

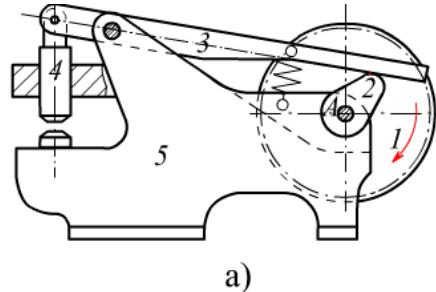
第二章 平面机构的结构分析

题 2-1 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），分析是否能实现设计意图，并提出修改方案。

解：1) 取比例尺，绘制机构运动简图。（图 2-1a）

2) 要分析是否能实现设计意图，首先要计算机构管此机构有 4 个活动件，但齿轮 1 和凸轮 2 是固装能作为一个活动件，故 $n = 3$ $p_l = 3$ $p_h = 1$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 3 - 2 \times 3 - 1 = 0$$



的自由度。尽在轴 A 上，只

原动件数不等于自由度数，此简易冲床不能运动，即不能实现设计意图。

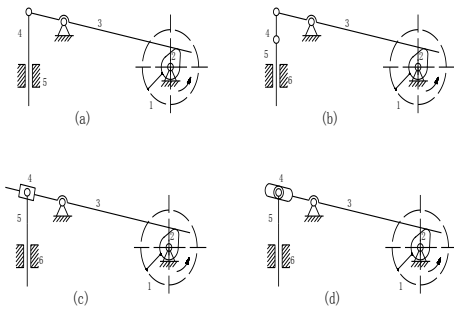
分析：因构件 3、4 与机架 5 和运动副 B、C、D 组成不能运动的刚性桁架。故需增加构件的自由度。

3) 提出修改方案：可以在机构的适当位置增加一个活动构件和一个低副，或用一个高副来代替一个低副。

(1) 在构件 3、4 之间加一连杆及一个转动副(图 2-1b)。

(2) 在构件 3、4 之间加一滑块及一个移动副(图 2-1c)。

(3) 在构件 3、4 之间加一滚子(局部自由度)及一个平面高副(图 2-1d)。



题2-1

讨论：增加机构自由度的方法一般是在适当位置

上添加一个构件（相当于增加 3 个自由度）和 1 个低副（相当于引入 2 个约束），如图 2-1 (b) (c) 所示，这样就相当于给机构增加了一个自由度。用一个高副代替一个低副也可以增加机构自由度，如图 2-1

(d) 所示。

题 2-2 图 a 所示为一小型压力机。图上，齿轮 1 与偏心轮 1' 为同一构件，绕固定轴心 O 连续转动。在齿轮 5 上开有凸轮轮凹槽，摆杆 4 上的滚子 6 嵌在凹槽中，从而使摆杆 4 绕 C 轴上下摆动。同时，又通过偏心轮 1'、连杆 2、滑杆 3 使 C 轴上下移动。最后通过在摆杆 4 的叉槽中的滑块 7 和铰链 G 使冲头 8 实现冲压运动。试绘制其机构运动简图，并计算自由度。

解：分析机构的组成：

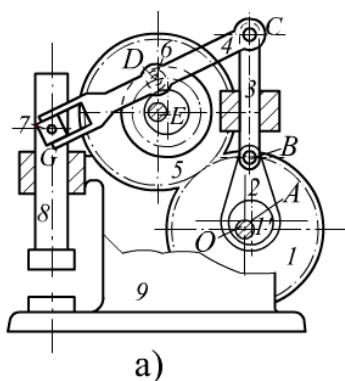
此机构由偏心轮 1'（与齿轮 1 固结）、连杆 2、滑杆 3、摆杆 4、齿轮 5、滚子 6、滑块 7、冲头 8 和机架 9 组成。偏心轮 1' 与机架 9、连杆 2 与滑杆 3、滑杆 3 与摆杆 4、摆杆 4 与滚子 6、齿轮 5 与机架 9、滑块 7 与冲头 8 均组成转动副，滑杆 3 与机架 9、摆杆 4 与滑块 7、冲头 8 与机架 9 均组成移动副，齿轮 1 与齿轮 5、凸轮(槽)5 与滚子 6 组成高副。故

$$\text{解法一： } n = 7 \quad p_l = 9 \quad p_h = 2$$

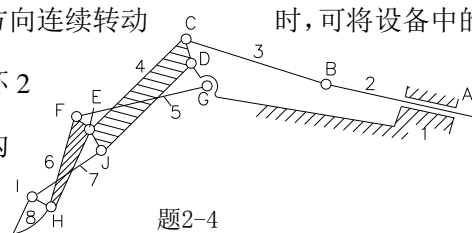
$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 7 - 2 \times 9 - 2 = 1$$

$$\text{解法二： } n = 8 \quad p_l = 10 \quad p_h = 2 \quad \text{局部自由度 } F' = 1$$

$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 8 - 2 \times 10 - 2 - 1 = 1$$

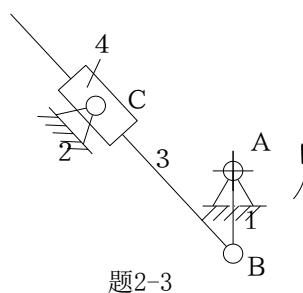
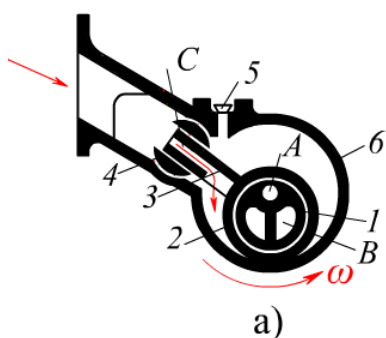


题 2-3 如图 a 所示为一新型偏心轮滑阀式真空泵。其偏心轮 1 绕固定轴 A 转动，与外环 2 固连在一起的滑阀 3 在可绕固定轴心 C 转动的圆柱 4 中滑动。当偏心轮 1 按图示方向连续转动时，可将设备中的空气按图示空气流动方向从阀 5 中排出，从而形成真空。由于外环 2 与泵腔 6 有一小间隙，故可抽含有微小尘埃的气体。试绘制其机构的运动简图，并计算其自由度。



的运动简图，并计算其自由度。

解： 1) 取比例尺，绘制机构运动简图。(如图题 2-3 所示)



$$2) \quad n = 3 \quad p_l = 4 \quad p_h = 0$$

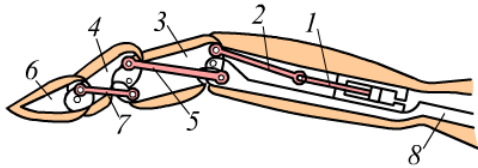
$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

题 2-4 使绘制图 a 所示仿人手型机械手的食指机构的机构运动简图（以手指 8 作为相对固定的机架），并计算其自由度。

解：1) 取比例尺，绘制机构运动简图。（如图 2-4 所示）

$$2) \quad n = 7 \quad p_l = 10 \quad p_h = 0$$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1$$



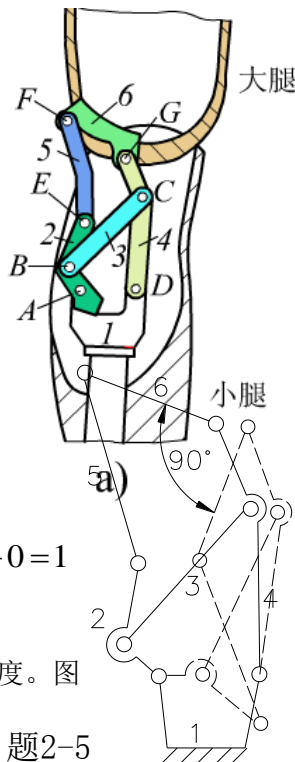
a)

题 2-5 图 a 所示是为高位截肢的人保持人行走的稳定性。若以颈椎 1 试绘制其机构运动简图和计算其运动简图。

解：1) 取比例尺，绘制机构运动如虚线所示。（如图 2-5 所示）

$$2) \quad n = 5 \quad p_l = 7 \quad p_h = 0$$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$$



所设计的一种假肢膝关节机构，该机构能为机架，

自由度，并作出大腿弯曲 90 度时的机构

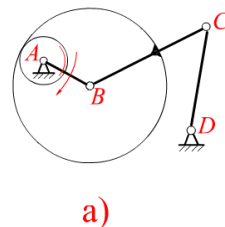
简图。大腿弯曲 90 度时的机构运动简图

题 2-6 试计算如图所示各机构的自由度。图杆组合机构（图中在 D 处为铰接在 题 2-5

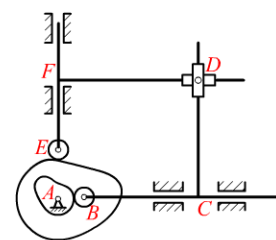
a、d 为齿轮-连杆组合机构；图 b 为凸轮-连一起的两个滑块）；图 c 为一精压机机构。并

问在图 d 所示机构中，齿轮 3 与 5 和齿条 7 与齿轮 5 的啮合高副所提供的约束数目是否相同？为什么？

解： a) $n = 4 \quad p_l = 5 \quad p_h = 1$



a)



b)

束

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$$

b) 解法一: $n = 5 \quad p_l = 6 \quad p_h = 2$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 5 - 2 \times 6 - 2 = 1$$

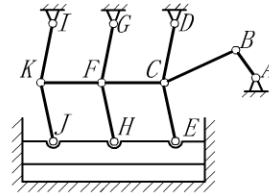
解法二: $n = 7 \quad p_l = 8 \quad p_h = 2 \quad \text{虚约束 } p' = 0 \quad \text{局部自由度 } F' = 2$

$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 7 - (2 \times 8 + 2 - 0) - 2 = 1$$

c) 解法一: $n = 5 \quad p_l = 7 \quad p_h = 0$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$$

解法二: $n = 11 \quad p_l = 17 \quad p_h = 0$



c)

虚约束 $p' = 2p_l' + p_h' - 3n' = 2 \times 10 + 0 - 3 \times 6 = 2 \quad \text{局部自由度 } F' = 0$

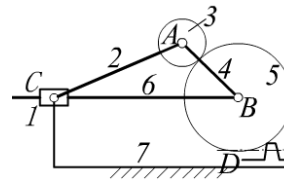
$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 11 - (2 \times 17 + 0 - 2) - 0 = 1$$

d) $n = 6 \quad p_l = 7 \quad p_h = 3$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 6 - 2 \times 7 - 3 = 1$$

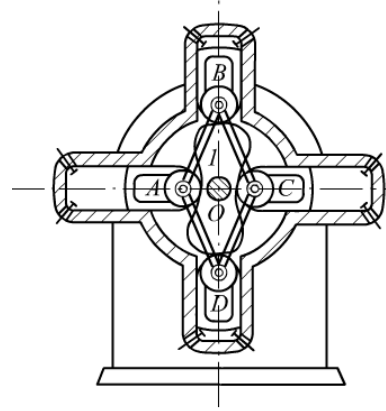
齿轮 3 与齿轮 5 的啮合为高副 (因两齿轮中心距已被约

单侧接触) 将提供 1 个约束。

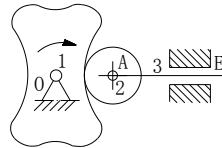


d)

齿条 7 与齿轮 5 的啮合为高副 (因中心距未被约束, 故应为双侧接触) 将提供 2 个约束。



a)



(b)

题 2-7 试绘制图 a 所示凸轮驱动式四缸活塞空气压缩机的机构运动简图。并计算其机构的自由度 (图中凸轮 1 原动件, 当其转动时, 分别推动装于四个活塞上 A、B、C、D 处的滚子, 使活塞在相应得气缸内往复运动。图上 $AB=BC=CD=AD$)。

解: 1) 取比例尺, 绘制机构运动简图。(如图 2-7(b)所示)

2) 此机构由 1 个凸轮、4 个滚子、4 个连杆、4 个活塞和机架组成。凸轮与 4 个滚子组成高副, 4 个连杆、4 个滚子和 4 个活塞分别在 A、B、C、D 处组成三副复合铰链。4 个活塞与 4 个缸 (机架) 均组成移动副。

解法一:

$$n = 13 \quad p_l = 17 \quad p_h = 4$$

虚约束:

因为 $\overline{AB} = \overline{BC} = \overline{CD} = \overline{AD}$ ，4 和 5，6 和 7、8 和 9 为不影响机构传递运动的重复部分，与连杆 10、11、12、13 所带入的约束为虚约束。机构可简化为图 2-7 (b)

重复部分中的构件数 $n' = 10$ 低副数 $p_l' = 17$ 高副数 $p_h' = 3$ 局部自由度 $F'' = 3$

$$p' = 2p_l' + p_h' - 3n' = 2 \times 17 + 3 - 3 \times 10 - 3 = 4$$

局部自由度 $F' = 4$

$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 13 - (2 \times 17 + 4 - 4) - 4 = 1$$

解法二：如图 2-7 (b)

局部自由度 $F' = 1$

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

题 2-8 图示为一刹车机构。刹车时，操作杆 1 向右拉，通过构件 2、3、4、5、6 使两闸瓦刹住车轮。试计算机构的自由度，并就刹车过程说明此机构自由度的变化情况。（注：车轮不属于刹车机构中的构件。）

解：1)未刹车时，刹车机构的自由度

$$n = 6 \quad p_l = 8 \quad p_h = 0$$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 6 - 2 \times 8 - 0 = 2$$

2)闸瓦 G、J 之一刹紧车轮时，刹车机构的自由度

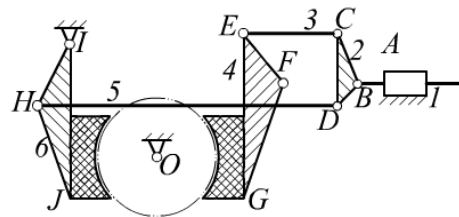
$$n = 5 \quad p_l = 7 \quad p_h = 0$$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$$

3)闸瓦 G、J 同时刹紧车轮时，刹车机构的自由度

$$n = 4 \quad p_l = 6 \quad p_h = 0$$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$$



a)

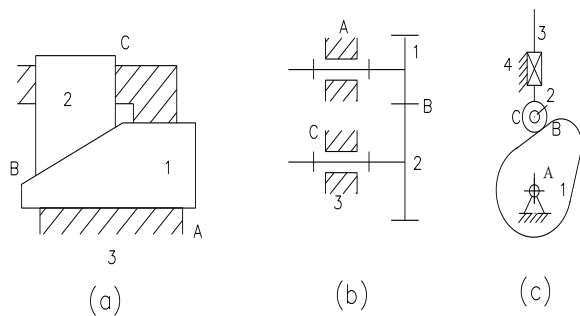
题 2-9 试确定图示各机构的公共约束 m 和族别虚约束 p'' ，并人说明如何来消除或减少共族别虚约束。

解：(a) 楔形滑块机构的楔形块 1、2 相对机架只 能在该平面的 x 、 y 方向移动，而其余方向的相对

独立运动都被约束，故公共约束数 $m = 4$ ，为 4 族平面机构。 $p_i = p_5 = 3$

$$F = (6 - m)n - \sum_{i=m+1}^5 (i - m)p_i = (6 - 4) \times 2 - (5 - 4) \times 3 = 1$$

$F_0 = 6n - ip_i = 6 \times 2 - 5 \times 3 = -3$ 将移动副改为圆柱下刨，可减少虚约束。



题2-9

(b) 由于齿轮 1、2 只能在平行平面内运动，故为公共约束数 $m=3$ ，为 3 族平面机构。

$$p_5 = 2 \quad p_4 = 1$$

$$F = (6 - m)n - \sum_{i=m+1}^5 (i - m)p_i = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$$

$F_0 = 6n - ip_i = 6 \times 2 - 2 \times 5 - 1 \times 4 = -2$ 将直齿轮改为鼓形齿轮，可消除虚约束。

(c) 由于凸轮机构中各构件只能在平行平面内运动，故为 $m=3$ 的 3 族平面机构。

$$p_5 = 3 \quad p_4 = 1 \quad F' = 1$$

$$F = (6 - m)n - \sum_{i=m+1}^5 (i - m)p_i - F' = (6 - 3) \times 3 - (5 - 3)p_5 - (4 - 3)p_4 - F' = 1$$

$F_0 = 6n - ip_i - F' = 6 \times 3 - 5 \times 3 - 4 \times 1 - 1 = -2$ 将平面高副改为空间高副，可消除虚约束。

题 2-10 图示为以内燃机的机构运动简图，试计算自由度，并分析组成此机构的基本杆组。如在该机构中改选 EG 为原动件，试问组成此机构的基本杆组是否与前者不同。

解：1) 计算此机构的自由度

$$n = 7 \quad p_l = 10 \quad p_h = 0$$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1$$

2) 取构件 AB 为原动件时机构的基本杆组图 2-10 (b) 所示。此机构为二级机构。

3) 取构件 GE 为原动件时机构的基本杆组图 2-10 (c) 所示。此机构为三级机构。

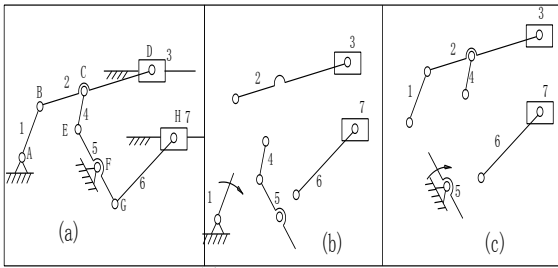


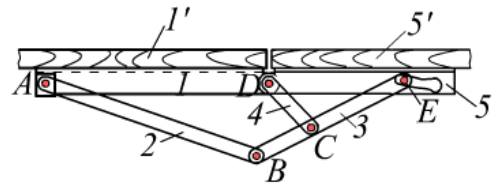
图2-10

题 2-11 图 a 所示为一收放式折叠支架机构。该

支架中的件 1 和 5 分别用木螺钉联接于固定台板 1' 和活动台板 5' 上，两者在 D 处铰接，使活动台板能相对于固定台板转动。

又通过件 1、2、3、4 组成的铰链四杆机构及连杆 3 上 E 点处销子与件 5 上的连杆曲线槽组成的销槽联接使活动台板实现收放动作。在图示位置时，虽在活动台板上放有较重的重物，活动台板也不会自动收起，必须沿箭头方向推动件 2，使铰链 B、D 重合时，活动台板才可收起（如图中双点划线所示）。

现已知机构尺寸 $l_{AB}=l_{AD}=90\text{mm}$, $l_{BC}=l_{CD}=25\text{mm}$ ，试绘制机构的运动简图，并计算其自由度。



a)

解：1)取比例尺,绘制机构运动简图。(如图 2-11 所示)

2) E 处为销槽副，销槽两接触点公法线重合，只能算作一个高副。

$$n = 4 \quad p_l = 5 \quad p_h = 1$$

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$$

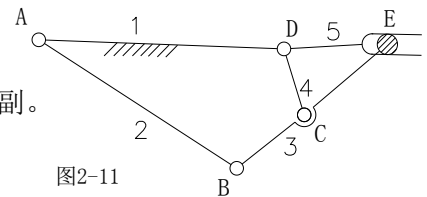


图2-11

第三章 平面机构的运动分析

题 3-1 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)

解：

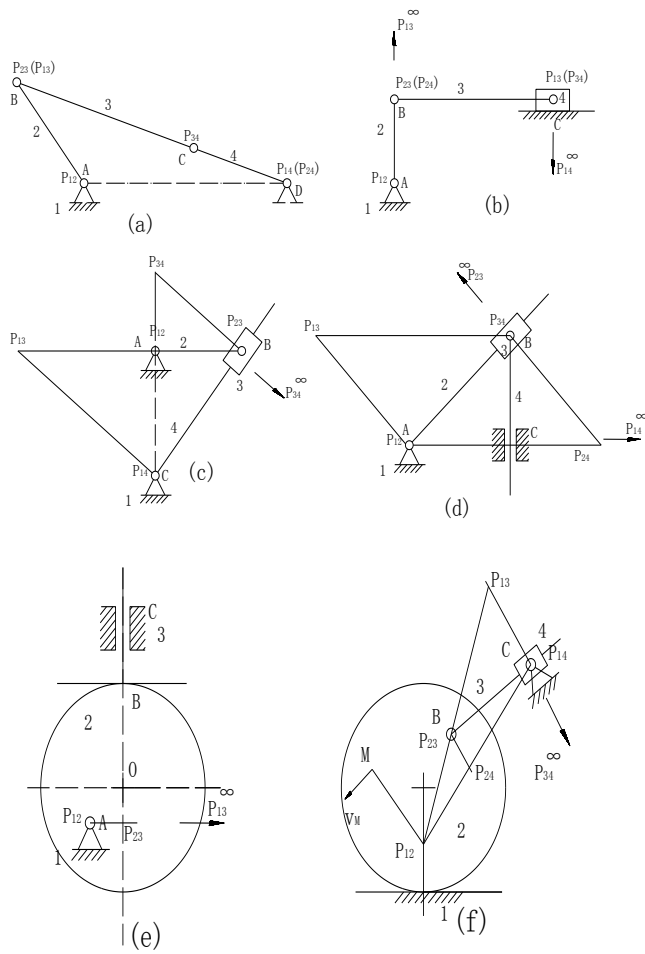


图3-1

题 3-2 在图示在齿轮-连杆机构中,试用瞬心法求齿轮 1 与齿轮 3 的传动比 ω_1/ω_3 .

解: 1) 计算此机构所有瞬心的数目

$$K = \frac{N(N-1)}{2} = 15$$

2) 为求传动比 ω_1/ω_3 需求出如下三个瞬心 P_{16} 、 P_{36} 、 P_{13} 如图 3-2 所示。

3) 传动比 ω_1/ω_3 计算公式为:
$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\overline{P_{36}P_{13}}}{\overline{P_{16}P_{13}}}$$

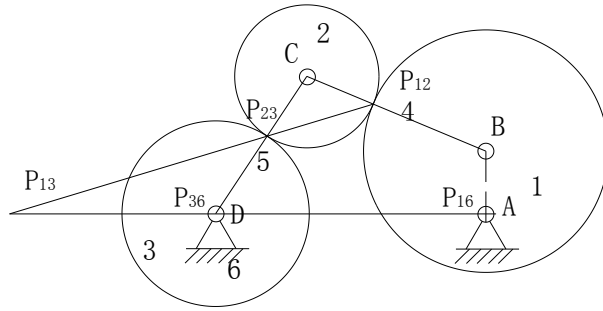


图3-1

题 3-3 在图 a 所示的四杆机构中, $l_{AB}=60\text{mm}$, $l_{CD}=90\text{mm}$, $l_{AD}=l_{BC}=120\text{mm}$, $\omega_2=10\text{rad/s}$, 试用瞬心法求:

- 1) 当 $\phi=165^\circ$ 时, 点 C 的速度 v_C ;
- 2) 当 $\phi=165^\circ$ 时, 构件 3 的 BC 线上速度最小的一点 E 的位置及速度的大小;
- 3) 当 $v_C=0$ 时, ϕ 角之值 (有两个解)

解: 1) 以选定比例尺, 绘制机构运动简图。(图 3-3)

2) 求 v_C , 定出瞬心 P_{13} 的位置。如图 3-3 (a)

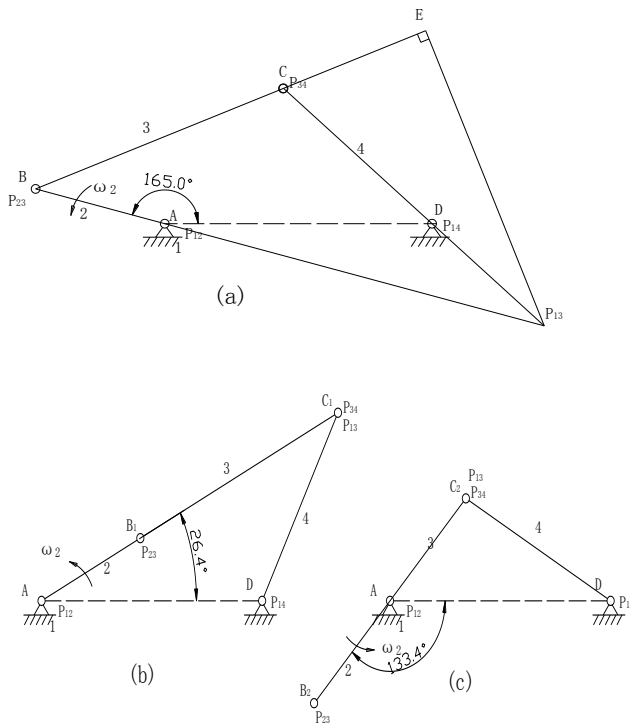


图3-3

$$\omega_3 = \frac{v_B}{l_{AB}} = \frac{\omega_2 l_{AB}}{\mu_1 \overline{BP_{13}}} = 2.56 \text{ rad/s} \qquad v_C = \mu_1 \overline{CP_{13}} \omega_3 = 0.4 \text{ m/s}$$

3) 定出构件 3 的 BC 线上速度最小的点 E 的位置。

因为 BC 线上速度最小的点必与 P_{13} 点的距离最近, 所以过 P_{13} 点引 BC 线延长线的垂线交于 E 点。如

图 3-3 (a)

$$v_E = \mu_l \overline{EP_{13}} \omega_3 = 0.375 m/s$$

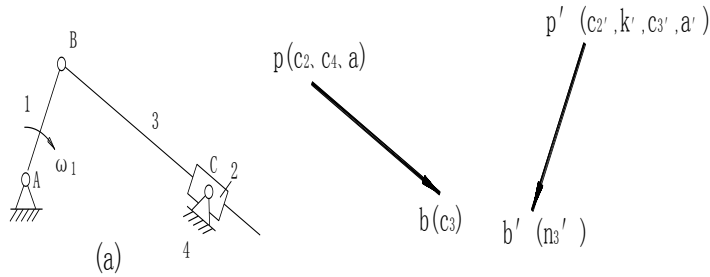
4) 当 $v_C = 0$ 时, P_{13} 与 C 点重合, 即 AB 与 BC 共线有两个位置。作出 $v_C = 0$ 的两个位置。

$$\text{量得 } \phi_1 = 26.4^\circ \quad \phi_2 = 226^\circ$$

题 3-4 在图示的各机构中, 设已知各构件的尺寸、原动件 1 以等角速度 ω_1 顺时针方向转动。试用图解法求机构在图示位置时构件 3 上 C 点的速度及加速度。

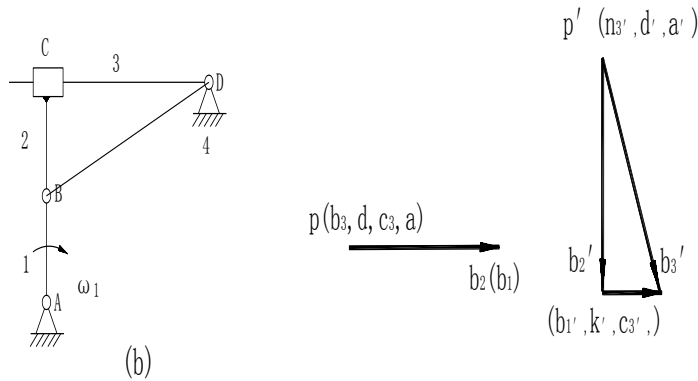
解: a) 速度方程: $v_{C3} = v_B + v_{C3B} = v_{C2} + v_{C2C3}$

加速度方程: $a_{C3}^n + a_{C3}^t = a_B + a_{C3B}^n + a_{C3B}^t = a_{C2} + a_{C3C2}^k + a_{C3C2}^r$



