# 设计与制造

NO. Date .

## 五. 螺旋传动.

螺纹升角： $\lambda = \arctan \dfrac{S_{\text{导程}}}{\pi \underbrace{d_2}_{\text{中径}}} = \arctan \dfrac{\overset{\text{线数}}{n} \cdot \overset{\text{螺距}}{p}}{\pi d_2}$

耐磨度： $p = \dfrac{Q}{\pi d_2 h z} = \dfrac{QP}{\pi d_2 h H} \leq [p]$

螺杆强度： $\sigma_c = \sqrt{\left[\dfrac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2}\right]^2 + 3\left[\dfrac{T}{\frac{\pi}{16} d_1^3}\right]^2} \leq [\sigma]$

螺纹强度： $\tau = \dfrac{Q}{\pi D b z} = \dfrac{Q}{\pi d b z} \leq [\tau]$

螺杆稳定性： $\lambda_s = \dfrac{\mu L}{i}$ $\lambda_s \geq 100$, $Q_c = \dfrac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu L)^2}$

$40 < \lambda_s < 100$, $Q_c = (304 - 1.12\lambda_s) \cdot \dfrac{\pi d_1^2}{4}$ 或 $Q_c = (461 - 2.57\lambda_s) \cdot \dfrac{\pi d_1^2}{4}$

## 十一. 联接

### 1. 螺纹联接.

松螺栓： $\sigma = \dfrac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma]$

紧螺栓： $\dfrac{1.3 Q_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma]$ 预紧力： $Q_0 \geq \dfrac{K_f \cdot F}{f \cdot m}$

受剪螺栓联接： 剪切强度 $\tau = \dfrac{F}{m \cdot \frac{\pi}{4} d_0^2} \leq [\tau]$

挤压强度： $\sigma_p = \dfrac{F}{d_0 \cdot \delta} \leq [\sigma_p]$ $\delta \rightarrow$ 接触面的轴向长度

### 2. 键联接

键宽 $\rightarrow b$. 键高 $\rightarrow h$. 键长 $\rightarrow L$

挤压强度： $\sigma_p = \dfrac{4T}{d h L_c}$ ($d$：轴的直径.)

A型键 $L_c = L - b$

B型键 $L_c = L$

C型键 $L_c = L - \dfrac{b}{2}$

### 3. 焊接.

对接焊缝： $\dfrac{F}{\delta \cdot L} \leq [\sigma]'$ ($\delta$：被焊件厚度；$L$：焊缝长度)

填角焊缝： $\dfrac{F}{0.7 \cdot k \cdot \Sigma L} \leq [\tau]'$ $k$ 为焊缝腰长. $\Sigma L$ 为焊缝总长度

NO Date . .

4. 过盈联接.

圆柱面：
$$\begin{cases} \pi d \cdot l \cdot p \cdot f \geq F_a \\ \pi d l p f \cdot \frac{d}{2} \geq T \\ \pi d l p f \geq \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \end{cases}$$

$F_a$ 轴向力. $T$ 转矩.

$p$. 配合面压强.

## 六. 齿轮传动

计算载荷：$F_{nc} = K F_n$ $F_n$ 为静力学计算下的名义载荷.

齿面接触疲劳强度. $\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{nc}}{\pi b} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}}$ $\rho_1$、$\rho_2$ 为曲率半径.

齿根弯曲强度. $\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_{Fs}}{b \cdot m^2 \cdot z_1}$

齿宽系数 $\phi_d = \frac{b}{d_1}$

斜齿轮螺旋角：$\tan\beta = \frac{\pi d}{p_z}$ $p_z$ 为螺旋线导程、

斜齿的当量齿数：$z_v = \frac{d_v}{m_v} = \frac{z}{\cos^3\beta}$

斜齿接触强度：$\sigma_H = 590 \times \sqrt{\frac{(u+1)}{u} \times \frac{KT_1}{bd_1^2}}$

斜齿弯曲强度. $\sigma_F = \frac{1.6KT_1}{bd_1 m_n} Y_{Fs}$

## 七. 蜗杆传动.

蜗杆螺旋升角. $\tan\lambda = \frac{z_1 p_{a1}}{\pi d_1} = \frac{z_1 \cdot m}{d_1} = \frac{z_1}{q}$ 蜗杆头数 $q = \frac{d_1}{m}$. 直径系数 分度圆直径.

蜗杆传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ 蜗轮齿数

蜗杆齿面接触强度 $m^2 d_1 \geq \left(\frac{480}{[\sigma_H] \cdot z_2}\right)^2 \cdot K T_2$ 蜗轮上的转矩

蜗杆传动效率：$\eta_1 = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda + \rho_v)}$ 蜗杆与蜗轮之间当量摩擦角

从动轮链轮 NO　　Date　.　.
转速

## 八、链传动.

主动链轮转速　齿数　节距.

