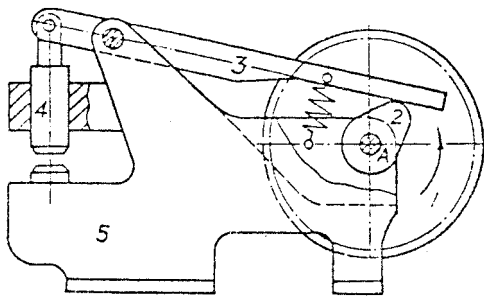


1、平面机构及其自由度

1、如图 a 所示为一简易冲床的初拟设计方案，设计者的思路是：动力由齿轮 1 输入，使轴 A 连续回转；而固装在轴 A 上的凸轮 2 与杠杆 3 组成的凸轮机构将使冲头 4 上下运动以达到冲压的目的。试绘出其机构运动简图（各尺寸由图上量取），分析其是否能实现设计意图？并提出修改方案。



a)

解 1) 取比例尺 μ_l 绘制其机构运动简图 (图 b)。

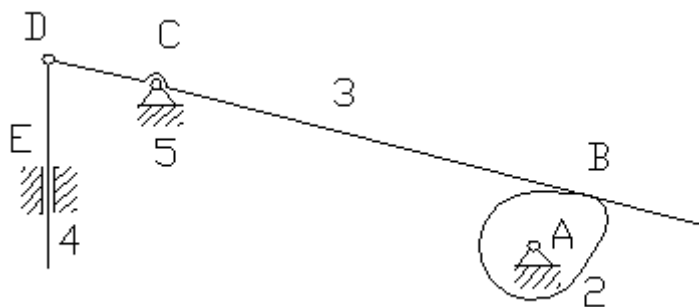


图 b)

2) 分析其是否能实现设计意图。

由图 b 可知, $n=3$, $p_l=4$, $p_h=1$, $p'=0$, $F'=0$

故: $F=3n-(2p_l+p_h-p')-F'=3\times 3-(2\times 4+1-0)-0=0$

因此, 此简单冲床根本不能运动 (即由构件 3、4 与机架 5 和运动副 B、C、D 组成不能运动的刚性桁架), 故需要增加机构的自由度。

3) 提出修改方案 (图 c)。

为了使此机构能运动, 应增加机构的自由度 (其方法是: 可以在机构的适当位置增加一个活动构件和一个低副, 或者用一个高副去代替一个低副, 其修改方案很多, 图 c 给出了其中两种方案)。

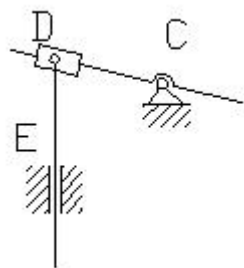


图 c 1)

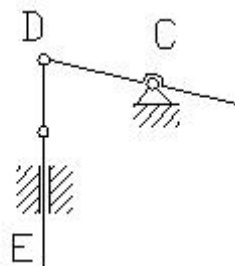
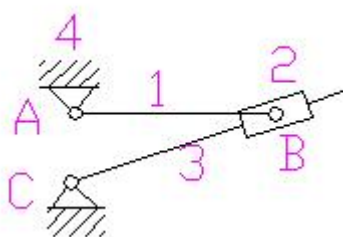
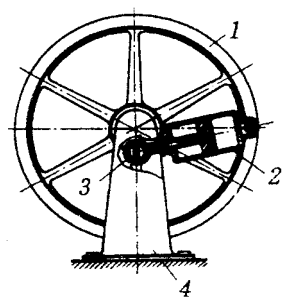
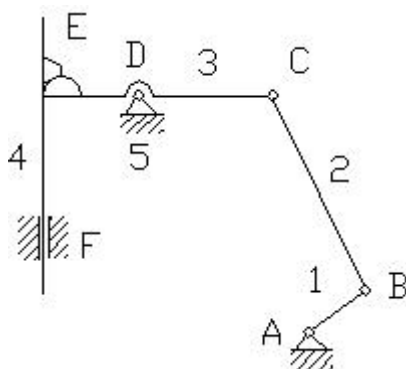
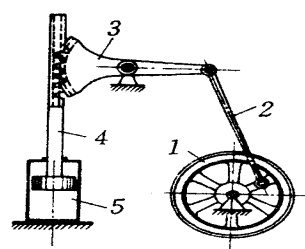


图 c 2)

2、试画出图示平面机构的运动简图，并计算其自由度。

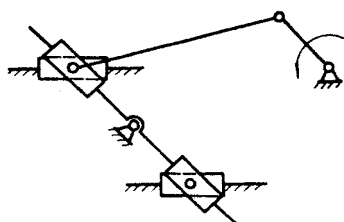
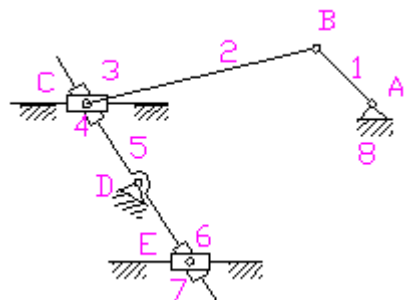


解: $n=3$, $p_l=4$, $p_h=0$, $F=3n-2p_l-p_h=1$

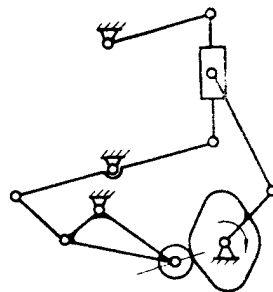
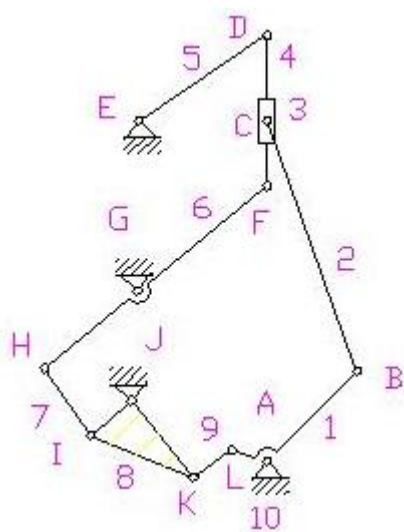


解: $n=4$, $p_l=5$, $p_h=1$, $F=3n-2p_l-p_h=1$

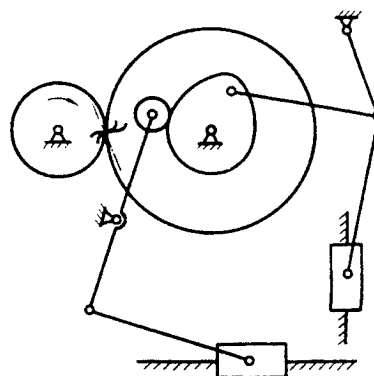
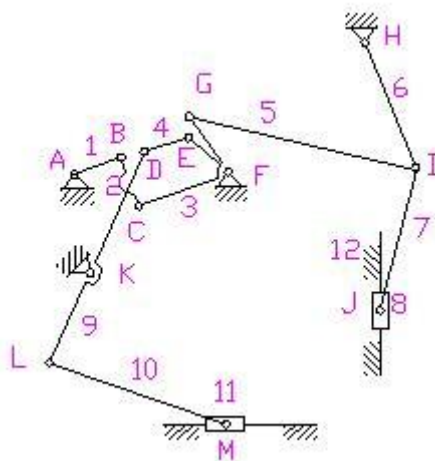
3、计算图示平面机构的自由度。



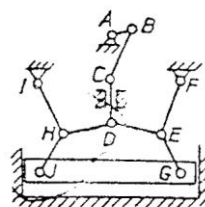
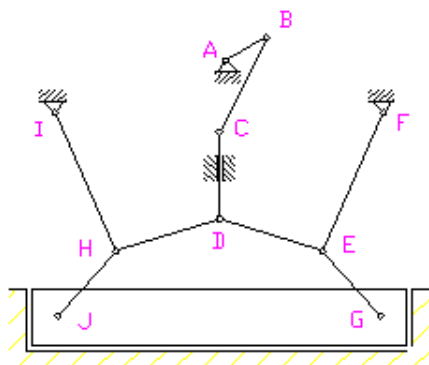
解: $n=7$, $p_l=10$, $p_h=0$, $F=3n-2p_l-p_h=1$



