
机械原理总复习

要求

- 遵守考场纪律；
- 提早10分钟到场，按座位表入座，带考试证，书包集中放在讲台两侧；
- 带齐作图仪器（三角板，量角器，圆规等）及计算器，考试时不能互相借用。

要求

- 发试卷后，先写名字及成绩登记表上的序号，注意听主考教师的讲解。
- 复习以笔记，作业为主，结合课堂上讲过的例题进行复习。

第2章 机构的结构分析

1. 基本概念：运动副，运动链，机构具有确定运动的条件，进行高副低代必须满足的条件等。

2. 基本公式：

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

{ 复合铰链
局部自由度
虚约束

第2章 机构的结构分析

{ 复合铰链 → 如何计算?
局部自由度 → 什么时候有? 如何处理?
虚约束 → 4种常见情况。

第2章 机构的结构分析

机构中的虚约束常发生的几种情况

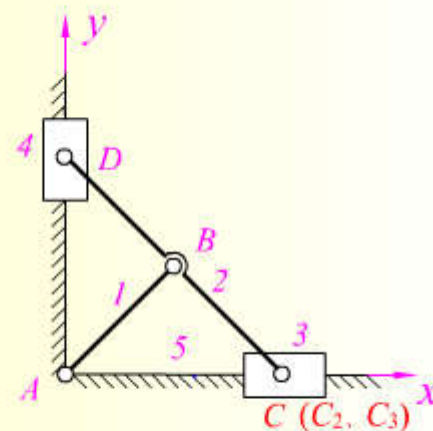


(1) 轨迹重合的情况

在机构中，如果用转动副联接的是两构件上运动轨迹重合的点，则该联接将带入 1 个虚约束。

例如图示椭圆仪机构就是这种情况(图中： $\angle CAD = 90^\circ$, $\overline{BC} = \overline{BD}$)。

显然，转动副C 所联接的 C_2 、 C_3 两点的轨迹重合，将带入 1 个虚约束。



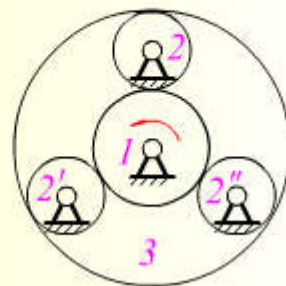
第2章 机构的结构分析

(3) 结构重复的情况

在机构中，不影响机构运动传递的重复部分所带入的约束为虚约束。

例如图示轮系就属此种情况。

显然，从机构运动传递来看，仅有一个齿轮就可以了，而其余两个齿轮并不影响机构的运动传递，故将带入了虚约束，且 $p' = 2$ 。

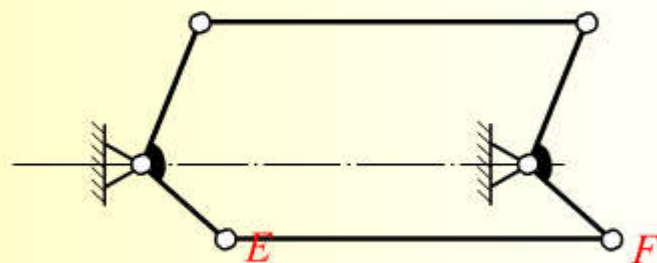


第2章 机构的结构分析

(2) 用双副杆联接两构件上距离恒定不变的两点的情况

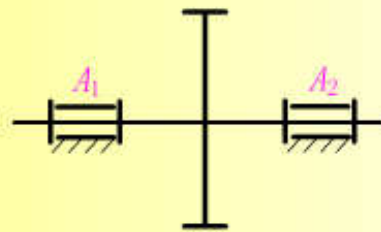
在机构运动过程中，如果两构件上某两点之间的距离始终保持不变，又用一双副杆将此两点相联，也将带入 1 个虚约束。

例如图示平行四边形机构就属于此种情况。

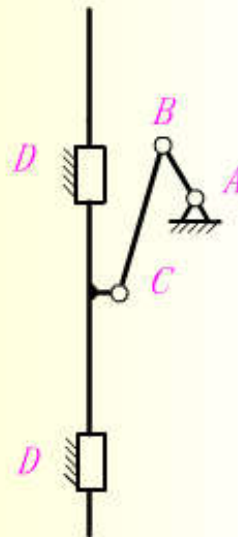


第2章 机构的结构分析

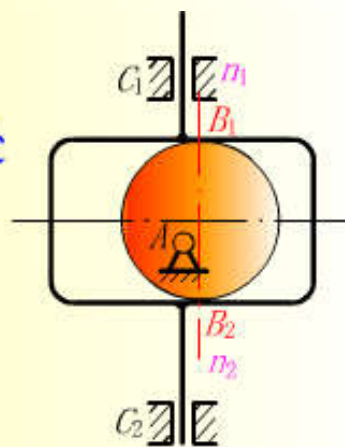
1) 若两构件在多处接触而构成转动副，且转动轴线重合者；



2) 若两构件在多处接触而构成移动副，且移动方向彼此平行或重合者。

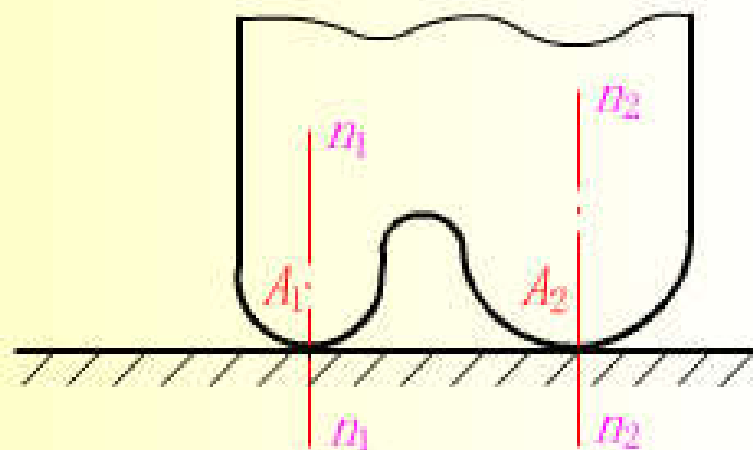
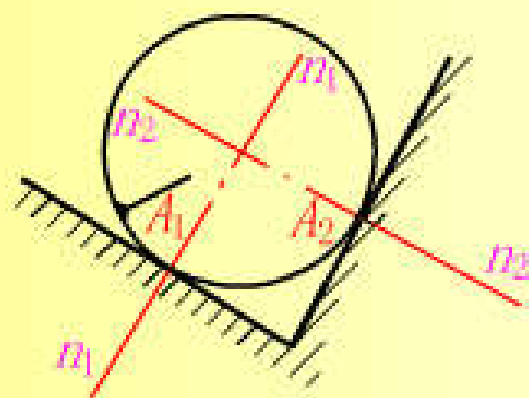


3) 若两构件在多处接触而构成平面高副，且各接触点处的公法线彼此重合者。



第2章 机构的结构分析

如果两构件在多处接触构成平面高副，且各接触处的公法线方向并不彼此重合，则为复合平面高副，又相当于一个低副，即转动副或移动副。



第2章 机构的结构分析

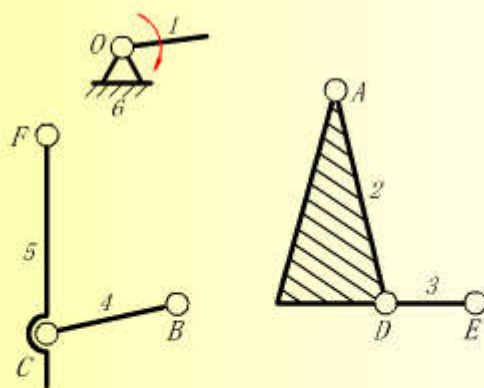
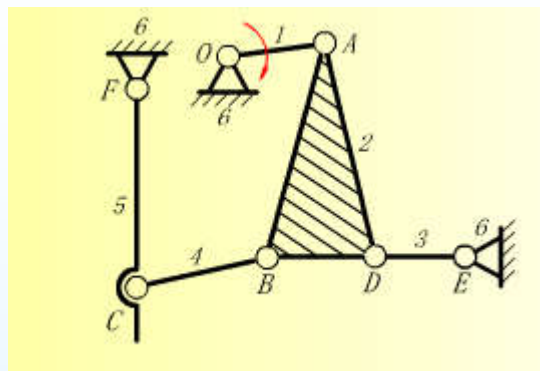
3. 基本的解题方法

(1) 自由度计算——写公式，高副低代前计算自由度，并且要先找出复合铰链，确定转动副的数目，排除局部自由度及虚约束后再计算自由度。

(2) 高副低代

(3) 分解基本杆组—— $\begin{cases} \text{II 级组} \\ \text{III 级组} \end{cases} + \text{I 级机构}$

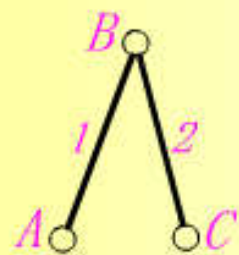
第2章 机构的结构分析



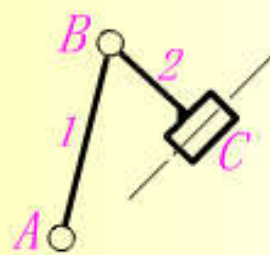
基本杆组 即不能再拆的最简单的自由度为零的构件组。也称为**阿苏尔杆组**，简称**杆组**。

第2章 机构的结构分析

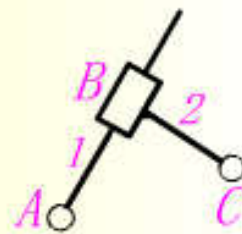
II级杆组 即由2个构件和3个低副构成的杆组，有5种不同类型。



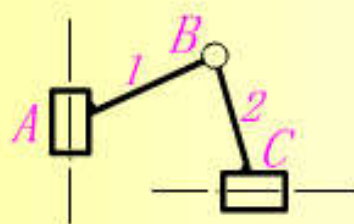
a)



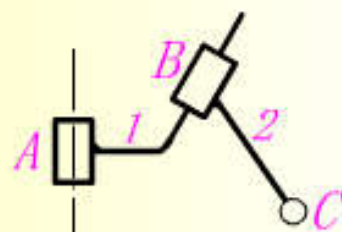
b)



c)



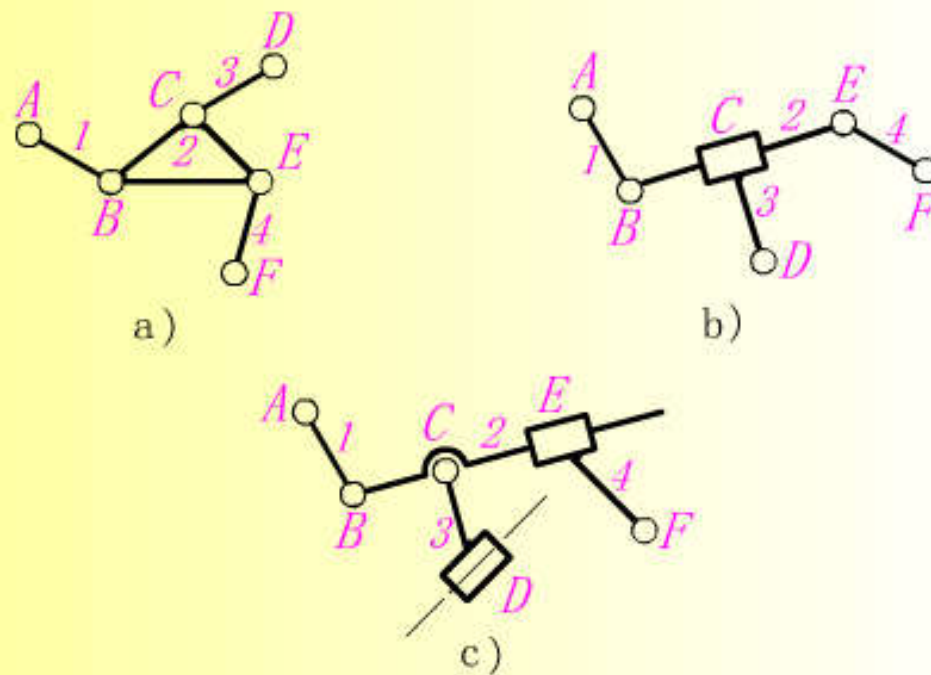
d)



e)

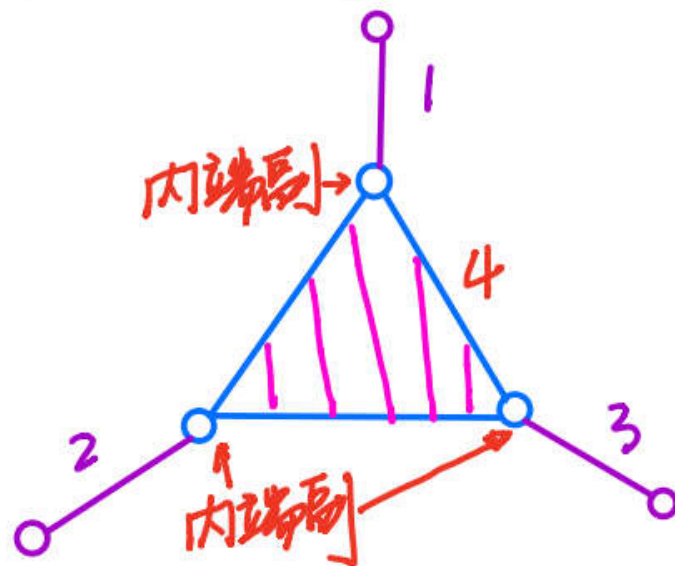
第2章 机构的结构分析

III级杆组 即由4个构件和6个低副构成的杆组。



第2章 机构的结构分析

Ⅲ级组 { ① 四杆六副
② 有一个构件有三个内端副



第2章 机构的结构分析

先应正确计算机构的自由度（需除去虚约束和局部自由度），并确定原动件；

然后从远离原动件的构件开始拆杆组，并先拆Ⅱ级组，若不成再拆Ⅲ级组，直至全部杆组拆出只剩下原动件和机架为止；

最后确定机构的级别。

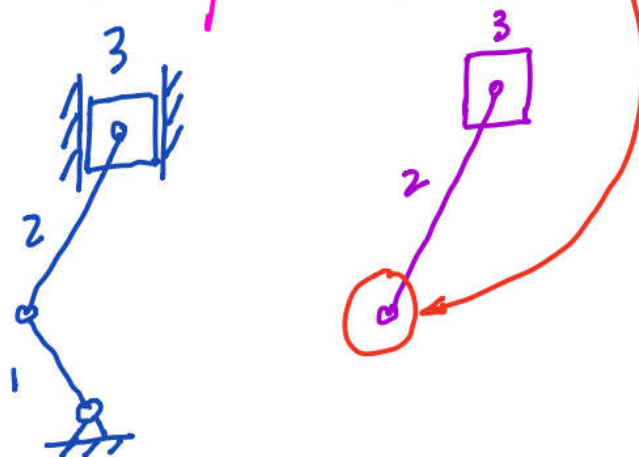
第2章 机构的结构分析

* 折杆组的方法

S1. 从远离原动件的地方开始拆基本杆组

S2. 拆某一构件, 该构件上的运动副必须
连同该杆一起拆走.