传动速度　$v=\dfrac{n_1 z_1 p}{60\times1000}=\dfrac{n_2 z_2 p}{60\times1000}$

传动比　$i=\dfrac{n_1}{n_2}=\dfrac{z_2}{z_1}$

瞬时传动比　$i'=\dfrac{w_1}{w_2}=\dfrac{d_2\cos\gamma}{d_1\cos\beta}$

求功率　$K_A P\le[P_0]=P_0\cdot\dfrac{K_m}{K_z}$　（当链速 $v\ge0.6m/s$）

静强度校核：链排数　$\dfrac{m\cdot Q}{K_0\cdot F_1}\ge[S]$　单排链极限拉伸载荷　紧边拉力　（当链速 $v<0.6m/s$）

两链轮实际中心距：$a=a_0+\dfrac{L_p-L_{p0}}{2}\times p.$　链条节数

初选中心距. $a_0\approx(30\sim50)p$

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

## 九、带传动.

带的滑动率（从动轮速度降低率）. $\varepsilon=\dfrac{v_1-v_2}{v_1}\times100\%.$

$v_1=\dfrac{\pi d_1 n_1}{60\times1000}$　$v_2=\dfrac{\pi d_2 n_2}{60\times1000}$

实际传动比：$i=\dfrac{n_1}{n_2}=\dfrac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$

许用功率. $[P_0]=(P_0+\Delta P_0)\cdot K_\alpha\cdot K_L$　包角系数　长度系数

带基准长度　$L_{d0}=2a_0+\dfrac{\pi}{2}(d_1+d_2)+\dfrac{(d_2-d_1)^2}{4a_0}$

核验小带轮包角：$\alpha_1=180^\circ-\dfrac{d_2-d_1}{a}\cdot\dfrac{180^\circ}{\pi}$

NO Date . .

# 十二、轴

## 1. 强度计算.

只有转矩，没有弯矩:

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55\times10^6 \times P/n}{\frac{\pi}{16}d^3} \le [\tau]$$

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{9.55\times10^6}{\frac{\pi}{16}[\tau]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = C\cdot\sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$ C 可查表.

弯矩 + 转矩.

当量弯矩: $M_e = \left[M^2 + (\alpha T)^2\right]^{\frac{1}{2}}$

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1\times[\sigma_{-1}]_b}}$$

疲劳强度:

弯矩作用下安全系数 $S_\sigma = \dfrac{K_N\cdot\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma\beta}\cdot\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m}$

扭矩作用下的安全系数. $S_\tau = \dfrac{K_N\cdot\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau\cdot\beta}\cdot\tau_a + \psi_\tau\tau_m}$

弯+扭: $S = \dfrac{S_\sigma\cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$

## 2. 刚度计算.

弯曲变形: $d_v = \dfrac{\sum d_i\cdot l_i}{l}$ → 各段直径与长度

扭转变形: $\varphi = \dfrac{T\cdot l}{G\cdot\frac{\pi d^4}{32}} \times \dfrac{180^\circ}{\pi}$

NO Date . .

## 十三、滑动轴承

向心滑动轴承

限制轴承平均压强. $p=\frac{F_R}{Bd}\leq[p]$

轴瓦工作宽度　轴颈直径

限制轴承 pv 值: $pv=\frac{F_R}{Bd}\times\frac{\pi dn}{60\times1000}\leq[pv]$ (与发热量有关)

推力滑动轴承

$$p=\frac{F_A}{\frac{\pi}{4}(d^2-d_0^2)\cdot z}\leq[p]$$

$F_A$ → 轴向载荷

$z$ → 推力轴的环数

止推环受载的内、外径.

相对间隙 $\psi=\frac{\Delta}{d}=\frac{D-d}{d}$　D: 轴承孔直径　d: 轴颈的直径.

动力黏度 $\eta=\gamma\cdot\rho$.

承载量系数 $\Phi_F=\frac{F_R\cdot\psi^2}{\eta\cdot v\cdot B}$

$v$ → 轴颈的圆周速度

最小油膜厚度 $h_{min}=\frac{D-d}{2}(1-\chi)$　$\chi$ → 偏心率.

## 十四、滚动轴承

计算寿命. $L_{10}=\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon}$ ($10^6$转)

$C$ → 基本额定动载荷

$\varepsilon$ → 寿命指数

$P$ → 当量载荷

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times n}\times\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon}\text{ (小时)}$$

径/轴向载荷系数

当量载荷: $P=k_p(XR+YA)$

$k_p$ → 动载荷系数　$R$ → 径向载荷　$A$ → 轴向载荷