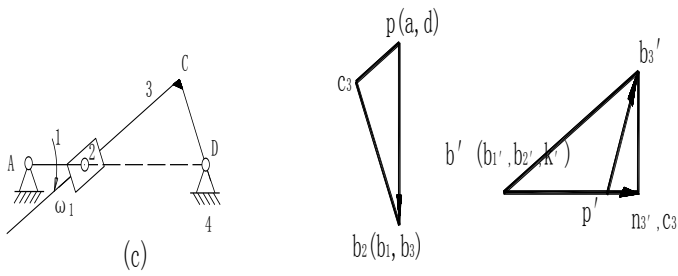
b) 速度方程: $v_{B3} = v_{B2} + v_{B3B2}$

加速度方程: $a_{B3}^n + a_{B3}^t = a_{B2} + a_{B3B2}^K + a_{B3B2}^r$



b) 速度方程: $v_{B3} = v_{B2} + v_{B3B2}$

加速度方程: $a_{B3}^n + a_{B3}^t = a_{B2} + a_{B3B2}^K + a_{B3B2}^r$



题 3-5 在图示机构中，已知各构件的尺寸及原动件 1 的角速度 ω_1 (为常数)，试以图解法求 $\phi=90^\circ$ 时，构件 3 的角速度 ω_3 及角加速度 α_3 (比例尺如图)。
(应先写出有关的速度、加速度矢量方程，再作图求解。)

解：1) 速度分析：图 3-5 (b)

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0.015}{15} = 0.001 \text{ m/mm} \quad v_{B1} = \omega_1 l_{AB} = 10 \times 0.015 = 0.15 \text{ m/s}$$

$$\text{速度方程: } v_{B3} = v_{B2} + v_{B3B2} \quad \mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{0.15}{35} = 0.0042 \text{ m/s/mm}$$

$$\text{速度多边形如图 3-5(b)} \quad v_{B3B2} = \mu_v \overline{b_2 b_3} = 0.0042 \times 37.57 = 0.158 \text{ m/s}$$

$$\omega_3 = \frac{v_{B3}}{l_{BD}} = \frac{\mu_v \overline{pb_3}}{l_{BD}} = \frac{0.0042 \times 27.78}{0.001 \times 52.2} = 2.235 \text{ 1/s} \quad \text{转向逆时针}$$

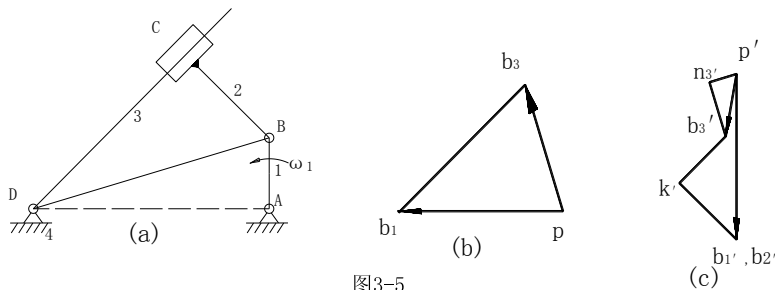


图3-5

$$2) \text{ 加速度分析: 图 3-5 (c)} \quad \mu_a = \frac{a_{B2}}{p'b'} = \frac{1.5}{35} = 0.0428 \text{ m/s}^2/\text{mm}$$

$$a_{B3}^n + a_{B3}^t = a_{B2} + a_{B3B2}^k + a_{B3B2}^r$$

$$a_{B3}^n = \omega_3^2 l_{Bd} = 2.26^2 \times 0.052 = 0.265 \text{ m/s}^2 \quad a_{B2} = \omega_1^2 l_{AB} = 10^2 \times 0.015 = 1.5 \text{ m/s}^2$$

$$a_{B3B2}^k = 2\omega_3 v_{B3B2} = 2 \times 2.235 \times 0.158 = 0.71 \text{ m/s}^2$$

$$\alpha_3 = \frac{a_{B3}^t}{l_{BD}} = \frac{\mu_a \overline{n'' b_3'}}{\mu_l \overline{BD}} = \frac{0.0428 \times 12}{0.001 \times 52.2} = 9.84 \text{ 1/s}^2 \quad \text{转向顺时针。}$$

题 3-6 在图示的摇块机构中，已知 $l_{AB}=30\text{mm}$ ， $l_{AC}=100\text{mm}$ ， $l_{BD}=50\text{mm}$ ， $l_{DE}=40\text{mm}$ 。曲柄以等角速度 $\omega_1=10\text{rad/s}$

回转，试用图解法求机构在 $\phi_1=45^\circ$ 位置时，点 D 和点 E 的速度和加速度，以及构件 2 的角速度和角加速度。

解： 1) 选定比例尺， $\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0.03}{15} = 0.002 \text{ m/mm}$ 绘制机构运动简图。(图 3-6 (a))

2) 速度分析：图 3-6 (b)

$$v_B = \omega_1 l_{AB} = 10 \times 0.03 = 0.3 \text{ m/s}$$

$$\text{速度方程 } v_{C2} = v_B + v_{C2B} = v_{C3} + v_{C2C3} \quad \mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{0.3}{60} = 0.005 \text{ m/s/mm}$$

由速度影像法求出 v_E 速度多边形如图 3-6 (b)

$$v_D = \mu_v \overline{pd} = 0.005 \times 44.83 = 0.224 \text{ m/s} \quad v_E = \mu_v \overline{pe} = 0.005 \times 34.18 = 0.171 \text{ m/s}$$

$$\omega_3 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{\mu_v \overline{bc_2}}{l_{BC}} = \frac{0.005 \times 49.5}{0.002 \times 61.53} = 2 \text{ 1/s} \quad (\text{顺时针})$$

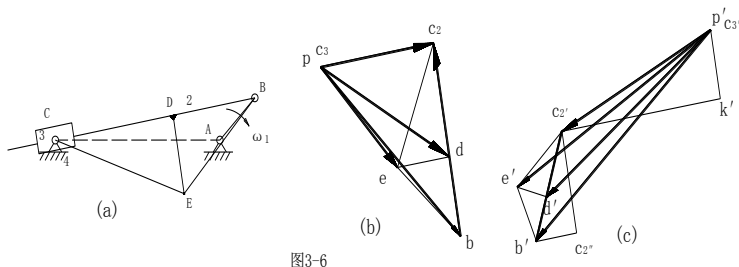


图3-6

3) 加速度分析：图 3-6 (c) $\mu_a = \frac{a_{B2}}{p'b'} = \frac{3}{75} = 0.04 \text{ m/s}^2/\text{mm}$

$$a_{C2} = a_B + a_{C2B}^n + a_{C2B}^t = a_{C3} + a_{C2C3}^k + a_{C2C3}^r$$

由加速度影像法求出 a_E 加速度多边形如图 3-6 (c)

$$a_B = \omega_1^2 l_{AB} = 10^2 \times 0.03 = 3 \text{ m/s}^2$$

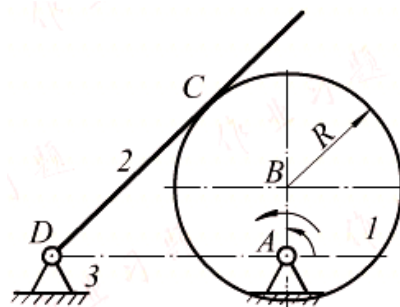
$$a_{C2B} = \omega_2^2 l_{CB} = 2^2 \times 0.122 = 0.5 \text{ m/s}^2$$

$$a_{C2C3}^k = 2\omega_3 v_{C2C3} = 2 \times 2 \times 0.175 = 0.7 \text{ m/s}^2$$

$$a_D = \mu_a \overline{p'd'} = 0.04 \times 65 = 2.6 \text{ m/s}^2$$

$$a_E = \mu_a \overline{p'e'} = 0.04 \times 71 = 2.8 \text{ m/s}^2 \quad \alpha_2 = \frac{a_{C2B}^t}{l_{BC}} = \frac{\mu_a \overline{c_2''c_2'}}{\mu_l BC} = \frac{0.04 \times 25.6}{0.002 \times 61.53} = 8.39 \text{ 1/s}^2$$

(顺时针)



题 3-7 在图示的机构中，已知 $l_{AE}=70\text{mm}$ ， $l_{AB}=40\text{mm}$ ， $l_{EF}=60\text{mm}$ ， $l_{DE}=35\text{mm}$ ， $l_{CD}=75\text{mm}$ ， $l_{BC}=50\text{mm}$ ，原

动件 1 以等角速度 $\omega_1=10\text{rad/s}$ 回转, 试以图解法求点 C 在 $\phi_1=50^\circ$ 时的速度 V_C 和加速度 a_C 。

解: 1) 速度分析:

以 F 为重合点(F_1 、 F_5 、 F_4) 有速度方程: $v_{F_4} = v_{F_5} = v_{F_1} + v_{F_5F_1}$

以比例尺 $\mu_v = 0.03 \frac{m/s}{mm}$ 速度多边形如图 3-7 (b), 由速度影像法求出 V_B 、 V_D

$$v_C = v_B + v_{CB} = v_D + v_{CD}$$

2) 加速度分析: 以比例尺 $\mu_a = 0.6 \frac{m/s^2}{mm}$

有加速度方程: $a_{F_4} = a_{F_4}^n + a_{F_4}^t = a_{F_1} + a_{F_5F_1}^k + a_{F_5F_1}^r$ 由加速度影像法求出 a_B 、 a_D

$$a_C = a_B + a_{CB}^n + a_{CB}^t = a_D + a_{CD}^n + a_{CD}^t$$

$$v_C = \mu_v \overline{pc} = 0.69 \frac{m}{s}$$

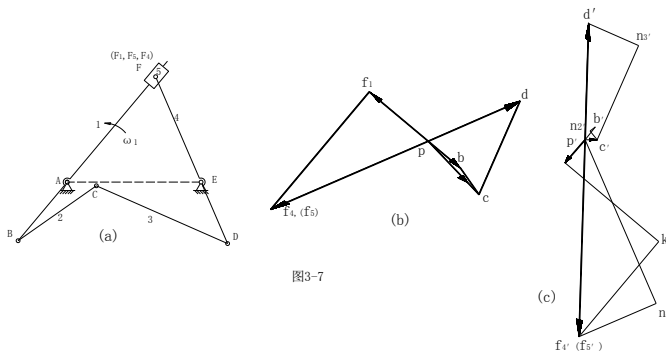


图3-7

$$a_C = \mu_a \overline{p'c'} = 3 \frac{m}{s^2}$$

题 3-8 在图示的凸轮机构中, 已知凸轮 1 以等角速度 $\omega_1 = 10 \text{rad/s}$ 转动, 凸轮为一偏心圆, 其半径 $R = 25 \text{mm}$, $l_{AB} = 15 \text{mm}$, $l_{AD} = 50 \text{mm}$, $\phi_1 = 90^\circ$, 试用图解法求构件 2 的角速度 ω_2 与角加速度 α_2 。

解: 1) 高副低代, 以选定比例尺, 绘制机构运动简图。(图 3-8)

2) 速度分析: 图 3-6 (b)

$$v_{B_4} = v_{B_1} = \omega_1 l_{AB} = 10 \times 0.015 = 0.15 \text{m/s} \quad \text{取 } B_4、B_2$$

为重合点。

$$\text{速度方程: } v_{B_2} = v_{B_4} + v_{B_2B_4}$$

速度多边形如图 3-8(b)

$$v_{B_2} = \mu_v \overline{pb_2} = 0.005 \times 23.5 = 0.1175 \frac{m}{s} \quad v_{B_2B_4} = \mu_v \overline{b_4b_2} = 0.005 \times 32 = 0.16 \frac{m}{s}$$

$$\omega_2 = \frac{v_{B_2}}{l_{BD}} = \frac{\mu_v \overline{pb_2}}{l_{BD}} = \frac{0.1175}{0.00125 \times 4} = 2.29 \frac{1}{s} \quad \text{转向逆时针}$$

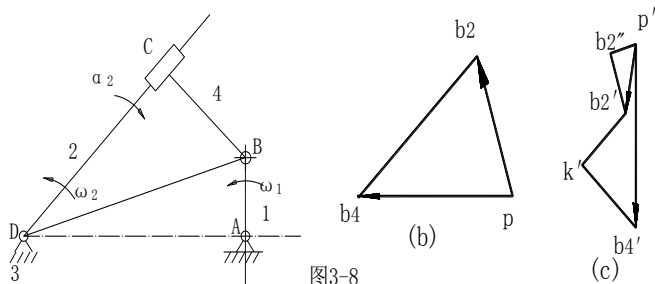


图3-8

3) 加速度分析: 图 3-8 (c)

$$a_{B2}^n + a_{B2}^t = a_{B4} + a_{B2B4}^K + a_{B2B4}^r$$

$$a_{B4}^n = a_{B1}^n = \omega_1^2 l_{AB} = 10^2 \times 0.015 = 1.5 \text{ m/s}^2 \quad a_{B2}^n = \omega_2^2 l_{Bd} = 2.29^2 \times 0.00125 \times 41 = 0.269 \text{ m/s}^2$$

$$a_{B2B4}^k = 2\omega_2 v_{B2B4} = 2 \times 2.29 \times 0.16 = 0.732 \text{ m/s}^2$$

$$\alpha_2 = \frac{a_{B2}^t}{l_{BD}} = \frac{\mu_a \overline{b_2' b_2'}}{\mu_l BD} = \frac{0.04 \times 12}{0.00125 \times 41} = 9.36 \text{ 1/s}^2 \quad \text{转向顺时针。}$$

题 3-9 在图 a 所示的牛头刨床机构中, $h=800\text{mm}$, $h_1=360\text{mm}$, $h_2=120\text{mm}$, $l_{AB}=200\text{mm}$, $l_{CD}=960\text{mm}$, $l_{DE}=160\text{mm}$, 设曲柄以等角速度 $\omega_1=5\text{rad/s}$ 逆时针方向回转, 试用图解法求机构在 $\phi_1=135^\circ$ 位置时, 刨头上点 C 的速度 V_C 。

解: 选定比例尺, $\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0.12}{12} = 0.001 \text{ m/mm}$ 绘制机构运动简图。(图 3-9 (a))

解法一:

速度分析: 先确定构件 3 的绝对瞬心 P_{36} , 利用瞬心多边形, 如图 3-9 (b)

由构件 3、5、6 组成的三角形中, 瞬心 P_{36} 、 P_{35} 、 P_{56} 必在一条直线上, 由构件 3、4、6 组成的三角形中, 瞬心 P_{36} 、 P_{34} 、 P_{46} 也必在一条直线上, 二直线的交点即为绝对瞬心 P_{36} 。

$$\text{速度方程 } v_{B3} = v_{B2} + v_{B3B2} \quad \mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{1}{20} = 0.05 \text{ m/s/mm}$$

$$v_{B2} = v_{B1} = \omega_1 l_{AB} = 5 \times 0.2 = 1 \text{ m/s} \quad \text{方向垂直 AB。}$$

v_{B3} 的方向垂直 BG (BP_{36}), v_{B3B2} 的方向平行 BD 。速度多边形如图 3-9 (c)

$$\text{速度方程 } v_C = v_{B3} + v_{CB3} \quad v_C = \mu_v \overline{pc} = 1.24 \text{ m/s}$$

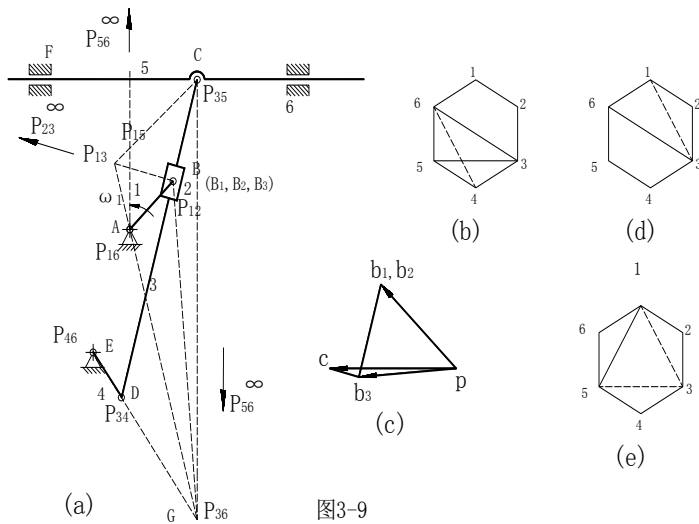


图3-9

解法二:

确定构件3的绝对瞬心 P_{36} 后, 再确定有关瞬心 P_{16} 、 P_{12} 、 P_{23} 、 P_{13} 、 P_{15} , 利用瞬心多边形, 如图 3-9 (d) 由构件 1、2、3 组成的三角形中, 瞬心 P_{12} 、 P_{23} 、 P_{13} 必在一条直线上, 由构件 1、3、6 组成的三角形中, 瞬心 P_{36} 、 P_{16} 、 P_{13} 也必在一条直线上, 二直线的交点即为瞬心 P_{13} 。

利用瞬心多边形, 如图 3-9 (e) 由构件 1、3、5 组成的三角形中, 瞬心 P_{15} 、 P_{13} 、 P_{35} 必在一条直线上, 由构件 1、5、6 组成的三角形中, 瞬心 P_{56} 、 P_{16} 、 P_{15} 也必在一条直线上, 二直线的交点即为瞬心 P_{15} 。

如图 3-9 (a) P_{15} 为构件 1、5 的瞬时等速重合点

$$v_C = v_{P15} = \omega_1 \overline{AP_{15}} \mu_l = 1.24 \frac{m}{s}$$

题 3-10 在图示的齿轮-连杆组合机构中, MM 为固定齿条, 齿轮 3 的齿数为齿轮 4 的 2 倍, 设已知原动件 1 以等角速度 ω_1 顺时针方向回转, 试以图解法求机构在图示位置时, E 点的速度 V_E 以及齿轮 3、4 的速度影像。

解: 1) 选定比例尺 μ_l 绘制机构运动简图。(图 3-10 (a))

2) 速度分析:

此齿轮-连杆机构可看成 $ABCD$ 及 $DCEF$ 两个机构串联而成。则

$$\text{速度方程: } v_C = v_B + v_{CB} \quad v_E = v_C + v_{EC}$$

以比例尺 μ_v 作速度多边形, 如图 3-10 (b) $v_E = \mu_v \overline{pe}$

取齿轮 3 与齿轮 4 的啮合点为 K , 根据速度影像原理, 在速度图(b)中作 $\Delta dck \sim \Delta DCK$, 求出 k 点, 以 c 为圆心, 以 ck 为半径作圆 g_3 即为齿轮 3 的速度影像。同理

$\Delta fek \sim \Delta FEK$, 以 e 为圆心, 以 ek 为半径作圆 g_4 即为齿轮 4 的速度影像。

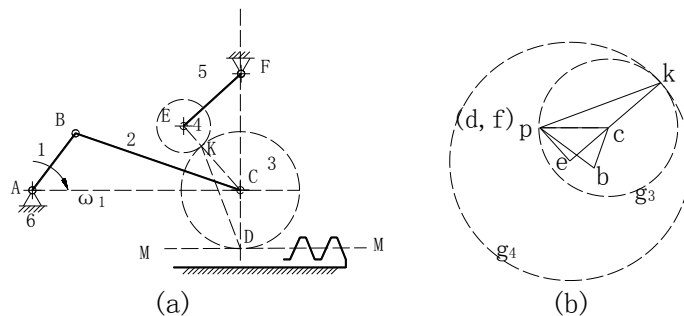
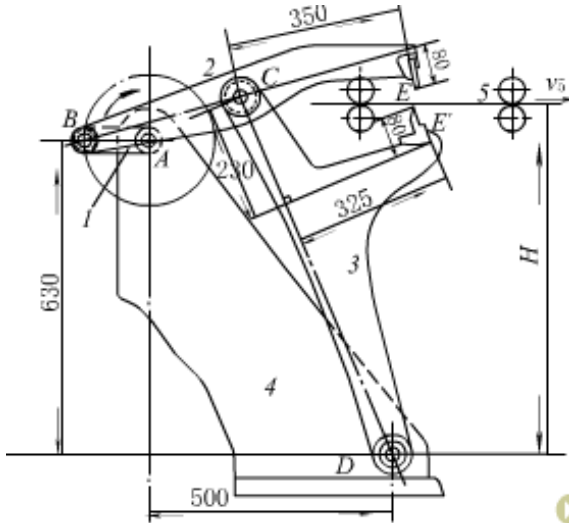


图3-10

题 3-11 如图 a 所示的摆动式飞剪机用于剪切连续运动中的钢带。设机构的尺寸为 $l_{AB}=130\text{mm}$, $l_{BC}=340\text{mm}$, $l_{CD}=800\text{mm}$ 。试确定剪床相对钢带的安装高度 H (两切刀 E 及 E' 应同时开始剪切钢带 5); 若钢带 5 以速度 $V_5=0.5\text{m/s}$ 送进时, 求曲柄 1 的角速度 ω_1 应为多少才能同步剪切?

解: 1) 选定比例尺, $\mu_l = 0.01\text{m/mm}$ 绘制机构运动简图。(图 3-11)

合,由
析: 速
3) V_E
加速度



两切刀 E 和 E' 同时剪切钢带时, E 和 E' 重合机构运动简图可得 $H = 708.9\text{mm}$

2) 速度分析: $v_C = v_B + v_{CB}$ 由速度影像

$$\Delta pec \sim \Delta DCE \quad v_E = \mu_v \overline{pe}$$

必须与 V_5 同步才能剪切钢带。

$$\omega_1 = \frac{v_B}{l_{AB}} = \frac{\overline{pb}\mu_v}{l_{AB}} = \frac{\overline{pb} \cdot v_E}{\overline{pe} \cdot l_{AB}} = \frac{\overline{pb} \cdot v_5}{\overline{pe} \cdot l_{AB}}$$

方程:

$$a_{B3} = a_{B3}^n + a_{B3}^t = a_{B2} + a_{B3B2}^k + a_{B3B2}^r$$

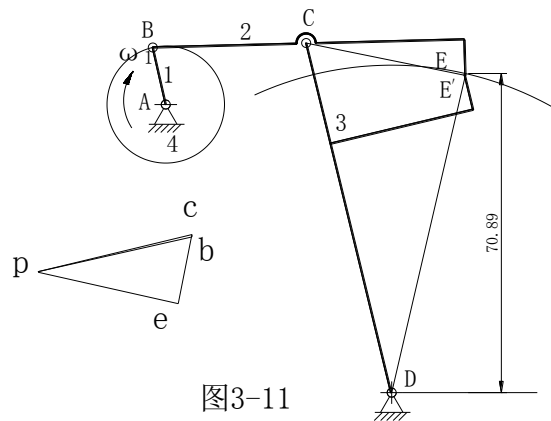


图3-11

题 3-12 图 a 所示为一汽车雨刷机构。其构件 1 绕固定轴心 A 转动, 齿条 2 与构件 1 在 B 点处铰接, 并与绕固定轴心 D 转动的齿轮 3 啮合 (滚子 5 用来保证两者始终啮合), 固联于轮 3 的雨刷 3 作往复摆动。设机构的尺寸为 $l_{AB}=18\text{mm}$; 轮 3 的分度圆半径 $r_3=l_{CD}=12\text{mm}$, 原动件 1 以等角速度 $\omega_1=1\text{rad/s}$ 顺时针回转, 试以图解法确定雨刷的摆程角和图示位置时雨刷的角速度。

解: 1) 选定比例尺, $\mu_l = 0.001\text{m/mm}$ 绘制机构运动简图。(图 3-12)

在图中作出齿条 2 和齿轮 3 啮合摆动时占据的两个极限位置 C' 和 C'' , 可得摆程角

$$\varphi_{3\max} = 39.5^\circ$$

2) 速度分析: 图 3-12 (b) $v_{B2} = \omega_1 l_{AB} = 0.018\text{m/s}$

速度方程: $v_{B3} = v_{B2} + v_{B3B2}$ 以比例尺 μ_v 作速度多边形, 如图 3-12 (b)

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{v_{B3}}{l_{BD}} = \frac{\mu_v \overline{pb_3}}{\mu_l \overline{BD}} = 0.059 \text{ rad/s} \text{ 转向逆时针} \quad v_{B3B2} = \mu_v \overline{b_2b_3} = 0.018 \text{ m/s}$$

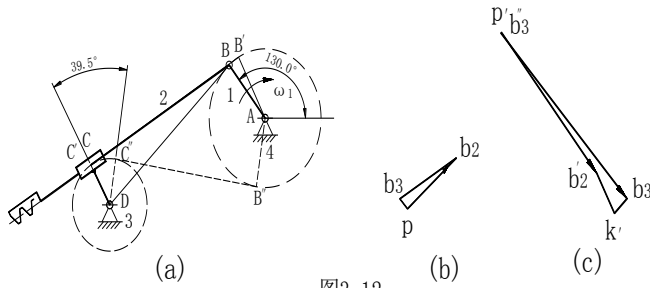


图3-12

3) 加速度分析: $a_{B2}^n = \omega_{11}^2 l_{AB} = 0.018 \text{ m/s}^2$

$$a_{B3}^n = \omega_{13}^2 l_{BD} = 0.000178 \text{ m/s}^2$$

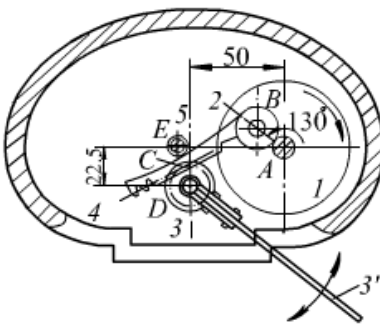
$$a_{B3B2}^k = 2\omega_3 v_{B3B2} = 0.00217 \text{ m/s}^2 \quad \text{以比例尺 } \mu_a \text{ 作加速度多边形如图 3-12 (c)}$$

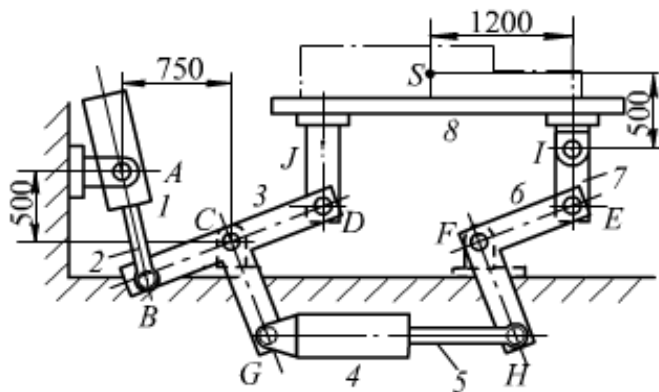
$$\alpha_3 = \frac{a_{B3}^t}{l_{Bd}} = \frac{\mu_a \overline{b_3''b_3'}}{\mu_l \overline{BD}} = 1.71 \text{ 1/s}^2 \quad \text{转向顺时针。}$$

题 3-13 图 a 所示为一可倾斜卸料的升降台机构。此升降机有两个液压缸 1、4，设已知机构的尺寸为 $l_{BC} = l_{CD} = l_{CG} = l_{FH} = l_{EF} = 750 \text{ mm}$, $l_{IJ} = 2000 \text{ mm}$, $m_{EI} = 500 \text{ mm}$ 。若两活塞的相对移动速度分别为

为 $v_{21} = 0.05 \text{ m/s} = \text{常数}$ 和 $v_{54} = -0.03 \text{ m/s} = \text{常数}$ ，试求当两活塞的相对移动位移分别为

$s_{21} = 350 \text{ mm}$ 和 $s_{54} = -260 \text{ mm}$ 时（以升降台位于水平且 DE 与 CF 重合时为起始位置），工件重心 S 处的速度及加速度和工件的角速度及角加速度。





解：1) 选定比例尺， $\mu_l = 0.05 \frac{m}{mm}$ 绘制机构运动简图。(图 3-13) 此时

$$l_{AB} = 0.5 + s_{21} = 0.85m \quad l_{GH} = l_{II} - s_{54} = 2 - 0.26 = 1.74m$$