例如:

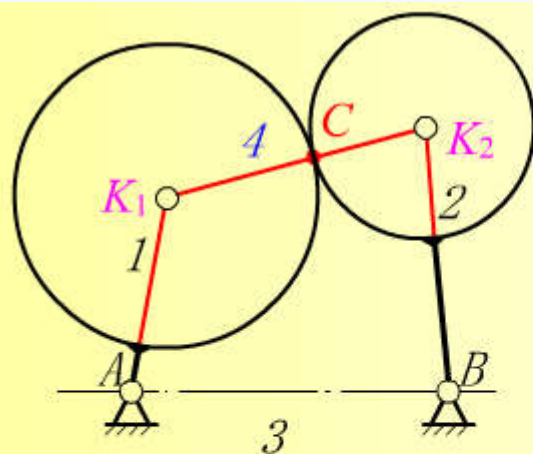


S3. 剩下部分必为一个完整机构

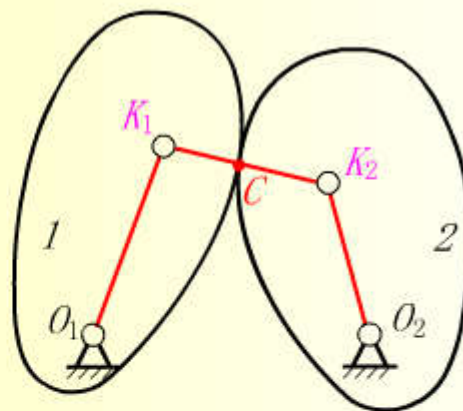
第2章 机构的结构分析

(1) 高副低代应满足的条件

- 1) 代替前后机构的自由度完全相同;
- 2) 代替前后机构的瞬时速度和瞬时加速度完全相同。



圆弧高副机构



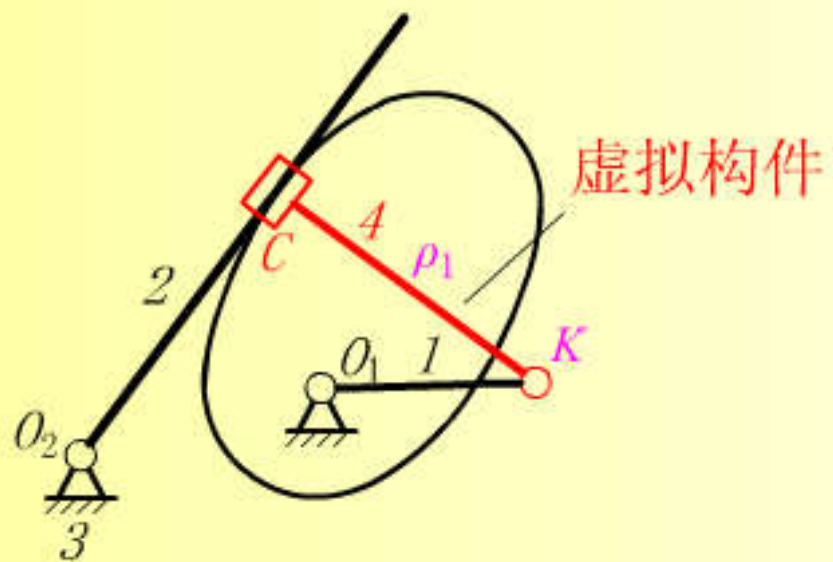
非圆弧高副机构

结论:

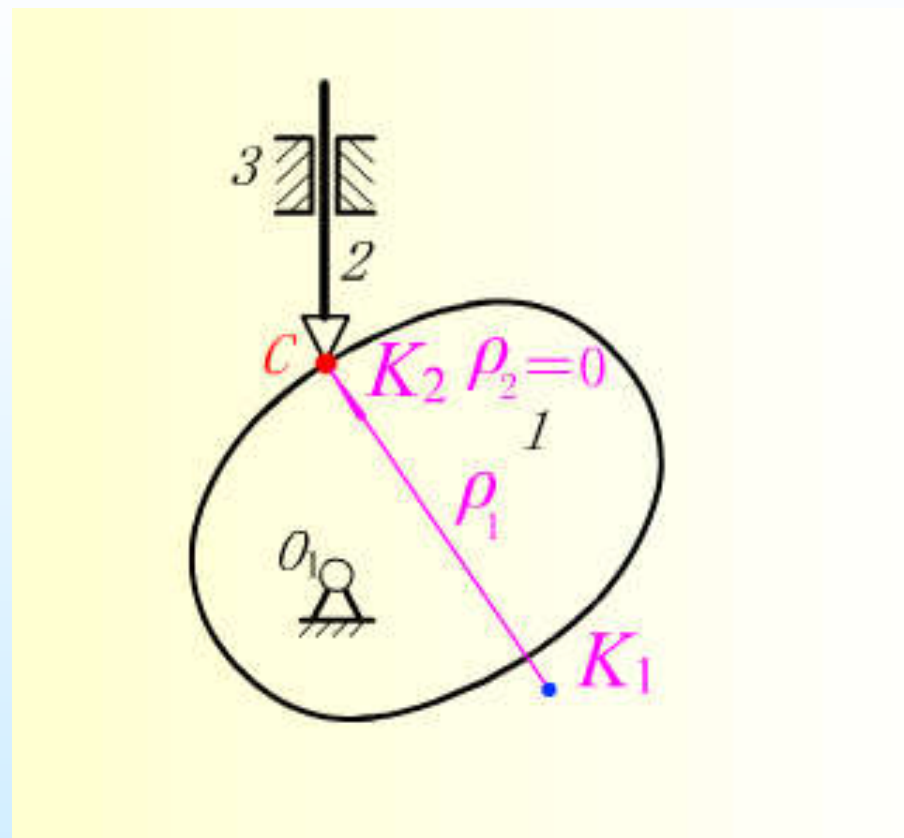
在平面机构中进行高副低代时, 为了使得代替前后机构的自由度、瞬时速度和加速度都保持不变, 只要用一个虚拟构件分别与两高副构件在过接触点的曲率中心处以转动副相联就行了。