解: $n=8$, $p_l=11$, $p_h=1$, $F=3n-2p_l-p_h=1$, 局部自由度

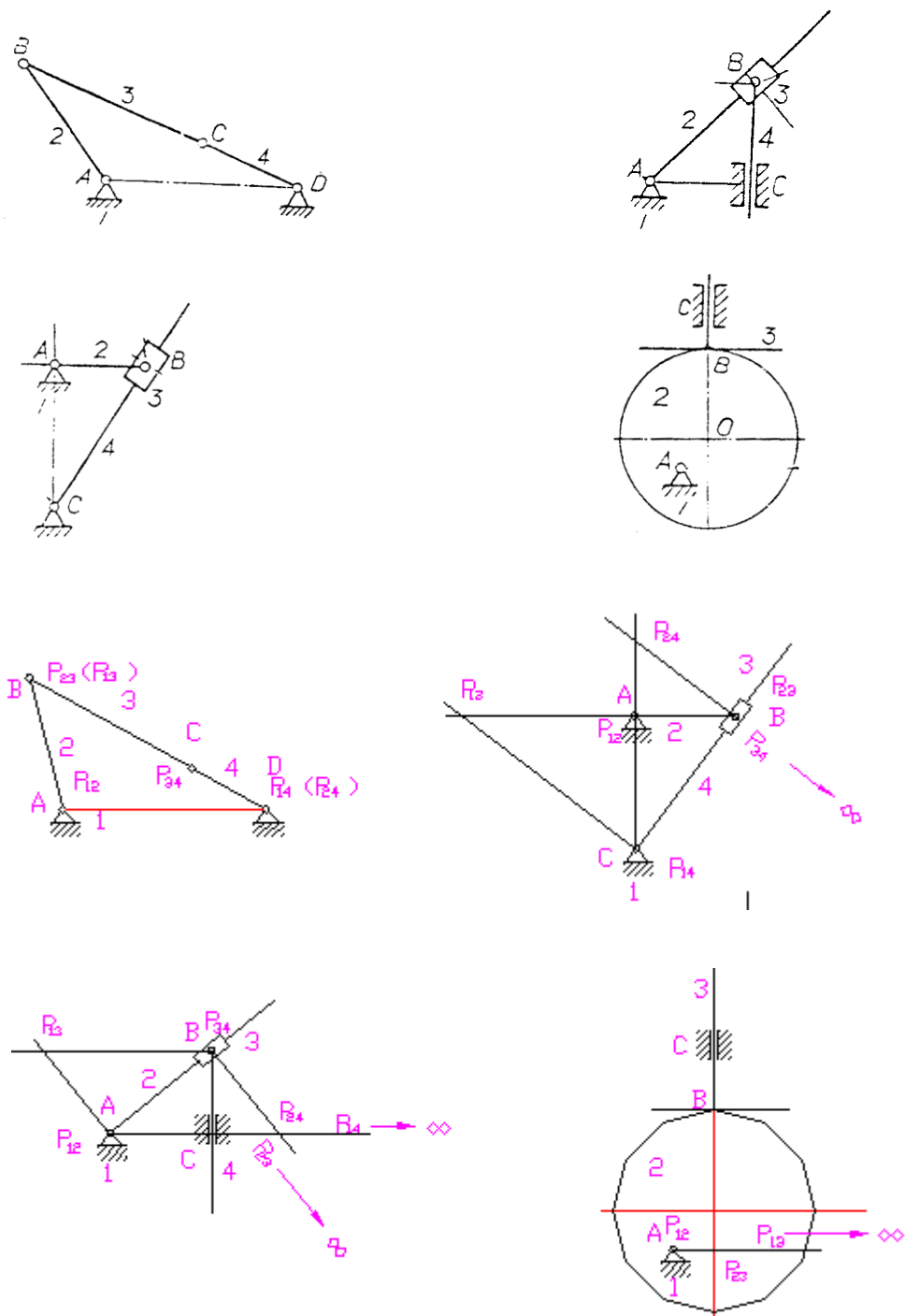


解: $n=9$, $p_l=12$, $p_h=2$, $F=3n-2p_l-p_h=1$



解: D,E,FG 与 D, H, J, I 为对称结构, 去除左边或者右边部分, 可得, 活动构件总数为 7, 其中转动副总数为 8, 移动副总数为 2, 高副数为 0, 机构自由度为 1。
(其中 E、D 及 H 均为复合铰链)

4、试求图示各机构在图示位置时全部瞬心的位置（用符号 P_{ij} 直接标注在图上）。



平面连杆机构及其设计

1、在图示铰链四杆机构中，已知： $l_{BC}=50\text{mm}$ ， $l_{CD}=35\text{mm}$ ， $l_{AD}=30\text{mm}$ ，AD 为机架，

1) 若此机构为曲柄摇杆机构，且 AB 为曲柄，求 l_{AB} 的最大值；

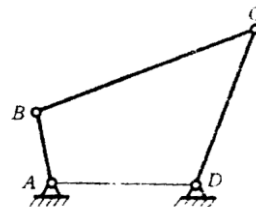
2) 若此机构为双曲柄机构, 求 l_{AB} 的范围;

3) 若此机构为双摇杆机构, 求 l_{AB} 的范围。

解: 1) AB 为最短杆

$$l_{AB} + l_{BC} \leq l_{CD} + l_{AD}$$

$$l_{AB_{\max}} = 15\text{mm}$$



2) AD 为最短杆, 若 $l_{AB} \leq l_{BC}$

$$l_{AD} + l_{BC} \leq l_{CD} + l_{AB}$$

$$l_{AB} \leq 45\text{mm}$$

$$\text{若 } l_{AB} \geq l_{BC}$$

$$l_{AD} + l_{AB} \leq l_{BC} + l_{CD}$$

$$l_{AB} \leq 55\text{mm}$$

3) l_{AB} 为最短杆

$$l_{AB} + l_{BC} > l_{CD} + l_{AD}, \quad l_{AB} > 15\text{mm}$$

$$l_{AB} > l_{AD}, \quad l_{AD} + l_{BC} > l_{AB} + l_{CD}, \quad l_{AB} < 45\text{mm}$$

$$l_{AB} \text{ 为最短杆} \quad l_{AD} + l_{AB} > l_{BC} + l_{CD} \quad l_{AB} > 55\text{mm}$$

$$\text{由四杆装配条件 } l_{AB} < l_{AD} + l_{BC} + l_{CD} = 115\text{mm}$$

2、在图示的铰链四杆机构中, 各杆的长度为 $a=28\text{mm}$, $b=52\text{mm}$, $c=50\text{mm}$, $d=72\text{mm}$ 。

试问此为何种机构? 请用作图法求出此机构的极位夹角 θ , 杆 CD 的最大摆角 φ , 计算行程

速度比系数 K 。

解 1) 作出机构的两个

极位, 由图中量得

$$\theta = 18.6^\circ$$

$$\varphi = 70.6^\circ$$

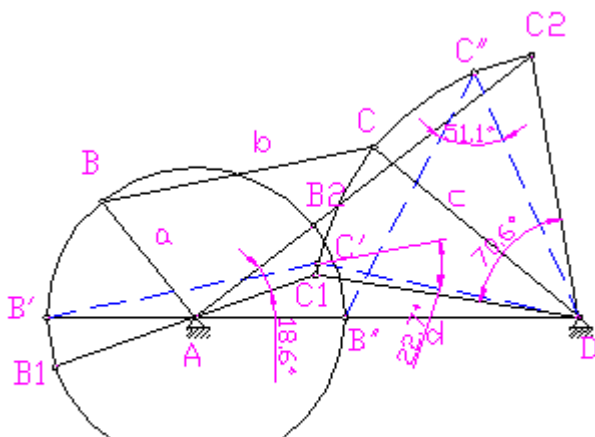
2) 求行程速比系数

$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} = 1.23$$

3) 作出此机构传动

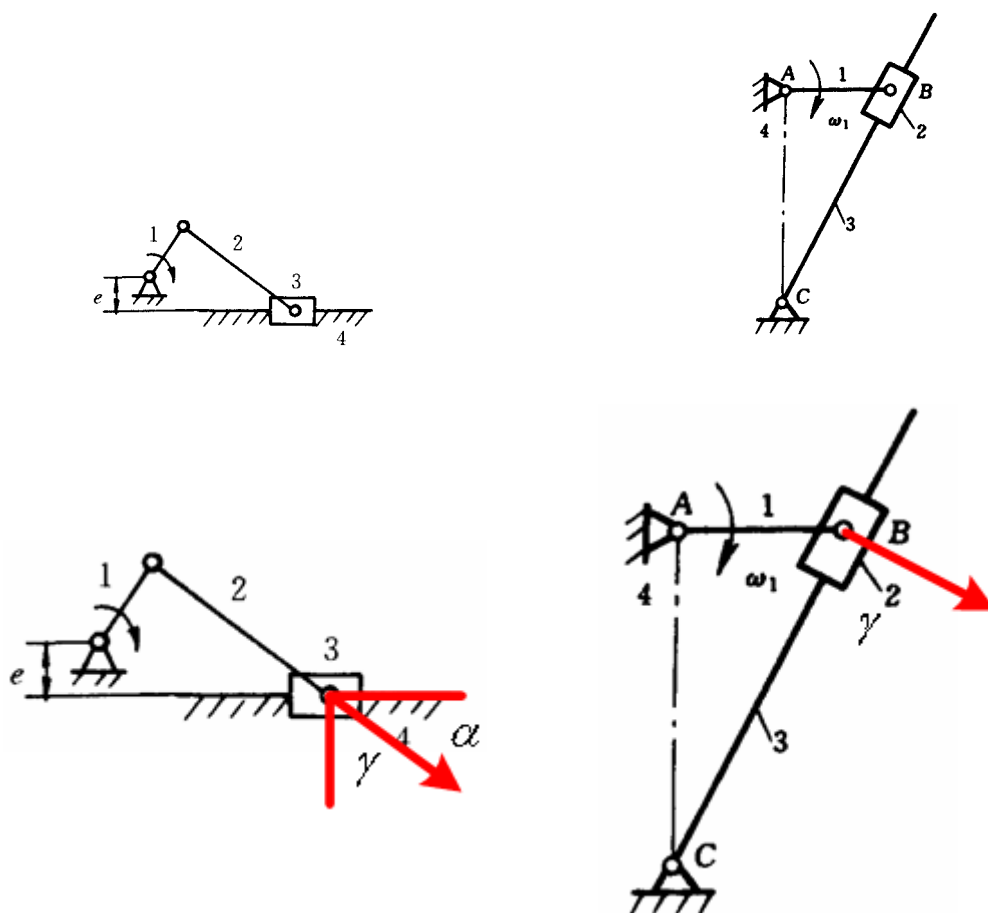
角最小的位置, 量得

$$\gamma_{\min} = \gamma' = 22.7^\circ$$



此机构为 曲柄摇杆机构

3、画出各机构的压力角传动角。箭头标注的构件为原动件。



4、现欲设计一铰链四杆机构，已知其摇杆 CD 的长 $l_{CD}=75\text{mm}$ ，行程速比系数 $K=1.5$ ，机架 AD 的长度为 $l_{AD}=100\text{mm}$ ，又知摇杆的一个极限位置与机架间的夹角为 $\psi=45^\circ$ ，试求其曲柄的长度 l_{AB} 和连杆的长 l_{BC} 。（有两个解）

解：先计算 $\theta = \frac{180^\circ + K}{180^\circ - K} = 16.36^\circ$

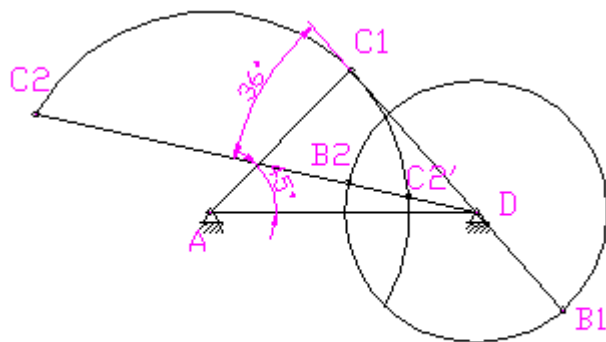
并取 μ_l 作图，可得两个解

$$\textcircled{1} \quad l_{AB} = \mu_l (\overline{AC_2} - \overline{AC_1}) / 2 = 2(84.5 - 35) / 2 = 49.5\text{mm}$$

$$l_{BC} = \mu_l (\overline{AC_2} + \overline{AC_1}) / 2 = 2(84.5 + 35) / 2 = 119.5\text{mm}$$

$$\textcircled{2} \quad l_{AB} = \mu_l (\overline{AC_1} - \overline{AC_2}) / 2 = 2(35 - 13) / 2 = 22\text{mm}$$

$$l_{BC} = \mu_l (\overline{AC_1} + \overline{AC_2}) / 2 = 2(35 + 13) / 2 = 48\text{mm}$$

