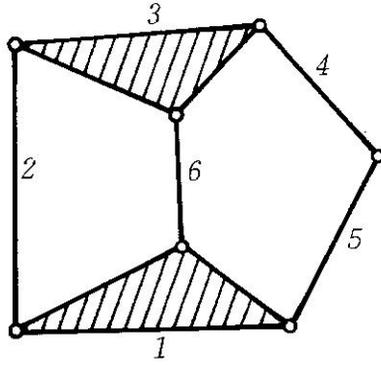


机械原理复习题汇总

第2章 机构的结构分析

一、填空题

1. 组成机构的要素是构件和运动副；构件是机构中的运动单元体。
2. 具有若干个构件的入为组合体、各构件间具有确定的相对运动、完成有用功或实现能量转换等三个特征的构件组合体称为机器。
3. 机器是由原动机、传动部分、工作机所组成的。
4. 机器和机构的主要区别在于是否完成有用机械功或实现能量转换。
5. 从机构结构观点来看，任何机构是由机架，杆组，原动件三部分组成。
6. 运动副元素是指构成运动副的点、面、线。
7. 构件的自由度是指构件具有独立运动的数目；机构的自由度是指机构具有确定运动时必须给定的独立运动数目。
8. 两构件之间以线接触所组成的平面运动副称为高副，它产生一个约束，而保留了两个自由度。
9. 机构中的运动副是指两构件直接接触而又能产生相对运动的联接。
10. 机构具有确定的相对运动条件是原动件数等于机构的自由度。
11. 在平面机构中若引入一个高副将引入1个约束，而引入一个低副将引入2个约束，构件数、约束数与机构自由度的关系是 $F=3n-2p_l-p_h$ 。
12. 平面运动副的最大约束数为2，最小约束数为1。
13. 当两构件构成运动副后，仍需保证能产生一定的相对运动，故在平面机构中，每个运动副引入的约束至多为2，至少为1。
14. 计算机构自由度的目的是判断该机构运动的可能性（能否运动）及在什么条件下才具有确定的运动，即确定应具有的原动件数。
15. 在平面机构中，具有两个约束的运动副是低副，具有一个约束的运动副是高副。
16. 计算平面机构自由度的公式为 $F=3n-2p_l-p_h$ ，应用此公式时应注意判断：(A) 复合铰链，(B) 局部自由度，(C) 虚约束。
17. 机构中的复合铰链是指由三个或三个以上构件组成同一回转轴线的转动副；局部自由度是指不影响输入与输出件运动关系的自由度；虚约束是指在特定的几何条件下，机构中不能起独立限制运动作用的约束。
18. 划分机构杆组时应先按低的杆组级别考虑，机构级别按杆组中的最高级别确定。
19. 机构运动简图是用简单的线条和规定的符号代表构件和运动副，并按一定比例绘制各运动副的相对位置，因而能说明机构各构件间相对运动关系的简单图形。
20. 在图示平面运动链中，若构件1为机架，构件5为原动件，则成为III级机构；若以构件2为机架，3为原动件，则成为II级机构；若以构件4为机架，5为原动



件，则成为IV级机构。

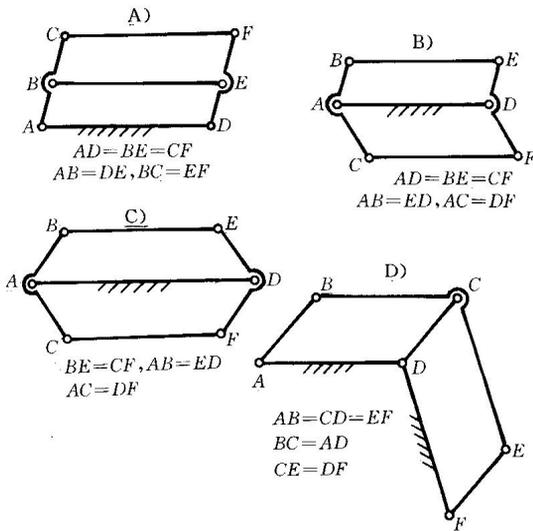
二、判断题

1. 机器中独立运动的单元体，称为零件。 (N)
2. 具有局部自由度和虚约束的机构，在计算机构的自由度时，应当首先除去局部自由度和虚约束。 Y
3. 机构中的虚约束，如果制造、安装精度不够时，会成为真约束。 (Y)
4. 任何具有确定运动的机构中，除机架、原动件及其相连的运动副以外的从动件系统的自由度都等于零。 Y
5. 六个构件组成同一回转轴线的转动副，则该处共有三个转动副。 (N)
6. 当机构的自由度 $F > 0$ ，且等于原动件数，则该机构即具有确定的相对运动。(Y)
7. 运动链要成为机构，必须使运动链中原动件数目大于或等于自由度。 (N)
8. 在平面机构中一个高副引入二个约束。 (N)
9. 平面机构高副低代的条件是代替机构与原机构的自由度、瞬时速度和瞬时加速度必需完全相同。 Y
10. 任何具有确定运动的机构都是由机架加原动件再加自由度为零的杆组组成 (Y)

三、选择题

1. 一种相同的机构组成不同的机器。 A (A)可以; (B)不能
2. 机构中的构件是由一个或多个零件所组成，这些零件间__产生任何相对运动。
B (A)可以; (B)不能
3. 有两个平面机构的自由度都等于1，现用一个带有两铰链的运动构件将它们串成一个平面机构，则其自由度等于__B__。 (A)0; (B)1; (C)2
4. 原动件的自由度应为B。 (A)-1; (B)+1; (C)0
5. 基本杆组的自由度应为__C__。 (A)-1; (B)+1; (C)0。
6. 高副低代中的虚拟构件及其运动副的自由度应为A。 (A)-1; (B)+1; (C)0; (D)6。
7. 在机构中原动件数目B机构自由度时，该机构具有确定的运动。(A)小于 (B)等于 (C)大于。
8. 计算机构自由度时，若计入虚约束，则机构自由度就会B (A)增多(B)减少 (C)不变。
9. 构件运动确定的条件是C。 (A)自由度大于1; (B)自由度大于零; (C)自由度等于原动件数。

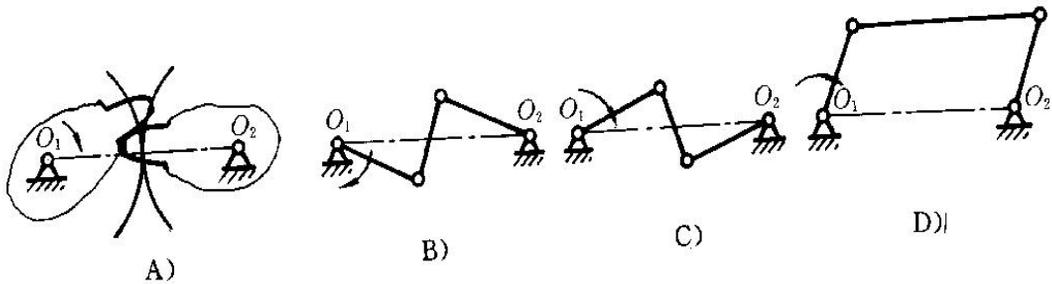
10. 图示4个分图中，图 C 所示构件系统是不能运动的。



11. 渐开线齿轮机构的高副低代机构是一铰链四杆机构，在齿轮传动过程中，该四杆机构的 D。

- (A) 两连架杆的长度是变化的； (B) 连杆长度是变化的
 (C) 所有杆件的长度均变化； (D) 所有杆件的长度均不变。

12. 某齿轮机构，主动齿轮转动方向已在图A标出。用代副替低后的机构是图 C 所示的机构。



四、问答题

1. 构件与零件的含义是否相同？试简述之。

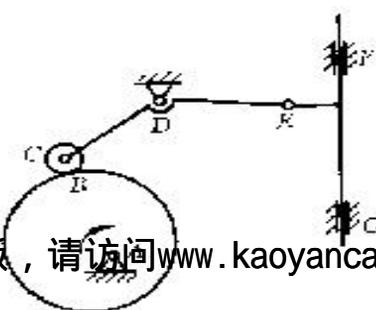
不相同。构件是机构中的独立运动的单元体，而零件则是制造的单元体。

2. 机构运动简图与机构示意图有何不同？试简述之。

机构运动简图是用简单的线条和符号代表构件和运动副，并按一定比例来绘制各运动副之间相对位置，因而能准确说明机构中各构件间的相对运动关系的简单图形。机构示意图虽然也是用简单的线条和符号来代表构件和运动副，但不要求严格地按比例来绘制各运动副间的相对位置，而只是为了表明机构结构状况的简单图形。

五、计算题

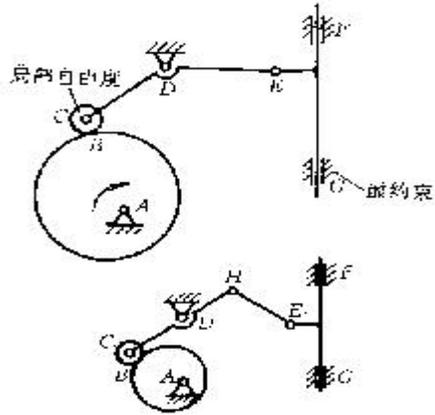
1. 图示为一机构的初拟设计方案。试：(1) 计算其自由度，分析其设计是否合理？如有复合铰链，局部自由度和虚约束需说明。(2) 如此初拟方案不合理，请修改并用简图表示。



(1) C处滚子有局部自由度，F或G处为虚约束，去掉局部自由度和虚约束后， $n=3, p_L=4, p_H=1$

$$F = 3n - p_L - p = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 1 = 0$$

表示不能动，设计不合理。



(2)修改措施:

加构件HE和转动副H, 如图所

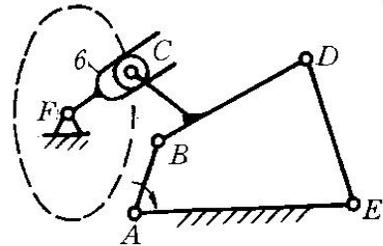
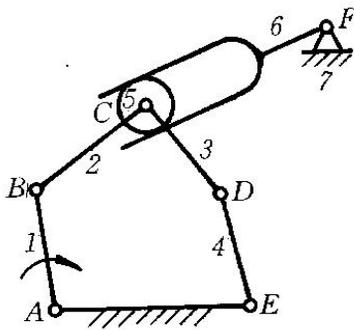
示,

$$\text{这时 } n = 4, p_L = 5, p = 1$$

$$F = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$$

2. 在图示机构中，若以构件1为主动件，试求：

(1)计算自由度，说明是否有确定运动。(2)如要使构件6有确定运动，并作连续转动，则可如何修改？说明修改的要点，并用简图表示。



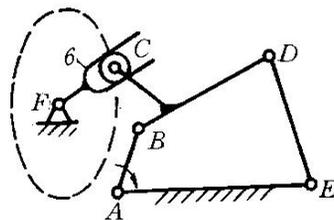
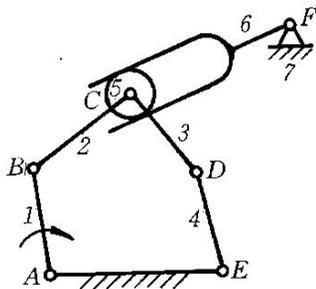
(1)滚子5有局部自由度，滚子两侧高副中有一个是虚约束，去掉

$n = 5, p_L = 6, p = 1$, 故 $F = n - p_L - p = 3 \times 5 - 2 \times 6 - 1 = 2$ 今只有构件1一个主动件，运动不确定。

(2)作两点修改：

a)把ABCDE五杆机构改为下图所示的四杆机构。

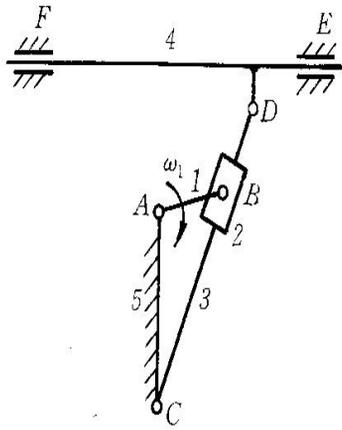
b)C点的轨迹应围F点，才能使构件6作连续转动。



3. 初拟机构运动方案如图所示。欲将构件1的连续转动转变为构件4的往复移动，试：

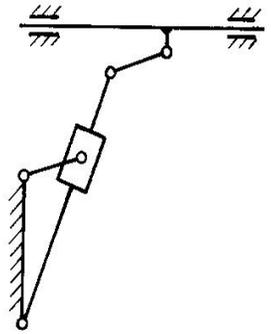
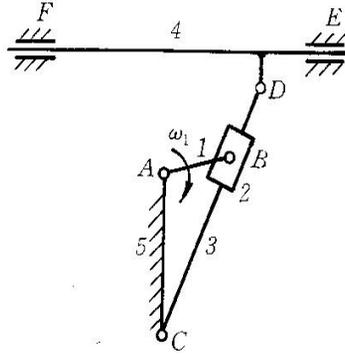
(1)计算其自由度，分析该设计方案是否合理？

(2)如不合理，可如何改进？提出修改措施并用简图表示。



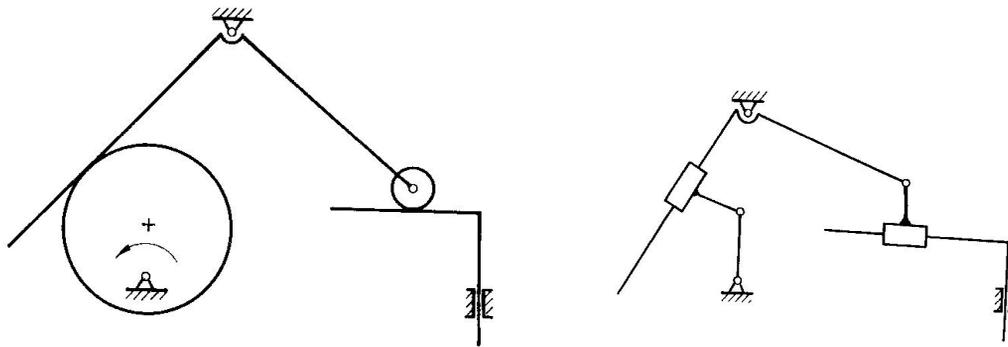
(1) E 或 F 为虚约束，去掉后
 $n = 4, p_L = 6, p = 0,$
 $F = 3n - p_L - p = 3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$
 不能动，表明设计不合理。

(2) 增加一个构件和一个转动副，如下图所示。

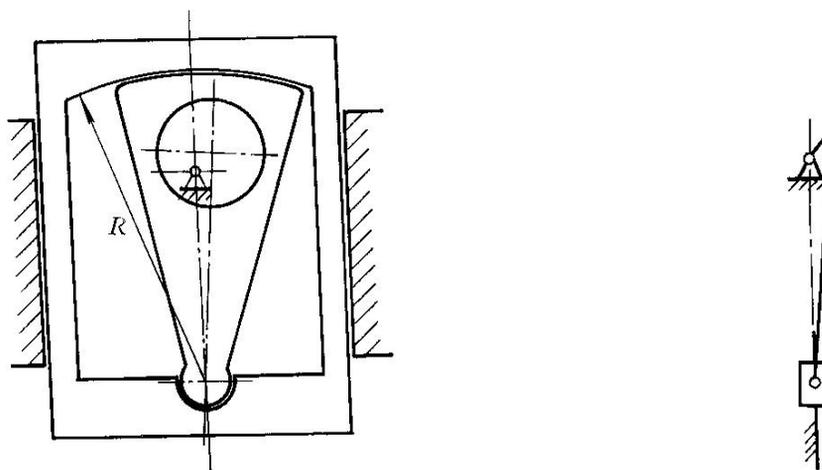


六、图解题

1. 试画出图示高副机构的低副替代机构。

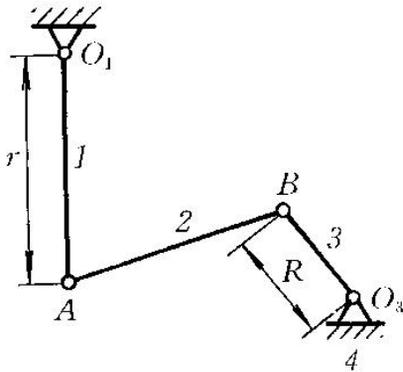
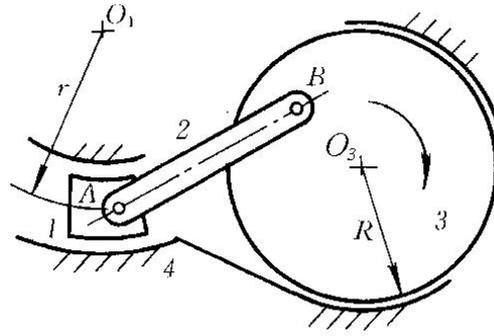


2. 试画出图示机构的运动简图，并计算其自由度。



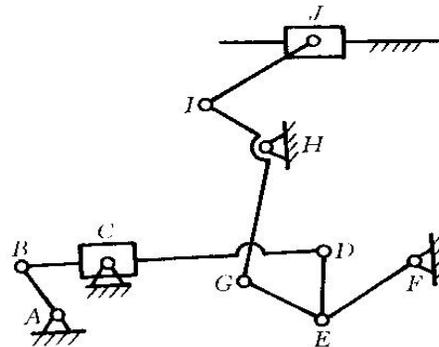
$$F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

3. 画出图示机构的运动简图。



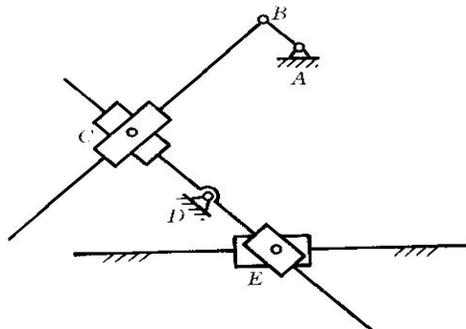
七、计算题

1. 计算图示机构的自由度，若有复合铰链、局部自由度或虚约束，需明确指出。



1. 解 E 为复合铰链。 $n=4$, $p_L=5$, $p_H=1$
 $F=3n-p_L-p_H=3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$

2. 试计算图示机构的自由度，如有复合铰链、局部自由度、虚约束，需明确指出。

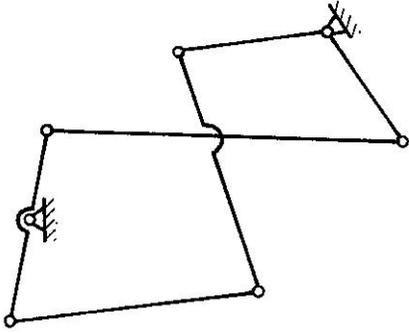


解：

图中 $n=7$, $p_L=9$,

$F=3n-p_L-p_H=3 \times 7 - 2 \times 9 = 3$

3. 试计算图示机构的自由度，并说明需几个原动件才有确定运动。

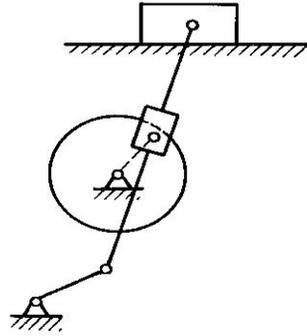


解：

$$F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 6 - 2 \times 8 = 2$$

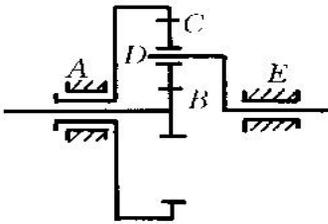
需两个原动件。

4. 计算图示机构的自由度。



$$F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$$

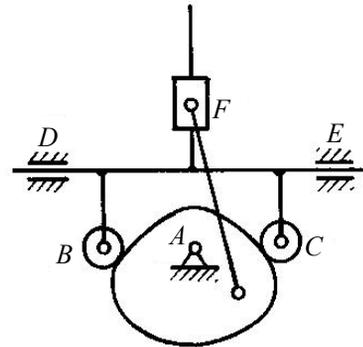
5. 试计算图示机构的自由度，若有复合铰链、局部自由度、虚约束，必需注明。



A处为复合铰链。

$$F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 = 2$$

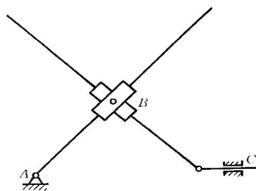
6. 试求图示机构的自由度（如有复合铰链、局部自由度、虚约束，需指明所在之处）。图中凸轮为定径凸轮。



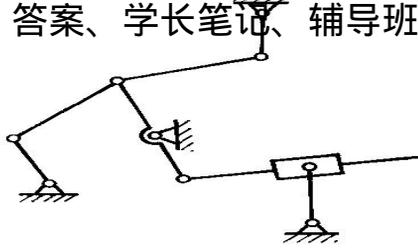
虚约束在滚子和E处，应去掉滚子C和E，局部自由度在滚子B处。

$$n = 4, P_L = 5, P_H = 1, F = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$$

7. 试求图示机构的自由度。

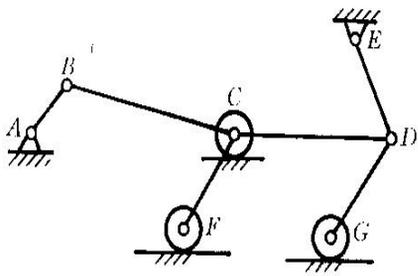


$$F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 5 - 2 \times 6 = 3$$



8. 试计算图示

机构的自由度（若含有复合铰链、局部自由度和虚约束应指出）。



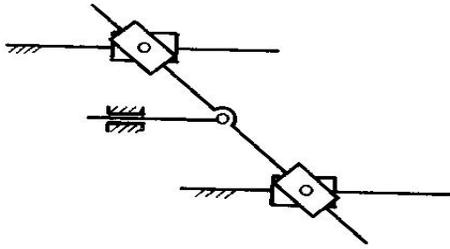
C处有局部自由度、复合铰链。D处为复合铰链。F, G处有局部自由度。去掉局部自由度后, $n=6, p_L=7, p_H=3$,

$$F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 6 - 2 \times 7 - 3 = 1$$

9. 试计算图示机构的自由度。

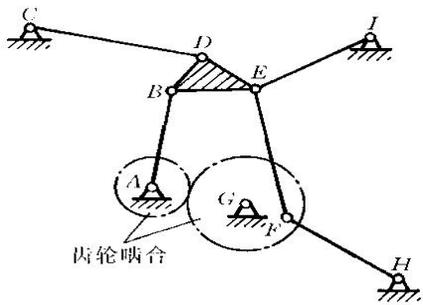
$$F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 8 - 2 \times 11 - 0 = 2$$

10. 试计算图示机构的自由度。

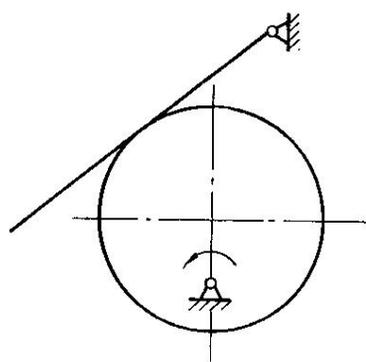


$$F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 6 - 2 \times 8 - 0 = 2$$

11. 试计算图示运动链的自由度。



A、E、F为复合铰链, 故 $n=8, p_L=12, p_H=1$,
 $F = 3n - 2p_L - p_H = 3 \times 8 - 2 \times 12 - 1 = -1$



12. 图示为一平底摆动从动件盘型凸轮机构, 试画出机构在高副低代后瞬时替代机构。并计算代换前和代换后的机构自由度。

(1) 替代机构如图示。

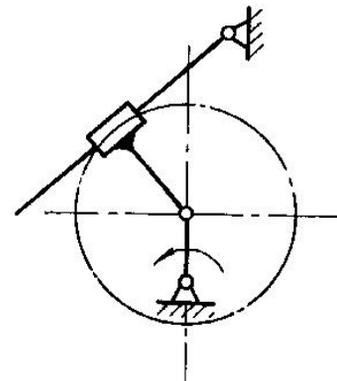
(2) 按原高副机构

$$n = 2, p_L = 1, p_H = 1, F = 3n - p_L - p_H = 1$$

按低代后机构

$$n = 4, p_L = 4, p_H = 0, F = 3n - p_L = 8 - 4 = 4$$

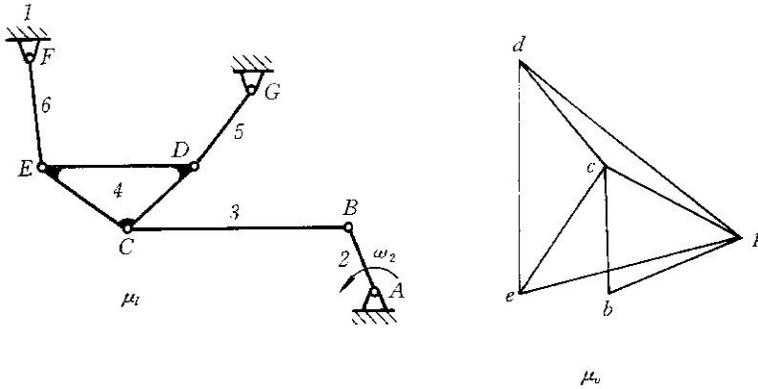
$$F = 3n - p_L - p_H = 1$$



第3章 机构的运动分析

一、填空题

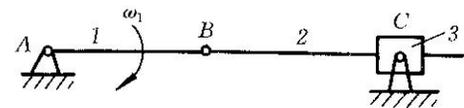
1. 当两个构件组成移动副时，其瞬心位于垂直于移动方向的无穷远处处。当两构件组成纯滚动的高副时，其瞬心就在接触点。当求机构的不互相直接联接各构件间的瞬心时，可应用三心定理来求。
2. 3个彼此作平面平行运动的构件间共有3个速度瞬心，这几个瞬心必定位于一条直线上。含有6个构件的平面机构，其速度瞬心共有15个，其中有5个是绝对瞬心，有10个是相对瞬心。
3. 相对瞬心与绝对瞬心的相同点是两构件上的同速点，不同点是：绝对速度为零及不为零。
4. 速度比例尺的定义图上是单位长度(mm)所代表的实际速度值(m/s)，在比例尺单位相同的条件下，它的绝对值愈大，绘制出的速度多边形图形愈小。
5. 图示为六杆机构的机构运动简图及速度多边形，图中矢量 \vec{cb} 代表 \vec{v}_{BC} ； μ_v ，杆3角速度 ω_3 的方向为顺时针方向。



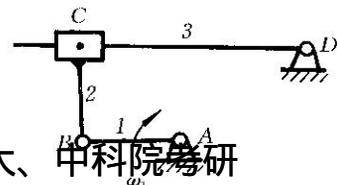
6. 机构瞬心的数目 N 与机构的构件数 k 的关系是 $N = [k(k-1)]/2$ 。
7. 在机构运动分析图解法中，影像原理只适用于已知同一构件上二点速度或加速度求第三点的速度和加速度。
8. 当两构件组成转动副时，其速度瞬心在转动副中心处；组成移动副时，其速度瞬心在垂直于移动导路的无穷远处；组成兼有相对滚动和滑动的平面高副时，其速度瞬心在在接触点处的公法线上。
9. 速度瞬心是两刚体上瞬时相对速度为零的重合点。
10. 铰链四杆机构共有6个速度瞬心，其中3个是绝对瞬心，3个是相对瞬心。
11. 作相对运动的3个构件的3个瞬心必位于一直线上。
12. 在摆动导杆机构中，当导杆和滑块的相对运动为移动，牵连运动为转动时，两构件的重合点之间将有哥氏加速度。哥氏加速度的大小为 $2\omega v_r$ ；方向与将 v_r 沿 ω 转向转 90° 的方向一致。

二、判断题

1. 在图示机构中，已知 ω_1 及机构尺寸，为求解 C_2 点的加速度，只要列出一个矢量方程 $\vec{a}_{C_2} = \vec{a}_{B_2} + \vec{a}_{C_2B_2}^n + \vec{a}_{C_2B_2}^t$ 就可以用图解法将 a_{C_2} 求出。(N)



2. 在讨论杆2和杆3上的瞬时重合点的速度和加速度关系时，可以选择

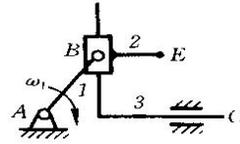


任意点作为瞬时重合点(Y)

- 3. 在同一构件上，任意两点的绝对加速度间的关系式中不包含哥氏加速度。(Y)
- 4. 在平面机构中，不与机架直接相连的构件上任一点的绝对速度均不为零。(N)

三、选择题

- 1. 图示连杆机构中滑块2上E点的轨迹应是 B。
(A)直线；(B)圆弧；(C)椭圆；(D)复杂平面曲线。

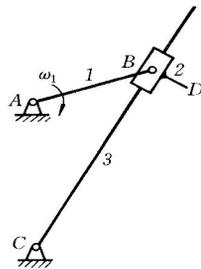


- 2. 在两构件的相对速度瞬心处，瞬时重合点间的速度 A 应有。
(A)两点间相对速度为零，但两点绝对速度不等于零；
(B)两点间相对速度不等于零，但其中一点的绝对速度等于零；
(C)两点间相对速度不等于零且两点的绝对速度也不等于零；
(D)两点间的相对速度和绝对速度都等于零。

- 3. 将机构位置图按实际杆长放大一倍绘制，选用的长度比例尺 μ_l 应是 D。
(A)0.5mm/mm；(B)2mm/mm；(C)0.2mm/mm；(D)5mm/mm。

- 4. 利用相对运动图解法求图示机构中滑块2上 D_2 点的速度 v_{D_2} 的解题过程的恰当步骤和利用的矢量方程为：D

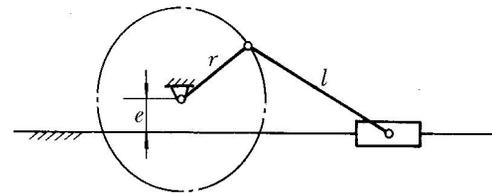
- (A) $\vec{v}_{B_3} = \vec{v}_{B_2} + \vec{v}_{B_3B_2}$ ，利用速度影像法 $\Delta p b_2 d \sim \Delta CBD$ ；
- (B) $\vec{v}_{B_3} = \vec{v}_{B_2} + \vec{v}_{B_3B_2}$ ， $\Delta p b_3 d_2 \sim \Delta CBD$ ；(C) $\vec{v}_D = \vec{v}_B + \vec{v}_{DB}$ ，式中 $v_{DB} = l_{DB} \omega_1$
- (D) $\vec{v}_{B_3} = \vec{v}_{B_2} + \vec{v}_{B_3B_2}$ ，求出 v_{B_3} 后，再利用 $\vec{v}_{D_2} = \vec{v}_{B_2} + \vec{v}_{D_2B_2}$ 。



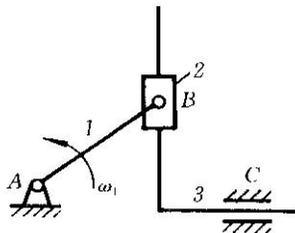
四、问答题

- 1. 在图示曲柄滑块机构中，已知连杆长 $l = r + e$ (r 为曲柄长， e 为导路偏距)，滑块行程是否等于 $\sqrt{(r+l)^2 - e^2}$ ？为什么？

机构运动起来后，滑块具有惯性，会冲过中点(即当 r 和 l 重合时的位置)，故滑块行程为： $H = 2\sqrt{(r+l)^2 - e^2}$



- 2. 图示机构有无哥氏加速度 $a_{B_2B_3}^k$ ？为什么？



无哥氏加速度，因为 $\omega_2 = \omega_3 = 0$

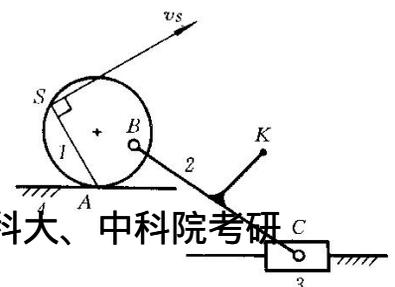
- 3. 什么叫机构运动线图？

用直角坐标或极坐标表示位移、速度、加速度等运动参数与原动件角位移或对应时间的变化曲线，称为机构运动线图，它可以表示机构在一个循环过程中运动参数的变化规律。

五、图解题

- 1. 图示机构中尺寸已知 ($\mu_l = 0.05$ m/mm)，机构1沿构件4作纯滚动，其上S点的速度为 v_s ($\mu_v = 0.6$ (m/s)/mm)。

- (1)在图上作出所有瞬心；(2)用瞬心法求出K点的速度 v_k 。

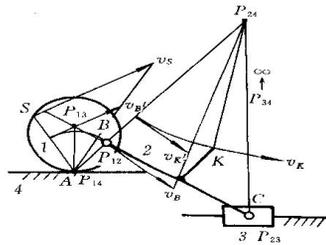
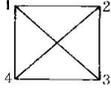


1. 解：

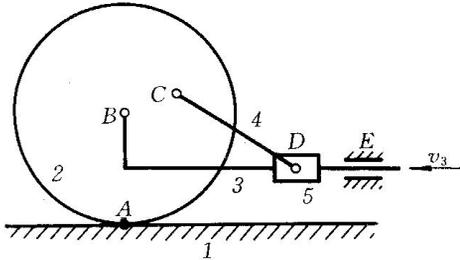
(1) 画出6个瞬心，如图。

(2) $\because v_S$ 已知，利用绝对瞬心 P_{14} ， v_S 与 v_B 线性分布，求得 $v_{B'}$ ，将 $v_{B'}$ 移至 B 点， $v_B \perp \overline{BP_{14}}$ ；

$\because v_B$ 已求得，利用 P_{24} 求 v_K ， v_B 与 v_K 线性分布，得 $v_{K'}$ ，然后将 $v_{K'}$ 移至 K 点，且垂直于 $\overline{KP_{24}}$ ，即为所求 v_K $v_K = \text{图示长度} \mu_v = 12 \cdot 0.6 = 7.2 \text{m/s}$



2. 在图示机构中，已知滚轮2与地面作纯滚动，构件3以已知速度 v_3 向左移动，试用瞬心法求滑块5的速度 v_5 的大小和方向，以及轮2的角速度 ω_2 的大小和方向。



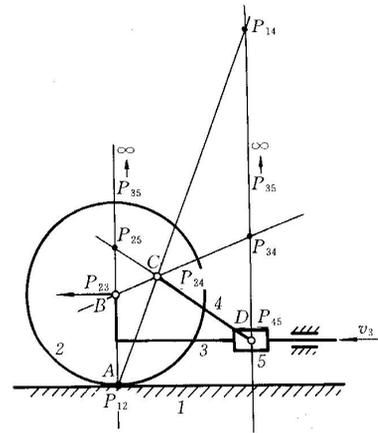
2. 解： $\vec{v}_{P_{23}} = \vec{v}_3$ $\omega_2 = \frac{v_3}{AB \cdot \mu_l}$ ，方向为逆时针

所求瞬心如图 $v_{D5D3} = \overline{P_{23}P_{25}} \mu_l \omega_2$ ，方向向左

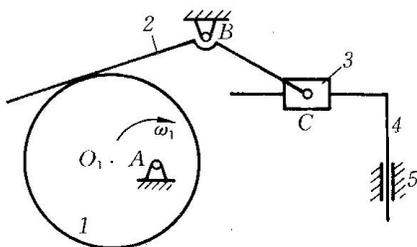
$\vec{v}_5 = \vec{v}_3 + \vec{v}_{D5D3}$ ，方向向左

(或 $v_5 = \overline{P_{25}P_{12}} \mu_l \omega_2$ ，方向向左或为求 v_5 需利用瞬心

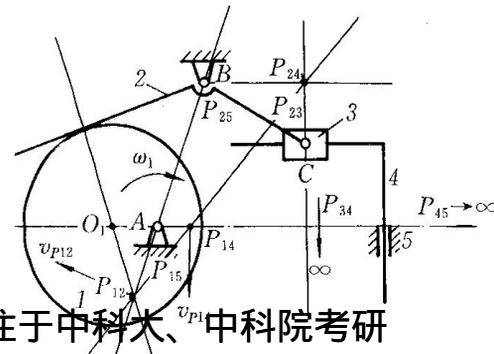
P_{14} ， $v_C = \omega_2 \overline{AC}$ $v_5 = v_C \frac{P_{14}D}{P_{14}C}$)



3. 在图示机构中，已知构件1以 ω_1 沿顺时针方向转动，试用瞬心法求构件2的角速度 ω_2 和构件4的速度 v_4 的大小(只需写出表达式)及方向。



解：
求出瞬心 P_{12} 、 P_{14} 。



$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\overline{P_{15}P_{12}}}{\overline{P_{25}P_{12}}}, \text{ 方向为顺时针}$$

$$v_4 = v_{P_{14}} = \omega_1 \overline{P_{15}P_{14}} \mu_l, \text{ 方向向下}$$

4. 求图示五杆机构的全部瞬心，已知各杆长度均相等， $\omega_1 = \omega_4$ 且

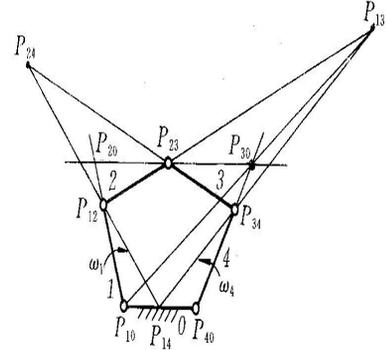
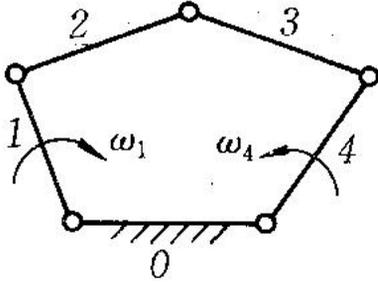
ω_1 与 ω_4 回转方向相反。解：

10个瞬心各1分 五杆机构瞬心数

$$N = \frac{k(k-1)}{2} = \frac{5 \times (5-1)}{2} = 10$$

$\because \omega_1 = \omega_4$ 且转向相反， P_{14} 应位于 P_{10} 与 P_{40} 之间，

再反复应用三心定理求其它瞬心

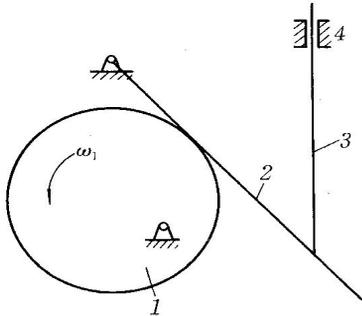


心如下：

$\overline{P_{12}P_{23}}$ 、 $\overline{P_{14}P_{34}}$ 得 P_{13} ； $\overline{P_{14}P_{12}}$ 、 $\overline{P_{34}P_{23}}$ 得 P_{24} ；

$\overline{P_{40}P_{34}}$ 、 $\overline{P_{10}P_{13}}$ 得 P_{30} ； $\overline{P_{10}P_{12}}$ 、 $\overline{P_{30}P_{23}}$ 得 P_{20} ；10个瞬心详见图。

5. 在图示机构中，已知凸轮1的角速度 ω_1 的大小和方向，试用瞬心法求构件3的速度大小及方向。



解：

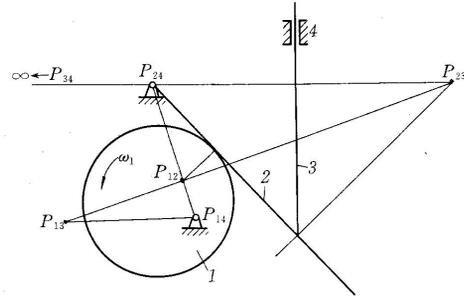
(1) 求出瞬心

P_{13} 。

(2)

$$v_3 = \omega_1 \cdot \overline{P_{13}P_{14}} \cdot \mu$$

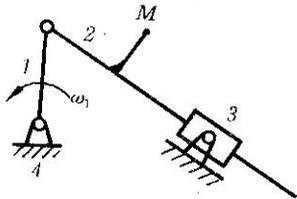
(3) v_3 方向向



下。

6. 已知图示机构的尺寸及原动件1的角速度 ω_1 。

(1) 标出所有瞬心位置；(2) 用瞬心法确定M点的速度 v_M 。

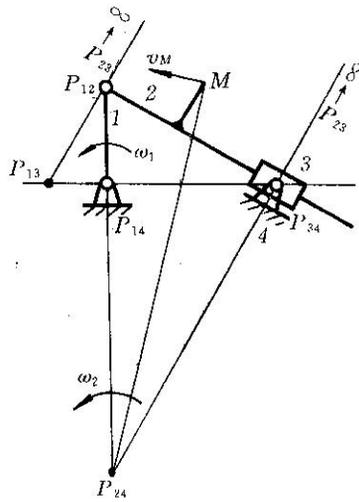


解：(1) 瞬心数目 $N = k(k-1)/2 = 4 \times (4-1)/2 = 6$

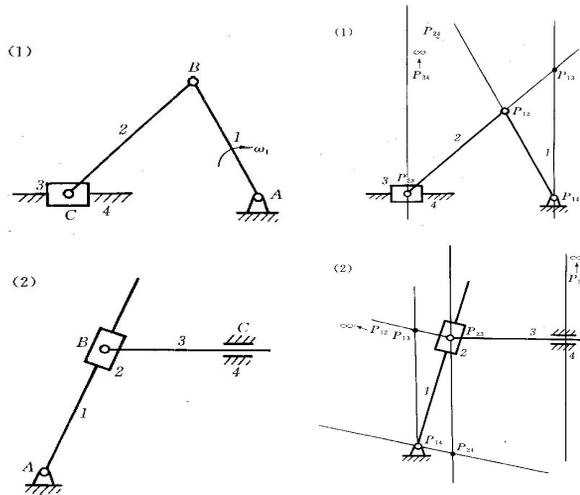
各瞬心位置如图所示；

(2) $\omega_2 = \omega_1 \overline{l_{P_{12}P_{14}}} / \overline{l_{P_{12}P_{24}}}$ ，方向与 ω_1 同向，逆时针方向；

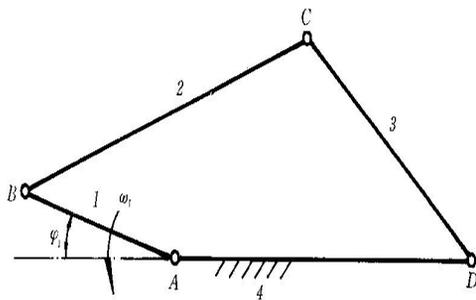
$v_M = \omega_2 l_{P_{24}M}$ ，方向： $v_M \perp \overline{P_{24}M}$ ，如图所示。