2) 速度分析：取 $\mu_v = 0.002 \frac{m/s}{mm}$ $v_{B2} = v_{B1} + v_{B2B1}$

作速度多边形，如图 3-13 (b) 由速度影像法 $v_G = v_D = v_{B2}$ ，求得 d、g，再根据

$$v_{H4} = v_G + v_{H4G} = v_{H5} + v_{H4H5} \quad v_E = v_{H5} = v_{H4}$$

$$v_I = v_D + v_{ID} = v_E + v_{IE} \quad \text{继续作图求得 } v_I, \text{ 再由速度影像法求得:}$$

$$v_s = \mu_v \overline{ps} = 0.041 \frac{m}{s} \quad \omega_8 = \frac{v}{l_{ID}} = 0.015 \frac{rad}{s} \quad (\text{逆时针})$$

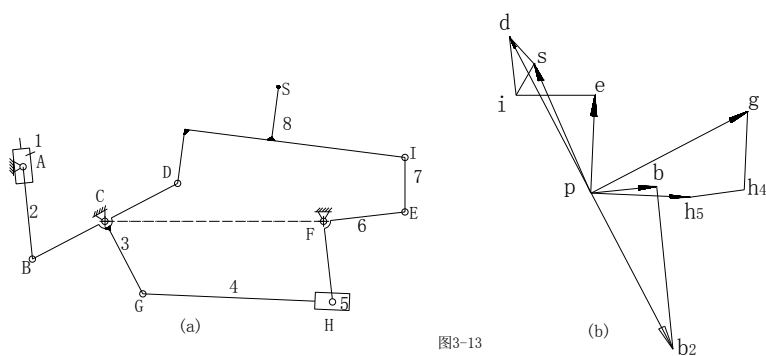


图3-13

2) 加速度分析 (解题思路)

根据 $a_{B2} = a_{B2}^n + a_{B2}^t = a_{B1}^n + a_{B1}^t + a_{B2B1}^k + a_{B2B1}^r$ 作图求得 a_B ，再由加速度影像法根据

$$a_{H4} = a_G + a_{H4G}^n + a_{H4G}^t = a_{H5}^n + a_{H5}^t + a_{H4H5}^k + a_{H4H5}^r$$

作图求得 a_{H5} ，再由加速度影像法求得： a_s ， $\alpha_8 = \frac{a_{ID}^t}{l_{ID}}$

第四章 平面机构的力分析

题 4-1 在图示的曲柄滑块机构中, 设已知 $l_{AB}=0.1\text{m}$, $l_{BC}=0.33\text{m}$, $n_1=1500\text{r/min}$ (为常数), 活塞及其附件的重量 $G_3=21\text{N}$, 连杆质量 $G_2=25\text{N}$, $J_{S_2}=0.0425\text{kg}\cdot\text{m}^2$, 连杆质心 S_2 至曲柄销 B 的距离 $l_{BS_2}=l_{BC}/3$ 。试确定在图示位置时活塞的惯性力以及连杆的总惯性力。

解: 1) 选定比例尺, $\mu_l = 0.005\text{m/mm}$ 绘制机构运动简图。(图 4-1(a))

2) 运动分析: 以比例尺 μ_v 作速度多边形, 如图 4-1 (b)

以比例尺 μ_a 作加速度多边形如图 4-1 (c)

$$a_C = \mu_a \overline{p'c'} = 23.44\text{m/s}^2 \quad a_{S_2} = \mu_a \overline{p's'_2} = 210\text{m/s}^2$$

$$\alpha_2 = \frac{a_{C2B}^t}{l_{BC}} = \frac{\mu_a \overline{n'c'}}{\mu_l BC} = 5150\text{1/s}^2$$

3) 确定惯性力

$$\text{活塞 3: } F_{I3} = -m_3 a_{S3} = -\frac{G_3}{g} a_C = 3767(\text{N}) \quad \text{方向与 } \overline{p'c'} \text{ 相反。}$$

$$\text{连杆 2: } F_{I2} = -m_2 a_{S_2} = -\frac{G_2}{g} a_{S_2} = 5357(\text{N}) \quad \text{方向与 } \overline{p's'_2} \text{ 相反。}$$

$$M_{I2} = -J_{S_2} \alpha_2 = 218.8(\text{N}\cdot\text{m}) \quad (\text{顺时针})$$

$$\text{总惯性力: } F'_{I2} = F_{I2} = 5357(\text{N}) \quad l_{h2} = \frac{M_{I2}}{F_{I2}} = 0.04(\text{m}) \quad (\text{图 4-1(a)})$$

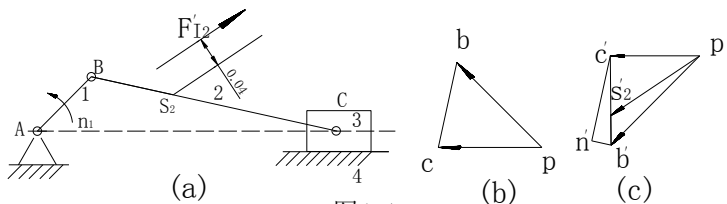
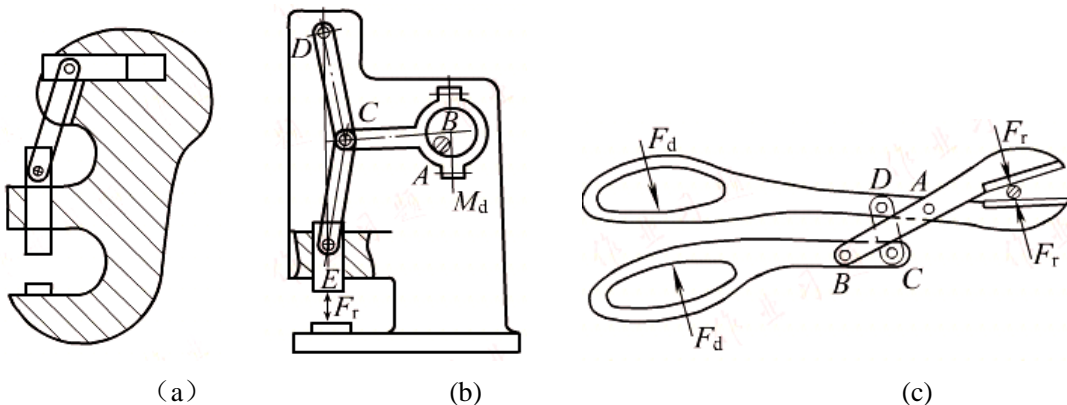


图4-1

题 4-2 机械效益 Δ 是衡量机构力放大程度的

一个重要指标, 其定义为在不考虑摩擦的条件下机构的输出力 (力矩) 与输入力 (力矩) 之比值, 即 $\Delta = |M_r / M_d| = |F_r / F_d|$ 。试求图示各机构在图示位置时的机械效益。图 a 所示为一铆钉机, 图 b 为一小型

压力机, 图 c 为一剪刀。计算所需各尺寸从图中量取。



解: (a)作铆钉机的机构运动简图及受力 图见 4-2 (a)

由构件 3 的力平衡条件有: $\vec{F}_r + \vec{F}_{R43} + \vec{F}_{R23} = 0$

由构件 1 的力平衡条件有: $\vec{F}_{R21} + \vec{F}_{R41} + \vec{F}_d = 0$

按上面两式作力的多边形见图 4-2 (b) 得

$$\Delta = |F_r / F_d| = \cot \theta$$

(b) 作压力机的机构运动简图及受力图见 4-2 (c)

由滑块 5 的力平衡条件有: $\vec{G} + \vec{F}_{R65} + \vec{F}_{R45} = 0$

由构件 2 的力平衡条件有: $\vec{F}_{R42} + \vec{F}_{R32} + \vec{F}_{R12} = 0$ 其中 $\vec{F}_{R42} = \vec{F}_{R54}$

按上面两式作力的多边形见图 4-2 (d) 得

$$\Delta = |G / F_t|$$

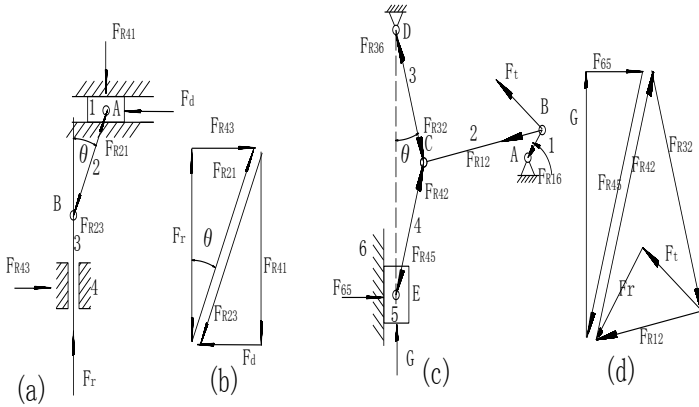


图4-2

(c) 对 A 点取矩时有 $F_r \cdot a = F_d \cdot b$

$$\Delta = b/a$$

其中 a、b 为 F_r 、 F_d 两力距离 A 点的力臂。 $\Delta = |G / F_t|$

题 4-3 图 a 所示导轨副为由拖板 1 与导轨 2 组成的复合移动副, 拖板的运动方向垂直于纸面; 图 b 所示为由转动轴 1 与轴承 2 组成的复合转动副, 轴 1 绕其轴线转动。现已知各运动副的尺寸如图所示, 并设 G 为外加载荷, 各接触面间的摩擦系数均为 f 。试分别求导轨副的当量摩擦系数 f_v 和转动副的摩擦圆半径 ρ 。

解: 1) 求图 a 所示导轨副的当量摩擦系数 f_v , 把重量 G 分解为 $G_{左}$, $G_{右}$

$$G_{左} = \frac{l_2}{l_1 + l_2} G, \quad G_{右} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} G, \quad f_v G = F_{f左} + F_{f右} = \frac{f \left(\frac{l_2}{\sin \theta} + l_1 \right)}{l_1 + l_2} G$$

$$f_v = \frac{f \left(\frac{l_2}{\sin \theta} + l_1 \right)}{l_1 + l_2}$$

2) 求

支反

假设

摩擦

摩擦

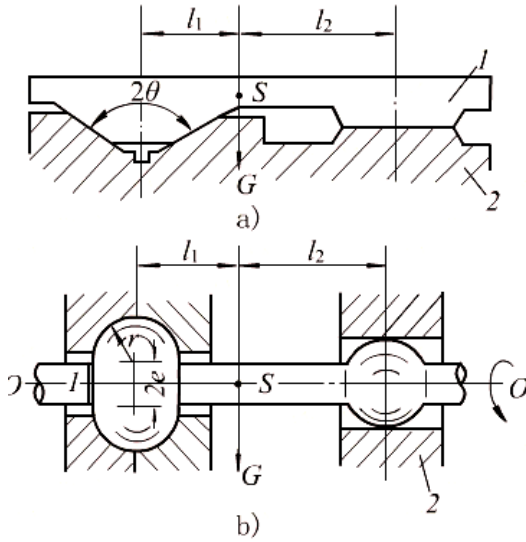


图 b 所示转动副的摩擦圆半径 ρ

$$力 F_{R左} = \frac{l_2}{l_1 + l_2} G, \quad F_{R右} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} G$$

支撑的左右两端均只在下半周上近似均匀接触。

对于左端其当量摩擦系数

$$f_{v左} \approx \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 f, \quad 摩擦力 F_{f左} = f_{v左} G_{左}$$

$$力矩 M_{f左} = F_{f左} (e + r \cos 45^\circ)$$

对于右端其当量摩擦系数

$$f_{v右} \approx \frac{f\pi}{2}, \quad 摩擦力 F_{f右} = f_{v右} G_{右}$$

$$力矩 M_{f右} = F_{f右} r$$

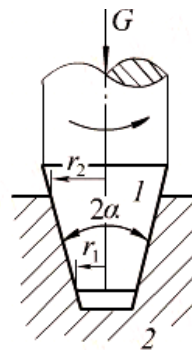
$$摩擦圆半径 \rho = \frac{(M_{f左} + M_{f右})}{G}$$

题 4-4 图示为一锥面径向推力轴承。已知其几何尺寸如图所示，设轴 1 上受铅直总载荷 G ，轴承中的滑动摩擦系数为 f 。试求轴 1 上所受的摩擦力矩 M_f (分别一新轴端和跑合轴端来加以分析)。

解: 此处为槽面接触，槽面半角为 α 。当量摩擦系数
轴端轴承的摩擦力矩公式得

$$若为新轴端轴承, 则 M_f = 3f_v G \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

$$若为跑合轴端轴承, 则 M_f = f_v G \frac{R+r}{2}$$



和跑合轴端来加以分

$$f_v = \frac{f}{\sin \alpha} \quad 代入平$$

题 4-5 图示为一曲柄滑块机构的三个位置， F 为作用在活塞上的力，转动副 A 及 B 上所画的虚线小圆为摩擦圆，试决定在三个位置时，作用在连杆 AB 上的作用力的真实方向 (各构件的重量及惯性力略去不计)

解: 图 a 和图 b 连杆为受压，图 c 连杆为受拉，各相对角速度和运动副总反力方向如下图

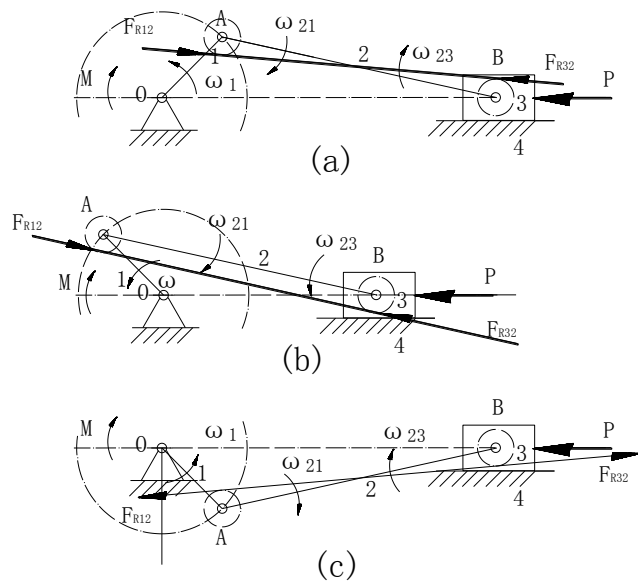


图4-5

题 4-6 图示为一摆动推杆盘形凸轮机构，凸轮 1 沿逆时针方向回转， F 为作用在推杆 2 上的外载荷，试确定在各运动副中总反力 (F_{R31} , F_{R12} 及 F_{R32}) 的方位 (不考虑构件的重量及惯性力，图中虚线小圆为摩擦圆，运动副 B 处摩擦角为 $\phi=10^\circ$)。

解: 1) 取构件 2 为受力体，如图 4-6。由构件 2 的力平衡条件有：

$$\vec{P} + \vec{F}_{R12} + \vec{F}_{R32} = 0 \quad \text{三力汇交可得 } F_{R32} \text{ 和 } F_{R12}$$

2) 取构件 1 为受力体， $F_{R21} = -F_{R12} = -F_{R31}$

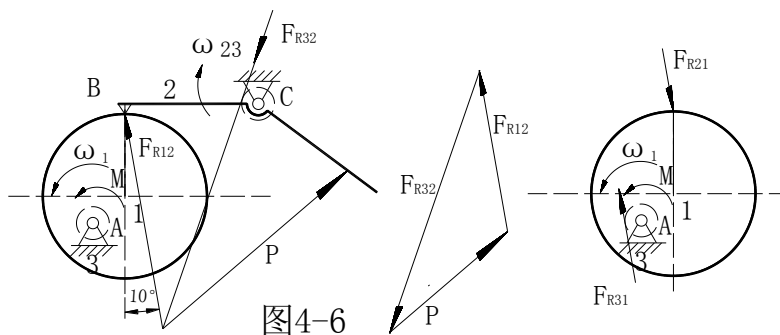


图4-6

题 4-9 在图 a 所示的正切机构中，已知 $h=500\text{mm}$, $l=100\text{mm}$, $\omega_1=10\text{rad/s}$ (为常数)，构件 3 的重量 $G_3=10\text{N}$ ，质心在其轴线上，生产阻力 $F_T=100\text{N}$ ，其余构件的重力、惯性力及所有构件的摩擦力均略去不计。试求当 $\phi_1=60^\circ$ 时，需加在构件 1 上的平衡力矩 M_b 。提示：构件 3 受力倾斜后，构件 3、4 将在 C_1 、 C_2 两点接触。

解: 1) 选定比例尺 μ_l 绘制机构运动简图。

2) 运动分析：以比例尺 μ_v , μ_a 作速度多边形和加速度多边形如图 4-1 (c)，如图 4-9 (a) (b)

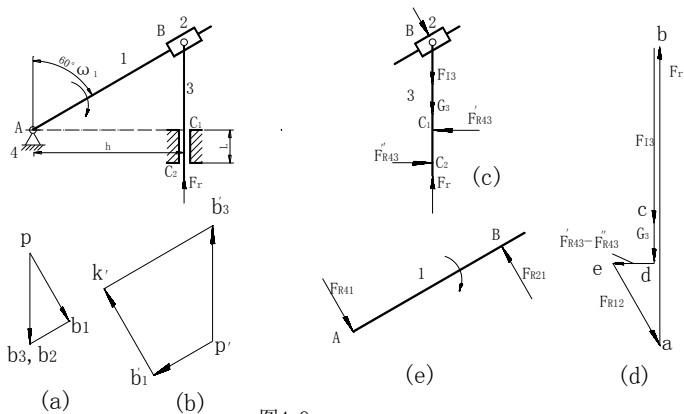


图4-9

3) 确定构件3上的惯性力

$$F_{I3} = -m_3 a_3 = -\frac{G_3}{g} a_3 = 66.77(N)$$

4) 动态静力分析:

以构件组 2,3 为分离体, 如图 4-9(c), 由 $\sum F = 0$ 有

$$\vec{F}_{R12} + \vec{F}_r + \vec{F}_{I3} + \vec{G}_3 + \vec{F}'_{R43} + \vec{F}''_{R43} = 0 \quad \text{以 } \mu_p = 2N/mm \text{ 作力多边形如图 4-9(d)}$$

$$\text{得 } F_{R21} = F_{R12} = \mu_p \overline{ea} = 38N$$

以构件 1 为分离体, 如图 4-9(e), 有 $F_{R21} l_{AB} - M_b = 0 \quad F_{R41} = F_{R21}$

$$M_b = F_{R21} l_{AB} = 22.04N \cdot m \quad \text{顺时针方向。}$$

题 4-10 在图 a 所示的双缸 V 形发动机中, 已知各构件的尺寸如图 (该图系按比例尺 $\mu_1=0.005$

m/mm 准确作出的) 及各作用力如下: $F_3=200N$, $F_5=300N$, $F'_{12}=50N$, $F'_{14}=80N$, 方向如图所示; 又知

曲柄以等角速度 ω_1 转动, 试以图解法求在图示位置时需加于曲柄 1 上的平衡力偶矩 M_b 。

解: 应用虚位移原理求解, 即利用当机构处于平衡状态时, 其上作用的所有外力 (包括惯性力) 瞬时功率

应等于零的原理来求解, 可以不需要解出各运动副中的反力, 使求解简化。

1) 以比例尺 μ_v 作速度多边形如图 4-10

$$v_C = \mu_v \overline{pc} = 55\mu_v \text{ m/s} \quad v_E = \mu_v \overline{pe} = 57\mu_v \text{ m/s} \quad v_{T2} = \mu_v \overline{pt_2} = 52\mu_v \text{ m/s}$$

$$v_{T4} = \mu_v \overline{pt_4} = 53\mu_v \text{ m/s} \quad \omega_1 = \frac{\mu_v \overline{pb}}{\mu_1 l_{AB}} \text{ rad/s}$$

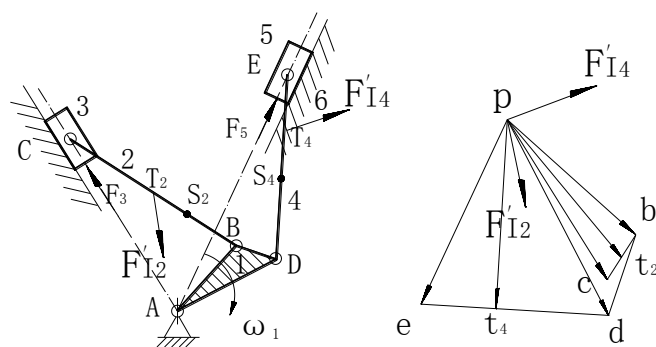


图 4-10

2) 求平衡力偶矩: 由 $\sum P_i v_i \cos \alpha_i = 0$,

$$M_b \omega_1 - F_3 v_c - F_5 v_5 + F'_{I2} v_{T2} \cos \alpha_{T2} + F'_{I4} v_{T4} \cos \alpha_{T4} = 0$$

$$M_b = \frac{\mu_l \overline{AB}}{pb} [F_3 \overline{pc} + F_5 \overline{pe} - F'_{I2} v_{T2} \cos \alpha_{T2} - F'_{I4} v_{T4} \cos \alpha_{T4}] = 46.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

顺时针方向。

第五章 机械的效率和自锁(1)

题 5-1

解: (1) 根据已知条件, 摩擦圆半径 $\rho = f_v r = 0.2 \times 0.01 = 0.002 \text{ m}$ $\phi = \arctan f = 8.53^\circ$

计算可得图 5-1 所示位置 $\alpha = 45.67^\circ$ $\beta = 14.33^\circ$

(2) 考虑摩擦时, 运动副中的反力如图 5-1 所示。

(3) 构件 1 的平衡条件为: $M_1 = F_{R21} (l_{AB} \sin \alpha + 2\rho)$

$$\vec{F}_{R21} = \vec{F}_{R23} = \frac{M_1}{[l_{AB} \sin \alpha + 2\rho]}$$

构件 3 的平衡条件为: $\vec{F}_{R23} + \vec{F}_{R43} + \vec{F}_3 = 0$ 按上式作力多边形如图 5-1 所示, 有

$$\frac{F_{R23}}{\sin(90^\circ + \phi)} = \frac{F_3}{\sin(90^\circ - \beta - \phi)}$$

$$(4) F_3 = \frac{F_{R23} \sin(90^\circ - \beta - \phi)}{\cos \phi} = \frac{M_1 \cos(\beta + \phi)}{(l_{AB} \sin \alpha + 2\rho) \cos \phi} \quad F_{30} = \frac{M_1 \cos \beta}{(l_{AB} \sin \alpha)}$$

(5) 机械效率:

$$\eta = \frac{F_3}{F_{30}} = \frac{l_{AB} \sin \alpha \cos(\beta + \phi)}{(l_{AB} \sin \alpha + 2\rho) \cos \beta \cos \phi} = \frac{0.07153 \times 0.9214}{0.07553 \times 0.9688 \times 0.9889} = 0.91$$

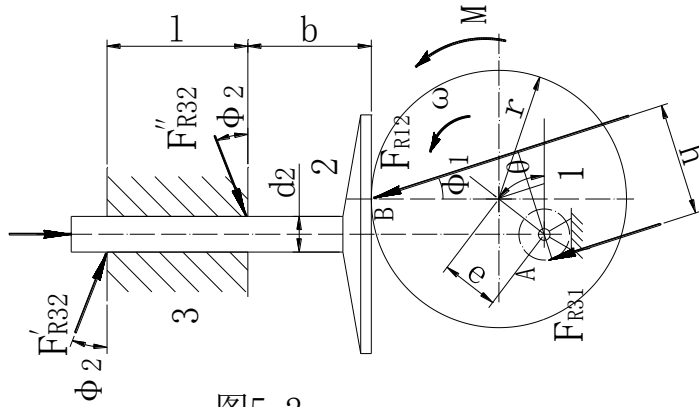


图5-2

讨论：由于效率计算公式可知， ϕ_1 、 ϕ_2 减小，L增大，则效率增大，由于 θ 是变化的，瞬时效率也是变化的。

题 5-3

解:该系统的总效率为 $\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 = 0.95 \times 0.97^2 \times 0.92 = 0.822$

电动机所需的功率为 $N = \frac{P_v}{\eta} = \frac{5500 \times 1.2 \times 10^{-3}}{0.822} = 8.029$

题 5-4

解：此传动属混联。

第一种情况： $P_A = 5 \text{ kW}$, $P_B = 1 \text{ kW}$

输入功率 $P'_A = \frac{P_A}{\eta_2 \eta_1^2 \eta_A} = 7.27 \text{ kW}$ $P'_B = \frac{P_B}{\eta_2 \eta_1^2 \eta_A} = 2.31 \text{ kW}$

传动总效率 $\eta = \frac{\sum P_r}{\sum P_d} = 0.63$ 电动机所需的功率 $P_{\text{电}} = P'_A + P'_B = 9.53 \text{ kW}$

第二种情况： $P_A = 1 \text{ kW}$, $P_B = 5 \text{ kW}$

输入功率 $P'_A = \frac{P_A}{\eta_2 \eta_1^2 \eta_A} = 1.44 \text{ kW}$ $P'_B = \frac{P_B}{\eta_2 \eta_1^2 \eta_A} = 11.55 \text{ kW}$

传动总效率 $\eta = \frac{\sum P_r}{\sum P_d} = 0.462$ 电动机所需的功率 $P_{\text{电}} = P'_A + P'_B = 12.99 \text{ kW}$

题 5-5

解：此题是判断机构的自锁条件，因为该机构简单，故可选用多种方法进行求解。

解法一：根据反行程时 $\eta' \leq 0$ 的条件来确定。

反行程时（楔块 3 退出）取楔块 3 为分离体，其受工件 1、1' 和夹具 2 作用的总反力 F_{R13} 和 F_{R23} 以及支持力 F' 。各力方向如图 5-5 (a)、(b) 所示，根据楔块 3 的平衡条件，作力矢量三角形如图 5-5 (c) 所示。

由正弦定理可得

$$F_{R23} = \frac{F' \cos \phi}{\sin(\alpha - 2\phi)} \quad \text{当 } \phi = 0 \text{ 时, } F_{R230} = \frac{F'}{\sin \alpha}$$

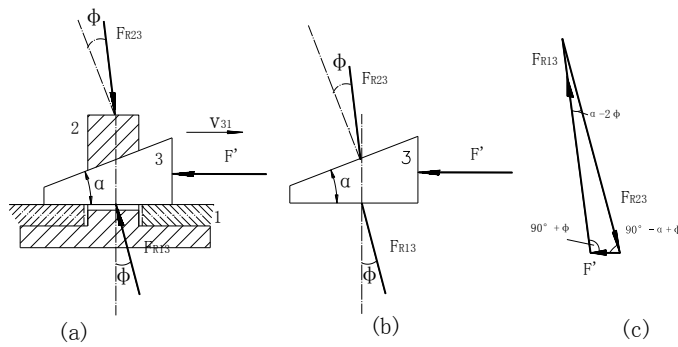


图5-5

于是此机构反行程的效率为

$$\eta' = \frac{F_{R320}}{F_{R32}} = \frac{\sin(\alpha - 2\phi)}{\sin \alpha}$$

令 $\eta' \leq 0$ ，可得自锁条件为： $\alpha \leq 2\phi$ 。

解法二：根据反行程时生产阻力小于或等于零的条件来确定。

根据楔块 3 的力矢量三角形如图 5-5 (c)，由正弦定理可得

$$F' = \frac{F_{R23} \sin(\alpha - 2\phi)}{\cos \phi} \quad \text{若楔块不自动松脱，则应使 } F' \leq 0 \text{ 即得自锁条件为： } \alpha \leq 2\phi$$

解法三：根据运动副的自锁条件来确定。

由于工件被夹紧后 F' 力就被撤消，故楔块 3 的受力如图 5-5(b)所示，楔块 3 就如同受到 F_{R23} （此时为驱动力）作用而沿水平面移动的滑块。故只要 F_{R23} 作用在摩擦角 ϕ 之内，楔块 3 即发生自锁。即 $\alpha - \phi \leq \phi$ ，