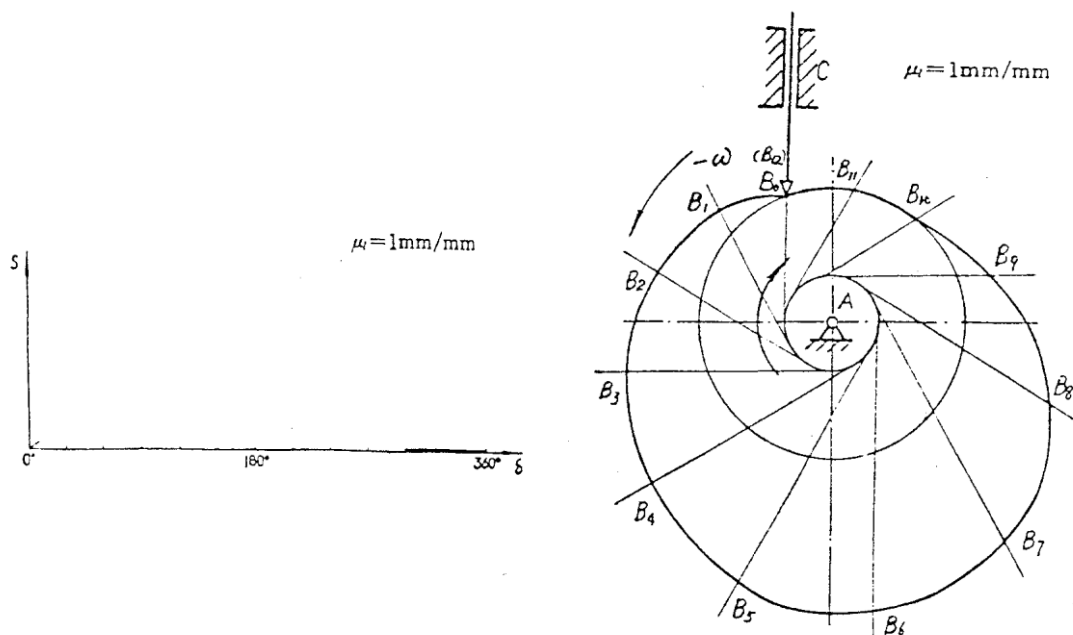


$$\mu = 0.002 \text{ m/mm}$$

凸轮机构及其设计

1、已知一偏置尖顶推杆盘形凸轮机构如图所示，试用作图法求其推杆的位移曲线。

解 以同一比例尺 $\mu_l = 1\text{mm/mm}$ 作推杆的位移线图如下所示。



2、试以作图法设计一偏置直动滚子推杆盘形凸轮机构的凸轮轮廓曲线。已知凸轮以等角速度逆时针回转，正偏距 $e = 10\text{mm}$ ，基圆半径 $r_0 = 30\text{mm}$ ，滚子半径 $r_r = 10\text{mm}$ 。推杆运动规律为：凸轮转角 $\delta = 0^\circ \sim 150^\circ$ ，推杆等速上升 16mm ； $\delta = 150^\circ \sim 180^\circ$ ，推杆不动； $\delta = 180^\circ \sim 300^\circ$ 时，推杆等加速等减速回程 16mm ； $\delta = 300^\circ \sim 360^\circ$ 时，推杆不动。

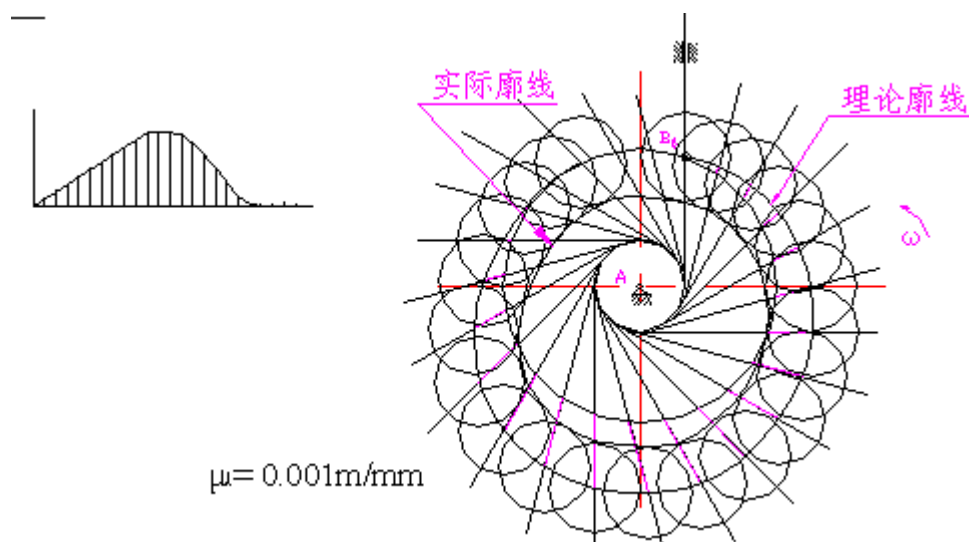
解 推杆在推程段及回程段运动规律的位移方程为：

1) 推程： $s = h\delta / \delta_0$, $(0^\circ \leq \delta \leq 150^\circ)$

2) 回程：等加速段 $s = h - 2h\delta'^2 / \delta_0'^2$, $(0^\circ \leq \delta \leq 60^\circ)$

等减速段 $s = 2h(\delta'_0 - \delta)^2 / \delta_0'^2$, $(60^\circ \leq \delta \leq 120^\circ)$

取 $\mu_l = 1\text{mm/mm}$ 作图如下：

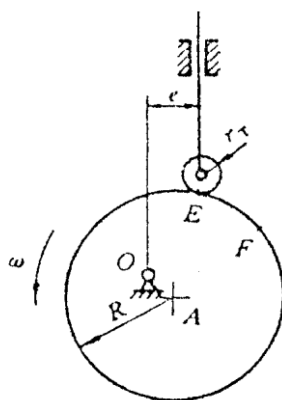


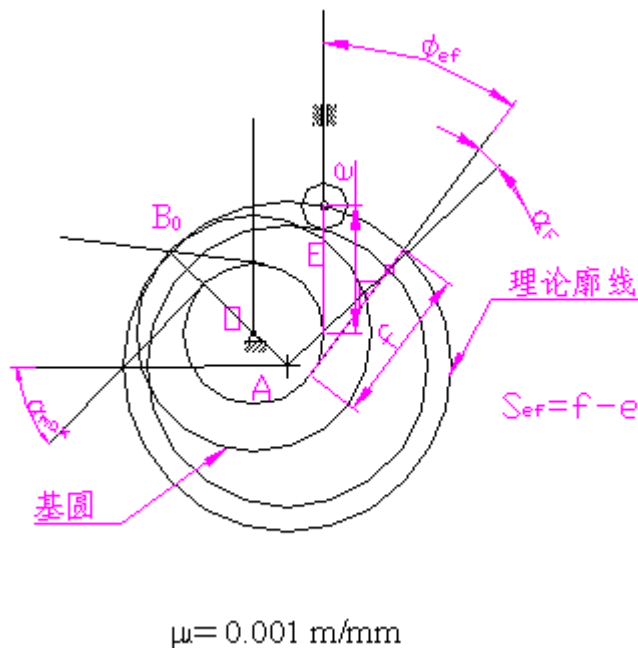
计算各分点得位移值如下：

总转角 $\delta\Sigma$	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°	135°	150°	165°
s	0	1.6	3.2	4.8	6.4	8	9.6	11.2	12.8	14.4	16	16
$\delta\Sigma$	180°	195°	210°	225°	240°	255°	270°	285°	300°	315°	330°	360°
s	16	15.5	14	11.5	8	4.5	2	0.5	0	0	0	0

3、在图示凸轮机构中，凸轮为偏心轮，转向如图。E、F 为凸轮与滚子的两个接触点，试在图上标出：

- 1) 从 E 点接触到 F 点接触凸轮所转过的角度 φ ；
- 2) F 点接触时的从动件压力角；
- 3) 由 E 点接触到 F 点接触从动件的位移 s；
- 4) 画出凸轮理论轮廓曲线和基圆。





齿轮机构

1、设有一渐开线标准齿轮 $z = 20$, $m = 8\text{mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $h'_a = 1$, 试求: 其齿廓曲线在分度圆及齿顶圆上的曲率半径 ρ 、 ρ_a 及齿顶圆压力角 α_a 。

解: 求 ρ 、 ρ_a 、 α_a

$$d = mz = 8 \times 20 = 160\text{mm}$$

$$d_a = m(z + 2h'_a) = 8 \times (20 + 2 \times 1) = 176\text{mm}$$

$$d_b = d \cos \alpha = 160 \cos 20^\circ = 150.36\text{mm}$$

$$\rho = r_b \tan \alpha = 75.175 \tan 20^\circ = 27.36\text{mm}$$

$$\alpha_a = \cos^{-1}(r_b / r_a) = \cos^{-1}(75.175 / 88) = 31^\circ 19.3'$$

$$\rho_a = r_b \tan \alpha_a = 75.175 \tan 31^\circ 19.3' = 45.75\text{mm}$$

2、已知一对外啮合标准直齿圆柱齿轮的标准中心距 $a = 160\text{mm}$, 齿数 $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, 求模数和分度圆直径 d_1 、 d_2 。

解:

$$a = \frac{1}{2} m(Z_1 + Z_2) \Rightarrow m = 4\text{mm}$$

$$d_1 = mZ_1 = 4 \times 20 = 80\text{mm}$$

$$d_2 = mZ_2 = 4 \times 60 = 240\text{mm}$$

3、设已知一对斜齿轮传动, $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $m_n = 8\text{mm}$, $\alpha_n = 20^\circ$, $h'_{an} = 1$, $c'_n = 0.25$, $B = 30\text{mm}$,

初取 $\beta = 15^\circ$ ，试求该传动的中心距 a (a 值应圆整为个位数为 0 或 5，并相应重算螺旋角 β)、几何尺寸、当量齿数和重合度。

解 1) 计算中心距 a

$$\text{初取 } \beta = 15^\circ, \text{ 则 } a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2) = \frac{8(20 + 40)}{2 \cos 15^\circ} = 248.466$$

$$\text{取 } a = 250 \text{ mm}, \text{ 则 } \beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{8(20 + 40)}{2 \times 250} = 16^\circ 15' 37''$$