第2章 机构的结构分析

如果高副两元素之一为一直线，

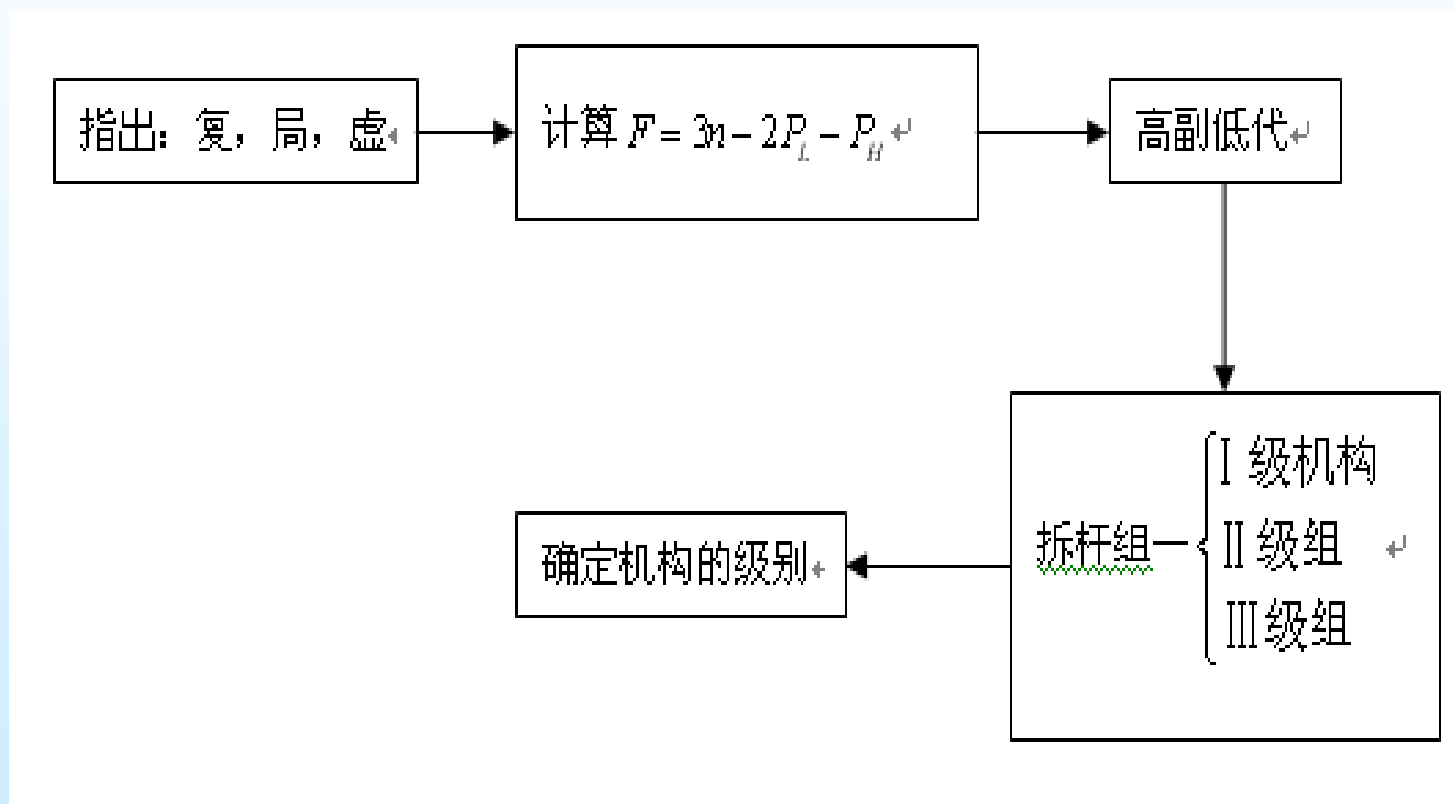


第2章 机构的结构分析



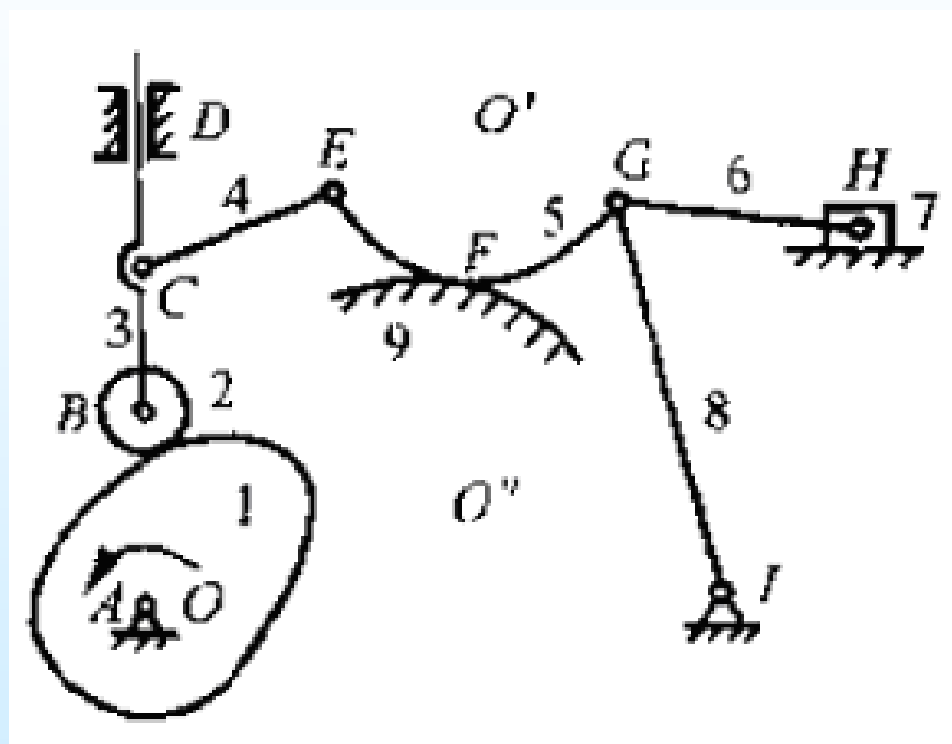
第2章 机构的结构分析

(4) 确定机构的级别



第2章 机构的结构分析

例1. 确定图示机构的自由度，并确定机构的级别。



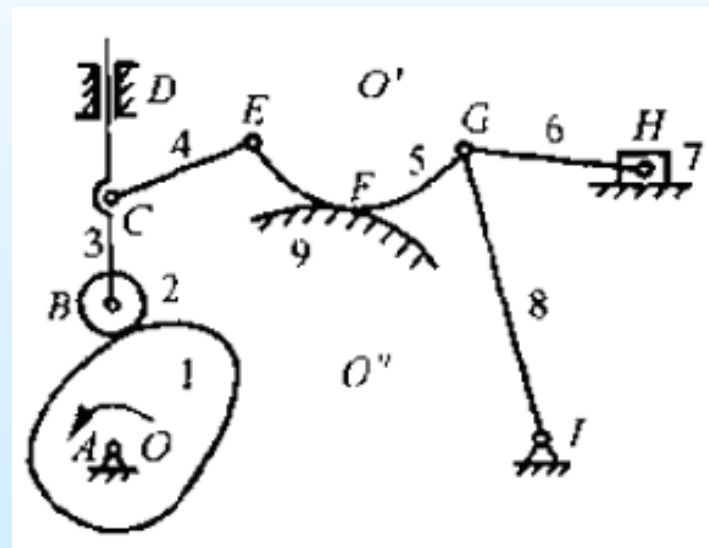
第2章 机构的结构分析

分析：机构中B处为局部自由度，没有虚约束，G处是复合铰链。去掉局部自由度后，机构中有7个活动构件，9个低副，2个高副。

解：

$$n = 7, P_l = 9, P_h = 2$$

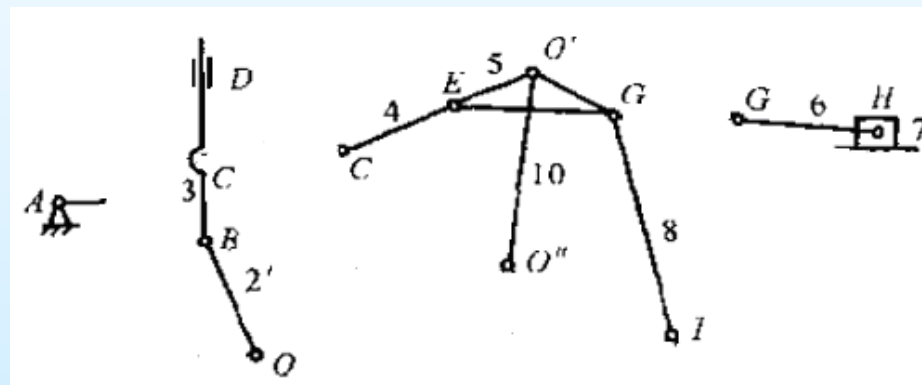
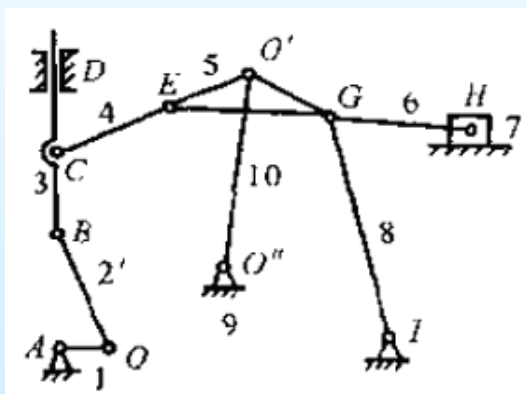
$$F = 3 \times 7 - 2 \times 9 - 1 \times 2 = 1$$



第2章 机构的结构分析

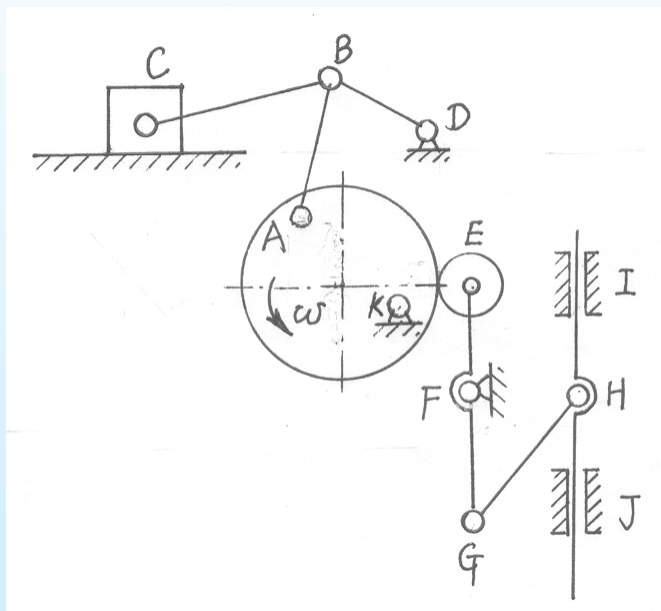
解：（2）机构级别确定

高副低代后的机构如图所示，具体拆出的三个基本杆组图所示。杆组的最高级别为III级，故该机构的级别为III级。



第2章 机构的结构分析

例2：计算图示机构的自由度（若存在复合铰链、局部自由度及虚约束请指出），并确定机构的级别（杆组必须画图表示并注明其级别）。



第2章 机构的结构分析

二、计算图示机构的自由度（若存在复合铰链、局部自由度及虚约束请指出），并确定机构的级别（杆组必须画图表示并注明其级别）。

(14 分)

(14分)

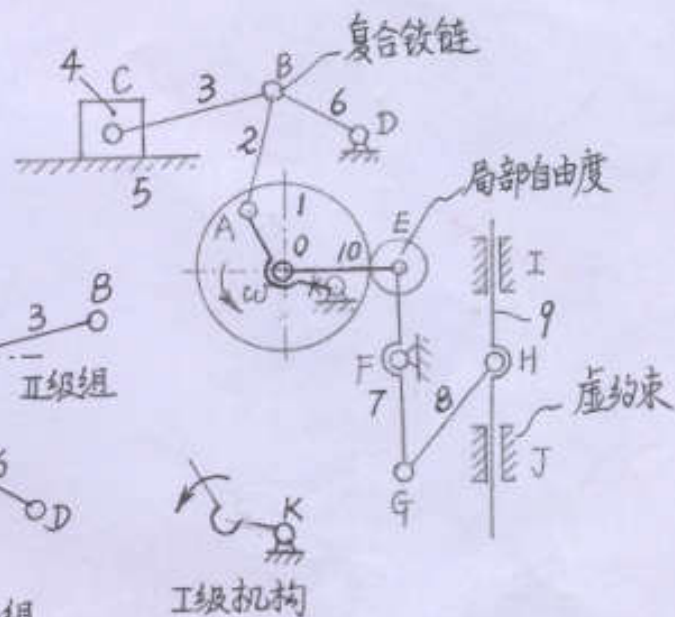
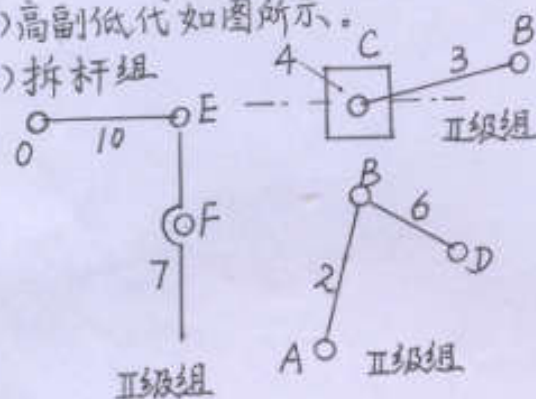
解: (1) $\because \begin{cases} n=8 \\ p_e=11 \\ p_h=1 \end{cases}$

$$\therefore F = 3n - 2p_e - p_h$$

$$\therefore F = 3 \times 8 - 2 \times 11 - 1 = 1$$

(2) 高副低代如图所示。

(3) 拆杆组



∴ 此机构为 II 级机构。

第3章 平面机构的运动分析

1. 基本概念

- (1) 速度瞬心的定义(绝对瞬心、相对瞬心)
- (2) 瞬心的数目
- (3) 瞬心位置的确定
- (4) 三心定理

第3章 平面机构的运动分析

2. 基本公式

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

(2) 用矢量方程图解法作机构的 $\begin{cases} V \\ a \end{cases}$ 分析

a) 按同一构件上两点间的关系列方程

b) 按两构件重合点关系列方程

第3章 平面机构的运动分析

3. 基本解题方法

- (1) 要列出矢量方程，分析各矢量的大小及方向；
- (2) v 影像原理及 a 影像原理的运用；

第3章 平面机构的运动分析

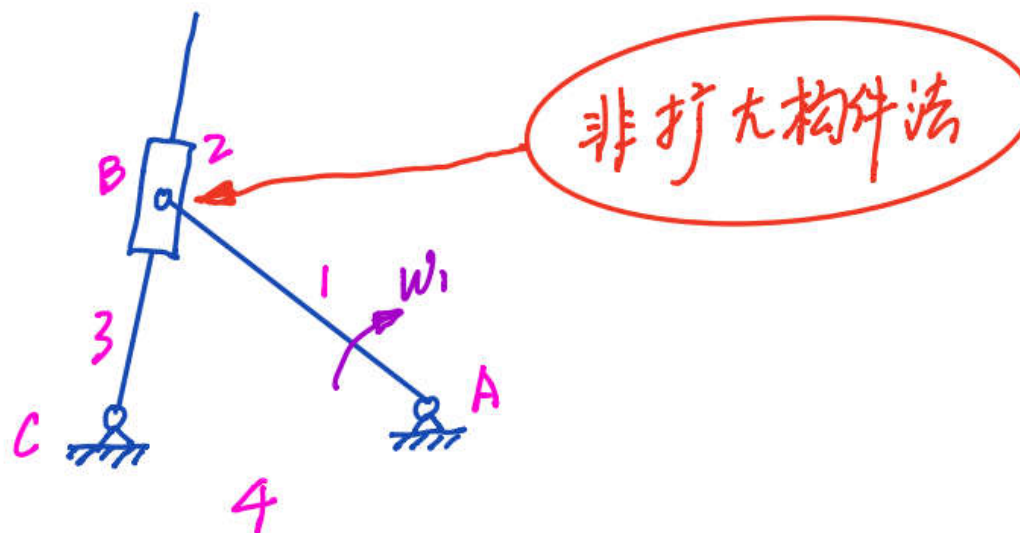
(3) $\left. \begin{matrix} V_{\text{图}} \\ a_{\text{图}} \end{matrix} \right\}$ 要符合 $\left. \begin{matrix} V \\ a \end{matrix} \right\}$ 多边形的运用;

(4) $\left. \begin{matrix} \omega \\ \varepsilon \end{matrix} \right\}$ 要有方向, $\left. \begin{matrix} \omega \\ \varepsilon \end{matrix} \right\}$ 是对构件而言, 所以下标要清楚。

第3章 平面机构的运动分析

- (5) 对符号有严格要求，上、下标要清楚、正确。
- (6) 掌握用“扩大构件”的方法解题。

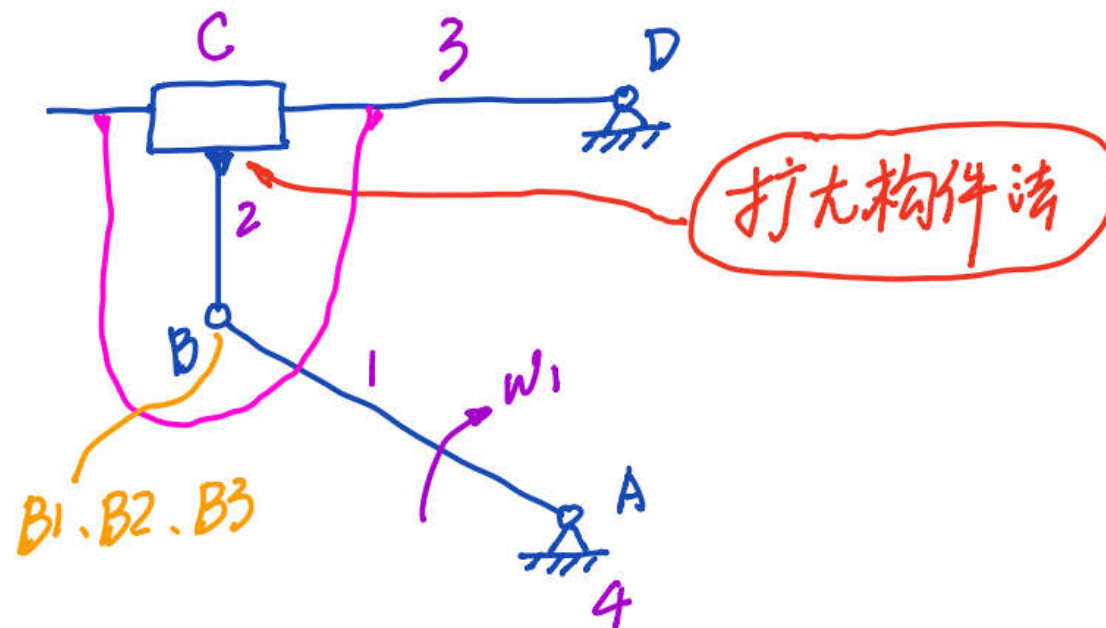
第3章 平面机构的运动分析



$$\begin{cases} \vec{V}_{B3} = \vec{V}_{B2} + \vec{V}_{B3B2} \\ V_{B2} = V_{B1} \\ \omega_2 = \omega_3 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \vec{a}_{B3} = \vec{a}_{B2} + \vec{a}_{B3B2}^k + \vec{a}_{B3B2}^r \\ a_{B2} = a_{B1} \\ \varepsilon_2 = \varepsilon_3 \end{cases}$$