7. 标出下列机构中的所有瞬心。



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



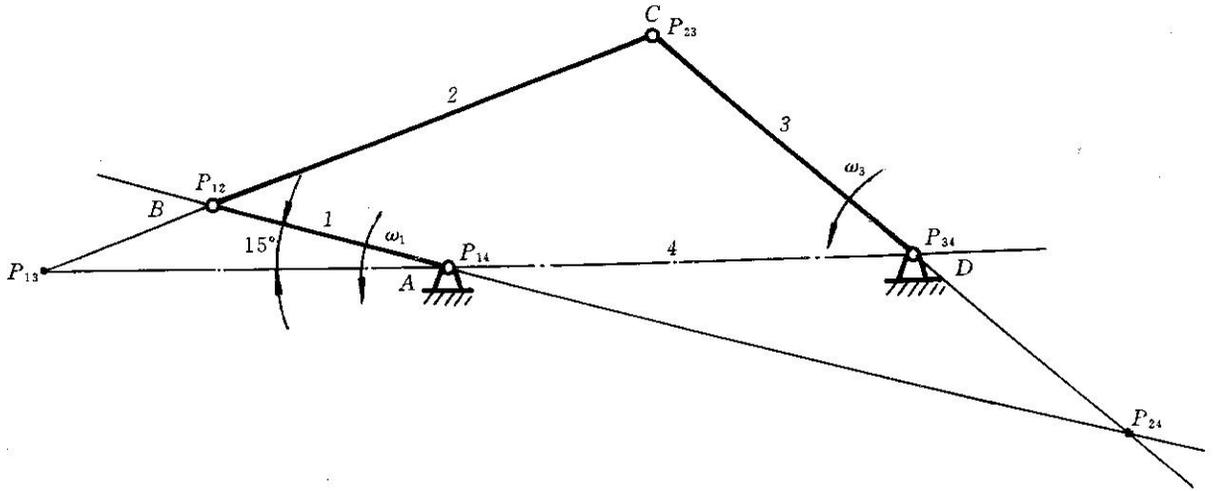
$\mu_l = 0.002 \text{ m/mm}$

8. 在图示的四杆机构中， $l_{AB} = 65 \text{ mm}$ ， $l_{DC} = 90 \text{ mm}$ ， $l_{AD} = l_{BC} = 125 \text{ mm}$ ， $\varphi_1 = 15^\circ$ 。当构件1以等角速度 $\omega_1 = 10 \text{ rad/s}$ 逆时针方向转动时，用瞬心法求C点的速度。

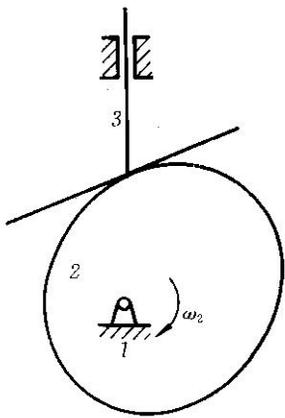
$$v_{P_{13}} = \omega_1 \overline{P_{13}P_{14}} \cdot \mu_l = \omega_3 \overline{P_{13}P_{34}} \cdot \mu_l$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 \overline{P_{13}P_{14}}}{\overline{P_{13}P_{34}}} = \frac{10 \times 55}{118} = 4.66 \text{ rad/s}$$

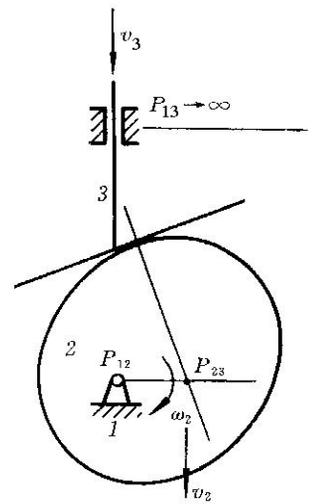
$$v_C = \omega_3 l_{CD} = 4.66 \times 0.09 = 0.42 \text{ m/s}$$



9. 在图示机构中已知凸轮以 ω_2 的角速度顺时针方向转动，试用瞬心法求出从动件3的速度（用图及表达式表示）。



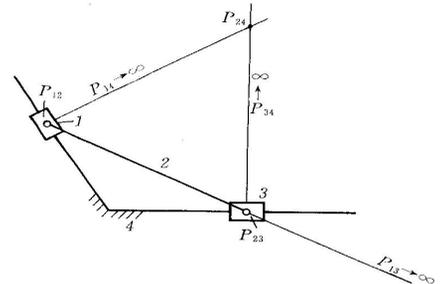
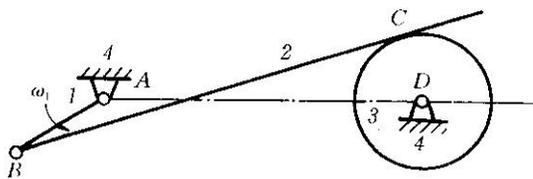
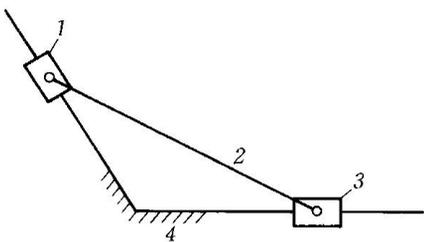
解：
先求 P_{23}
 $v_3 = v_{P_{23}} = \omega_2 l_{P_{12}P_{23}}$



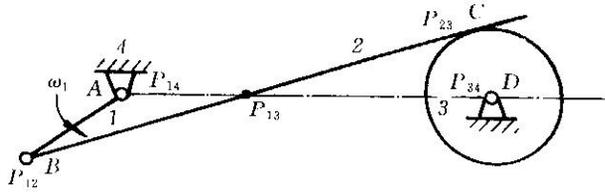
10. 画出图示机构的全部瞬心。

11. 图示机构中，曲柄 AB 以 ω_1 逆时针方向回转，通过齿条2与齿轮3啮合，使轮3绕轴 D 转动。

试用瞬心法确定机构在图示位置时轮3的角速度 ω_3 的大小和方向。（在图中标出瞬心，并用表达式表示 ω_3 。）

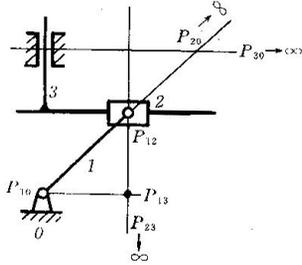


解：(1) 由三心定理 $\left. \begin{matrix} P_{14}, P_{34} \\ P_{12}, P_{23} \end{matrix} \right\}$ 求得 P_{13} ，为相对瞬心；
(2) $\omega_3 = \omega_1 \frac{P_{13}P_{14}}{P_{13}P_{34}}$ ，顺时针方向。



12. 试求图示机构的全部瞬心，并说明哪些是绝对瞬心。

解：共有六个瞬心，如图所示。



绝对瞬心为 P_{10}, P_{20}, P_{30} 。

13. 试求图示机构的全部瞬心，并应用瞬心法求构件3的移动速度 v_3 的大小和方向。图中已知数据 $h = 50\text{mm}$, $\phi_1 = 60^\circ$, $\omega_1 = 10\text{ rad/s}$ 。

解：

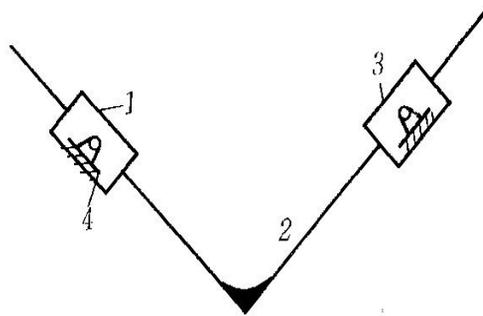
(1) 应用三心定理求瞬心如图所示。

(2) $\mu_l = 0.002\text{ m/mm}$ 。

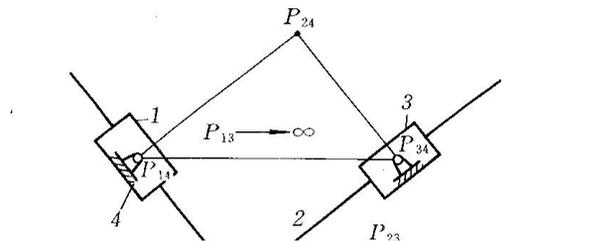
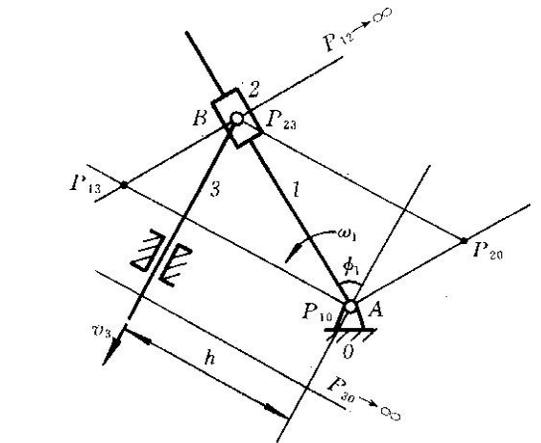
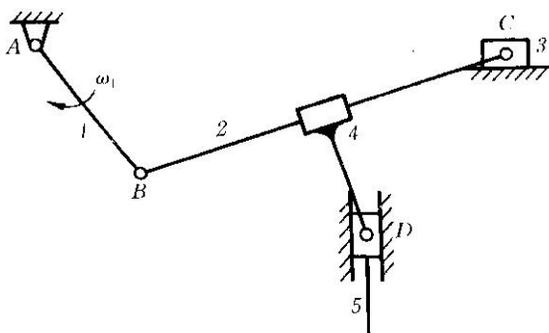
$$v_3 = \overline{P_{10}P_{13}} \cdot \mu_l \cdot \omega_1 = 34 \times 0.002 \times 10 = 0.68\text{ m/s}$$

方向如图。

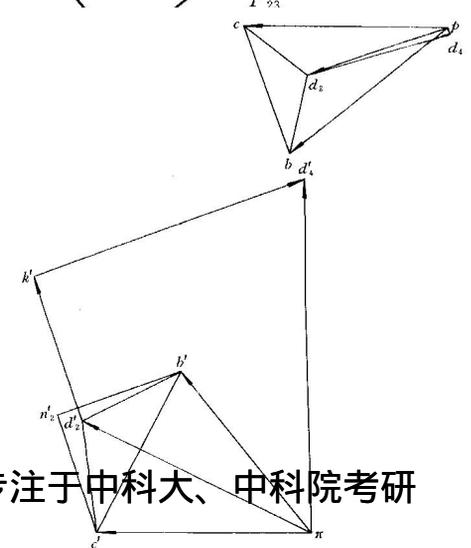
14. 试求图示机构的全部瞬心。



15. 已知各杆长度及位置如图所示，主动件1以等角速度 ω_1 运动，求：(1) v_3, a_3 ; (2) v_5, a_5 (用相对运动图解法，并列出的求解式。)



(1)
 $\vec{v}_C = \vec{v}_B +$
 , 选 μ_v 作



速度多边形，

可求得 $v_3 = v_C = \overline{pc} \mu_v$ ，方向如图。影像法求出 v_{D2} 。

$$\vec{v}_{D4} = \vec{v}_{D2} + \vec{v}_{D4D2}$$

可求得 $v_5 = v_{D4} = \overline{pd_4} \mu_v$ ，方向如图。

(2) $\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t$ ，选 μ_a 作加速度多边形。

可求得 $a_3 = a_C = \overline{\pi c} \mu_a$ ，方向如图。影像法求出 a_{D2} 。

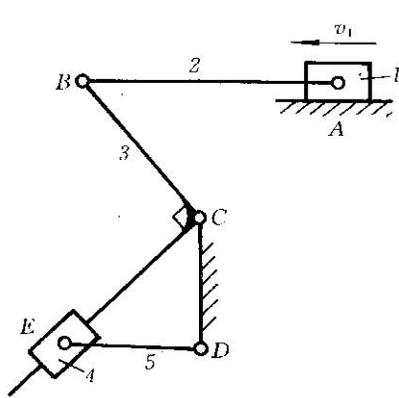
$$\vec{a}_{D4} = \vec{a}_{D2} + \vec{a}_{D4D2}^k + \vec{a}_{D4D2}^r$$

$\omega_2 = \omega_4$ ，为逆时针方向

$$a_{D4D2}^k = 2\omega_2 v_{D4D2} = 2(\overline{bc} \mu_v / l_{BC}) \overline{d_4 d_2} \mu_v$$
，方向如图 $d_2' k'$ 。

$a_5 = a_{D4} = \overline{\pi d_4} \mu_a$ ，方向如图。

16. 图示机构中，已知各构件尺寸、位置及 v_1 (为常数)。试用相对运动图解法求构件5的角速度 ω_5 及角加速度 α_5 。(比例尺任选。)



解：(1) 求 ω_5 ， $\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$ ，任取速度比例尺 μ_v 作速度多边形。

$\vec{v}_{E4} = \vec{v}_{E3} + \vec{v}_{E4E3}$ ，用速度影像法求得 e_3 点，

$$v_{E3} = \overline{pe_3} \mu_v, \quad v_{E5} = v_{E4}$$

$\therefore \omega_5 = v_{E5} / l_{ED} = v_{E4} / l_{ED} = \overline{pe_4} \mu_v / (\overline{ED} \mu_l)$ ，逆时针方向

(2) 求 α_5 ， $\vec{a}_B^n + \vec{a}_B^t = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$ ，其中 $a_A = 0$

$$a_{BA}^n = v_{BA}^2 / l_{AB} = (\overline{ab} \mu_v)^2 / l_{AB}, \quad a_B^n = v_B^2 / l_{BC} = (\overline{pb} \mu_v)^2 / l_{BC}$$

任取加速度比例尺 μ_a 作加速度多边形。

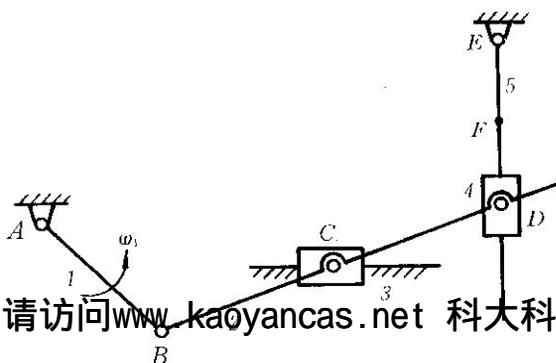
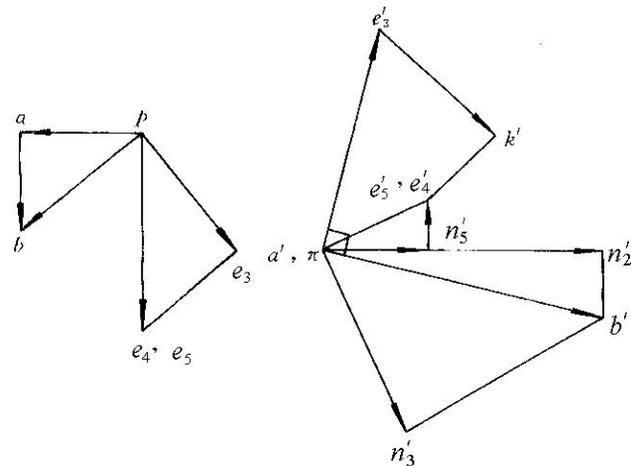
$$\vec{a}_{E4}^n + \vec{a}_{E4}^t = \vec{a}_{E3} + \vec{a}_{E4E3}^k + \vec{a}_{E4E3}^r$$

$$\text{其中 } a_{E4}^n = v_{E4}^2 / l_{ED} = (\overline{pe_4} \mu_v)^2 / l_{ED}$$

$$a_{E4E3}^k = 2\omega_3 v_{E4E3} = 2(\overline{pb} \mu_v / l_{BC}) \overline{e_3 e_4} \mu_v$$

利用加速度影像法得 e_3 点，则 $a_{E3} = \overline{\pi e_3} \mu_a$

$\therefore \alpha_5 = a_{E5}^t / l_{ED} = a_{E4}^t / l_{ED} = \overline{n_5 e_4} \mu_a / l_{ED}$ ，顺时针方向。



17. 在图示机构中，已知各杆尺寸， $BC = CD$ ， $EF = FD$ ，曲柄以 ω_1 匀速转动，试用相对运动图解法求 v_F 、 ω_5 、 a_F 、 α_5 。（要求列出矢量方程式，画出速度和加速度多边形。）

解：

(1) 求 v_F 、 ω_5

$$v_B = \omega_1 l_{AB}, \quad \overline{AB}$$

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}, \quad \text{取 } \mu_v \text{ 作速度多边形, } v_C = \overline{pc_2} \mu_v$$

$$\text{影像法求 } v_{D2} = \overline{pd_2} \mu_v = v_{D4}$$

$$\vec{v}_{D5} = \vec{v}_{D4} + \vec{v}_{D5D4}, \quad v_{D5} = \overline{pd_5} \mu_v$$

$$\text{影像法求 } v_F, \text{ 取 } \overline{pd_5} \text{ 中点 } f, \quad v_F = \overline{pf} \mu_v$$

$$\omega_5 = v_{D5} / l_{ED} = (\overline{pd_5} \mu_v) / (\overline{ED} \mu_l), \quad \text{逆时针方向}$$

向

(2) 求 a_F 、 α_5

$$a_B = a_B^n = \omega_1^2 l_{AB}$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t, \quad \text{取 } \mu_a \text{ 作加速度多边形,}$$

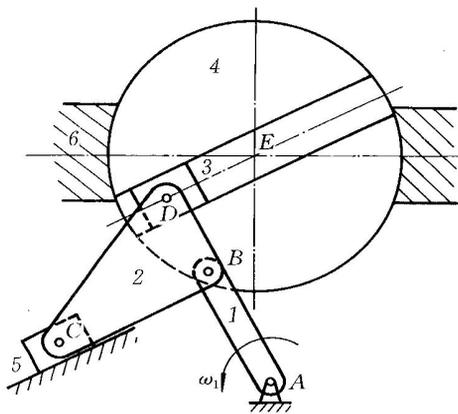
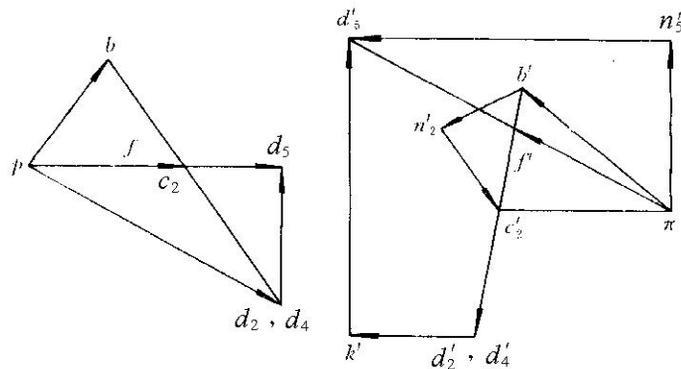
$$a_C = \pi c_2 \mu_a$$

$$\text{影像法求 } a_{D2} \text{ (} a_{DA} \text{),}$$

$$\vec{a}_{D5} = \vec{a}_{D5}^n + \vec{a}_{D5}^t = \vec{a}_{D4} + \vec{a}_{D5D4}^k + \vec{a}_{D5D4}^t$$

$$\text{影像法求 } a_F = \pi f' \mu_a,$$

$$\alpha_5 = a_{D5}^t / l_{DE} = (\overline{n_5 d_5} \mu_a) / (\overline{DE} \mu_l)$$



18. 在图示机构中，已知机构各尺寸，且

$$l_{BD} = l_{BC} / 2, \quad \text{图示位置}$$

$\angle EDB = \angle DBC = \angle ABC = 90^\circ$ ，以及 ω_1 。试

画出机构位置运动简图；以任意比例尺，用

相对运动图解法求 D_3 点的速度 v_{D3} 和加速度

a_{D3} ，以及构件4的角速度 ω_4 和角加速度 α_4 。

（需写出求解过程，所求各量只需写出表达式并在简图上标明方向。）

解：

(1) 机构位置运动简图如图a；

(2) B、C两点在此位置时速度大小、方向相同，

因为此时构件2作平动。

$$\therefore v_{D3} = v_{D2} = v_B = \omega_1 l_{AB}, \quad \text{方向与 } v_B \text{ 相同}$$

$$a_B = a_B^n = \omega_1^2 l_{AB}, \quad \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t$$

$$a_{CB}^n = 0, \quad a_C = 0, \quad \text{根据加速度影像原理得加速度矢量图如图b,}$$

$$\therefore a_{D3} = a_{D2} = \pi d_2' \mu_a$$

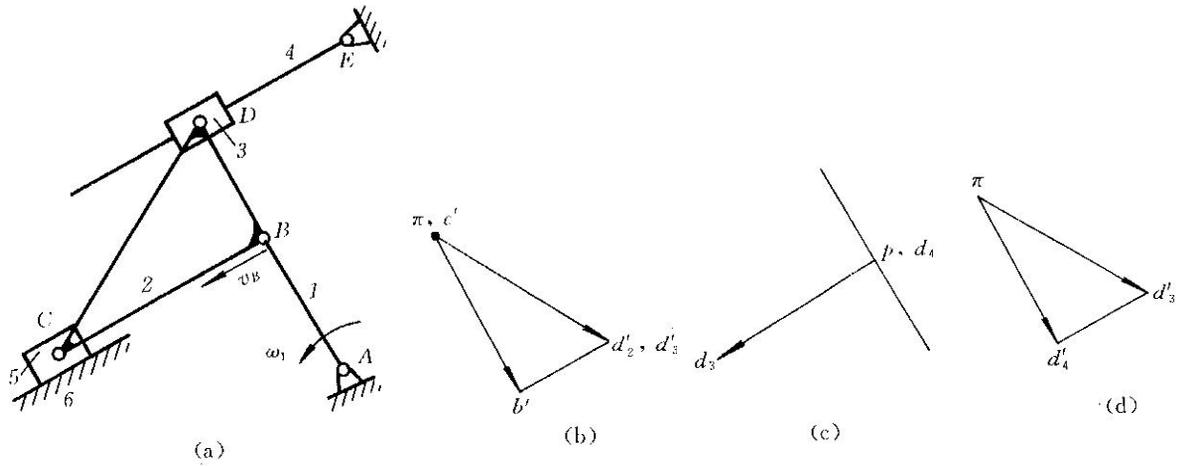
又 $\because \vec{v}_{D4} = \vec{v}_{D3} + \vec{v}_{D4D3}$,
 大小 ? \checkmark ?
 方向 \checkmark \checkmark \checkmark ,
 $v_{D4} = 0, \omega_4 = 0$

又 $\because \vec{a}_{D3} = \vec{a}_{D4}^n + \vec{a}_{D4}^t + \vec{a}_{D3D4}^k + \vec{a}_{D3D4}^r$
 大小 \checkmark \checkmark ? \checkmark ?
 方向 \checkmark \checkmark \checkmark \checkmark \checkmark

其中 $a_{D4}^n = 0$, 加速度矢量图如图d,

$a_{D3D4}^k = 2\omega_4 v_{D3D4}, a_{D4}^t = \pi d_4' \mu_a$

$\alpha_4 = a_{D4}^t / l_{DE}$, 逆时针方向



19. 在图示机构中，各杆尺寸已知，1为主动件， $\omega_1 = \text{常数}$ 。求 ω_4, α_4 。

解：(1) 速度分析 $\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}$ 选 μ_v 作速度多边形，

利用速度影像法求 v_{D4}

$\vec{v}_{D5} = \vec{v}_{D4} + \vec{v}_{D5D4}$

得 $\omega_4 = \omega_5 = v_{D5} / l_{DE} = (\overline{pd_5 \mu_v}) / (\overline{DE \mu_l})$, 顺时针方向

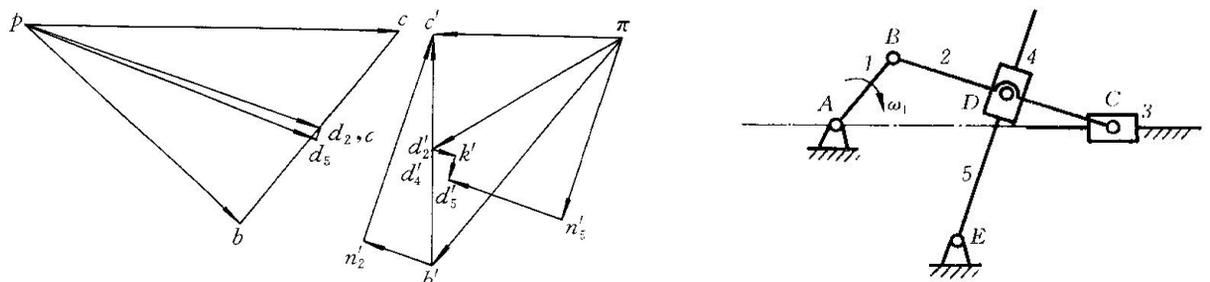
(2) 加速度分析

$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t$

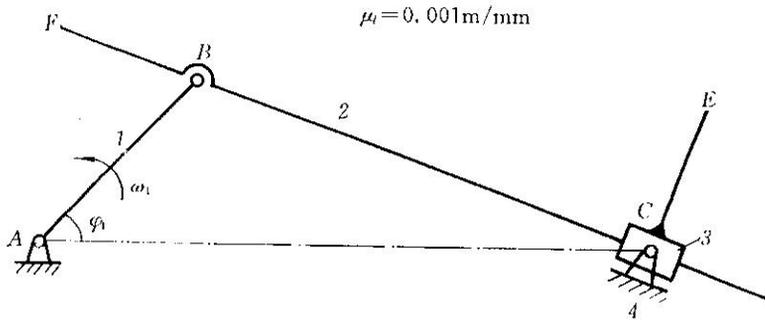
选 μ_a 作加速度多边形，利用加速度影像法求 a_{D4}

$\vec{a}_{D5}^n + \vec{a}_{D5}^t = \vec{a}_{D4} + \vec{a}_{D5D4}^k + \vec{a}_{D5D4}^r$

得 $\alpha_4 = \alpha_5 = a_{D5}^t / l_{DE} = (\overline{n_5 d_5 \mu_a}) / (\overline{DE \mu_l})$, 逆时针方向



20. 已知图示摇块机构 $l_{AB} = 30 \text{ mm}$, $l_{AC} = 80 \text{ mm}$, $l_{CE} = 20 \text{ mm}$, $l_{BF} = 20 \text{ mm}$, $\omega_1 = 10 \text{ rad/s}$ (常数), $\varphi_1 = 45^\circ$ 。试用相对运动图解法求: (1) v_E 、 v_F 、 ω_2 ; (2) a_E 、 a_F 、 α_2 。



$$(1) \vec{v}_{C2} = \vec{v}_{C3} + \vec{v}_{C2C3}, \quad \vec{v}_{C2} = \vec{v}_B + \vec{v}_{C2B}, \quad v_B = l_{AB} \omega_1 = 300 \text{ mm/s}$$

作速度多边形: $\omega_2 = \overline{bc_2} \mu_v / l_{BC} = 2 \text{ rad/s}$, 顺时针方向

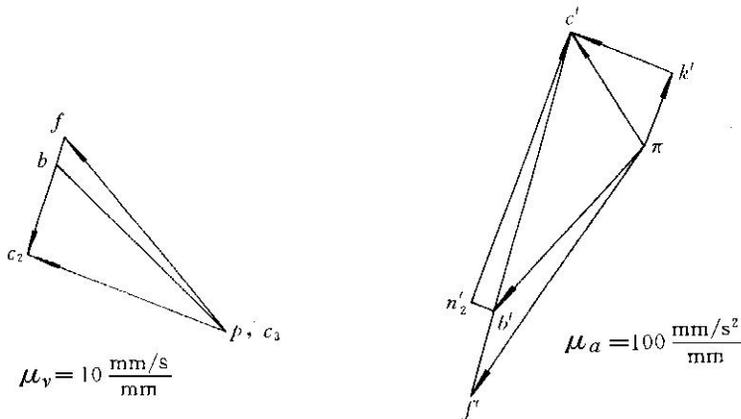
$$v_E = \omega_2 l_{EC} = 40 \text{ mm/s}, \quad v_F = \overline{pf} \mu_v = 325 \text{ mm/s}$$

$$(2) \vec{a}_{C2} = \vec{a}_{C3} + \vec{a}_{C2C3}^k + \vec{a}_{C2C3}^r, \quad \vec{a}_{C2} = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t$$

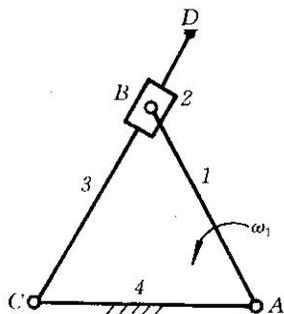
$$a_{C2C3}^k = 2v_{C2C3} \omega_2 = 1120 \text{ mm/s}^2, \quad a_B = \omega_1^2 l_{AB} = 3000 \text{ mm/s}^2$$

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 l_{BC} = 256 \text{ mm/s}^2, \quad \alpha_2 = \overline{n_2c} \mu_a / l_{BC} = 60.8 \text{ rad/s}^2, \text{ 逆时针方向}$$

$$a_E = 1218.6 \text{ mm/s}^2, \quad a_F = \overline{f'a} \mu_a = 4100 \text{ mm/s}^2$$



21. 图示机构已知各杆尺寸, $\omega_1 = \text{常数}$ 。试用相对运动图解法求构件3上点D的速度 v_D 和加速度 a_D 及构件2的 ω_2 、 α_2 。(写出矢量式, 画出速度、加速度图。)



解:

$$(1) \vec{v}_{B3} = \vec{v}_{B2} + \vec{v}_{B3B2}$$

$$\vec{v}_{B2} = \vec{v}_{B1} = \omega_1 l_{AB}$$

$$\omega_2 = \omega_3 = v_{B3} / l_{BC}, \text{ 逆时针方向}$$

用影像法求 v_D , $v_D = \overline{pd} \mu_v$

$$(2) \vec{a}_{B3} = \vec{a}_{B3}^n + \vec{a}_{B3}^t = \vec{a}_{B2} + \vec{a}_{B3B2}^k + \vec{a}_{B3B2}^r$$

$$a_{B2} = a_{B1} = \omega_1^2 l_{AB}$$

$$a_{B3} = \overline{\pi b_3} \mu_a, \quad a_{B3}^t = \overline{n_3' b_3'} \mu_a$$

$$\alpha_3 = a_{B3}^t / l_{BC}, \quad \alpha_2 = \alpha_3$$

$$a_D = a_{B3} \overline{DC/BC}, \quad \text{影像法对应边成比例。}$$

$$(1) \vec{v}_{B3} = \vec{v}_{B2} + \vec{v}_{B3B2}$$

$$\vec{v}_{B2} = \vec{v}_{B1} = \omega_1 l_{AB}$$

$$\omega_2 = \omega_3 = v_{B3} / l_{BC}, \quad \text{逆时针方向}$$

用影像法求 v_D , $v_D = \overline{pd} \mu_v$

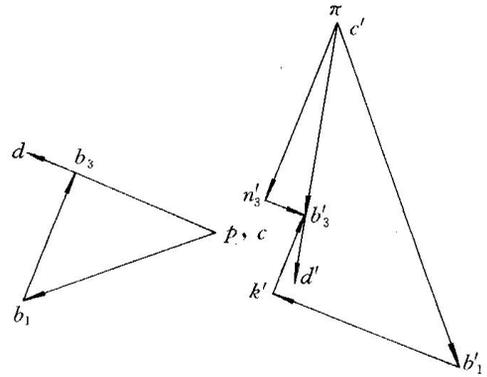
$$(2) \vec{a}_{B3} = \vec{a}_{B3}^n + \vec{a}_{B3}^t = \vec{a}_{B2} + \vec{a}_{B3B2}^k + \vec{a}_{B3B2}^r$$

$$a_{B2} = a_{B1} = \omega_1^2 l_{AB}$$

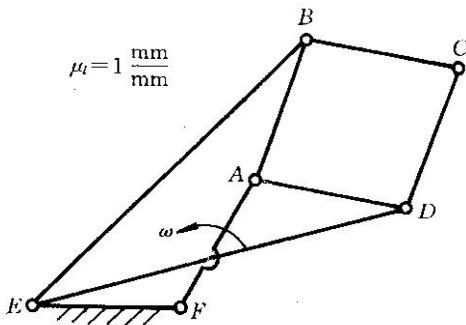
$$a_{B3} = \overline{\pi b_3} \mu_a, \quad a_{B3}^t = \overline{n_3' b_3'} \mu_a$$

$$\alpha_3 = a_{B3}^t / l_{BC}, \quad \alpha_2 = \alpha_3$$

$$a_D = a_{B3} \overline{DC/BC}, \quad \text{影像法对应边成比例。}$$



22. 图示直线机构中 $l_{AF} = l_{EF} = 20\text{mm}$, $l_{BE} = l_{DE} = 50\text{mm}$, $l_{AB} = l_{BC} = l_{CD} = l_{DA} = 20\text{mm}$, 构件 AF 的角速度 $\omega = 1\text{rad/s}$, 求 v_B 、 v_D 、 v_C 。



解:

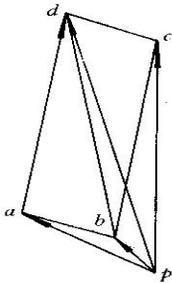
$$(1) \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$$

$$v_A = \omega l_{AF} = 20\text{mm/s} = 0.02\text{m/s}$$

$$\mu_v = 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$v_B = \overline{pb} \mu_v = 8\text{mm/s} = 0.008\text{m/s}$$

$$(2) \vec{v}_D = \vec{v}_A + \vec{v}_{DA}, \quad \text{得 } d$$

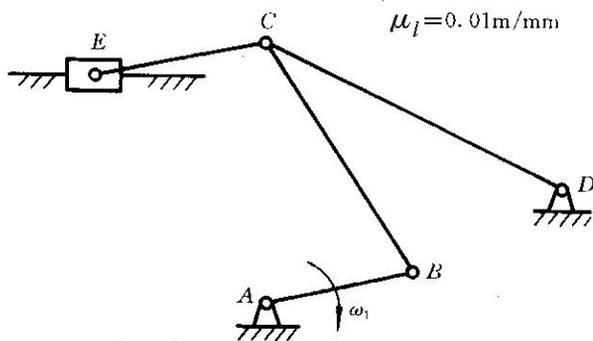


$$v_D = \overline{pd} \mu_v = 46\text{mm/s} = 0.046\text{m/s}$$

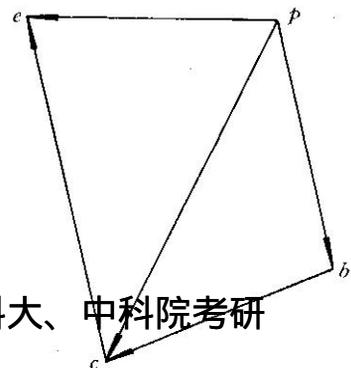
$$(3) \vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB} = \vec{v}_D + \vec{v}_{CD}, \quad \text{得 } c$$

$$v_C = \overline{pc} \mu_v = 40\text{mm/s} = 0.04\text{m/s}$$

23. 图示为干草压缩机运动简图，已知 $\omega_1 = 10\text{rad/s}$ (常数)，试用相对运动图解法求 v_E 。



$$\mu_v = 0.05 \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}$$



23. 解:
总分10分。

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}$$

$$v_B = \omega_1 \overline{AB} \mu_l = 2 \text{ m/s}$$

$$\vec{v}_E = \vec{v}_C + \vec{v}_{EC}$$

图解的速度多边形如图示

$$\text{由此 } v_E = \overline{pe} \mu_v = 40 \times 0.05 = 2 \text{ m/s}$$

方向：由 p 指向 e

第4章 平面机构的力分析

I. 填空题

1对机构进行力分析的目的在于：(1)确定各运动副的约束反力；(2)为了使原动件按给定规律运动而应加于机械中的平衡力(或力矩)。

2所谓静力分析是指不计入惯性力的一种力分析方法，它一般适用于低速机械或对高速机械进行辅助计算情况。

3所谓动态静力分析是指将惯性力视为外力加到构件上进行静力平衡计算的一种力分析方法，它一般适用于高速机械情况。

4绕通过质心并垂直于运动平面的轴线作等速转动的平面运动构件，其惯性力 $P_I = \underline{0}$ ，在运动平面中的惯性力偶矩 $M_I = \underline{0}$ 。

5在滑动摩擦系数相同条件下，槽面摩擦比平面摩擦大，其原因是前者的当量摩擦系数 f_v 大于后者的摩擦系数 f 。前者接触面的正压力的数值和大于后者。

6机械中三角带传动比平型带传动用得更为广泛，从摩擦角度来看，其主要原因是三角带属槽面摩擦性质，当量摩擦系数较平面摩擦系数大，故传力大。

7设机器中的实际驱动力为 \bar{P} ，在同样的工作阻力和不考虑摩擦时的理想驱动力为 \bar{P}_0 ，则机器效率的计算式是 $\eta = P_0/P$ 。

8设机器中的实际生产阻力为 \bar{Q} ，在同样的驱动力作用下不考虑摩擦时能克服的理想生产阻力为 \bar{Q}_0 ，则机器效率的计算式是 $\eta = Q/Q_0$ 。

9在认为摩擦力达极限值条件下计算出机构效率 η 后，则从这种效率观点考虑，机器发生自锁的条件是 $\eta \leq 0$ 。

10设螺纹的升角为 λ ，接触面的当量摩擦系数为 f_v ，则螺旋副自锁的条件是 $\lambda \leq \arctg f_v$ 。

II. 选择题

1在机械中阻力与其作用点速度方向 D。

A). 相同; B). 一定相反; C). 成锐角; D). 相反或成钝角。

2在机械中驱动力与其作用点的速度方向 C。

A) 一定同向; B) 可成任意角度; C) 相同或成锐角; D) 成钝角。

3在车床刀架驱动机构中，丝杠的转动使与刀架固联的螺母作移动，则丝杠与螺母之间的摩擦力矩属于 C。

A) 驱动力; B) 生产阻力; C) 有害阻力; D) 惯性力。

4风力发电机中的叶轮受到流动空气的作用力，此力在机械中属于 A。

A) 驱动力; B) 生产阻力; C) 有害阻力; D) 惯性力。

5在空气压缩机工作过程中，气缸中往复运动的活塞受到压缩空气的压力，此压力属于 B。

A) 驱动力; B) 生产阻力; C) 有害阻力; D) 惯性力。

6在外圆磨床中，砂轮磨削工件时它们之间的磨削力是属于 C。

A) 驱动力; B) 有害阻力; C) 生产阻力; D) 惯性力。

7在带传动中，三角胶带作用于从动带轮上的摩擦力是属于 A。

A) 驱动力; B) 有害阻力; C) 生产阻力; D) 惯性力。

8在机械中，因构件作变速运动而产生的惯性力 D。

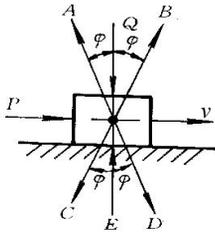
A)一定是驱动力； B)一定是阻力； C)在原动机中是驱动力，在工作机中是阻力； D)无论在什么机器中，它都有时是驱动力，有时是阻力。

9考虑摩擦的转动副，不论轴颈在加速、等速、减速不同状态下运转，其总反力的作用线 C 切于摩擦圆。 A)都不可能； B)不全是； C)一定都。

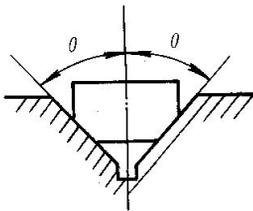
10三角螺纹的摩擦 C 矩形螺纹的摩擦，因此，前者多用于E。
A)小于； B)等于； C)大于； D)传动； E)紧固联接。

11构件1、2间的平面摩擦的总反力 \vec{R}_{12} 的方向与构件2对构件1的相对运动方向所成角度恒为 C。 A) 0° ； B) 90° ； C)钝角； D)锐角。

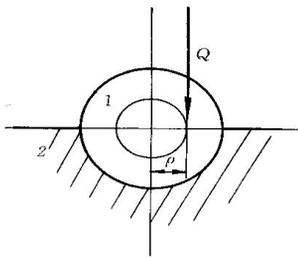
12图示平面接触移动副， \vec{Q} 为法向作用力，滑块在 \vec{P} 力作用下沿 v 方向运动，则固定件给滑块的总反力应是图中 A 所示的作用线和方向。



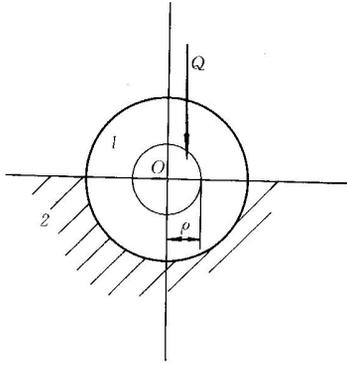
13图示槽面接触的移动副，若滑动摩擦系数为 f ，则其当量摩擦系数 $f_v =$ B。
A) $f \sin \theta$ B) $f / \sin \theta$ C) $f \cos \theta$ D) $f / \cos \theta$



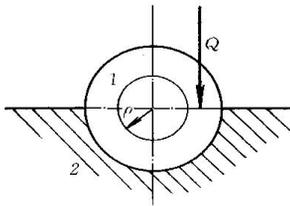
14图示轴颈1与轴承2组成转动副，细实线的圆为摩擦圆，运动着的轴颈1受着外力(驱动力) \vec{Q} 的作用，则轴颈1应作 A 运动。 A)等速； B)加速； C)减速。



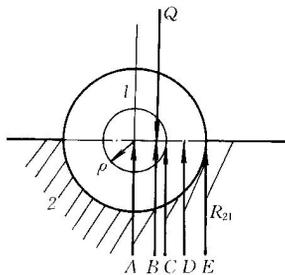
15图示轴颈1与轴承2组成转动副，细实线的圆为摩擦圆，运动着的轴颈1受到外力(驱动力) \vec{Q} 的作用，则轴颈1应作 C 运动。 A)等速； B)加速； C)减速。



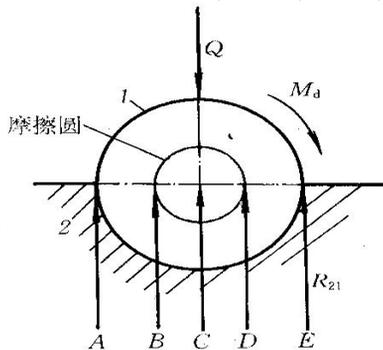
16轴颈I与轴承2组成转动副，细实线的圆为摩擦圆，轴颈I受到外力(驱动力) \vec{Q} 的作用，则轴颈I应作___B___运动。A)等速；B)加速；C)减速。



17图示正在转动的轴颈I与轴承2组成转动副。 \vec{Q} 为外力(驱动力)，摩擦圆的半径为 ρ 。则全反力 \vec{R}_{21} 应在位置___C___。1)A；2)B；3)C；4)D；5)E。



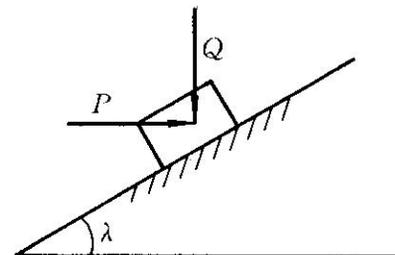
18图示轴颈I在驱动力矩 M_d 作用下加速运转， \vec{Q} 为载荷，则轴颈所受全反力 \vec{R}_{21} 应是图中所示的___D___。1)A；2)B；3)C；4)D；5)E。



19根据机械效率 η ，判别机械自锁的条件是C。A) $\eta \geq 1$ ；B) $0 < \eta < 1$ ；C) $\eta \leq 0$ ；D) η 为 ∞ 。

20图示斜面机构中设摩擦角为 φ ，要求反行程即滑块下滑时自锁，则应满足___B___条件。

A) \vec{Q} 为驱动力， $\lambda > \varphi$ ； B) \vec{Q} 为驱动力， $\lambda \leq \varphi$ ； C) \vec{Q} 为阻力，



$\lambda > \varphi$ D) \vec{Q} 为阻力, $\lambda \leq \varphi$ 。

21在由若干机器并联构成的机组中,若这些机器的单机效率均不相同,其中最高效率和最低效率分别为 η_{\max} 和 η_{\min} ,则机组的总效率 η 必有如下关系: D。

- A) $\eta < \eta_{\min}$; B) $\eta > \eta_{\max}$; C) $\eta_{\min} \leq \eta \leq \eta_{\max}$; D) $\eta_{\min} < \eta < \eta_{\max}$ 。

22在由若干机器并联构成的机组中,若这些机器中单机效率相等均为 η_0 ,则机组的总效率 η 必有如下关系: C。 A) $\eta > \eta_0$; B) $\eta < \eta_0$;

- C) $\eta = \eta_0$; D) $\eta = \eta_0^n$ (n 为单机台数)。

23在由若干机器串联构成的机组中,若这些机器的单机效率均不相同,其中最高效率和最低效率分别为 η_{\max} 和 η_{\min} ,则机组的总效率 η 必有如下关系: A。

- A) $\eta = \eta_{\min}$; B) $\eta = \eta_{\max}$; C) $\eta_{\min} \leq \eta \leq \eta_{\max}$; D) $\eta_{\min} < \eta < \eta_{\max}$ 。

24反行程自锁的机构,其正行程效率C,反行程效率D。

- A) $\eta > 1$; B) $\eta = 1$; C) $0 < \eta < 1$; D) $\eta \leq 0$;

25自锁机构一般是指B的机构。A)正行程自锁; B)反行程自锁; C)正反行程都自锁。

26在其他条件相同的情况下,矩形螺纹的螺旋与三角螺纹的螺旋相比,前者C

- A)效率较高,自锁性也较好; B)效率较低,但自锁性较好;
C)效率较高,但自锁性较差; D)效率较低,自锁性也较差。

III. 问答题

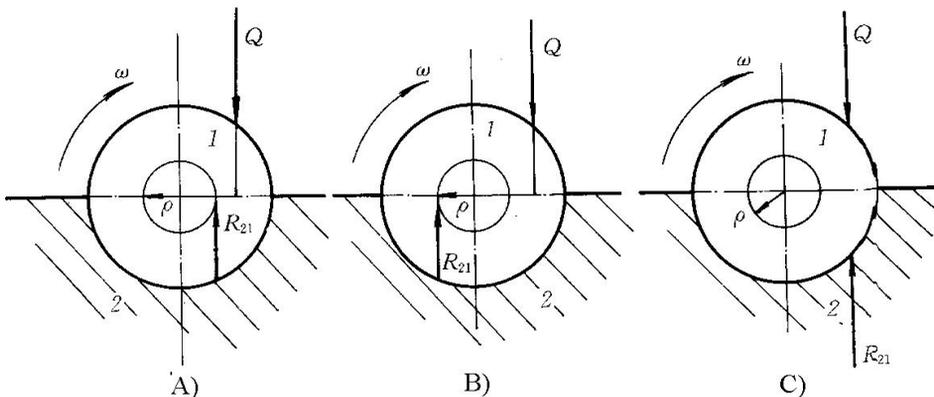
1以转动副联接的两构件,当外力(驱动力)分别作用在摩擦圆之内、之外,或与该摩擦圆相切时,两构件将各呈何种相对运动状态?