2) 计算几何尺寸及当量齿数

尺寸名称	小齿轮	大齿轮
分度圆直径	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 166.67 \text{ mm}$	$d_2 = 333.33 \text{ mm}$
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 182.67 \text{ mm}$	$d_{a2} = 349.33$
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 146.67 \text{ mm}$	$d_{f2} = 313.33$
基圆直径	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 155.85 \text{ mm}$	$d_{b2} = 311.69 \text{ mm}$
齿顶高、齿根高	$h_a = h_a^* m_n = 8 \text{ mm}$	$h_a = (h_a^* + c^*) m_n = 10 \text{ mm}$
法面及端面齿厚	$s_n = \pi m_n / 2 = 12.57 \text{ mm}$	$s_t = \pi m_n / (2 \cos \beta) = 13.09 \text{ mm}$
法面及端面齿距	$p_n = \pi m_n = 25.14 \text{ mm}$	$p_t = p_n / \cos \beta = 26.19 \text{ mm}$
当量齿数	$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 22.61$	$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 22.61$

3) 计算重合度 ε_γ

$$\alpha_t = \arctg(\tg \alpha_n / \cos \beta) = \arctg(\tg 20^\circ / \cos 16^\circ 15' 37'') = 20^\circ 45' 49''$$

$$\alpha_{at1} = \arccos(d_{b1} / d_{a2}) = \arccos(155.84 / 182.67) = 31^\circ 26' 49''$$

$$\alpha_{at2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2}) = \arccos(311.69 / 349.33) = 26^\circ 50' 33''$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{z_1(\tg \alpha_{at1} - \tg \alpha_t) + z_2(\tg \alpha_{at2} - \tg \alpha_t)}{2\pi} \\ &= \frac{20(\tg 31^\circ 26' 49'' - \tg 20^\circ 45' 49'') + 40(\tg 26^\circ 50' 33'' - \tg 20^\circ 45' 49'')}{2\pi} = 1.59 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_\beta = B \sin \beta / \pi m_n = 30 \sin 16^\circ 15' 37'' / 8\pi = 0.332$$

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.59 + 0.332 = 1.92$$

4、已知一对等顶隙收缩齿标准直齿圆锥齿轮传动，齿数 $z_1 = 20$ ， $z_2 = 38$ ，模数 $m = 4 \text{ mm}$ ，分度圆压力角 $\alpha = 20^\circ$ ，齿顶高系数 $h_a^* = 1$ ，齿顶间隙系数 $c^* = 0.2$ ，轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 。

求两锥齿轮的齿顶圆锥角 δ_{a1} 、 δ_{a2} 及其它主要尺寸。

解：齿顶圆锥角： $\delta_1 = \arccotg \frac{z_2}{z_1} = 62.24^\circ$ ， $\delta_2 = 90 - \delta_1 = 27.76^\circ$

齿顶高： $h_a = h_a^* m = 4mm$

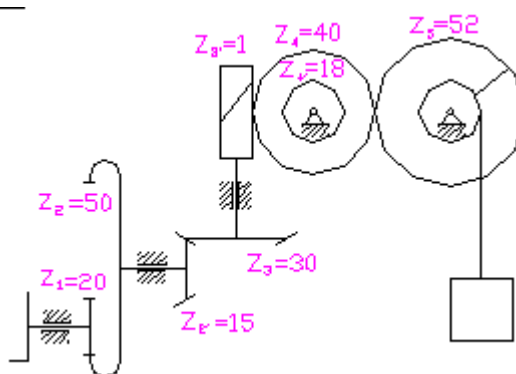
齿根高： $h_f = (h_a^* + c^*)m = 4.8mm$

轮系及其设计

1、如图所示为一手摇提升装置，其中各轮齿数均已知，试求传动比 i_{15} ，指出当提升重物时手柄的转向（在图中用箭头标出）。

解 此轮系为 空间定轴轮系

$$\begin{aligned} i_{15} &= \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2' z_3' z_4'} \\ &= \frac{50 \times 30 \times 40 \times 52}{20 \times 15 \times 1 \times 18} \\ &= 577.78 \end{aligned}$$



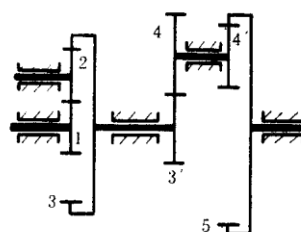
2、在图示齿轮系中，已知 $z_1=z_2=19$ ， $z_3'=26$ ， $z_4=30$ ， $z_4'=20$ ， $z_5=78$ ，齿轮 1 与齿轮 3 同轴线，求齿轮 3 的齿数及传动比 i_{15} 。

解：

$$\begin{cases} mZ_3 = d_3 \\ d_2 + \frac{d_1}{2} = d_3 \end{cases} \quad Z_1 + 2Z_2 = Z_3$$

$$Z_3 = 57$$

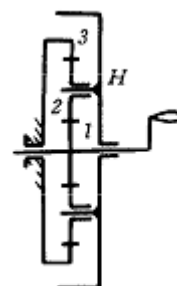
$$i_{15} = (-1)^2 \frac{Z_2 Z_3 Z_4 Z_5}{Z_1 Z_2' Z_3' Z_4'} = 13.5$$



题图 5-2

3、在图示的行星减速装置中，已知 $z_1=z_2=17$ ， $z_3=51$ 。当手柄转过 90° 时转盘 H 转过多少度？

$$\text{解： } i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{0 - n_H} = -\frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_2} = -3$$

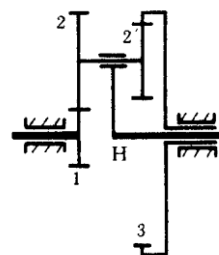


$$\frac{n_1}{n_H} = 4, \text{ 故手柄转过 } 90 \text{ 度时, 转盘 } H \text{ 转过 } 22.5 \text{ 度}$$

4、在图示的差动齿轮系中, 已知各轮齿数 $z_1=15, z_2=25, z_2'=20, z_3=60$ 。若 $n_1 = 200\text{r/min}$, $n_3 = 50\text{r/min}$, 且转向相同, 试求行星架 H 的转速 n_H 。

$$\text{解: } i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = (-1) \frac{Z_2 Z_3}{Z_2' Z_1} \Rightarrow \frac{200 - n_H}{50 - n_H} = (-1) \frac{25 \times 60}{15 \times 20} = -5$$

$$n_H = 75$$



题图 5-6

5、在图示的复合轮系中, 设已知 $n_1=3549\text{r/min}$, 又各轮齿数为 $z_1=36, z_2=60, z_3=23, z_4=49, z_4'=69, z_5=31, z_6=131, z_7=94, z_8=36, z_9=167$, 试求行星架 H 的转速 n_H (大小及转向)?

解: 此轮系是一个复合轮系

在 1—2 (3)—4 定轴轮系中:

$$i_{14} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} = \frac{60 \times 49}{36 \times 23} = 3.551 \text{ (转向见图)}$$

在 4'—5—6—7 行星轮系中

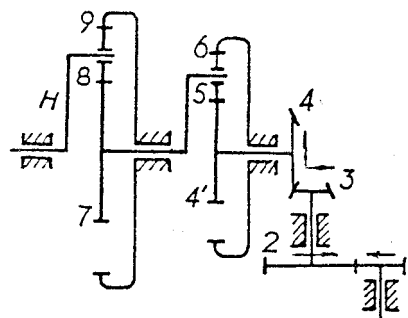
$$i_{4'7} = 1 - i_{4'6}^7 = 1 + \frac{Z_6}{Z_{4'}} = 1 + \frac{131}{69} = 2.899$$

在 7—8—9—H 行星轮系中

$$i_{7H} = 1 - i_{79}^H = 1 + \frac{Z_9}{Z_7} = 1 + \frac{167}{94} = 2.777$$

$$i_{1H} = i_{14} \cdot i_{4'7} \cdot i_{7H} = 3.551 \times 2.899 \times 2.777 = 28.587$$

故 $n_H = n_1 / i_{1H} = 3549 / 28.587 = 124.15(\text{r/min})$, 其转向与轮 4 转向相同



其他常用机构及动力分析

1、已知槽轮机构的槽数 $z=5$, 拨盘的圆销数 $K=1$, 转速 $n_1=75\text{ r/min}$, 求槽轮的运动时间 t_m 和静止时间 t_s 。

$$\text{解: } \frac{t_m}{t} = \frac{(z-2)}{2z} = 0.3, \quad t_m = 0.24\text{s}, \quad t = 0.56\text{s}$$

2、在图 a 所示的盘形转子中，有四个偏心质量位于同一回转平面内，其大小及回转半径分别为 $m_1=5\text{kg}$, $m_2=7\text{kg}$, $m_3=8\text{kg}$, $m_4=10\text{kg}$; $r_1=r_4=10\text{cm}$, $r_2=20\text{cm}$, $r_3=15\text{cm}$ ，方位如图 a 所示。又设平衡质量 m_b 的回转半径 $r_b=15\text{cm}$ 。试求平衡质量 m_b 的大小及方位。

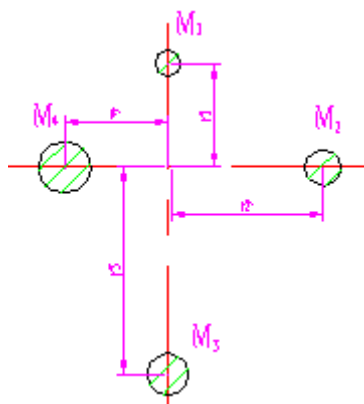
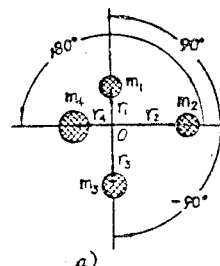
解 根据静平衡条件有

$$m_b \vec{r}_b + m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3 + m_4 \vec{r}_4 = 0$$