由此可得自锁条件为： $\alpha \leq 2\phi$ 。

讨论：本题的关键是要弄清反行程时 F_{R23} 为驱动力。用三种方法来解，可以了解求解这类问题的不同途径。

第六章 机械的平衡

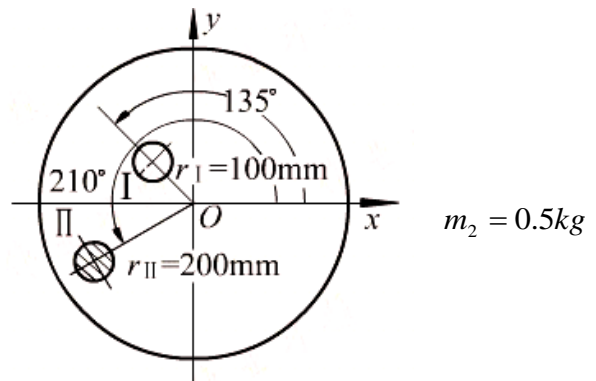
题 6-1 图示为一钢制圆盘，盘厚 $b=50\text{mm}$ ，位置 I 处有一直径 $\phi=50\text{mm}$ 的通孔，位置 II 处是一质量 $m_2=0.5\text{kg}$ 的重块。为了使圆盘平衡，你在圆盘上 $r=200\text{mm}$ 处制一通孔。试求此孔德直径与位置。（钢的密度

$$\gamma = 7.8\text{g/cm}^3$$

解：解法一：先确定圆盘的各偏心质量大小

$$m_1 = -\pi \frac{\phi^2}{4} b \gamma = -\pi \times \frac{5^2}{4} \times 5 \times 7.8 = -0.7648\text{kg}$$

设平衡孔质量 $m_b = -\pi \frac{d^2}{4} b \gamma$ 根据静平衡条件



$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_b \vec{r}_b = 0$$

$$m_b r_b \cos \theta_b = -m_1 r_1 \cos 135^\circ - m_2 r_2 \cos 210^\circ = 32.52\text{kg} \cdot \text{mm}$$

$$m_b r_b \sin \theta_b = -m_1 r_1 \sin 135^\circ - m_2 r_2 \sin 210^\circ = 104.08 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$m_b r_b = \sqrt{(m_b r_b \sin \theta_b)^2 + (m_b r_b \cos \theta_b)^2} = 109.04 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\text{由 } r_b = 200 \text{ mm} \quad \therefore m_b = 0.54 \text{ kg} \quad d = \sqrt{\frac{4m_b}{\pi b \gamma}} = 42.2 \text{ mm}$$

在位置 θ_b 相反方向挖一通孔

$$\theta_b + 180^\circ = \text{tg}^{-1} \left(\frac{m_b r_b \sin \theta_b}{m_b r_b \cos \theta_b} \right) + 180^\circ = 72.66^\circ + 180^\circ = 282.66^\circ$$

解法二:

由质径积矢量方程式, 取 $\mu_w = 2 \frac{\text{kg} \cdot \text{mm}}{\text{mm}}$ 作质径积矢量多边形如图 6-1 (b)

$$\text{平衡孔质量 } m_b = \mu_w \frac{W_b}{r_b} = 0.54 \text{ kg} \quad \text{量得 } \theta_b = 72.6^\circ$$

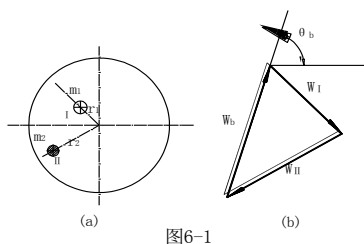


图6-1

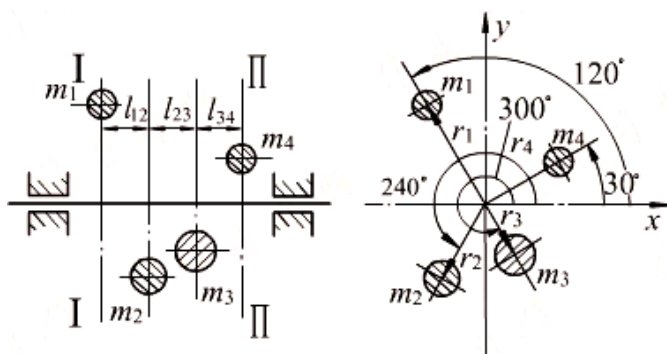
题 6-2 在图示的转子中, 已知各偏心质量

$m_1=10\text{kg}$, $m_2=15\text{kg}$, $m_3=20\text{kg}$, $m_4=10\text{kg}$, 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

的回转平面的距离为 $l_{12}=l_{23}=l_{34}=30\text{cm}$, 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: 解法一: 先确定圆盘各偏心质量在两平衡基面上大小

$$m_{2I} = \frac{60m_2}{90} = 10 \text{ kg} \quad m_{2II} = \frac{30m_2}{90} = 5 \text{ kg} \quad m_{3I} = \frac{60m_3}{90} = \frac{20}{3} \text{ kg} \quad m_{3II} = \frac{60m_3}{90} = \frac{40}{3} \text{ kg}$$

根据动平衡条件

$$(m_{bI} r_b)_x = -\sum m_i r_i \cos \alpha_i = -m_1 r_1 \cos 120^\circ - m_{2I} r_2 \cos 240^\circ - m_{3I} r_3 \cos 300^\circ = -283.3 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$(m_{bI}r_b)_y = -\sum m_i r_i \sin \alpha_i = -m_1 r_1 \sin 120^\circ - m_{2I} r_2 \sin 240^\circ - m_{3I} r_3 \sin 300^\circ = -28.8 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$(m_b r_b)_I = \sqrt{((m_{bI}r_b)_x)^2 + ((m_{bI}r_b)_y)^2} = \sqrt{(-283.8)^2 + (-28.8)^2} = 284.8 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$m_{bI} = \frac{(m_b r_b)_I}{r_b} = \frac{284.8}{50} = 5.6 \text{ kg} \quad \theta_{bI} = \text{tg}^{-1} \frac{(m_{bI}r_b)_y}{(m_{bI}r_b)_x} = 5^\circ 48'$$

同理

$$(m_{bII}r_b)_x = -\sum m_i r_i \cos \alpha_i = -m_4 r_4 \cos 30^\circ - m_{2II} r_2 \cos 240^\circ - m_{3II} r_3 \cos 300^\circ = -359.2 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$(m_{bII}r_b)_y = -\sum m_i r_i \sin \alpha_i = -m_4 r_4 \sin 30^\circ - m_{2II} r_2 \sin 240^\circ - m_{3II} r_3 \sin 300^\circ = -210.8 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$(m_b r_b)_{II} = \sqrt{((m_{bII}r_b)_x)^2 + ((m_{bII}r_b)_y)^2} = \sqrt{(-359.2)^2 + (-210.8)^2} = 416.5 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$m_{bII} = \frac{(m_b r_b)_{II}}{r_b} = \frac{416.5}{50} = 7.4 \text{ kg} \quad \theta_{bII} = \text{tg}^{-1} \frac{(m_{bII}r_b)_y}{(m_{bII}r_b)_x} = 145^\circ$$

解法二:

根据动平衡条件

$$\vec{m}_1 r_1 + \frac{2}{3} \vec{m}_2 r_2 + \frac{1}{3} \vec{m}_3 r_3 + m_{bI} \vec{r}_b = 0$$

$$\vec{m}_4 r_4 + \frac{1}{3} \vec{m}_2 r_2 + \frac{2}{3} \vec{m}_3 r_3 + m_{bII} \vec{r}_b = 0$$

由质径积矢量方程式，取 $\mu_w = 10 \frac{\text{kg} \cdot \text{mm}}{\text{mm}}$ 作质径积矢量多边形如图 6-2 (b)

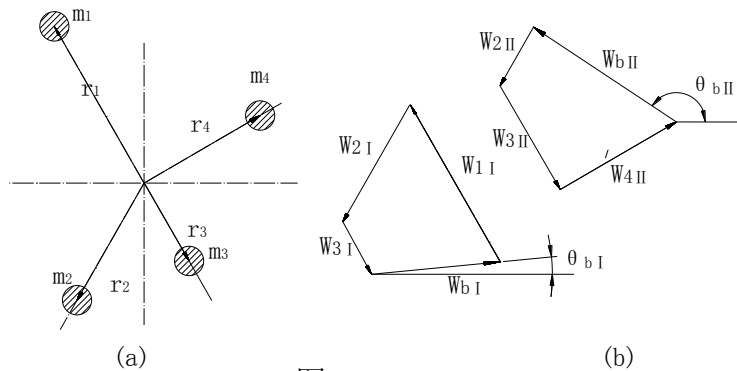


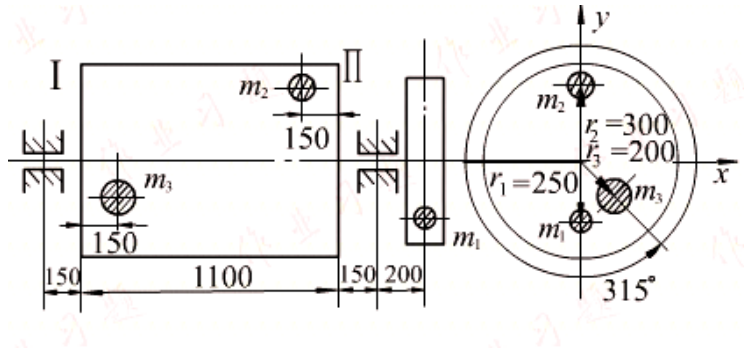
图6-2

$$m_{bI} = \mu_w \frac{W_{bI}}{r_b} = 5.6 \text{ kg} \quad \theta_{bI} = 6^\circ$$

$$m_{bII} = \mu_w \frac{W_{bII}}{r_b} = 7.4 \text{ kg} \quad \theta_{bII} = 145^\circ$$

题 6-3 图示为一滚筒，在轴上装有带轮。现已测知带轮有一偏心质量 $m_1=1\text{kg}$ ；另外，根据该滚筒的结构，知其具有两个偏心质量 $m_2=3\text{kg}$ ， $m_3=4\text{kg}$ ，各偏心质量的位置如图所示（长度单位为 mm）。若将平衡基面选在滚筒的端面，两平衡基面中平衡质量的回转半径均取为 400mm，试求两平衡质量的大小及方位。若将

平衡基面 II 改选为带轮中截面，其他条件不变，；两平衡质量的大小及方位作何改变？



解：(1) 以滚筒两端面为平衡基面时，其动平衡条件为

$$m_{bI}r_{bI} + \frac{3.5}{11}m_1r_1 + \frac{1.5}{11}m_2r_2 + \frac{9.5}{11}m_3r_3 = 0$$

$$m_{bII}r_{bII} + \frac{14.5}{11}m_1r_1 + \frac{9.5}{11}m_2r_2 + \frac{1.5}{11}m_3r_3 = 0$$

以 $\mu_w = 2\text{kg}\cdot\text{cm}/\text{mm}$ ，作质径积矢量多边形，如图 6-3 (a)，(b)，则

$$m_{bI} = \mu_w \frac{W_{bI}}{r_b} = 1.65\text{kg} \quad \theta_{bI} = 138^\circ$$

$$m_{bII} = \mu_w \frac{W_{bII}}{r_b} = 0.95\text{kg} \quad \theta_{bII} = -102^\circ$$

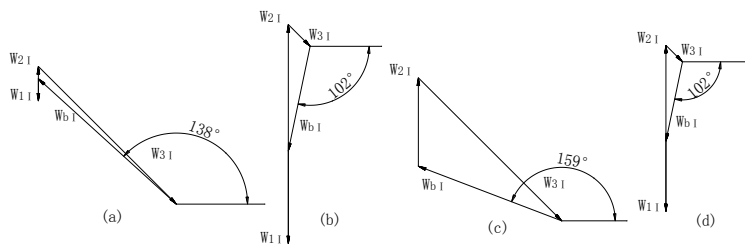


图6-3

(2) 以滚轮中截面为平衡基面 II 时，其动平衡条件为

$$m_{bI}r_{bI} + \frac{5}{14.5}m_2r_2 + \frac{13}{14.5}m_3r_3 = 0$$

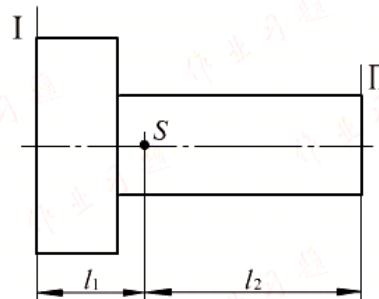
$$m_{bII}r_{bII} + m_1r_1 + \frac{9.5}{14.5}m_2r_2 + \frac{1.5}{14.5}m_3r_3 = 0$$

以 $\mu_w = 2\text{kg}\cdot\text{cm}/\text{mm}$ ，作质径积矢量多边形，如图 6-3 (c)，(d)，则

$$m_{bI} = \mu_w \frac{W_{bI}}{r_b} = 2 \times \frac{27}{40} = 1.35\text{kg} \quad \theta_{bI} = 159^\circ$$

$$m_{bII} = \mu_w \frac{W_{bII}}{r_b} = 2 \times \frac{14}{40} = 0.7\text{kg} \quad \theta_{bII} = -102^\circ$$

题 6-4 如图所示为一个一般机器转子，已知转子的重量为 15kg。其质心至两平衡基面 I 及 II 的距离分别 $l_1=100\text{mm}$ ， $l_2=200\text{mm}$ ，转子的转速 $n=3000\text{r}/\text{min}$ ，试确定平衡基面 I 及 II 内的需用不平衡质径积。当转子转速提高到 6000r/min 时，许用不平衡质径积又各为多少？



解：(1) 根据一般机器的要求，可取转子的平衡精度等级为 G6.3，

对应平衡精度 $A = 6.3 \text{ mm/s}$

$$(2) \quad n = 3000 \text{ r/min} \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} = 314.16 \text{ rad/s}$$

$$[e] = 1000A/\omega = 20.05 \mu\text{m} \quad [mr] = m[e] = 15 \times 20.05 \times 10^{-4} = 0.03 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

可求得两平衡基面 I 及 II 中的许用不平衡质径积为

$$[m_1 r_1] = [mr] \frac{l_2}{l_1 + l_2} = 30 \times \frac{200}{200 + 100} = 20 \text{ g} \cdot \text{cm}$$

$$[m_{II} r_{II}] = [mr] \frac{l_1}{l_1 + l_2} = 30 \times \frac{100}{200 + 100} = 10 \text{ g} \cdot \text{cm}$$

$$(3) \quad n = 6000 \text{ r/min} \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} = 628.32 \text{ rad/s}$$

$$[e] = 1000A/\omega = 10.025 \mu\text{m} \quad [mr] = m[e] = 15 \times 10.025 \times 10^{-4} = 15 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

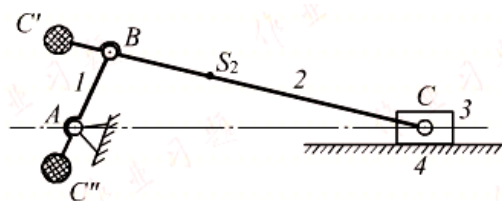
可求得两平衡基面 I 及 II 中的许用不平衡质径积为

$$[m_1 r_1] = [mr] \frac{l_2}{l_1 + l_2} = 15 \times \frac{200}{200 + 100} = 10 \text{ g} \cdot \text{cm}$$

$$[m_{II} r_{II}] = [mr] \frac{l_1}{l_1 + l_2} = 15 \times \frac{100}{200 + 100} = 5 \text{ g} \cdot \text{cm}$$

题 6-5 在图示的曲柄滑块机构中，已知各构件的尺寸为 $l_{AB}=100\text{mm}$ ， $l_{BC}=400\text{mm}$ ；连杆 2 的质量 $m_2=12\text{kg}$ ，质心在 S_2 处， $l_{BS_2}=l_{BC}/3$ ；滑块 3 的质量 $m_3=20\text{kg}$ ，质心在 C 点处；曲柄 1 的质心与 A 点重合。今欲利用平衡质量法对该机构进行平衡，试问若对机构进行完全平衡和只平衡掉滑块 3 处往复惯性力的 50% 的部分平衡，各需加多大的平衡质量（取 $l_{BC}=l_{AC}=50\text{mm}$ ），及平衡质量各应加在什么地方？

解：(1) 完全平衡需两个平衡质量，各加在连杆上 C' 点和曲柄上 C'' 点处。



平衡质量的大小为

$$m_{C'} = (m_2 l_{BS_2} + m_3 l_{BC}) / l_{BC'} = (12 \times 40/3 + 20 \times 40) / 5 = 192 \text{ kg}$$

$$m_{C''} = (m' + m_2 + m_3) l_{AB} / l_{AC''} = (192 + 12 + 20) \times 10 / 5 = 448 \text{ kg}$$

(2) 部分平衡需一个平衡质量，应加曲柄延长线上 C'' 点处。

平衡质量的大小为

$$m_{B_2} = m_2 l_{S_2 C} / l_{BC} = 12 \times 2/3 = 8 \text{ kg} \quad m_{C_2} = m_2 l_{BS_2} / l_{BC} = 16 \times 4 = 4 \text{ kg}$$

$$m_B = m_{B_2} = 8 \text{ kg} \quad m_C = m_{C_2} + m_3 = 24 \text{ kg}$$

故平衡质量为

$$m_{C'} = (m_B + \frac{1}{2}m_C)l_{AB}/l_{AC'} = (8 \times \frac{24}{2}) \times \frac{10}{5} = 40\text{kg}$$

第七章 机械的运转及其速度波动的调节

题 7-1 如图所示为一机床工作台的传动系统，设已知各齿轮的齿数，齿轮 3 的分度圆半径 r_3 ，各齿轮的转动惯量 J_1 、 J_2 、 J_2' 、 J_3 ，因为齿轮 1 直接装在电动机轴上，故 J_1 中包含了电动机转子的转动惯量，工作台和被加工零件的重量之和为 G 。当取齿轮 1 为等效构件时，试求该机械系统的等效转动惯量 J_e 。

解： 根据等效转动惯量的等效原则，有

$$J_e = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_{Si}}{\omega} \right)^2 + J_{Si} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right]$$

$$J_e = J_1 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_2' \left(\frac{\omega_2'}{\omega_1} \right)^2 + J_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \frac{G}{g} \left(\frac{v}{\omega_1} \right)^2$$

$$J_e = J_1 + J_2 \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 + J_2' \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 + J_3 \left(\frac{Z_1 Z_2'}{Z_2 Z_3} \right)^2 + \frac{G}{g} r_3^2 \left(\frac{Z_1 Z_2'}{Z_2 Z_3} \right)^2$$

题 7-2 已知某机械稳定运转时其主轴的角速度 $\omega_s=100\text{rad/s}$ ，机械的等效转动惯量 $J_e=0.5$

$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$ ，制动器的最大制动力矩 $M_r=20\text{N} \cdot \text{m}$ （该制动器与机械主轴直接相联，并取主轴为等效构件）。设要求制动时间不超过 3s，试检验该制动器是否能满足工作要求。

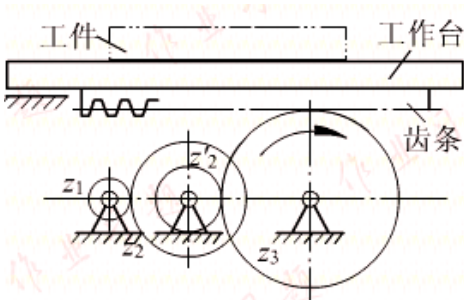
解： 因此机械系统的等效转动惯量 J_e 及等效力矩 M_e 均为常数，故可利用力矩形式的机械运动方程式

$$M_e = J_e \frac{d\omega}{dt} \quad \text{其中：} M_e = -M_r = -20\text{N} \cdot \text{m} = 0.5\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$dt = \frac{J_e}{-M_r} d\omega = \frac{0.5}{-20} d\omega = -0.025d\omega$$

$$\therefore t = -0.025(\omega - \omega_s) = 0.025\omega_s = 2.5\text{s}$$

由于 $t = 2.5\text{s} < 3\text{s}$ 所以该制动器满足工作要求。



题 7-3 图 a 所示为一导杆机构，设已知 $l_{AB}=150\text{mm}$ ， $l_{AC}=300\text{mm}$ ， $l_{CD}=550\text{mm}$ ，质量为 $m_1=5\text{kg}$ （质心 S_1 在 A 点）， $m_2=3\text{kg}$ （质心 S_2 在 B 点）， $m_3=10\text{kg}$ （质心 S_3 在 $l_{CD}/2$ 处），绕质心的转动惯量为 $J_{S1}=0.05\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ， $J_{S2}=0.002\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ， $J_{S3}=0.2\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ，力矩

$M_1=1000\text{N} \cdot \text{m}$ ， $F_3=5000\text{N}$ 。若取构件 3 为等效构件，试求 $\phi_1=45^\circ$ 时，机构的等效转动惯量 J_{e3} 及等效力

矩 M_{e3} 。

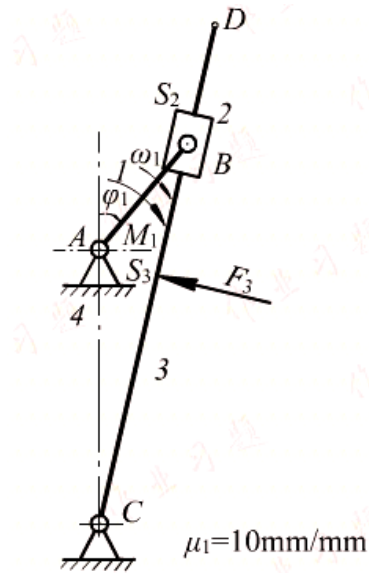
解：由机构运动简图和速度多边形如图可得

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{v_{B2}/l_{AB}}{v_{B3}/l_{BC}} = \frac{(pb_2)(\mu_l \overline{BC})}{(pb_3)l_{AB}} = \frac{30 \times 10 \times 42}{26 \times 150} = 3.24$$

$$\frac{v_{S2}}{\omega_3} = \frac{v_{B2}}{v_{B3}/l_{BC}} = \frac{(pb_2)}{(pb_3)/l_{BC}} = \frac{30 \times 0.42}{26} = 0.485$$

$$\frac{v_{S3}}{\omega_3} = l_{CS_3} = l_{CD}/2 = 0.275$$

故以构件 3 为等效构件时，该机构的等效转动惯量为



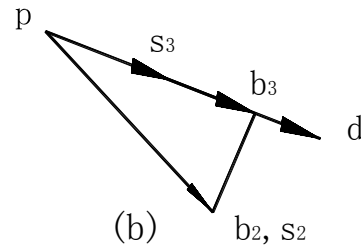
$$J_{e3} = J_{S1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_3} \right)^2 + J_{S2} + J_{S3} + m_2 \left(\frac{v_{S2}}{\omega_3} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_{S3}}{\omega_3} \right)^2$$

$$J_{e3} = 0.05 \times (3.231)^2 + 0.002 + 0.2 + 3 \times (0.485)^2 + 10 \times (0.275)^2 = 2.186 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

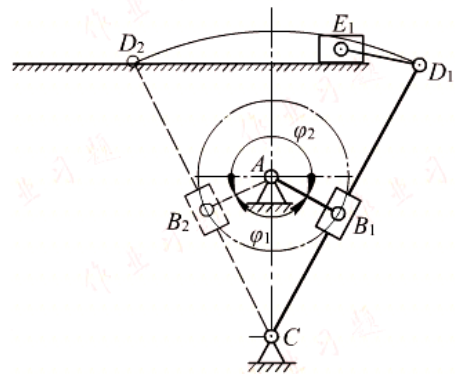
等效力矩为

$$M_{e3} \omega_3 = M_1 \omega_1 - F_3 v_{S3}$$

$$\begin{aligned} M_{e3} &= M_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_3} \right) - F_3 \left(\frac{v_{S3}}{\omega_3} \right) \\ &= 1000 \times 3.231 - 5000 \times 0.775 \\ &= 1856 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$



题 7-4 在图 a 所示的刨床机构中，已知空程和工作行程中用于克服阻抗力的恒功率分别为 $P_1=367.7\text{W}$ 和 $P_2=3677\text{W}$ ，曲柄平均转速 $n=100\text{r/min}$ ，空程中曲柄的转角 $\phi_1=120^\circ$ 。当机构运转不均匀系数 $\delta=0.05$ 时，试确定电动机所需的平均功率，分别计算在以下两种情况中的飞轮转动惯量 J_F （略去各构件重量和转动惯量）：



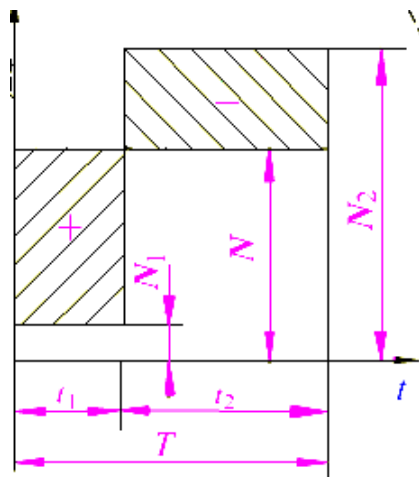
耗
的
的
并
的

1) 飞轮装在曲柄轴上；

2) 飞轮装在电动机轴上，电动机的额定转速 $n_n=1440\text{r/min}$ 。电动机通过减速器驱动曲柄。为简化计算减速器的转动惯量忽略不计。

解：（1）根据在一个运动循环内，驱动功与阻抗功应相等。可得

$$PT = P_1 t_1 + P_2 t_2$$



$$\begin{aligned}
 P &= \frac{P_1 t_1 + P_2 t_2}{T} = \frac{(p_1 \phi_1 + p_2 \phi_2)}{(\phi_1 + \phi_2)} \\
 &= \left(367.7 \times \frac{1}{3} + 3677 \times \frac{2}{3} \right) \\
 &= 2573.9 \text{ W}
 \end{aligned}$$

(2) 最大盈亏功为

$$\begin{aligned}
 \Delta W_{\max} &= (P - P_1) t_1 = (P - P_1) \frac{60 \phi_1}{2 \pi n} \\
 &= (2573.9 - 367.7) \times 60 \times \frac{1}{3} \times \frac{1}{100} \\
 &= 441.24 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

(3) 求飞轮转动惯量

当飞轮装在曲柄轴上时，飞轮的转动惯量为

$$J_F = \frac{900 \Delta W_{\max}}{\pi^2 n^2 [\delta]} = \frac{900 \times 441.24}{\pi^2 \times 100^2 \times 0.05} = 80.473 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

当飞轮装在电机轴上时，飞轮的转动惯量为

$$J'_F = J_F \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 = 80.473 \times \left(\frac{100}{1440} \right)^2 = 0.388 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

讨论：由此可见，飞轮安装在高速轴（即电机轴）上的转动惯量要比安装在低速轴（即曲柄轴）上的转动惯量小得多。

题 7-5 某内燃机的曲柄输出力矩 M_d 随曲柄转角 ϕ 的变化曲线如图 a 所示，其运动周期 $\phi_T = \pi$ ，曲柄的平均转速 $n_m = 620 \text{ r/min}$ ，当用该内燃机驱动一阻力为常数的机械时如果要求运转不均匀系数 $\delta = 0.01$ ，

试求：

1) 曲轴最大转速 n_{\max} 和相应的曲柄转角位置 $\phi_{(\max)}$;

2) 装在曲轴上的飞轮转动惯量 J_F (不计其余构件的转动惯量)。

解: 1) 确定阻抗力矩

因一个运动循环内驱动功应等于阻抗功, 有

$$M_T \phi_T = A_{OABC} = 200 \times \frac{1}{2} \times \left(\frac{\pi}{6} + \pi \right)$$

$$\text{解得 } M_r = \frac{200 \left(\frac{\pi}{6} + \pi \right)}{2\pi} = 116.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2) 求 n_{\max} 和 $\phi_{(\max)}$

作其系统的能量指示图 (图 b), 由图 b 知,

在 c 处机构出现能量最大值, 即

$$\phi = \phi_C \text{ 时, } n = n_{\max} \text{ 故 } \phi_{(\max)} = \phi_C$$

$$\phi_{(\max)} = 20^\circ + 30^\circ + 130^\circ \times \frac{200 - 116.67}{200} = 104.16^\circ$$

$$\text{这时 } n_{\max} = \left(1 + \frac{\delta}{2} \right) n_m = \left(1 + 0.01/2 \right) \times 620 = 623.1 \text{ r/min}$$