答: 1)当外力作用于摩擦圆内时,原来静止仍静止;原来运动则做减速相对运动;
2)当外力作用于摩擦圆外时,作相对加速运动; 3)当外力切于摩擦圆,原来静止仍静止,原来运动则作等速运动。

2图示轴颈I在轴承2中沿 ω 方向转动, \vec{Q} 为驱动力, ρ 为摩擦圆半径。

(1)试判断图A、B、C中哪个图的总反力 \vec{R}_{21} 是正确的?

(2)针对正确图形,说明轴颈是匀速、加速、减速运动还是自锁?

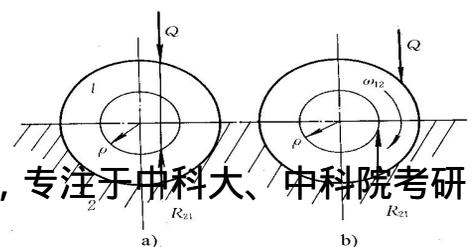


(1)图A正确; (2)加速运动

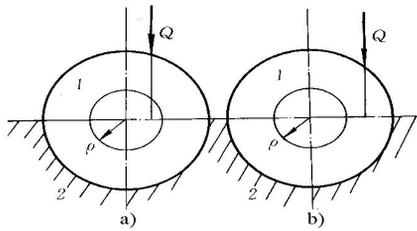
3图示径向轴承,细线表示摩擦圆,初始状态静止不动。

(1)在 \vec{Q} 力作用下,两图中轴颈的运动状态将是怎样的(静止、减速、等速、加速)?

(2)在两图上画出轴承对轴颈的反力 \vec{R}_{21} 。



(1)图a: 静止; (2)图b:



加速。

4若机器的输出功为 A_r , 损耗功为 A_f , 试写

出用 A_r , A_f 表达的机器输入功 A_d , 并给出机器效率 η 的公式。

答(1) $A_d = A_r + A_f$

$$\eta = \frac{A_r}{A_d} = \frac{A_r}{A_r + A_f} = 1 - \frac{A_f}{A_r + A_f}$$

(2)

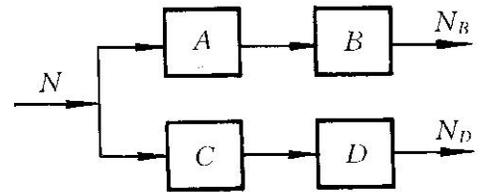
$$\eta = \frac{A_d - A_f}{A_d} = 1 - \frac{A_f}{A_d}$$

或

5图示为由A、B、C、D四台机器组成的机械系统, 设各单机效率分别为 η_A 、 η_B 、 η_C 、 η_D , 机器B、D的输出功率分别为 N_B 和 N_D 。

(1)试问该机械系统是属串联、并联还是混联方式?

(2)写出该系统应输入总功率 N 的计算式。



总分: 5分(1)混联方式。(1)2分

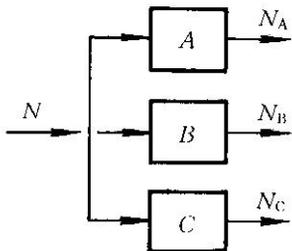
$$N = \frac{N_B}{\eta_A \eta_B} + \frac{N_D}{\eta_C \eta_D}$$

(2)3分

6图示为由机械A、B、C组成的机械系统, 它们的效率分别为 η_A 、 η_B 、 η_C , 输出功率分别为 N_A 、 N_B 、 N_C 。

(1)试问该机械系统是属于串联、并联还是混联系统?

(2)写出该系统应输入总功率 N 的计算式。



$$N = \frac{N_A}{\eta_A} + \frac{N_B}{\eta_B} + \frac{N_C}{\eta_C}$$

(1)属于并联系统。(2)

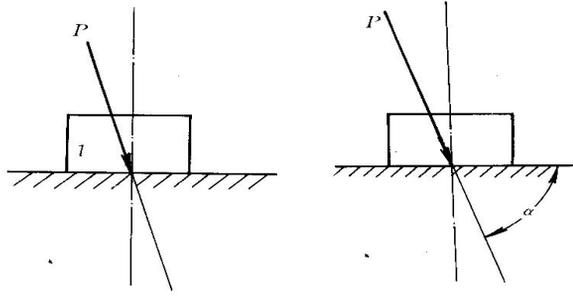
7何谓机械自锁? 举出两种工程中利用机械自锁完成工作要求的实例。

(1)不论驱动力为多大, 始终克服不了相应的有害阻力, 不论机器原来运动情况如何, 最终必处于静止状态。它可以 $\eta \leq 0$, 或驱动力恒小于有害阻力等方式来描述。

(2)每举一个实例并属正确的得1分。

8图示滑块I受到驱动力 \vec{P} 的作用, 移动副间的摩擦系数为 f 。试:

(1)在图上标出压力角 α ; (2)写出自锁条件。



(1)压力角标注见图。(2)自锁条件： $\alpha \geq 90^\circ - \varphi$, $\varphi = \arctan f$ 。

9具有自锁性的蜗杆蜗轮传动，工作时应以哪个构件为主动件？自锁的几何条件是什么？

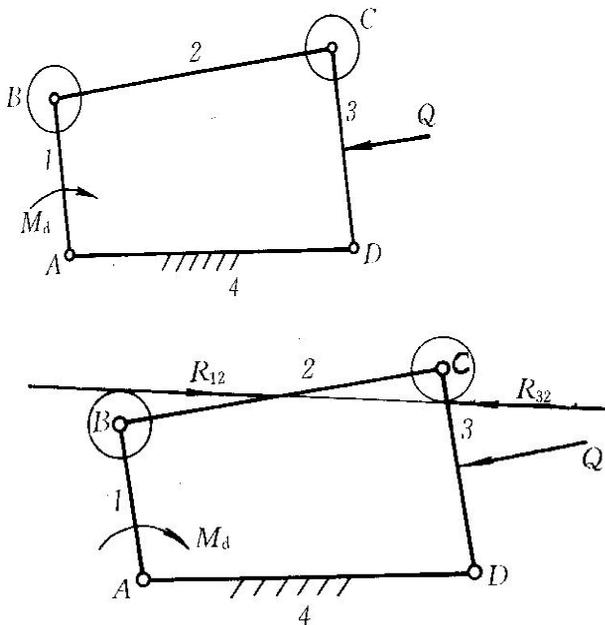
工作时应以蜗杆为主动 自锁几何条件是蜗杆升角 $\lambda \leq$ 当量摩擦角 φ 。

10具有自锁性的机构其正、反行程的机械效率是否相等？为什么？

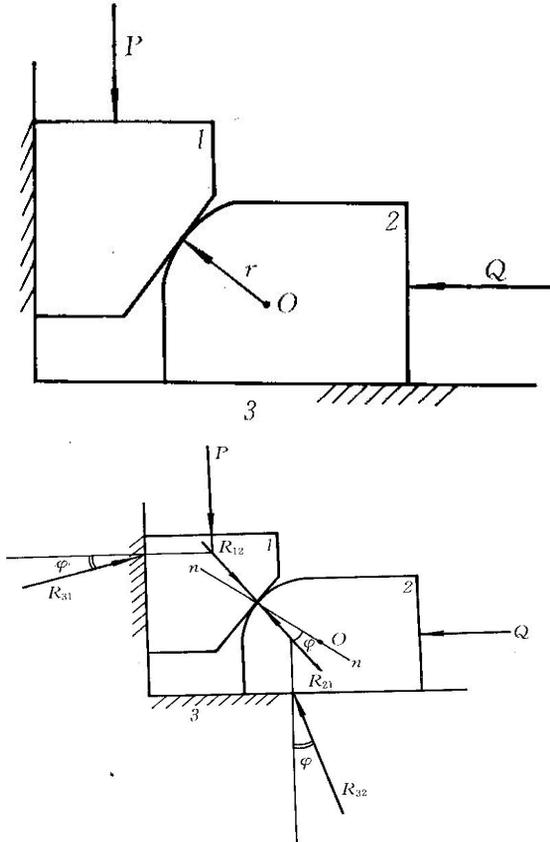
(1)不相等。

(2)因为具有自锁性机械反行程的效率 $\eta \leq 0$ ，而正行程的机械效率 η 恒大于零。

11图示铰链四杆机构，在铰链B、C处的细线大圆为该处之摩擦圆。 M_d 为驱动力矩， \bar{Q} 为生产阻力。试画出在图示位置时，连杆2所受力的作用线及方向。

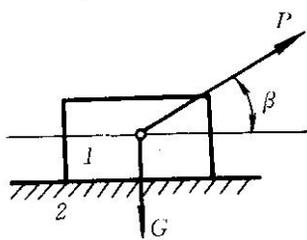


12图示机构中，各摩擦面间的摩擦角均为 φ ， \bar{Q} 为生产阻力， \bar{P} 为驱动力。试在图中画出各运动副的总反力： \bar{R}_{32} 、 \bar{R}_{12} 、 \bar{R}_{31} (包括作用线位置与指向)。



IV. 图解题

1重量 $G = 40\text{N}$ 的滑块 I ，在倾角 $\beta = 30^\circ$ 的 \vec{P} 力作用下沿水平面作等速运动，若接触面的摩擦系数 $f = 0.286$ ，试用图解法求驱动力 \vec{P} 。



(1) $\varphi = \arctg f = 15^\circ$

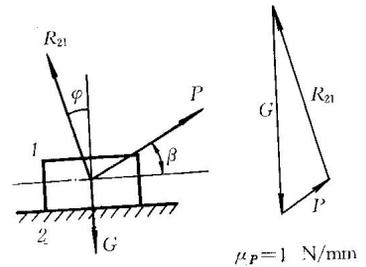
(2) 作出 R_{21}

(3) 列矢量方程：

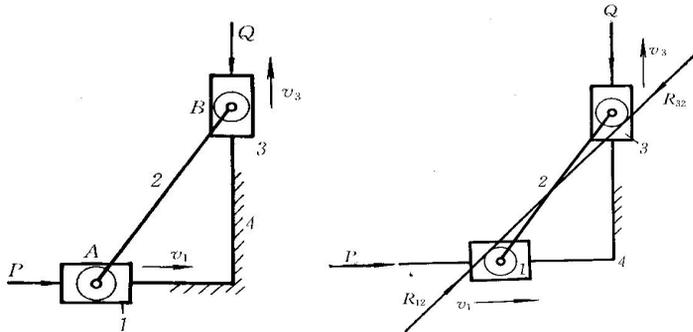
$$\vec{G} + \vec{P} + \vec{R}_{21} = 0,$$

画力三角形解得：

$$P = 12\text{N}.$$

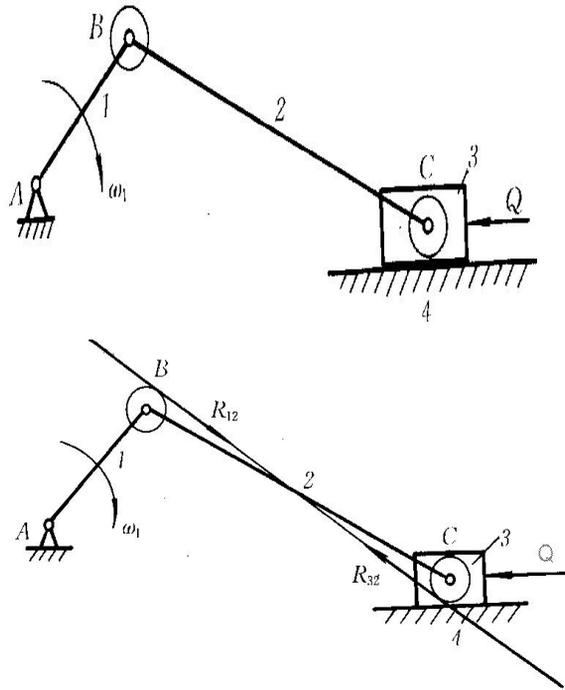


2在图示双滑块机构中，转动副 A 与 B 处的细线小圆表示摩擦圆，在滑块 I 上加 \vec{P} 力驱动滑块 3 向上运动。试在图上画出构件 2 所受作用力的作用线。



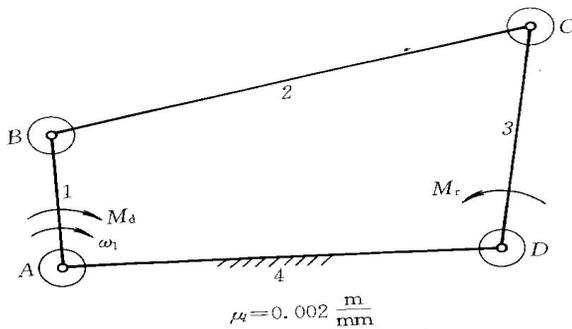
3在图示的曲柄滑块机构中，细线小圆表示转动副处的摩擦圆。试在图上画出图

示瞬时作用在连杆BC上的运动副总反力的方向。

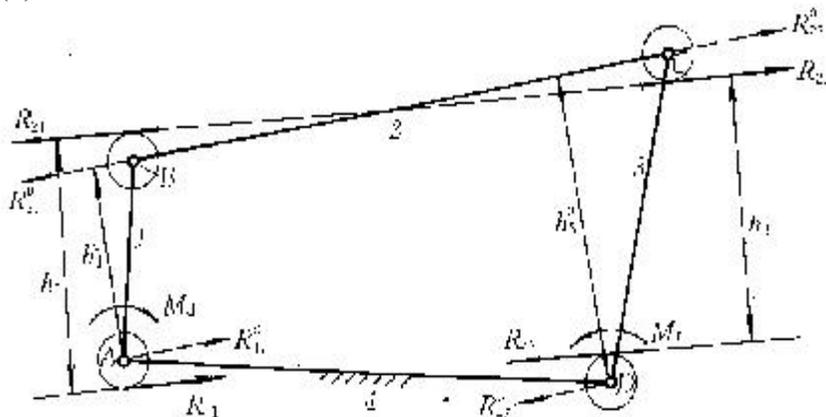


4图示曲柄摇杆机构的运动简图，曲柄1为原动件，各铰链处所画大圆为摩擦圆。已知摇杆3上的阻力矩 $M_r = 40 \text{ Nm}$ 。试确定：

- (1) 不考虑各铰链中的摩擦时，需加的驱动力矩 M_d^0 ；
- (2) 考虑摩擦时的驱动力矩 M_d ；
- (3) 机构的瞬时机械效率 η 。



(1) 不考虑摩擦情况



$$\mu = 0.002 \frac{N}{mm^2} \quad R_{23}^0 = \frac{M_r}{\mu_l h_3^0} = \frac{40}{0.002 \times 47} = 425.5 \quad N$$

$$\bar{R}_{21}^0 = -\bar{R}_{23}^0 \quad M_d^0 = R_{21}^0 h_1^0 \mu_l = 425.5 \times 29 \times 0.002 = 24.68 \text{ Nm}$$

$$R_{23} = \frac{M_r}{h_3 \mu_l} = \frac{40}{40 \times 0.002} = 500 \quad N$$

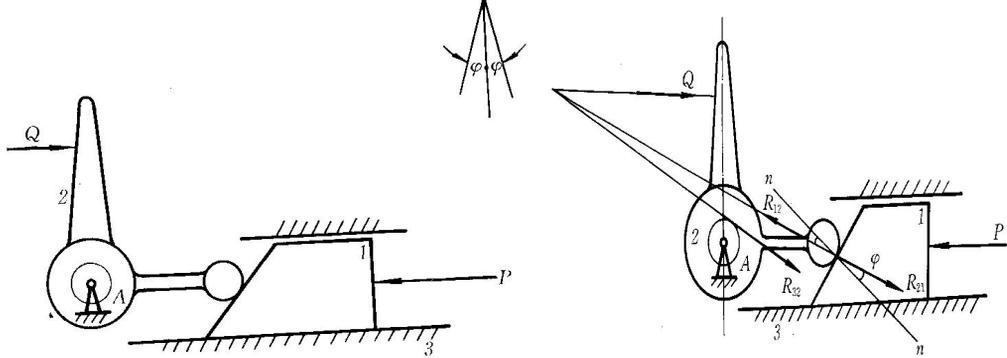
(2) 考虑摩擦情况

$$M_d = R_{21} h_1 \mu_l = 500 \times 38 \times 0.002 = 38 \text{ Nm}$$

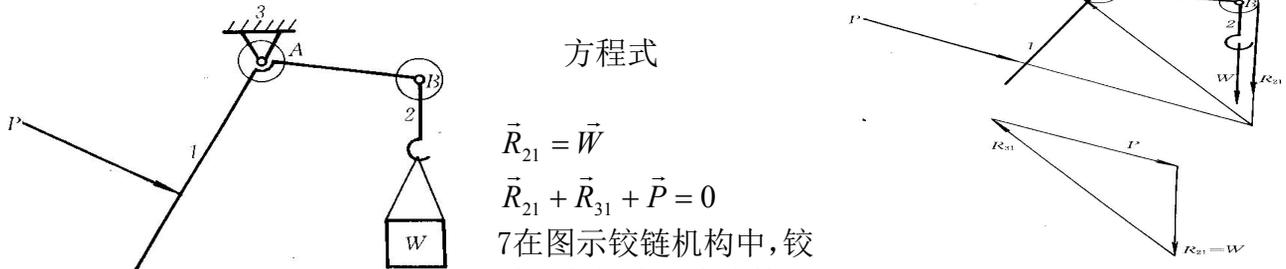
$$\eta = \frac{M_d^0}{M_d} = \frac{24.68}{38} = 65\%$$

(3) 效率

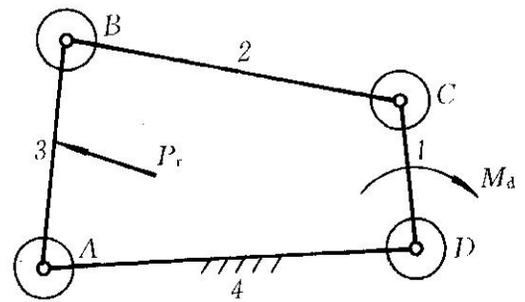
5图示机构。P为驱动力，Q为阻力，A处细实线圆为摩擦圆，移动副摩擦角为φ。试在图上直接画出构件2上各副总反力R12、R32的作用线与方向。

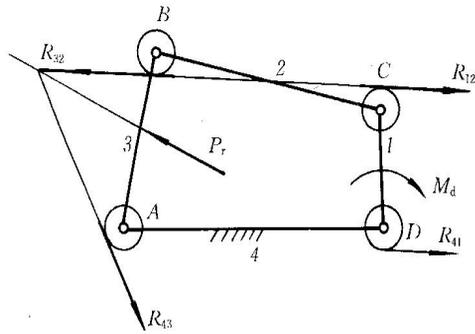


6图示杠杆机构。A、B处细线圆为摩擦圆。试用图解法画出在驱动力作用下提起重物W时，约束总反力R21、R31的作用线。



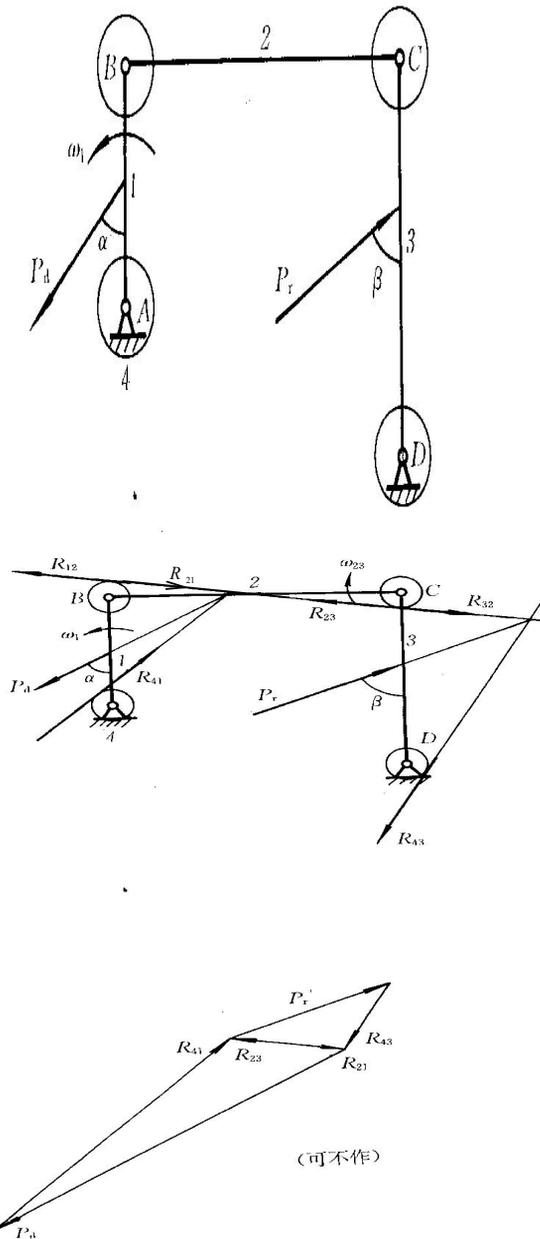
7在图示铰链机构中，铰链处各细线圆为摩擦圆，Md为驱动力矩，Pr为生产阻力。在图上画出下列约束反力的方向与作用位置：R12、R32、R43、R41。





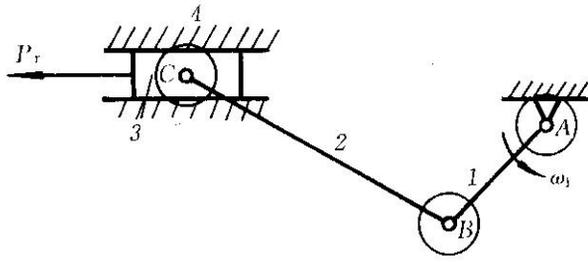
8图示铰链四杆机构，已知 \vec{P}_r 为生产阻力，驱动力 \vec{P}_d 的方向如图，A、B、C、D处的细线圆为摩擦圆。试在机构图上画出各运动副的总反力(位置及指向)：

\vec{R}_{43} 、 \vec{R}_{23} 、 \vec{R}_{21} 、 \vec{R}_{41}

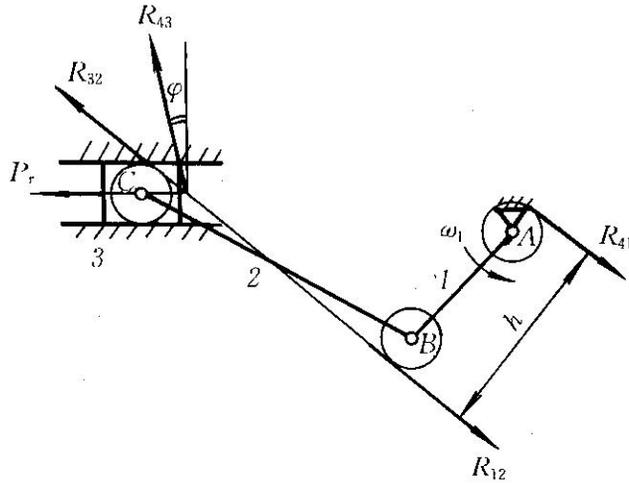


9在图示机构中构件I为主动件，细线大圆为转动副中的摩擦圆，移动副中的摩擦角 $\varphi = 10^\circ$ ， P_r 为生产阻力。(1)试在图上画出各运动副处的反力；(2)求出应加

于构件1上的平衡力矩 M_b (写出其计算式并说明其方向)。

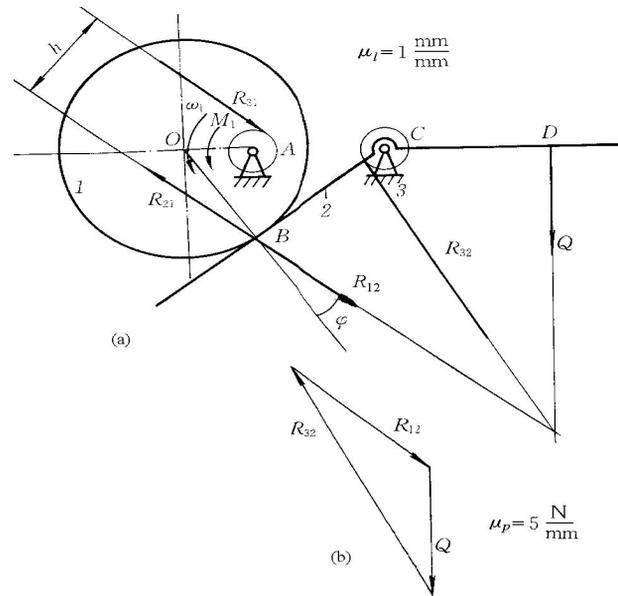
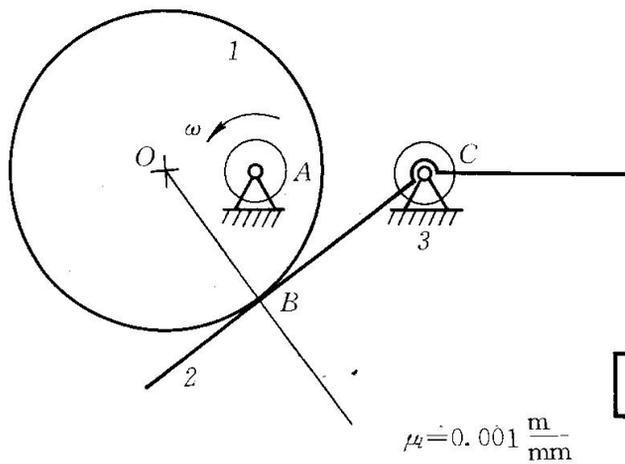


(1)



(2) $M_b = R_{12} \cdot h \cdot \mu_l$, 转向同 ω_1 。

10图示为偏心圆凸轮杠杆机构运动简图，转动副的摩擦圆半径 $\rho=5\text{mm}$ ，滑动副处摩擦角 $\varphi=15^\circ$ 。试用图解法求在图示位置时，为提起 $Q=150\text{N}$ 的重物所应加于凸轮1上的平衡力矩 M_1 (方向、大小)。



(1) 作出各反力的作用线如图a

$\mu_l = 1\text{mm/mm}$, $\mu_p = 5\text{N/mm}$ (1) 6分

(2) 矢量方程: $\vec{Q} + \vec{R}_{32} + \vec{R}_{12} = 0$ 作出力三角形如图b

(3) 平衡力矩: $M_1 = R_{12} h \mu_l = 37 \times 5 \times 22 \times 1 = 4070\text{N}\cdot\text{mm} = 4.07\text{N}\cdot\text{m}$

11图示六杆机构运动简图。已知机构尺寸及作用在滑块上的生产阻力 \vec{Q} 。在不计

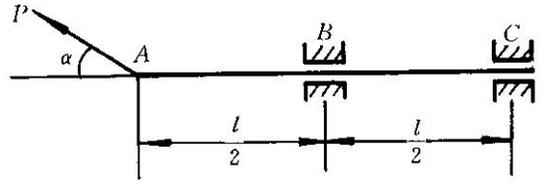
$$(1) P = 2Qf_v \text{ 所以 } Q = \frac{P}{2f_v}$$

$$(2) \text{ 又 } f_v = \frac{f}{\sin \beta} = \frac{0.15}{\sin 60^\circ} = 0.173$$

$$(3) \text{ 所以 } Q = \frac{1000}{2 \times 0.173} = 2980 \text{ N}$$

2 已知滑杆端点A作用有驱动力 \vec{P} ，夹角为 α ， $\overline{AB} = \overline{BC} = \frac{l}{2}$ ，摩擦系数为 f ，杆重力忽略不计。求：

- (1) \vec{P} 力拉动滑杆时的效率 η 。
 (2) \vec{P} 力能拉动滑杆时 α 最大值不能大于多少？



(1) 作出各反力作用线如图。 $\varphi = \arctg f$

(2) $\sum M_A = 0$ ，得

$$R_B \frac{l}{2} \cos \varphi - R_C l \cos \varphi = 0 \quad 2R_C = R_B$$

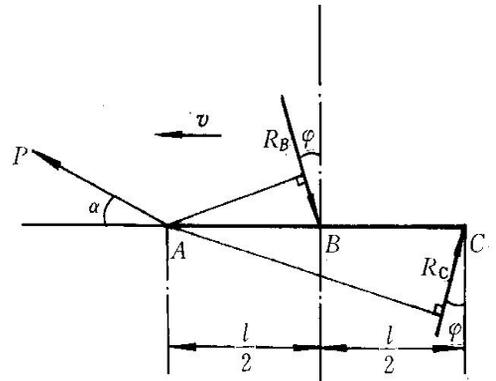
$\sum M_B = 0$

$$P \frac{l}{2} \sin \alpha - R_C \frac{l}{2} \cos \varphi = 0 \quad R_C = \frac{P \sin \alpha}{\cos \varphi}$$

$$\eta = 1 - \frac{N_f}{N_d} = 1 - \frac{(R_B + R_C) \sin \varphi \times v}{P \cos \alpha \times v} = 1 - 3 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi$$

(3) $\eta = 1 - 3 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi \geq 0$ (其中等于是有条件的)

$$\alpha \leq \arctg \left(\frac{1}{3 \operatorname{tg} \varphi} \right) \quad \alpha_{\max} = \arctg \left(\frac{1}{3 \operatorname{tg} \varphi} \right)$$



VI. 证明题

1 螺旋传动中，已知螺杆平均半径 r_0 ，螺距 P ，线数 z ，摩擦系数 f 。试推导螺旋传动正行程效率的计算公式。螺旋传动正行程相当于斜面机构中滑块在 \vec{P} 力作用下克服载荷 \vec{Q} 上升的情况。

(1) 作出全反力 \vec{R} 的作用线与方向

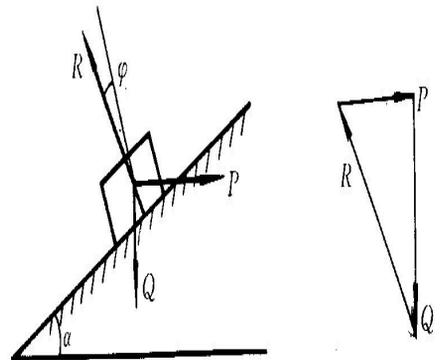
画出力三角形

写出力关系式 $P = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$

(2) 写出效率计算式 $\eta = \frac{P^0}{P} = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$

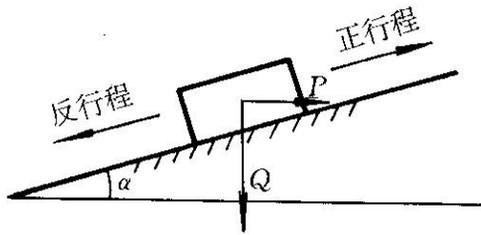
(3) 式中 $\varphi = \arctg f$

$$\alpha = \arctg \left(\frac{zP}{2\pi r_0} \right)$$



2图示为斜面机构。试证明当反行程自锁时，正行程的机械效率小于等于50%。

(注：三角公式 $\text{tg}2\alpha = 2\text{tg}\alpha / (1 - \text{tg}^2\alpha)$)



(1)分析正行程的效率

(a)写出力关系式 $P = Q \text{tg}(\alpha + \varphi)$

(b) 写出效率计算式

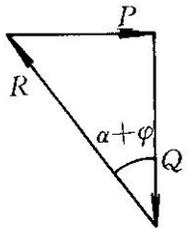
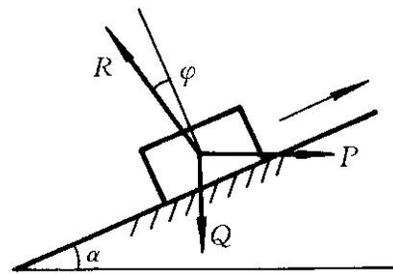
$$\eta = \frac{P^0}{P} = \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg}(\alpha + \varphi)}$$

(2)分析反行程的效率

(a)写出力关系式 $P = Q \text{tg}(\alpha - \varphi)$

(b) 写出效率计算式

$$\eta' = \frac{P}{P^0} = \frac{\text{tg}(\alpha - \varphi)}{\text{tg} \alpha}$$



(3)证明: (5分)按已知条件: $\eta' \leq 0, \alpha \leq \varphi$, 正行程效率 $\eta = \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg}(\alpha + \varphi)} \leq \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} 2\alpha}$

由三角公式 $\text{tg} 2\alpha = \frac{2 \text{tg} \alpha}{1 - \text{tg}^2 \alpha}$ 得 $\eta \leq \frac{\text{tg} \alpha}{2 \text{tg} \alpha / (1 - \text{tg}^2 \alpha)}, \eta \leq \frac{1 - \text{tg}^2 \alpha}{2}$

当 $\alpha = 0$, 最高效率 $\eta \leq \frac{1}{2}$, 证毕。

第6章 机械平衡

I. 填空题

1研究机械平衡的目的是部分或完全消除构件在运动时所产生的惯性力和惯性力偶矩，减少或消除在机构各运动副中所引起的附加动压力，减轻有害的机械振动，改善机械工作性能和延长使用寿命。

2回转构件的直径 D 和轴向宽度 b 之比 D/b 符合小于等于5条件或有重要作用的回转构件，必须满足动平衡条件方能平稳地运转。如不平衡，必须至少在二个校正平面上各自适当地加上或去除平衡质量，方能获得平衡。

3只使刚性转子的惯性力得到平衡称静平衡，此时只需在一个平衡平面中增减平衡质量；使惯性力和惯性力偶矩同时达到平衡称动平衡，此时至少要在二个选定的平衡平面中增减平衡质量，方能解决转子的不平衡问题。

4刚性转子静平衡的力学条件是质径积的向量和等于零，而动平衡的力学条件是

质径积向量和等于零，离心力引起的合力矩等于零。

5符合静平衡条件的回转构件，其质心位置在回转轴线上。静不平衡的回转构件，由于重力矩的作用，必定在质心在最低处位置静止，由此可确定应加上或去除平衡质量的方向。

6当回转构件的转速较低，不超过(0.6~0.7)第一阶临界转速范围，回转构件可以看作刚性物体，这类平衡称为刚性回转件的平衡。随着转速上升并超越上述范围，回转构件出现明显变形，这类回转件的平衡问题称为挠性回转件的平衡。

7机构总惯性力在机架上平衡的条件是机构的总质心位置静止不动。

8连杆机构总惯性力平衡的条件是机构总质心S的位置不变，它可以采用附加平衡质量或者附加平衡装置(采用对称机构或非对称机构)等方法来达到。

9对于绕固定轴回转的构件，可以采用重新调整构件上各质量的大小和分布的方法使构件上所有质量的惯性力形成平衡力系，达到回转构件的平衡。若机构中存 在作往复运动或平面复合运动的构件应采用重新调整或分配整个机构的质量分布方法，方能使作用于机架上的总惯性力得到平衡。

II. 判断题

1若刚性转子满足动平衡条件，这时我们可以说该转子也满足静平衡条件。

(Y)

2不论刚性回转体上有多少个平衡质量，也不论它们如何分布，只需要在任意选定两个平面上，分别适当地加平衡质量即可达到动平衡。(Y)

3设计形体不对称的回转构件，虽已进行精确的平衡计算，但在制造过程中仍需安排平衡校正工序。(Y)

4经过动平衡校正的刚性转子，任一回转面内仍可能存在偏心质量。(Y)

5通常提到连杆机构惯性力平衡是指使连杆机构与机架相联接的各个运动副内动反力全为零，从而减小或消除机架的振动。(N)

6作往复运动或平面复合运动的构件可以采用附加平衡质量的方法使它的惯性力在构件内部得到平衡。(N)

7若机构中存在作往复运动或平面复合运动的构件，则不论如何调整质量分布仍不可能消除运动副中的动压力。(Y)

8绕定轴摆动且质心与摆动轴线不重合的构件，可在其上加减平衡质量来达到惯性力系平衡的目的。(Y)

III. 选择题

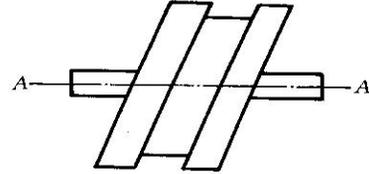


1 设图示回转体的材料均匀，制造精确，安装正确，当它绕AA轴线回转时是处于状态。D

- A) 静不平衡 (合惯性力 $\sum F_b \neq 0$) B) 静平衡 (合惯性力 $\sum F_b = 0$)
 C) 完全不平衡 (合惯性力 $\sum F_b \neq 0$, 合惯性力矩 $\sum M_b \neq 0$)
 D) 动平衡 (合惯性力 $\sum F_b = 0$, 合惯性力矩 $\sum M_b = 0$)

2 图示一圆柱凸轮。设该凸轮的材料均匀，制造精确，安装正确，则当它绕AA轴线转动时，是处于 B 状态。

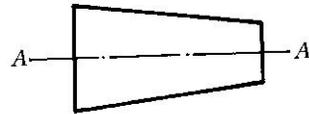
- A) 静不平衡 (合惯性力 $\sum F_b \neq 0$) B) 静平衡 (合惯性力 $\sum F_b = 0$)
 C) 完全不平衡 (合惯性力 $\sum F_b \neq 0$, 合惯性力矩 $\sum M_b \neq 0$)
 D) 动平衡 (合惯性力 $\sum F_b = 0$, 合惯性力矩 $\sum M_b = 0$)



3 机械平衡研究的内容是 C A) 驱动力与阻力间的平衡 B) 各构件作用力间的平衡 C) 惯性力系间的平衡 D) 输入功率与输出功率间的平衡

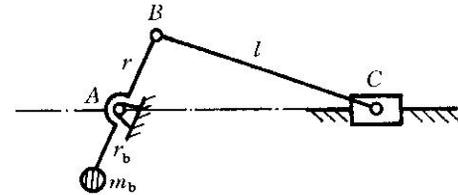
4 图示一变直径带轮。设该带轮的材料均匀，制造精确，安装正确，当它绕AA轴线回转时是处于 D 状态。

- A) 静不平衡 (合惯性力 $\sum F_b \neq 0$) B) 静平衡 (合惯性力 $\sum F_b = 0$)
 C) 完全不平衡 (合惯性力 $\sum F_b \neq 0$, 合惯性力矩 $\sum M_b \neq 0$)
 D) 动平衡 (合惯性力 $\sum F_b = 0$, 合惯性力矩 $\sum M_b = 0$)



5 图示为一曲柄滑块机构(不计曲柄与连杆的质量)。为了平衡滑块C往复时产生的往复惯性力，在曲柄AB的延长线上附加平衡质量 m_b ，当合理选择平衡质量质径积 $m_b r_b$ 的大小后，可使该曲柄滑块达到 D。

- A) 平衡全部往复惯性力，在其他方向也不引起附加惯性力。
 B) 平衡全部往复惯性力，在铅垂方向引起附加惯性力。
 C) 平衡滑块第一级惯性力，在其他方向也不引起附加惯性力。
 D) 平衡滑块第一级惯性力的全部或部分，在铅垂方向引起附加惯性力。



IV. 问答题

1 为什么说经过静平衡的转子不一定是动平衡的，而经过动平衡的转子必定是静平衡的？静平衡仅需满足条件 $\sum F = 0$ ，而动平衡条件需满足 $\sum F = 0$ 和 $\sum M = 0$ 。

2 何谓转子的静平衡及动平衡？对于任何不平衡转子，采用在转子上加平衡质量使其达到静平衡的方法是否对改善支承反力总是有利的？为什么？

只对转子的离心惯性力平衡称为静平衡，而既对离心惯性力平衡又对其产生的离心惯性力矩平衡则称为动平衡。

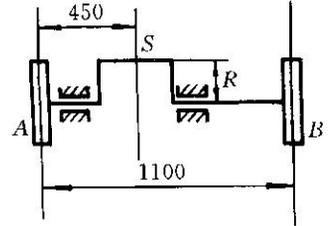
并非总是有利的。因为只平衡了惯性力，而惯性力矩并未得到平衡，甚至有可能增大，同样会对转子运转产生附加动应力。

3 刚性转子动平衡中提到的不平衡惯性力偶矩与转子的惯性力偶矩 $M = -J_s \alpha$ 是否相同？为什么？

不相同，不平衡惯性力偶矩是由不平衡离心惯性力系的主矩，其向量在转动轴

线的垂直平面内； $M = -J_s \alpha$ 则是转子变速运动时与角加速度有关的惯性力偶矩，其向量沿转动轴方向。

4如图所示一单缸卧式煤气机，在曲柄轴的两端装有两个飞轮A和B。已知曲柄半径 $R = 250 \text{ mm}$ 及换算到曲柄销S的不平衡质量为 50 kg 。欲在两飞轮上各装一平衡质量 m_A 和 m_B ，其回转半径 $r = 600 \text{ mm}$ ，试求 m_A 和 m_B 的大小和位置。