以 μ_w 作质径积多边形图 b，故得

$$m_b = \mu_w w_b / r_b = 5 \times 16.1 / 15 = 5.37(\text{kg})$$

$$\theta_b = 119.7^\circ$$

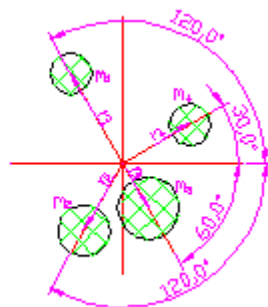
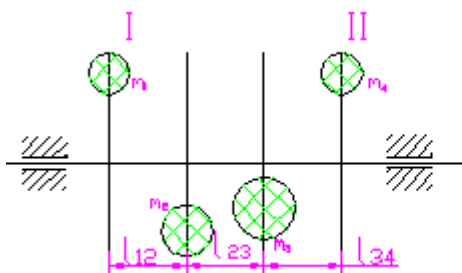
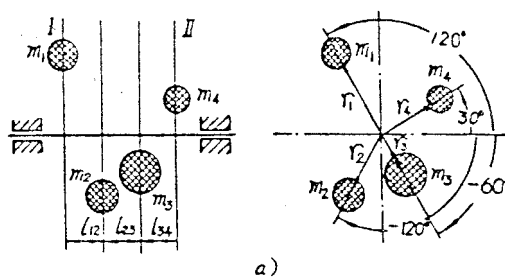


2、在图 a 所示的转子中，已知各偏心质量 $m_1=10\text{kg}$, $m_2=15\text{kg}$, $m_3=20\text{kg}$, $m_4=10\text{kg}$ ，它们的回转半径分别为 $r_1=40\text{cm}$, $r_2=r_4=30\text{cm}$, $r_3=20\text{cm}$ ，又知各偏心质量所在的重转平面间的距离为 $l_{12}=l_{23}=l_{34}=30\text{cm}$ ，各偏心质量的方位角如图。若置于平衡基面 I 及 II 中的平衡质量 m_{bI} 及 m_{bII} 的回转半径均为 50cm ，试求 m_{bI} 及 m_{bII} 的大小和方位。

解 根据动平衡条件有

$$m_1 \vec{r}_1 + \frac{2}{3} m_2 \vec{r}_2 + \frac{1}{3} m_3 \vec{r}_3 + m_{bI} \vec{r}_{bI} = 0$$

$$m_4 \vec{r}_4 + \frac{2}{3} m_3 \vec{r}_3 + \frac{1}{3} m_2 \vec{r}_2 + m_{bII} \vec{r}_{bII} = 0$$



以 μ_w 作质径积多边形图 b 和图 c，由图得

平衡基面 I

$$m_{bI} = \mu_w \cdot W_b^I / r_{bI} = 10 \times 28 / 50 = 5.6(kg)$$

$$\theta_{bI} = 6^\circ$$

平衡基面 II

$$m_{bII} = \mu_w \cdot W_b^{II} / r_{bII} = 10 \times 37 / 50 = 7.4(kg)$$

$$\theta_{bII} = 145^\circ$$

联接

1、图示为一升降机构，承受载荷 $F=150\text{ kN}$ ，采用梯形螺纹， $d=60\text{ mm}$ ， $d_2=56\text{ mm}$ ， $P=8\text{ mm}$ ，线数 $n=3$ 。支撑面采用推力球轴承，升降台的上下移动处采用导向滚轮，它们的摩擦阻力近似为零。试计算：

- (1) 工作台稳定上升时的效率（螺纹副当量摩擦系数为 0.10）。
- (2) 稳定上升时加于螺杆上的力矩。
- (3) 若工作台以 720 mm/min 的速度上升，试按稳定运转条件求螺杆所需转速和功率。
- (4) 欲使工作面在载荷作用下等速下降，是否需要制动装置？加于螺栓上的制动力矩是多少？

解：1) $\rho' = \arctan 0.1 = 5.71^\circ$

$$\tan \lambda = \frac{nP}{\pi d_2}, \quad \lambda = 7.8^\circ$$

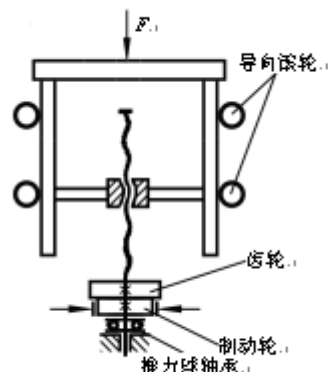
$$\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho')} = 57\%$$

$$2) \quad M = \frac{d_2}{2} F \tan(\lambda + \rho')$$

$$3) \quad n_1 p Z = 720, \quad n_1 = \frac{720}{p Z} = 30\text{ r/min}, \quad N = M \omega = \frac{d_2}{2} F \tan(\lambda + \rho') \cdot \frac{\pi n_1}{30}$$

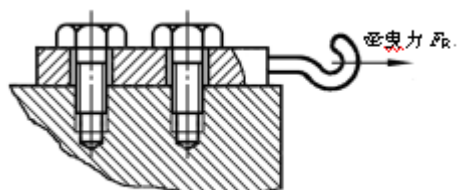
$$= 3158\text{ W}$$

$$4) \quad \lambda > \rho' \quad \text{不自锁，需要制动装置，制动力矩 } M' = \frac{F d_2}{2} \tan(\lambda - \rho')$$



2、图示为一用两个 M12 螺钉固定的牵曳钩，若螺钉材料为 Q235 钢，装配时控制预紧力，结合面摩擦系数 $f=0.15$ ，求其允许的最大牵曳力。

解：由结构形式可知，结合面 $m=1$



联接螺栓数目 $Z = 2$,

由表 9.5 查得 $\sigma_s = 240\text{MPa}$

控制预紧力, 取 $S = 1.3$ 。

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = 185\text{MPa},$$

$$\text{由表查取 } d_1 = 10.106\text{mm}, \quad \text{取 } C = 1.2 \quad F_R = \frac{F'mfZ}{C} \quad F' = \frac{\pi[\sigma]d_1^2}{4 \times 1.3}$$

$$F_{R_{\max}} = \frac{\pi mfZ[\sigma]d_1^2}{4 \times 1.3C} = 2853\text{N}$$

3、图示为一刚性凸缘联轴器, 材料为 Q215 钢, 传递的最大转矩为 1400 N·m (静载荷)。联轴器用 4 个 M16 的铰制孔用螺栓联接, 螺栓材料为 Q235 钢, 试选择合适的螺栓长度, 并校核该联接的强度。

解: 单个螺栓所受横向载荷

$$F_R = \frac{2M}{Dm}$$

强度条件

$$\tau = \frac{4F_R}{\pi d_0^2} \leq [\tau], \quad \sigma_p = \frac{F_R}{d_0 h_{\min}} \leq [\sigma_p]$$

由表 9.5 查得:

$$\text{Q215} \quad \sigma_s = 220\text{MPa}$$

$$\text{Q235} \quad \sigma_s = 240\text{MPa}$$

$$\text{由表 9.5 查得} \quad [\tau] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{240}{2.5} = 96\text{MPa}$$

$$\text{挤压强度校核, 最弱材料 } [\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{220}{1.15} = 191\text{MPa}$$

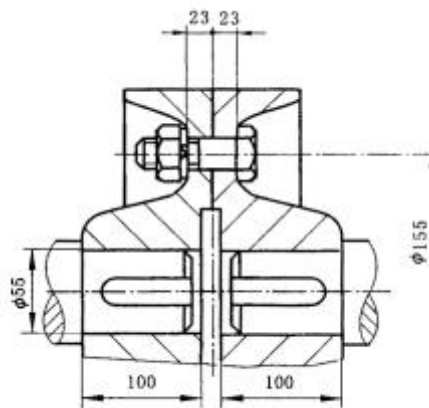
$$\tau = \frac{4M}{\pi d_0^2 Dm} = 11.24\text{MPa} < [\tau]$$

$$\sigma_p = \frac{M}{m D d_0 h_{\min}} = \frac{1400 \times 10^3}{4 \times 155 \times 16 \times 23} = 6.14\text{MPa} < [\sigma_p] \quad \text{安全}$$

$$\text{螺栓长度} \quad L \geq 23 + 23 + m + (3 \sim 5)$$

M16 螺母厚度为 14.8mm, 垫片厚度 $h = 3\text{mm}$

$L = 65(70)\text{mm}$ 。 注: 以 $l(20 \sim 70)0$ 或 5 结尾



4、图示为一钢制液压油缸，采用双头螺柱联接。已知油压 $p = 8 \text{ MPa}$ ，油缸内径 $D = 250 \text{ mm}$ ， $D_1 = 300 \text{ mm}$ ，为保证气密性要求，螺柱间距 l 不得大于 $4.5d$ (d 为螺纹大径)，试设计此双头螺柱联接。

解：1) 计算单个螺栓得工作载荷 F ，暂取螺栓数目

$$Z = 12, \quad F = \frac{p\pi D^2}{4Z} = 32725 \text{ N}$$

2) 计算单个螺栓总拉力 F_0 ，取残余预紧力

$$F' = 1.6F \quad F_0 = F + F' = 85085 \text{ N}$$

3) 求螺栓公称直径

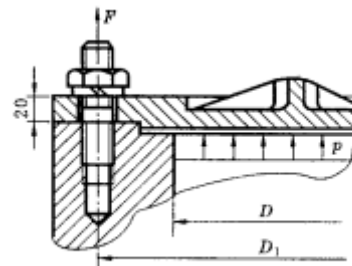
选取螺栓材料为 40Cr, $\sigma_s = 800 \text{ MPa}$ 装配时不控制预紧力，按表 9.6 暂取安全系数

$$S = 3, \quad [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = 267 \text{ MPa}, \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}} = 22.96 \text{ mm}$$

由表 9.1，取 $M27(d_1 = 23.752 \text{ mm})$ ，按图表 9.6 可知所取安全系数是正确的。

4) 验证螺栓数目

$$l = \frac{\pi D_1}{Z} = 78.55 \text{ mm} < 4.5d$$



5、在题 9-3 中，已知轴的材料为 45 钢，工作时略有冲击。试为该联轴器选择平键，确定键的尺寸，并校核其强度。

解：1) 选择键联接的类型和尺寸

选用半圆头普通平键，材料 45 钢，由表 9.10 查得 $b = 16 \text{ mm}$ ， $h = 10 \text{ mm}$ ，参考轮毂长度，取 $L = 90 \text{ mm}$

2) 校核键联接强度

键和轴的材料优于轮毂材料，应校核联轴器强度，由表 9.11 取许用应力

$$[\sigma_p] = 135 \text{ MPa}, \quad l = L - 8 = 82 \text{ mm}, \quad \sigma_p = \frac{4T}{dhl} = 124 \text{ MPa} < [\sigma_p], \quad \text{合适。}$$