第3章 平面机构的运动分析

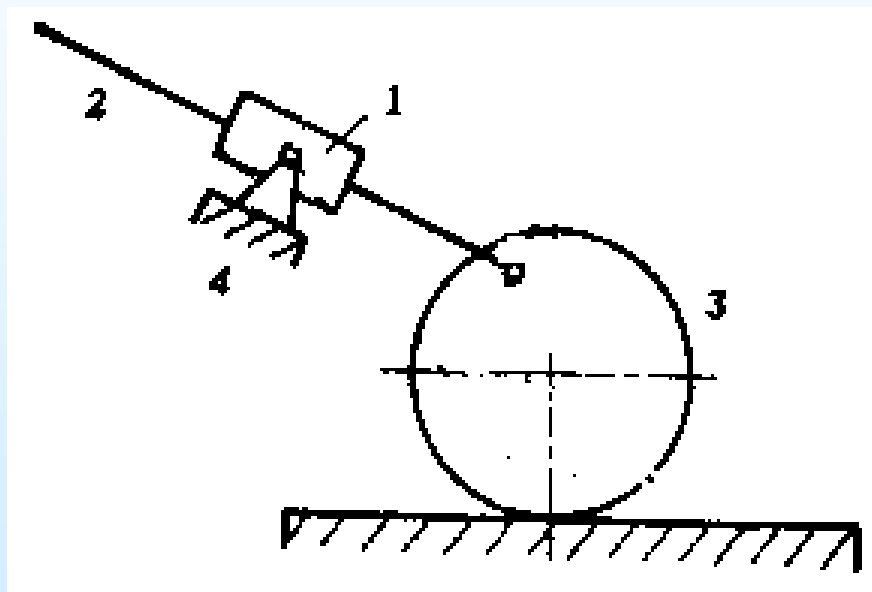


已知: ω_1 求: ω_3 ε_3

$$\begin{cases} \vec{V}_{B1} = \vec{V}_{B2} = \vec{V}_{B3} + \vec{V}_{B2B3} \\ \vec{a}_{B1} = \vec{a}_{B2} = \vec{a}_{B3} + \vec{a}_{B2B3}^k + \vec{a}_{B2B3}^r \end{cases}$$

第3章 平面机构的运动分析

例1、图示为四杆高副机构，已知构件3与机架4作纯滚动运动。试求各构件间的瞬心。



第3章 平面机构的运动分析

分析：本题的机构为高副机构，高副运动的瞬心在公法线上，已知条件说明了构件3相对4作纯滚动，因此瞬心在接触点处。

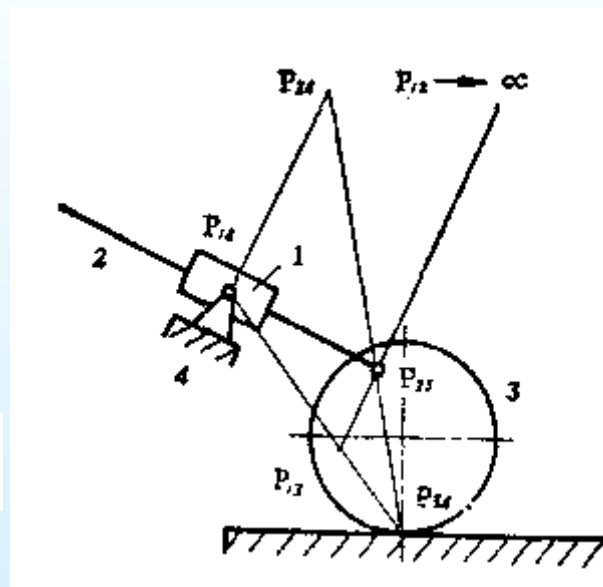
解：此机构由四个构件组成，其瞬心数目为：

$$N = \frac{K(K-1)}{2} = \frac{4(4-1)}{2} = 6$$

由直观法判定四个瞬心： P_{12} 、 P_{14} 、 P_{23} 、 P_{34}

用三心定理可以找到瞬心： P_{13} 、 P_{24}

6个瞬心位置如图所示。



第3章 平面机构的运动分析

四. 当原动件的角度 ω_1 为已知时, 试用瞬心法写出图示位置构件 3 的速度 v_3 的表达式。(10 分)

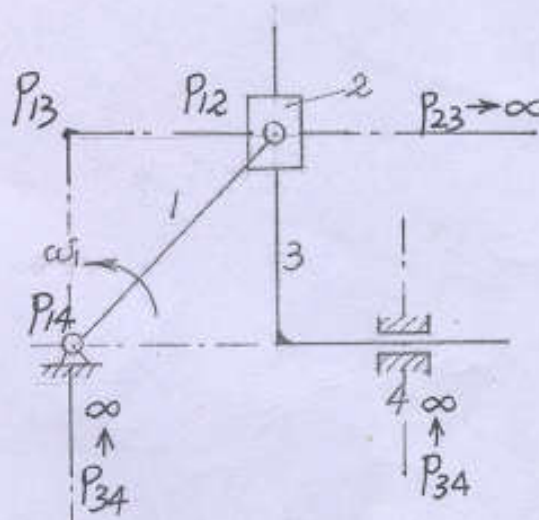
解: (1) 求 P_{13}

P_{13} 如图所示。

(2) 求 V_3

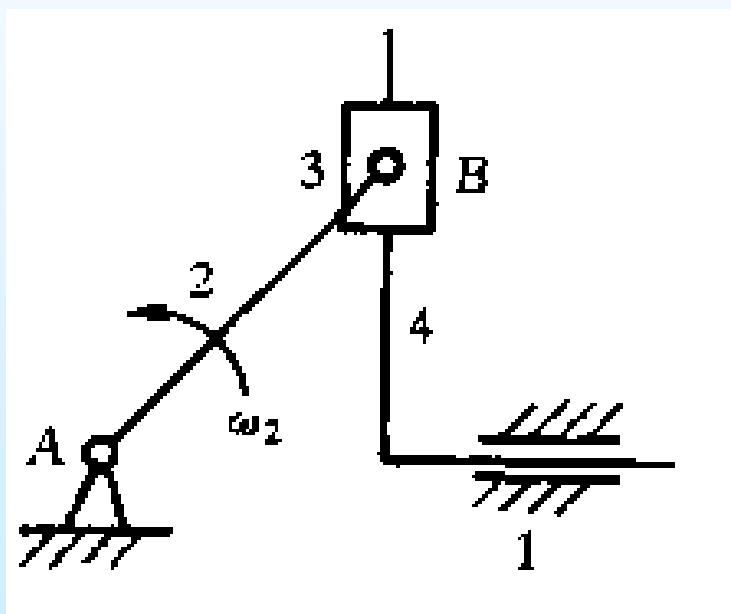
$$V_3 = \omega_1 \cdot \overline{P_{13}P_{14}} \cdot \mu_l$$

方向: 水平向左。



第3章 平面机构的运动分析

例2、如图所示为一正弦机构，已知主动件2的角速度 为常数），用速度和加速度多边形法求构件3、4的角速度、角加速度和构件4上各点的速度和加速度（不考虑比例尺的具体大小）。



第3章 平面机构的运动分析

分析：本题选B点为重合点，是不同构件上重合点的速度和加速度分析，本题有两种解法，滑块3是作平动。

$$\omega_1 = \omega_2 = 0, \alpha_1 = \alpha_2 = 0$$

因此哥氏加速度为零。求解过程是首先写出重合点的速度和加速度方程式，然后再画出速度和加速度多边形图。

解：（1）求

$$\omega_3, \omega_4, \alpha_3, \alpha_4$$

因为构件4作直线运动， $\omega_3 = \omega_4 = 0, \alpha_3 = \alpha_4 = 0$
构件3，4之间没有相对转动，故构件3作平动。

第3章 平面机构的运动分析

分析：本题选B点为重合点，是不同构件上重合点的速度和加速度分析，本题有两种解法，滑块3是作平动。

$$\omega_1 = \omega_2 = 0, \alpha_1 = \alpha_2 = 0$$

因此哥氏加速度为零。求解过程是首先写出重合点的速度和加速度方程式，然后再画出速度和加速度多边形图。

解：（1）求

$$\omega_3, \omega_4, \alpha_3, \alpha_4$$

因为构件4作直线运动， $\omega_3 = \omega_4 = 0, \alpha_3 = \alpha_4 = 0$
构件3，4之间没有相对转动，故构件3作平动。

第3章 平面机构的运动分析

解:

(2) 求 \mathbf{v}_4

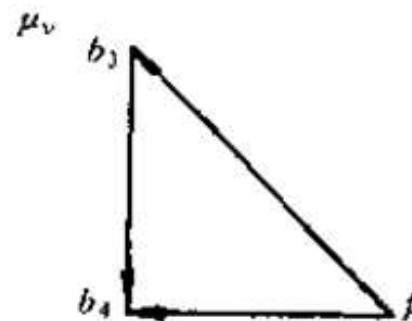
$$\mathbf{v}_{B4} = \mathbf{v}_{B3} + \mathbf{v}_{B4B3}$$

大小: ? $\omega_2 l_{AB}$?

方向: 水平 $\perp AB(\square)$ 铅垂

作速度多边形, 如图所示:

$$\mathbf{v}_4 = \mathbf{v}_{B4} = \overline{pb_4} \mu_v \quad (\text{方向: } \leftarrow)$$



第3章 平面机构的运动分析

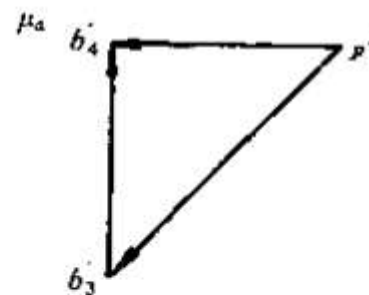
解： (3) 求 \mathbf{a}_4

$$\mathbf{a}_{B4} = \mathbf{a}_{B3} + \mathbf{a}_{B4B3}^k + \mathbf{a}_{B4B3}^r$$

$$\text{大小: } ? \quad \omega_2^2 l_{AB} \quad 0 \quad ?$$

$$\text{方向: 水平} \quad B \rightarrow A \quad 0 \quad \text{铅垂}$$

加速度多边形，如图所示。



$$\mathbf{a}_4 = \mathbf{a}_{B4} = \overline{p'b_4\mu_a} \quad (\text{方向: } \leftarrow)$$

第3章 平面机构的运动分析

五、在图示的四杆机构中，已知原动件的角速度 $\omega_1 = 1 \text{ (rad/s)}$ ，试求 ω_3, a_3 。要求：(1) 列出速度，加速度矢量方程式，并在各矢量的下面分析其大小及方向 (2) 规定： $\mu_v = 0.001 \left(\frac{\text{m/s}}{\text{mm}} \right)$ ， $\mu_a = 0.001 \left(\frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}} \right)$ ， $\mu_l = 0.001 \left(\frac{\text{m}}{\text{mm}} \right)$ (16分)

解：1. 速度分析

$$\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{B_1} + \vec{V}_{B_2B_1} \quad \text{式中: } V_{B_1} = \omega_1 \cdot l_{AB}$$

$$\text{大小? } \omega_1 \cdot l_{AB} \text{ ?} \quad = 0.043 \text{ (m/s)}$$

$$\text{方向 } \perp BC \quad \perp AB \quad \parallel DE$$

按 $\mu_v = 0.001 \left(\frac{\text{m/s}}{\text{mm}} \right)$ 作速度多边形得:

$$V_{B_3} = V_{B_2} = \mu_v \cdot (pb_3) = 0.04 \text{ (m/s)}$$

$$V_{B_2B_1} = \mu_v \cdot (b_2b_1) = 0.013 \text{ (m/s)}$$

$$\omega_3 = \frac{V_{B_3}}{l_{BC}} = 2 \text{ (rad/s)} \quad (\text{逆})$$

2. 加速度分析

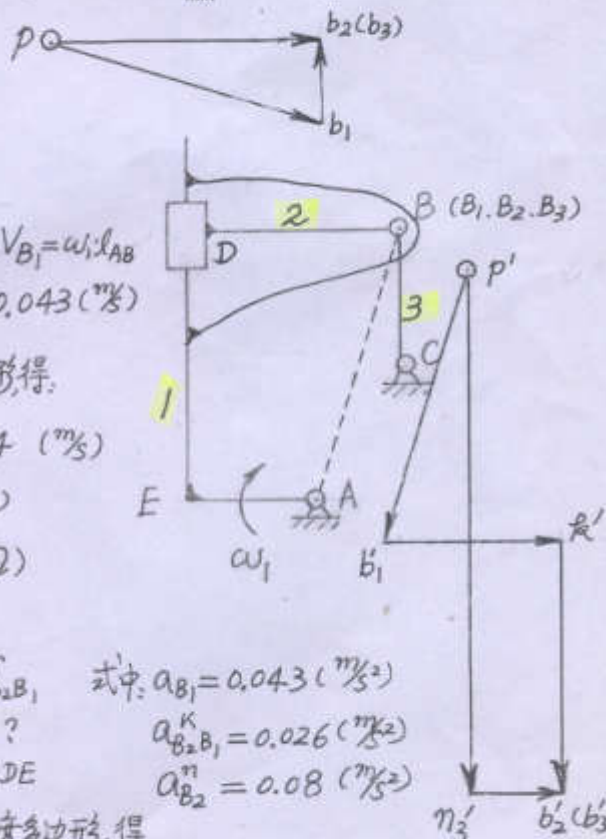
$$\vec{a}_{B_2}^n + \vec{a}_{B_2}^t = \vec{a}_{B_1} + \vec{a}_{B_2B_1}^k + \vec{a}_{B_2B_1}^r \quad \text{式中: } a_{B_1} = 0.043 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$\text{大小 } \omega_3^2 \cdot l_{BC} \text{ ? } \omega_1^2 \cdot l_{AB} \text{ ? } 2\omega_1 V_{B_2B_1} \text{ ?}$$

$$\text{方向 } B \rightarrow C \quad \perp BC \quad B \rightarrow A \quad \perp DE \rightarrow \parallel DE$$