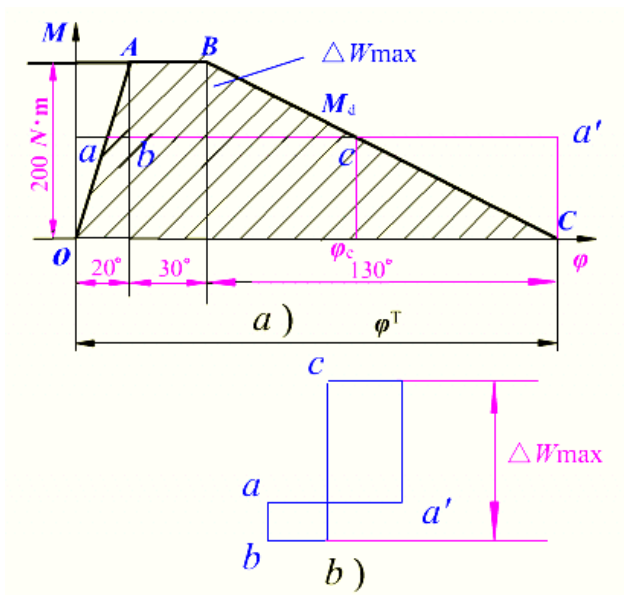
3) 求装在曲轴上的飞轮转动惯量 J_F

$$\begin{aligned} \Delta W_{\max} = A_{aABC} &= (200 - 116.67) \left[\frac{\pi}{6} + 20\pi/180 \times \frac{200 - 116.67}{200} + \frac{\pi}{6} + 130\pi/180 \times \frac{200 - 116.67}{200} \right] \times \frac{1}{2} \\ &= 89.08 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

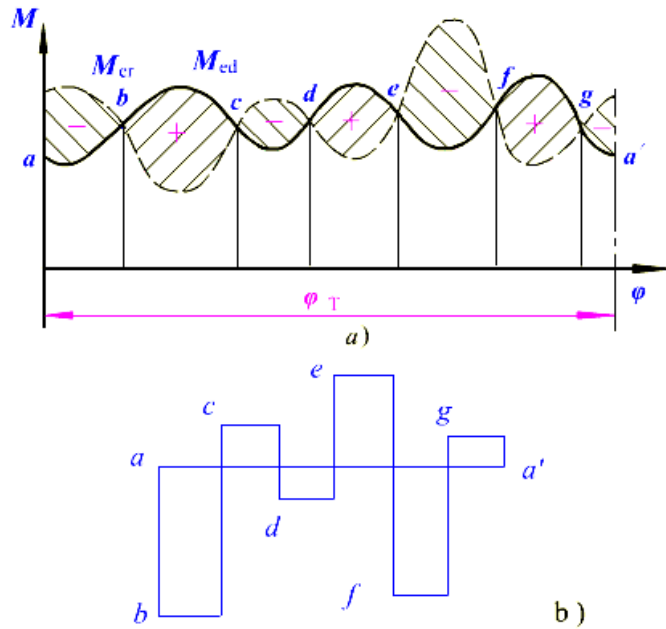
$$\text{故 } J_F = \frac{900 \Delta W_{\max}}{\pi^2 n^2 [\delta]} = \frac{900 \times 89.08}{\pi^2 \times 620^2 \times 0.01} = 2.113 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

题 7-6 图 a 所示为某机械系统的等效驱动力矩 M_{ed} 及等效阻抗力矩 M_{er} 对转角 ϕ 的变化曲线, ϕ_T 为其变化的周期转角。设已知各下尺面积为 $A_{ab} = 200 \text{ mm}^2$, $A_{bc} = 260 \text{ mm}^2$, $A_{cd} = 100 \text{ mm}^2$, $A_{de} = 190 \text{ mm}^2$, $A_{ef} = 320 \text{ mm}^2$, $A_{fg} = 220 \text{ mm}^2$, $A_{ga'} = 500 \text{ mm}^2$, 而单位面积所代表的功为 $\mu_A = 10 \text{ N} \cdot \text{m/mm}^2$, 试求系统的最大盈亏功 ΔW_{\max} 。又如设已知其等效构件的平均转速为 $n_m = 1000 \text{ r/min}$ 。等效转动惯量为

$$J_e = 5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2。$$



试求该系统的最大转速 n_{\max} 及最小转速 n_{\min} ，并指出最大转速及最小转速出现的位置。



解：1) 求 ΔW_{\max}

作此系统的能量指示图 (图 b)，

由图 b 知：此机械系统的动能最小及最大值分别出现在 b 及 e 的位置，即系统在 ϕ_b 及 ϕ_e 处，

分别有 n_{\max} 及 n_{\min} 。

$$\begin{aligned} \Delta W_{\max} &= \mu_A (A_{bc} - A_{cd} + A_{de}) \\ &= 10(260 - 100 + 190) \\ &= 2500 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

2) 求运转不均匀系数

$$J_F + J_e = \frac{900 \Delta W_{\max}}{\pi^2 n_m^2 \delta} \quad \text{设 } J_F = 0 \quad \delta = \frac{900 \Delta W_{\max}}{\pi^2 n_m^2 J_e} = \frac{900 \times 2500}{\pi^2 \times 1000^2 \times 5} = 0.0456$$

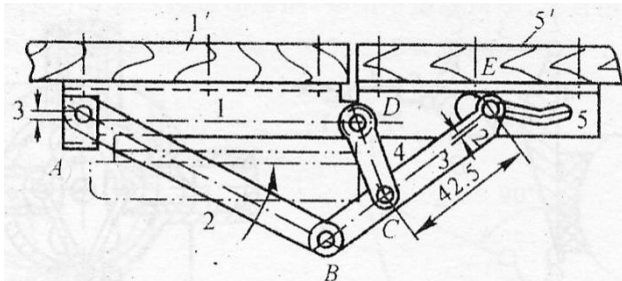
3) 求 n_{\max} 和 n_{\min}

$$n_{\max} = (1 + \delta/2) n_m = (1 + 0.0456/2) \times 1000 = 1022.8 \text{ r/min} \quad \phi_{(\max)} = \phi_e$$

$$n_{\min} = (1 - \delta/2) n_m = (1 - 0.0456/2) \times 1000 = 977.2 \text{ r/min} \quad \phi_{(\min)} = \phi_b$$

第 8 章课后习题参考答案

8-1 铰链四杆机构中，转动副成为周转副的条件是什么？在下图所示四杆机构 ABCD 中哪些运动副为周转副？当其杆 AB 与 AD 重合时，该机构在运动上有何特点？并用作图法求出杆 3 上 E 点的连杆曲线。



答：转动副成为周转副的条件是：

- (1) 最短杆与最长杆的长度之和小于或等于其他两杆长度之和；
- (2) 机构中最短杆上的两个转动副均为周转副。图示 ABCD 四杆机构中 C、D 为周转副。

当其杆 AB 与 AD 重合时，杆 BE 与 CD 也重合因此机构处于死点位置。

8-2 曲柄摇杆机构中，当以曲柄为原动件时，机构是否一定存在急回运动，且一定无死点？为什么？

答：机构不一定存在急回运动，但一定无死点，因为：

- (1) 当极位夹角等于零时，就不存在急回运动如图所示，

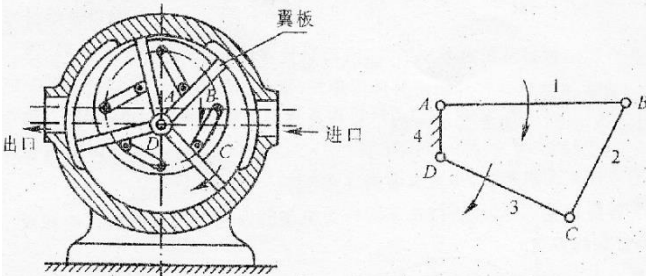
(2) 原动件能做连续回转运动，所以一定无死点。

8-3 四杆机构中的极位和死点有何异同？

8-4 图 a 为偏心轮式容积泵；图 b 为由四个四杆机构组成的转动翼板式容积泵。试绘出两种泵的机构运动简图，并说明它们为何种四杆机构，为什么？

解 机构运动简图如右图所示，ABCD 是双曲柄机构。

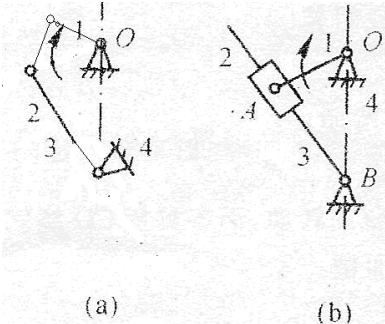
因为主动圆盘 AB 绕固定轴 A 作整周转动，而各翼板 CD 绕固定轴 D 转动，所以 A、D 为周转副，杆 AB、CD 都是曲柄。



8-5 试画出图示两种机构的机构运动简图，并说明它们各为何种机构。

图 a 曲柄摇杆机构

图 b 为导杆机构。



(a)

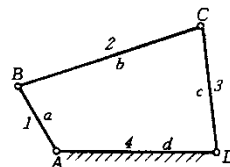
(b)

8-6 如图所示，设已知四杆机构各构件的长度为 $a=240\text{mm}$ ， $b=600\text{mm}$ ， $c=400\text{mm}$ ， $d=500\text{mm}$ 。试问：

1) 当取杆 4 为机架时，是否有曲柄存在？

2) 若各杆长度不变，能否以选不同杆为机架的办法获得双曲柄机构和双摇杆机构？如何获得？

3) 若 a、b、c 三杆的长度不变，取杆 4 为机架，要获得曲柄摇杆机构，d 的取值范围为何



题 8-6 图

值？

解 (1) 因 $a+b=240+600=840 \leq 900=400+500=c+d$ 且最短杆 1 为连架杆，故当取杆 4 为机架时，有曲柄存在。

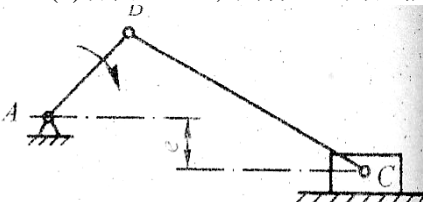
(2)、能。要使此机构成为双曲柄机构，则应取 1 杆为机架；两使此机构成为双摇杆机构，则应取杆 3 为机架。

(3) 要获得曲柄摇杆机构，d 的取值范围应为 440~760mm。

8-7 图示为一偏置曲柄滑块机构，试求杆 AB 为曲柄的条件。若偏距 $e=0$ ，则杆 AB 为曲柄的条件是什么？

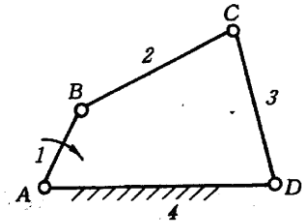
解 (1) 如果杆 AB 能通过其垂直于滑块导路的两位置时，则转动副 A 为周转副，故杆 AB 为曲柄的条件是 $AB+e \leq BC$ 。

(2) 若偏距 $e=0$ ，则杆 AB 为曲柄的条件是 $AB \leq BC$



8-8 在图所示的铰链四杆机构中，各杆的长度为 $l_1=28\text{mm}$ ， $l_2=52\text{mm}$ ， $l_3=50\text{mm}$ ， $l_4=72\text{mm}$ ，试求：

- 1) 当取杆 4 为机架时, 该机构的极位夹角 θ 、杆 3 的最大摆角 ϕ 、最小传动角 γ_{\min} 和行程速比系数 K ;
- 2) 当取杆 1 为机架时, 将演化成何种类型的机构? 为什么? 并说明这时 C、D 两个转动副是周转副还是摆转副;
- 3) 当取杆 3 为机架时, 又将演化成何种机构? 这时 A、B 两个转动副是否仍为周转副?



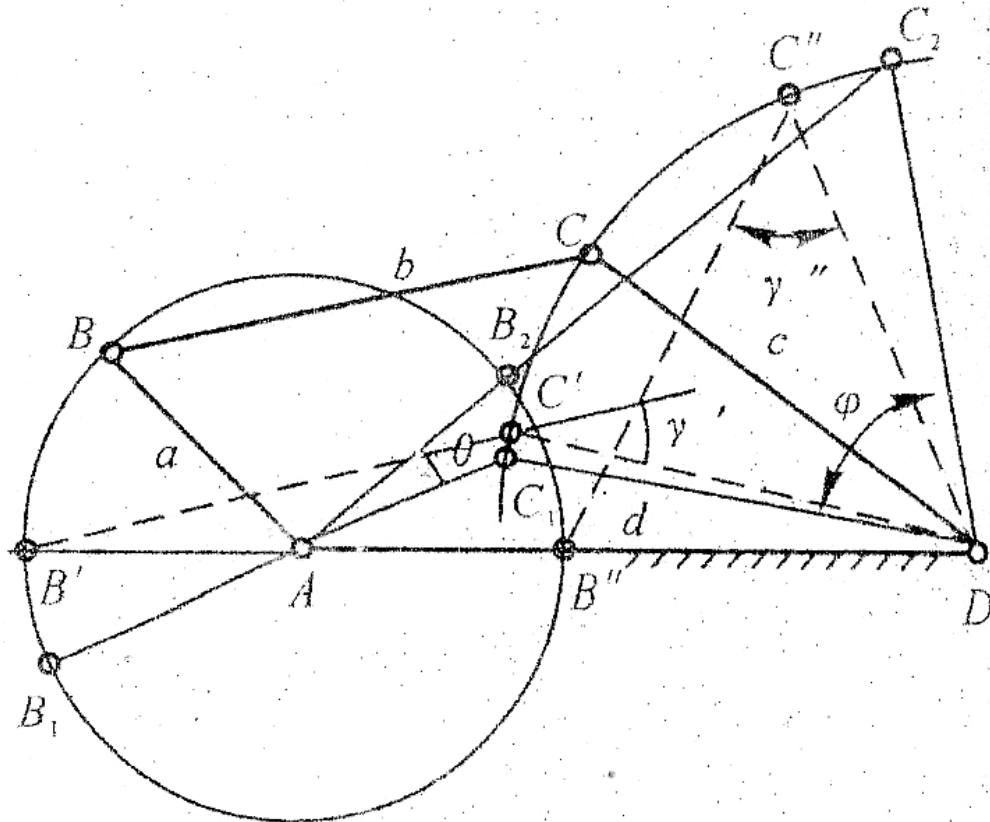
题 8-8 图

解 (1) 作出机构的两个极位, 如图, 并由图中量得:

$$\theta = 18.6^\circ; \phi = 70.6^\circ; \gamma_{\min} = 22.7^\circ$$

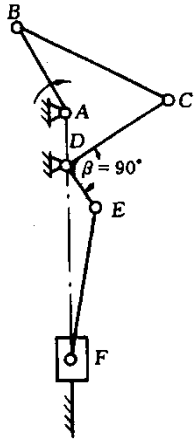
$$k = \frac{180 + \theta}{180 - \theta} = \frac{180 + 18.6}{180 - 18.6} = 1.2$$

- (2) ①由 $l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3$ 可知图示铰链四杆机构各杆长度符合杆长条件; ②最短杆 1 为机架时, 该机构将演化成双曲柄机构; ③最短杆 1 参与构成的转动副 A、B 都是周转副而 C、D 为摆转副;
- (3) 当取杆 3 为机架时, 最短杆变为连杆, 又将演化成双摇杆机构, 此时 A、B 仍为周转副。



8-9 在图示的连杆机构中, 已知各构件的尺寸为 $l_{AB} = 160\text{mm}$, $l_{BC} = 260\text{mm}$, $l_{CD} = 200\text{mm}$, $l_{AD} = 80\text{mm}$, 构件 AB 为原动件, 沿顺时针方向匀速回转, 试确定:

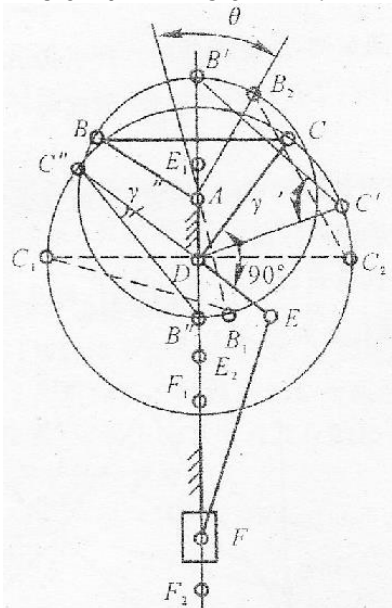
- 1) 四杆机构 ABCD 的类型;
- 2) 该四杆机构的最小传动角 γ_{\min} ;
- 3) 滑块 F 的行程速比系数 K 。



题 8-9 图

- 解 (1) 由 $l_{AD} + l_{BC} < l_{AB} + l_{CD}$ 且最短杆 AD 为机架可知, 图中四杆 ABCD 为双曲柄机构;
 (2) 作出四杆机构 ABCD 传动角最小时的位置。见图并量得 $\gamma_{\min} = 12^\circ$
 (3) 作出滑块 F 的上、下两个极位及原动件 AB 与之对应的两个极位, 并量得 $\theta = 47^\circ$ 。求出滑块 F 的行程速比系数为

$$k = \frac{180 + \theta}{180 - \theta} = \frac{180 + 47}{180 - 47} = 1.7$$



8-10 试说明对心曲柄滑块机构当以曲柄为主动件时, 其传动角在何处最大? 何处最小?

解 在曲柄与导轨共线的两位置之一传动角最大, $\gamma_{\max} = 90^\circ$;

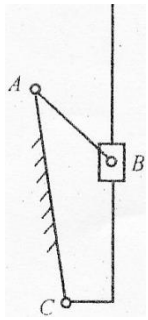
在曲柄与机架共线的两位置之一传动角最小, $\gamma_{\min} = \arccos(L_{AB}/L_{BC})$ 。

8-11 正弦机构(图 8-15b)和导杆机构(图 8-22a)中, 当以曲柄为主动件时, 最小传动角 γ_{\min} 为多少? 传动角按什么规律变化?

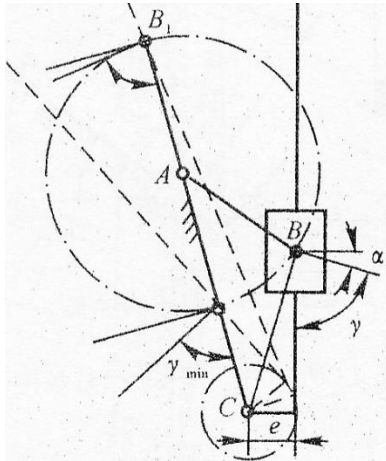
解 $\gamma_{\min} = 90^\circ$;

传动角恒定不变。

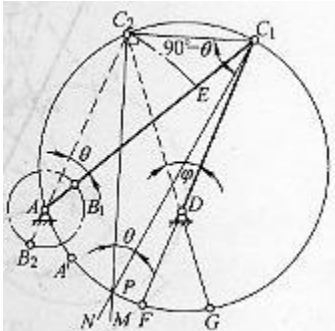
8-12 图示为偏置导杆机构, 试作出其在图示位置时的传动角以及机构的最小传动角及其出现的位置, 并确定机构为回转导杆机构的条件。



解 传动角以及机构最小传动角及其出现的位置如下图所示。机构为回转导杆机构的条件： $AB \leq AC$

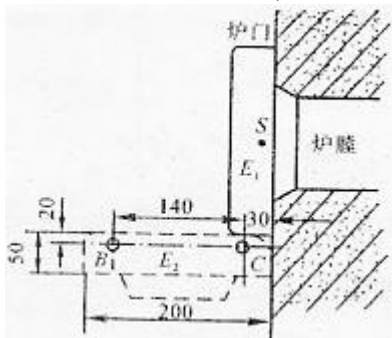


8-13 如图 8—57 所示，当按给定的行程速度变化系数 K 设计曲柄摇杆机构时，试证明若将固定铰链 A 的中心取在 FG 弧段上将不满足运动连续性要求。



答 因这时机构的两极位 DC_1, DC_2 将分别在两个不连通的可行域内。

8-14 图示为一实验用小电炉的炉门装置，关闭时为位置 E_1 ，开启时为位置 E_2 。试设计一个四杆机构来操作炉门的启闭(各有关尺寸见图)。(开启时，炉门应向外开启，炉门与炉体不得发生干涉。而关闭时，炉门应有一个自动压向炉体的趋势(图中 S 为炉门质心位置)。 B, C 为两活动铰链所在位置。



解 (1)作出 B_2C_2 的位置；用作图法求出 A 及 D 的位置，并作出机构在 E_2 位置的运动简图，见下图，并从图中量得

$$l_{AB} = \mu_1 \cdot AB = 95 \text{ mm}$$

$$l_{AD} = \mu_1 \cdot AD = 335 \text{ mm}$$

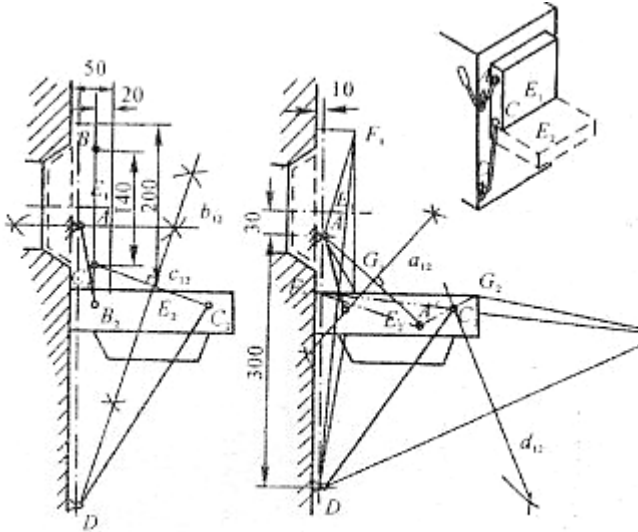
$$l_{CD} = \mu_1 \cdot CD = 290 \text{ mm}$$

(2) 用作图法在炉门上求得 B 及 C 点位置，并作出机构在位置的运动图(保留作图线)。作图时将位置 E1 转至位置 E2，见图并量得

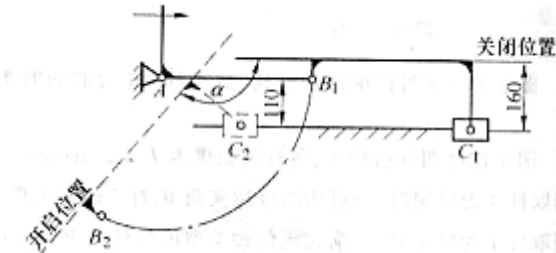
$$l_{AB} = \mu_1 \cdot AB = 92.5 \text{ mm}$$

$$l_{BC} = \mu_1 \cdot BC = 127.5 \text{ mm}$$

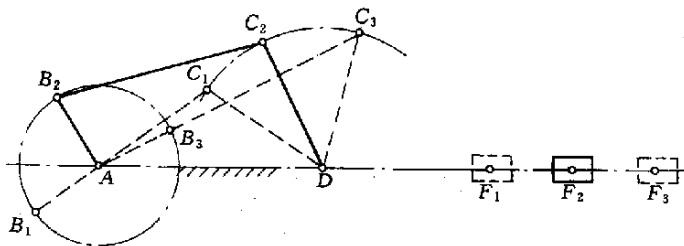
$$l_{CD} = \mu_1 \cdot CD = 262.5 \text{ mm}$$



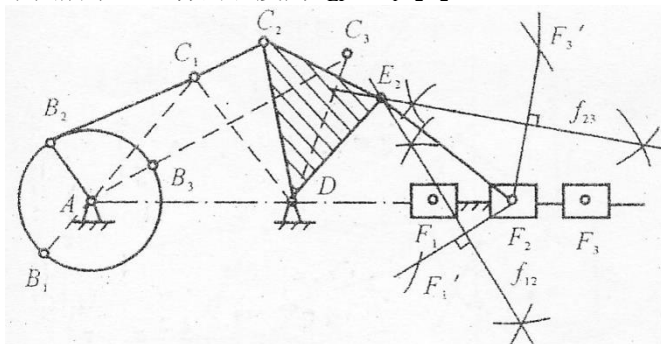
8-15 图示为公共汽车车门启闭机构。已知车门上铰链 C 沿水平直线移动，铰链 B 绕固定铰链 A 转动，车门关闭位置与开启位置夹角为 $\alpha = 115^\circ$ ； $AB_1 // C_1C_2$ ， $l_{BC} = 400 \text{ mm}$ ， $l_{C_1C_2} = 550 \text{ mm}$ ，试求构件 AB 的长度，验算最小传动角，并绘出在运动中车门所占据的空间(作为公共汽车的车门，要求其在启闭中所占据的空间越小越好)。



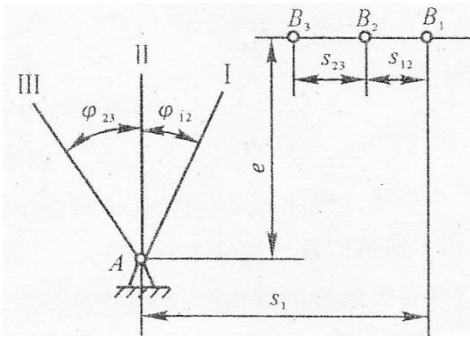
8-16 图示为一已知的曲柄摇杆机构，现要求用一连杆将摇杆 CD 和 滑块 F 联接起来，使摇杆的三个已知位置 C_1D 、 C_2D 、 C_3D 和滑块的三个位置 F_1 、 F_2 、 F_3 相对应(图示尺寸系按比例绘出)。试确定此连杆的长度及其与摇杆 CD 铰接点的位置。



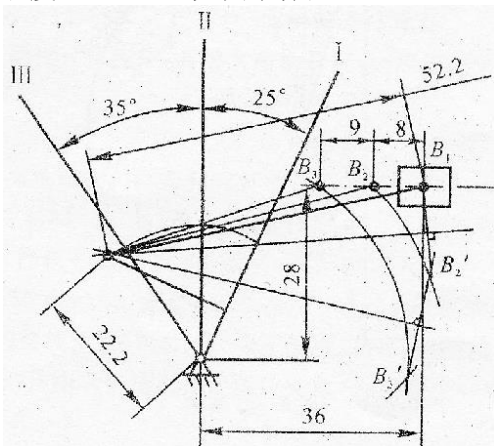
解 由题意知，本题实际是为按两连架杆(摇杆与滑块)的预定对应位置设计四杆机构的同题。具体作图过程如下图所示。连杆的长度为 $l_{EF} = \mu_1 E_2F_2 = 130 \text{ mm}$ 。



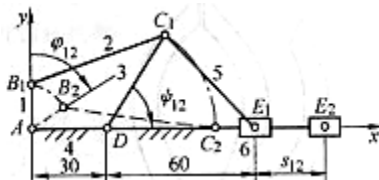
8-17 图示为某仪表中采用的摇杆滑块机构，若已知滑块和摇杆的对应位置为 $S_1=36\text{mm}$, $S_{12}=8\text{mm}$, $S_{23}=9\text{mm}$ ； $\phi_{12}=25^\circ$ ； $\phi_{23}=35^\circ$ ；摇杆的第II位置在铅垂方向上。滑块上铰链点取在 B 点，偏距 $e=28\text{mm}$ ，试确定曲柄和连杆长度。



解 本题属于按两连架杆预定的对应位置设计四杆机构问题。此问题可用反转法求解。曲柄长度 22.2mm ，连杆长度 52.2mm 。见图中标注。



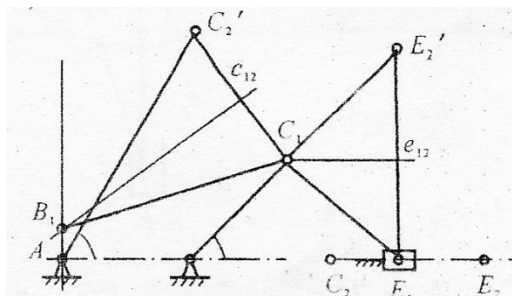
8-18 试设计图示的六杆机构。该机构当原动件 1 自 y 轴顺时针转过 $\phi_{12}=60^\circ$ 时，构件 3 顺时针转过 $\psi=45^\circ$ 恰与 x 轴重合。此时，滑块 6 自 E_1 点移动到 E_2 点，位移 $s_{12}=20\text{mm}$ 。试确定铰链 B 及 C 的位置。