在A飞轮平面内 m_A 的质径积为

$$m_A r = [50 \times R \times (1100 - 450)] / 1100 = 7386.364 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$m_A = 7386.364 / 600 = 12.31 \text{ kg}$$

在B飞轮平面内 m_B 的质径积为

$$m_B r = (50 \times R \times 450) / 1100 = 5113.64 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

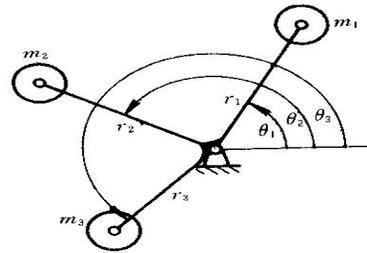
$$m_B = 5113.64 / 600 = 8.523 \text{ kg}$$

平衡质量的方位在不平衡质量S的对面。

V. 计算题

1在图示的盘形回转体中，各偏心质量大小及分布特征如下：

$$\begin{aligned} m_1 &= 3 \text{ kg}, & r_1 &= 80 \text{ mm}, & \theta_1 &= 60^\circ; \\ m_2 &= 2 \text{ kg}, & r_2 &= 80 \text{ mm}, & \theta_2 &= 150^\circ; \\ m_3 &= 2 \text{ kg}, & r_3 &= 60 \text{ mm}, & \theta_3 &= 225^\circ. \end{aligned}$$



若在半径为 $r_b = 60 \text{ mm}$ 处加平衡质量，使转子满足静平衡条件，求平衡质量的大小和方位？

设所加平衡质量为 m_b ，距回转中心的距离为 r_b ，方位角为 θ_b 。则

$$\sum_{i=1}^n m_i r_i \cos \theta_i + m_b r_b \cos \theta_b = 0 \quad \sum_{i=1}^n m_i r_i \sin \theta_i + m_b r_b \sin \theta_b = 0 \quad (1)$$

(2)

式(1)，(2)移项后等式两边平方相加有

$$m_b r_b = \left[\left(\sum_{i=1}^n m_i r_i \sin \theta_i \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n m_i r_i \cos \theta_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$\theta_b = \arctg \left[\frac{\sum_{i=1}^n m_i r_i \sin \theta_i}{\sum_{i=1}^n m_i r_i \cos \theta_i} \right]$$

式(2)被式(1)除可有

代入给定的 m_i 、 r_i 、 θ_i ($i = 1, 2, 3$)，可得 $m_b r_b = 227.8 \text{ kg} \cdot \text{mm}$

$$m_b = 227.8 / 60 = 3.8 \text{ kg} \quad \theta_b = \arctg[-203.0 / 103.4] = 297^\circ$$

第7章 机械运转及其速度波动的调节

I. 填空题

1 设某机器的等效转动惯量为常数，则该机器作匀速稳定运转的条件是每一瞬时，驱动功率等于阻抗功率，作变速稳定运转的条件是一个运动周期，驱动功等于阻抗功。

2 机器中安装飞轮的原因，一般是为了调节周期性速度波动，同时还可获得降低原动机功率的效果。

3 在机器的稳定运转时期，机器主轴的转速可有两种不同情况匀速稳定运转和变速稳定运转，在前一种情况，机器主轴速度是常数，在后一种情况，机器主轴速度是作周期性波动。

4 机器中安装飞轮的目的是降低速度波动和降低电动机功率。

5 某机器的主轴平均角速度 $\omega_m = 100 \text{ rad/s}$ ，机器运转的速度不均匀系数 $\delta = 0.05$ ，则该机器的最大角速度 ω_{\max} 等于 102.5 rad/s，最小角速度 ω_{\min} 等于 97.5 rad/s。

6 某机器主轴的最大角速度 $\omega_{\max} = 200 \text{ rad/s}$ ，最小角速度 $\omega_{\min} = 190 \text{ rad/s}$ ，则该机器的主轴平均角速度 ω_m 等于 195 rad/s，机器运转的速度不均匀系数 δ 等于 0.05128。

7 机器等效动力学模型中的等效质量(转动惯量)是根据动能相等(等效质量的动能等于机器所有运动构件的动能之和)的原则进行转化的，因而它的数值除了与各构件本身的质量(转动惯量)有关外，还与各构件质心处速度、构件角速度与等效点的速度之比的平方有关，是机构位置的函数。

8 机器等效动力学模型中的等效力(矩)是根据瞬时功率相等(等效力所产生的功率等于原机器上的外力和外力矩产生的功率之和)的原则进行转化的，等效质量(转动惯量)是根据动能相等(等效质量的动能等于机器所有运动构件的动能之和)的原则进行转化的。

9 机器等效动力学模型中的等效力(矩)是根据瞬时功率相等(等效力所产生的功率等于原机器上的外力和外力矩产生功率之和)的原则进行转化的，因而它的数值除了与原作用力(矩)的大小有关外，还与外力作用点与等效点的速度之比有关。

10 若机器处于起动(开车)阶段，则机器的功能关系应输入功大于输出功和损失功之和，系统动能增加，机器主轴转速的变化情况将是机器主轴的转速大于它的初速，由零逐步增加到正常值。

11 若机器处于停车阶段，则机器的功能关系应是输入功小于输出功和损失功之和，系统动能减少，机器主轴转速的变化情况将是机器主轴的转速，由正常转速逐步减小到零。

12 用飞轮进行调速时，若其它条件不变，则要求的速度不均匀系数越小，飞轮的转动惯量将越大，在满足同样的速度不均匀系数条件下，为了减小飞轮的转动惯量，应将飞轮安装在高速轴上。

13 当机器运转时，由于负荷发生变化使机器原来的能量平衡关系遭到破坏，引起机器运转速度的变化，称为非周期速度波动，为了重新达到稳定运转，需要采用调速器来调节。

14 在机器稳定运转的一个运动循环中，运动构件的重力作功等于零，因为运动构件重心的位置没有改变。

15机器运转时的速度波动有周期性速度波动和非周期性速度波动两种，前者采用安装飞轮后者采用安装调速器进行调节。

16若机器处于变速稳定运转时期，机器的功能特征应有一个运动循环内输入功等于输出功与损失功之和，它的运动特征是每一运动循环的初速和末速相等。

17当机器中仅包含定传动比机构时，等效动力学模型中的等效质量(转动惯量)是常量，若机器中包含变传动比机构时，等效质量(转动惯量)是机构位置的函数。

18将作用于机器中所有驱动力、阻力、惯性力、重力都转化到等效构件上求得的等效力矩与机构动态静力分析中求得的作用在该等效构件上的平衡力矩，两者在数值上相等，方向相反。

II. 判断题

1为了使机器稳定运转，机器中必须安装飞轮。(N)

2机器中安装飞轮后，可使机器运转时的速度波动完全消除。(N)

3为了减轻飞轮的重量，最好将飞轮安装在转速较高的轴上。(Y)

4机器稳定运转的含义是指原动件(机器主轴)作等速转动。(N)

5机器作稳定运转，必须在每一瞬时驱动功率等于阻抗功率。(N)

6机器等效动力学模型中的等效质量(转动惯量)是一个假想质量(转动惯量)，它的大小等于原机器中各运动构件的质量(转动惯量)之和。(N)

7机器等效动力学模型中的等效质量(转动惯量)是一个假想质量(转动惯量)，它不是原机器中各运动构件的质量(转动惯量)之和，而是根据动能相等的原则转化后计算得出的。(Y)

8机器等效动力学模型中的等效力(矩)是一个假想力(矩)，它的大小等于原机器所有作用外力的矢量和。(N)

9机器等效动力学模型中的等效力(矩)是一个假想力(矩)，它不是原机器中所有外力(矩)的合力，而是根据瞬时功率相等的原则转化后算出的。(Y)

10机器等效动力学模型中的等效力(矩)是根据瞬时功率相等原则转化后计算得到的，因而在未求得机构的真实运动前是无法计算的。(N)

11机器等效动力学模型中的等效质量(转动惯量)是根据动能相等原则转化后计算得到的，因而在未求得机构的真实运动前是无法计算的。(N)

12为了调节机器运转的速度波动，在一台机器中可能需要既安装飞轮，又安装调速器。(Y)

III. 选择题

1在机械稳定运转的一个运动循环中，应有A。

(A)惯性力和重力所作之功均为零；(B)惯性力所作之功为零，重力所作之功不为零；

(C)惯性力和重力所作之功均不为零(D)惯性力所作之功不为零，重力所作之功为零。

2机器运转出现周期性速度波动的原因是C。

(A)机器中存在往复运动构件，惯性力难以平衡；

(B)机器中各回转构件的质量分布不均匀；

(C)在等效转动惯量为常数时，各瞬时驱动功率和阻抗功率不相等，但其平均值相等，且有公共周期；(D)机器中各运动副的位置布置不合理。

3机器中安装飞轮的一个原因是为了C。(A)消除速度波动；(B)达到稳定运转；(C)减小速度波动；(D)使惯性力得到平衡，减小机器振动。

4为了减轻飞轮的重量，飞轮最好安装在 C。(A)等效构件上；(B)转速较低的轴上；(C)转速较高的轴上；(D)机器的主轴上。

5在最大盈亏 ΔW_{\max} 和机器运转速度不均匀系数 δ 不变前提下，将飞轮安装轴的转速提高一倍，则飞轮的转动惯量 J_F 将等于 D。

(A)2； (B)4； (C) $1/2$ (D) $1/4$ 注： J_F 为原飞轮的转动惯量

6将作用于机器中所有驱动力、阻力、惯性力、重力都转化到等效构件上，求得的等效力矩和机构动态静力分析中求得的在等效构件上的平衡力矩，两者的关系应是 B。(A)数值相同，方向一致；(B)数值相同，方向相反；

(C)数值不同，方向一致；(D)数值不同，方向相反。

IV. 问答题

1试述机器运转过程中产生周期性速度波动及非周期性速度波动的原因，以及它们各自的调节方法。

周期性速度波动的产生，是由于外力的周期性变化，等效驱动力矩和等效阻力矩不时相等，而其等效转动惯量又不能随等效力矩作相应的变化；又因在一个周期中驱动力所作的功等于阻力所作的功，系统的动能没有增加，所以产生周期性速度波动。可采用飞轮增加转动惯量的方法加以调节。

非周期性速度波动产生的原因，主要是主轴在一个时期中驱动力所作的功不等于阻力作的功，系统功能平衡关系被破坏的缘故，其余原因与周期性速度波动相同。可用调速器加以调节。

2通常，机器的运转过程分为几个阶段？各阶段的功能特征是什么？何谓等速稳定运转和周期变速稳定运转？

通常，机器运转过程分为三个阶段：起动、稳定运转、停车。

起动阶段： $W_d > W_r$

稳定运转阶段：一个周期中 $W_d = W_r$

停车阶段： $W_d < W_r$

在稳定运转阶段中，当每瞬时 $W_d = W_r$ ，且(等效)转动惯量为常数时，等效构件作匀速运动；否则转速将在平均速度上下作周期性的变速运动，而周期的始、末两位置的速度是相等的。

3分别写出机器在起动阶段、稳定运转阶段和停车阶段的功能关系的表达式，并说明原动件角速度的变化情况。

起动阶段： $W_d > W_r$ $\Delta E > 0$, $\omega \uparrow$ (加速)。稳定运转阶段：

(1)匀速稳定运转，在一时间间隔， $W_d = W_r$, $\omega = \text{常数}$ ；

(2)对某一时间间隔， $W_d \neq W_r$ ，速度有波动，但对整个周期， $W_{dT} = W_{rT}$ ($\Delta E = 0$), $\omega \approx \bar{\omega}$ ，所以作周期性速度波动。

停车阶段： $W_d < W_r$, $\Delta E < 0$, $\omega \downarrow$ (减速)。

4何谓机器的周期性速度波动？波动幅度大小应如何调节？能否完全消除周期性速度波动？为什么？

在机器稳定运转阶段中，主轴速度在平均速度上下作周期性的变化。在机器主轴或高速轴上安装具有适当大小转动惯量的飞轮来调节波动幅度的大小。周期性速度波动不能用飞轮来完全消除，因为速度波动的原因是驱动力作的功和阻力作的功不能时时相等。

5何谓机器运转的周期性速度波动及非周期性速度波动？两者的性质有何不

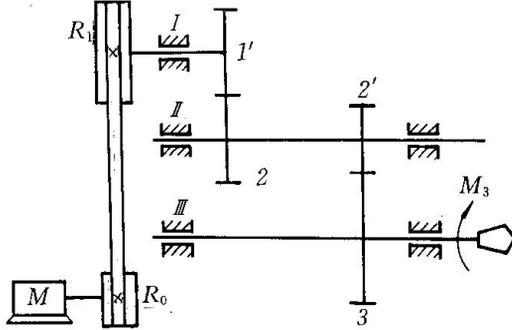
同？各用什么方法加以调节？

周期性速度波动是机器主轴的速度在一个周期后又回到原值大小的波动；机器在速度波动后的动能没有变化；可用飞轮增加转动惯量的方法加以调节。

非周期性速度波动是驱动功与阻抗功的平衡关系破坏，机器主轴的速度在经过一个时期后不回到原值的波动；在速度波动后动能有变化；应用调速器加以调节。

V. 计算题

1图示车床主轴箱系统中，带轮半径 $R_0 = 40 \text{ mm}$, $R_1 = 120 \text{ mm}$ ，各齿轮齿数为 $z_1 = z_2 = 20$, $z_2 = z_3 = 40$ ，各轮转动惯量为 $J_{1'} = J_{2'} = 0.01 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ， $J_2 = J_3 = 0.04 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ， $J_0 = 0.02 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ， $J_1 = 0.08 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ，作用在主轴 III 上的阻力矩 $M_3 = 60 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。当取轴 I 为等效构件时，试求机构的等效转动惯量 J 和阻力矩的等效力矩 M_r 。

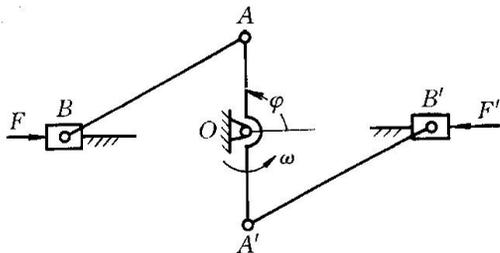


$$\begin{aligned}
 (1) \quad J &= J_1 + J_{1'} + (J_2 + J_{2'}) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + J_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + J_0 \left(\frac{\omega_0}{\omega_1}\right)^2 \\
 &= J_1 + J_{1'} + (J_2 + J_{2'}) \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 + J_3 \left(\frac{z_2 z_1}{z_3 z_2}\right)^2 + J_0 \left(\frac{R_1}{R_0}\right)^2 \\
 &= 0.08 + 0.01 + (0.04 + 0.01) \left(\frac{20}{40}\right)^2 + 0.04 \times \left(\frac{20 \times 20}{40 \times 40}\right) + 0.02 \times \left(\frac{120}{40}\right)^2 \\
 &= 0.285 \text{ kg m}^3
 \end{aligned}$$

$$(2) \quad M_r = -M_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} = M_3 \frac{z_2 z_1}{z_3 z_2} = -60 \cdot \frac{20 \times 20}{40 \times 40} = -15 \text{ N}\cdot\text{m}$$

方向与 ω_1 反向。

2图示为对心对称曲柄滑块机构，已知曲柄 $OA = OA' = r$ ，曲柄对 O 轴的转动惯量为 J_1 ，滑块 B 及 B' 的质量为 m ，连杆质量不计，工作阻力 $F = F'$ ，现以曲柄为等效构件，分别求出当 $\varphi = 90^\circ$ 时的等效转动惯量和等效阻力矩。



根据机械系统的等效动力学原理可知：

(1) 设等效转动惯量为 J ，则

$$\frac{1}{2} J \omega_1^2 = \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} m v_B^2 + \frac{1}{2} m v_{B'}^2$$

$$J = J_1 + m \left(\frac{v_B}{\omega_1} \right)^2 + m \left(\frac{v_{B'}}{\omega_1} \right)^2$$

(2) 等效阻力矩为 M_r ，则

$$M_r \omega_1 = F v_B + F' v_{B'}$$

$$M_r = F \frac{v_B}{\omega_1} + F' \frac{v_{B'}}{\omega_1}$$

当 $\varphi = 90^\circ$ 时，由图可知

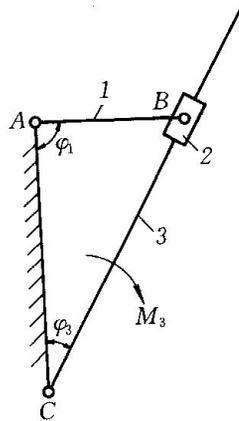
$$v_B = v_{B'} = v_A = \omega_1 r$$

$$\text{故 } J = J_1 + 2mr^2$$

$$M_r = 2Fr, \text{ 方向与 } \omega \text{ 相反。}$$

3

在图示导杆机构中，已知 $l_{AB} = 100 \text{ mm}$, $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 30^\circ$ ，导杆3对轴C的转动惯量 $J_C = 0.016 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ，其它构件质量和转动惯量忽略不计；作用在导杆3上的阻力矩 $M_3 = 10 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，设取曲柄1为等效构件，求等效阻力矩和等效转动惯量。



$$(1) M_1 \omega_1 = M_3 \omega_3$$

$$M_1 = M_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} = M_3 \frac{pb_3/l_{BC}}{pb_1/l_{AB}} = M_3 \cdot \frac{pb_3}{pb_1} \cdot \frac{l_{AB}}{l_{BC}}$$

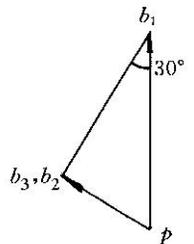
$$= 10 \times \sin 30^\circ = 2.5 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ 方向为顺时针}$$

针方向。

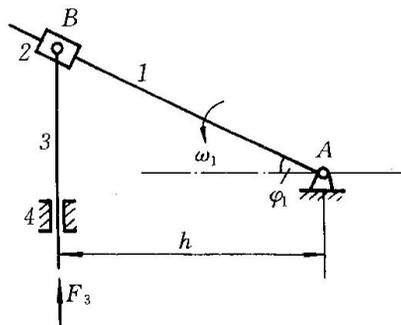
$$(2) \frac{1}{2} J \omega_1^2 = \frac{1}{2} J_C \omega_3^2$$

$$J = J_C \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 = J_C (\sin^2 30^\circ)^2$$

$$= 0.016 \times \frac{1}{16} = 0.001 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$



4 如图所示机构中，已知生产阻力 F_3 ，构件3的重量为 G_3 ，构件3的移动导路至A点的距离为 h ，其余构件质量不计。试写出机构在图示位置(构件1与水平线夹角为 φ_1)时，转化到构件1上的等效阻力矩 M_r 和等效转动惯量 J 的解析表达式。



$$M_r = F_3 \cdot v_{B3} / \omega_1$$

$$(1) \because v_{B3} / \omega_3 = v_{B2} / \omega_1 = v_{B2} / (v_{B1} / l_{AB})$$

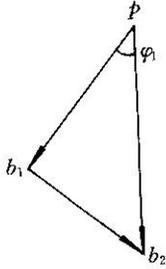
$$= (h / \cos \varphi_1) v_{B2} / v_{B1} = h / \cos^2 \varphi$$

$$\therefore M_r = F_3 h / \cos^2 \varphi_1$$

$$(2) J \omega_1^2 = m_3 v_{B3}^2$$

$$J = (G_3 / g) (v_{B3} / \omega_1)^2$$

$$J = (G_3 / g) (h / \cos^2 \varphi)^2$$



第8章 平面连杆机构及其设计

I. 填空题

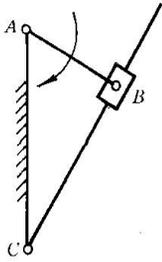
1在偏置条件下，曲柄滑块机构具有急回特性。

2机构中传动角 γ 和压力角 α 之和等于 90° 。

3在铰链四杆机构中，当最短构件和最长构件的长度之和大于其他两构件长度之和时，只能获得双摇杆机构。

4平面连杆机构是由许多刚性构件用低副联接而形成的机构。

5在图示导杆机构中， AB 为主动件时，该机构传动角的值为 90° 。



6在摆动导杆机构中，导杆摆角 $\psi = 30^\circ$ ，其行程速度变化系数 K 的值为

$$\theta = \psi = 30^\circ \quad K = \frac{180 + \theta}{180 - \theta} = 1.4$$

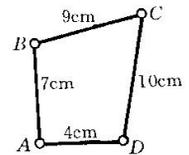
7铰链四杆机构具有急回特性时其极位夹角 θ 值 > 0 ，对心曲柄滑块机构的 θ 值 $= 0$ ，所以它没有急回特性，摆动导杆机构具有急回特性。

8对心曲柄滑块机构曲柄长为 a ，连杆长为 b ，则最小传动角 γ_{\min} 等于 $\arccos(a/b)$ ，它出现在曲柄垂直于滑块导路的位置。

9在四连杆机构中，能实现急回运动的机构有（1）曲柄摇杆机构（2）偏置曲柄滑块机构（3）摆动导杆机构。

10铰链四杆机构有曲柄的条件是 $l_{\max} + l_{\min} \leq$ 其它两杆长之和，双摇杆机构存在的条件是 $l_{\max} + l_{\min} >$ 其它两杆长之和或满足曲柄存在条件时，以最短杆的对面构件为机架。（用文字说明）

11图示运动链，当选择AD杆为机架时为双曲柄机构；选择BC杆为机架时为双摇杆机构；选择AB或DC杆为机架时则为曲柄摇杆机构。



12在曲柄滑块机构中，若以曲柄为主动件、滑块为从动件，则不会出现“死点位置”，因最小传动角 $\gamma_{\min} > 0^\circ$ ，最大压力角

$\alpha_{\max} < 90^\circ$ ；反之，若以滑块为主动件、曲柄为从动件，则在曲柄与连杆两次共线的位置，就是死点位置，因为该处 $\gamma_{\min} = 0^\circ$ ， $\alpha_{\max} = 90^\circ$ 。

13当铰链四杆机构各杆长为： $a = 50 \text{ mm}$ ， $b = 60 \text{ mm}$ ， $c = 70 \text{ mm}$ ， $d = 200 \text{ mm}$ 。则四杆机构就无法装配。

14当四杆机构的压力角 $\alpha=90^\circ$ 时，传动角等于 0° ，该机构处于死点位置。

15在曲柄摇杆机构中，最小传动角发生的位置在曲柄与机架重叠和拉直时两者传动角小者的位置。

16通常压力角 α 是指从动件受力点的速度方向与该点受力方向间所夹锐角。

17一对心式曲柄滑块机构，若以滑块为机架，则将演化成移动导杆机构。

18铰链四杆机构变换机架（倒置）以后，各杆间的相对运动不变，原因是机构各杆长度未变，运动链依旧。

19铰链四杆机构连杆点轨迹的形状和位置取决于9个机构参数；用铰链四杆机构能精确再现5个给定的连杆平面位置。

20铰链四杆机构演化成其它型式的四杆机构(1)改变杆长和形状(2)扩大回转副轴颈尺寸(3)转换机架等三种方法。

21图示为一偏置曲柄滑块机构。试问： AB 杆成为曲柄的条件是：__

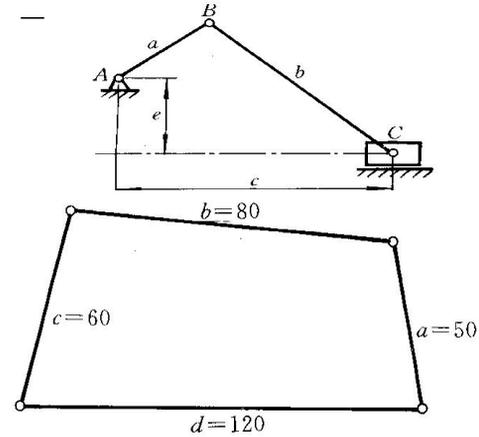
$a \leq b - e$ ；若以曲柄为主动件，机构的最大压力角 $\alpha_{\max} =$ __

$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{a+e}{b}$ 发生在 AB 垂直于滑块导路。

22曲柄滑块机构是改变曲柄摇杆机构中的摇杆长度和形状而形成的。在曲柄滑块机构中改变曲柄与连杆转动副轴径尺寸而形成偏心轮机构。在曲柄滑块机构中以曲柄为机架而得到回转导杆机构。

23在图示铰链四杆机构中若使其成为双摇杆机构，则可将其中任一杆固定作机架。

24转动极点和固定位置的转动副连线一定是连架杆上非固定的转动副中心在对应两位置的中线。



II. 判断题

1任何一种曲柄滑块机构，当曲柄为原动件时，它的行程速比系数 $K=1$ 。 (N)

2在摆动导杆机构中，若取曲柄为原动件时，机构无死点位置；而取导杆为原动件时，则机构有两个死点位置。(Y)

3在曲柄滑块机构中，只要原动件是滑块，就必然有死点存在。(Y)

4在铰链四杆机构中，凡是双曲柄机构，其杆长关系必须满足：最短杆与最长杆杆长之和大于其它两杆杆长之和。(N)

5铰链四杆机构是由平面低副组成的四杆机构。(Y)

6任何平面四杆机构出现死点时，都是不利的，因此应设法避免。(N)

7平面四杆机构有无急回特性取决于极位夹角是否大于零。(Y)

8平面四杆机构的传动角在机构运动过程中是时刻变化的，为保证机构的动力性能，应限制其最小值 γ_{\min} 不小于某一许用值 $[\gamma]$ 。(Y)

9在曲柄摇杆机构中，若以曲柄为原动件时，最小传动角 γ_{\min} 可能出现在曲柄与机架两个共线位置之一处。(Y)

10在偏置曲柄滑块机构中，若以曲柄为原动件时，最小传动角 γ_{\min} 可能出现在曲柄与机架（即滑块的导路）相平行的位置。(N)

11摆动导杆机构不存在急回特性。(N)

12增大构件的惯性，是机构通过死点位置的唯一办法。(N)

13平面连杆机构中，从动件同连杆两次共线的位置，出现最小传动角。(N)

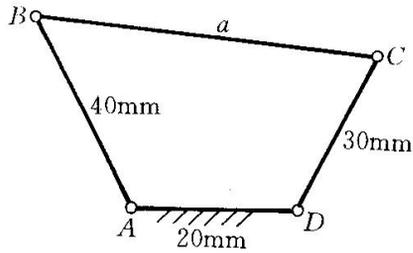
14双摇杆机构不会出现死点位置。(N)

15凡曲柄摇杆机构，极位夹角 θ 必不等于0，故它总具有急回特征。

(N)

16图示铰链四杆机构 $ABCD$ 中，可变长度的 a 杆在某种合适的长度下，它能获得曲柄摇杆机构。

(N)



17曲柄摇杆机构只能将回转运动转换为往复摆动。 (N)

18在铰链四杆机构中，如存在曲柄，则曲柄一定为最短杆。 (N)

19在单缸内燃机中若不计运动副的摩擦，则活塞在任何位置均可驱动曲柄。

(N)

20当曲柄摇杆机构把往复摆动运动转变成旋转运动时，曲柄与连杆共线的位置，就是曲柄的“死点”位置。

(Y)

21杆长不等的双曲柄机构无死点位置。

(Y)

22转动导杆机构中不论取曲柄或导杆为原动件，机构均无死点位置

(Y)

III. 选择题

1连杆机构行程速比系数是指从动杆反、正行程 C。

A) 瞬时速度的比值； B) 最大速度的比值； C) 平均速度的比值。

2铰链四杆机构中若最短杆和最长杆长度之和大于其他两杆长度之和时，则机构中 B。 A) 一定有曲柄存在； B) 一定无曲柄存在； C) 是否有曲柄存在还要看机架是哪一个构件

3平行四杆机构工作时，其传动角 C。

A) 始终保持为 90° ； B) 始终是 0° ； C) 是变化值。

4对心曲柄滑块机构以曲柄为原动件时，其最大传动角 γ_{\max} 为 C。

A) 30° ； B) 45° ； C) 90° 。

5设计连杆机构时，为了具有良好的传动条件，应使 A。

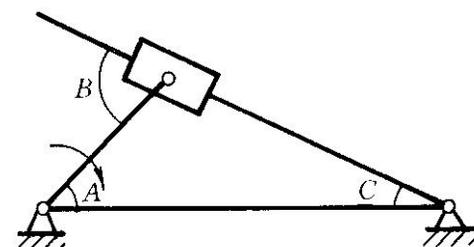
A) 传动角大一些，压力角小一些； B) 传动角和压力角都小一些； C) 传动角和压力角都大一些。

6在曲柄摇杆机构中，当摇杆为主动件，且 B 处于共线位置时，机构处于死点位置。 A) 曲柄与机架； B) 曲柄与连杆； C) 连杆与摇杆。

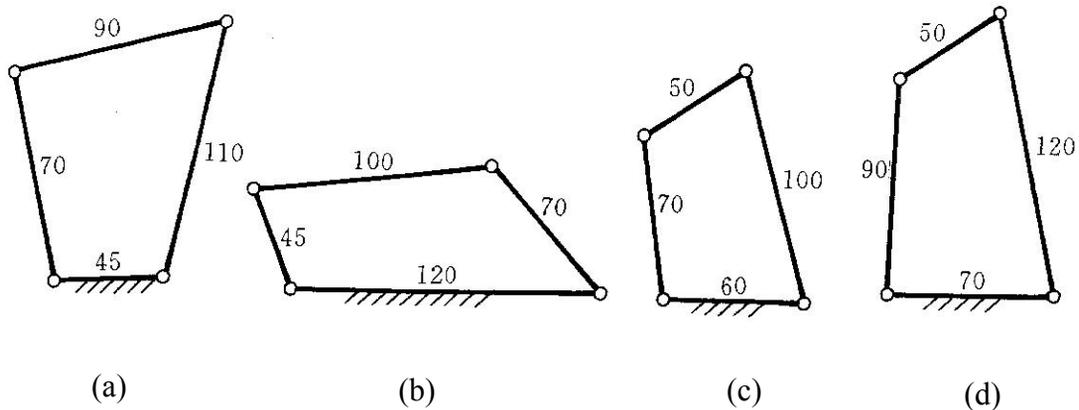
7在摆动导杆机构中，当曲柄为主动件时，其传动角 C 变化的。 A) 是由小到大； B) 是由大到小； C) 是不。

8在曲柄摇杆机构中，当曲柄为主动件，且 B 共线时，其传动角为最小值。 A) 曲柄与连杆； B) 曲柄与机架； C) 摇杆与机架。

9下图所示的摆动导杆机构中，机构的传动角是 5。



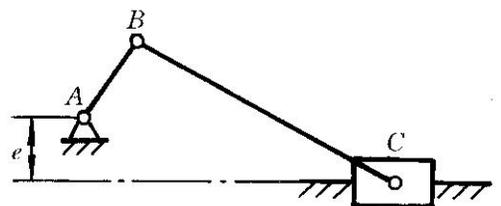
- (1) 角A; (2) 角B; (3) 角C; (4) 0°; (5) 90°。
- 10压力角是在不考虑摩擦情况下作用力和力作用点的 B 方向所夹的锐角。
 A) 法线; B) 速度; C) 加速度; D) 切线。
- 11为使机构具有急回运动，要求行程速比系数 B。
 A) $K=1$; B) $K>1$; C) $K<1$ 。
- 12铰链四杆机构中有两个构件长度相等且最短，其余构件长度不同，若取一个最短构件作机架，则得到 C 机构。
 A) 曲柄摇杆; B) 双曲柄; C) 双摇杆。
- 13双曲柄机构 C 死点。A) 存在; B) 可能存在; C) 不存在。
- 14对于双摇杆机构，如取不同构件为机架，B 使其成为曲柄摇杆机构。
 A) 一定; B) 有可能; C) 不能。
- 15铰链四杆机构中存在曲柄时，曲柄 B 是最短构件。
 A) 一定; B) 不一定; C) 一定不。
- 16要将一个曲柄摇杆机构转化成双摇杆机构，可以用机架转换法将 C。
 A) 原机构的曲柄作为机架; B) 原机构的连杆作为机架;
 C) 原机构的摇杆作为机架。
- 17已知一铰链四杆机构 $ABCD$ ， $l_{AB}=25\text{mm}$ ， $l_{BC}=50\text{mm}$ ， $l_{CD}=40\text{mm}$ ， $l_{AD}=30\text{mm}$ ，且 AD 为机架， BC 为 AD 之对边，那么，此机构为 C。
 A) 双曲柄机构; B) 曲柄摇杆机构; C) 双摇杆机构; D) 固定桁架。
- 18下面四个机构运动简图所示的四个铰链四杆机构，图(1)是双曲柄机构。(1) a; (2) b; (3) c; (4) d。



- 19铰链四杆机构的压力角是指在不计摩擦和外力的条件下连杆作用于 B 上的力与该力作用点的速度间所夹的锐角。压力角越大，对机构传力越 E。A) 主动连架杆; B) 从动连架杆; C) 机架; D) 有利; E) 不利; F) 无影响。

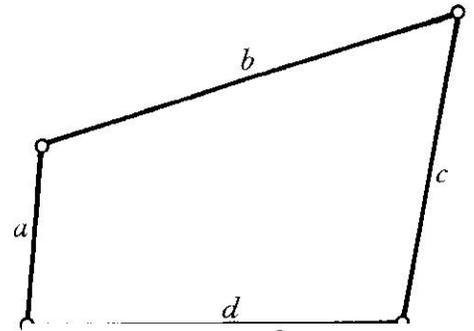
IV. 问答题

- 1试给出图示平面四杆机构的名称，并回答：
 (1) 此机构有无急回作用？
 (2) 此机构有无死点？在什么条件下出现死点？



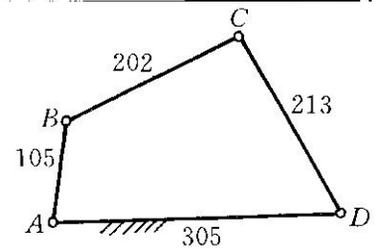
(3) 构件AB主动时，在什么位置有最小传动角？
偏置曲柄滑块机构。(1) 有。(2) 有。在构件C为原动件时。

(3) 在曲柄AB垂直滑块移动方向时。
2铰链四杆机构的基本形式有哪几种？已知铰链四杆机构各构件的长度分别为 $a=240\text{mm}$ ， $b=600\text{mm}$ ， $c=400\text{mm}$ ， $d=500\text{mm}$ 。试问当分别取 a 、 b 、 c 、 d 为机架时，将各得到何种机构？



(1) 曲柄摇杆机构；(2) 双摇杆机构；(3) 双曲柄机构。
 a 为机架—双曲柄机构； b 为机架—曲柄摇杆机构；
 c 为机架—双摇杆机构； d 为机架—曲柄摇杆机构。

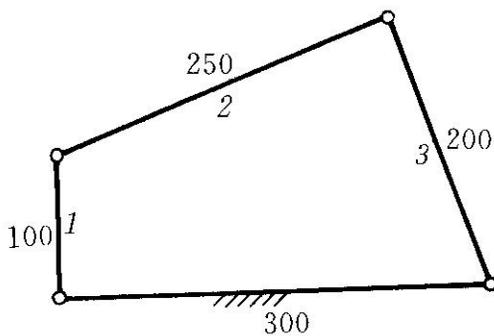
3图示机构，AD为机架，AB为原动件时，为何种机构？当以BC构件为机架，AB为原动件时，演变成何种机构？



(1) $105+305 < 202+213$ 存在曲柄，为曲柄摇杆机构；

(2) 当以BC构件为机架时，演化成的还是曲柄摇杆机构。

4铰链四杆机构各杆长如图所示，分别以1、2、3构件为机架时将演化成何种机构？



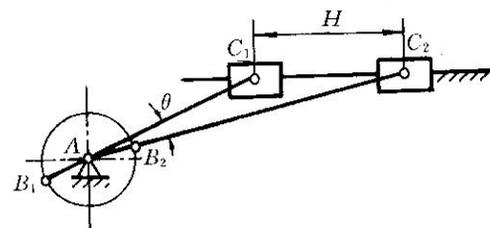
$100+300 < 250+200$

故符合存在曲柄条件之一。当以1构件为机架时，为双曲柄机构；
当以2构件为机架时，为曲柄摇杆机构；当以3为构件时，为双摇杆机构。

5图示为偏置曲柄滑块机构。问：

(1) 此机构有无急回运动？为什么？

(2) 其行程速度变化系数 $K=?$ （需列出计算公式）

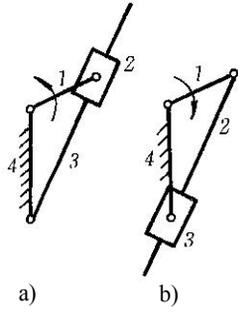


(1) 有急回运动，因为极位夹角 $\theta \neq 0^\circ$ ， $\theta = 10^\circ$ ；

(2) $K = (180^\circ + \theta) / (180^\circ - \theta) = (180^\circ + 10^\circ) / (180^\circ - 10^\circ) = 1.12$

6写出图a、b所示机构的名称？试述图a所示机构是如何转化为图b所示机构的？

图a为摆动导杆机构；图b为曲柄摇块机构；将图a所示机构中的



a) b) 构件3做成为滑块，同时将构件2（滑块）做成导杆。

7铰链四杆机构在死点位置时，驱动力任意增加也不能使机构产生运动，这与机构的自锁现象是否相同？试加以说明。

有区别。在死点位置时的自锁是未考虑摩擦时的自锁，是机构自身的结构所致。而通常的机构自锁现象是由运动副中的摩擦造成的。

8何谓机构的急回运动及行程速比系数？试举例加以说明急回运动在实际生产中的用途。

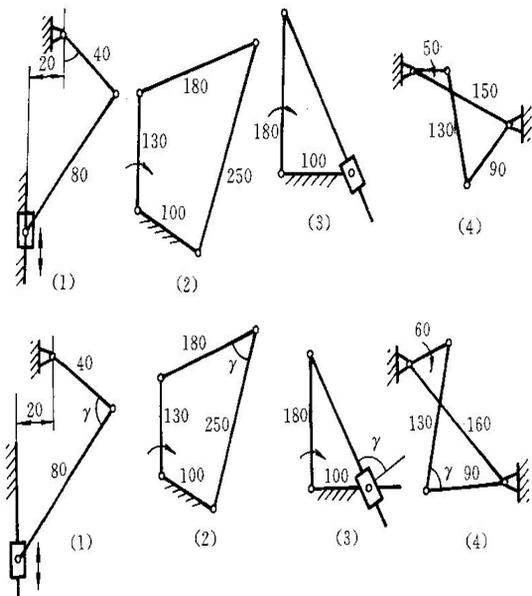
在具有往复运动构件的连杆机构中，当曲柄匀速旋转一周时，往复从动件的往复运动的平均速度不相等，则从动件就具有急回运动。通常用行程速比变化系

$$K = \frac{v_2}{v_1}$$

数 K 来表示机构急回特征的相对程度。 K 为往复从动件反回行程的平均速度， v_1 为正行程的平均速度。

例如牛头刨床在工作时，正行程是切削过程，刀具相对工件的运动宜慢且均匀。而回程时则希望快些以提高生产率，因而在牛头刨床中应采用具急回作用的机构。

9试判断下列机构为何种机构？并画出该位置时的传动角。（图示带箭头的构件为原动件。）



(1) $80 > 20 + 40$ ，又曲柄最短。故为偏置曲柄滑块机构；

(2) $100 + 250 > 130 + 180$ ，故为双摇杆机构；

- (3) $180 > 100$ ，故为曲柄转块机构；
- (4) $50 + 150 < 90 + 130$ ，为曲柄摇杆机构；
- (5) γ 角见图。

V. 证明题1在对心曲柄滑块机构中，滑块的行程 H 等于曲柄长度 a 的2倍。试问偏置曲柄滑块机构的 H 是大于还是小于 $2a$ ？用解析式证明。

(1) 滑块的最大行程是在曲柄分别与连杆共线的时候，见图示。

(2) 在 $\triangle AC_1C_2$ 中

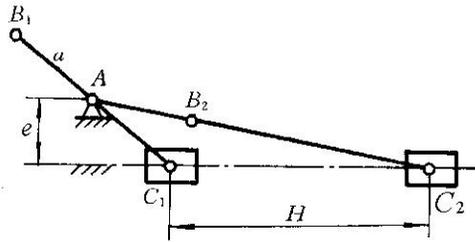
$$C_1C_2 > AC_2 - AC_1$$

$$AC_2 = AB_2 + B_2C_2 = a + BC$$

$$AC_1 = B_1C_1 - AB_1 = BC - a$$

$$AC_2 - AC_1 = (a + BC) - (BC - a) = 2a$$

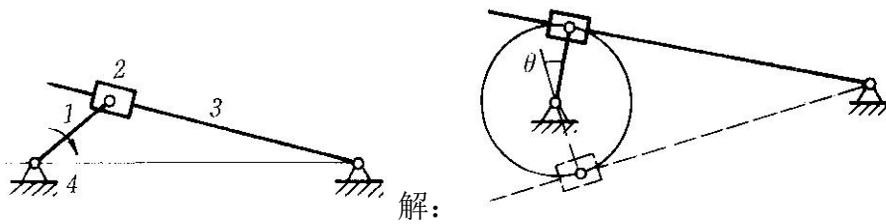
$$C_1C_2 = H$$



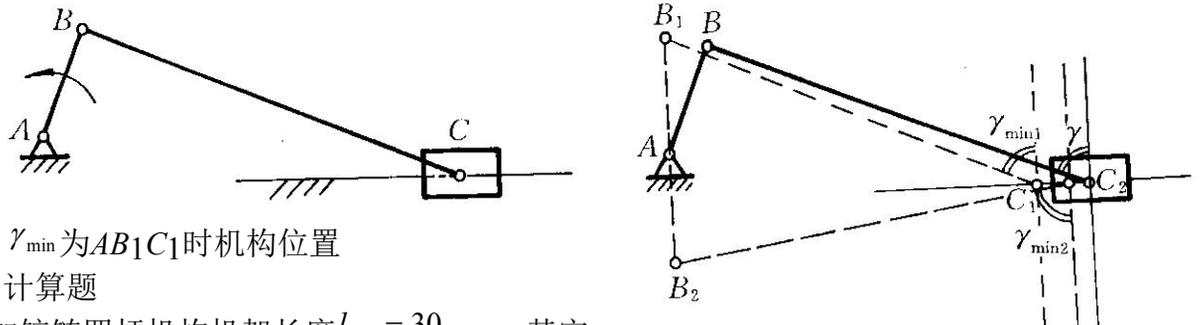
$$H > 2a$$

VI. 图解题

1在图示的摆动导杆机构中，构件1为主动件，构件3为从动件，试在图中画出该机构的极位夹角 θ 。



2图示四杆机构中，若原动件为曲柄，试标出在图示位置时的传动角 γ 及机构处于最小传动角 γ_{min} 时的机构位置图。



γ_{min} 为 AB_1C_1 时机构位置

VII. 计算题

1已知铰链四杆机构机架长度 $l_{AD} = 30$ mm；其它两个连架杆长度分别为 $l_{AB} = 20$ mm； $l_{CD} = 40$ mm，问：

- (1) 其连杆 BC 的长度须满足什么条件才能使该四杆机构为曲柄摇杆机构；
- (2) 按上述各杆长度并选 $l_{BC} = 35$ mm，用适当比例尺画出该机构可能出现最小传动角的位置，并在图上标出 γ_{min} 。

解 (1)