按 $\mu_a = 0.001 \left(\frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}} \right)$ 作加速度多边形得:

$$a_{B_3}^t = \mu_a \cdot (\pi_3' b_3') = 0.013 \text{ (m/s}^2\text{)}, \therefore \alpha_3 = \frac{a_{B_3}^t}{l_{BC}} = \frac{0.013}{0.02} = 0.65 \text{ (rad/s}^2\text{)} \quad (\text{逆})$$



第4章 平面机构的力分析

1. 基本概念

摩擦角、摩擦圆、当量摩擦系数，当量摩擦角、移动副总反力方向的确定、转动副总反力方向的确定。

第4章 平面机构的力分析

2. 基本公式

$$\varphi = \arctan f$$

$$\varphi_v = \arctan f_v$$

$$F_{f21} = f_v \cdot G$$

第4章 平面机构的力分析

$$f_v = \begin{cases} \text{单一平面接触} & f_v = f \\ \text{槽面接触} & f_v = f / \sin \theta \\ \text{半圆柱面接触} & f_v = k \cdot f \quad (k = 1 \sim \frac{\pi}{2}) \end{cases}$$

第4章 平面机构的力分析

3. 基本解题方法

- (1) 二力杆 {
- 1) 写出相对角速度的方向
 - 2) 判断该二力杆是“受拉”?还是“受压”?
(即先要确定力的箭头方向!)
 - 3) R_{21} 对轴心的力矩方向与 ω_{12} 的方向相反

第4章 平面机构的力分析

- (2)多杆机构 {
- 1)从“二力杆”入手解题
 - 2)有已知力作用的三力构件 {
 - a*.三力汇交于一点;
 - b*.通过力矢量多力形来决定未知力的箭头方向;
 - 3)最后解决未知力(力矩)的问题.

第4章 平面机构的力分析

(3) 符号有严格要求,

F_{f21} —— 摩擦力, F_{R21} —— 副反力, N_{21} —— 法向反力

(4) 要有简单的解题步骤:


如: a. 要写出示力体及力平衡方程

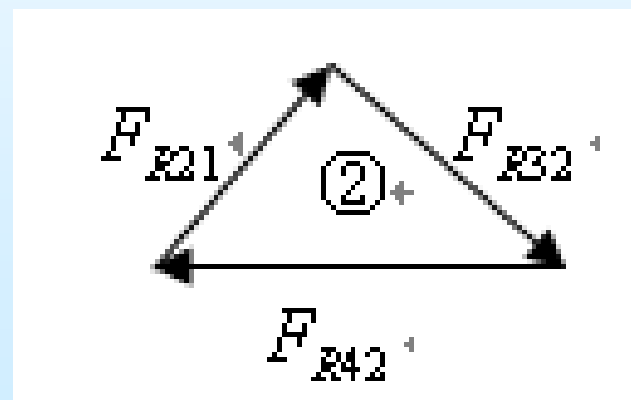
以构件2为示力体:

$$\vec{F}_{R12} + \vec{F}_{R32} + \vec{F}_{R42} = 0$$

第4章 平面机构的力分析

b. 按 $\mu_F = ?(N / mm)$ 作力封闭多力形

c. $M_d = -R_{21} \cdot \mu_l(\overrightarrow{AB})$ 



第4章 平面机构的力分析

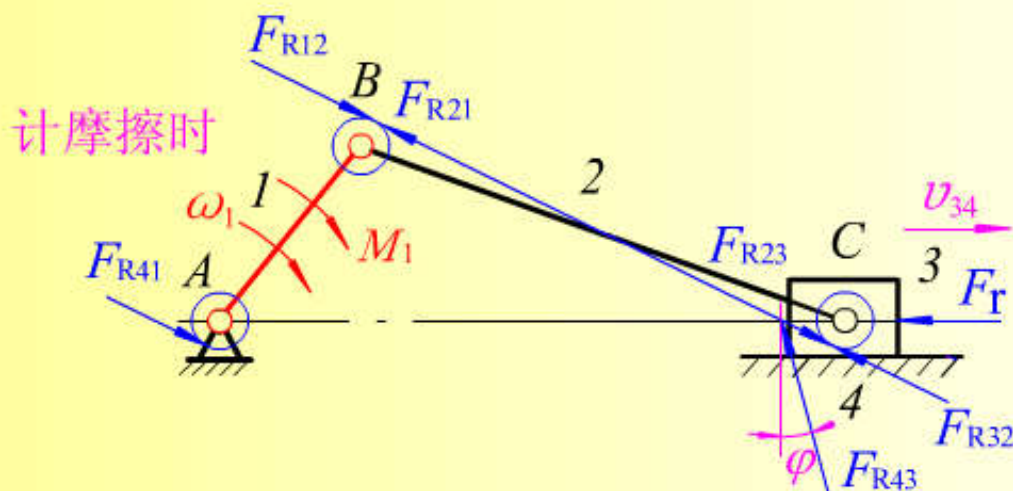
解 (1) 确定各运动副中的总反力方向

先由已知条件作出转动副的摩擦圆，并求出移动副的摩擦角 φ ，然后分析各构件受力如下：

连杆2 二力杆，受压，且 $F_{R12} = -F_{R32}$ ；

滑块3 受三力 F_r 、 F_{R23} 及 F_{R43} ，应汇于一点；

曲柄1 受两力 F_{R21} 、 F_{R41} ，应与 M_1 平衡，



第4章 平面机构的力分析

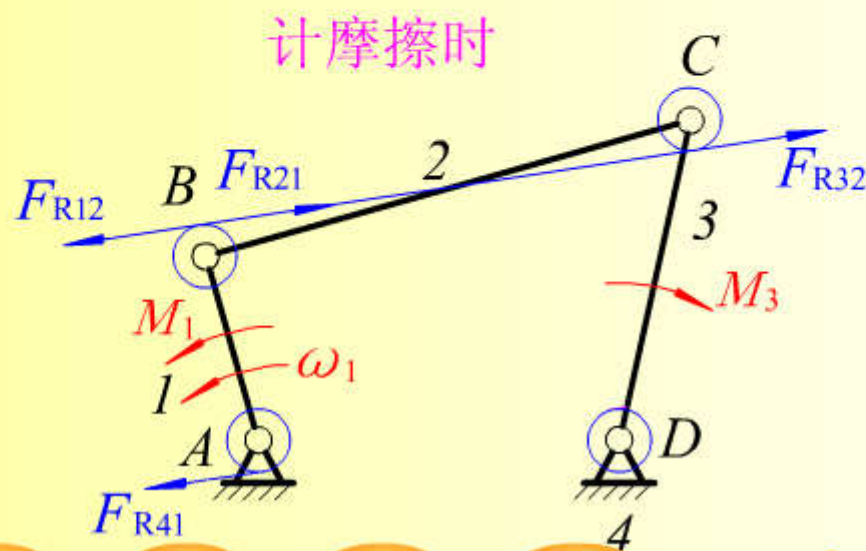
解 (1) 确定各运动副中的总反力方向

先根据 $\rho = f_v r$ 作出各转动副的摩擦圆，各构件受力分析如下：

构件2 二力杆，受拉，且 $F_{R12} = -F_{R32}$ ；

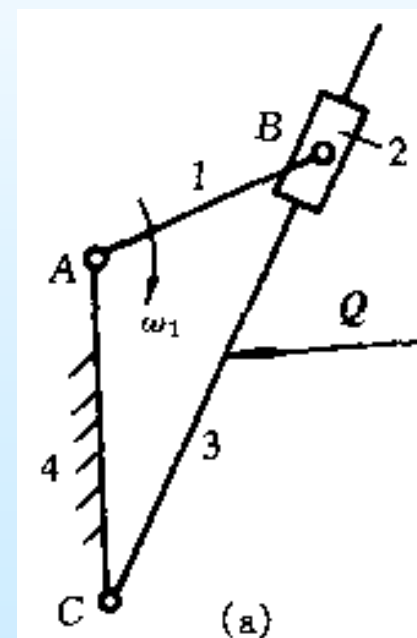
构件1 受力有 F_{R21} 、 F_{R41} ，应与 M_1 平衡，且 $F_{R41} = -F_{R21}$ ；

构件3 受力有 F_{R23} 、 F_{R43} ，应与 M_3 平衡，



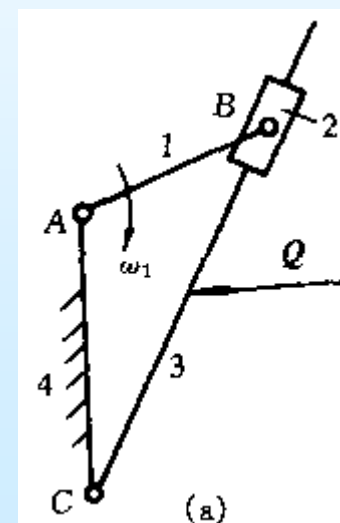
第4章 平面机构的力分析

例1：图示为导杆机构，其中 Q 为生产阻力，设各接触表面的摩擦系数均为已知，且不计各构件的重力和惯性力，试分析各运动副的反力，并求应加在曲柄1的驱动力矩 M 。



第4章 平面机构的力分析

分析： 本题首先要确定各个杆件有几个受力，很明显滑块2受到两个力的作用，即1、3构件分别对滑块2的作用力，滑块2是二力杆，在分析中要从二力杆入手，而杆件3受3个力，因此从三力汇交于一点分析，而杆1受一对力和力偶的作用。然后分别以各个构件作为示力体分别进行分析。

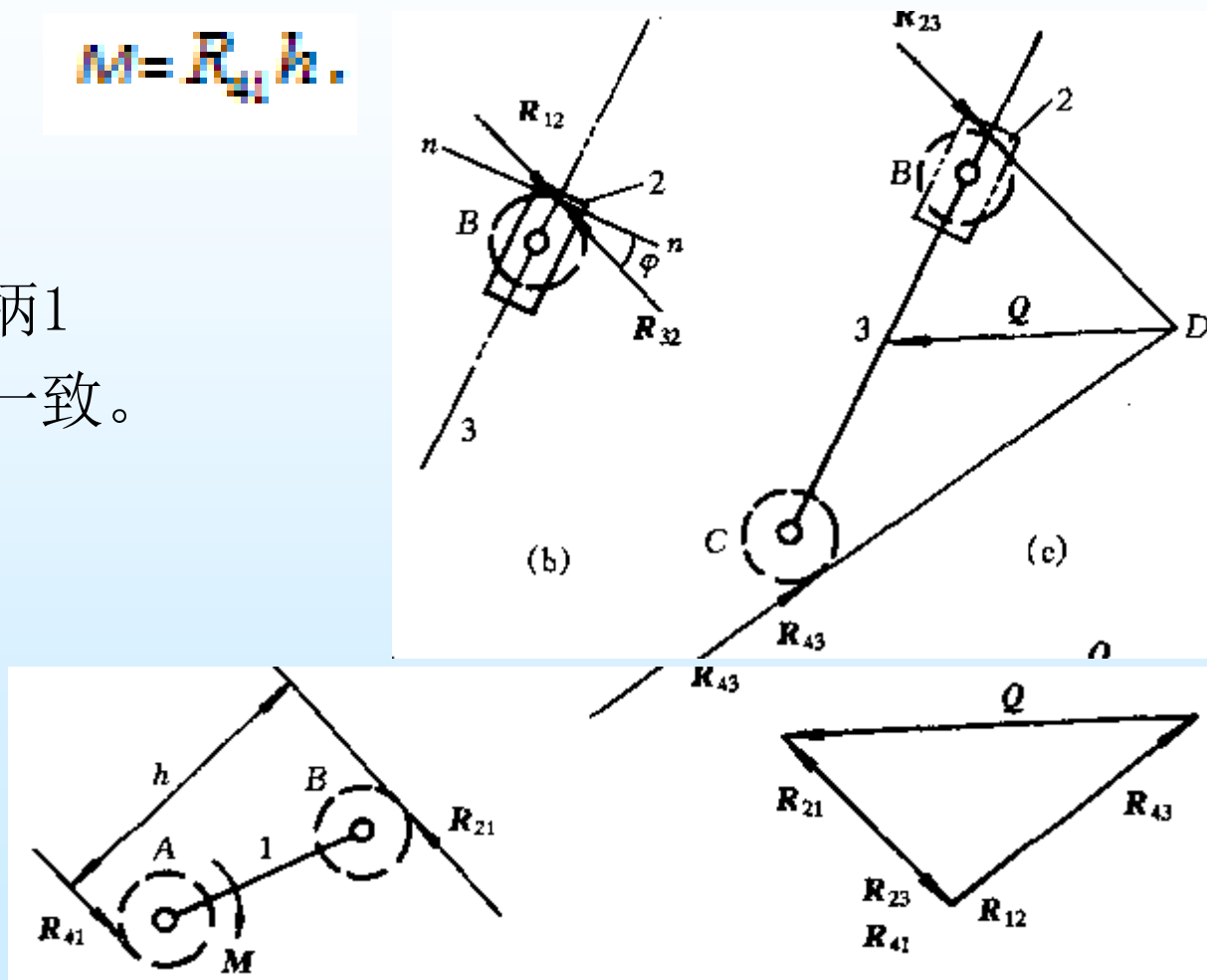


第4章 平面机构的力分析

解：各构件受力如图所示

$$M = R_{41} h$$

驱动力矩 M
的方向和曲柄1
的运动方向一致。



第5章 机械的效率和自锁

1. 基本概念:

- (1) 机械效率、自锁现象
- (2) 单个移动副的自锁条件
- (3) 单个转动副的自锁条件
- (4) 从效率的观点来看, 机械的自锁条件

第5章 机械的效率和自锁

2. 基本公式：

$$\eta = \frac{p_0}{p}$$

第5章 机械的效率和自锁

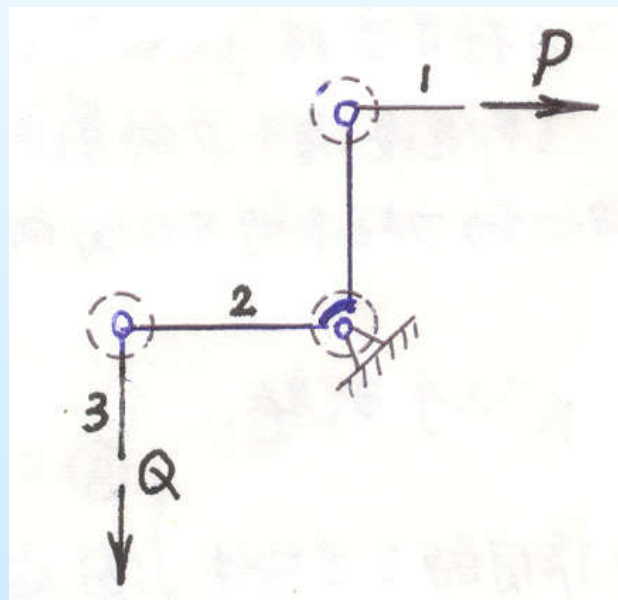
机组效率计算:

$$\left\{ \begin{array}{l} (1) \text{串联 } \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \\ (2) \text{并联 } \eta = \frac{p_1 \eta_1 + p_2 \eta_2 + \cdots + p_k \eta_k}{p_1 + p_2 + \cdots + p_k} \\ (3) \text{混联 } \eta = \sum p_r / \sum p_d \end{array} \right.$$

第5章 机械的效率和自锁

3. 基本解题方法

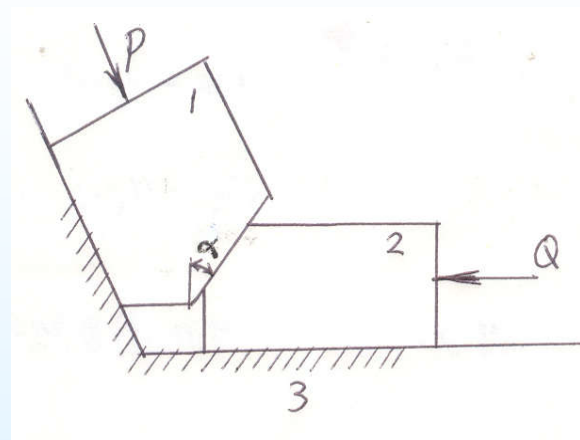
(1) 通过考虑摩擦与不考虑摩擦两种情况，再利用 $\eta = \frac{Q}{Q_0}$ ，计算机构的瞬时效率。



第5章 机械的效率和自锁

(2) 已知道: P 、 φ 、 α 求: $Q=?$ $\eta=?$

- 画出副反力的方向线
- 分别以1、2两构件为示力体
- 列出矢量方程, 画矢量多边形可求 Q
- 运用正弦定理建立 P 与 Q 的关系式
- 令 $\varphi=0$, 可求得 p_0 , $\eta = p_0 / p$



第5章 机械的效率和自锁

(3) 根据正行程的效率计算公式，可直接写出反行程的表达式

如：斜面机构

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \varphi)} \quad \eta' = \frac{\tan(\alpha - \varphi)}{\tan \alpha}$$

令 $\eta' \leq 0$ 即可求得自锁条件 $\alpha \leq \varphi$

第6章 机械的平衡

1. 基本概念:

(1) 平衡的目的是什么?

(2) 什么叫静平衡? 静平衡的条件是什么? 如何进行计算?

(3) 什么叫动平衡? 动平衡的条件是什么? 如何进行计算?

(4) $\frac{b}{D} < 0.2$ 与 $\frac{b}{D} \geq 0.2$ 的回转件各需进行何种平衡。

第6章 机械的平衡

2 基本公式

(1) 静平衡 $\overline{m_1 r_1} + \overline{m_2 r_2} + \cdots + \overline{m_b r_b} = 0$

$$(\Sigma \vec{F} = 0)$$

(2) 动平衡

$$\Sigma \vec{F} = 0 \quad \Sigma M = 0$$

如何把某一平面内的质径积分解到两个选定的平衡平面上，
在每一个选定的平面内按静平衡的方法进行计算。

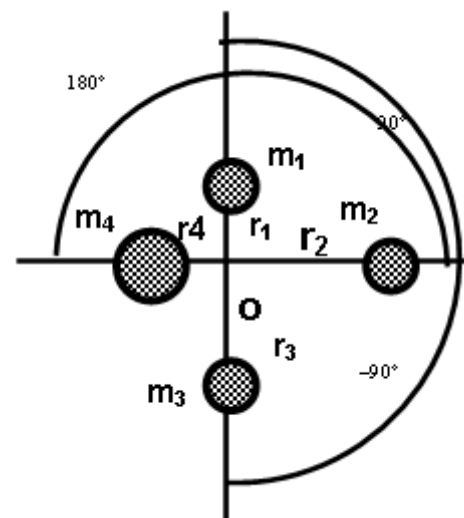
第6章 机械的平衡

3. 基本解题方法

例1、在题图1所示的盘形转子中，有四个偏心质量位于同一回转平面内，其大小及回转半径分别

$$m_1 = 5\text{kg}, m_2 = 7\text{kg}, m_3 = 8\text{kg}, m_4 = 10\text{kg}, r_1 = r_4 = 10\text{cm}, r_2 = 20\text{cm}, r_3 = 15\text{cm}.$$

方位如图 (a) 所示。又设平衡质量 m_5 的回转半径 $r_5 = 15\text{cm}$ 。试求平衡质量 m_5 的大小及方位。



第6章 机械的平衡

【分析】 首先根据题目判断该转子是需要静平衡还是动平衡，再根据平衡条件列出平衡方程式，用矢量方程图解法求解。

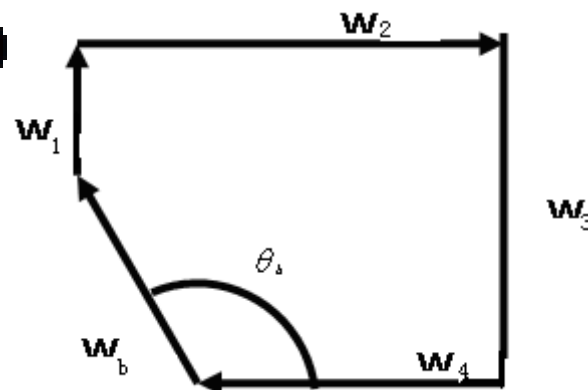
【解】 根据静平衡条件有：

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

取比例尺作质径积多边形，如图所示，可得

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

$$\theta_b = 119.7^\circ$$



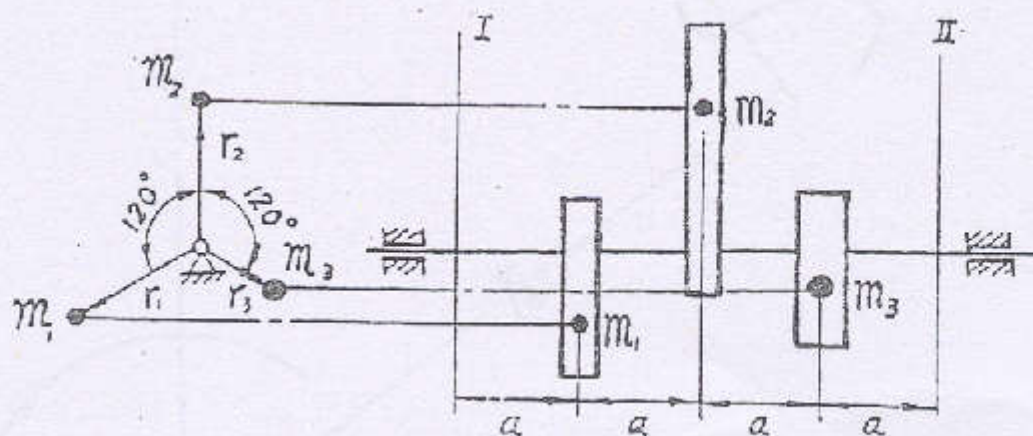
第6章 机械的平衡

4. 图示凸轮轴, 已知 $m_1 = m_2$, $r_1 = r_2$, $m_3 = 2m_1$, $r_3 = r_2/2$ 。试回答:

① 该轴是否静平衡?

② 该轴是否动平衡?

③ 将 m_1 分解到平衡基面 I、II 上的代换质量 m_1^I 、 m_1^{II} 各为多少?



第7章 机械的运转及其速度波动的调节

1. 基本概念:

(1) 机械系统波动有哪两种？它们采用什么方法来调节？原理是什么？

(2) 飞轮应当安装在高速轴上，为什么？

(3) ω_{\max} 及 ω_{\min} 的位置如何确定？

第7章 机械的运转及其速度波动的调节

(4) 了解建立机械系统等效动力学模型是所建立应遵循的原则

$$\left. \begin{matrix} F_e \\ M_e \end{matrix} \right\} \text{瞬时功率相等} \quad \left. \begin{matrix} J_e \\ m_e \end{matrix} \right\} \text{动能相等}$$

(5) 掌握 M_e 、 J_e 、 m_e 、 F_e 的计算方法

第7章 机械的运转及其速度波动的调节

2. 基本公式:

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$$

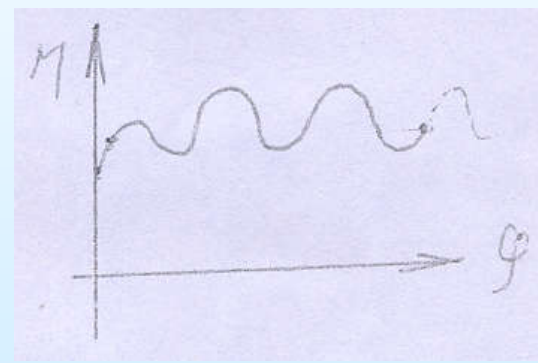
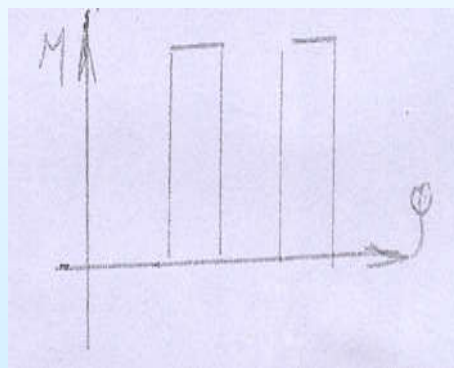
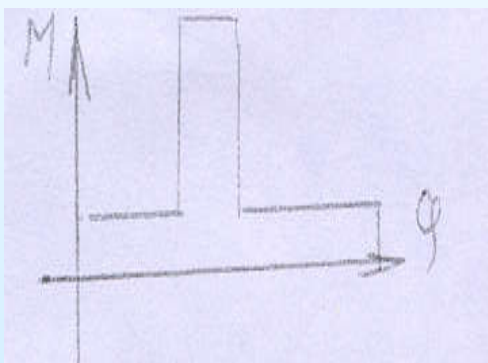
$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}$$

$$J_F = \frac{\Delta W_{\max}}{\omega_m^2 [\delta]} - J_e$$

$$J_F = \frac{900 \Delta W_{\max}}{\pi^2 n^2 [\delta]} - J_e$$

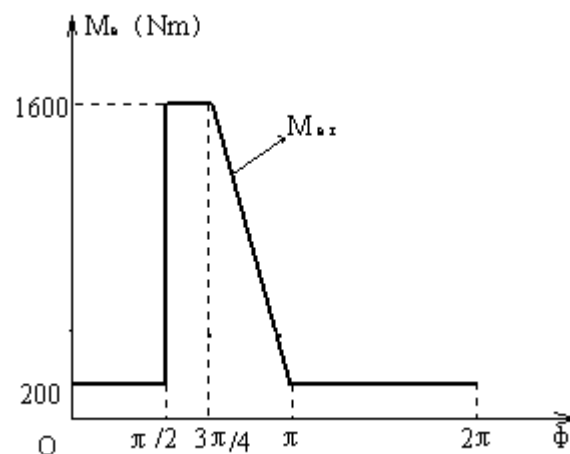
第7章 机械的运转及其速度波动的调节

3 基本解方法 熟悉掌握 ΔW_{\max} 的确定方法



第7章 机械的运转及其速度波动的调节

例1、在一台用电动机作原动机的剪床机械系统中，电动机的转速为 $n_s = 1500 \text{ r/min}$ 已知折算到电机轴上的等效阻力矩 M_r 的曲线如图所示，电动机的驱动力矩为常数；机械系统本身各构件的转动惯量均忽略不计。当要求该系统的速度不均匀系数时 $\delta \leq 0.05$ ，求安装在电机轴上的飞轮所需的转动惯量 J_F