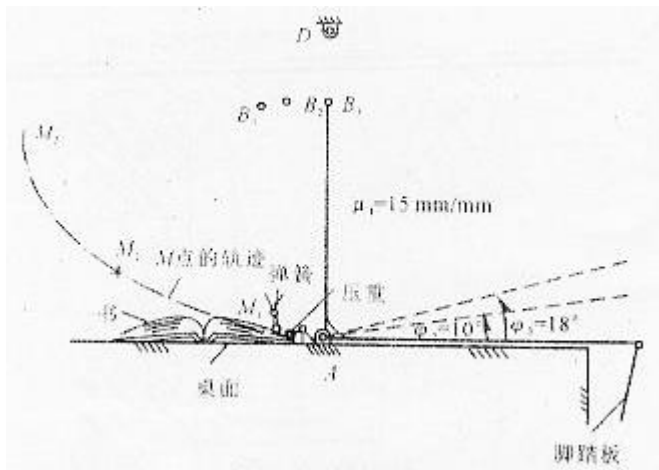
解 由题意知，所要设计的六杆机构 ABCDEF 是由铰链四杆机构 ABCD 和摇杆滑块机构 CDE 串联所组成，故此设计问题，可分解为两个四杆机构的设计问题。

对于摇杆滑块机构 CDE 的设计，就是确定活动铰链 C 的位置，可用反转法设计，具体作法如下图所示。

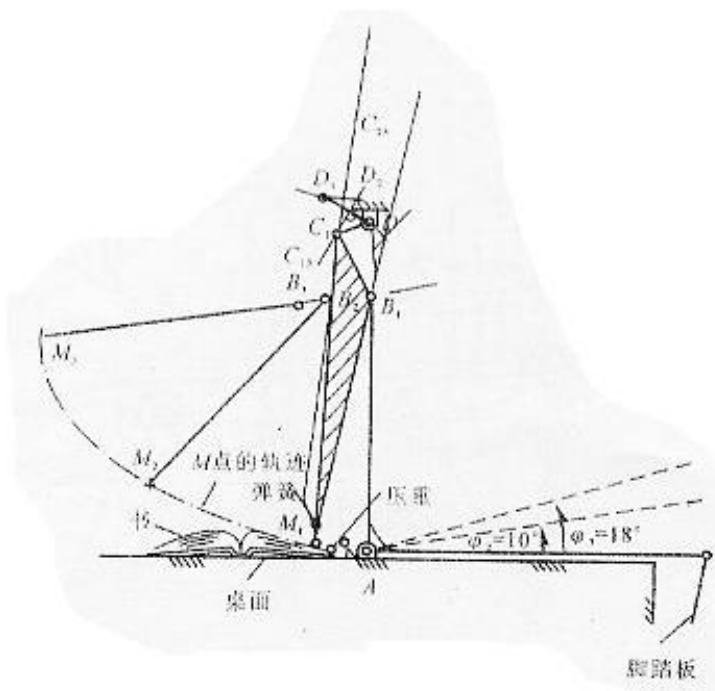
对于铰链四杆机构 ABCD 的设计，就是确定活动铰链 B 的位置，也可用反转法设计，具体作法如下图所示。



8-19 现欲设计一四杆机构翻书器。如图所示，当踩动脚踏板时，连杆上的肘点自 M，移至 M' 就可翻过一页书。现已知固定铰链 A、D 的位置，连架杆 AB 的长度及三个位置以及描点 M 的三个位置。试设计该四杆机构(压重用以保证每次翻书时只翻过一页)



解：作图，并量得：AB=36mm，AD=47mm，CD=5mm，
BC=10mm，BM=36mm，CM=44mm



8-20 现需设计一铰链四杆机构，用以启闭汽车前灯的遮避窗门。图示为该门(即连杆上的标线)在运动过程中的五个位置，其参数如表 8—3 所示。试用解析法设计该四杆机构(其位置必须限定在图示长方形的有效空间内)。

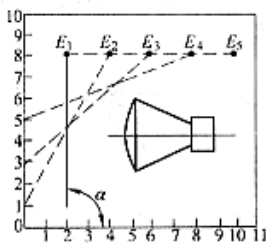
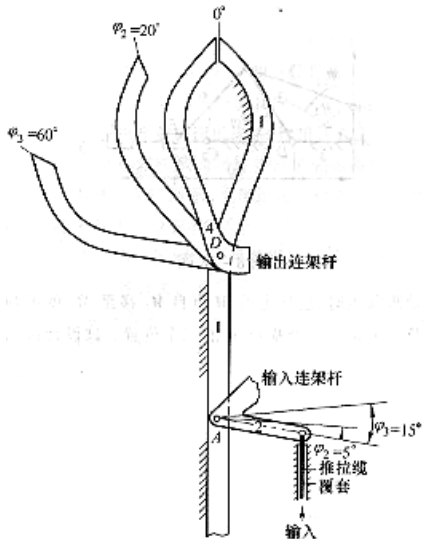


图 8-20 图

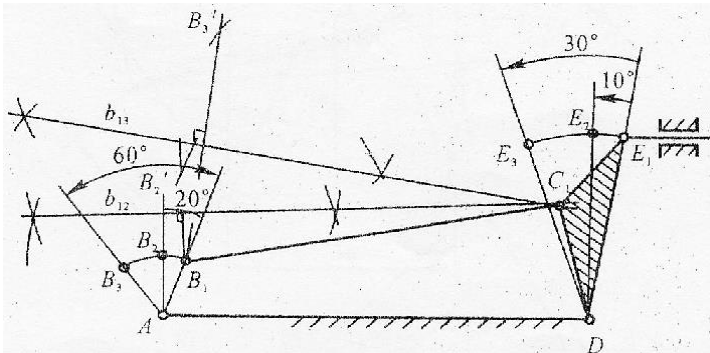
表 8-3

序号	E 点坐标		连杆转角 α
	x	y	
1	2	8	90°
2	4	8	60°
3	6	8	40°
4	8	8	20°
5	10	8	0°

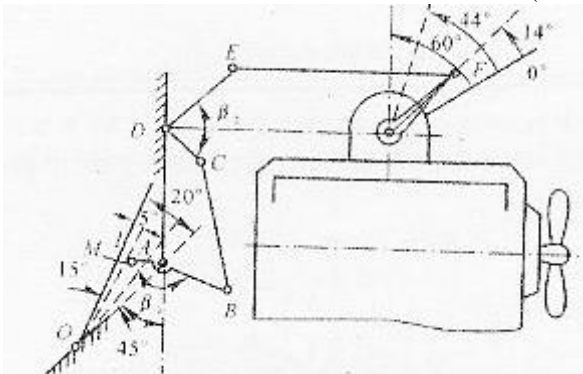
8-21 图示为一用推拉缆操作的长杆夹持器，用一四杆机构 ABCD 来实现夹持动作。设已知两连架杆上标线的对应角度如图所示，试确定该四杆机构各杆的长度。



解：取 AD 为机架，并以适当比例尺作机架 AD 及 AB 杆与 DE 杆的三对对应位置。此机构设计简要步骤如图（保留作图线），机构各杆长度为：



8-22 图示为一汽车引擎油门控制装置。此装置由四杆机构 ABCD、平行四边形机构 DEFG 及油门装置所组成，由绕 O 轴转动的油门踏板 OI 驱动可实现油门踏板与油门的协调配合动作。当油门踏板的转角分别为 0° 、 5° 、 15° 及 20° 时，杆 MAB 相对应的转角分别为 0° 、 32° 、 52° 及 63° （逆时针方向），与之相应油门开启程度为 0° （关闭）、 14° 、 44° 及 60° （全开）四个状态。现设 $l_{AD}=120\text{mm}$ ，试以作图法设计此四杆机构 ABCD，并确定杆 AB 及 CD 的安装角度 β_1 及 β_2 的大小（当踏板转 20° 时，AM 与 OA 重合，DE 与 AD 重合）。

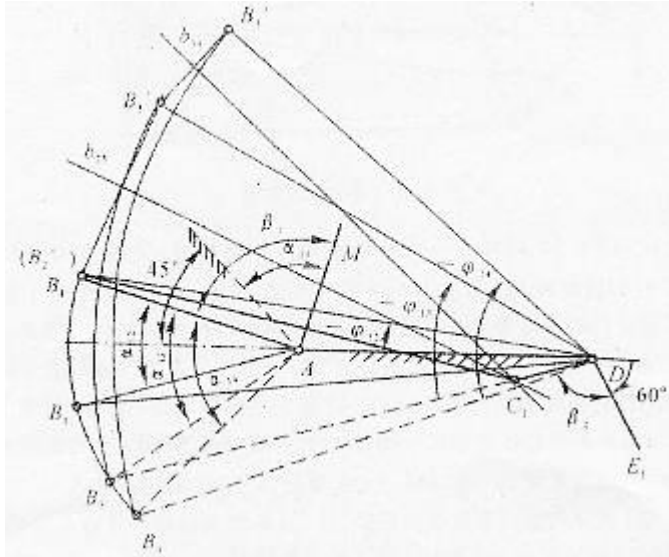


解：（1）由平行四边形机构特征知杆 CD 的转角与油门开启角相同，故四杆机构 ABCD 两连架杆 AB 及 CD 的三对对应角 $\alpha_{12}=32^\circ$ ； $\phi_{12}=14^\circ$ ； $\alpha_{13}=52^\circ$ ； $\phi_{13}=44^\circ$ ； $\alpha_{14}=63^\circ$ ； $\phi_{14}=60^\circ$ ；且均为逆时针方向；

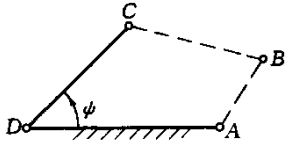
（2）取相应比例尺作出机架 AD 如图所示；

取 BB 为归并点，按点归并法设计此四杆机构（保留全部作图线），并量得：

$$l_{AB} = \mu_1 \cdot AB = 92\text{mm}, \quad l_{AD} = \mu_1 \cdot AD = 120\text{mm}, \quad l_{BC} = \mu_1 \cdot BC = 180\text{mm}, \quad l_{CD} = \mu_1 \cdot CD = 34\text{mm}; \quad \beta_1 = 92^\circ; \quad \beta_2 = 102^\circ$$



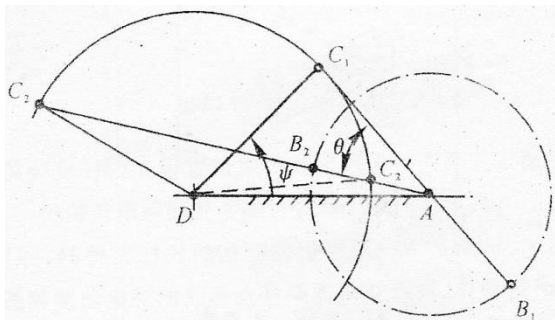
8-23 如图所示, 现欲设计一铰链四杆机构, 设已知摇杆 CD 的长 $l_{CD} = 75\text{mm}$ 行程速比系数 $K=1.5$, 机架 AD 的长度为 $l_{AD} = 100\text{mm}$, 摇杆的一个极限位置与机架间的夹角为 $\psi = 45^\circ$, 试求曲柄的长度 l_{AB} 和连杆的长度 l_{BC} (有两组解)。



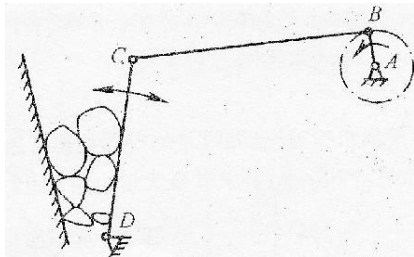
题 8-23 图

解: 先计算 $\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1} = 180^\circ \frac{1.5-1}{1.5+1} = 18^\circ$
再以相应比例尺 μ_l 作图可得两个解:

- (1) $l_{AB} = \mu_l \cdot (AC_2 - AC_1)/2 = 49.5\text{mm}$, $l_{BC} = \mu_l \cdot (AC_2 + AC_1)/2 = 119.5\text{mm}$
- (2) $l_{AB} = \mu_l \cdot (AC_1 - AC_2)/2 = 22\text{mm}$, $l_{BC} = \mu_l \cdot (AC_2 + AC_1)/2 = 48\text{mm}$



8-24 如图所示, 设已知破碎机的行程速度变化系数 $K=1.2$, 颚板长度 $l_{CD} = 300\text{mm}$ 颚板摆角 $\phi = 35^\circ$; 曲柄长度 $l_{AD} = 80\text{mm}$ 。求连杆的长度, 并验算最小传动角 γ_{\min} 是否在允许的范围。

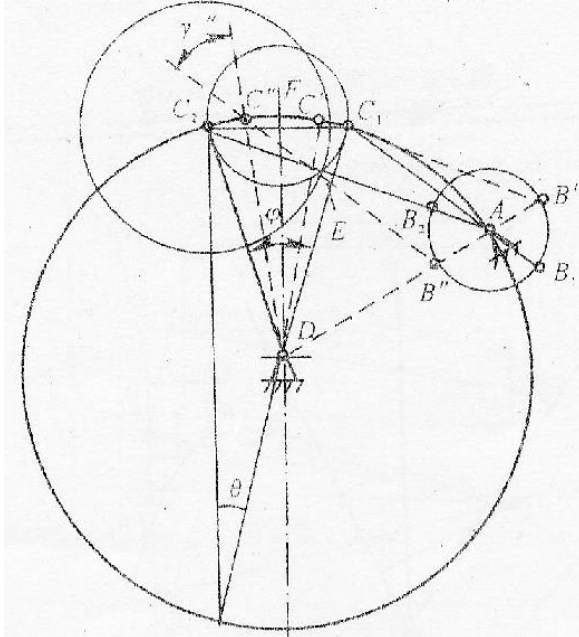


解: 先计算 $\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1} = 180^\circ \frac{1.5-1}{1.5+1} = 36^\circ$

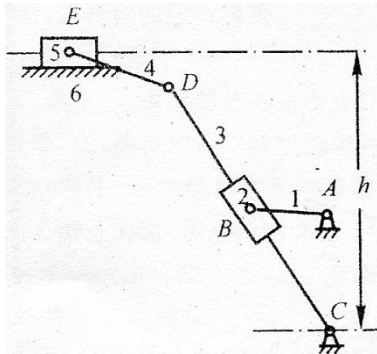
取相应比例尺 μ_1 作出摇杆 CD 的两极限位置 C_1D 及 C_2D 和固定铰链 A 所在圆 s_1 (保留作图线)。

如图所示, 以 C_2 为圆心、 $2AB$ 为半径作圆, 同时以 F 为圆心 $2FC_2$ 为半径作圆, 两圆交于点 E, 作 C_2E 的延长线与圆 s_1 的交点, 即为铰链 A 的位置。

由图知: $l_{BC} = \mu_1 \cdot AC_1 + l_{AB} = 310\text{mm}$
 $\gamma_{\min} = \gamma'' = 45^\circ > 40^\circ$



8-25 图示为一牛头刨床的主传动机构, 已知 $l_{AB} = 75\text{mm}$, $l_{DE} = 100\text{mm}$, 行程速度变化系数 $K=2$, 刨头 5 的行程 $H=300\text{mm}$ 。要求在整个行程中, 推动刨头 5 有较小的压力角, 试设计此机构。



解 先算导杆的摆角 $\varphi = \theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1} = 180^\circ \frac{2-1}{2+1} = 60^\circ$

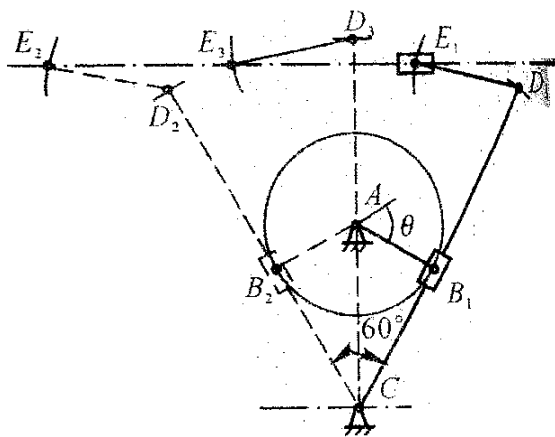
取相应比例尺 μ_1 作图, 由图可得导杆机构导杆和机架的长度为:

$$l_{CD} = \mu_1 \cdot CD = 300\text{mm}, l_{AC} = \mu_1 \cdot AC = 150\text{mm};$$

导杆端点 D 的行程 $D_1D_2 = E_1E_2 = H / \mu_1$

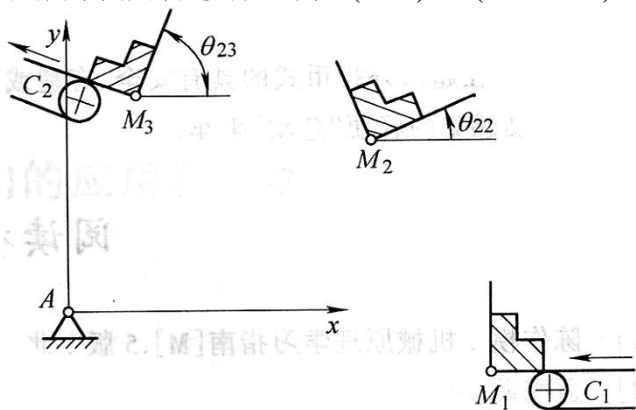
为了使推动刨头 5 在整个行程中有较小压力角, 刨头导路的位置 h 成为

$$H = l_{CD} (1 + \cos(\varphi/2)) / 2 = 300 [(1 + \cos(60/2)) / 2] = 279.9\text{mm}$$



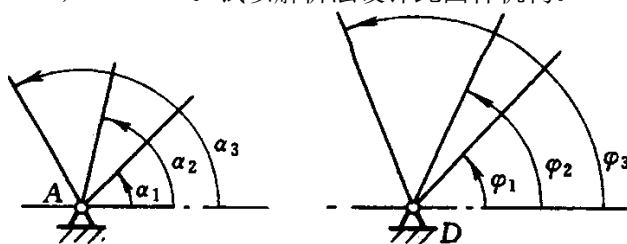
点津 本题属于按行程速比系数 K 设计四杆机构问题，需要注意的是：①导杆 CD 的最大摆角与机构极位夹角相等；②因 $H=300\text{mm}$ ，且要求在整个行程中刨头运动压力角较小。所以取 $CD_1=CD_2=300\text{mm}$ ，则 $D_1D_2=H=300\text{mm}$ 。

8-26 某装配线需设计一输送工件的四杆机构，要求将工件从传递带 C_1 经图示中间位置输送到传递带 C_2 上。给定工件的三个方位为： $M_1(204, -30)$ ， $\theta_{21}=0^\circ$ ； $M_2(144, 80)$ ， $\theta_{22}=22^\circ$ ； $M_3(34, 100)$ ， $\theta_{23}=68^\circ$ 。初步预选两个固定铰链的位置为 $A(0, 0)$ 、 $D(34, -83)$ 。试用解析法设计此四杆机构。



解 由题可知，本题属于按预定的连杆位置用解析法设计四杆机构问题， $N=3$ ，并已预选 x_A, y_A 和 x_D, y_D 坐标值，具体计算过程略。

8-27 如图所示，设要求四杆机构两连架杆的三组对应位置分别为： $\alpha_1=35^\circ$ ， $\varphi_1=50^\circ$ ， $\alpha_2=80^\circ$ ， $\varphi_2=75^\circ$ ， $\alpha_3=125^\circ$ ， $\varphi_3=105^\circ$ 。试以解析法设计此四杆机构。



解：(1) 将 α, φ 的三组对应值带入式 (8-17) (初选 $\alpha_0=\varphi_0=0$)

$$\cos(\alpha + \alpha_0) = p_0 \cos(\varphi + \varphi_0) + p_1 \cos[(\varphi + \varphi_0) - (\alpha + \alpha_0)] + p_2$$

$$\begin{cases} \cos 35^\circ = p_0 \cos 50^\circ + p_1 \cos(50^\circ - p_2) \\ \cos 80^\circ = p_0 \cos 75^\circ + p_1 \cos(75^\circ - p_2) \\ \cos 125^\circ = p_0 \cos 105^\circ + p_1 \cos(105^\circ - p_2) \end{cases}$$

得

解之得 (计算到小数点后四位) $p_0=1.5815, p_1=-1.2637, p_2=1.0233$

(2) 如图所示，求各杆的相对长度，得 $n=c/a=p_0=1.5815, l=-n/p_1=1.2515$

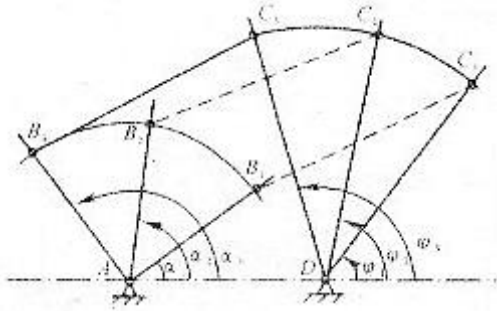
$$m = \sqrt{l^2 + n^2 + 1 - 2lp_2} = 1.5831$$

(3) 求各杆的长度：得 $d=80.00$

$$a=d/l=80/1.2515=63.923\text{mm}$$

$$b=ma=1.5831 \times 63.923=101.197\text{mm}$$

$$c=na=1.5851 \times 63.923=101.094\text{mm}$$

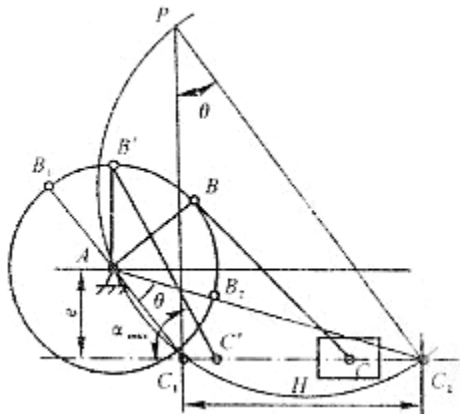


8-28 试用解析法设计一曲柄滑块机构，设已知滑块的行程速度变化系数 $K=1.5$ ，滑块的冲程 $H=50\text{mm}$ ，偏距 $e=20\text{mm}$ 。并求其最大压力角 α_{\max} 。

$$\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1} = 180^\circ \frac{1.5-1}{1.5+1} = 36^\circ$$

解：计算 并取相应比例尺 μ_l 根据滑块的行程 H 作出极位及作 θ 圆，作偏距线，两者的交点即铰链所在的位置，由图可得：

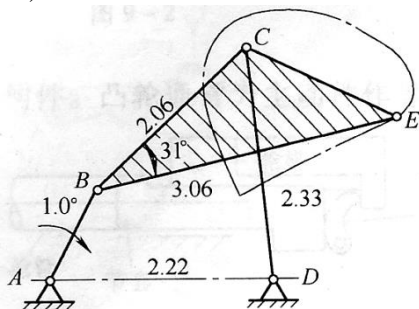
$$l_{AB} = \mu_l \cdot (AC_2 - AC_1) / 2 = 17\text{mm}, l_{BC} = \mu_l \cdot (AC_2 + AC_1) / 2 = 36\text{mm}$$



8-29 试用解析法设计一四杆机构，使其两连架杆的转角关系能实现期望函数 $y=\wedge, 1 \leq z \leq 10$ 。

8-30 如图所示，已知四杆机构。ABCD 的尺寸比例及其连杆上 E 点的轨迹曲线，试按下列两种情况设计一具有双停歇运动的多杆机构：

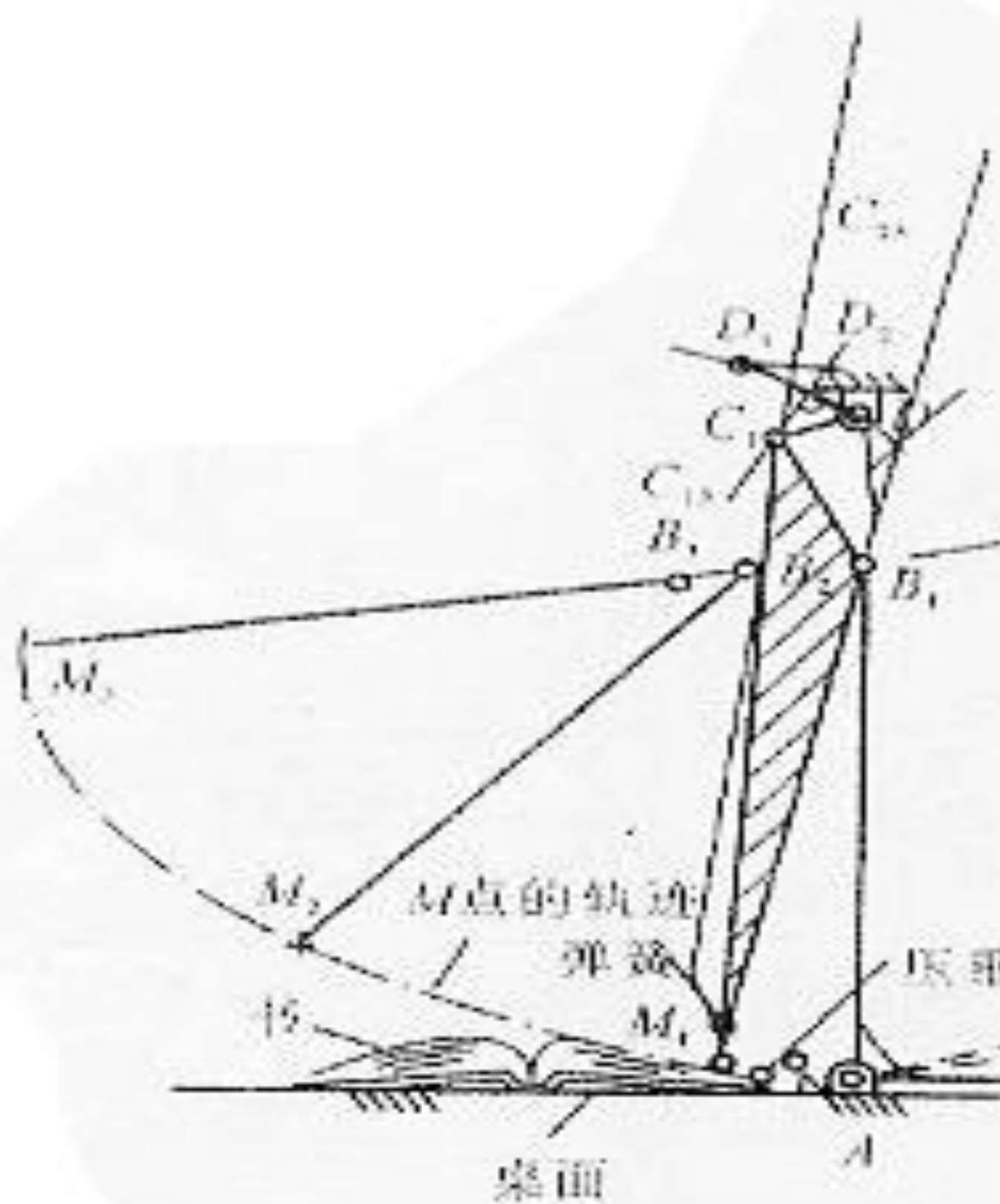
- 1) 从动件摇杆输出角为 45° ；
- 2) 从动件滑块输出行程为 5 倍曲柄长度。



8-31 请结合下列实际设计问题，选择自己感兴趣的题目，并通过需求背景调查进一步明确设计目标和技术要求，应用本章或后几章所学知识完成相应设计并编写设计报告。

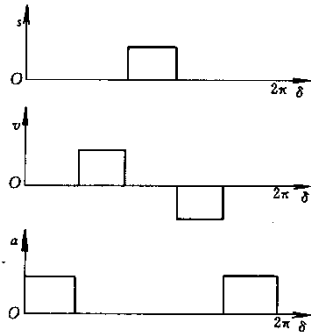
- 1) 结合自己身边学习和生活的需要，设计一折叠式床头小桌或晾衣架，或一收藏式床头书架或脸盆架或电脑架等；
- 2) 设计一能帮助截瘫病人独自从轮椅转入床上或四肢瘫痪已失去活动能力的病人能自理用餐或自动翻书进行阅读的机械；
- 3) 设计适合老、中、青不同年龄段使用并针对不同职业活动性质(如坐办公室人员运动少的特点)的健身机械；
- 4) 设计帮助运动员网球或乒乓球训练的标准发球机或步兵步行耐力训练，或空军飞行员体验混战演习训练(即给可能的飞行员各方位加一个重力)，或宇航员失重训练(即能运载一人并提供一个重力加速度)的模拟训练机械；

5)设计放置在超市外投币式的具有安全、有趣或难以想像的运动的儿童“坐椅”或能使两位、四位游客产生毛骨悚然的颤动感觉的轻便“急动”坐车。



第9章课后参考答案

9-1 何谓凸轮机构传动中的刚性冲击和柔性冲击?试补全图示各段 $s-\delta$ 、 $v-\delta$ 、 $a-\delta$ 曲线, 并指出哪些地方有刚性冲击, 哪些地方有柔性冲击?