1) 当 l_{BC} 为最长杆时 (即 $l_{BC} > 40$ mm)，要使机构成为曲柄摇杆机构还应满足下列条件：

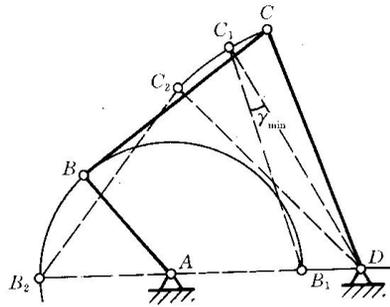
$$20 + l_{BC} \leq 30 + 40, \text{ 故 } 40 < l_{BC} \leq 50。$$

2) 当 l_{BC} 为最长杆时 (即 $l_{BC} < 40$ mm)，要使此机构成为曲柄摇杆机构还应满足

下列条件：

$$20 + 40 \leq 30 + l_{BC}, \text{ 故 } 30 \leq l_{BC} < 40。$$

(2)

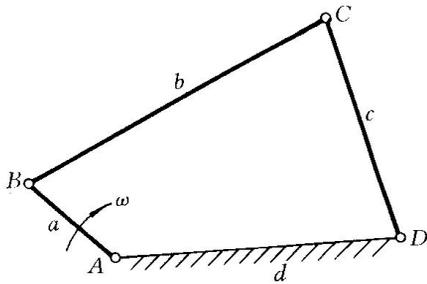


VIII. 图解题

1在图示铰链四杆机构中，已知最短杆 $a=100\text{mm}$ ，最长杆 $b=300\text{mm}$ ， $c=200\text{mm}$ ，

(1) 若此机构为曲柄摇杆机构，试求 d 的取值范围；

(2) 若以 a 为原动件，当 $d=250\text{mm}$ 时，用作图法求该机构的最小传动角 γ_{\min} 的大小。



(1) 如使该机构成为曲柄摇杆机构

则 $a + b \leq c + d$

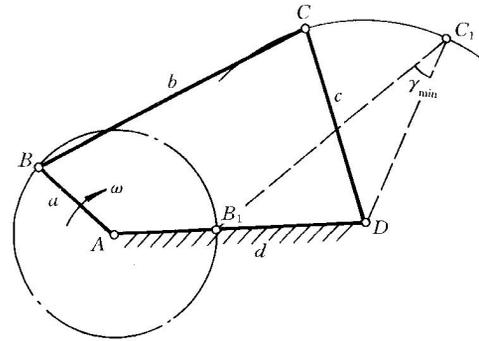
$$\therefore d \geq a + b - c = 100 + 300 - 200 = 200$$

mm

又 b 为最长

$$200\text{mm} \leq d \leq 300\text{mm}$$

(2) 当 $d=250$ 时，取



$\mu_l = 0.005 \text{ m/mm}$ 作图得机构最小传动角为 $\gamma_{\min} = 26^\circ$

2设计一曲柄滑块机构。已知曲柄长 $AB=20\text{mm}$ ，偏心距 $e=15\text{mm}$ ，其最大压力角 $\alpha=30^\circ$ 。试用作图法确定连杆长度 BC ，滑块的最大行程 H ，并标明其极位夹角 θ ，求出其行程速度变化系数 K 。

(1) 取 $\mu_l = 0.001 \text{ m/mm}$ 作图。

(2) 其最大压力角发生在 AB 处于 AB' 时，作 30° 角可得 C' 。

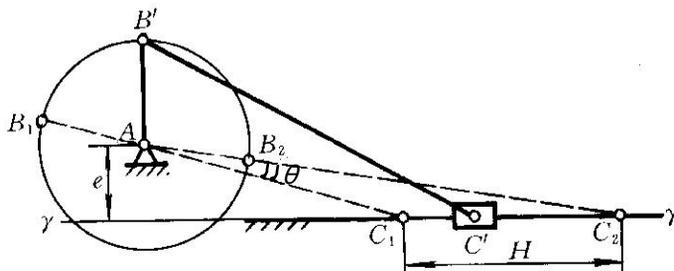
(3) 确定尺寸

$$BC = B'C' = 70\text{mm}$$

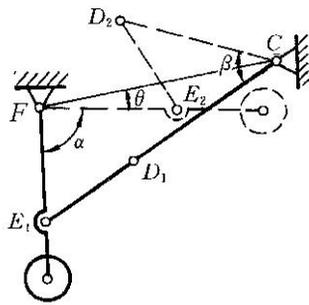
$$H = C_1C_2 = 41.5\text{mm}$$

作极限位置，量得 $\theta=8^\circ$

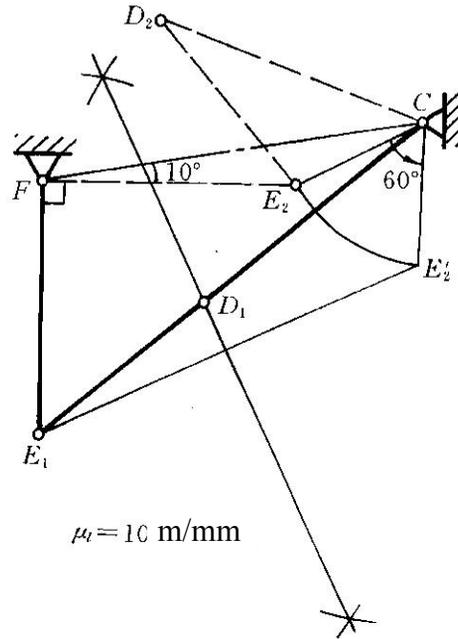
$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} = \frac{180^\circ + 8}{180^\circ - 8} = 1.093$$



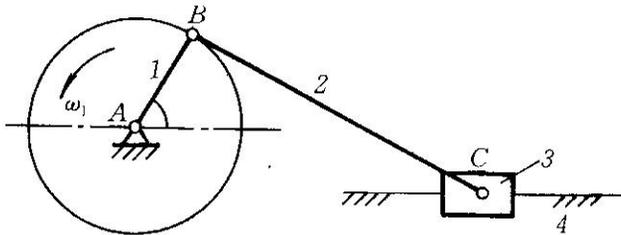
3如图所示为一飞机起落架机构，实线表示放下时的死点位置，虚线表示收起时的位置。已知 $l_{FC} = 520 \text{ mm}$ ， $l_{FE} = 340 \text{ mm}$ ，且 FE_1 在垂直位置（即 $\alpha = 90^\circ$ ）， $\theta = 10^\circ$ ， $\beta = 60^\circ$ 。试用作图法求构件 CD 和 DE 的长度 l_{CD} 和 l_{DE} 。



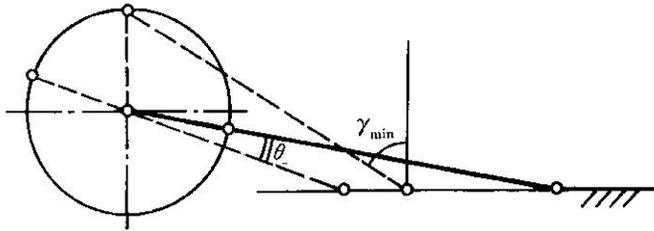
取位置I为参考位置
 $l_{CD} = 37.8 \times \mu_l = 378 \text{ mm}$
 $l_{DE} = 28.9 \times \mu_l = 289 \text{ mm}$



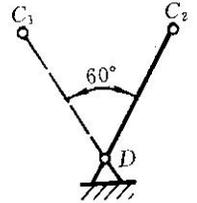
- 4如图示曲柄滑块机构的运动简图，试确定当曲柄1等速转动时，
- (1) 机构的行程速度变化系数 K 。
 - (2) 最小传动角 γ_{\min} 的大小。
 - (3) 滑块3往复运动时向左的平均速度大还是向右的平均速度大。
 - (4) 当滑块3为主动时，机构是否出现死点，为什么？（在图中用作图法求解）



(1) $\theta = 10^\circ$, $K = (180^\circ + \theta) / (180^\circ - \theta) = 190 / 170 = 1.118$ 。(2) $\gamma_{\min} = 57^\circ$ 。(3) 向左大。(4) 会出现，因为在连杆与曲柄共线时传动角 $\gamma = 0^\circ$ 。



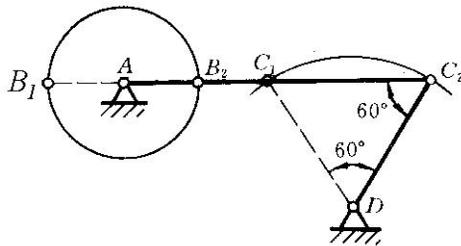
5设计一铰链四杆机构。已知行程速度变化系数 $K=1$ ， $l_{CD} = 100$ mm，连杆长为 $l_{BC} = 150$ mm，求曲柄 l_{AB} 和机架 l_{AD} 及联架杆铰链 A 的位置。



- (1) 极位 夹角 $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 0^\circ$
 (2) 因此转动副 A 在返回点 C_1 、 C_2 的连线上；

(3) 且 $l_{AB} = \frac{1}{2} \overline{C_1 C_2} = 50$ mm

(4) 机架 $l_{AD} = \sqrt{l_{C_2 D}^2 + l_{AC_2}^2 - 2l_{C_2 D} l_{AC_2} \cos 60^\circ}$
 $= \sqrt{100^2 + 200^2 - 2 \times 200 \times 100 \cos 60^\circ}$
 $= \sqrt{3 \times 10^4} = 173.21$ mm



6设计一曲柄摇杆机构。已知： $AC_2 = 58$ mm， $AC_1 = 24$ mm， $CD = 75$ mm， $K=1.5$ 。求曲柄长 AB 、连杆长 BC 、机架长 AD 及摇杆最大摆角 ψ 。

步骤：取 $\mu_l = 1.5$ mm/mm

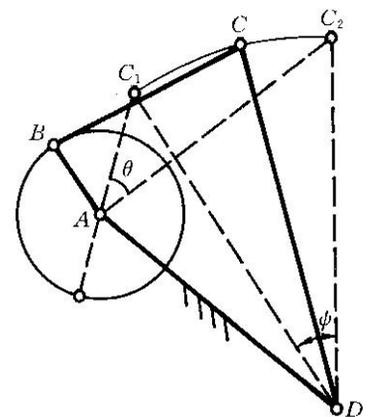
(1) 任取一点为 A ，过 A 点作两线段 $AC_2 = 58$ mm， $AC_1 = 24$ mm，使 $\angle C_1 A C_2 = \theta = 180^\circ (K-1)/(K+1) = 36^\circ$ ；

(2) 以 C_1 、 C_2 两点分别为圆心，以 CD 长为半径作弧交于 D 点， D 点即为摇杆与机架铰接的铰链点。

(3) 求解：

$AB = (AC_2 - AC_1)/2 = 17$ mm $BC = (AC_2 - AB) = 41$ mm

$AD = 60$ mm $\psi = 28^\circ$ 。



$\mu_l = 1.5$ mm/mm

7设计一曲柄滑块机构。已知机构处于两极限位置时，其 $AC_2 = 68$ mm， $AC_1 = 25$ mm， $K=1.5$ 。求曲柄长 AB 、连杆长 BC 、偏心距 e 和滑块的导程 H 。

(1) 取作图比例尺 $\mu_l = 1.5$ mm/mm。

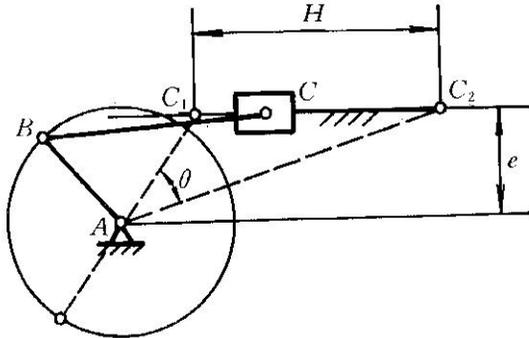
在图上任取一点为 A ，过 A 点作两线段 $AC_2 = 68$ mm， $AC_1 = 25$ mm，其

$$\angle C_1AC_2 = \theta = 180^\circ (K-1)/(K+1) = 36^\circ$$

(2) 过A点作C₁、C₂两点连线的平行线，则两平行线的垂直距离即为偏距e。量得e = 21 mm $H = \overline{C_1C_2} = 50$ mm。

$$(3) AB = (AC_2 - AC_1)/2 = (68 - 25)/2 = 21.5 \text{ mm}$$

$$BC = AC_2 - AB = 46.5 \text{ mm}$$



8设计一铰链四杆机构，已知摇杆长度 $l_{CD} = 56$ mm，摇杆最大摆角 $\psi = 40^\circ$ ，行程速度变化系数 $K=1.4$ ，机架长度 $l_{AD} = 45$ mm。试求：

- (1) 曲柄长度 l_{AB} 和连杆长度 l_{BC} 各为多少？
- (2) 当AB杆为主动件时，最大压力角发生在什么位置？标出 $\alpha_{max} = ?$
- (3) 该机构在什么情况下，在什么位置出现死点？（用图解法求解）

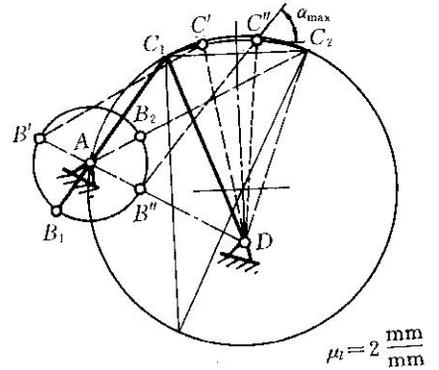
$$(1) \theta = [(K-1)/(K+1)] \times 180^\circ$$

$$= [(1.4-1)/(1.4+1)] \times 180^\circ = 30^\circ$$

$$l_{AB} = (\overline{AC_2} - \overline{AC_1})/2 = (63 - 33)/2 = 15 \text{ mm}$$

$$l_{BC} = \overline{AC_2} - l_{AB} = 63 - 15 = 48 \text{ mm}$$

- (2) 当曲柄AB处在AB''位置时具有最大压力角， $\alpha_{max} = 55^\circ$ 。
- (3) 当摇杆CD为主动件时会有死点出现，CD杆处在C₁D和C₂D位置时是死点位置。（2分）



9如图所示， M_1N_1 、 M_2N_2 为连杆平面上一线段的两个位置，A、D为二联架铰链。

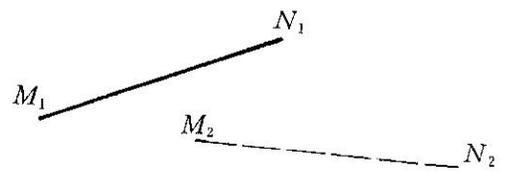
- (1) 求转动极和半角；
- (2) 已知曲柄 $AB = 15$ mm，连杆 $BC = 70$ mm，设计铰链四杆机构ABCD，并求摇杆CD的长度。

应用半角转动法。比例尺 $\mu_l = 1$ mm/mm。

- (1) 作 M_1M_2 和 N_1N_2 的垂直平分线 m_{12} 、 n_{12} ，其交点P₁₂即为所求转动极， $\angle M_1P_{12}m_{12}$ 即为转动半角 $\theta_{12}/2$ ；

- (2) 转动 $\frac{\theta_{12}}{2}$ 的终边过A，在其始边上选一点B₁，且使 $AB = 15$ mm；

- (3) 转动 $\frac{\theta_{12}}{2}$ 的终边过D，在其始边上选一点C₁，且使 $BC = 70$ mm；

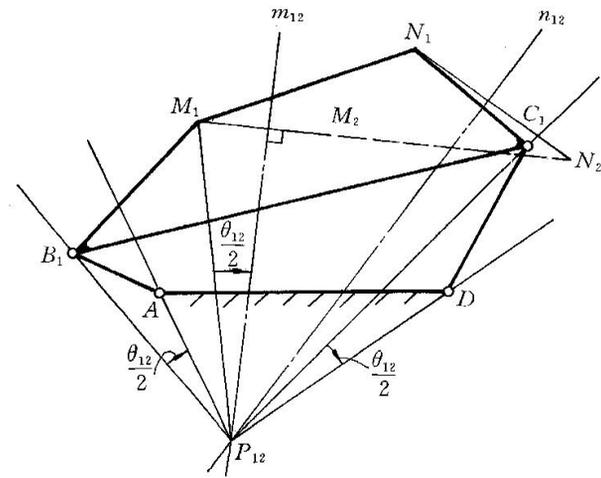
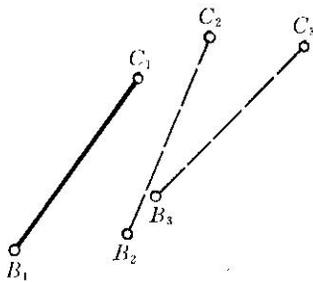


(4) 连接 AB_1C_1D 及使 B_1C_1 和动平面上的 M_1N_1 线相连， AB_1C_1D 即为所求，线段 DC_1 长度为摇杆 CD 之长。

10

试用作图法设计一铰链四杆机构，使其连杆 BC 能通过图中给定的三个位置（ B_1C_1 ， B_2C_2 ， B_3C_3 ），比例尺为 μ_l ，要求：

- (1) 求出两连架杆，机架的长度；
- (2) 判断所设计机构的类型(即指明是双曲柄机构，双摇杆机构还是曲柄摇杆机构?)



(1) 分别作 B_1 、 B_2 和 B_2 、 B_3 以及 C_1 、 C_2 和 C_2 、 C_3 的连线并作这些连线的垂直平分线 b_{12} 、 b_{23} 和 c_{12} 、 c_{23} ，则 b_{12} 和 b_{23} 的交点为 A ； c_{12} 和 c_{23} 的交点为 D 。

故得铰链四杆机构 $AB_1C_1D_1$ ，由图量得：

$$AB_1 = 13.5 \text{ mm}, AD = 25 \text{ mm}, CD = 20 \text{ mm}, \text{且 } BC = 29$$

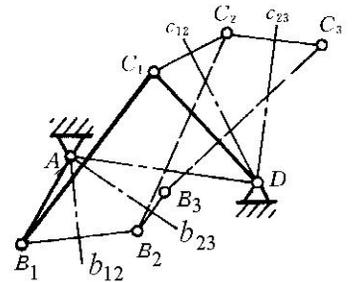
mm

$$l_{AB} = AB_1 \times \mu_l, l_{AD} = AD \times \mu_l, l_{CD} = CD \times \mu_l, l_{BC} = BC \times \mu_l$$

$$(2) l_{AB} + l_{BC} = (13.5 + 29) \times \mu_l = 42.5 \times \mu_l \text{ mm}$$

$$l_{AD} + l_{CD} = (25 + 20) \times \mu_l = 45 \times \mu_l \text{ mm}$$

即 $l_{AB} + l_{BC} < l_{AD} + l_{CD}$ ，且最短杆 l_{AB} 为连架杆，故该机构为曲柄摇杆机构。

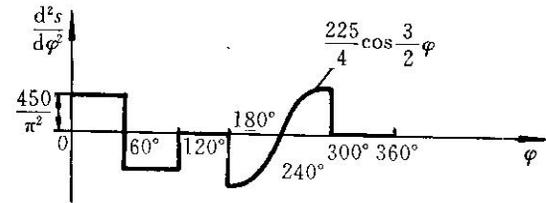


第9章 凸轮机构及其设计

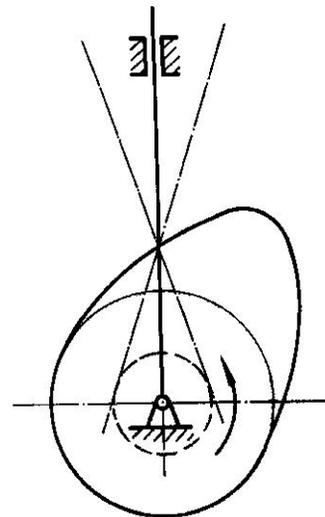
I. 填空题

- 1 凸轮机构中的压力角是凸轮与从动件接触点处的正压力方向和从动件上力作用点处的速度方向所夹的锐角。
- 2 凸轮机构中，使凸轮与从动件保持接触的方法有力封闭法和几何封闭法（形封闭法）两种。
- 3 在回程过程中，对凸轮机构的压力角加以限制的原因是为减小从动件产生过大的加速度引起的冲击。
- 4 在推程过程中，对凸轮机构的压力角加以限制的原因是提高机械效率、改善受力情况。
- 5 在直动滚子从动件盘形凸轮机构中，凸轮的理论廓线与实际廓线间的关系是法向距离为滚子半径的等距曲线。
- 6 凸轮机构中，从动件根据其端部结构型式，一般有尖顶从动件、滚子从动件、平底从动件等三种型式。
- 7 设计滚子从动件盘形凸轮机构时，滚子中心的轨迹称为凸轮的理论廓线；与滚子相包络的凸轮廓线称为实际廓线。
- 8 盘形凸轮的基圆半径是理论轮廓曲线上距凸轮转动中心的最小向径。

- 9 根据图示的 $\frac{d^2s}{d\varphi^2} - \varphi$ 运动线图，可判断从动件的推程运动是(1)等加速等减速运动规律(2)从动件的回程运动是简谐运动规律。



- 10 从动件作等速运动的凸轮机构中，其位移线图是斜直线，速度线图是平行于凸轮转角坐标轴的直线。
- 11 当初步设计直动尖顶从动件盘形凸轮机构中发现有自锁现象时，可采用增大基圆半径、采用偏置从动件、在满足工作要求的前提下，选择不同的从动件的运动规律等办法来解决。
- 12 在设计滚子从动件盘形凸轮廓线中，若出现滚子半径大于理论廓线上的最小曲率半径时，会发生从动件运动失真现象。此时，可采用加大凸轮基圆半径或减小滚子半径方法避免从动件的运动失真。
- 13 用图解法设计滚子从动件盘形凸轮廓线时，在由理论廓线求实际廓线的过程中，若实际廓线出现尖点或交叉现象，则与滚子半径的选择有关。
- 14 在设计滚子从动件盘形凸轮机构时，选择滚子半径的条件是滚子半径小于凸轮理论廓线上的最小曲率半径。
- 15 在偏置直动从动件盘形凸轮机构中，当凸轮逆时针方向转动时，为减小机构压力角，应使从动件导路位置偏置于凸轮回转中心的右侧。
- 16 平底从动件盘形凸轮机构中，凸轮基圆半径应由凸轮廓线全部外凸的条件来决定。
- 17 凸轮的基圆半径越小，则凸轮机构的压力角越大，而凸轮机构的尺寸越紧凑。
- 18 凸轮基圆半径的选择，需考虑到实际的结构条件、压力角，以及凸轮的实际



廓线是否出现变尖和失真等因素。

19当发现直动从动件盘形凸轮机构的压力角过大时，可采取：**增大基圆半径**，**正确的偏置从动件**等措施加以改进；当采用滚子从动件时，如发现凸轮实际廓线造成从动件运动规律失真，则应采取**减小滚子半径**，**增大基圆半径**等措施加以避免。

20在许用压力角相同的条件下**偏置**从动件可以得到比**对心**从动件更小的凸轮基圆半径或者说，当基圆半径相同时，从动件正确偏置可以**减小**凸轮机构的推程压力角。

21直动尖顶从动件盘形凸轮机构的压力角是指**过接触点的法向力与从动件的速度方向所夹的锐角**；直动滚子从动件盘形凸轮机构的压力角是指**过接触点的法向力与滚子中心速度方向所夹的锐角**；而直动平底从动件盘形凸轮机构的压力角等于**常数**。

22凸轮机构从动件的基本运动规律有**等速运动规律**，**等加速等减速运动规律**，**简谐运动规律**，**摆线运动规律**。其中**等速运动规律**运动规律在行程始末位置有刚性冲击。

23在凸轮机构几种基本的从动件运动规律中，**等速**运动规律使凸轮机构产生刚性冲击**等加速等减速运动规律和简谐**运动规律产生柔性冲击，**摆线**运动规律则没有冲击。

24用作图法绘制直动从动件盘形凸轮廓线时，常采用**反转法**。即假设凸轮**静止不动**，从动件**作绕凸轮轴线的反向转动（ ω 方向转动）和沿从动件导路方向的往复移动**的复合运动。

25在对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构中，若凸轮基圆半径增大，则其压力角将**减小**；在对心直动平底从动件盘形凸轮机构中，若凸轮基圆半径增大，则其压力角将**保持不变**。

26理论廓线全部外凸的直动从动件盘形凸轮机构中，滚子半径应取为 $r_r \leq 0.8\rho_{\min}$ ；若实际廓线出现尖点，是因为 $r_r \geq \rho_{\min}$ ；压力角对基圆的影响是**压力角大，基圆半径小；反之亦成立**。

27凸轮的基圆半径越小，则机构越**紧凑**，但过于小的基圆半径会导致压力角增大，从而使凸轮机构的传动性能变差。

28凸轮机构从动件运动规律的选择原则为**满足从动件的运动性能、避免刚性冲击、加工制造方便**。

29直动从动件盘形凸轮的轮廓形状是由**(1)从动件的运动规律与基圆大小(2)从动件的导路位置与从动件的端部结构型式**决定的。

判断题

30偏置直动尖顶从动件盘形凸轮机构中，其推程运动角等于凸轮对应推程廓线所对中心角；其回程运动角等于凸轮对应回程廓线所对中心角。

(N)

31在直动从动件盘形凸轮机构中进行合理的偏置，是为了同时减小推程压力角和回程压力角。

(N)

32当凸轮机构的压力角的最大值超过许用值时，就必然出现自锁现象。(N)

33凸轮机构中，滚子从动件使用最多，因为它是三种从动件中的最基本形式。

(N)

34 直动平底从动件盘形凸轮机构工作中,其压力角始终不变。 (Y)

35 滚子从动件盘形凸轮机构中,基圆半径和压力角应在凸轮的实际廓线上来度量 (N)

36 滚子从动件盘形凸轮的实际轮廓曲线是理论轮廓曲线的等距曲线。因此,只要将理论廓线上各点的向径减去滚子半径,便可得到实际轮廓曲线上相应点的向径。(N)

37 从动件按等加速等减速运动规律运动时,推程的始点、中点及终点存在柔性冲击。因此,这种运动规律只适用于中速重载的凸轮机构中。

(N)

38 从动件按等加速等减速运动规律运动是指从动件在推程中按等加速运动,而在回程中则按等减速运动,且它们的绝对值相等。

(N)

39 从动件按等速运动规律运动时,推程起始点存在刚性冲击,因此常用于低速的凸轮机构中。

(Y)

40 在对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构中,当从动件按等速运动规律运动时,对应的凸轮廓线是一条阿米德螺旋线。

(Y)

41 在直动从动件盘形凸轮机构中,当从动件按简谐运动规律运动时,必然不存在刚性冲击和柔性冲击。

(N)

42 在直动从动件盘形凸轮机构中,无论选取何种运动规律,从动件回程加速度均为负值。

(N)

43 凸轮的理论廓线与实际廓线大小不同,但其形状总是相似的。 (N)

44 为实现从动件的某种运动规律而设计一对心直动尖顶从动件凸轮机构。当该凸轮制造完后,若改为直动滚子从动件代替原来的直动尖顶从动件,仍能实现原来的运动规律。

(N)

45 偏置直动滚子从动件位移变化与相应理论廓线极径增量变化相等。

(N)

46 设计对心直动平底从动件盘形凸轮机构时,若要求平底与导路中心线垂直,则平底左右两侧的宽度必须分别大于导路中心线到左右两侧最远切点的距离,以保证在所有位置平底都能与凸轮廓线相切。

(Y)

47 在凸轮理论廓线一定的条件下,从动件上的滚子半径越大,则凸轮机构的压力角越小。

(N)

48 在对心直动平底从动件凸轮机构中,如平底与从动件导路中心线垂直,平底与实际轮廓线相切的切点位置是随凸轮的转动而变化的,从导路中心线到左右两侧最远的切点分别对应于升程和回程出现 v_{\max} 的位置处。

(Y)

49 在盘形凸轮机构中,其对心直动尖顶从动件的位移变化与相应实际廓线极径增量的变化相等。

(Y)

50在盘形凸轮机构中，对心直动滚子从动件的位移变化与相应理论廓线极径增量变化相等。

(Y)

51在盘形凸轮机构中，对心直动滚子从动件位移变化与相应实际廓线极径增量变化相等。

(N)

II. 选择题

1理论廓线相同而实际廓线不同的两个对心直动滚子从动件盘形凸轮机构，其从动件的运动规律A。(A)相同；(B)不相同。

2对于转速较高的凸轮机构，为了减小冲击和振动，从动件运动规律最好采用C运动规律。(A)等速；(B)等加速等减速；(C)正弦加速度。

3若从动件的运动规律选择为等加速等减速运动规律、简谐运动规律或正弦加速度运动规律，当把凸轮转速提高一倍时，从动件的加速度是原来的C倍。

(A)1；(B)2；(C)4；(D)8。

4凸轮机构中从动件作等加速等减速运动时将产生B冲击。它适用于E场合。

(A)刚性；(B)柔性；(C)无刚性也无柔性；(D)低速；(E)中速；(F)高速。

5若从动件的运动规律选择为等速运动规律、等加速等减速运动规律、简谐运动规律或正弦加速度运动规律，当把凸轮转速提高一倍时，从动件的速度是原来的B倍。

(A)1；(B)2；(C)4。

6设计偏置直动尖顶从动件盘形凸轮机构时，若推程和回程位移线图对称，则合理设计的凸轮轮廓曲线中，推程廓线比回程廓线A。(A)较长；(B)较短；(C)两者对称相等。

7当凸轮基圆半径相同时，采用适当的偏置式从动件可以A凸轮机构推程的压力角。

(A)减小；(B)增加；(C)保持原来。

8滚子从动件盘形凸轮机构的滚子半径应B凸轮理论廓线外凸部分的最小曲率半径。(A)大于；(B)小于；(C)等于。

9在设计滚子从动件盘形凸轮机构时，轮廓曲线出现尖顶或交叉是因为滚子半径该位置理论廓线的曲率半径。C(A)大于；(B)小于；(C)等于。

10直动平底从动件盘形凸轮机构的压力角B。

(A)永远等于 0° ；(B)等于常数；(C)随凸轮转角而变化。

11在平底从动件盘形凸轮机构中，凸轮与从动件的真实接触点在B。

(A)平底中心；(B)距平底中心 $\frac{v}{\omega}$ 处；(C)距平底中心 $\frac{\omega}{v}$ 处。

12在设计直动滚子从动件盘形凸轮机构的实际廓线时，发现压力角超过了许用值，且廓线出现变尖现象，此时应采取的措施是B或A和B。

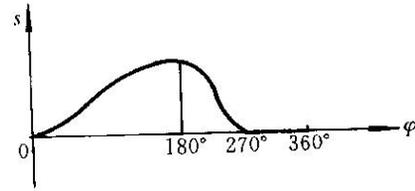
(A)减小滚子半径；(B)加大基圆半径；(C)减小基圆半径。

13设计一直动从动件盘形凸轮，当凸轮转速 ω 及从动件运动规律 $v = v(s)$ 不变时，若 α_{\max} 由 40° 减小到 20° ，则凸轮尺寸会A。(1)增大；(B)减小；(C)不变。

14用同一凸轮驱动不同类型（尖顶、滚子或平底式；直动或摆动式）的从动件时，各从动件的运动规律B。(A)相同；(B)不同；(C)在无偏距时相同。

15 直动从动件盘形凸轮机构中，当推程为等速运动规律时，最大压力角发生在行程 A。(A) 起点；(B) 中点；(C) 终点。

16 从动件的推程和回程都选用简谐运动规律，它的位移线图如图所示。可判断得：



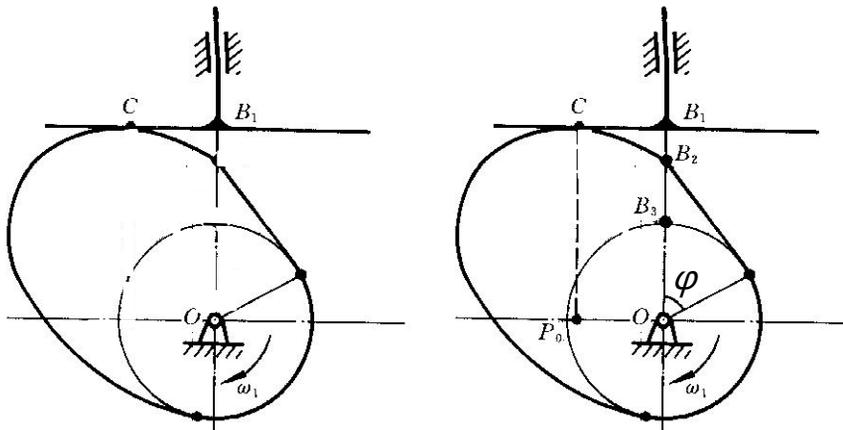
从动件在运动过程中，在 A 处存在柔性冲击。

- (A) 最高位置和最低位置；(B) 最高位置；
(C) 最低位置；(D) 各位置处均无柔性冲击存在。

III. 问答题

1 在图示直动平底从动件盘形凸轮机构中，请指出：

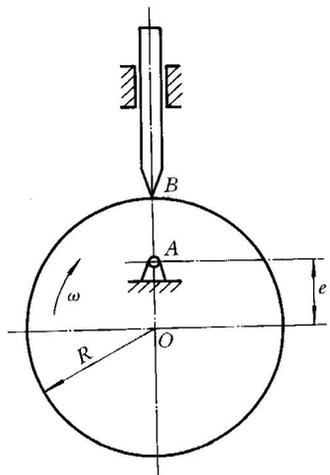
- (1) 图示位置时凸轮机构的压力角 α 。
- (2) 图示位置从动件的位移。
- (3) 图示位置时凸轮的转角。
- (4) 图示位置时从动件与凸轮的瞬心。



(1) 0 (2) B_1B_3 (3) δ (4) P_0

2 图示偏心圆盘凸轮机构，圆盘半径 $R=50\text{mm}$ ，偏心距 $e=25\text{mm}$ ，凸轮以 $\omega = 2\text{rad/s}$ 顺时针方向转过 90° 时，从动件的速度 $v = 50\text{mm/s}$ 。试问：

- (1) 在该位置时，凸轮机构的压力角为多大？
- (2) 在该位置时，从动件的位移为多大？该凸轮机构从动件的行程 h 等于多少？



(1) 30° (2) $25(\sqrt{3}-1)$ mm, $h=50$

3在直动从动件盘形凸轮机构中，试问同一凸轮采用不同端部形状的从动件时，其从动件运动规律是否相同？为什么？

(1)不相同。(2)凸轮的实际廓线相同，而从动件端部形状不同时，该凸轮的理论廓线不相同，故从动件的运动规律不相同。

4设计哪种类型的凸轮机构时可能出现运动失真？当出现运动失真时应该考虑用哪些方法消除？

(1)设计滚子从动件盘形凸轮机构和平底从动件盘形凸轮机构时，可能出现从动件的运动失真。

(2)可考虑增大基圆半径的方法消除运动失真。对于滚子从动件还可考虑减小滚子半径来消除从动件的运动失真现象，但要在具体结构和强度条件允许的前提下来考虑。

5何谓凸轮机构的压力角？它在凸轮机构的设计中有何重要意义？

(1)凸轮施加给从动件的正压力方向与从动件受力点处的速度方向所夹锐角。

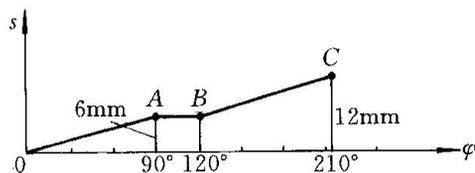
(2)压力角的大小可影响凸轮机构尺寸和凸轮机构的传力效果。

6直动从动件盘形凸轮机构压力角的大小与该机构的哪些因素有关？

(1)与基圆半径有关；(2)与偏距大小、方向有关；

(3)与从动件类型有关；(4)与运动规律的选择有关。

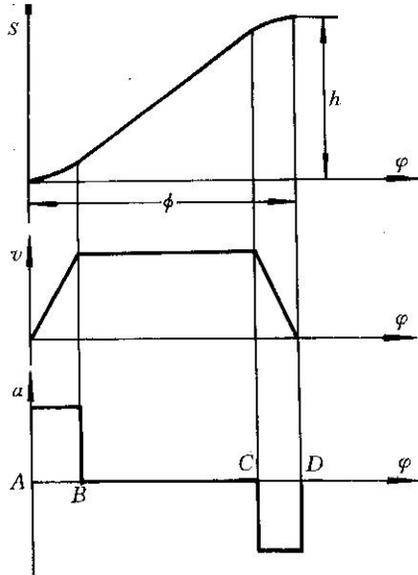
7图示为一凸轮机构从动件推程位移曲线， $OA//BC$ ， AB 平行横坐标轴。试分析该凸轮机构在何处有最大压力角，并扼要说明理由。



(1)O点处压力角最大。

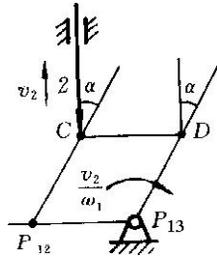
(2)因为 OA 、 BC 的斜率相同，两段曲线在 O 、 B 处有最大压力角，但相比之下， O 点处凸轮廓线的曲率半径更小，所以压力角最大。

8图示凸轮机构从动件推程运动线图是由哪两种常用的基本运动规律组合而成？并指出有无冲击。如果有冲击，哪些位置上有何种冲击？从动件运动形式为停-升-停。



- (1)由等速运动规律和等加速等减速运动规律组合而成。(2)有冲击。
 (3)ABCD处有柔性冲击。

9在直动从动件盘形凸轮机构中，若凸轮作顺时针方向转动，从动件向上移动为工作行程，则凸轮的轴心应相对从动件导路向左偏置还是向右偏置为好？为什么？若偏置得太多会有什么问题产生？



- (1)向右偏置好。(2)向右偏置，可使工作行程中的压力角减小。
 (3)偏置过多，会使行程始末点附近的压力角增大过多。若偏距超出基圆半径，会导致从动件与凸轮脱离接触。

10当设计直动从动件盘形凸轮机构的凸轮廓线时，若机构的最大压力角超过了许用值，试问可采用哪几种措施来减小最大压力角或增大许用压力角？

$$\alpha = \frac{ds/d\phi \pm e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s}$$

(1)由公式可知，降低压力角的措施主要有：增大基圆半径，采用适当的偏置措施。

(2)凸轮机构的许用压力角 $[\alpha]$ 与临界压力角 α_c 有如下关系：

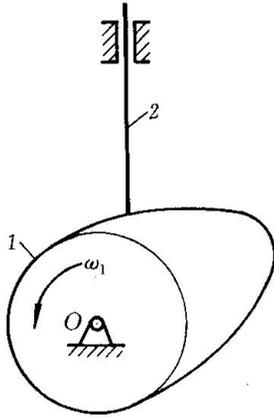
$$[\alpha] = \frac{\alpha_c}{n} \quad (n \text{ 为安全系数})$$

$$\alpha_c = \arctg \left[\frac{1}{(1 + \frac{2b}{l})f} \right] - \phi$$

故增大许用压力角的措施主要有：减小从动件悬臂长度 b ，增大导路长度 l 和减小摩擦系数 f 。

11在图示直动尖顶从动件盘形凸轮机构中，凸轮转向如图所示。试写出该位置

时从动件压力角计算公式，并说明从动件相对凸轮轴心的配置是否合理，为什么？



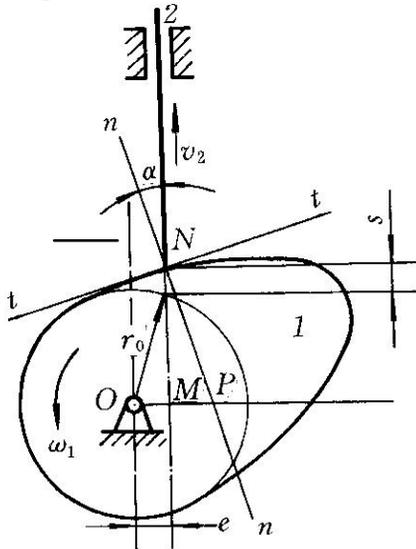
$$(1) \text{tg} \alpha = \frac{OP - e}{s + \sqrt{r_0^2 - e^2}}$$

P 为凸轮与从动件的瞬心， $OP = \frac{s}{d\varphi}$

$$\alpha = \text{arctg} \left[\frac{\frac{ds}{d\varphi} - e}{s + \sqrt{r_0^2 - e^2}} \right]$$

(2) 从动件的配置合理。

(3) 求 $\text{tg} \alpha$ 的公式中，分子为 $\frac{ds}{d\varphi} - e$ ，有利于减小压力角。

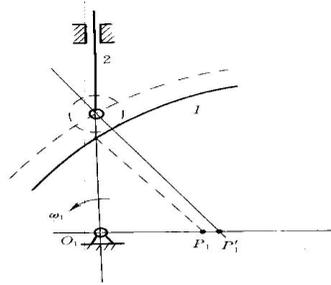


12有一对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构，为改善从动件尖端的磨损情况，将其尖端改为滚子，仍使用原来的凸轮，这时该凸轮机构中从动件的运动规律有无变化？简述理由。

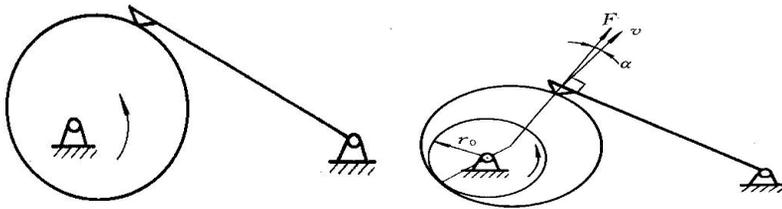
(1) 运动规律发生了变化。（见下图）

(2) 采用尖顶从动件时，图示位置从动件的速度 $v_2 = \omega_1 O_1 P_1$ ，采用滚子从动件时，图示位置的速度 $v'_2 = \omega_1 O_1 P'_1$ ，由于 $O_1 P_1 \neq O_1 P'_1$ ， $v_2 \neq v'_2$ ；故其运动规律发生

改变。

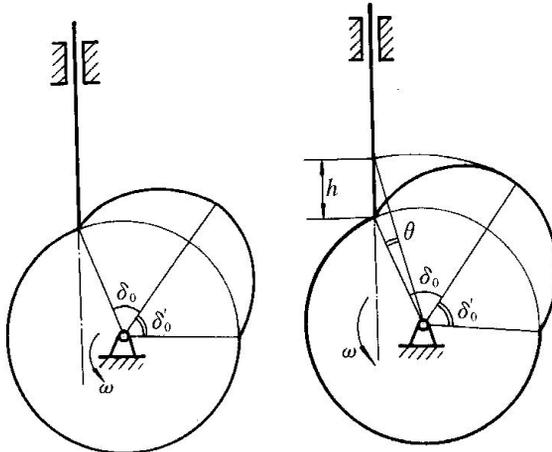


13画出图示凸轮机构的基圆半径 r_0 及机构在该位置的的压力角 α 。



(1)画出基圆。(2)标出压力角 α 。

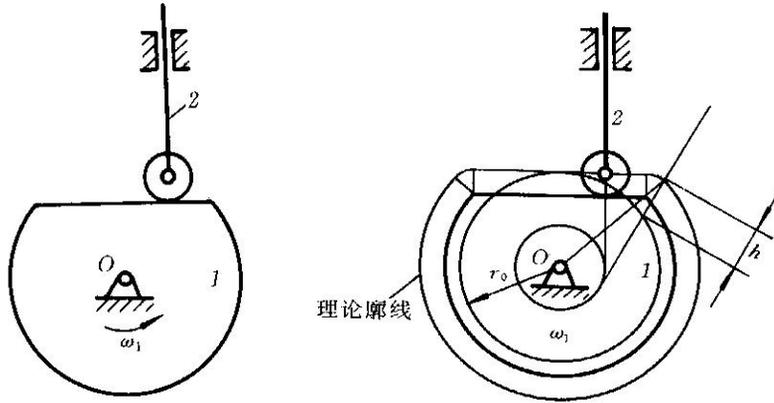
14画出图示凸轮机构从动件升到最高时的位置，标出从动件行程 h ，说明推程运动角和回程运动角的大小。