第7章 机械的运转及其速度波动的调节

【分析】 该题目首先要求出电动机的驱动力矩为常数的数值并画出该直线，找出各个交叉面积，求出在一个运动循环中的最大盈亏功，再利用计算公式求出安装在电机轴上的飞轮所需的转动惯量。

【解】 此题的等效构件为电动机的轴。

1) 求等效驱动力矩 M_{ed}

图中只给出了等效阻力矩的变化曲线，并知道电动机的驱动力矩为常数，但不知其具体数值。先求出 以便求盈亏功，可根据功相等的原则，即：在一个周期内等效驱动力矩所做的功应等于等效阻力矩所消耗的功（输入功等于输出功）。先求出 在一个周期内的总消耗功（输出功）：

第7章 机械的运转及其速度波动的调节

【解】

$$A_f = 200 \times 2\pi + \frac{\pi}{4}(1600 - 200) + \frac{1}{2} \times \frac{\pi}{4}(1600 - 200) = 925\pi \text{ Nm}$$

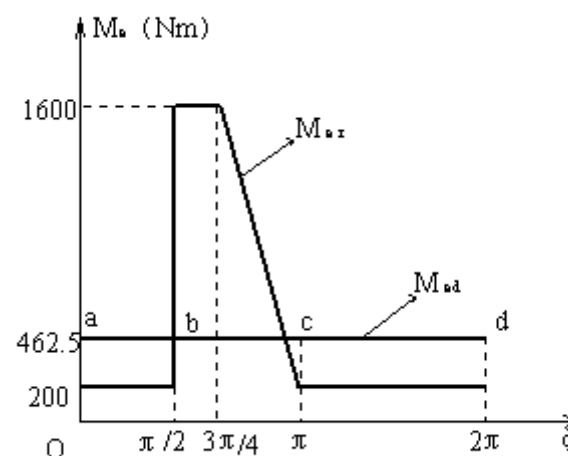
一个周期内的输入功 应为: $A_d = M_{ed} \times 2\pi = 925\pi \text{ Nm}$

则: $M_{ed} = 462.5 \text{ Nm}$

2) 求最大盈亏功

在图中画出等效驱动力矩的直线, 它与 曲线之间所夹的各单元面积所对应的盈功或亏功分别为

$$M_e = 462.5 \text{ Nm}$$



第7章 机械的运转及其速度波动的调节

【解】

$$A_1 = (462.5 - 200) \times \frac{\pi}{2} = 412.3 \text{ Nm}$$

$$A_2 = -[(1600 - 462.5) \times \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} (1600 - 462.5) \times \frac{\pi}{4}] = -1256.3 \text{ Nm}$$

$$A_3 = (462.5 - 200) \times 0.5 \times (1 - \frac{1600 - 462.5}{1600 - 200}) \times \frac{\pi}{4} + (462.5 - 200) \times \pi = 844 \text{ Nm}$$

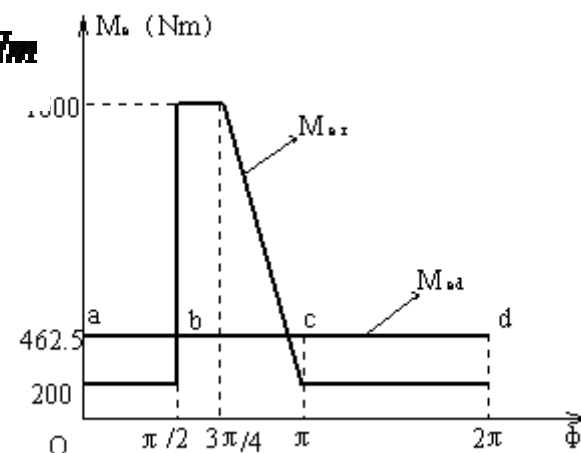
从而求得最大盈亏功 ΔW_{\max} 为

$$A_2 = -[(1600 - 462.5) \times \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} (1600 - 462.5) \times \frac{\pi}{4}] = -1256.3 \text{ Nm}$$

(3) 求飞轮的转动惯量
电动机轴的平均角速度为

则: $\omega_{\text{av}} = \frac{2\pi n_{\text{av}}}{60} = 2\pi \times 1500 / 60 = 157 \text{ rad/s}$

$$J_F = \Delta W_{\max} / (\omega_{\text{av}}^2 \delta) - J_s = 1256.3 / (157^2 \times 0.05) - 0 = 1.018 \text{ kgm}^2$$



第8章 平面连杆机构及其设计

1. 基本概念:

- (1) 铰链四杆机构的三种基本形式?
- (2) 铰链四杆机构有曲柄的条件?
- (3) 平面机构的演化方法?
- (4) 极位夹角 θ 、传动角 γ ，压力角 α ，行程速度变化系数 $k=?$
机构的死点位置? 在死点位置， $\gamma=?$

第8章 平面连杆机构及其设计

$$a + d \leq b + c$$

$$b \leq (d - a) + c \quad \text{即} \quad a + b \leq c + d$$

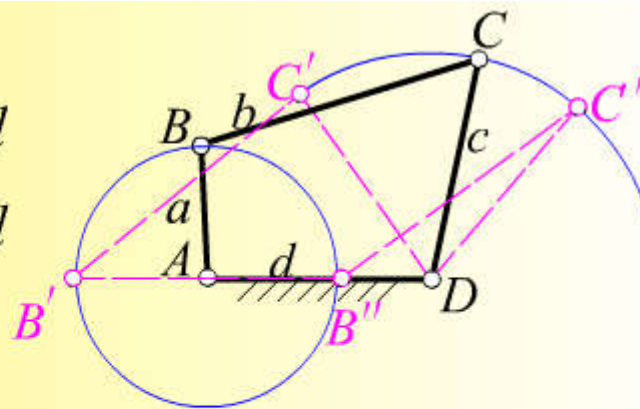
$$c \leq (d - a) + b \quad \text{即} \quad a + c \leq b + d$$

则得 $a \leq b, a \leq c, a \leq d$

即 AB 杆为最短杆。

因此，转动副 A 为周转副的条件是：

- 1) 最短杆长度 + 最长杆长度 \leq 其余两杆长度之和；
- 2) 组成该周转副的两杆中必有一杆为最短杆。



第8章 平面连杆机构及其设计

结论：

■如果铰链四杆机构各杆长度满足杆长条件，当最短杆为连架杆时，则机构为**曲柄摇杆机构**；当最短杆为机架时，则机构为**双曲柄机构**；当最短杆的相对杆为机架时，机构为**双摇杆机构**。

■如果各杆长度不满足杆长条件，则机构无周转副，此时不论以何杆为机架，机构均为**双摇杆机构**。

第8章 平面连杆机构及其设计

2. 基本公式:

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1} \\ k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} a = \frac{\overline{AC_2} - \overline{AC_1}}{2} \quad (a = \frac{\overline{AC_1} - \overline{AC_2}}{2}) \\ b = \frac{\overline{AC_2} + \overline{AC_1}}{2} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} l_{AB} = \mu_l \times a \\ l_{BC} = \mu_l \times b \end{array}$$

p_{117} 图8-26——对此图要熟练掌握

第8章 平面连杆机构及其设计

设计方法 先算出

$$\theta=180^\circ \quad (K-1)/(K+1)$$

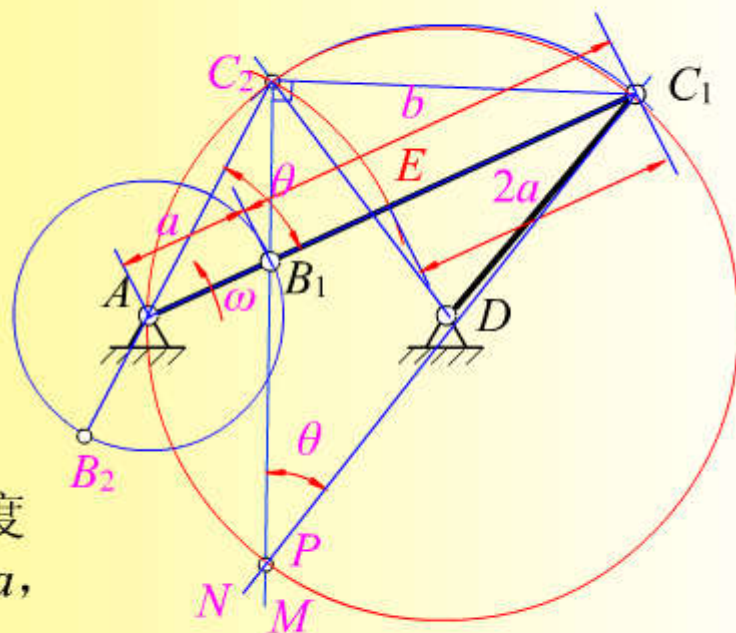
然后根据 \overline{CD} 及 φ 作出摇杆的两极位 C_1D 及 C_2D ; 再作 $C_2M \perp C_1C_2$, 并作 $\angle C_2C_1N = 90^\circ - \theta$, C_2M 与 C_1N 交于 P ; 作 $\triangle PC_1C_2$ 的外接圆。

此圆弧上任一点 A 与 C_1 及 C_2 的连线之夹角 $\angle C_1AC_2$ 都等于 θ ,故曲柄轴心 A 应选在此圆弧上。

设曲柄长度为 a , 连杆长度为 b , 则 $\overline{AC_1}=b+a$, $\overline{AC_2}=b-a$, 故

$$a = (\overline{AC_1} - \overline{AC_2})/2$$

$$b = (\overline{AC_1} + \overline{AC_2})/2$$



用作图法确定 a 及 b

开始

上一步

下一步

结束



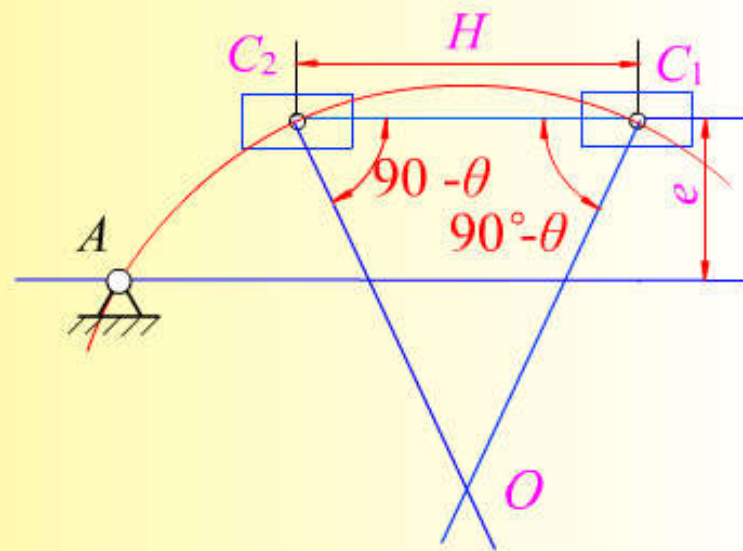
第8章 平面连杆机构及其设计

(2) 曲柄滑块机构

设已知其行程速比系数 K 、冲程 H 和偏距 e ，要求设计此机构。

作图方法

先算出 θ 角；然后作 $\overline{C_1C_2} = H$ ，作 $\angle OC_2C_1 = \angle OC_1C_2 = 90^\circ - \theta$ ，以交点 O 为圆心，过 C_1 、 C_2 作圆。则 A 应此圆弧上。再作一直线与 C_1C_2 平行，其间的距离等于偏距 e ，则其交点 A 为曲柄轴心的位置。故曲柄和连杆的长度 a 、 b 也就随之确定。



第8章 平面连杆机构及其设计

3. 基本解体方法

用作图法设计四杆机构

(1) 已知连杆的二个或三个位置 $\left\{ \begin{array}{l} \text{已知道活动铰链中心位置} \\ \text{已知固定铰链中心位置} \end{array} \right.$

(2) 已知连架杆的二个或三个位置（按两对对应角位移）

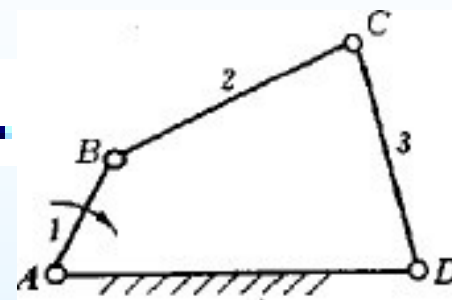
(3) 已知 k ，从动件（摇杆或滑块）的两个极限位置

(4) 已知 k 及机架长，设计摆动导杆机构

第8章 平面连杆机构及其设计

例1：在图示4-7的铰链四杆机构中，已知各杆的尺寸为：

$l_1 = 28\text{mm}$ 、 $l_2 = 52\text{mm}$ 、 $l_3 = 50\text{mm}$ 、 $l_4 = 72\text{mm}$ 。