标记 键 C16×100 GB/T1096-1979

齿轮传动

1. 已知闭式直齿圆柱齿轮传动的传动比 $i = 3.6$ ， $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ ， $P = 25 \text{ kW}$ ，长期双向转动，载荷有中等冲击，要求结构紧凑，采用硬齿面材料。试设计此齿轮传动。

解：1) 选择材料、确定许用应力

大小齿轮均采用 20Cr，渗碳处理淬火，由表 10.1 选择硬度为 59HRC，由图 10-9c

得到， $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} = 390 \text{ MPa}$ ，

由表 10.4 得, 取 $S_F = 1.5$, $[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim} \times 0.7}{S_F} = 182 \text{ MPa}$

由图 10-6c 得, $\sigma_{H\lim1} = \sigma_{H\lim2} = 1500 \text{ MPa}$,

由表 10.4 得, 取 $S_H = 1.2$, $[\sigma_{H1}] = [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} = 1250 \text{ MPa}$

2) 按轮齿弯曲强度设计

齿轮按 8 级精度制造, 由表 10.3, 取载荷系数 $k = 1.5$, 齿宽系数 $\psi_\alpha = 0.4$, 小齿

轮上得转矩 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n_1} = 165800 \text{ N} \cdot \text{mm}$

取 $Z_1 = 25$, 则 $Z_2 = iZ_1 = 90$, 由图 10-8 查得 $Y_{F1} = 2.71$, $Y_{F2} = 2.21$

$\therefore \frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} > \frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$, 将 $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]}$ 带入式 (10-10)

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1Y_F}{\psi_\alpha(i+1)Z_1^2[\sigma_F]}} = 2.35 \text{ mm}$$

由表 4.1 取 $m = 2.5 \text{ mm}$

中心距 $a = \frac{m}{2}(Z_1 + Z_2) = 143.75 \text{ mm}$

齿宽 $b = \psi_\alpha a = 57.5 \text{ mm}$, 取 $b_1 = 65 \text{ mm}$, $b_2 = 60 \text{ mm}$

3) 验算齿面的接触强度

$$\sigma_H = 336 \sqrt{\frac{(i+1)^2 KT_1}{iba^2}} = 782.5 < [\sigma_H] \quad \text{安全}$$

4) 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = 4.71 \text{ m/s}$$

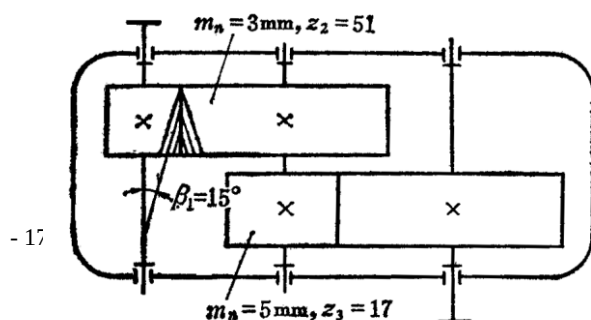
由表 10.2 可知选 8 级精度是合适的。

2、设两级斜齿圆柱齿轮减速器的已知条件如图所示, 试问: 1) 低速级斜齿轮的螺旋线方向应如何选择才能使中间轴上两齿轮的轴向力方向相反; 2) 低速级螺旋角 β 应取多大数值才能使中间轴上两个轴向力互相抵消。

解: 要使中间轴两齿轮的斜齿轮的轴向力相反, 则旋向必须相同,

Z_2 左旋, Z_3 应为右旋, Z_4 为右

旋, 按题意, $F_{a1} = F_{a2}$, 则:



$$F_{t2} \tan \beta_1 = F_{t3} \tan \beta_3,$$

$$F_t = \frac{2T}{d},$$

$$\frac{2T_2}{d_2} \tan 15^\circ = \frac{2T_3}{d_3} \tan \beta_3$$

$$\text{又因 } T_2 = T_3, \quad \text{所以 } \tan \beta_3 = \frac{d_3}{d_2} \tan 15^\circ = \left(\frac{m_{n3} Z_3}{\cos \beta_3} \tan 15^\circ \right) / \frac{m_{n2} Z_2}{\cos \beta_2},$$

$$\sin \beta_3 = \frac{m_{n3} Z_3}{m_{n2} Z_2} \sin 15^\circ = 0.1438, \quad \beta_3 = 8^\circ 16'$$

3、设计一单级闭式斜齿轮传动，已知 $P=10\text{kW}$ ， $n_1=1460\text{r/min}$ ， $i=3.3$ ，工作机有中等冲击载荷。要求采用电动机驱动，选用软齿面材料， $z_1=19$ 。试设计此单级斜齿轮传动，校核疲劳强度。

解：1) 选择材料以确定许用应力

小齿轮采用 **40Cr** 调质，硬度取 260HBS，

大齿轮采用 **ZG35SiMn** 调质，硬度取 260HBS

由图 11-6b) $\sigma_{H\lim1} = 700\text{MPa}$ ， $\sigma_{H\lim2} = 540\text{MPa}$ ，由表 10.4 取 $S_H = 1.1$ ，

$$\text{则} \quad [\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim1}}{S_H} = 636\text{MPa}, \quad [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim2}}{S_H} = 491\text{MPa}$$

由图 10-9b) $\sigma_{F\lim1} = 240\text{MPa}$ ， $\sigma_{F\lim2} = 180\text{MPa}$ ，由表 10.4 取 $S_F = 1.3$

$$\text{则} \quad [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim1}}{S_F} = 185\text{MPa}, \quad [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim2}}{S_F} = 138\text{MPa}$$

2) 按齿面接触疲劳强度设计

设齿轮按 8 级精度制造，由表 10.3 取载荷系数 $K = 1.5$ ，齿宽系数 $\psi_\alpha = 0.4$

$$\text{小齿轮上的转矩} \quad T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 6.54 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\text{按式 10-15 计算中心距} \quad a \geq (i+1)^3 \sqrt{\left(\frac{305}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{KT_1}{\psi_\alpha i}} = 131.6\text{mm}$$

取 $Z_1 = 30$ ， $Z_2 = iZ_1 = 99$ ，初选 $\beta = 15^\circ$

$$m_n = \frac{2a \cos \beta}{Z_1 + Z_2} = 1.97\text{mm} \quad \text{由表 4.1 取 } m_n = 2\text{mm}$$

$$a = m_n \frac{Z_1 + Z_2}{2 \cos \beta} = 133.55 \text{ mm} \quad a = 135 \text{ mm}$$

$$\beta = \arccos \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2a} = 17^\circ 10' \quad \text{齿宽} \quad b = \psi_a a = 54 \text{ mm}$$

$$\text{取 } b_2 = 55 \text{ mm}, \quad b_1 = 60 \text{ mm}$$

3) 验算弯曲强度

$$\text{由图 10-8, } Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \beta} = 31.4, \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \beta} = 103.6$$

$$Y_{F1} = 2.6, \quad Y_{F2} = 2.2$$

$$\sigma_{F1} = \frac{1.6 K T_1 Y_{F1} \cos \beta}{b m_n^2 Z_1} = 59 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = 50 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}] \quad \text{安全!}$$

蜗杆传动

1、设某一标准蜗杆传动的模数 $m = 5 \text{ mm}$ ，蜗杆的分度圆直径 $d_1 = 50 \text{ mm}$ ，蜗杆的头数

$Z_1 = 2$ ，传动比 $i = 20$ ，试计算蜗轮的螺旋角和蜗杆传动的主要尺寸。

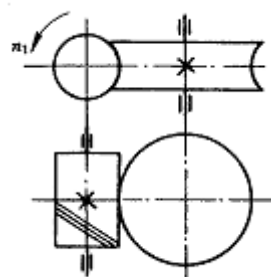
$$\text{解: 1) 蜗杆直径系数 } q = \frac{d_1}{m} = 10$$

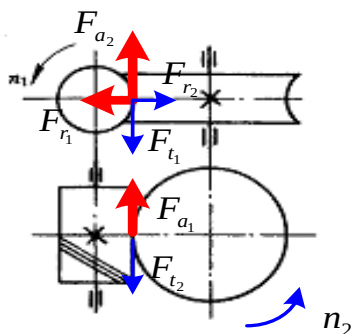
$$2) \text{ 螺旋角升角 } \tan \lambda = \frac{Z_1}{q} = 0.2, \quad \lambda = 11^\circ 18' 36''$$

$$3) \text{ 中心距 } a = \frac{m}{2} (q + Z_2) = 125 \text{ mm}$$

2、对图示的蜗杆传动，请根据已知的蜗杆的螺旋方向和转向，确定蜗轮的螺旋方向和转向。并在图中表出蜗杆和蜗轮的受力方向。

解:





由于蜗杆为左旋，故蜗轮为左旋，图中红色的箭头表示蜗杆的受力，绿色的表示蜗轮的受力。

3、试设计一单级圆柱蜗杆传动：传动由电动机驱动，电动机的功率为 7kW，转数为 1440r/min，蜗轮轴的转数为 80r/min，载荷平稳，单向传动。

解：1) 选择材料，蜗杆用 45 钢，表面淬火，硬度为 45HRC~55HRC，以保证蜗杆较好的耐磨性。蜗轮齿圈用铸锡青铜 ZCuSn10P1，砂模铸造，轮心用灰铸铁 HT100。

2) 确定许用应力，由表 10.1 查得 $[\sigma_H] = 200MPa$

3) 选择蜗杆的头数和蜗轮的齿数

$$i = \frac{1440}{80} = 18, \text{ 取 } Z_1 = 2, Z_2 = 36$$

4) 初选蜗杆传动的效率

由 $Z_1 = 2$ ，由表 11.7，初选蜗杆传动的效率为 0.8

5) 计算作用在蜗轮上的转矩

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} \times \eta = 668500 N \cdot m$$

6) 确定载荷系数

取 $K = 1.1$

7) 确定模数和蜗杆分度圆直径

$$m^2 d_1 = \left(\frac{510}{Z_2 [\sigma_H]} \right)^2 K T_2 = 3690 mm^3, \text{ 由表 11.2 取 } m = 6.3 mm, d_1 = 112 mm$$

8) 验算效率

$$\text{蜗杆分度圆的圆周速度} \quad v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = 5.07 m/s$$

$$\tan \gamma = \frac{Z_1 m}{d_1} \quad \gamma = 6.42^\circ, \quad v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = 5.1 m/s$$

$$\text{由表 11-6, } \rho' = 1.27^\circ, \quad \eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = 0.79 \sim 0.798 \approx 0.8$$