(1)从动件升到最高点位置如图所示。(2)行程 h 如图所示。

(3) $\Phi = \delta_0 - \theta$ (4) $\Phi = \delta_0' + \theta$

15试画出图示凸轮机构中凸轮1的理论廓线，并标出凸轮基圆半径 r_0 、从动件2的行程。



- (1)理论廓线如图所示（由三段圆弧和一段直线所组成）。
 (2)基圆半径 r_0 如图示。(3)行程 h 如图示。

IV. 图解题

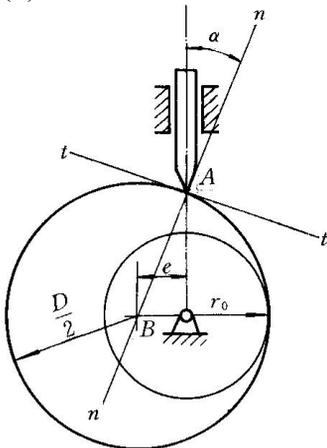
1已知一对心直动尖顶从动件盘状凸轮机构的凸轮轮廓曲线为一偏心圆，其直径 $D=50\text{mm}$ ，偏心距 $e=5\text{mm}$ 。要求：

- (1) 画出此机构的简图（自取比例尺）；
- (2) 画出基圆并计算 r_0 ；
- (3) 在从动件与凸轮接触处画出压力角 α 。

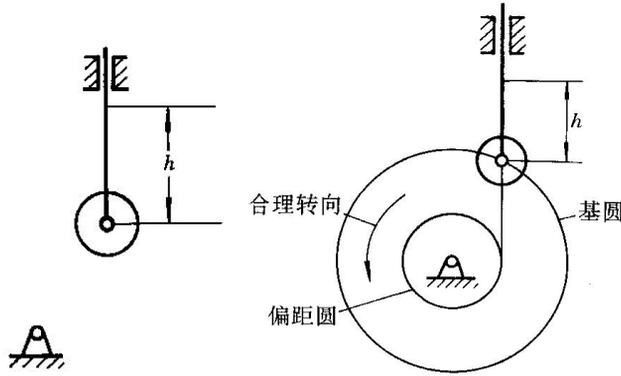
解：(1)凸轮机构如图示。

(2) $r_0 = D/2 - e = 50/2 - 5 = 20\text{mm}$

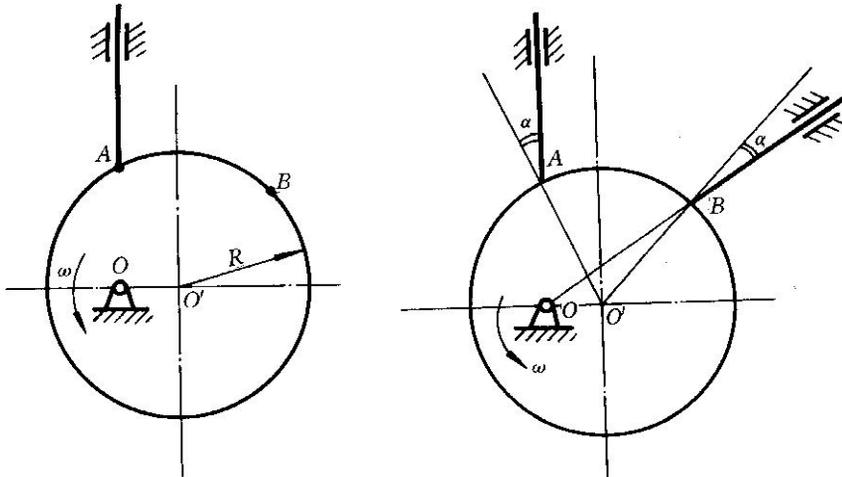
(3)压力角 α 如图示。



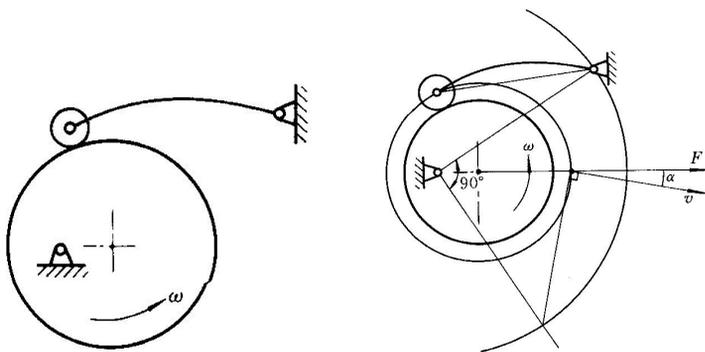
2已知凸轮机构中凸轮的回转中心、导路的位置及行程 h ，画出凸轮机构的基圆、偏距圆及凸轮的合理转向。



- (1)画基圆如图示；(2)画偏距圆如图示；(3)确定合理转向如图示。
- 3画出图示凸轮机构中A点和B点位置处从动件的压力角，若此偏心凸轮推程压力角过大，则应使凸轮中心向何方偏置才可使压力角减小？

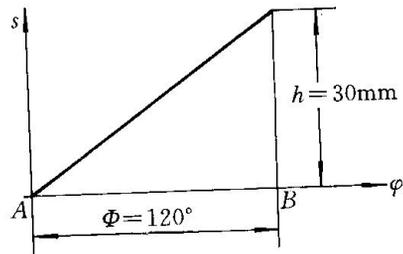
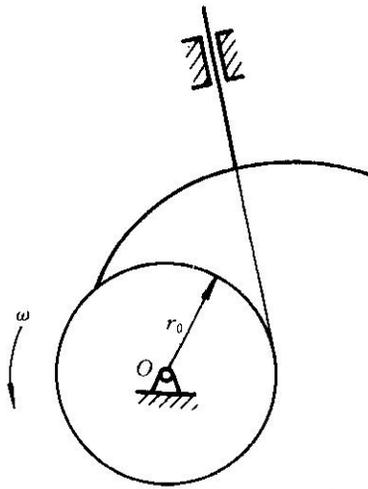


- (1)A点压力角如图示。
- (2)B点压力角如图示。
- (3)当压力角过大时，应使凸轮中心向左偏置。
- 4在图示凸轮机构中标出凸轮转过90°时凸轮机构的压力角 α 。



- (1)画出凸轮转过90°的位置；(2)标出该位置压力角 α 如图示。
- 5图示直动尖顶从动件盘形凸轮机构，凸轮等角速转动，凸轮轮廓在推程运动角 $\Phi=120^\circ$ 时是渐开线，从动件行程 $h=30\text{mm}$ ，要求：
- (1)画出推程时从动件的位移线图 $s-\varphi$ ；

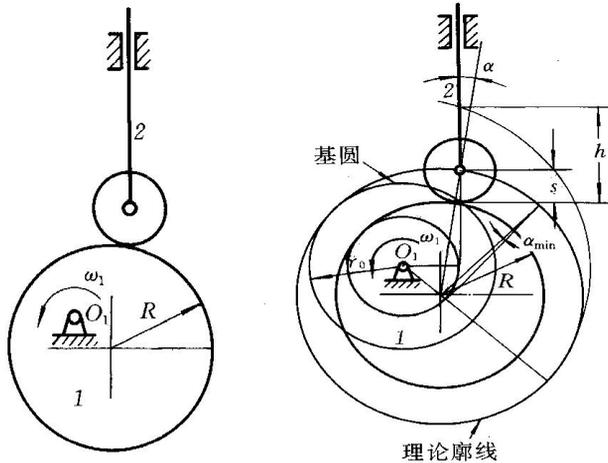
(2) 分析推程时有无冲击，发生在何处？是哪种冲击？



(1) 因推程时凸轮轮廓是渐开线，其从动件速度为常数 $v=r_0 \cdot \omega$ ，其位移为直线，如图示。

(2) 推程时，在A、B处发生刚性冲击。6图示为一偏心圆盘凸轮机构，凸轮的回转方向如图所示。要求：

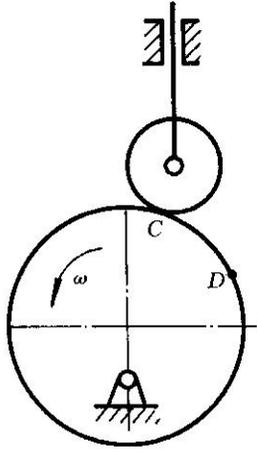
- (1) 说明该机构的详细名称；
- (2) 在图上画出凸轮的基圆，并标明图示位置的凸轮机构压力角和从动件2的位移；
- (3) 在图上标出从动件的行程 h 及该机构的最小压力角的位置。



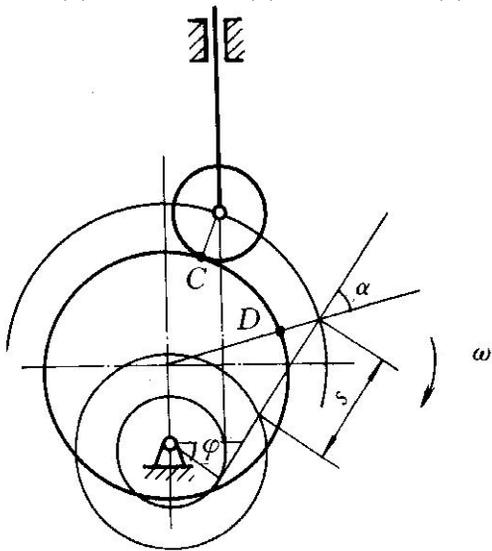
- (1) 偏置直动滚子从动件盘形凸轮机构。
- (2) r_0 , α , s 如图所示。
- (3) h 及 α_{\min} 发生位置如图所示。

7试在图示凸轮机构中，

- (1) 标出从动件与凸轮从接触点C到接触点D时，该凸轮转过的转角 φ ；
- (2) 标出从动件与凸轮在D点接触的压力角 α ；
- (3) 标出在D点接触时的从动件的位移 s 。

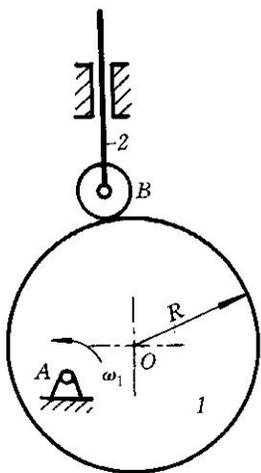


(1) φ 如图所示。(2) α 如图所示。(3) s 如图所示。

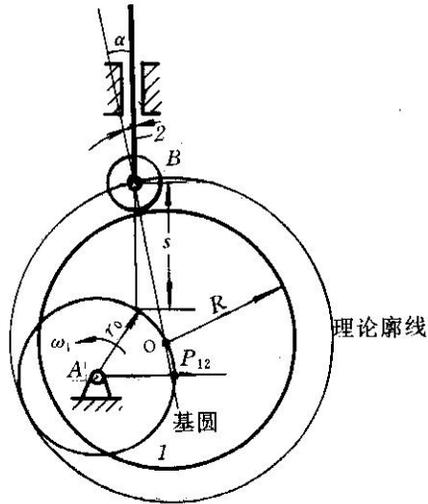


8图示为一偏置直动滚子从动件盘形凸轮机构，凸轮以等角速度 ω_1 逆时针方向转动。试在图上：

- (1) 画出该凸轮的基圆和理论廓线；
- (2) 标出该位置时从动件的压力角 α ；
- (3) 标出该位置时从动件的位移 s ，并求出该位置时从动件的速度。

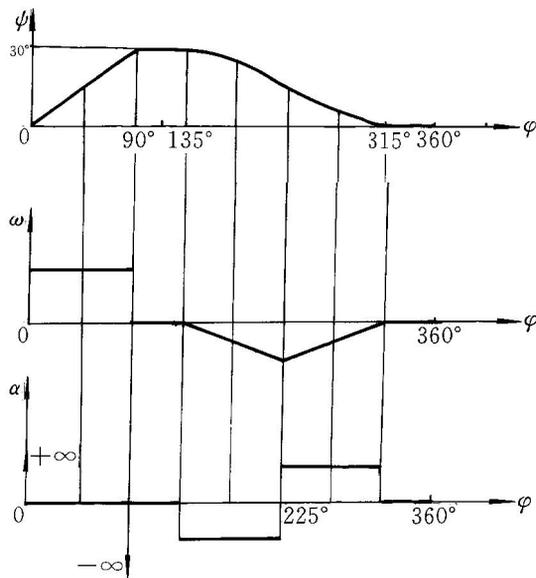


- (1)
 1) 基圆如图示；2) 理论廓线如图示。
 (2) 压力角 α 如图示。
 (3)
 1) 位移 s 如图示。2) $v_2 = \omega_1 l_{AP_{12}}$



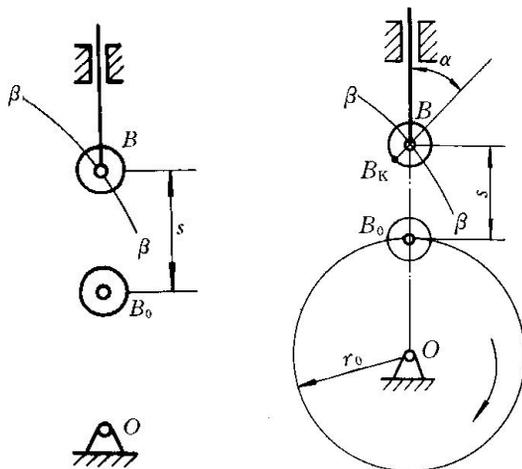
9 已知一摆动滚子从动件盘形凸轮机构的运动规律为：凸轮从 0° 转过 90° ，从动件等速向上摆动 30° ；凸轮从 90° 转到 135° ，从动件停止不动；凸轮从 135° 转到 315° ，从动件以等加速等减速运动向下摆动 30° (等加速运动和等减速运动过程中，所用时间相等)；凸轮从 315° 转到 360° 时，从动件在最低位停止不动。

- (1) 画出从动件的角位移线图 $\psi - \varphi$ ；
 - (2) 画出从动件的角速度线图 $\omega - \varphi$ ；
 - (3) 画出从动件的角加速度线图 $\alpha - \varphi$ ；
 - (4) 指出该凸轮机构在运动过程中有无冲击发生，并说明冲击的性质。
- (1) $\psi - \varphi$ 线图如图示。
 (2) $\omega - \varphi$ 线图如图示。
 (3) $\alpha - \varphi$ 线图如图示。
 (4) $\varphi = 0^\circ, 90^\circ$ 时发生刚性冲击；
 $\varphi = 135^\circ, 225^\circ, 315^\circ$ 时发生柔性冲击。



10图示对心直动滚子从动件盘形凸轮机构， B_0 是从动件最低位置时滚子中心的位置， B 是推程段从动件上升了 s 位移后滚子中心的位置，过 B 点的一段曲线 β 为凸轮的理论廓线， B_0 、 B 处的小圆为滚子圆。试在图上画出：

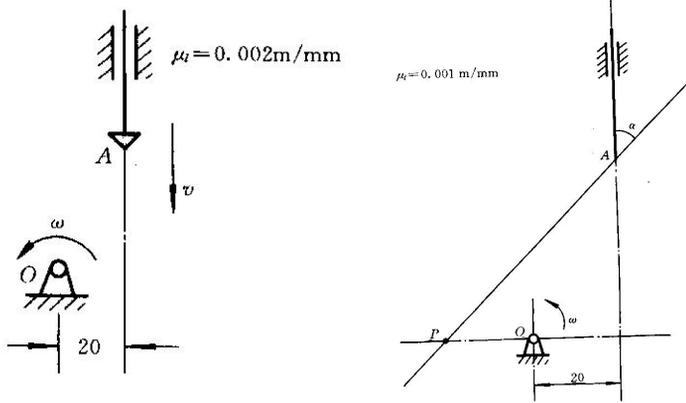
- (1) 凸轮的基圆；
- (2) 从动件在 B 点的压力角，并指出凸轮的转动方向；
- (3) 从动件在 B 位置时，滚子与凸轮的实际廓线的接触点 B_K 。



作图过程如图示。

V. 计算题

1图示凸轮机构中，凸轮 $\omega = 100\text{rad/s}$ ，从动件端点下降经过 A 点时速度为 2m/s ， A 点至轴心的 O 的距离为 44.72mm ，导路偏距为 20mm 。试求凸轮机构在此位置时的压力角 α ，并在图上标出。



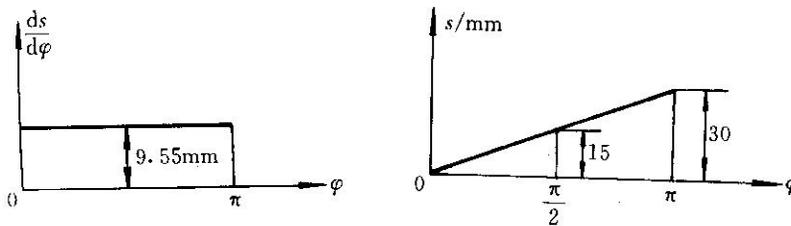
$$\alpha = \frac{\frac{v}{\omega} + e}{\sqrt{OA^2 - e^2}} = 1$$

(1) $\text{tg } \alpha = \frac{v}{\omega} + e$

(2) $\alpha = 45^\circ$

2已知：对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构，行程 $h = 30\text{mm}$ ，基圆半径

$r_0 = 30\text{mm}$ ，推程运动规律 $\frac{ds}{d\varphi} - \varphi$ 如图，求凸轮转角为 $\frac{\pi}{2}$ 时的压力角 α 。



(1) 从动件推程运动规律为等速运动规律，当 $\varphi = \frac{\pi}{2}$ 时， $s = 15\text{mm}$

$$\alpha = \frac{\frac{ds}{d\varphi}}{r_0 + s} = \frac{9.55}{30 + 15}$$

(2) $\text{tg } \alpha = \frac{9.55}{30 + 15}$

$\alpha = 11.98^\circ$

VI. 证明题

1

设 $T = \frac{t}{t_0}$, $S = \frac{s}{h}$; t 为时间, s 为位移, h 为行程, t_0 为完成一个推程所用时间。求证：

(1) 速度 $v = \frac{h}{t_0} \cdot \frac{dS}{dT}$; (2) 加速度 $a = \frac{h}{t_0^2} \cdot \frac{d^2S}{dT^2}$ 。

$$\frac{h}{t_0} \cdot \frac{dS}{dT} = \frac{h}{t_0} \cdot \frac{h}{dt} = \frac{ds}{dt} = v$$

证明：(1) _____

$$\frac{h}{t_0^2} \cdot \frac{d^2 S}{dT^2} = \frac{h}{t_0^2} \cdot \frac{d\left(\frac{t_0}{h} v\right)}{\frac{dt}{t_0}} = \frac{d^2 s}{dt^2} = a$$

(2)

VII. 计算题

1作等加速等减速运动的从动件，在等加速段的位移方程为 $s = \frac{2h}{\Phi^2} \varphi^2$ ，式中 φ 为凸轮转角， Φ 为推程运动角， h 为行程。试写出从动件在等减速阶段的位移方程、速度方程和加速度方程。(凸轮以等角速度 ω 转动。)

(1) 位移方程为 $s = h - \frac{2h}{\Phi^2} (\Phi - \varphi)^2$

(2) 速度方程为 $v = \frac{4h\omega}{\Phi^2} (\Phi - \varphi)$

(3) 加速度方程为 $a = -\frac{4h\omega^2}{\Phi^2}$

VIII. 证明题

1

设 $T = \frac{t}{t_0}, S = \frac{s}{h}$ ；求证：

(1) 类速度 $\frac{ds}{d\varphi} = \frac{h}{\Phi} \cdot \frac{dS}{dT}$ ； (2) 类加速度 $\frac{d^2 s}{d\varphi^2} = \frac{h}{\Phi^2} \cdot \frac{d^2 S}{dT^2}$ 。

式中 t 为时间， s 为位移， h 为行程， t_0 为从动件完成一个推程所用时间， Φ 为推程运动角， φ 为凸轮转角，凸轮以等角速度 ω 转动。

$$\frac{h}{\Phi} \cdot \frac{dS}{dT} = \frac{h}{\Phi} \cdot \frac{\frac{ds}{dt}}{\frac{dt}{t_0}} = \frac{t_0}{\Phi} \cdot v = \frac{v}{\omega} = \frac{ds}{d\varphi}$$

证明:(1)

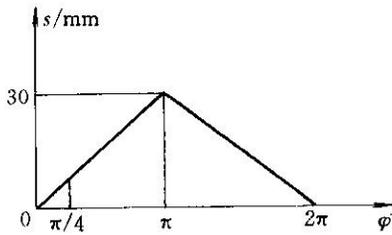
$$\frac{h}{\Phi^2} \frac{d^2 S}{dT^2} = \frac{h}{\Phi^2} \cdot \frac{d\left(\frac{dS}{dT}\right)}{dT} = \frac{h}{\Phi^2} \cdot \frac{d\left(\frac{t_0}{h} v\right)}{\frac{dt}{t_0}} = \frac{t_0^2}{\Phi^2} a$$

(2)

$$= \frac{a}{\omega^2} = \frac{d^2 s}{d\varphi^2}$$

XI. 计算题

1对心直动尖顶从动件凸轮机构运动规律如图示，基圆半径为26mm，试求凸轮转角为 $\frac{\pi}{4}$ 时，从动件的压力角。



$$(1) \quad s = \frac{h}{\pi} \varphi$$

$$\frac{v}{\omega} = \frac{h}{\pi}$$

$$\alpha = \frac{\frac{h}{\pi}}{\frac{h}{\pi} \times \left(\frac{\pi}{4}\right) + r_0} = 0.285$$

(2)tg

$$\alpha = 15.9^\circ$$

2 直动从动件盘状凸轮机构，凸轮 $\omega = 31.4 \text{ rad/s}$ ，从动件行程 $h = 20 \text{ mm}$ ，推程运动角、远休止角、近休止角均为 60° ，回程为等加速等减速运动规律。求：

- (1) 回程的最大速度；
- (2) 回程中等加速段的加速度大小与方向；
- (3) 回程中等减速段加速度的大小与方向。

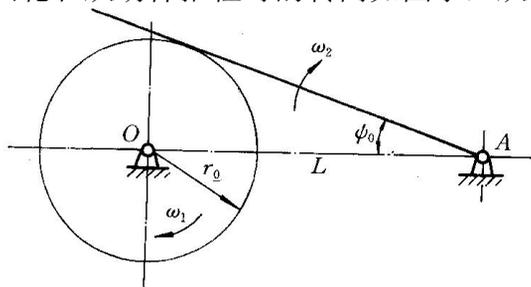
(1) 回程运动角 $\Phi' = \pi$

$$v_{\max} = \frac{2h}{\pi} \omega = 0.4 \text{ m/s}$$

(2) 加速段 $a = -2v_{\max} \omega / \pi = -8 \text{ m/s}^2 (\downarrow)$

(3) 减速段 $a = 2v_{\max} \omega / \pi = +8 \text{ m/s}^2 (\uparrow)$

3 试求导摆平底从动件盘形凸轮的廓线方程。已知凸轮基圆半径为 r_0 ，中心距为 L ，凸轮和从动件推程时的转向如图所示，从动件的运动规律为 $\psi = \psi(\varphi)$ 。

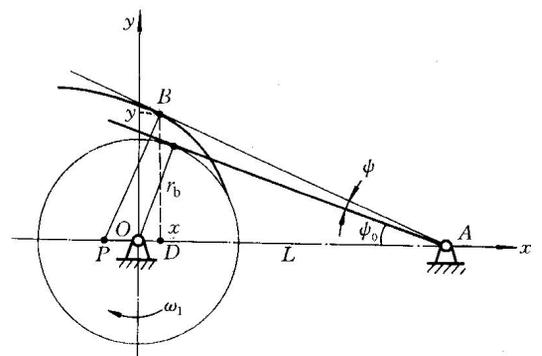


(1) 画出解题示意图

(2) 推导解析方程式

$$OP = \frac{L d\psi/d\varphi}{1 - d\psi/d\varphi}$$

$$AB = L \left(1 + \frac{d\psi/d\varphi}{1 - d\psi/d\varphi} \right) \cos(\psi_0 + \psi)$$



$$AD = L(1 + \frac{d\psi/d\varphi}{1 - d\psi/d\varphi})\cos^2(\psi_0 + \psi)$$

设B点坐标为x, y

$$x = L - L(1 + \frac{d\psi/d\varphi}{1 - d\psi/d\varphi})\cos^2(\psi_0 + \psi)$$

$$y = L(1 + \frac{d\psi/d\varphi}{1 - d\psi/d\varphi})\cos(\psi_0 + \psi)\sin(\psi_0 + \psi)$$

第10章 齿轮机构及其设计

I. 填空题

1渐开线直齿圆柱齿轮传动的主要优点为具有中心距可变性和对于在恒定转矩的传动中，轮齿间正压力的大小和方向始终不变。

2渐开线齿廓上K点的压力角应是K点的速度方向线与过K点法线所夹的锐角，齿廓上各点的压力角都不相等，在基圆上的压力角等于零度。

3满足正确啮合条件的一对渐开线直齿圆柱齿轮，当其传动比不等于1时，它们的齿形是不同的。

4一对渐开线直齿圆柱齿轮无齿侧间隙的条件是一轮节圆上的齿厚等于另一轮节圆上的齿槽宽。

5渐开线直齿圆柱齿轮的正确啮合条件是两轮模数相等，分度圆压力角相等
(或 $m_1 \cos \alpha_1 = m_2 \cos \alpha_2$)。

6一对渐开线直齿圆柱齿轮啮合传动时，两轮的节圆总是相切并相互作用纯滚动的，而两轮的中心距不一定总等于两轮的分度圆半径之和。

7当一对外啮合渐开线直齿圆柱标准齿轮传动的啮合角在数值上与分度圆的压力角相等时，这对齿轮的中心距为两齿轮分度圆半径之和或 $a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$ 。

8按标准中心距安装的渐开线直齿圆柱标准齿轮，节圆与分度圆重合，啮合角在数值上等于分度圆上的压力角。

9相啮合的一对直齿圆柱齿轮的渐开线齿廓，其接触点的轨迹是一条直线。

10渐开线上任意点的法线必定与基圆相切，直线齿廓的基圆半径为无穷大。

11渐开线齿轮的可分性是指渐开线齿轮中心距安装略有误差时，仍能保持定速比传动。

12共轭齿廓是指一对满足啮合基本定律的齿廓。

13标准齿轮除模数和压力角为标准值外，还应当满足的条件是分度圆上的齿槽宽与齿厚相等，且具有标准的齿顶高系数和顶隙系数。

14决定渐开线标准直齿圆柱齿轮尺寸的参数有 z 、 m 、 a 、 h_a^* 、 c^* ；写出用参数

表示的齿轮尺寸公式： $r = \frac{zm}{2}$ ； $r_b = r \cos \alpha$ ； $r_a = r + h_a^* m$ ； $r_f = r - (h_a^* + c^*) m$ 。

15用范成法加工渐开线直齿圆柱齿轮，发生根切的原因是刀具的齿顶线或齿顶圆超过了啮合线与轮坯基圆的切点。

16齿条刀具与普通齿条的区别是具有刀刃的齿条且刀具齿顶高为 $(h_a^* + c^*)m$ 。

17 $h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$ 的渐开线标准直齿圆柱齿轮不发生根切的最少齿数为 $z_{\min} = 17$ 。

18当直齿圆柱齿轮的齿数少于 z_{\min} 时，可采用正变位的办法来避免根切。

19齿廓啮合基本定律为：互相啮合的一对齿廓，其角速度之比与两轮连心线被齿廓接触点的公法线所分成的两线段长度成反比。如要求两角速度之比为定值，则这对齿廓在任何一点接触时，应使两齿廓在接触点的公法线与两齿轮的连心线相交于一定点。

20直齿圆柱齿轮的法节是指齿廓在公法线上的齿距它在数值上等于基圆上的齿距。

21当一对渐开线直齿圆柱齿轮传动的重合度太小且要求中心距保持不变，传动比不变时，可采取增加齿数，减少模数的办法来提高重合度。

22当两外啮合直齿圆柱标准齿轮啮合时，小齿轮轮齿根部的磨损要比大齿轮轮齿根部的磨损大。

23渐开线直齿圆柱齿轮齿廓上任一点的曲率半径等于过该点的法线与基圆的切点至该点间的距离；渐开线齿廓在基圆上任一点的曲率半径等于零；渐开线齿条齿廓上任一点的曲率半径等于无穷大。

24一对渐开线直齿圆柱齿轮传动时，如重合度等于1.3，这表示啮合点在法线方向移动一个法节的距离时，有百分之30%的时间是二对齿啮合，有百分之70%的时间是一对齿啮合。

25渐开线直齿圆柱外齿轮齿廓上各点的压力角是不同的，它在基圆上的压力角为零，在齿顶圆上的压力角最大；在分度圆上的压力角则取为标准值。

26一对渐开线标准直齿圆柱齿轮，按标准中心距安装时，其顶隙和侧隙分别为 $c=c^*m$ 、零。两轮的分度圆将分别与其节圆相重合；两轮的啮合角将等于分度圆上的压力角。

27一对渐开线直齿圆柱标准齿轮传动，当齿轮的模数 m 增大一倍时，其重合度不变，各齿轮的齿顶圆上的压力角 α_a 不变，各齿轮的分度圆齿厚 s 增大一倍。

28一对渐开线标准直齿圆柱齿轮非正确安装时，节圆与分度圆不重合，分度圆的大小取决于 m 、 z ，而节圆的大小取决于安装中心距和传动比。

29用范成法切制渐开线齿轮时，为了使标准齿轮不发生根切，应满足被切齿轮的齿数大于最少齿数。

30用齿条型刀具切制标准齿轮时，应将齿条刀具的中线和被加工齿轮的分度圆相切并作纯滚动。

31用齿条刀具加工标准齿轮时，齿轮分度圆与齿条刀具中线相切，加工变位齿轮时，中线与分度圆不相切。被加工齿轮与齿条刀具相“啮合”时，齿轮节圆与分度圆重合。

32用标准齿条插刀加工标准齿轮时，是刀具的中线与轮坯的分度圆之间作纯滚动；加工变位齿轮时，是刀具的节线与轮坯的分度圆之间作纯滚动。

33在设计一对渐开线直齿圆柱变位齿轮传动时，既希望保证标准顶隙，又希望得到无侧隙啮合，为此，采取办法是减小齿顶高。

34对无侧隙啮合负传动的一对齿轮来说，两轮分度圆的相对位置关系是相交，而啮合角 α' 比零传动的 α 小。

35在模数、齿数、压力角相同的情况下，正变位齿轮与标准齿轮相比较，下列参数的变化是：齿厚增加；基圆半径不变；齿根高减少。

36一个负变位渐开线直齿圆柱齿轮同除变位系数外的其它基本参数均相同的标准齿轮相比较，其齿顶圆及齿根圆变小了，而分度圆及基圆的大小则没有变。

37一对直齿圆柱齿轮的变位系数之和 $x_1+x_2>0$ 时称为正传动， $x_1+x_2<0$ 时称为负传动；一个齿轮的变位系数 $x>0$ 称为正位齿轮， $x<0$ 称为负变位齿轮。

II. 判断题

1一对外啮合的直齿圆柱标准齿轮，小轮的齿根厚度比大轮的齿根厚度大。(N)

2一对渐开线直齿圆柱齿轮的正确啮合条件是 $P_{b1} = P_{b2}$ 。

(Y)

3一对能正确啮合传动的渐开线直齿圆柱齿轮，其啮合角一定为 20° 。

(N)

4一对直齿圆柱齿轮啮合传动，模数越大，重合度也越大。

(N)

- 5一对相互啮合的直齿圆柱齿轮的安装中心距加大时,其分度圆压力角也随之加大。
(N)
- 6标准直齿圆柱齿轮传动的实际中心距恒等于标准中心距。
(N)
- 7渐开线标准齿轮的齿根圆恒大于基圆。
(N)
- 8渐开线直齿圆柱齿轮同一基圆的两同向渐开线为等距线。
(Y)
- 9一个渐开线圆柱外齿轮，当基圆大于齿根圆时，基圆以内部分的齿廓曲线，都不是渐开线。
(Y)
- 10对于单个齿轮来说，节圆半径就等于分度圆半径。
(N)
- 11根据渐开线性质，基圆之内没有渐开线，所以渐开线齿轮的齿根圆必须设计比基圆大些。
(N)
- 12所谓直齿圆柱标准齿轮就是分度圆上的压力角和模数均为标准值的齿轮。
(N)
- 13共轭齿廓就是一对能满足齿廓啮合基本定律的齿廓。
(Y)
- 14齿廓啮合基本定律就是使齿廓能保持连续传动的定律。
(N)
- 15渐开线齿廓上某点的曲率半径就是该点的回转半径。
(N)
- 16在渐开线齿轮传动中，齿轮与齿条传动的啮合角始终与分度圆上的压力角相等。(Y)
- 17用范成法切制渐开线直齿圆柱齿轮发生根切的原因是齿轮太小了，大的齿轮就不会根切。
(N)
- 18范成法切削渐开线齿轮时，一把模数为 m 、压力角为 α 的刀具可以切削相同模数和压力角的任何齿数的齿轮。
(Y)
- 19齿数 $z > 17$ 的渐开线直齿圆柱齿轮用范成法加工时，即使变位系数 $x < 0$ ，也一定不会发生根切。
(N)
- 20一对正传动的渐开线直齿圆柱齿轮传动中，也可以有负变位齿轮。
(Y)
- 21渐开线正变位齿轮与标准齿轮相比较，其分度圆齿厚 S 增大了。
(Y)
- 22一对渐开线直齿圆柱齿轮在无侧隙传动且中心距 $a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$ 时，则必定是一对标准齿轮传动。
(N)
- 23在渐开线直齿圆柱齿轮传动中，齿厚和齿槽宽相等的圆一定是分度圆。
(N)
- 24渐开线标准直齿圆柱齿轮 A ，分别同时与齿轮 B 、 C 啮合传动，则齿轮 A 上的分

度圆只有一个，但节圆可以有两个。

(Y)

25标准齿轮就是模数、压力角及齿顶高系数均为标准值的齿轮。

(N)

26两对标准安装的渐开线标准直齿圆柱齿轮，各轮齿数和压力角均对应相等，第一对齿轮的模数 $m=4\text{mm}$ ，第二对齿轮的模数 $m=5\text{mm}$ ，则第二对齿轮传动的重合度必定大于第一对齿轮的重合度。

(N)

27一对渐开线直齿圆柱齿轮在节点处啮合时的相对滑动速度大于在其他点啮合时的相对滑动速度。

(N)

28重合度 $\varepsilon=1.35$ 表示在转过一个基圆周节 p_b 的时间 T 内，35%的时间为一对齿啮合，其余65%的时间为两对齿啮合。

(N)

29 $\alpha=20^\circ$ ， $h_a^*=1$ 的一对渐开线标准圆柱直齿轮传动，不可能有三对齿同时啮合。

(Y)

30两个渐开线直齿圆柱齿轮的齿数不同，但基圆直径相同，则它们一定可以用同一把齿轮铣刀加工。

(N)

31一个渐开线标准直齿圆柱齿轮和一个变位直齿圆柱齿轮，它们的模数和压力角分别相等，它们能够正确啮合，而且它们的顶隙也是标准的。

(N)

32齿数、模数分别对应相同的一对渐开线直齿圆柱齿轮传动和一对斜齿圆柱齿轮传动，后者的重合度比前者要大。

(Y)

III. 选择题

1已知一渐开线标准直齿圆柱齿轮，齿数 $z=25$ ，齿顶高系数 $h_a^*=1$ ，顶圆直径 $d_a=135\text{mm}$ ，则其模数大小应为_____。(A)2mm；(B)4mm；(C)5mm；(D)6mm。

2渐开线直齿圆柱外齿轮顶圆压力角___A___分度圆压力角。

(A)大于；(B)小于；(C)等于。

3齿轮齿廓上的渐开线在___B___上的压力角、曲率半径最小。

(A)根圆；(B)基圆；(C)分度圆。

4一对渐开线直齿圆柱齿轮的啮合线切于___B___。

(A)两分度圆；(B)两基圆；(C)两齿根圆。

5一对直齿圆柱齿轮的中心距___B___等于两分度圆半径之和，但___A___等于两节圆半径之和。

(A)一定；(B)不一定；(C)一定不。

6为保证一对渐开线齿轮可靠地连续定传动比传动，应使实际啮合线长度___A___基节。

(A)大于；(B)等于；(C)小于。

7一对能正确啮合的渐开线齿轮，在作单向传动时，其齿廓间作用的正压力方向是___A___。(A)恒定的；(B)变化的。

8用标准齿条刀具加工正变位渐开线直齿圆柱外齿轮时，刀具的中线与齿轮的分度圆___C___。(A)相切；(B)相割；(C)相离。

9用齿轮型刀具切削齿轮时若会发生根切，则改用齿条型刀具加工___A___会根切。

(A)也一定；(B)不一定；(C)一定不。

10当渐开线圆柱齿轮的齿数少于 z_{\min} 时，可采用A的办法来避免根切。

(A)正变位；(B)负变位；(C)减少切削深度。

11一对渐开线齿廓啮合时，接触点在啮合线上移动的距离A对应时间内基圆转过的弧长。(A)等于；(B)大于；(C)小于。

12渐开线齿轮的标准压力角可通过测量C求得。

(A)分度圆齿厚；(B)齿距；(C)公法线长度。

13一对渐开线直齿圆柱齿轮传动，节点附近的滑动速度B。(A)最大；(B)最小。

14一对渐开线直齿圆柱标准齿轮的实际中心距大于无侧隙啮合中心距时，啮合角 分度圆上的压力角，实际啮合线AE。

(A)大于；(B)小于；(C)等于；(D)变长；(E)变短；(F)不变

15在一对渐开线直齿圆柱齿轮传动过程中，齿廓接触处所受的法向作用力C。

(A)不断增大；(B)不断减小；(C)保持不变。

16一对渐开线直齿圆柱齿轮传动时，如重合度等于1，这时实际啮合线的长度等于A。

(A)基圆周节；(B)分度圆周节；(C)节圆周节。

17齿数不等的一对渐开线直齿圆柱标准齿轮传动，两轮齿廓根部滑动系数是A。而在一个齿轮的齿廓上，其滑动系数是D。

(A)小轮较大；(B)大轮较大；(C)一样大；(D)齿根部分大；(E)齿顶部分大。

18斜直线齿廓的齿条在不同齿高处的模数和压力角，随齿高的增加而B。

(A)增加；(B)始终保持不变；(C)减少。

19渐开线齿轮变位后C。

(A)分度圆及分度圆上的齿厚仍不变；

(B)分度圆及分度圆上的齿厚都改变了；

(C)分度圆不变但分度圆上的齿厚改变了。

20有一对外啮合渐开线直齿圆柱齿轮传动，已知 $m = 4\text{mm}$ ， $z_1 = 20$ ， $z_2 = 26$ ，中心距为94mm，则该对齿轮在无侧隙啮合时必为C。

(A)标准齿轮传动；(B)等移距变位齿轮传动；(C)角变位正传动；(D)角变位负传动。

21一对无侧隙啮合传动的渐开线齿轮，若 $z_1 = 20, x_1 > 0, z_2 = 40, x_2 < 0$ ，且

$|x_1| > |x_2|$ ，模数 $m = 2\text{mm}$ ，则两轮中心距应该是B。

(A)等于60mm；(B)大于60mm；(C)无法判定。

IV. 问答题

1渐开线直齿圆柱齿轮的分度圆和节圆有何区别？在什么情况下，分度圆和节圆是相等的？

一个齿轮只有分度圆，只有一对齿轮传动时才有节圆。

在标准安装时分度圆和节圆相等。

2为了实现定传动比传动，对齿轮的齿廓曲线有什么要求？

这一对齿廓在任何位置接触时，过其接触点所作的公法线交连心线于一定点

3一对齿顶高系数 $h_a^* = 0.8$ 和另一对 $h_a^* = 1$ 的标准直齿圆柱齿轮若具有相同的模数、分度圆压力角和齿数 z_1 、 z_2 ，问哪一对齿轮具有较大的重合度？并说明其理由。

$h_a^* = 1$ 的一对齿轮具有较大的重合度。

因齿高较高，因而实际啮合线长，而两者的基节(或法节)相等，按定义 $\varepsilon = B_1 B_2 / p_b$ 可知， $h_a^* = 1$ 的 ε 较大。

4 渐开线直齿圆柱标准齿轮的分度圆具有哪些特性？

分度圆是齿轮基本尺寸计算的基准圆；在分度圆上具有标准模数和标准压力角值；分度圆上的齿厚等于齿槽宽；分度圆与用齿条刀加工时的节圆重合。

5 一对渐开线直齿圆柱齿轮传动中齿廓之间是否有相对滑动？一般在齿廓的什么位置相对滑动较大？什么位置无相对滑动？

有相对滑动。靠近齿根部分相对滑动较大。

在节点 P 处(节圆上的齿廓)无相对滑动。

6 一对轮齿的齿廓曲线应满足什么条件才能使其传动比为常数？渐开线齿廓为什么能满足定传动比的要求？

一对轮齿的齿廓曲线在任何位置接触，过接触点的公法线都应与连心线交于一定点时，其传动比为常数。

渐开线齿廓不论在任何位置接触，过接触点的公法线是一条定直线(两基圆的内公切线)，它与连心线的交点必为一定点，故能满足定传动比的要求。

7 试问以渐开线作为齿廓的齿轮副为什么能作定传动比传动？

因为齿廓在任一点接触传动时，其接触点的公法线通过连心线上的定点。(公法线为同一条直线——两轮基圆的一条内公切线)。

8 当 $\alpha = 20^\circ$ ， $h_a^* = 1$ ， $c^* = 0.25$ 时，若渐开线直齿圆柱标准齿轮的齿根圆和基圆相重合，其齿数应为多少？又当齿数大于以上求得的齿数时，试问基圆与齿根圆哪个大？

解
$$d_b = d \cos \alpha = mz \cos \alpha$$

$$d_f = m(z - 2h_a^* - 2c^*)$$

由题意知，当基圆与齿根圆重合时，则有

$$\frac{d_b}{d_f} = \frac{mz \cos \alpha}{m(z - 2h_a^* - 2c^*)} = 1$$

解上式有

$$z = \frac{2(h_a^* + c^*)}{1 - \cos \alpha} = \frac{2 \times (1 + 0.25)}{1 - \cos 20^\circ} = 41.45$$

$$\text{当 } z \geq 42 \text{ 时, } z > \frac{2(h_a^* + c^*)}{1 - \cos \alpha}$$

$$\text{即 } z(1 - \cos \alpha) > 2(h_a^* + c^*)$$

$$z - 2h_a^* - 2c^* > z \cos \alpha$$

故 $d_f > d_b$ ，即这时齿根圆大于基圆。

9 周节(齿距)为 $p_1 = 12.566371 \text{ mm}$ 、压力角为 $\alpha_1 = 20^\circ$ 的渐开线直齿圆柱齿轮能够与周节为 $p_2 = 11.808526 \text{ mm}$ 、压力角为 $\alpha_2 = 0^\circ$ 的直齿齿条正确啮合传动吗？为什么？

