴承，阻止润滑剂流失。

1. 接触时密封：

1) 毡圈密封。

- 2) 唇型圈密封。
- 3) 密封环。
- 2. 非接触式密封:
 - 1) 隙缝密封。
 - 2) 甩油密封。
 - 3) 曲路密封

10.7 其他

见书，此处忽略

11 联轴器和离合器

11.1 联轴器的种类和特性

11.1.1 刚性联轴器

11.1.2 挠性联轴器

11.2 联轴器的选择

11.2.1 选择联轴器的选择

11.2.2 计算联轴器的计算转矩

11.2.3 确定联轴器的型号

11.2.4 校核最大转速

11.2.5 协调轴孔直径

11.2.6 规定部件相应的安装精度

11.2.7 进行必要的校核

11.3 离合器

11.3.1 嵌合式离合器

11.3.2 圆盘摩擦离合器

11.4 安全联轴器及安全离合器

11.4.1 剪切销安全联轴器

11.4.2 滚珠安全离合器

11.5 特殊用途及特殊结构的联轴器离合器

11.5.1 超越离合器

11.5.2 离心离合器

11.5.3 电磁粉末离合器

12 轴

12.1 概述

12.1.1 轴的用途及分类

轴的主要功能是支承回转零件及传递动力和动力。

根据承受载荷的类型可分为三种：

1. 转轴承受转矩和扭矩。

2. 心轴只承受弯矩。
3. 传动轴只承受转矩。

根据形状可分为两种： 1. 直轴，可继续分为光轴和阶梯轴。

光轴多用于心轴和传动轴，阶梯轴多用于转轴。

2. 曲轴。

曲轴将旋转运动转变为往复直线运动。

12.1.2 轴设计的主要内容

结构设计、强度计算。

12.1.3 轴的材料

主要材料为碳钢和合金钢，刚度近似。

碳钢价格低，对应力集中的敏感度较低。

合金钢有更好的力学性能（强度）和淬火性能。

高强度铸铁和球墨铸铁更容易做出复杂的形状，且价廉，吸振性和耐磨性良好。

12.2 轴的结构设计

轴的结构应满足：

1. 轴和装在轴上的零件要有准确的工作位置。
2. 轴上的零件应变与装拆和调整。
3. 轴应具有良好的制造工艺性。

12.2.1 拟定轴上零件的装配方案

套筒与轴间隙配合。

轮毂的宽度比相配合轴段的长度长3~5mm。

12.2.2 轴上零件的定位

见书。

12.2.3 各轴段直径和长度的确定

见书。

12.2.4 提高轴的强度的常用措施

1. 合理布置轴上零件以减小轴的载荷。
2. 改进轴上零件的结构以减小轴的载荷。
3. 改进轴的结构以减小应力集中的影响。
4. 改进轴的表面质量以提高轴的疲劳强度。

12.2.5 轴的结构工艺性

见书。

12.3 轴的计算

计算轴的强度和刚度要求，必要时校验振动稳定性。

12.3.1 轴的强度校核计算

1. 扭转强度条件

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} \approx \frac{9550000 \frac{P}{n}}{0.2d^3} \leq [\tau_T]$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9550000P}{0.2[\tau_T]n}} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

对于空心轴

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n(1-\beta^4)}}$$

β 为内径外径之比

对于 $d > 100mm$ 的轴，有一个键槽时轴径增大3%，两个增大7%

$d \leq 100mm$ 的轴，5% 7%，10% 15%。

2. 弯扭合成强度

1) 把轴简化为铰支梁，载荷简化为集中载荷。

2) 作出水平面和垂直面的弯矩图，并合成。

3) 作出扭矩图。

4) 按第三强度理论校核轴的强度。

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \leq [\sigma_{-1}]$$

3. 按疲劳强度条件校核

见本文第二章（【第三章】）

4. 按静强度校核

$$S_{S_\sigma} = \frac{\sigma_S}{\frac{M_{\max}}{W} + \frac{F_{a\max}}{A}}$$

$$S_{S_\tau} = \frac{\tau_S}{\frac{T_{\max}}{W_T}}$$

$$S_{S_{ca}} = \frac{S_{S_\sigma} S_{S_\tau}}{\sqrt{S_{S_\sigma}^2 + S_{S_\tau}^2}} \geq S_S$$

12.3.2 轴的刚度校核计算

1. 计算阶梯轴的当量直径

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{L}{\sum_{i=1}^z \frac{l_i}{d_i^4}}}$$

$$y \leq [y], \quad \theta \leq [\theta]$$

轴的扭转刚度校核

光轴和阶梯轴分别为：

$$\phi = 5.73 \times 10^4 \frac{T}{GI_p}$$

$$\phi = 5.73 \times 10^4 \frac{1}{LG} \sum_{i=1}^z \frac{T_i l_i}{I_{pi}}$$

12.3.3 轴的振动及振动稳定性的概念