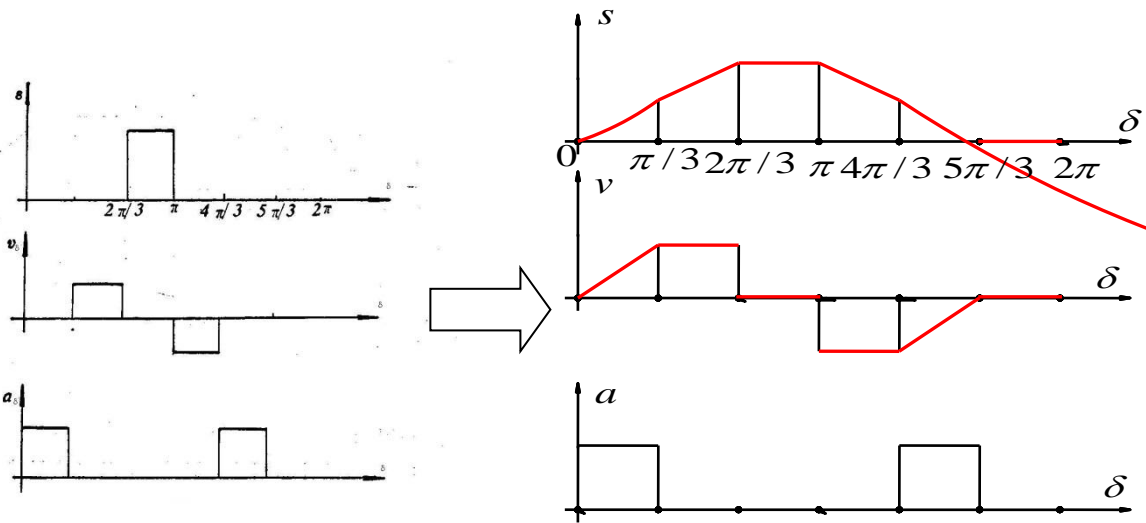


题 9-1 图

答 凸轮机构传动中的刚性冲击是指理论上无穷大的惯性力瞬间作用到构件上, 使构件产生强烈的冲击; 而柔性冲击是指理论上有限大的惯性力瞬间作用到构件上, 使构件产生的冲击。 $s-\delta$ 、 $v-\delta$ 、 $a-\delta$ 曲线见图。在图 9-1 中 B、C 处有刚性冲击, 在 0、A、D、E 处有柔性冲击。

9-2 何谓凸轮工作廓线的变尖现象和推杆运动的失真现象?它对凸轮机构的工作有何影响?如何加以避免?

答 在用包络的方法确定凸轮的工作廓线时, 凸轮的工作廓线出现尖点的现象称为变尖现象; 凸轮的工作廓线使推杆不能实现预期的运动规律的现象称为失真现象。变尖的工作廓线极易磨损, 使推杆运动失真。使推杆运动规律达不到设计要求, 因此应设法避免。变尖和失真现象可通过增大凸轮的基圆半径、减小滚子半径以及修改推杆的运动规律等方法来避免。



题 9-1 图

9-3 力封闭与几何封闭凸轮机构的许用压力角的确定是否一样?为什么?

什么?

答 力封闭与几何封闭凸轮机构的许用压力角的确定是不一样的。因为在回程阶段-对于力封闭的凸轮机构, 由于这时使推杆运动的不是凸轮对推杆的作用力 F , 而是推杆所受的封闭力。其不存在自锁的问题, 故允许采用较大的压力角。但为使推杆与凸轮之间的作用力不致过大, 也需限定较大的许用压力角。而对于几何形状封闭的凸轮机构, 则需要考虑自锁的问题。许用压力角相对就小一些。

9-4 一滚子推杆盘形凸轮机构, 在使用中发现推杆滚子的直径偏小, 欲改用较大的滚子? 问是否可行?为什么?

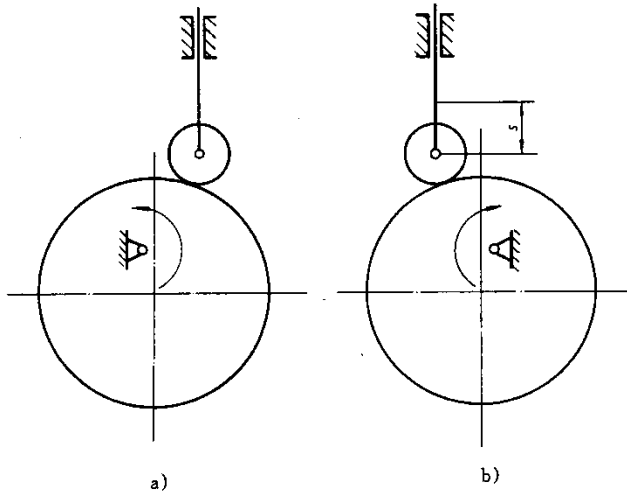
答 不可行。因为滚子半径增大后, 凸轮的理论廓线改变了, 推杆的运动规律也势必发生变

化。

9—5 一对心直动推杆盘形凸轮机构，在使用中发现推程压力角稍偏大，拟采用推杆偏置的办法来改善，问是否可行？为什么？

答 不可行。因为推杆偏置的大小、方向的改变会直接影响推杆的运动规律，而原凸轮机构推杆的运动规律应该是不允许擅自改动的。

9-6 在图示机构中，哪个是正偏置？哪个是负偏置？根据式(9-24)说明偏置方向对凸轮机构压力角有何影响？



题 9-6 图

答 由凸轮的回转中心作推杆轴线的垂线，得垂足点，若凸轮在垂足点的速度沿推杆的推程方向，则凸轮机构为正偏置，反之为负偏置。由此可知，在图示机构中，两个均为正偏置。由

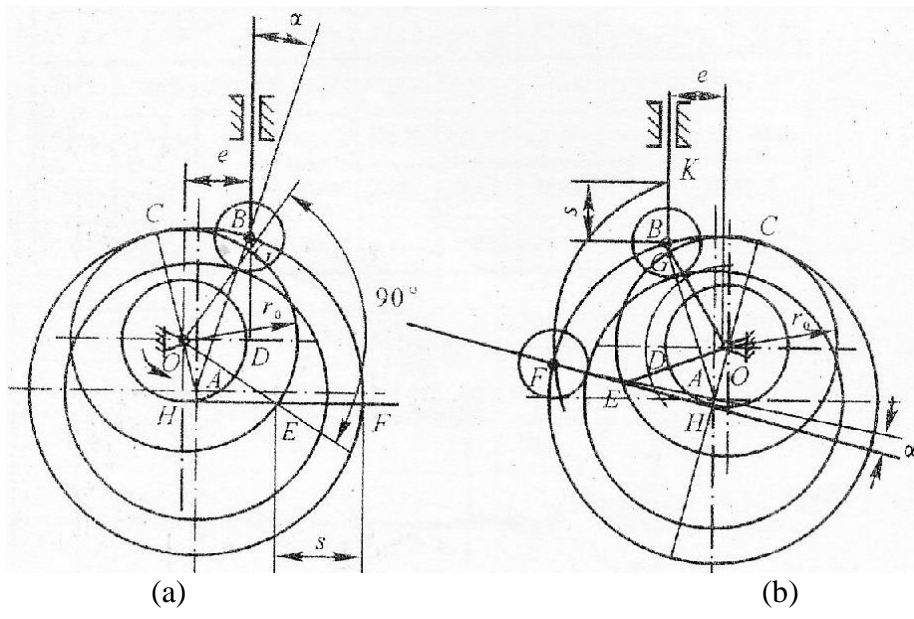
$$\tan \alpha = \frac{ds/d\delta \mp e}{\sqrt{(r_0^2 - e^2) + s}}$$

可知，在其他条件不变的情况下，若为正偏置(e 前取减号)，由于推程时 $(ds/d\delta)$ 为正，式中分子 $ds/d\delta - e < ds/d\delta$ ，故压力角 α 减小。而回程时，由于 $ds/d\delta$ 为负，式中分子为 $|(ds/d\delta) - e| = |(ds/d\delta)| + |e| > ds/d\delta$ ，故压力角增大。负偏置时刚相反，即正偏置会使推程压力角减小，回程压力角增大；负偏置会使推程压力角增大，回程压力角减小。

9—7 试标出题 9—6a 图在图示位置时凸轮机构的压力角，凸轮从图示位置转过 90° 后推杆的位移；并标出题 9—6b 图推杆从图示位置升高位移 s 时，凸轮的转角和凸轮机构的压力角。

解 如图 (a) 所示，用直线连接圆盘凸轮圆心 A 和滚子中心 B ，则直线 AB 与推杆导路之间所夹的锐角为图示位置时凸轮机构的压力角。以 A 为圆心， AB 为半径作圆，得凸轮的理论廓线圆。连接 A 与凸轮的转动中心 O 并延长，交于凸轮的理论廓线于 C 点。以 O 为圆心，以 OC 为半径作圆得凸轮的基圆。以 O 为圆心，以 O 点到推杆导路的距离 OD 为半径作圆得推杆的偏距圆；延长推杆导路线交基圆于 G 点，以直线连接 OG 。过 O 点作 OG 的垂线，交基圆于 E 点。过 E 点在偏距圆的下侧作切线，切点为 H 点，交理论廓线于 F 点，则线段 EF 的长即为凸轮从图示位置转过 90° 后推杆的位移 s 。

方法同前，在图 (b) 中分别作出凸轮的理论廓线、基圆、推杆的偏距圆。延长推杆导路线交基圆于 G 点，以直线连接 OG 。以 O 为圆心，以滚子中心升高 s 后滚子的转动中心 K 到 O 点的距离 OK 为半径作圆弧，交理论廓线于 F 点。过 F 点作偏距圆的切线，交基圆于 E 点，切点为 H 。则 $\angle GOE$ 为推杆从图示位置升高位移 s 时凸轮的转角， $\angle AFH$ 为此时凸轮机构的压力角。

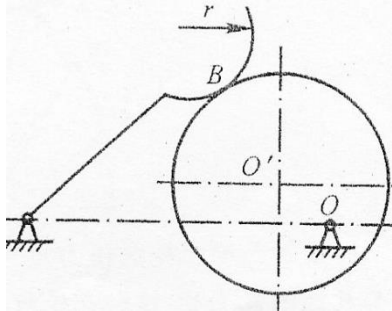


(a)

(b)

9—8 在图示凸轮机构中，圆弧底摆动推杆与凸轮在 B 点接触。当凸轮从图示位置逆时针转过 90° 时，试用图解法标出：

- 1) 推杆在凸轮上的接触点；
- 2) 摆杆位移角的大小；
- 3) 凸轮机构的压力角。



解 如图所示，以 O 为圆心，以 O 点到推杆转动中心 A 的距离 AO 为半径作圆，得推杆转动中心反转位置圆。

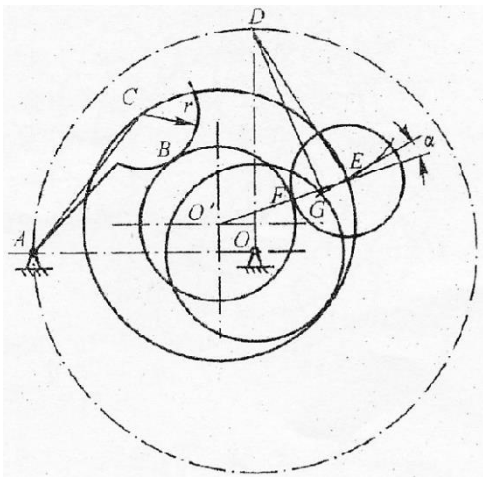
过 O 点作 OA 的垂线，交推杆转动中心反转位置圆于 D 点。

以 O' 为圆心，以 O' 点到推杆圆弧圆心 C 的距离 CO' 为半径作圆，得凸轮的理论廓线。

以 O 为圆心，作圆内切于凸轮的理论廓线圆，得凸轮的基圆。

以 D 为圆心，以 AC 为半径作圆弧，交凸轮的理论廓线于 E 点，交凸轮的圆于 G 点。

用直线连接 EO'，交凸轮的实际廓线于 F 点，此即为推杆在凸轮上的接触点；而 $\angle GDE$ 即为摆杆的位移角；过 E 点并垂直于 DE 的直线与直线 EF 间所夹的锐角即为此时凸轮机构的压力角。



9—9 已知凸轮角速度为 1.5 rad/s ，凸轮转角 $\delta = 0^\circ \sim 150^\circ$ 时，推杆等速上升 16mm ； $\delta = 150^\circ \sim 180^\circ$ 时推杆远休， $\delta = 180^\circ \sim 300^\circ$ 时推杆下降 16mm ； $\delta = 300^\circ \sim 360^\circ$ 时推杆近休。试选择合适的推杆推程运动规律，以实现其最大加速度值最小，并画出其运动线图。

解 推杆在推程及回程段运动规律的位移方程为：

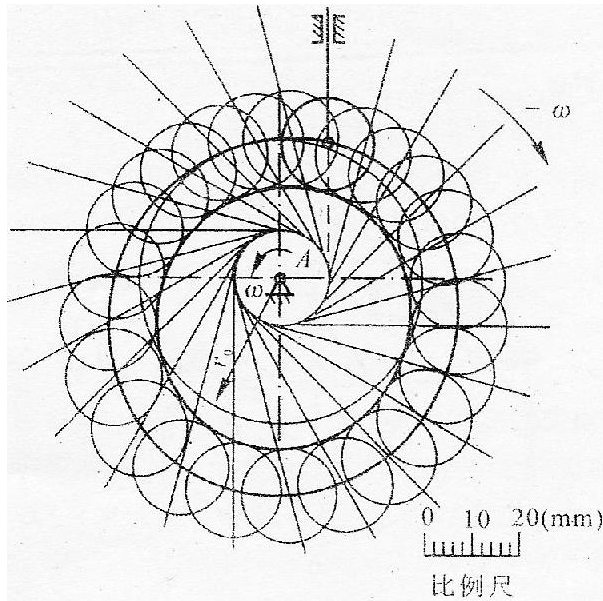
$$(1) \text{推程: } s = h \delta / \delta_0 \quad 0 \leq \delta \leq 150^\circ$$

$$(2) \text{回程: 等加速段 } s = h - 2h \delta^2 / \delta_0^2 \quad 0 \leq \delta \leq 60^\circ$$

$$\text{等减速段 } s = 2h(\delta' - \delta)^2 / \delta_0^2 \quad 60 \leq \delta \leq 120^\circ$$

计算各分点的位移值如表 9. 3:

根据表 9-3 可作所求图如下图：



9—10 设计一凸轮机构，凸轮转动一周时间为 2 s。凸轮的推程运动角为 60° ；回程运动角为 150° ，近休止运动角为 150° 。推杆的行程为 15 mm。试选择合适的推杆升程和回程的运动规律，使得其最大速度值最小，并画出运动线图。

9—11 试设计一对心直动滚子推杆盘形凸轮机构，滚子半径 $r_r = 10$ mm，凸轮以等角速度逆时针回转。凸轮转角 $\delta = 0 \sim 120^\circ$ 时，推杆等速上升 20 mm； $\delta = 120 \sim 180^\circ$ 时，推杆远休止； $\delta = 180 \sim 270^\circ$ 时，推杆等加速等减速下降 20 mm； $\delta = 270 \sim 360^\circ$ 时，推杆近休止。要求推程的最大压力角 $\alpha_m \leq 30^\circ$ ，试选取合适的基圆半径，并绘制凸轮的廓线。问此凸轮机构是否有缺陷，应如何补救。

9—12 试设计一个对心平底直动推杆盘形凸轮机构凸轮的轮廓曲线。设已知凸轮基圆半径 $r_m = 30$ mm，推杆平底与导轨的中心线垂直，凸轮顺时针方向等速转动。当凸轮转过 120° 时，推杆以余弦加速度运动上升 20 mm，再转过 150° 时，推杆又以余弦加速度运动回到原位，凸轮转过其余 90° 时，推杆静止不动。问这种凸轮机构压力角的变化规律如何？是否也存在自锁问题？若有，应如何避免？

解 推杆在推程及回程运动规律的位移方程为

(1) 推程

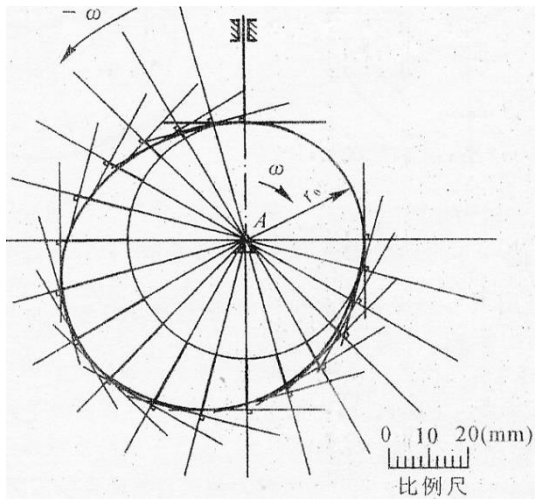
$$S = h[1 - \cos(\pi \delta / \delta_0)]/2 \quad 0 \leq \delta \leq 120^\circ$$

(2) 回程

$$S = h[1 + \cos(\pi \delta / \delta_0)]/2 \quad 0 \leq \delta \leq 150^\circ$$

计算各分点的位移值如表 9-41：

根据表 9-4 可作所求图如下图：



这种凸轮机构的压力角为一定值，它恒等于平底与导路所夹锐角的余角。与其他因素无关。这种凸轮机构也会是存在自锁问题，为了避免自锁，在设计时应该在结构许可的条件下，尽可能取较大的推杆导路导轨的长度。并尽可能减小推杆的悬臂尺寸。

9-13 一摆动滚子推杆盘形凸轮机构(参看图9-23)，已知 $l_{OA}=60\text{ mm}$ ， $r_0=25\text{ mm}$ ， $l_{AB}=50\text{ mm}$ ， $r_r=8\text{ mm}$ 。凸轮顺时针方向等速转动，要求当凸轮转过 180° 时，推杆以余弦加速度运动向上摆动 25° ；转过一周中的其余角度时，推杆以正弦加速度运动摆回到原位置。试以作图法设计凸轮的工作廓线。

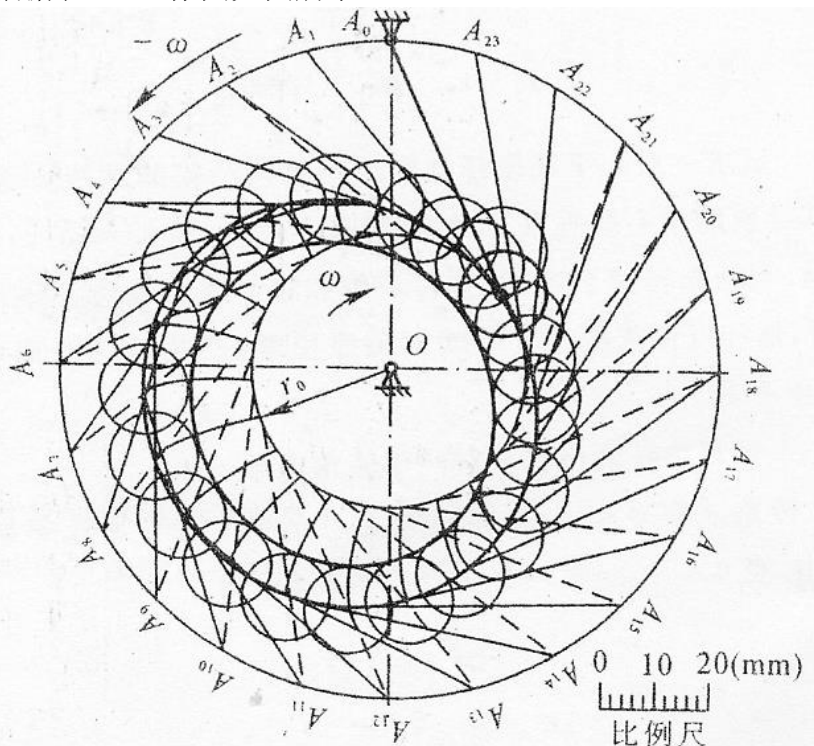
解 推杆在推程及回程段运动规律的位移方程为

$$(1) \text{推程: } s = \Phi [1 - \cos(\pi \delta / \delta_0)] / 2 \quad 0 \leq \delta \leq 180^\circ$$

$$(2) \text{回程: } s = \Phi [1 - (\delta / \delta_0) + \sin(2\pi \delta / \delta_0)] / (2\pi) \quad 0 \leq \delta \leq 180^\circ$$

计算各分点的位移值如表 9.5:

根据表 9.5 作图如图所示



9-14 试设计偏置直动滚子推杆盘形凸轮机构的理论轮廓曲线和工作廓线。已知凸轮轴置于推杆轴线右侧，偏距 $e=20\text{ mm}$ ，基圆半径 $r_0=50\text{ mm}$ ，滚子半径 $r_r=10\text{ mm}$ 。凸轮以等角速度沿顺时针方向回转，在凸轮转过角 $\delta=120^\circ$ 的过程中，推杆按正弦加速度运动规

律上升量 $s=50\text{ mm}$ ；凸轮继续转过 $\delta=30^\circ$ 时，推杆保持不动；其后，凸轮再回转角度如 $\delta=60^\circ$ 时，推杆又按余弦加速度运动规律下降至起始位置；凸轮转过一周的其余角度时，推杆又静止不动。

解 (1) 计算推杆的位移并对凸轮转角求导：

当凸轮转角 δ 在 $0 \leq \delta \leq 2\pi/3$ 过程中，推杆按正弦加速度运动规律上升 $h=50\text{ mm}$ 。

则

$$s = h \left[\frac{\delta}{\delta_0} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi\delta}{\delta_0}\right) \right]$$

$$\text{可得 } s = h \left[\frac{\delta}{\delta_0} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi\delta}{\delta_0}\right) \right] = 50 \left[\frac{\delta}{2\pi} - \frac{3}{2\pi} \cos(3\delta) \right] \quad 0 \leq \delta \leq 2\pi/3$$

$$\frac{ds}{d\delta} = h \left[\frac{1}{\delta_1} - \frac{1}{\delta_1} \cos\left(\frac{2\pi\delta}{\delta_1}\right) \right] = \frac{50}{2\pi} \left[1 - \frac{3}{2\pi} \sin(3\delta) \right] \quad 0 \leq \delta \leq 2\pi/3$$

当凸轮转角占在 $2\pi/3 \leq \delta \leq 5\pi/6$ 过程中，推杆远休。

$$S=50, \quad 2\pi/3 \leq \delta \leq 5\pi/6$$

$$ds/d\delta=0, \quad 2\pi/3 \leq \delta \leq 5\pi/6$$

当凸轮转角 δ 在 $5\pi/6 \leq \delta \leq 7\pi/6$ 过程中，推杆又按余弦加速度运动规律下降至起始位置。则

$$s = \frac{h}{2} \left[1 + \cos\left(\frac{\pi(\delta - \delta_1 - \delta_2)}{\delta_3}\right) \right]$$

$$\text{可得 } s = \frac{h}{2} \left\{ 1 + \cos\left[\frac{\pi(\delta - \delta_1 - \delta_2)}{\delta_3}\right] \right\} = \frac{50}{2} \left\{ 1 + \cos\left[3\left(\delta - \frac{5\pi}{6}\right)\right] \right\} \quad 5\pi/6 \leq \delta \leq 7\pi/6$$

$$\frac{ds}{d\delta} = -\frac{h\pi}{2\delta_3} \sin\left[\frac{\pi(\delta - \delta_1 - \delta_2)}{\delta_3}\right] = -\frac{5}{2} \cdot 3 \sin\left[3\left(\delta - \frac{5\pi}{6}\right)\right] \quad 5\pi/6 \leq \delta \leq 7\pi/6$$

当凸轮转角 δ 在 $7\pi/6 \leq \delta \leq 2\pi$ 过程中，推杆近休。

$$S=0 \quad 7\pi/6 \leq \delta \leq 2\pi$$

$$ds/d\delta=0 \quad 7\pi/6 \leq \delta \leq 2\pi$$

(2) 计算凸轮的理论廓线和实际廓线： i

本题的计算简图如图 (a) 所示。选取坐标系如图 (b) 所示，由图 (b) 可知，凸轮理论廓线上 B 点 (即滚子中心) 的直角坐标为：

$$x = (s_0 + s) \cos \delta - e \sin \delta$$

$$y = (s_0 + s) \sin \delta + e \cos \delta$$

式中： $s_0 = (r_0^2 - e^2)^{1/2} = (50^2 - 20^2)^{1/2} = 45.826\text{ mm}$

由图 (b) 可知凸轮实际廓线的方程即 B' 点的坐标方程式为 i

$$x' = x - r_r \cos \theta$$

$$y' = y - r_r \sin \theta$$

因为 $dy/d\delta = (ds/d\delta - e) \sin \delta + (s_0 + s) \cos \delta$

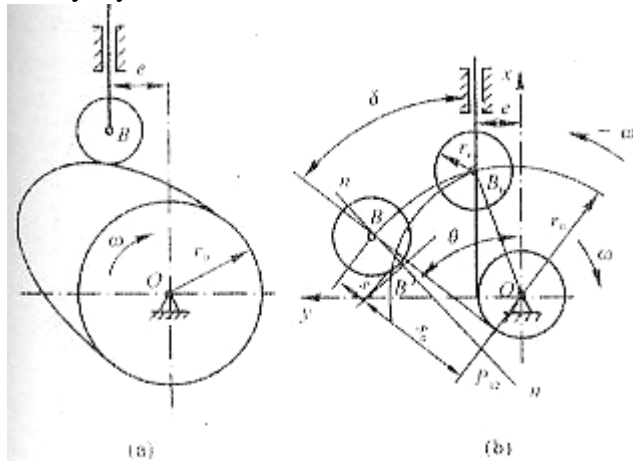
$$dx/d\delta = (ds/d\delta - e) \cos \delta - (s_0 + s) \sin \delta$$

$$\sin \theta = -\frac{dx/d\delta}{\sqrt{(dx/d\delta)^2 + (dy/d\delta)^2}}$$

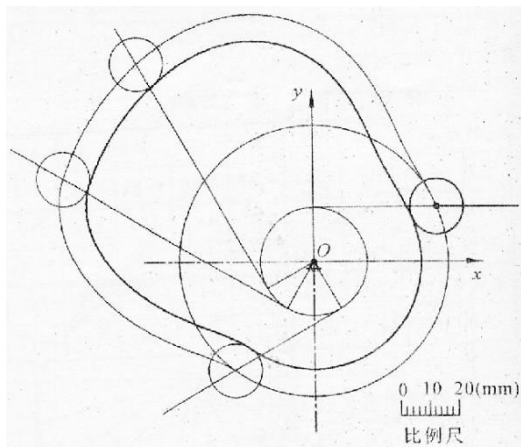
$$\cos \theta = \frac{dy/d\delta}{\sqrt{(dx/d\delta)^2 + (dy/d\delta)^2}}$$