根据渐开线直齿圆柱齿轮正确啮合条件：两齿轮法节 p_n (即法线齿距，等于基圆齿距，等于 $p \cos \alpha$)，必须相等。

题中，齿轮的法节为：

$$p_{n1} = p_1 \cos \alpha_1$$

$$= 12.566371 \times \cos 20^\circ$$

$$= 11.808.526 \text{ mm}$$

齿条的法节为：

$$p_{n2} = p_1 \cos \alpha_2$$

$$= 11.808526 \times \cos 0^\circ$$

$$= 11.808.526 \text{ mm}$$

因为 $p_{n1} = p_{n2}$ ，所以，这一齿轮和齿条能够正确啮合传动。

10用模数 $m=2\text{mm}$ ， $\alpha=20^\circ$ 的滚刀加工一直齿圆柱变位外齿轮，要使该齿轮的分度圆齿厚比标准齿轮的齿厚减薄 0.364 mm 。问其变位系数 $x = ?$

$$-2xm \tan \alpha = 0.364 \quad x = -0.25$$

11试问渐开线齿轮的齿数、模数、齿顶高系数和两轮的中心距、啮合角，对渐开线齿轮传动的重合度各有何影响？

- (1)齿数增加，齿顶高系数增加，啮合角减小，将使重合度增加；
- (2)模数与重合度无关；
- (3)两轮中心距变大，重合度减小。

12已知一对渐开线直齿圆柱标准齿轮传动， $m=6\text{mm}$ ， $\alpha=20^\circ$ ， $h_a^*=1$ ， $z_1=27$ ， $z_2=104$ ，而大齿轮毛坯经加工后，测得该毛坯齿顶圆直径为 630mm ，与图纸要求不符，为避免浪费，在利用大齿轮毛坯而又保证原来箱体中心距，重新设计该对齿轮，问应采用何种变位齿轮传动，两齿轮的变位系数各为多大？

因原为标准齿轮传动，中心距不变故采用高度变位传动。

$$d_{a2} = mz_2 + 2m(h_a^* + x_2) = 630 \text{ mm}$$

$$x_2 = -0.5 \quad x_1 = 0.5$$

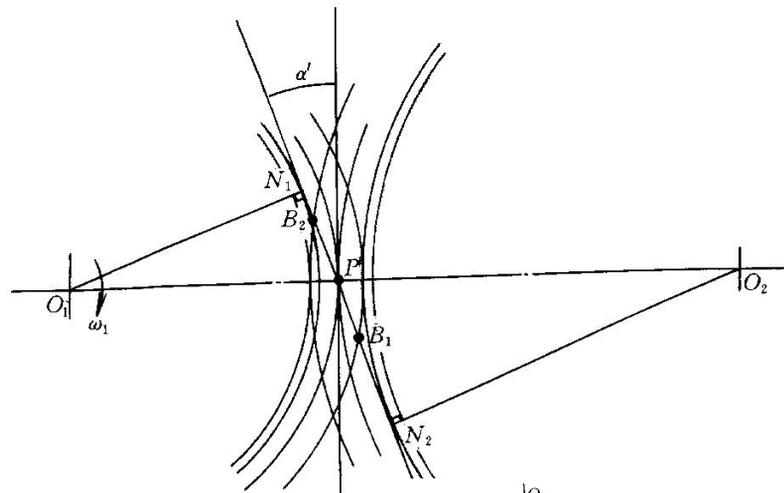
V. 计算题

1已知一对正确安装的渐开线直齿圆柱标准齿轮传动，中心距

$O_1O_2 = 100\text{mm}$ ，模数 $m=4\text{mm}$ ，压力角 $\alpha=20^\circ$ ，小齿轮主动，传动比 $i = \omega_1 / \omega_2 = 1.5$ ，试：

(1)计算齿轮1和2的齿数，分度圆，基圆，齿顶圆和齿根圆半径，并在图中画出；

(2)在图中标出开始啮合点 B_2 、终止了啮合点 B_1 、节点 P 、啮合角和理论啮合线与实际啮合线。



$$i_{12} = \frac{d_2}{d_1} = 1.5 \frac{d_1 + d_2}{2} = a$$

算出 $d_1 = 80\text{mm}$ ， $d_2 = 120\text{mm}$

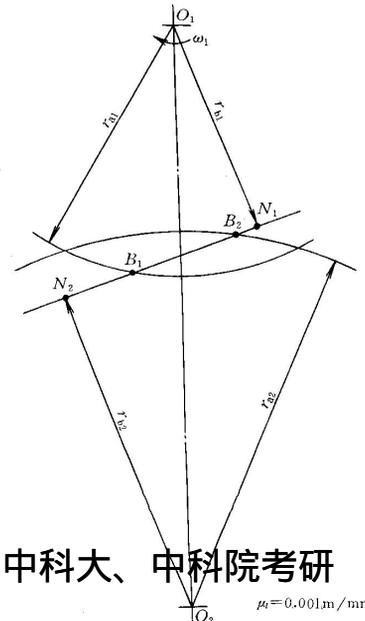
$$z_1 = \frac{d_1}{m} = 20 \quad z_2 = \frac{d_2}{m} = 30$$

$$d_{b1} = d_1 \cos 20^\circ = 75.18 \text{ mm} \quad d_{a1} = m(z_1 + 2h_a^*) = 88 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos 20^\circ = 112.76 \text{ mm} \quad d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^*) = 128 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_a^* - 2c^*) = 70 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2h_a^* - 2c^*) = 110 \text{ mm}$$



(2)如图, N_1N_2 为理论啮合线, B_1B_2 为实际啮合线。

2一对按标准中心距安装的外啮合渐开线直齿圆柱标准齿轮, 主动轮1作顺时针转动。已知 $z_1 = 22$, $z_2 = 34$, $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$; 中心距 $a = 140\text{mm}$ 。试求: 两轮的分度圆、齿顶圆、齿根圆和基圆半径; 并按 $\mu_l = 0.001\text{m/mm}$ 作图, 画出实际啮合线 $\overline{B_2B_1}$, 计算其重合度 ε 。

解: $a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$, $m = 5\text{mm}$, $r_1 = \frac{1}{2}mz_1 = 55\text{mm}$, $r_2 = \frac{1}{2}mz_2 = 85\text{mm}$
 $r_{a1} = r_1 + h_a^*m = 60\text{mm}$, $r_{a2} = 90\text{mm}$, $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^*)m = 48.75\text{mm}$, $r_{f2} = 78.75\text{mm}$
 $r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 51.683\text{mm}$, $r_{b2} = 79.874\text{mm}$, 由图得

$B_1B_2 = 24.5\text{mm}$, $\varepsilon = \frac{B_1B_2}{\pi m \cos \alpha} = 1.66$

VI. 图解题

1有一标准直齿圆柱齿轮与齿条传动, 已知 $z_1 = 20$, $m = 10\text{mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, 若安装时将分度圆与中线移开5mm, 试用图解法求:

- (1)实际啮合线段 B_1B_2 长度;
- (2)重合度 ε ;
- (3)顶隙 c ;
- (4)分度圆方向侧隙 Δ 。

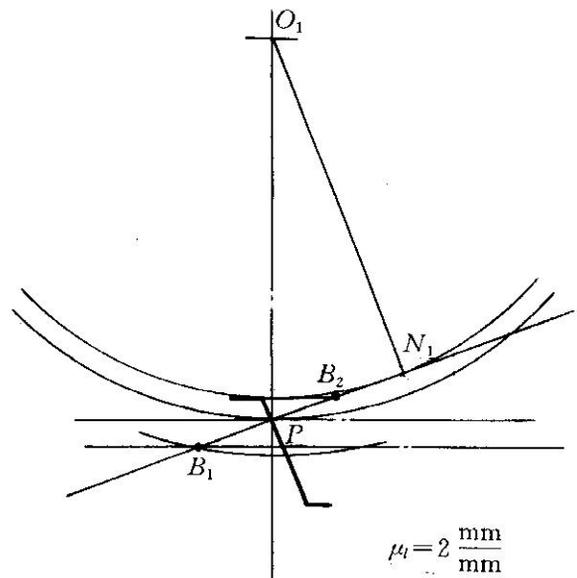
解: $r_1 = \frac{z_1 m}{2} = \frac{20 \times 10}{2} = 100\text{mm}$
 $h_a = h_a^* m = 1 \times 10 = 10\text{mm}$
 $r_{a1} = r_1 + h_a = 100 + 10 = 110\text{mm}$
 $\alpha' = \alpha = 20^\circ$
 $r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 100 \times \cos 20^\circ = 94\text{mm}$

(1) $B_1B_2 = 38\text{mm}$

(2) $\varepsilon = \frac{B_1B_2}{\pi m \cos \alpha} = \frac{38}{\pi \times 10 \times \cos 20^\circ} = 1.29$

(3) 顶隙 $c = c^* m + 5 = 7.5\text{mm}$

(4) 侧隙 $\Delta = 2 \times 5 \times \tan 20^\circ = 3.64\text{mm}$



2已知渐开线直齿圆柱外齿轮分度圆压力角 $\alpha = 20^\circ$, 并已测得跨7齿和跨8齿的公法线长度 $W_7 = 60.08\text{mm}$, $W_8 = 68.94\text{mm}$ 。试确定该齿轮的模数。

$W_8 - W_7 = p_b = \pi m \cos \alpha$

$m = (W_8 - W_7) / \pi \cos \alpha = (68.94 - 60.08) / (\pi \times \cos 20^\circ) = 3.001\text{mm}$

模数为标准系列, 故必为 $m = 3\text{mm}$, 其第三位小数数值是由测量或制造误差引起的。

VII. 计算题

1已知一对标准安装(无侧隙安装)的外啮合渐开线直齿圆柱标准齿轮的中心距

$a = 360\text{mm}$, 传动比 $i_{12} = 3$, 两轮模数 $m = 10\text{mm}$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$ 。试求: 两轮的

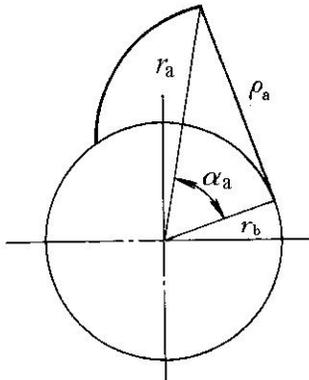
齿数、分度圆直径、齿顶圆直径和齿根圆直径、齿厚和齿槽宽，以及两轮的节圆直径和顶隙 c 。

$$\begin{aligned}
 (1) \quad & a = r_1 + r_2 = 360 & i_{12} = r_2 / r_1 = 3 \\
 & r_1 = 90 \text{ mm} & r_2 = 270 \text{ mm} \\
 (2) \quad & r_1 = mz_1 / 2 & z_1 = 2r_1 / m = 18 \\
 & z_2 = i_{12} \times z_1 = 3 \times 18 = 54 \\
 (3) \quad & r_{a1} = r_1 + h_a^* m = 90 + 1 \times 10 = 100 \text{ mm} \\
 & r_{a2} = r_2 + h_a^* m = 270 + 1 \times 10 = 280 \text{ mm} \\
 (4) \quad & r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^*) m = 90 - (1 + 0.25) \times 10 = 77.5 \text{ mm} \\
 & r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^*) m = 270 - 1.25 \times 10 = 257.5 \text{ mm} \\
 (5) \quad & s_1 = e_1 = \frac{1}{2} \pi m = \frac{1}{2} \times \pi \times 10 = 15.708 \text{ mm} \\
 & s_2 = e_2 = 15.708 \text{ mm} \\
 (6) \quad & r_1' = r_1 = 90 \text{ mm} \\
 & r_2' = r_2 = 270 \text{ mm} \\
 & c = c^* m = 0.25 \times 10 = 2.5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

2 已知一渐开线直齿圆柱标准齿轮 $z = 26, m = 3 \text{ mm}, h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$ 。试求齿廓曲线在齿顶圆上的曲率半径及压力角。

计算 ρ_a 和 α_a 。

$$\begin{aligned}
 r_a &= r + h_a = mz/2 + h_a^* m = (3 \times 26)/2 + 1 \times 3 = 42 \text{ mm} \\
 r_b &= r \times \cos \alpha = mz \cos \alpha / 2 = (3 \times 26 \times 0.9397)/2 = 36.648 \text{ mm} \\
 \rho_a &= (r_a^2 - r_b^2)^{1/2} = (42^2 - 36.648^2)^{1/2} = 20.516 \text{ mm} \\
 \alpha_a &= \arccos(r_b / r_a) = \arccos(36.648/42) = 29.24^\circ
 \end{aligned}$$



3 一齿条与一直齿圆柱标准齿轮相啮合，已知 $m = 2 \text{ mm}, z = 32, \alpha = 20^\circ$ ，试求

(1) 齿轮转一圈时，齿条的行程 L (2) 若齿条相对齿轮中心向外移 0.5 mm ，此时齿轮转一圈，齿条的行程 L' 。

$$\begin{aligned}
 (1) \quad & L = d_1 \pi = mz \pi = 2 \times 32 \times \pi = 201.06 \text{ mm} \\
 (2) \quad & L' = 201.06 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4 用模数 $m = 10 \text{ mm}$ ，压力角 $\alpha = 20^\circ$ ，齿顶高系数 $h_a^* = 1$ 的渐开线标准齿条刀加工齿数 $z = 12$ 的直齿圆柱齿轮。试求：

- (1) 不根切时刀具最小移距量；(2) 刀具移距后齿轮分度圆压力角及分度圆齿厚。

$$(1) \Delta = x_{\min} m = 2.94 \text{ mm}$$

$$(2) \alpha = 20^\circ s = \pi m / 2 + 2xm \operatorname{tg} \alpha = 17.85 \text{ mm}$$

5 现用 $m = 10 \text{ mm}$ ， $\alpha = 20^\circ$ ， $h_a^* = 1$ 的齿条刀具切制 $z = 12$ 的直齿圆柱外齿轮，试求：

- (1) 不发生根切的最小变位量；(2) 刀具变位加工后的齿轮分度圆齿厚，以及分度圆压力角；(3) 如果要求此变位齿轮与另外一个齿轮采用零传动(高度变位)的传动类型，那么另外一个齿轮的最少齿数是多少(取整数)？

$$(1) x_{\min} = h_a^* (z_{\min} - 12) / z_{\min} = (17 - 12) / 17 = 0.294 \text{ (1分)}$$

$$(2) s = \pi m / 2 + 2xm \operatorname{tg} \alpha = 10 \times (\pi / 2 + 2 \times 0.294 \times \operatorname{tg} 20^\circ) = 17.85$$

mm

(分度圆压力角 $\alpha = 20^\circ$)

$$(3) z_1 + z_2 \geq 2z_{\min} \quad 12 + z_2 \geq 17 \times 2$$

$$z_2 \geq 22$$

6 今测得一渐开线直齿圆柱外齿轮所卡两个齿和三个齿时的公法线长度分别为： $W_2 = 37.55 \text{ mm}$ ， $W_3 = 61.16 \text{ mm}$ 。若齿轮的压力角为 $\alpha = 20^\circ$ ，求此齿轮的模数 $m = ?$ 标准模数值为 $\dots 5, 6, 7, 8, 9, \dots$

$$w_2 = p_b + s_b = p \cos \alpha + s_b = 37.55 \text{ mm} \textcircled{1}$$

$$W_3 = 2p_b + s_b = 2p \cos \alpha + s_b = 61.16 \text{ mm} \textcircled{2}$$

$$\textcircled{2} - \textcircled{1} \text{ 得: } p \cos \alpha = 23.61 \text{ mm}$$

$$\pi m \cos 20^\circ = 23.61 m = 23.61 / (\pi \cos 20^\circ) = 7.9976 \text{ mm}$$

模数 m 必须为标准值，考虑测量误差，此齿轮的模数应为 8 mm 。

7 有一齿数 $z = 20$ 、压力角 $\alpha = 20^\circ$ 的变位齿轮，已测得跨三齿的公法线长度 $W_3 = 32.01 \text{ mm}$ ，跨二齿时 $W_2 = 20.20 \text{ mm}$ ，且已知有同样齿数、模数和压力角的标准齿轮跨三齿的公法线长度 $W_3' = 30.64 \text{ mm}$ ，试确定变位齿轮的模数和变位系数。

$$p_b = W_3 - W_2 = \pi m \cos \alpha$$

$$m = (W_3 - W_2) / \pi \cos 20^\circ = (32.01 - 20.20) / \pi \cos 20^\circ = 4 \text{ mm}$$

$$2xm \sin \alpha = W_3 - W_3'$$

$$x = (W_3 - W_3') / (2m \sin \alpha)$$

$$= (32.01 - 30.64) / (2 \times 4 \times \sin 20^\circ) = 0.5$$

VIII. 证明题

1 试证明分度圆齿距与节圆齿距的比值为 $\cos \alpha' / \cos \alpha$ 。

$$\text{证明: } p = 2\pi r / z = 2\pi r_b / (z \cos \alpha)$$

$$p' = 2\pi r' / z = 2\pi r_b' / (z \cos \alpha')$$

$$p / p' = \cos \alpha' / \cos \alpha$$

2 试证明在开线直齿圆柱齿轮传动中 $a' / a = \cos \alpha / \cos \alpha'$ 。

$$\text{证明 } a' = r_1' + r_2' = r_{b1} / \cos \alpha' + r_{b2} / \cos \alpha' = (r_{b1} + r_{b2}) / \cos \alpha'$$

$$a = r_1 + r_2 = r_{b1} / \cos \alpha + r_{b2} / \cos \alpha = (r_{b1} + r_{b2}) / \cos \alpha$$

$$r_{b1} + r_{b2} = a' \cos \alpha' = a \cos \alpha$$

$$a' / a = \cos \alpha / \cos \alpha'$$

3求证压力角 $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$ 的渐开线标准齿轮齿根圆和基圆近似重合时齿数为42。

证明: $r_f = \frac{mz}{2} - 1.25m$

$$r_b = \frac{mz}{2} \cos \alpha$$

$$r_f = r_b$$

$$z = 41.45 \approx 42$$

XI. 填空题

1渐开线斜齿圆柱齿轮的法面模数与端面模数的关系是 $m_t = m_n / \cos \beta$,

法面齿顶高系数与端面齿顶高系数的关系是 $h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$ 。

2在斜齿圆柱齿轮传动中,除了用变位方法来凑中心距外,还可用改变螺旋角来凑中心距。

3斜齿轮在法面上具有标准数和标准压力角。

4已知一斜齿圆柱齿轮的齿数 $z=24$, 螺旋角 $\beta=12^\circ$, 则它的当量齿数 $z_v =$ 25.64。

5渐开线斜齿圆柱齿轮的标准参数在法面上;在尺寸计算时应按端面参数代入直齿轮的计算公式。

6渐开线斜齿圆柱齿轮的当量齿数计算公式为 $z_v = z / \cos^3 \beta$ 。

7在斜齿圆柱齿轮传动中,为不使轴向力过大,一般采用的螺旋角 $\beta =$ $8^\circ \sim 15^\circ$ 。

8内啮合斜齿圆柱齿轮传动的正确啮合条件是 $m_{n1} = m_{n2} = m$ $\alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha$ $\beta_1 = \beta_2$ 。

9外啮合斜齿圆柱齿轮传动的正确啮合条件是 $m_{n1} = m_{n2} = m$ $\alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha$ $\beta_1 = -\beta_2$ 。

10斜齿圆柱齿轮齿廓曲面是渐开螺旋面。

11用仿型法切削斜齿圆柱齿轮时,应按当量齿数来选择刀号。

12斜齿圆柱齿轮的重合度将随着螺旋角 β 和齿宽 B 的增大而增大。

13某一斜齿圆柱齿轮,当 $h_{an}^* = 1$, $\alpha_n = 20^\circ$, 螺旋角 $\beta = 20^\circ$ 时,该斜齿轮不根切的最少齿数 $z_{\min} =$ 14.4。

14一对斜齿圆柱齿轮传动的重合度由端面重合度和纵向重合度两部分组成,斜齿轮的当量齿轮是指与斜齿轮法面齿形相当的直齿轮。

X. 判断题

1渐开线斜齿圆柱齿轮的基圆柱、分度圆柱和齿顶圆柱的螺旋角的关系为 $\beta_b < \beta < \beta_a$

(Y)

2齿数少于17的正常齿制斜齿圆柱齿轮用范成法加工时,一定会发生根切。

(N)

3一对斜齿圆柱齿轮啮合传动时,轮齿接触线平行于齿轮轴线。

(N)

4一对能正确啮合传动的渐开线斜齿圆柱齿轮的端面模数一定相等。

(Y)

5斜齿圆柱齿轮不产生根切的最小齿数肯定比相同参数的直齿圆柱齿轮不产生根切的最小齿数要少。

(Y)

6一对外啮合斜齿圆柱齿轮正确啮合的条件是两斜齿圆柱齿轮的端面模数和压力角分别相等，螺旋角大小相等，旋向相同。

(N)

7若斜齿圆柱齿轮A比直齿圆柱齿轮B的齿数少得多,但轮A的法面模数、压力角与轮B的模数、压力角相同,则这两个齿轮还是可能用同一把齿轮滚刀加工的。

(Y)

8在斜齿圆柱齿轮传动中,为满足给定的中心距,只能采用移距变位法。 (N)

9从端面看,渐开线斜齿圆柱齿轮传动是渐开线啮合。 (Y)

10斜齿圆柱齿轮法面上的齿廓曲线理论上应该是渐开线。

(N)

XI. 选择题

1渐开线斜齿圆柱齿轮分度圆上的端面压力角A法面压力角。

(A)大于; (B)小于; (C)等于。

2斜齿圆柱齿轮基圆柱上的螺旋角 β_b 与分度圆上的螺旋角 β 相比C。

(A) $\beta_b > \beta$; (B) $\beta_b = \beta$; (C) $\beta_b < \beta$ 。

3一对渐开线斜齿圆柱齿轮在啮合传动过程中,一对齿廓上的接触线长度是C变化的。

(A)由小到大逐渐; (B)由大到小逐渐;

(C)由小到大再到小逐渐; (D)始终保持定值。

4斜齿圆柱齿轮的模数和压力角之标准值是规定在轮齿的B。

(A)端截面中; (B)法截面中; (C)轴截面中。

5增加斜齿轮传动的螺旋角,将引起D。

(A)重合度减小,轴向力增加; (B)重合度减小,轴向力减小;

(C)重合度增加,轴向力减小; (D)重合度增加,轴向力增加。

6用齿条型刀具加工 $\alpha_n = 20^\circ$, $h_{an}^* = 1, \beta = 30^\circ$ 的斜齿圆柱齿轮时不根切的最少齿数是C

(A)17; (B)14; (C)12; (D)26。

7一个压力角为 $\alpha_n = 20^\circ$ 的正常齿制标准斜齿轮,已知其当量齿轮的基圆半径与斜齿轮的分度圆半径相等,则该斜齿轮的螺旋角 $\beta \approx$ B。(四舍五入)

(A)8°; (B)14°; (C)18°; (D)20°。

XII. 问答题

1试述外啮合渐开线斜齿圆柱齿轮传动的正确啮合条件及连续传动条件。

(1)正确啮合条件: $m_{n1} = m_{n2} = m_n$, 法面模数相等; $\alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha_n$, 法面压力角相等; $\beta_1 = -\beta_2$, 螺旋角大小相等旋向相反。

(2)连续传动条件: $\varepsilon \geq 1$, 重合度大于或等于1。

2何谓斜齿轮的当量齿轮? 对于螺旋角为 β , 齿数为Z的斜齿圆柱齿轮, 试写出其当量齿数的表达式。

当量齿轮是与斜齿轮法面齿形相当的虚拟直齿圆柱齿轮

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

3简述渐开线标准斜齿圆柱齿轮当量齿数 z_v 的用途。

选择盘型刀具号码、确定变位系数、计算公法线长度、强度计算时用。

XIII. 计算题

1 有一对标准斜齿圆柱齿轮传动，已知 $z_1 = 25$ ， $z_2 = 99$ ， $m_n = 3.5\text{mm}$ ， $\alpha_n = 20^\circ$ ，中心距 $a = 225\text{mm}$ ，试问螺旋角 $\beta = ?$

$$a = m_n(z_1 + z_2) / 2\cos\beta$$

$$\cos\beta = m_n(z_1 + z_2) / 2a = 3.5 \times (25 + 99) / (2 \times 225) = 0.9644$$

$$\beta = 15.32^\circ$$

2 已知一对标准斜齿圆柱齿轮传动， $z_1 = 15$ ， $z_2 = 20$ ， $m_n = 4\text{mm}$ ， $\alpha_n = 20^\circ$ ， $\beta = 15^\circ$ ，试求齿轮传动的中心距。

$$a = m_n(z_1 + z_2) / 2\cos\beta$$

$$= 4 \times (15 + 20) / 2 \times \cos 15^\circ = 72.469\text{mm}$$

3 斜齿圆柱齿轮的参数为 $\alpha_n = 20^\circ$ ， $h_{an}^* = 1.0$ ， $c_n^* = 0.25$ ， $z_1 = 12$ ，为了使它在用滚刀加工时不致产生根切，则其螺旋角应如何取值

$$z_v = z / \cos^3\beta = 17$$

$$\beta = \arccos \sqrt[3]{z/17} = 27.08^\circ$$

4 已知一对斜齿圆柱齿轮传动， $z_1 = 18$ ， $z_2 = 36$ ， $m_n = 2.5\text{mm}$ ， $a = 68\text{mm}$ ， $\alpha_n = 20^\circ$ ， $h_{an}^* = 1$ ， $c_n^* = 0.25$ 。试求：

(1) 这对斜齿轮螺旋角 β ；(2) 两轮的分度圆直径 d_1 、 d_2 和齿顶圆直径 d_{a1} 、 d_{a2} 。

$$(1) a = m_n(z_1 + z_2) / 2\cos\beta$$

$$\cos\beta = m_n(z_1 + z_2) / 2a = 2.5 \times (18 + 36) / (2 \times 68) = 0.992647$$

$$\beta = 6.95^\circ$$

$$(2) d_1 = m_n z_1 / \cos\beta = 2.5 \times 18 / \cos 6.95^\circ = 45.333\text{mm}$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta = 2.5 \times 36 / \cos 6.95^\circ = 90.667\text{mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{an}^* m_n = 45.333 + 2 \times 1 \times 2.5 = 50.333\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{an}^* m_n = 90.667 + 2 \times 1 \times 2.5 = 95.667\text{mm}$$

5 已知一外啮合渐开线标准斜齿圆柱齿轮的参数为： $z_1 = 27$ ， $z_2 = 60$ ， $m_n = 3\text{mm}$ ， $h_{an}^* = 1$ ， $c_n^* = 0.25$ ， $\alpha_n = 20^\circ$ ，螺旋角 $\beta = 8^\circ 6' 34''$ ，试求：

(1) 两轮的分度圆直径、齿顶圆直径和齿根圆直径。

(2) 两轮的标准中心距 a 。（ $\cos 8^\circ 6' 34'' = 0.9900$ ； $\sin 8^\circ 6' 34'' = 0.141064$ ）

$$(1) d_1 = m_n z_1 / \cos\beta = 81.818\text{mm}$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta = 181.818\text{mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{an}^* m_n = 87.818\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{an}^* m_n = 187.818\text{mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_{an}^* + c_n^*) m_n = 74.318\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_{an}^* + c_n^*) m_n = 174.318\text{mm}$$

$$(2) a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 131.818\text{mm}$$

6 设一对斜齿圆柱齿轮传动的参数为： $m_n = 5\text{mm}$ ， $\alpha_n = 20^\circ$ ， $z_1 = 25$ ， $z_2 = 40$ ，试计算当 $\beta = 20^\circ$ 时的下列值：

$$(1) m_t \quad (2) \alpha_t \quad (3) d_1, d_2 \quad (4) a$$

$$(1) m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = 5.32 \text{ mm}$$

$$(2) \alpha_t = \text{tg}^{-1} \left(\frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) = 21.17^\circ$$

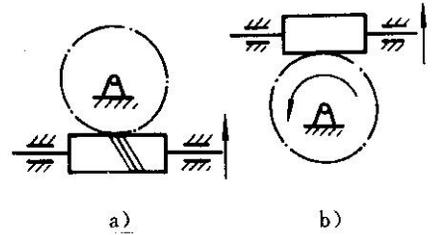
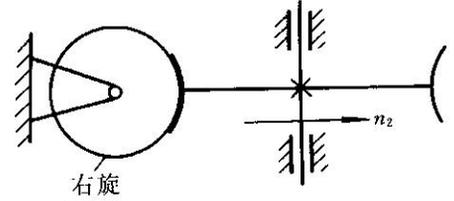
$$(3) d_1 = m_t z_1 = 5.32 \times 25 = 133 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_t z_2 = 5.32 \times 40 = 212.8 \text{ mm}$$

$$(4) a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{133 + 212.8}{2} = 172.9 \text{ mm}$$

XIV. 填空题

- 1 蜗轮蜗杆传动的标准中心距 $a = \frac{m}{2}(q + z_2)$ 。
- 2 蜗杆分度圆直径用公式 $d_1 = mq$ 计算，其中 q 称为蜗杆的 **直径系数**。
- 3 如图示蜗轮蜗杆传动中，蜗杆的转向应为 **顺时针**。
- 4 阿基米德蜗杆的模数 m 取 **轴** 面值为标准值。
- 5 蜗杆蜗轮传动时，轮齿之间是 **线** 接触。
- 6 阿基米德蜗杆的轴截面齿形为 **直线**，而端面齿形为 **阿基米德螺旋线**。
- 7 在下图两对蜗杆传动中，a 图蜗轮的转向为 **逆时针**。b 图蜗杆的螺旋方向为 **左旋**。



- 8 蜗杆蜗轮传动的正确啮合条件是 $m_{x1} = m_{t2} = m$ $\alpha_{x1} = \alpha_{t2} = \alpha$ 。
- 9 在蜗杆传动中，当蜗轮主动时的自锁条件为 $\lambda < \varphi_v$ 。

XV. 判断题

- 1 蜗杆的分度圆直径为 $d_1 = mz_1$ ，蜗轮的分度圆直径为 $d_2 = mz_2$ 。
(N)
- 2 蜗轮和蜗杆轮齿的螺旋方向一定相同。
(Y)
- 3 和斜齿轮相似，蜗轮的齿向也有螺旋角 β ，因此蜗轮的法面模数应为标准值。
(N)
- 4 自锁的蜗杆蜗轮机构中，蜗杆不能反向旋转来驱动蜗轮。
(N)
- 5 蜗轮的螺旋角 β_2 一定等于蜗杆的螺旋升角 λ_1 。
(Y)
- 6 蜗杆蜗轮传动时，它们齿廓之间是点接触。
(N)
- 7 模数、压力角和直径系数完全相同，而头数 (z_1) 不同的蜗杆不可能与同一蜗轮正确啮合。
(Y)
- 8 蜗杆蜗轮传动中，蜗轮与蜗杆的旋向相同，且它们的螺旋角相等。
(N)

XVI. 选择题

- 1 阿基米德蜗杆 C 上的廓线是直线，B 上的廓线是阿基米德螺旋线。
(A) 法面； (B) 端面 (C) 轴面。
- 2 在蜗杆蜗轮传动中，轮齿间的啮合是 B。(A) 点接触； (B) 线接触； (C) 面

接触。

3蜗轮和蜗杆轮齿的螺旋方向A。

(A)一定相同； (B)一定相反； (C)既可相同，亦可相反。

4蜗杆蜗轮传动的标准中心距 $a = \underline{D}$ 。

(A) $\frac{m}{2}(z_1 + z_2)$ ； (B) $\frac{m}{2}(z_1 + z_2)$ ； (C) $\frac{m}{2}(q + z_1)$ ； (D) $\frac{m}{2}(q + z_2)$ 。

XVII. 计算题

1—标准圆柱蜗杆蜗轮传动中，已知蜗杆头数 $z_1 = 2$ ，蜗轮齿数 $z_2 = 40$ ，压力角 $\alpha = 20^\circ$ ，蜗轮分度圆直径 $d_2 = 320\text{mm}$ ，标准中心距 $a = 192\text{mm}$ ，蜗杆与蜗轮间的摩擦系数 $f = 0.08$ 。试求：

(1)蜗杆的轴面模数 m_{x1} ，蜗轮的端面模数 m_{t2} ；

(2)蜗杆的直径系数 q 及分度圆直径 d_1 ；

(3)蜗杆的轴面周节 p ，导程 L 及升角 λ ；

(4)蜗杆主动时的蜗杆蜗轮啮合效率 η 。

(1) $d_2 = mz_2$

$$m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{320}{40} = 8 \quad \text{mm}$$

$$m_{x1} = m_{t2} = m = 8 \quad \text{mm}$$

(2) $a = \frac{m}{2}(z_2 + q)$

$$q = \frac{2a - mz_2}{m} = \frac{2 \times 192 - 320}{8} = 8$$

$$d_1 = mq = 8 \times 8 = 64 \quad \text{mm}$$

(3) $p = \pi m = \pi \times 8 = 25.133 \quad \text{mm}$

$$L = z_1 p = 2 \times 25.133 = 50.266 \quad \text{mm}$$

$$\lambda = \arctg \frac{L}{\pi d_1} = \arctg \frac{50.266}{\pi \times 64} = 14.036^\circ$$

$$\eta = \frac{\text{tg } \lambda}{\text{tg}(\lambda + \varphi_v)}$$

其中 $\lambda = 14.036^\circ$

$$\varphi_v = \arctg f_v = \arctg \left(\frac{0.08}{\cos 20^\circ} \right) = 4.866^\circ$$

$$\eta = \frac{\text{tg} 14.036^\circ}{\text{tg}(14.036^\circ + 4.866^\circ)} = \frac{0.249995}{0.342416} = 0.73$$

XVIII. 填空题

1一对直齿圆锥齿轮传动的正确啮合条件是大端模数相等，大端压力角相等。

2标准渐开线直齿圆锥齿轮的标准模数和压力角定义在大端。

3渐开线直齿圆锥齿轮压力角 $\alpha = 20^\circ$ 时，正常齿制的齿顶高系数 $h_a^* = \underline{1}$ ，顶隙系数 $c^* = \underline{0.2}$ 。

4渐开线圆锥齿轮的齿廓曲线是球面渐开线，设计时用背锥或当量齿轮上的渐开线来近似地代替它。

XIX. 判断题

1直齿圆锥齿轮机构可以传递两交错轴之间的运动和动力。(N)

2与圆柱直齿轮一样，正常齿制的渐开线直齿圆锥齿轮的齿顶高系数 $h_a^* = 1$ ，顶隙系数 $c^* = 0.25$ 。(N)

3直齿圆锥齿轮背锥上的齿廓曲线是球面渐开线。(N)

4渐开线直齿圆锥齿轮的当量齿数 $z_v =$ _____ A _____。

(A) $\frac{z}{\cos \delta}$; (B) $\frac{z}{\cos^2 \delta}$; (C) $\frac{z}{\cos^3 \delta}$ 。

II十. 计算题

1有一直齿圆锥齿轮机构，已知 $z_1 = 32, z_2 = 36$ ，模数 $m = 4\text{mm}$ ，轴间角 $\Sigma = 90^\circ$ ，试求两锥齿轮的分度锥角和当量齿数 z_{v1} 和 z_{v2} 。

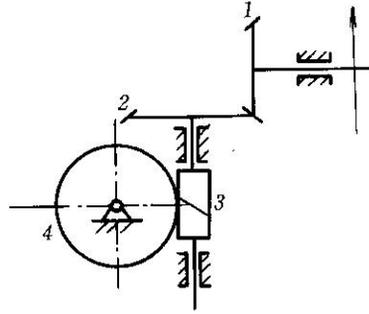
$$i_{12} = z_2/z_1 = \cot \delta_1 = 1.125$$

$$\delta_1 = 41.63^\circ$$

$$\delta_2 = 48.37^\circ$$

$$z_{v1} = z_1/\cos \delta_1 = 42.8$$

$$z_{v2} = 54.2$$



$$z_2 = z_3 = (z_4 - z_1) / 2 = (68 - 30) / 2 = 19 \quad (2) \text{ 属于差动轮系。}$$

系。

V. 问答题

1在图示轮系中，根据齿轮1的转动方向，在图上标出蜗轮4的转动方向。

蜗轮转向为顺时针。

VI. 计算题

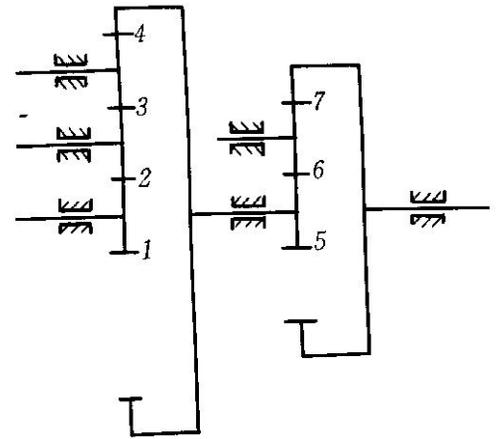
1在图示的轮系中，已知各轮齿数为 $z_1 = z_2 = z_3 = z_5 = z_6 = 20$ ，已知齿轮1、4、5、7为同轴线，试求该轮系的传动比 i_{17} 。

$$(1) \quad z_4 = z_1 + 2z_2 + 2z_3 = 5z_1 = 5 \times 20 = 100$$

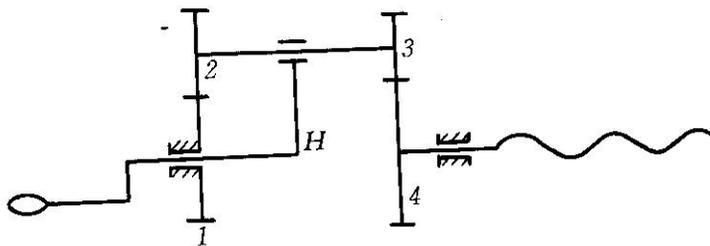
$$z_7 = z_5 + 2z_6 = 3z_1 = 3 \times 20 = 60$$

$$(2) \quad i_{17} = (-1)^3 \frac{z_2 z_3 z_4 z_6 z_7}{z_1 z_2 z_3 z_5 z_6}$$

$$= -\frac{100 \times 60}{20 \times 20} = -15$$



2在图示万能刀具磨床工作台横向微动进给装置中，运动经手柄输入，由丝杆传给工作台。已知丝杆螺距 $P=50\text{mm}$ ，且单头。 $z_1 = z_2 = 19$ ， $z_3 = 18$ ， $z_4 = 20$ ，试计算手柄转一周时工作台的进给量 s 。



(1) z_1 、 z_2 、 z_3 、 z_4 、 H 构成行星轮系。

$$(2) \quad i_{4H} = \frac{\omega_4}{\omega_H} = 1 - i_{41}^H = 1 - (-1)^2 \frac{z_3 z_1}{z_4 z_2}$$

$$= 1 - \frac{18 \times 19}{20 \times 19} = \frac{1}{10}$$

$$\omega_4 = \left(\frac{1}{10}\right) \omega_H$$

$P=50\text{mm}$

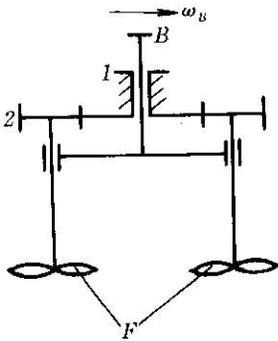
$$s = \left(\frac{1}{10}\right) \times 50 = 5$$

(3) 所以 **mm**

结论：手柄转一周时工作台进给量 $s=5\text{mm}$ 。

3在图示行星搅拌机机构简图中，已知 $z_1 = 40$ ， $z_2 = 20$ ， $\omega_B = 31\text{rad/s}$ ，方向如图。试求：

- (1) 机构自由度 F ；
- (2) 搅拌轴的角速度 ω_F 及转向。



$$(1) F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$$

$$(2) i_{21}^H = \frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_1 - \omega_H}$$

$$= 1 - \frac{\omega_2}{\omega_H} = 1 - i_{2H} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{40}{20} = -2$$

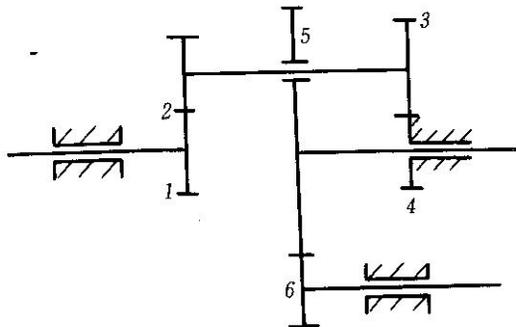
$$i_{2H} = 3$$

$$\omega_H = \omega_B$$

$$\omega_F = \omega_2 = i_{2H} \cdot \omega_B = 3 \times 31 = 93\text{rad/s}$$

方向与 ω_B 相同。

4图示轮系中， $z_1 = z_3 = 25$ ， $z_5 = 100$ ， $z_2 = z_4 = z_6 = 20$ ，试区分哪些构件组成定轴轮系？哪些构件组成周转轮系？哪个构件是转臂 H ？传动比 $i_{16} = ?$



(1) 5、6定轴轮系。1、2、3、4、 $H(5)$ 行星轮系，构件5是较臂。

$$(2) i_{14}^5 = 1 - i_{15} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \frac{20 \times 20}{25 \times 25} = \frac{16}{25}$$

$$i_{15} = 1 - \frac{16}{25} = \frac{9}{25}$$

$$(3) i_{56} = \frac{n_5}{n_6} = -\frac{z_6}{z_5} = -\frac{20}{100} = -\frac{1}{5}$$

$$(4) i_{16} = i_{15} \cdot i_{56} = \frac{9}{25} \cdot \left(-\frac{1}{5}\right) = -\frac{9}{125}$$

5在图示的轮系中，已知齿轮1的转速 $n_1 = 120\text{r/min}$ ，转向如图所示，而且 $z_1 = 40$ ， $z_2 = 20$ ，求：

- (1) $z_3 = ?$
- (2) $n_3 = 0$ 时，齿轮2的转速 $n_2 = ?$ (大小和转向)
- (3) $n_2 = 0$ 时，

齿轮3的转速 $n_3 = ?$ (大小和转向)

(1) 据同心条件

$$\frac{mz_3}{2} = \frac{mz_1}{2} + mz_2$$

$$z_3 = z_1 + 2z_2 = 40 + 2 \times 20 = 80$$

(2) $i_{1,2} = i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{80}{40} = 3$

$$n_H = n_1 / 3 = 120 / 3 = 40 \text{ r/min}$$

与 n_1 同向

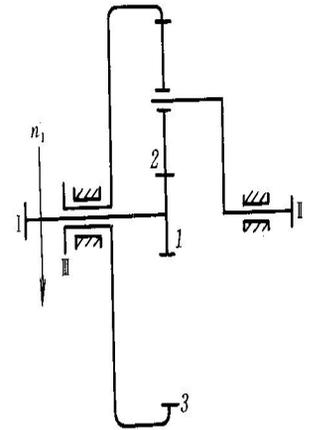
$$\frac{n_2 - n_H}{-n_H} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{80}{40} = 4$$

$$n_2 = -3n_H = -3 \times 40 = -120 \text{ r/min}$$

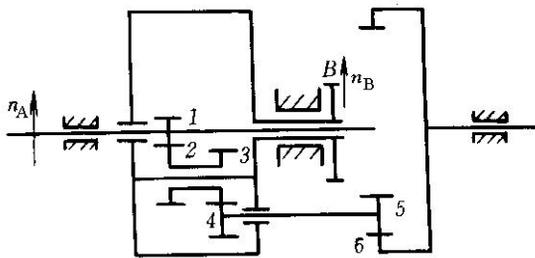
与 n_1 反向

(3) $i_{13} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{80}{40} = -2 \quad n_3 = n_1 / (-2) = \frac{120}{-2} = -60 \text{ r/min}$