9) 验算接触疲劳强度

由式 11-12 重新计算 $m^2 d$ ，以效率 0.8 计算， $m^2 d_1 = 3690$ ，而 $6.3^2 \times 112 = 4445$ ，

设计结果可用

10) 尺寸计算

$$q = 17.778$$

带传动

1、一普通 V 带传动，已知带的型号为 A，两轮基准直径分别为 150 mm 和 400 mm，初定中心距 $a = 450$ mm，小带轮转速为 1460 r/min。试求：(1) 小带轮包角；(2) 选定带的基准长度 L_d ；(3) 不考虑带传动的弹性滑动时大带轮的转速；(4) 滑动率 $\varepsilon = 0.015$ 时大带轮的实际转速；(5) 确定实际中心距。

解：1) 小带轮包角：
$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3^\circ = 148.17^\circ$$

2) 确定带的基准长度：
$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 1798.66 \text{ mm}$$

由表 12.3 取
$$L_d = 1800 \text{ mm}$$

3) 不计弹性滑动
$$n_2 = \frac{D_1}{D_2} n_1 = 547.5 \text{ r/min}$$

4) 考虑滑动率时，实际转速
$$n_2 = \frac{D_1}{D_2} n_1 (1 - \varepsilon) = 539.3 \text{ r/min}$$

5) 实际中心距：

$$a \approx \frac{2L_d - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_d - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} = 450.7 \text{ mm}$$

2、设计一破碎机用普通 V 带传动。已知电动机额定功率为 $P = 5.5$ kW，转速 $n_1 = 1440$ r/min，从动轮为 $n_2 = 600$ r/min，允许误差 $\pm 5\%$ ，两班制工作，希望中心距不超过 650 mm。

解：1) 计算功率 P_C ，由表 12.6 查取 $K_A = 1.4$ ，
$$P_C = K_A P = 7.7 \text{ kW}$$

2) 选取 V 带型号，由图 12-13 确定选用 A 型。

3) 确定带轮基准直径 D_1 ， D_2

由表 12.7 取 $D_1 = 125 \text{ mm}$ ， $\varepsilon = 1\%$ ，
$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} (1 - \varepsilon) = 297 \text{ mm}$$

取直径系列：
$$D_2 = 300 \text{ mm}$$

大带轮的带速：
$$n_2 = \frac{n_1 (1 - \varepsilon)}{D_2} = 594 \text{ r/min}$$

$$\frac{600-594}{600} = 1\% < 5\% \quad \text{允许}$$

4) 验算带速: $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = 9.42 \text{ m/s}$, 在 $5 \sim 25 \text{ m/s}$ 范围内, 带速合适

5) 确定带长和中心距

$$\text{初取中心距 } a = 600 \text{ mm}, \quad L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 1880.35 \text{ mm}$$

由表 12.3 取 $L_d = 1800 \text{ mm}$

实际中心距

$$a \approx \frac{2L_d - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_d - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} = 559.36 \text{ mm} < 650 \text{ mm}$$

6) 验算小带轮包角 $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3^\circ = 160^\circ > 120^\circ$

7) 确定带的根数 Z

传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = 2.42$

由表 12.4 查得 $P_O = 1.92 \text{ kW}$, 由表 12.5 查得 $\Delta P_O = 0.17 \text{ kW}$

由表 12.8 查得 $K_\alpha = 0.96$, 由表 12.3 查得 $K_l = 1.01$

$$Z = \frac{P_C}{(P_O + \Delta P_O) K_\alpha K_l} = 3.8 \quad \text{取 } Z = 4 \text{ 根}$$

8) 求压轴力 F_Q

由表 12.2 查得 $q = 0.1 \text{ kg/m}$, 单根带的张紧力

$$F_0 = \frac{500 P_C}{Z v} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + q v^2 = 181.7 \text{ N}$$

压轴力为 $F_Q = 2 Z F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 1435.3 \text{ N}$

9) 带轮的结构设计 (略)

链传动

1、一单排滚子链传动, 链轮齿数 $z_1=21$ 、 $z_2=53$ 、链型号为 10A、链长 $L_p=100$ 节。试求两链轮的分度圆、齿顶圆和齿根圆直径以及传动的中心距。

解：由表 13.1 查得 10A 链， $P=15.875\text{mm}$ ， $d_r=10.16\text{mm}$ ，两链轮的分度圆，齿顶圆，

$$\text{齿根圆直径分别为 } d_1 = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}} = \frac{15.875}{\sin \frac{180^\circ}{21}} = 106.5 \quad d_2 = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}} = 267.97$$

$$d_{a1} = P[0.54 + \text{ctg} \frac{180^\circ}{Z_1}] = 113.9 \quad d_{a2} = P[0.54 + \text{ctg} \frac{180^\circ}{Z_2}] = 276.1$$

$$d_{f1} = d - d_r = 106.5 - 10.16 = 96.34$$

$$\text{中心距 } a = \frac{P}{4} \left[\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = 493$$

2、设计一往复式压气机上的滚子链传动。已知电动机转速 $n_1=960\text{ r/min}$ ，功率 $P=3\text{ kW}$ ，压气机转速 $n_2=320\text{ r/min}$ ，希望中心距不大于 650 mm （要求中心距可以调节）。

解：1) 选择链轮齿数 Z_1 ， Z_2

假定链速 $v=3\sim 8\text{ m/s}$ ，由表 13.6 取链轮的齿数为 $Z_1=21$ ，大链轮齿数

$$Z_2 = \frac{n_1}{n_2} Z_1 = 63。$$

2) 确定链节数 L_p

$$\text{初定中心距 } a=40P，\text{ 则链节数为 } L_p = \frac{2a}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{P}{a} \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 = 123.12，$$

取 $L_p=124$ 节

3) 确定链条节距 P

由图 13-14 按小链轮转速估计工作点落在曲线顶点左侧，由表 13.3 查得工况系数 $K_A=1.3$ ，由表 13.4 查得小链轮齿数系数为 $K_Z=1.11$ ，由图 13-16 查得链长系数 $K_L=1.06$ ，采用单排链，由表 13.5 查得排数系数为 $K_m=1$ 。由式 (13-14) 计算修

$$\text{正后的传递功率为 } P'_0 = \frac{K_A P}{K_Z K_L K_m} = 3.32\text{ kW}，$$

根据 $n_1=960\text{ r/min}$ ， $P'_0=3.32\text{ kW}$ 由图 13-14 选择滚子链型号为 08A，节距

$$P=12.70\text{ mm}$$

4) 确定实际中心距

$$a = \frac{P}{4} \left[\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right) \right] = 513.6 \text{ mm}$$

中心距减少量

$$\Delta a = (0.002 \sim 0.004)a = (1.03 \sim 2.06) \text{ mm}$$

实际中心距 $a' = a - \Delta a = 512.6 \sim 511.6 \text{ mm}$

取 $a' = 512 \text{ mm}$, $a' < 650 \text{ mm}$ 符合设计要求

5) 验算速度

$$v = \frac{n_1 Z_1 P}{60 \times 1000} = 4.72 \text{ m/s}, \text{ 与原定假设相符}$$

6) 计算压轴力 F_Q

$$\text{工作拉力} \quad F_e = \frac{1000P}{v} = 636 \text{ N}, \text{ 有中等冲击取} \quad K_Q = 1.3, \text{ 压轴力}$$

$$F_Q = K_Q F_e = 826 \text{ N}$$

7) 润滑方式

由图 13-15 选择油浴飞溅润滑方式

8) 链轮结构设计

设计结果, 滚子链型号 08A-1-124/T1234-1997

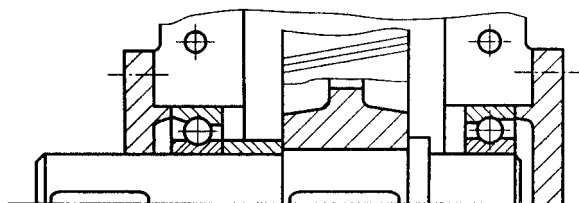
$$Z_1 = 21, \quad Z_2 = 63, \quad a' = 512 \text{ mm}, \quad F_Q = 826 \text{ N}$$

轴

1、已知一传动轴直径 $d=32 \text{ mm}$, 转速 $n=1440 \text{ r/min}$, 如果轴上的扭切应力不允许超过 50 MPa , 问此轴能传递多少功率?

$$\text{解:} \quad P \leq \frac{0.2 d^3 n [\tau_T]}{9.55 \times 10^6} = 49.41 \text{ kW}$$

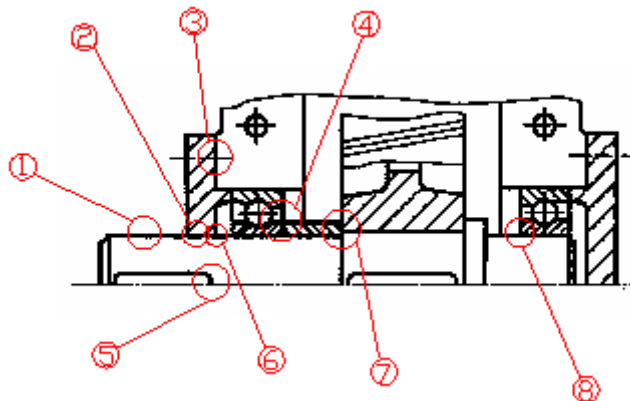
2、在图示轴的结构图中存在多处错误, 请指出错误点, 说明出错原因, 并加以改正。



解:

1、轴头无轴肩, 外伸零件无法定位

- 2、轴无阶梯，轴承安装困难，加工量大
- 3、端盖无垫片，无法调整轴向间隙
- 4、套筒高度与轴承内圆高度相同，轴承无法拆卸
- 5、键槽过长，开到端盖内部
- 6、端盖与轴无间隙，无密封材料
- 7、轴颈长度与轴上零件轮毂长度相等，无法使套筒压紧齿轮
- 8、右轴承未定位



3、如图所示单级直齿圆柱齿轮减速器，用电机驱动，电动机的功率 $P=12\text{kW}$ ，转速 $n=1470\text{r/min}$ ，齿轮的模数 $m=4\text{mm}$ ，齿数 $z_1=19$ ， $z_2=72$ ，若支承间跨距 $l=180\text{mm}$ （齿轮位于中央），轴材料为 45 号钢调质。试计算减速器输出轴危险截面的直径。