所以

故 $x' = x - 10 \cos \theta$
 $y' = y - 10 \sin \theta$



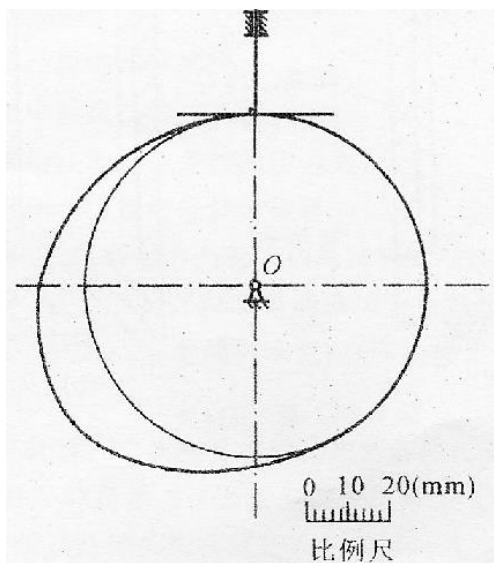
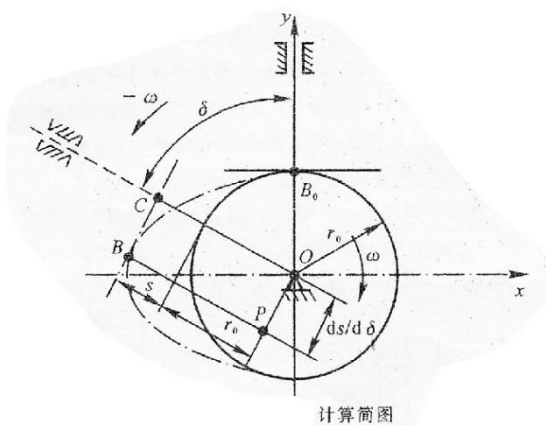
由上述公式可得理论轮廓曲线和工作廓线的直角坐标，计算结果如表 9.6 凸轮廓线如下图所示。



9—15 图示为一旅行用轻便剃须刀，图 a 为工作位置，图 b 为正在收起的位置(整个刀夹可以收入外壳中)。在刀夹上有两个推杆 A、B，各有一个销 A'、B'，分别插入外壳里面的两个内凸轮槽中。按图 a 所示箭头方向旋转旋钮套时(在旋钮套中部有两个长槽，推杆上的销从中穿过，使两推杆只能在旋钮套中移动，而不能相对于旋钮套转动)，刀夹一方面跟着旋钮套旋转，并同时从外壳中逐渐伸出，再旋转至水平位置(工作位置)。按图 b 所示箭头方向旋转旋钮套时，刀夹也一方面跟着旋钮套旋转，并先沿逆时针方向转过 90° 成垂直位置，再逐渐全部缩回外壳中。要求设计外壳中的两凸轮槽(展开图)，使该剃须刀能完成上述动作，设计中所需各尺寸可从图中量取，全部动作在旋钮套转过 2π 角的过程中完成。

解 由题意知。两推杆相差 180° 布置，所以它们各自对应的凸轮槽应为等距线。当两销子都到达推杆 B 的最高位置时，推杆 B 不再升高，而推杆 A 继续升高，此段推杆 B 对应的凸轮槽应为水平的，而推杆 A 对应的凸轮槽不变。为了安装方便，将推杆 A、B 所对应的凸轮槽与端部连通。为了保证能同时将 A、B 推杆以及旋钮套从外壳中取出，将凸轮槽适当向水平方向伸展。据此设计凸轮槽展开图如图所示。

图中，第 1 位置为两推杆最下位置时情况；第 4 位置为推杆 B 不再上升而推杆 A 继续上升的情况；第 5 位置为题图中的工作位置。第 6、7 位置是装拆时的位置。

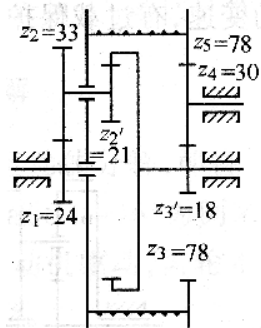


第 11 章课后参考答案

11-1 在给定轮系主动轮的转向后，可用什么方法来确定定轴轮系从动轮的转向？周转轮系中主、从动件的转向关系又用什么方法来确定？

答：参考教材 216~218 页。

11-2 如何划分一个复合轮系的定轴轮系部分和各基本周转轮系部分？在图示的轮系中，既然构件 5 作为行星架被划归在周转轮系部分中，在计算周转轮系部分的传动比时，是否应把齿轮 5 的齿数， Z_5 计入？



5 的齿数， Z_5 计入？

答：划分一个复合轮系的定轴轮系部分和各基本周转轮系部分关键是要把其中的周转轮系部分划出来，周转轮系的特点是具有行星轮和行星架，所以要先找到轮系中的行星轮，然后找出行星架。每一行星架，连同行星架上的行星轮和与行星轮相啮合的太阳轮就组成一个基本周转轮系。在一个复合轮系中可能包括有几个基本周转轮系（一般每一个行星架就对应一个基本周转轮系），当将这些周转轮一一找出之后，剩下的便是定轴轮系部分了。

轴轮系部分了。

在图示的轮系中，虽然构件 5 作为行星架被划归在周转轮系部分中，但在计算周转轮系部分的传动比时，不应把齿轮 5 的齿数计入。

11-3 在计算行星轮系的传动比时，式 $i_{mH}=1-i_{mn}^H$ 只有在什么情况下才是正确的？

答 在行星轮系，设固定轮为 n ，即 $\omega_n=0$ 时， $i_{mH}=1-i_{mn}^H$ 公式才是正确的。

11-4 在计算周转轮系的传动比时，式 $i_{mn}^H=(n_m-n_H)/(n_n-n_H)$ 中的 i_{mn}^H 是什么传动比，如何确定其大小和“±”号？

答: i_{mn}^H 是在根据相对运动原理，设给原周转轮系加上一个公共角速度“ $-\omega_H$ ”。使之绕行星架的固定轴线回转，这时各构件之间的相对运动仍将保持不变，而行星架的角速度为 0，即行星架“静止不动”了。于是周转轮系转化成了定轴轮系，这个转化轮系的传动比，其大小可以用 $i_{mn}^H=(n_m-n_H)/(n_n-n_H)$ 中的 i_{mn}^H 公式计算；方向由“±”号确定，但注意，它由在转化轮系中 m 、 n 两轮的转向关系来确定。

11-5 用转化轮系法计算行星轮系效率的理论基础是什么？为什么说当行星轮系为高速时，用它来计算行星轮系的效率会带来较大的误差？

答：用转化轮系法计算行星轮系效率的理论基础是行星轮系的转化轮系和原行星轮系的差别，仅在于给整个行星轮系附加了一个公共角速度“ $-\omega_H$ ”。经过这样的转化之后，各构件之间的相对运动没有改变，而轮系各运动副中的作用力(当不考虑构件回转的离心惯性力时)以及摩擦因数也不会改变。因而行星轮系与其转化轮系中的摩擦损失功率 P_f^H 应相等。

用转化轮系法计算行星轮系效率没有考虑由于加工、安装和使用情况等的不同，以及还有一些影响因素如搅油损失、行星轮在公转中的离心惯性力等，因此理论计算的结果并不能完全正确地反映传动装置的实际效率。

11-6 何谓正号机构、负号机构？各有何特点？各适用于什么场合？

答: 行星轮系的转化轮系中当传动比 $i_{1n}^H > 0$ ，称为正号机构；当传动比 $i_{1n}^H < 0$ ，称为负号机构。

正号机构效率随着 $|i_{1n}^H|$ 的增大而降低，其效率可能出现负值而发生自锁，其主要用于传递运动，如用在传动比大而对效率要求不高的辅助装置中；负号机构由于在任何情况下都不会出现自锁，效率较高，主要用于动力传动。

11-7 何谓封闭功率流？在什么情况下才会出现？有何危害？

答：在选用封闭式行星轮系时，如其型式及有关参数选择不当，可能会形成有一部分功率只在轮系内部循环，而不能向外输出的情况，即形成所谓的封闭功率流。当 i_{m1}^a 和 i_{m1}^b 异号，且 $|i_{m1}^a| > |i_{m1}^b|$ 时，出现封闭功率流。这种封闭的功率流将增大摩擦功率损失，使轮系的效率和强度降低，对于传动极为不利。

11-8 在确定行星轮系各轮齿数时，必须满足哪些条件，为什么？

答 设计行星轮系时，各轮齿数的选择应满足四个条件；对于不同的轮系，这四个条件具体表达式不尽相同，下面以内齿轮 3 固定，各轮均为标准齿轮的 2K—H 型轮系为例加以说明。

(1) 保证实现给定的传动比:
$$z_3 = (i_{1H} - 1)z_1$$

(2) 满足同心条件(即保证两太阳轮和系杆的轴线重合):
$$z_3 = z_1 + 2z_2$$

(3) 满足 k 个行星轮均布安装(即满足装配条件):
$$N = (z_3 + z_1)/k \quad (n \text{ 为整数})$$

(4) 满足邻接条件(即保证相邻行星轮不致相互碰撞):
$$(z_1 + z_2)\sin(180^\circ/k) > z_2 + 2h_a^*$$

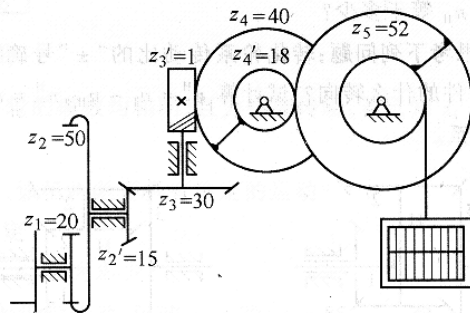
11-9 在行星轮系中采用均载装置的目的何在？采用均载装置后会不会影响该轮系的传动比？

答 在行星轮系中,常把某些构件作成可以浮动的.在轮系运转中,如各行星轮受力不均匀.这些构件能在一定的范围内自由浮动,以达到自动调节各行星轮载荷的目的.采用均载装置后不会影响该轮系的传动比。

11-10 何谓少齿差行星传动?摆线针轮传动的齿数差是多少?在谐波传动中柔轮与刚轮的齿数差如何确定?

答 少齿差行星传动是指在行星轮系中.当行星轮 1 与内齿轮 2 的齿数差 $\Delta z = z_2 - z_1 = 1 \sim 4$ 时.就称为少齿差行星传动;摆线针轮传动的齿数差是 1;在谐波传动中柔轮与刚轮的齿距相同.但齿数不等,刚轮与柔轮的齿数差通常等于波数 n , 即 $z_r - z_s = n_0$

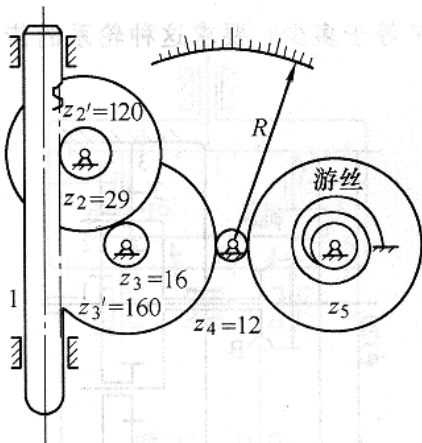
11-11 图示为一手摇提升装置,其中各轮齿数均为已知,试求传动比 i_{15} 并指出当提升重物时手柄的转向。



解:
$$i_{15} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2' z_3' z_4'} = \frac{50 \times 30 \times 40 \times 52}{20 \times 15 \times 1 \times 18} = 577.78$$

当提升重物时手柄的转向逆时针(从左向右看手柄)。

11-12 图示为一千分表的示意图,已知各轮齿数如图,模数 $m=0.11\text{mm}$ (为非标准模数)若要测量杆 1 每移动 0.001mm 时,指针尖端刚好移动一个刻度($s=1.5\text{mm}$)。问指针的长度尺等于多少?(图中齿轮 5 和游丝的作用是使各工作齿轮始终保持单侧接触,以消除齿侧间隙对测量精度的影响。)



解: 由图可知,轮 2 (2')、3、(3')、4、5 组成定轴轮系且 $n_2 = n_{2'}$, $n_3 = n_{3'}$

$$i_{24} = \frac{n_2}{n_4} = (-1)^{-3} \frac{z_3 z_4}{z_2' z_3'} = -\frac{16 \times 12}{120 \times 160} = -\frac{1}{100}$$

$$n_4 = -100 n_2$$

杆 1 和齿轮 2 是一对齿条与齿轮的外啮合,设杆 1 每移动 0.001mm 时间为 t

$$v_1 = n_2 \frac{1}{2} m z_2$$

$$n_2 = \frac{2v_1}{m z_2} = \frac{2 \times 0.001}{0.1 \times 29} = \frac{0}{81}$$

$$n_4 = -100 n_2 = -100 n_2 = -\frac{20}{319t}$$

由图知，指针摆一个刻度的 $s=1.5\text{mm}$

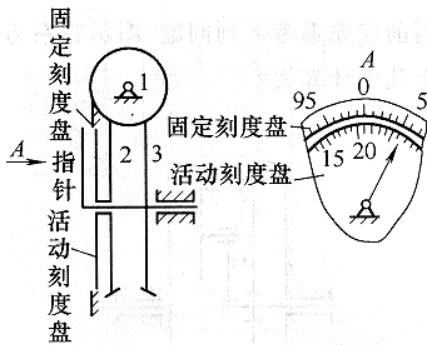
则摆角 θ 有关系式 $\theta = s/R$

即 $\theta = n_4 t = s/R$

$$R = \frac{s}{n_4 t} = \frac{15}{\frac{20}{319t}} = 23.925\text{mm}$$

则

11-13 图示为绕线机的计数器。图中 1 为单头蜗杆，其一端装手把，另一端装绕制线圈。2、3 为两个窄蜗轮， $z_2=99$ ， $z_3=100$ 。在计数器中有两个刻度盘，在固定刻度盘的一周上有 100 个刻度，在与蜗轮 2 固连的活动刻度盘的一周上有 99 个刻度，指针与蜗轮 3 固连。问指针在固定刻度盘上和活动刻度盘上的每一格读数各代表绕制线圈的匝数是多少？又在图示情况下，线圈已绕制了多少匝？



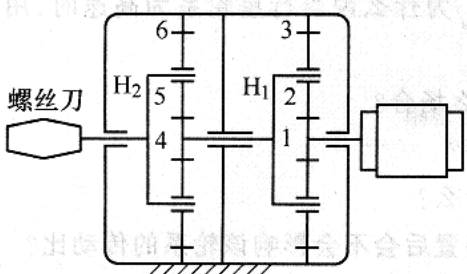
解：因 $i_{13} = n_1/n_3 = z_3/z_1 = 100$ ，故 $n_3 = n_1/100$ ，即蜗杆每转一转，蜗轮 3 转过 $1/100$ 转，指针相对固定刻度盘转过一个刻度，说明指针在固定刻度盘上的每一格读数代表被绕制线圈绕制了一匝。

$i_{12} = n_1/n_2 = z_2/z_1 = 99$ ，故 $n_2 = n_1/99$ ，即蜗杆转一转，蜗轮 2 转过 $1/99$ 转。由于蜗轮 2、3 转向相同，故蜗杆每转一转，指针相对活动刻度盘转过 $1/100 - 1/99 = -1/9900$ 转（即相对向后倒转，所以活动刻度盘刻度的增大方向与固定刻度盘者相反），因活动刻度盘上有 99 个刻度，故指针在活动刻度盘上的每一格读数，代表被绕制线圈已绕制了 $9900/99 = 100$ 匝。

今指针在活动刻度盘上的读数为 $13.\times\times$ ，在固定刻度盘上的读数为 $5.\times$ ，所以线圈已绕制的匝数为

$$\text{活动刻度盘上的整数读数} \times 100 + \text{固定刻度盘上的整数读数} = 13 \times 100 + 5 = 1305 \text{ 匝}$$

11-14 图示为一装配用电动螺丝刀的传动简图。已知各轮齿数为 $z_1=z_4=7$ ， $z_3=z_6=39$ 。若 $n_1=3000 \text{ r/min}$ ，试求螺丝刀的转速。



解：此轮系为一复合周转轮系。在 1-2-3- H_1 行星轮系中

$$i_{1H1} = 1 - i_{13}^{H1} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{39}{7}$$

在 4-5-6-H₂ 行星轮系中

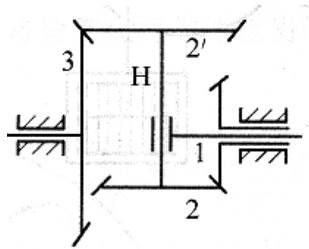
$$i_{4H2} = 1 - i_{46}^{H2} = 1 + \frac{Z_6}{Z_4} = 1 + \frac{39}{7}$$

$$I_{1H2} = I_H \times I_H = \left(1 + \frac{39}{7}\right)^2 = 43.1$$

故 $n_{H2} = n_1 / I_{1H2} = 3000 / 43.18 = 69.5 \text{ r/min}$ 转向以 n_1 相同

11-16 如图所示为两个不同结构的锥齿轮周转轮系，已知 $z_1=20$, $z_2=24$, $z_2'=30$, $z_3=40$, $n_1=200 \text{ r/min}$, $n_3=-100 \text{ r/min}$ 。求 n_H 等于多少？

(a)

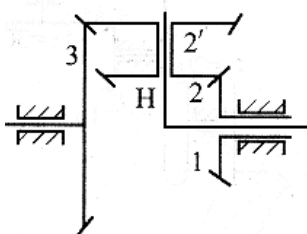


解：

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = \frac{24 \times 40}{20 \times 30} = 1.6$$

$$n_H = \frac{i_{13}^H n_3 - n_1}{i_{13}^H - 1} = \frac{1.6 \times (-100) - 200}{1.6 - 1} = -600 \text{ r/min}$$

(b)

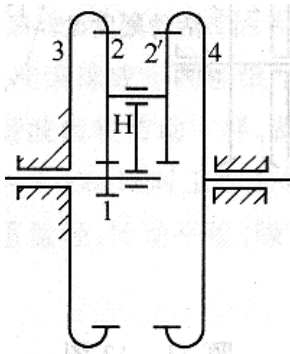


解：

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = -\frac{24 \times 40}{20 \times 30} = -1.6$$

$$n_H = \frac{i_{13}^H n_3 - n_1}{i_{13}^H - 1} = \frac{-1.6 \times (-100) - 200}{-1.6 - 1} = 15.385 \text{ r/min}$$

11-17 在图示的电动三爪卡盘传动轮系中，设已知各轮齿数为 $z_1=6$, $z_2=z_2'=25$, $z_3=57$, $z_4=56$ 。试求传动比 i_{14} 。



解：图示轮系为一周转轮系(整个轮系只有一个行星架，去掉周转轮系部分后，无定轴轮系部分，故整个轮系为一周转轮系)。该轮系共有三个中心轮，故称之为 3K 型行星传动。

此轮系的右端由轮 2'、4 和件 H 组成一差动轮系，左端由轮 1、2、3 和件 H 组成一行星轮系，此行星轮系将差动轮系中的构件 2' 和 H 封闭起来(即使构件 2 和 H 之间有固定速比关系)，整个轮系类似于一个封闭式行星轮系。此轮系也可认为是由轮 1、2、3 和行星架 H 组成的行星轮系与由轮 4、2'、2、3 和行星架 H 组成的另一行星轮系组合而成。故为求解此轮系的传动比，必须列出两个方程。如下的解法，求解最简便。

在轮 1、2、3 及行星架 H 组成的行星轮系中，轮 3 为固定轮，故

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 - \left(-\frac{z_3}{z_1} \right) = 1 + \frac{57}{6} = \frac{63}{6}$$

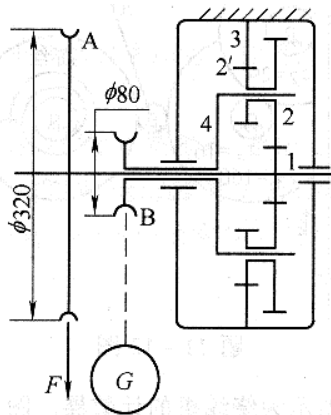
在轮 4、2'、2、3 及行星架 H 组成的行星轮系中，轮 3 为固定轮，故

$$i_{4H} = 1 - i_{43}^H = 1 - \left(\frac{z_2 z_3}{z_4 z_2'} \right) = 1 - \frac{25 \times 57}{56 \times 25} = -\frac{1}{56}$$

联立求解得

$$i_{14} = i_{1H} / i_{4H} = \frac{63}{6} / \left(-\frac{1}{56} \right) = -588$$

11-18 图示为手动起重葫芦，已知 $z_1 = z_2 = 10$ ， $z_2 = 20$ ， $z_3 = 40$ 。设各级齿轮的传动效率(包括轴承损失) $\eta_1 = 0.98$ ，曳引链的传动效率 $\eta_2 = 0.97$ 。为提升重 $G = 10 \text{ kN}$ 的重物，求必须施加于链轮 A 上的圆周力 F 。



解：

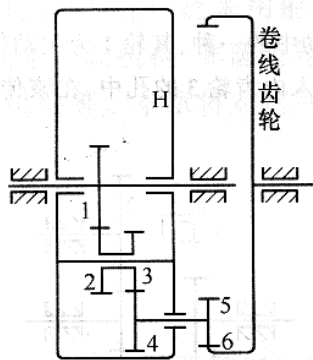
$$i_{14} = w_1 w_4 = 1 - i_{13}^4 = 1 - \left(-\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} \right) = 1 + \frac{20 \times 40}{10 \times 10} = 9$$

所以

$$\eta = \frac{w_4 m_o}{w_1 m_p} = \frac{40Q}{160P_{i1}}$$

$$p = Q / 47I_{14} = 10^4 / 4 \times 0.9 \times 9 = 308.64 \text{ N}$$

11-19 图示为纺织机中的差动轮系，设 $z_1 = 30$ ， $z_2 = 25$ ， $z_3 = z_4 = 24$ ， $z_5 = 18$ ， $z_6 = 121$ ， $n_1 = 48 \sim 200 \text{ r/min}$ ， $n_H = 316 \text{ r/min}$ ，求 n_6 等于多少？



解:

$$I_{16}^H = \frac{N_1 - N_H}{N_6 - N_H} = (-1)^2 \frac{Z_2 Z_4 Z_6}{Z_1 Z_3 Z_5} = \frac{25 \times 24 \times 121}{30 \times 24 \times 18} = 5.6$$

$$N_6 = \frac{1}{I_{16}^H} (N_1 - N_H) + N_H$$

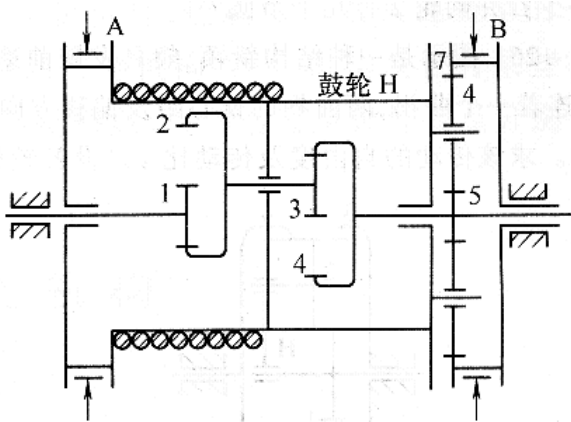
当 $n_1 = 48 \sim 200 \text{ r/min}$ 时

$$n_6 = \frac{1}{5.6} (48 - 316) + 316 \approx \frac{1}{5.6} (200 - 316) + 316$$

$$= 268.14 \sim 295.29 \text{ (r/min)}$$

N_6 与 n_1 及 n_H 的转向相同

11-20 图示为建筑用绞车的行星齿轮减速器。已知 $z_1 = z_3 = 17$, $z_2 = z_4 = 39$, $z_5 = 18$, $z_7 = 152$, $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ 。当制动器 B 制动、A 放松时, 鼓轮 H 回转(当制动器 B 放松、A 制动时, 鼓轮 H 静止, 齿轮 7 空转), 求 n_H 等于多少?



解:

$$i_{1H} = 1 - i_{17}^H = 1 - (-1)^1 \frac{Z_2 Z_4 Z_7}{Z_1 Z_3 Z_5}$$

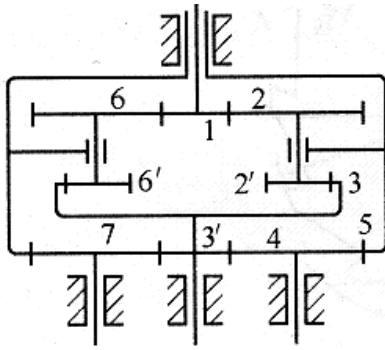
$$= 1 + \frac{39 \times 39 \times 152}{17 \times 17 \times 18} = 45.44$$

故 $n_H = n_1 / i_{1H} = 1450 / 45.44 = 31.91 \text{ (r/min)}$

n_H 与 n_1 转向相同

11-21 在图示轮系中, 设各轮的模数均相同, 且为标准传动, 若已知 $z_1 = z_2 = z_3 = z_6 = 20$, $z_2 = z_4 = z_6 = z_7 = 40$ 。试求:

- 1) 当把齿轮 1 作为原动件时, 该机构是否具有确定的运动?
- 2) 齿轮 3、5 的齿数应如何确定?
- 3) 当 $n_1 = 980 \text{ r/min}$ 时, n_1 及 n_3 各为多少?



解 1. 计算机构自由度

$$n = 7, \quad p_l = 7, \quad p_h = 8,$$

$$p' = 2, \quad F' = 0. \quad (6(6') \text{ 及 } 7 \text{ 引入约束, 结构重复})$$

$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 7 - (2 \times 7 + 8 - 2) - 0 = 1$$

故有确定的运动。

2. 确定齿数

根据同轴条件, 可得

$$z_3 = z_1 + z_2 + z_{2'} = 20 + 40 + 20 = 80$$

$$z_5 = z_{3'} + 2z_4 = 20 + 2 \times 40 = 100$$

3. 计算齿轮 3、5 的转速

1) 图示轮系为 封闭式 轮系, 在作运动分析时应划分为如下 两 部分来计算。

2) 在 1-2(2')-3-5 差动 轮系中, 有如下计算式

$$i_{15} = \frac{n_1 - n_5}{n_3 - n_5} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}} = -\frac{40 \times 80}{20 \times 20} = -8 \quad (a)$$

3) 在 3'-4-5 定轴 轮系中, 有如下计算式

$$i_{3'5} = \frac{n_{3'}}{n_5} = -\frac{z_5}{z_{3'}} = -\frac{100}{20} = -5 \quad (b)$$

4) 联立式 (a) 及 (b), 得

$$n_5 = n_1 / 49 = 980 / 49 = 20 \quad (\text{r/min})$$

$$n_{3'} = -5n_5 = -5 \times 20 = -100 \quad (\text{r/min})$$

故 $n_3 = -100 \text{ r/min}$, 与 n_1 反向;

$n_5 = 20 \text{ r/min}$, 与 n_1 同向。

11-22 图示为隧道掘进机的齿轮传动, 已知 $z_1=30, z_2=85, z_3=32, z_4=21, z_5=38, z_6=97, z_7=147$, 模数均为 10 mm, 且均为标准齿轮传动。现设已知 $n_1=1000 \text{ r/min}$, 求在图示位置时, 刀盘最外一点 A 的线速度。

提示: 在解题时, 先给整个轮系以一 ω_H 角速度绕 oo 轴线回转, 注意观察此时的轮系变为何种轮系, 从而即可找出解题的途径。