与 n_1 反向



6在图示轮系中，已知各轮齿数为 $z_1 = 30, z_2 = 25, z_3 = z_4 = 24, z_5 = 18, z_6 = 121$ ， $n_A = 48 \text{ r/min}, n_B = 316 \text{ r/min}$ ，方向如图所示，试求轮6的转速 n_6 。



(1) $i_{16}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_6 - n_H} = \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$

(2) $n_6 = \frac{(n_1 - n_H) z_1 z_3 z_5}{z_2 z_4 z_6} + n_H$

$$= \frac{(48 - 316) \times 30 \times 24 \times 18}{25 \times 24 \times 121} + 316$$

(2) $n_6 = 268.1 \text{ r/min}$

和 n_A, n_B 同方向。

7在图示轮系中，轮3和轮4同时和轮2啮合，已知 $z_1 = z_2 = 20, z_3 = 60, z_4 = 58$ ，求传动比 i_{14} 。

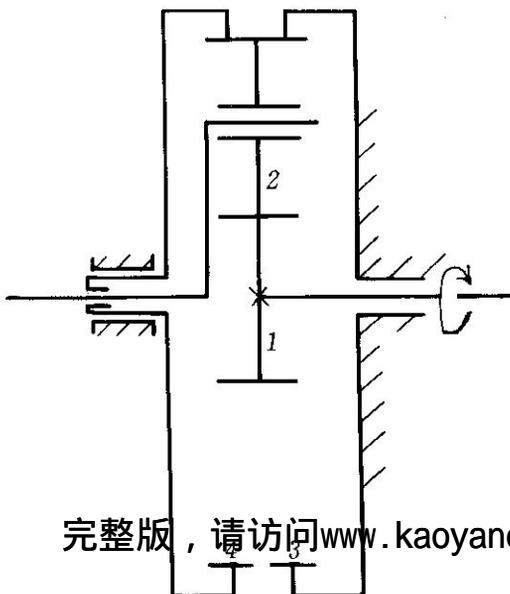
这是一个复合周转轮系，其中1、2、3、H和4、2、3、H分别组成一个独立的基本行星轮系。

(1) 对于1、2、3、H组成的行星轮系

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

①

(2) 对于4、2、3、H组成的行星轮系



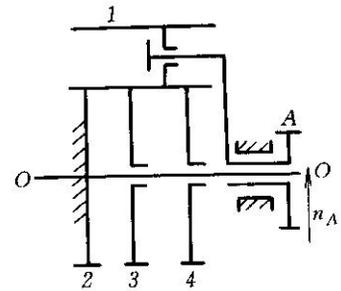
$$i_{4H} = 1 - i_{43}^H = 1 - \frac{z_3}{z_4} \quad (2)$$

由式①、②得

$$i_{14} = \frac{i_{1H}}{i_{4H}} = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3}{z_4}} = \frac{1 + \frac{60}{20}}{1 - \frac{60}{58}} = -116$$

(3)

8图示轮系中，宽齿轮1同时与2、3、4齿轮啮合，齿轮3、4及构件A均空套在轴OO上。 $z_1 = 20$ ， $z_2 = 100$ ， $z_3 = 101$ ， $z_4 = 99$ 。A以 $n_A = 1000$ r/min转动，其方向如图所示，求齿轮3、4的转速 n_3 、 n_4 及与 n_A 转向的异同。



$$(1) \quad i_{3H} = 1 - i_{32}^H = 1 - \frac{z_2}{z_3} = 1 - \frac{100}{101} = \frac{1}{101}$$

$$n_3 = \frac{1000}{101} = 9.9 \text{ r/min}$$

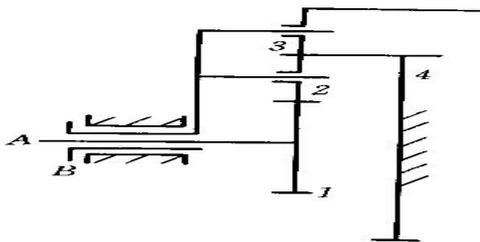
n_3 和 n_A 同向。

$$(2) \quad i_{4H} = 1 - i_{42}^H = 1 - \frac{z_2}{z_4} = 1 - \frac{100}{99} = -\frac{1}{99}$$

$$n_4 = -\frac{1000}{99} = -10.1 \text{ r/min}$$

n_4 和 n_A 反向。

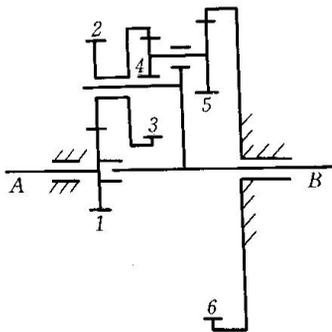
9在图示轮系中，已知 $z_1 = 34$ ， $z_2 = z_3 = 20$ ， z_3 为一宽齿轮，同时和2及4轮啮合，求传动比 i_{AB} 。



$$\left(\begin{array}{c} 1 \\ z_4 = z_1 + 2z_2 = 34 + 2 \times 20 = 74 \end{array} \right)$$

$$\left(\begin{array}{c} 2 \\ i_{AB} = i_{1H} = 1 - i_{14}^H = 1 + \frac{z_4}{z_1} = 1 + \frac{74}{34} = 3.176 \end{array} \right)$$

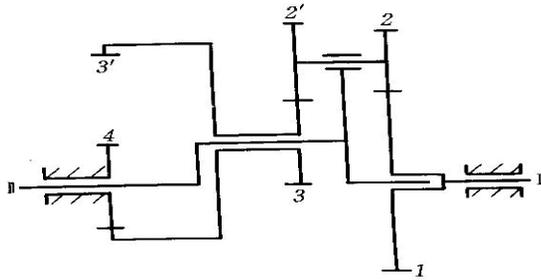
10图示轮系中，已知各轮的齿数为 $z_1 = 25$ ， $z_2 = 20$ ， $z_3 = 36$ ， $z_4 = 18$ ， $z_5 = 19$ ， $z_6 = 76$ ，求传动比 i_{AB} 。



$$i_{16}^H = 1 - \frac{n_1}{n_H} = -\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5} = -\frac{20 \times 18 \times 76}{25 \times 36 \times 19} = -1.6$$

$$i_{AB} = i_{1H} = 1 + 1.6 = 2.6$$

11图示轮系，已知各轮齿数为 $z_1 = z_{3'} = 30$ ， $z_2 = 20$ ， $z_{2'} = 25$ ， $z_3 = z_4 = 15$ 。求传动比 i_{12} 。



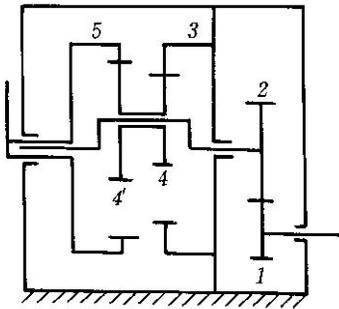
(1) 结构分析：为行星轮系。

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = 1 - \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2 z_3} = 1 - \frac{20 \times 15 \times 15}{30 \times 25 \times 30} = 0.8$$

12图示为里程表中的齿轮传动，已知各轮的齿数为 $z_1 = 17$ ， $z_2 = 68$ ， $z_3 = 23$ ， $z_4 = 19$ ， $z_{4'} = 20$ ， $z_5 = 24$ 。试求传动比 i_{15} 。

(1) 齿轮 z_1 、 z_2 为定轴轮系。

$$i_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{68}{17} = -4$$



(2) 齿轮 z_3 、 z_4 、 $z_{4'}$ 、 z_5 、 H 组成行星轮系。

$$i_{5H} = 1 - i_{53}^H = 1 - \frac{z_4 z_3}{z_5 z_4} = 1 - \frac{20 \times 23}{24 \times 19} = -\frac{1}{114}$$

$$(3) \quad i_{15} = i_{12} \cdot i_{H5} = (-4) \times (-114) = 456$$

13在图示的电钻轮系中，已知各齿轮均为标准齿轮，齿数 $z_1 = 20$ ， $z_2 = 30$ ，电动机 M 的转速 $n_1 = 3000 \text{ r/min}$ ，试求钻头转速 n_a 的大小及方向。

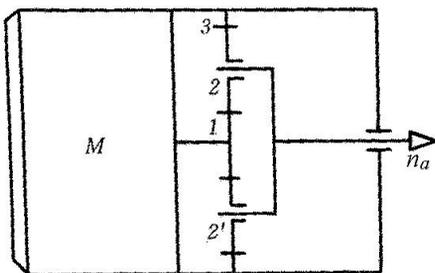
(1) 由于各齿轮均为标准齿轮，所以有 $r_3 = r_1 + 2r_2$

$$\text{又 } m_1 = m_2 = m_3$$

所

$$z_3 = z_1 + 2z_2 = 20 + 2 \times 30 = 80$$

以



(2) 该轮系为行星轮系

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$n_H = \frac{z_1}{z_1 + z_3} n_1$$

$$(3) \quad n_a = n_H = \frac{z_1}{z_1 + z_3} n_1 = \frac{20}{20 + 80} \times 3000 = 600 \text{ r/min}$$

计算结果为正值，因此 n_a 与 n_1 的转动方向相同。

14在图示的轮系中，已知 $z_1 = 24$ ， $z_2 = 18$ ， $z_3 = 15$ ， $z_{3'} = 30$ ， $z_4 = 105$ ，当轴转速 $n_1 = 19$ r/min时，试求轴和轮2的转速 n_{II} ， n_2 。

$$(1) \quad i_{1H} = 1 - i_{14}^H = 1 - (-1)^2 \frac{z_3 z_4}{z_1 z_3} = 1 - \frac{15 \times 105}{24 \times 30} = -\frac{57}{48}$$

$$n_{II} = n_H = -\frac{n_1 \times 48}{57} = -\frac{19 \times 48}{57} = -16 \text{ r/min}$$

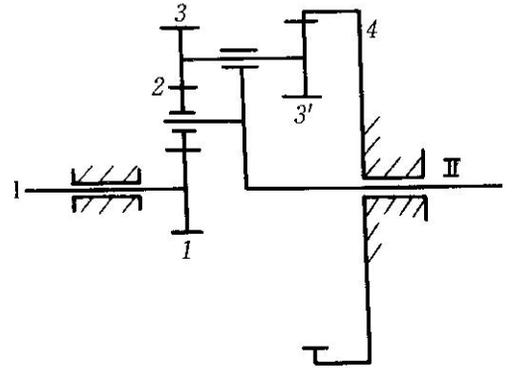
和 n_1 反向。

$$(2) \quad i_{12}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1} \quad \frac{19 + 16}{n_2 + 16} = -\frac{18}{24} = -\frac{3}{4}$$

$$(3) \quad \frac{35}{n_2 + 16} = -3/4$$

$$n_2 = -\frac{188}{3} = -62.67 \text{ r/min}$$

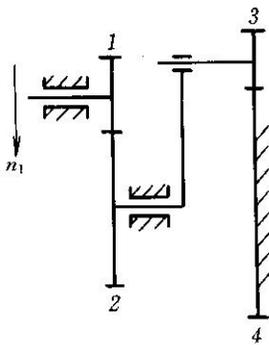
和 n_1 反向。



15已知图示轮系中各轮的齿数 $z_1 = 20$ ， $z_2 = 40$ ， $z_3 = 15$ ， $z_4 = 60$ ，轮1的转速为 $n_1 = 120$ r/min，转向如图。试求轮3的转速 n_3 的大小和转向。

1、2为定轴轮系；3、4、2为周转轮系；

(设 $n_1 \downarrow$ 为“+”。)



$$(1) \quad i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{40}{20} = -2$$

$$n_2 = -\frac{1}{2} \times 120 = -60 \text{ r/min}$$

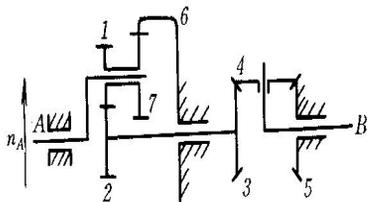
$$(2) \quad i_{34}^2 = \frac{n_3 - n_2}{n_4 - n_2} = -\frac{z_4}{z_3} = -\frac{60}{15} = -4$$

$$\frac{n_3 + 60}{60} = -4$$

$$(3) \quad n_3 = -300 \text{ r/min}$$

方向 \uparrow 。

16图示轮系中， $z_1 = 20$ ， $z_2 = 30$ ， $z_3 = z_4 = z_5 = 25$ ， $z_6 = 75$ ， $z_7 = 25$ ， $n_A = 100$ r/min，方向如图，求 n_B 。



(1) A为系杆 H_1 。

$$i_{26}^{H_1} = \frac{n_2 - n_{H_1}}{n_6 - n_{H_1}} = -\frac{z_1 z_6}{z_2 z_7} = -\frac{20 \times 75}{30 \times 25} = -2$$

$$(2) \quad -\frac{n_2}{n_{H1}} + 1 = -2 \quad \frac{n_2}{n_{H1}} = 3 \quad n_2 = 300 \text{ r/min}$$

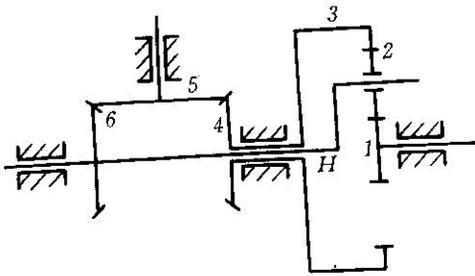
(3) B为系杆 H_2 。

$$i_{35}^{H2} = \frac{n_3 - n_{H2}}{n_5 - n_{H2}} = -\frac{z_5}{z_3} = -\frac{25}{25} = -1 \quad n_3 = n_2$$

$$-\frac{n_2}{n_{H2}} + 1 = -1 \quad \frac{n_2}{n_{H2}} = 2$$

$$(4) \quad \frac{300}{2} = n_{H2} = n_B = 150 \text{ r/min}$$

17在图示轮系中，已知各轮齿数为 $z_1 = 22$ ， $z_3 = 88$ ， $z_4 = z_6$ 。试求传动比 i_{16} 。



$$(1) \quad i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{88}{22} = -4$$

$$(2) \quad i_{46}^H = \frac{n_4 - n_H}{n_6 - n_H} = -\frac{z_6}{z_4} = -1$$

$$(3) \quad n_3 = -n_H \text{ 代入 (1) 得 } i_{16} = i_{1H} = 9。$$

18在图示轮系中，已知各轮齿数为 $z_1 = 15$ ， $z_2 = 30$ ， $z_2' = z_4 = 30$ ， $z_5 = 40$ ， $z_6 = 20$ 。 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ （其转向如图中箭头所示），试求轮6的转速 n_6 的大小及方向（方向用箭头标在图上）。

$$(1) \quad i_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{30}{15} = -2$$

$$(2) \quad i_{2'4}^5 = \frac{n_{2'} - n_5}{n_4 - n_5} = -\frac{z_3 z_4}{z_2' z_3} = -\frac{30}{30} = -1$$

$$i_{2'5} = 2$$

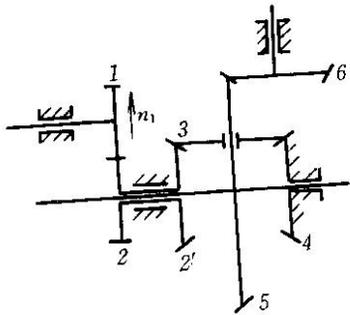
n_5 和 $n_{2'}$ 同向 \downarrow 。

$$i_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{20}{40} = \frac{1}{2}$$

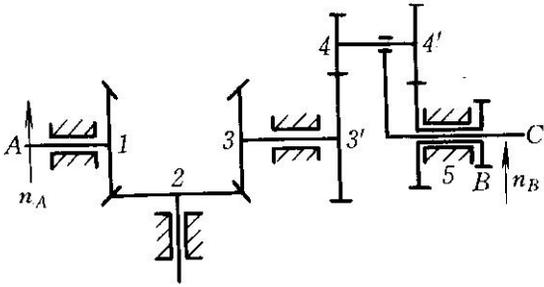
$$(3) \quad i_{16} = |i_{12}| \cdot |i_{2'5}| \cdot |i_{56}| = 2 \times 2 \times \frac{1}{2} = 2$$

$$n_6 = \frac{n_1}{i_{16}} = \frac{1440}{2} = 720 \text{ r/min}$$

方向 \rightarrow 。



19在图示轮系中，各轮齿数为 z_1 、 z_2 、 z_3 、 z_3' 、 z_4 、 z_4' 、 z_5 ，A和轴B的为转速 n_A 和 n_B ，且它们的转向相同。试求轴C的转速 n_C 的大小。

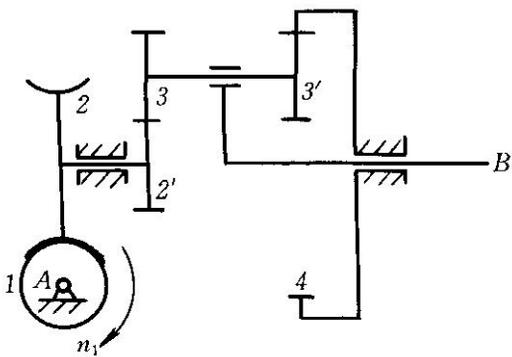


$$(1) \quad i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = -\frac{z_3}{z_1} \quad 2 \text{分}$$

$$(2) \quad i_{3'5}^H = \frac{n_{3'} - n_H}{n_5 - n_H} = -\frac{z_4 \cdot z_5}{z_{3'} \cdot z_{4'}} \quad 5 \text{分}$$

$$(3) \quad n_C = \frac{-\left(\frac{z_1}{z_3}\right)z_{3'}z_{4'}n_1 + z_4z_5n_B}{z_4z_5 + z_{3'}z_{4'}}$$

20 计算图示轮系的传动比 i_{1H} ，并确定输出杆 H 的转向。已知各轮齿数 $z_1 = 1$ ， $z_2 = 40$ ， $z_{2'} = 24$ ， $z_3 = 72$ ， $z_{3'} = 18$ ， $z_4 = 114$ ，蜗杆左旋， n_1 转向如图所示。



$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = 40$$

(1) 定轴轮系 $\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = 40$

(2) 周转轮系 B 为系杆。

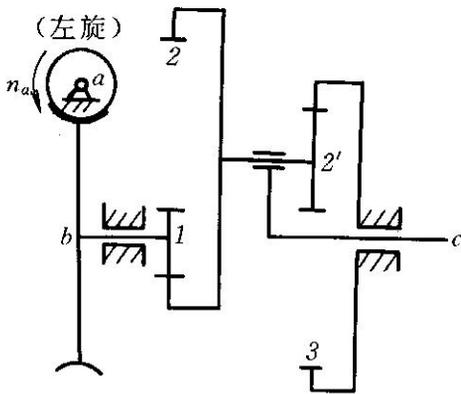
$$i_{2'H}^H = 1 - i_{2'4}^H = 1 + \frac{z_3z_4}{z_{2'}z_{3'}} = 1 + \frac{72 \times 114}{24 \times 18} = 20$$

(3) 混合轮系

$$i_{AB} = i_{1H} = i_{12}i_{2'H} = 40 \times 20 = 800$$

$n_B = n_H$ ，方向向下(↓)。

21 图示轮系中，已知 $z_a = 1$ (左旋)， $z_b = 40$ ， $z_1 = 20$ ， $z_2 = 80$ ， $z_{2'} = 24$ ， $z_3 = 84$ ，若 $n_a = 1000 \text{ r/min}$ ，求 n_c 的大小及方向。



$$i_{ba} = \frac{n_b}{n_a} = \frac{z_a}{z_b}$$

(1) $n_b = \frac{z_a}{z_b} n_a = \frac{1}{40} \times 1000 = 25 \text{ r/min} \downarrow$

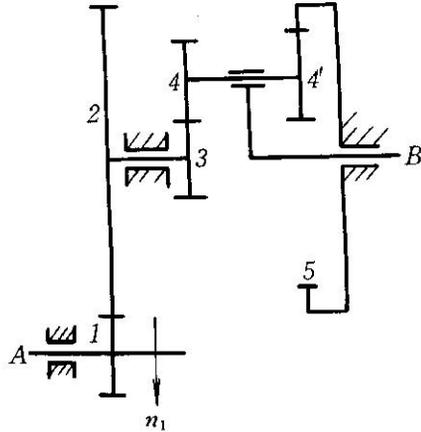
(2) $i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = 1 - \frac{n_1}{n_H} = \frac{z_2z_3}{z_1z_{2'}}$

$$\frac{n_1}{n_H} = 1 - \frac{z_2z_3}{z_1z_{2'}} = 1 - \frac{80 \times 84}{20 \times 24} = -13$$

(3) $n_c = n_H = -\frac{n_1}{13} = -\frac{25}{13} = -1.923 \text{ r}$

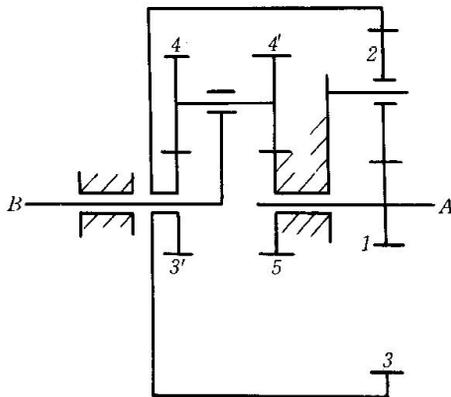
/min ↑

22 图示轮系中，已知 $z_1 = z_3 = z_4 = z_{4'} = 20$ ， $z_2 = 80$ ， $z_5 = 60$ 。若 $n_A = 1000 \text{ r/min}$ ，求 n_B 的大小及方向。



$$\begin{aligned}
 (1) \quad n_2 &= -\frac{z_1}{z_2} n_1 = -\frac{20}{80} \times 1000 = -250 \quad \text{r/min} \uparrow n_2 = n_3 \\
 (2) \quad i_{35}^H &= \frac{n_3 - n_H}{0 - n_H} = 1 - \frac{n_3}{n_H} = -\frac{z_4 z_5}{z_3 z_{4'}} = -\frac{20 \times 60}{20 \times 20} = -3 \\
 (3) \quad \frac{n_3}{n_H} &= 4 \quad n_B = n_H = \frac{1}{4} n_3 = \frac{1}{4} \times (-250) = -62.5 \quad \text{r/min} \uparrow
 \end{aligned}$$

23图示轮系中，已知各轮齿数，试求轮系的传动比 i_{AB} 。（写成齿数比的形式）



(1) B为系杆

$$i_{35}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{z_4 z_5}{z_3 z_{4'}}$$

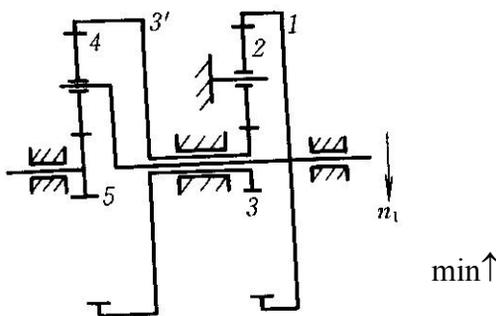
$$\frac{n_3}{n_H} = 1 - \frac{z_4 z_5}{z_3 z_{4'}}$$

$$(2) \quad i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = -\frac{z_3}{z_1}$$

(3)

$$i_{AB} = i_{1H} = i_{13} i_{3H} = \frac{z_3}{z_1} \left(\frac{z_4 z_5}{z_3 z_{4'}} - 1 \right)$$

24在图示轮系中，已知各轮的齿数 $z_1 = z_3' = 80$ ， $z_3 = z_5 = 20$ ，及齿轮1的转速 $n_1 = 70$ r/min，方向如图所示。试求齿轮5的转速 n_5 的大小及方向。



(1) 1、2、3为定轴轮系。

3'、4、5、H为差动轮系。

$$(2) \quad i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = -\frac{z_3}{z_1}$$

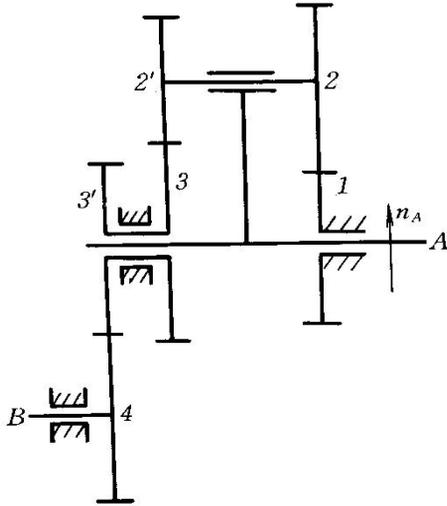
$$\frac{70}{n_3} = -\frac{20}{80} = -\frac{1}{4} \quad n_3 = -280 \text{ r/min}$$

$$(3) \quad i_{3'5}^H = \frac{n_{3'} - n_H}{n_5 - n_H} = -\frac{z_5}{z_{3'}}$$

$$\frac{-280 - 70}{n_5 - 70} = -\frac{20}{80}$$

(4) $n_5 = 1470 \text{ r/min} \downarrow$

25图示轮系中，已知 $z_1 = 24$ ， $z_2 = 26$ ， $z_2' = 20$ ， $z_3 = 30$ ， $z_3' = 26$ ， $z_4 = 28$ 。若 $n_A = 1000 \text{ r/min}$ ，求 n_B 的大小及方向。



$$i_{31}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_1 - n_H} = 1 - \frac{n_3}{n_H} = \frac{z_2 z_1}{z_3 z_2} = \frac{20 \times 24}{30 \times 26} = \frac{8}{13} \quad (1)$$

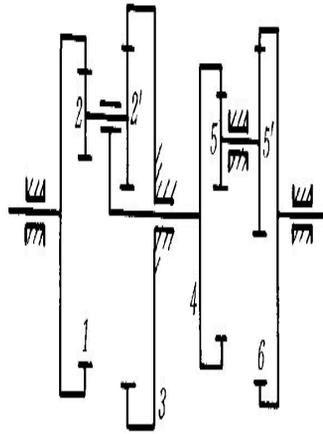
$$n_H = n_A = 1000 \text{ r/min} \quad n_3 = \frac{5000}{13}$$

$$i_{43'} = \frac{n_4}{n_{3'}} = -\frac{z_{3'}}{z_4} \quad (2)$$

$$n_B = n_4 = -\frac{z_{3'}}{z_4} n_3 = -\frac{26}{28} \times \frac{5000}{13} = -357.14 \text{ r/min} \downarrow \quad (3)$$

26在图示轮系中，已知各轮齿数为 $z_1 = z_4 = 60$ ， $z_2 = z_5 = 20$ ， $z_2' = z_5' = 30$ ， $z_3 = z_6 = 70$ ，试求传动比 i_{16} 。

(1) 1、2、2'、3、4行星轮系。



$$i_{13}^4 = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = \frac{20 \times 70}{60 \times 30} = \frac{7}{9}$$

$$i_{14} = 1 - i_{13}^4 = 1 - \frac{7}{9} = \frac{2}{9}$$

$$i_{46} = \frac{n_4}{n_6} = \frac{z_5 z_6}{z_4 z_5'} = \frac{20 \times 70}{60 \times 30} = \frac{7}{9} \quad (2)$$

$$i_{16} = i_{14} i_{46} = \frac{2}{9} \times \frac{7}{9} = \frac{14}{81} = 0.173 \quad (3)$$

27在图示轮系中，已知各轮的齿数 $z_1 = 20$ ， $z_2 = 40$ ， $z_2' = 30$ ， $z_3 = 40$ ， $z_3' = 20$ ，

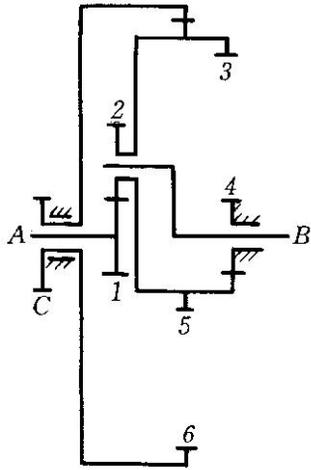
$$n_2 = n_2 i_{2'H} = i_{2H}$$

$$i_{1H} = i_{12} i_{2H} = \left(-\frac{5}{4}\right) \times \frac{10}{3} = -\frac{25}{6}$$

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = \frac{750}{\left(-\frac{25}{6}\right)} = -180 \quad \text{r/min}$$

(3) $n_H = n_H$, 每分钟180转, 与 n_1 方向相反, \uparrow 。

30在图示轮系中, 已知各轮齿数为 $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$ 。求传动比 i_{AB} 和 i_{AC} 。



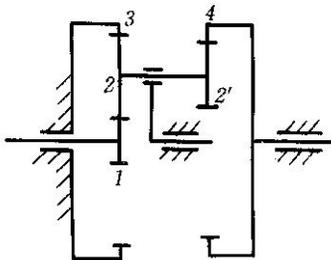
$$(1) \quad i_{14}^H = 1 - \frac{n_1}{n_H} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} \quad i_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$$

$$i_{AB} = i_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$$

$$(2) \quad i_{64}^H = 1 - \frac{n_6}{n_H} = \frac{z_5 z_4}{z_6 z_3} \quad i_{6H} = 1 - \frac{z_5 z_4}{z_6 z_3}$$

$$(3) \quad i_{AC} = i_{16} = i_{1H} i_{H6} = \left(1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}\right) \left(\frac{z_6 z_3}{z_5 z_4}\right)$$

31已知图示轮系中各轮的齿数为 $z_1 = 20, z_2 = 40, z_2' = 30, z_3 = 100, z_4 = 90$ 。试求 i_{14} 。



$$(1) \quad i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{100}{20} = 6$$

$$(2) \quad i_{4H} = 1 - i_{43}^H = 1 - \frac{z_2' z_3}{z_4 z_2} = 1 - \frac{30 \times 100}{90 \times 40} = \frac{1}{6}$$

$$(3) \quad i_{14} = i_{1H} i_{H4} = 6 \times 6 = 36$$

32图示轮系中, $z_1=40, z_2=20, z_3=36, z_4=18, z_5=32, z_6=24, z_7=32, z_8=40$, $n_1=1000\text{r/min}$, 转向如图所示。求 n_8 的大小和转向。

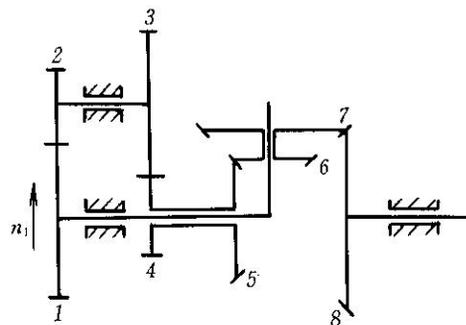
(1) 1-2-3-4属定轴轮系

$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{20 \times 18}{40 \times 36} = \frac{1}{4}$$

$$n_4 = n_1 \times 4 = 4000 \text{ r/min}$$

(2) 5-6-7-8-1为差动轮系

$$i_{58}^1 = \frac{n_5 - n_1}{n_8 - n_1} = -\frac{z_6 z_8}{z_5 z_7} = \frac{24 \times 40}{32 \times 32} = -\frac{15}{16}$$



$$\frac{4000 - 1000}{n_8 - 1000} = -\frac{15}{16}$$

$$16 \cdot 4000 = -15n_8 + 15000$$

$$33000 = -15n_8$$

(3) $n_8 = -2200$ r/min 转向与 n_1 相反

33轮系如图，已知 $z_1=22, z_2=33, z_3=88, z_4=z_6$ ，求传动比 i_{16} 。

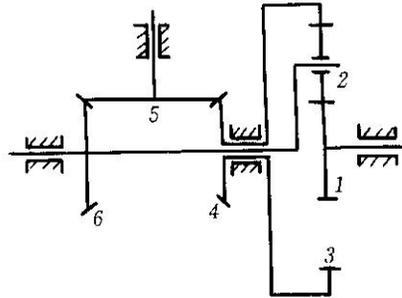
(1) 差动轮系 1-2-3-H(6)

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_6}{\omega_3 - \omega_6} = -\frac{z_3}{z_1}$$

以 ω_6 除中间分式

$$\frac{i_{16} - 1}{i_{36} - 1} = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$i_{16} = 1 - \frac{z_3}{z_1}(i_{36} - 1) \quad \text{①}$$



(2) 定轴轮系

$$i_{46} = \frac{\omega_4}{\omega_6} = \frac{\omega_3}{\omega_6} = -\frac{z_6}{z_4} = -1$$

$$i_{36} = -1 \quad \text{②}$$

(3) 将式②代入①

$$i_{16} = 1 - \frac{88}{22} \times (-1 - 1) = 1 + 8 = 9$$

34图示轮系中，已知

$z_1 = 24, z_2 = 33, z_3 = 21, z_4 = 36, z_5 = 18, z_6 = 30, z_7 = 78$ ，求传动

比 i_{17} 。解1) 差动轮系 1-2-3-4-H(7)

$$i_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{33 \times 36}{24 \times 21} = \frac{33}{14}$$

$$\frac{\omega_1 - \omega_7}{\omega_4 - \omega_7} = \frac{33}{14}$$

以 ω_7 除左侧分式

$$\frac{i_{17} - 1}{i_{47} - 1} = \frac{33}{14} \quad \omega_4 = \omega_5$$

$$\text{所以 } i_{17} = \frac{33}{14}(i_{47} - 1) + 1 \quad \text{①}$$

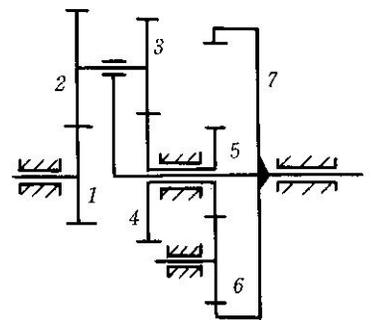
2) 定轴轮系 5-6-7

$$i_{57} = \frac{\omega_5}{\omega_7} = -\frac{z_6 z_7}{z_5 z_6} = -\frac{z_7}{z_5} = -\frac{78}{18}$$

$$i_{57} = -\frac{13}{3} \quad \text{②}$$

3) 将式②代入式①得

$$i_{17} = \frac{33}{14} \times \left(-\frac{13}{3} - 1\right) + 1 = -11.57$$



第 12 章 其他常用机构

1. 将连续回转运动转换为单向间歇转动的机构有_____、_____、_____。

2. 当原动件作等速转动时，为了使从动件获得间歇的转动，则可以采用_____机构。(写出三种机构名称。)

3. 欲将一匀速回转运动转变成单向间歇回转运动，采用的机构有_____、_____、_____等，其中间歇时间可调的机构是_____机构。

4. 齿式棘轮机构制动爪的作用是_____。

5. 径向槽均布的槽轮机构槽轮的最少槽数为_____。

6. 槽数 $z=4$ 的外啮合槽轮机构，主动销数最多应为_____。

7. 不完全齿轮机构在运动过程中传动比是_____，而槽轮机构在运动过程中传动比则是_____。

8. 单万向联轴节的转动不均匀系数随两轴夹角 β 的增大而_____。

9. 传动两相交轴间的运动而又要求两轴间夹角经常变化时可采用_____机构。

10. 能实现间歇运动的机构有_____、_____、_____。

11. 在棘轮机构中，为使棘爪能自动啮紧棘轮齿根不滑脱的条件是_____。

12. 在齿式棘轮机构中，棘轮的模数 m 是_____与_____之比；槽轮的运动系数 k 是指在主动拨盘的_____内，_____时间 t 与_____时间 t 之比。

13. 图示棘轮机构棘爪自动啮入的条件是_____。

14. 四槽单销的外槽轮机构的运动系数为_____。

15. 轮齿式棘轮机构的转角可以_____调整。

(A)有级； (B)无级

16. 在单销四槽的外槽轮机构中，槽轮转动的时间与静止的时间之比为_____。

17. 有一外槽轮机构，已知槽轮的槽数 $z=4$ ，转臂上装有一个圆销，则该槽轮机构的运动系数 $k =$ _____，静止系数 $k =$ _____。

18. 径向槽均布的外槽轮机构，其径向槽数最少数为_____，利用槽轮上的_____作为槽轮机构中的定位装置，齿式棘轮机构棘齿齿面的偏角 ϕ 应_____棘爪与棘齿间的摩擦角。

19. 槽轮机构是由_____、_____、_____组成的。对于原动件转一周槽轮只运动一次的单销外槽轮机构来说，槽轮的槽数应不小于_____；机构的运动特性系数总小于_____。

20. 主动盘单圆销、径向槽均布的槽轮机构中，槽轮的最少槽数为_____个，槽数愈多柔性冲击将_____；在一个运动周期中，其_____时间与_____之比称为槽轮机构的运动特性系数 k 。

21. 用单万向节传递相交轴之间的运动时，其瞬时角速比_____，平均角速比_____。

22. 双万向节传递相交轴之间的运动，在满足下列条件时其主、从动轴角速比为 1:

(1)_____;

(2)_____。

23. 要使传递平行轴或相交轴的双万向联轴节瞬时角速比是常数，其必要条件是_____。

24. 单万向节角速比的变化范围_____，双万向联轴节角速比等于常数的安装条件是_____和_____。

25. 单万向联轴节的角速比在_____ $< i_{12} <$ _____ 范围内变化；双万向联轴节要获得角速比恒为 1 的条件是：(1)_____；

(2)_____。

26. 在单万向联轴节中，主、从动轴角速比 $i_{12} = \omega_1 / \omega_2$ 的变化范围是_____，其变化幅度与_____有关。

27. 在三构件螺旋机构中，差动螺旋可以得到_____位移，而复式螺旋可以得到_____位移。

28. 能实现微小位移的差动螺旋机构，其两个螺旋的旋向应_____，导程应_____；当需实现快速位移时，则复式螺旋机构两个螺旋的旋向应_____。

29. 差动螺旋机构两个螺旋的旋向应_____，为了得到从动件小的移动量，两个螺旋导程的差应愈_____愈好。

30. 四槽内槽轮机构的运动系数(即槽轮运动时间与主动拨盘转一周的总时间之比)是 0.75。----- ()

31. 单销外槽轮机构的运动系数总是小于 0.5。----- ()

32. 在满足所需的安装条件时，双万向铰链机构的主动轴、中间轴和从动轴的转速相等，即 $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3$ 。----- ()

33. 差动螺旋机构中，当两个螺旋旋向相同时，从动螺母的位移速度就较快。--- ()

34. 单万向联轴节的主动轴 1 以等角速度 $\omega_1 = 157.08 \text{ rad/s}$ 转动，从动轴 2 的最大瞬时角速度 $\omega_{2\text{max}} = 181.382 \text{ rad/s}$ ，则两轴夹角 α 为：_____。

(A) 30° ； (B) 60° ； (C) $15^\circ 30'$

35. 只有一个曲柄销的外槽轮机构，槽轮运动的时间和停歇的时间之比为_____。

(A) 大于 1； (B) 等于 1； (C) 小于 1

36. 在圆销数目为 1 的外槽轮机构中，径向槽数目应不小于 3；该槽轮机构槽轮的运动时间总是_____静止时间。

(A) 大于； (B) 小于

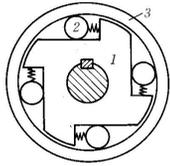
37. 用单万向节传递两相交轴之间的运动时，其传动比为变化值；若用双万向节时，其传动比_____。

(A) 是变化值； (B) 一定是定值； (C) 在一定条件下才是定值

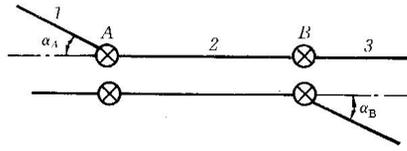
38.单万向联轴节的传动比决定于主动轴转角和轴夹角，当主动轴转过一周时，从动轴也转过_____，而从动轴的角速度波动为_____。

(1)(A)一周；(B)两周 (2)(A)一次；(B)两次

39.图示为一摩擦式单向离合器，若以构件1为原动件，试问构件1在什么转向下能带动构件3同速转动？在什么转向下构件1不能带动构件3转动？



题 39 图



题 41 图

40.实现间歇转动的机构有哪几种？哪一种较适用于高速情况？为什么？

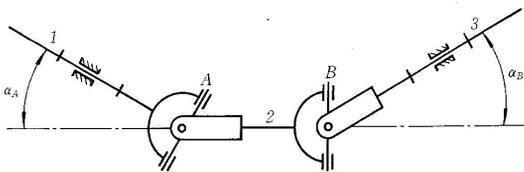
41.如图所示，轴1、2用万向联轴节A相联，轴2、3用万向联轴节B相联，1、2轴线所在平面与2、3轴线所在平面相互垂直。试问：欲使轴1与轴3的角速度相等，须满足哪些条件？

42.有一外啮合槽轮机构，已知槽轮槽数 $z=6$ ，槽轮的停歇时间为1s，槽轮的运动时间为2s。求槽轮机构的运动特性系数及所需的圆销数目。

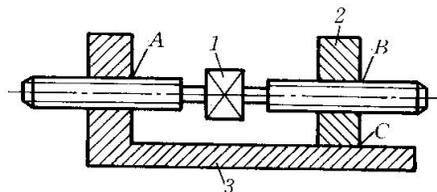
43.某一单销六槽外槽轮机构，已知槽轮停时进行工艺动作，所需时间为20s，试确定主动轮的转速。

44.某单销槽轮机构，槽轮的运动时间为1s，静止时间为2s，它的运动特性系数是多少？槽数为多少？

45.轴1、2、3三轴线共面，轴1与轴2以万向联轴节A相联，轴2与3以万向联轴节B相联，各叉面位置如图所示。试写出在图示位置时轴3角速度 ω_3 与轴1角速度 ω_1 以及角 α_A ， α_B 的关系。



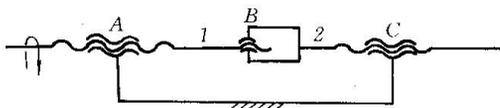
题 45 图



题 46 图

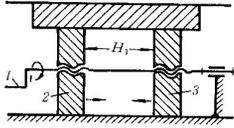
46.图示螺旋机构中，已知螺旋副A为右旋，导程 $L_A=2.8\text{mm}$ ；螺旋副B为左旋，导程 $L_B=3\text{mm}$ ，C为移动副。试问螺杆1转多少转时才使螺母2相对构件3移动10.6mm。

47.螺旋机构如图所示，A、B、C均为右旋，导程分别为 $L_A=6\text{mm}$ ， $L_B=4\text{mm}$ ， $L_C=24\text{mm}$ 。试求当构件1按图示方向转1转时，构件2的轴向位移 s_2 及转角 ϕ_2 。

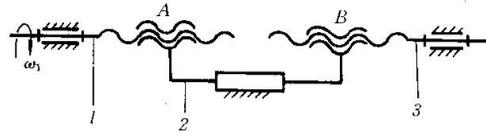


48.图示螺旋机构中，螺杆1分别与构件2和3组成螺旋副，导程分别为 $L_{12}=2\text{mm}$ ， $L_{13}=3\text{mm}$ ，如果要求构件2和3如图示箭头方向由距离 $H_1=100\text{mm}$ 快速趋近至 $H_2=90\text{mm}$ ，试确定：

- (1)两个螺旋副的旋向(螺杆1的转向如图)；
- (2)螺杆1应转过多大的角度。



题 48 图



题 49 图

49.螺旋机构如图所示,已知 A 为右旋, B 为左旋,导程 $L_A=6\text{mm}$, $L_B=64\text{mm}$, $\omega_1=2\pi\text{ rad/s}$ 。试求:

- (1) v_2 的大小和方向;
- (2) ω_3 的大小和方向。