解：

1) 计算支承反力

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

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_2} = 295424 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{圆周力} \quad F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_2}{mZ_2} = 2052 \text{ N}$$

$$\text{径向力} \quad F_r = F_t \tan \alpha = 747 \text{ N}$$

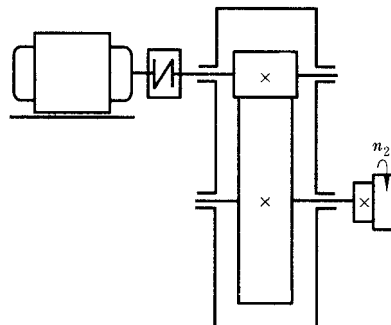
$$\text{合力} \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = 2184 \text{ N}$$

$$\text{由于对称，支承反力} \quad F_{r1} = F_{r2} = 1092 \text{ N}$$

2) 求弯矩，作弯矩图

$$M_C = F_{r1} \frac{l}{2} = 98280 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

3) 作弯矩图



$$T = 295244 N \cdot mm$$

4) 作当量弯矩图

对载荷变化规律不清楚，一般按脉动循环处理，折合系数 $\alpha = 0.6$

$$M_{eE} = \sqrt{M_C^2 + (\alpha T)^2} = 202677 N \cdot mm$$

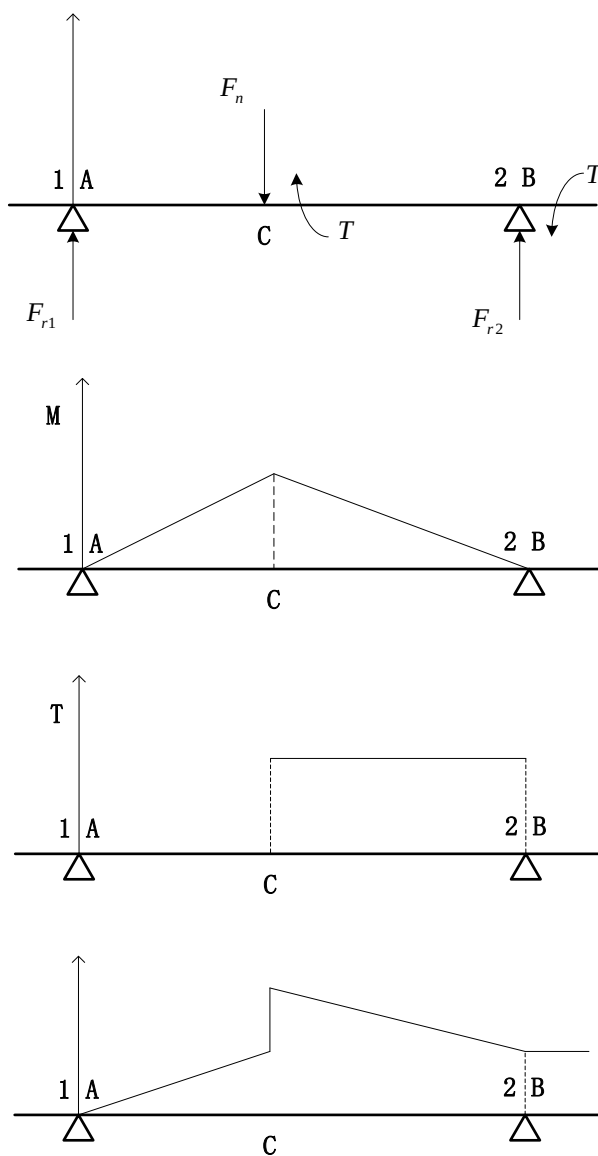
$$M_{eB} = 177254 N \cdot mm$$

5) 计算危险截面 C 的轴径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{eC}}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = 32.33 mm$$

由表 14.145 钢调质，硬度 217~255， $\sigma_B = 650 MPa$ ，由表 14.5 查得 $[\sigma_{-1b}] = 60 MPa$

因 C 处有键槽，故将直径增大 5%， $32.33 \times 1.05 = 33.94 mm$ ，取整为 34 mm。



轴承

1、有一滑动轴承，轴转速 $n=650\text{r/min}$ ，轴颈直径 $d=120\text{mm}$ ，轴承上受径向载荷 $F=5000\text{N}$ ，轴瓦宽度 $B=150\text{mm}$ ，试选择轴承材料，并按非液体润滑滑动轴承校核。

解：1)、计算压强

$$P = \frac{F}{Bd} = 0.22\text{MPa}$$

2) 计算 Pv

$$Pv = \frac{\pi F n}{60 \times 10^3 \times B} = 1.14\text{MPa} \cdot \text{m/s}$$

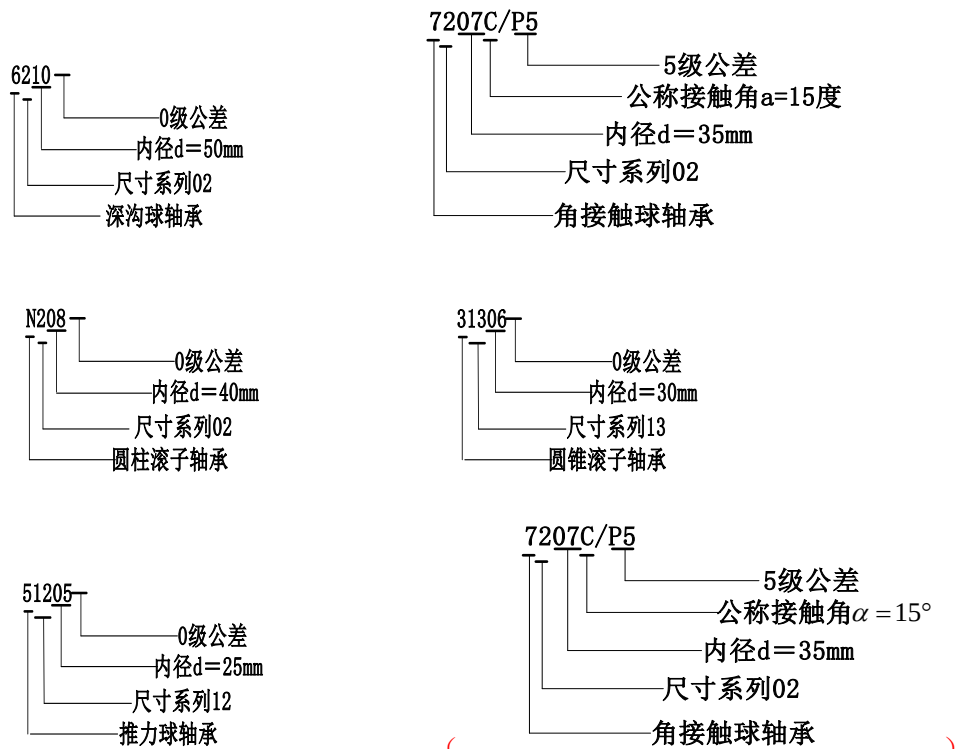
3) 验算滑动速度

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 10^3} = 4.1\text{m/s}$$

由表 15.1 取轴承材料铸锡青铜 ZCuSnPb5Zn5

2、试说明以下滚动轴承的类型、内径尺寸、精度：6210、7207C/P5、N208、31306、51205。

解：



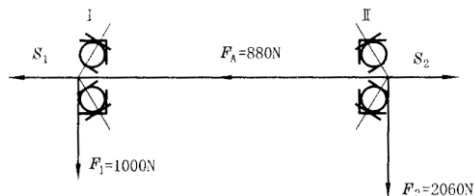
2、有一深沟球轴承，受径向载荷 $F_r=8000N$ ，常温下工作，载体平稳，转速 $n=1440r/min$ ，要求设计寿命 $L_h=5000h$ ，试计算此轴承所要求的额定动载荷。

解：径向基本额定动载荷

$$C_r = \frac{P}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L_n \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = \frac{1.1 \times 8000}{1} \left(\frac{60 \times 1440}{10^6} \times 5000 \right)^{\frac{1}{3}} = 66524N$$

由表 16.6 取 $f_p=1.1$ ，由表 16.4 取 $f_t=1$ ， $\varepsilon=3$ 。

3、根据设计要求，在某一轴上安装一对 7000AC 轴承（如图所示），已知两个轴承的径向载荷分别是： $F_{r1}=1000N$ ， $F_{r2}=2060N$ ，外加轴向力 $F_a=880N$ ，轴颈 $d=40mm$ ，转速 $n=5000r/min$ ，常温下运转，有中等冲击，预期寿命 $L_h=2000$ 小时，试选择轴承型号。



解：1) 计算轴承得轴向力 F_{a1} ， F_{a2}

由表 16.7 查得内部轴力

$$F_{d1} = 0.68F_{r1} = 680N, \quad F_{d2} = 0.68F_{r2} = 1400N$$

$\therefore F_{d2} = 0.68F_{r2} = 1400N$ 故轴有向左移动的趋势

1 “放松” 2 “压紧” $F_{a1} = F_{d1} = 680N$ ， $F_{a2} = F_{d1} + F_a = 1560N$

2) 计算轴承 1、2 的当量动载荷 $e = 0.68$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = 0.68 = e, \quad \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = 0.76 > e, \quad X_1 = X_2 = 0.41, \quad Y_1 = Y_2 = 0.87$$

由表 16.6 取 $f_p=1.5$ ，

$$P_1 = f_p(X_1F_{r1} + Y_1F_{a1}) = 1502.4N \quad P_2 = f_p(X_2F_{r2} + Y_2F_{a2}) = 3303N$$

由于 $P_2 > P_1$ 只需计算轴承 2，取 $f_t=1$

$$C = \frac{P}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L_n \right)^{\frac{1}{3}} = 27834N \quad \text{而轴承 7208AC } C_r = 35.2kN > C$$

故选择 7208AC 轴承

联轴器

1、电动机与水泵之间用联轴器联接，已知电动机功率 $P=11\text{kW}$ ，转速 $n=960\text{r/min}$ ，电动机外伸轴端直径 $d_1=42\text{mm}$ ，水泵轴的直径为 $d_2=38\text{mm}$ ，试选择联轴器类型和型号。

解：由表 17.1 取工况系数 $K=1.5$

$$T_{ca} = 9.55 \times 10^6 \times K \times \frac{P}{n} = 164 \text{N} \cdot \text{m}$$

由设计手册，TL6 弹性套柱销联轴器，

$$[T] = 250 \text{N} \cdot \text{m}, [n] = 3300 \text{r/min} \quad \text{满足要求}$$

$$\frac{JA38 \times 60}{JA42 \times 84} \quad GB/T 4323$$