试求：

(1) 现杆4作机架，该机构是哪一种类型？若取杆3为机架时，该机构又是哪种类型？说明判断的根据。

(2) 图示机构的极位夹角 θ 、杆3的最大摆角 ψ 、最小传动角 γ_{min} 和行程速比系数

第8章 平面连杆机构及其设计

解：

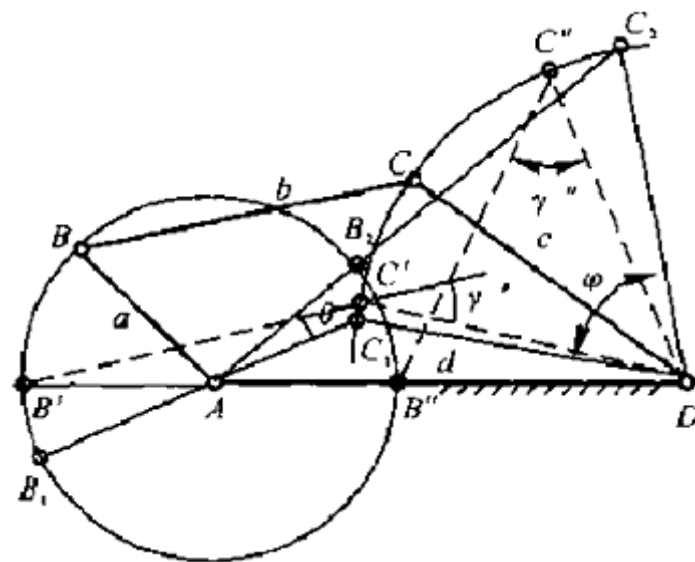
(1) 由, $l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3$ 可知该铰链四杆机构各杆长度符合杆长条件；当取杆4为机架时，最短杆1变为连架杆，该机构将演化成曲柄摇杆机构；当取杆3为机架时，最短杆1变为连杆，又将演化成双摇杆机构；

(2) 作出机构的两个极位，

得

$$\theta = 18.6^\circ, \varphi = 70.6^\circ, \gamma_{\min} = 22.7^\circ$$

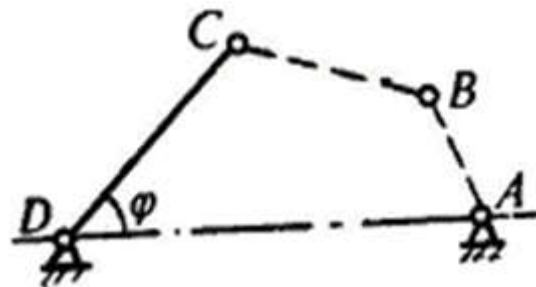
$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} = \frac{180^\circ + 18.6^\circ}{180^\circ - 18.6^\circ} = 1.23$$



第8章 平面连杆机构及其设计

例2、设计一个铰链四杆机构，如图所示，已知摇杆CD的长度为75mm，机架AD的长度为100mm，摇杆的一个极限位置与机架之间的夹角 $\varphi=45^\circ$ ，构件AB单向匀速转动。试按下列情况确定构件AB和BC的杆长，以及摇杆的摆角。

(1) 行程速比系数 $K=1$; (2) 行程速比系数 $K=1.5$;



第8章 平面连杆机构及其设计

解：（1）当行程速比系数 $K=1$ 时，机构的极位夹角为

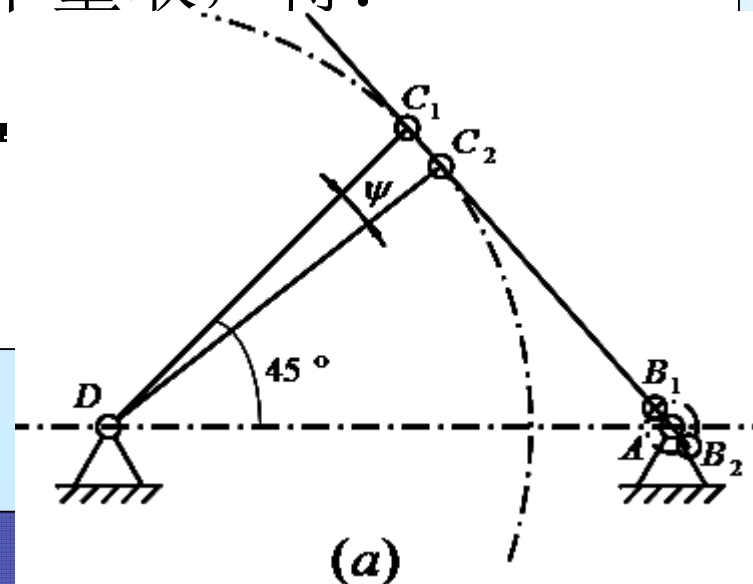
$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 0^\circ$$

机构没有急回特性，固定铰链点 A 应在活动铰链点 C 的两个极限位置 C_1 、 C_2 的连线上，确定活动铰链点 C 的另一个极限位置。选定比例尺，作图所示。直接由图中量取，得：

$$l_{AC} = \frac{\overline{AC_1} - \overline{AC_2}}{2} = \frac{70.84 - 25.75}{2} = 22.55 \text{ mm}$$

$$l_{BC} = \frac{\overline{AC_1} + \overline{AC_2}}{2} = \frac{70.84 + 25.75}{2} = 48.3 \text{ mm}$$

$$\psi = 41^\circ$$



第8章 平面连杆机构及其设计

解：（2）当行程速比系数 $K=1.5$ 时，机构的极位夹角为

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

作图，有两个交点，即有两组解。

有解一： $l_{AB} = \frac{\overline{AC_1} - \overline{AC_2}}{2} = \frac{70.84 - 25.75}{2} = 22.55\text{mm}$

$$\psi = 41^\circ$$

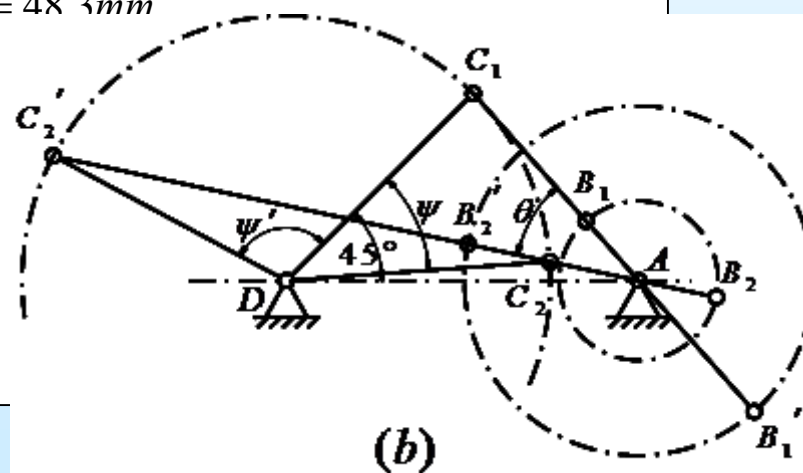
$$l_{BC} = \frac{\overline{AC_1} + \overline{AC_2}}{2} = \frac{70.84 + 25.75}{2} = 48.3\text{mm}$$

有解二：

$$l_{AB} = \frac{\overline{AC_2'} - \overline{AC_1}}{2} = \frac{169.88 - 70.84}{2} = 49.52\text{mm}$$

$$l_{BC} = \frac{\overline{AC_2'} + \overline{AC_1}}{2} = \frac{169.88 + 70.84}{2} = 120.36\text{mm}$$

$$\psi' = 107^\circ$$



第9章 凸轮机构及其设计

1. 基本概念

- 名词
- 刚性冲击？柔性冲击？
- 推杆（从动件）四种常用运动规律各有何特点？
（结合推程段的运动线图）
- 如何求凸轮机构的压力角？
 $\left\{ \begin{array}{l} \text{直动从动件} \\ \text{摆动从动件} \end{array} \right.$

第9章 凸轮机构及其设计

多项式运动规律



(1) 一次多项式运动规律(又称等速运动规律)

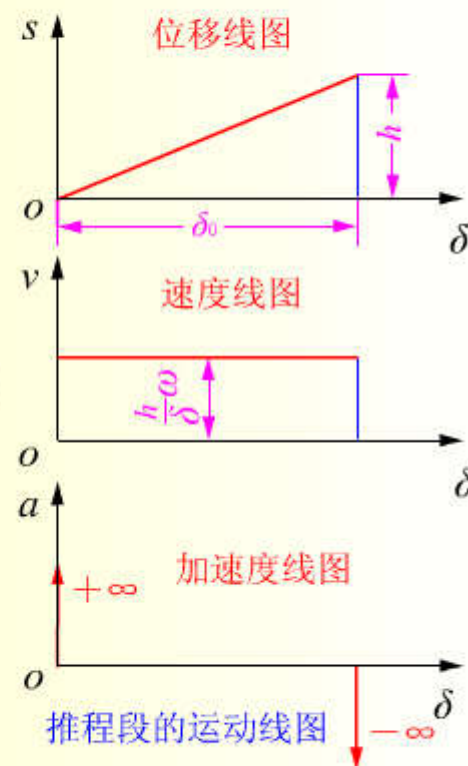
推杆推程的运动方程式为

$$\left. \begin{aligned} v &= h\delta / \delta_0 \\ v &= h\omega / \delta_0 = \text{常数} \\ a &= 0 \end{aligned} \right\} (0 \leq \delta \leq \delta_0) \quad (b)$$

而推杆回程的运动方程为

$$\left. \begin{aligned} s &= h(1 - \delta / \delta'_0) \\ v &= -h\omega / \delta'_0 = \text{常数} \\ a &= 0 \end{aligned} \right\} (0 \leq \delta \leq \delta'_0) \quad (c)$$

推杆在运动的开始和终止的瞬时, 因速度有突变, 加速度为无穷大, 致使推杆突然产生非常大的惯性力, 因此对凸轮产生极大的冲击, 这种冲击称为**刚性冲击**。



开始

上一步

下一步

结束



第9章 凸轮机构及其设计

多项式运动规律



(2) 二次多项式运动规律 (又称等加等减速或抛物线运动规律)

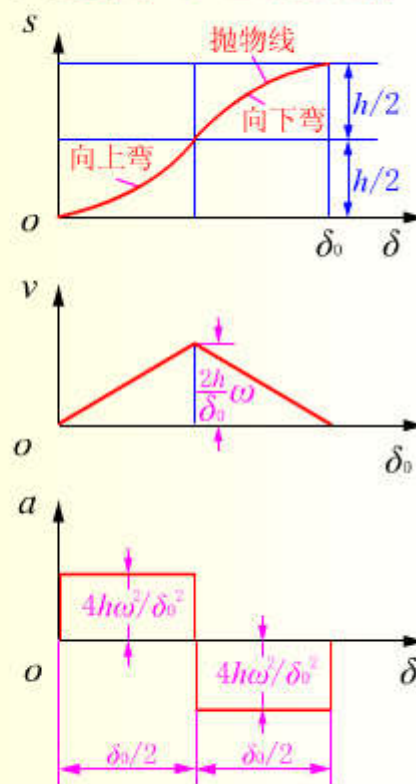
推程等加速段:

$$\left. \begin{aligned} s &= 2h\delta^2/\delta_0^2 \\ v &= 4h\omega\delta/\delta_0^2 \\ a &= 4h\omega^2/\delta_0^2 \end{aligned} \right\} (0 \leq \delta \leq \delta_0/2) \text{ (d)}$$

推程等减速段:

$$\left. \begin{aligned} s &= h - 2h(\delta_0 - \delta)^2/\delta_0^2 \\ v &= 4h\omega(\delta_0 - \delta)/\delta_0^2 \\ a &= -4h\omega^2/\delta_0^2 \end{aligned} \right\} (\delta_0/2 \leq \delta \leq \delta_0) \text{ (e)}$$

推杆在运动的始、中、末三个瞬时，因加速度有突变，此时推杆的惯性力也将为有限突变，因而引起的冲击较小，故称这种冲击为**柔性冲击**。



推杆推程时的运动线图

开始

上一步

下一步

结束



第9章 凸轮机构及其设计

多项式运动规律



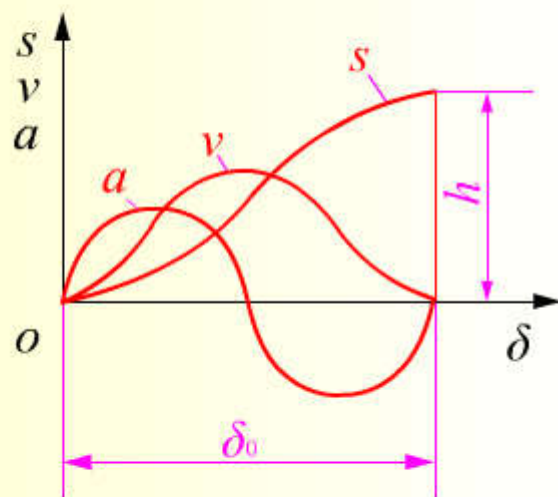
(3) 五次多项式运动规律 (又称3-4-5多项式运动规律)

其位移方程式为

$$s=10h\delta^3/\delta_0^3-15h\delta^4/\delta_0^4+6h\delta^5/\delta_0^5 \quad (f)$$

此运动规律既无刚性冲击, 也无柔性冲击。

说明: 对于多项式运动规律, 其多项式中待定系数的数目应与边界条件的数目相等, 其数目多少应根据工作要求来确定。但当边界条件增多时, 会使设计计算复杂,



推杆推程时的运动线图

第9章 凸轮机构及其设计

三角函数运动规律



(1) 余弦加速度运动规律 (又称简谐运动规律)

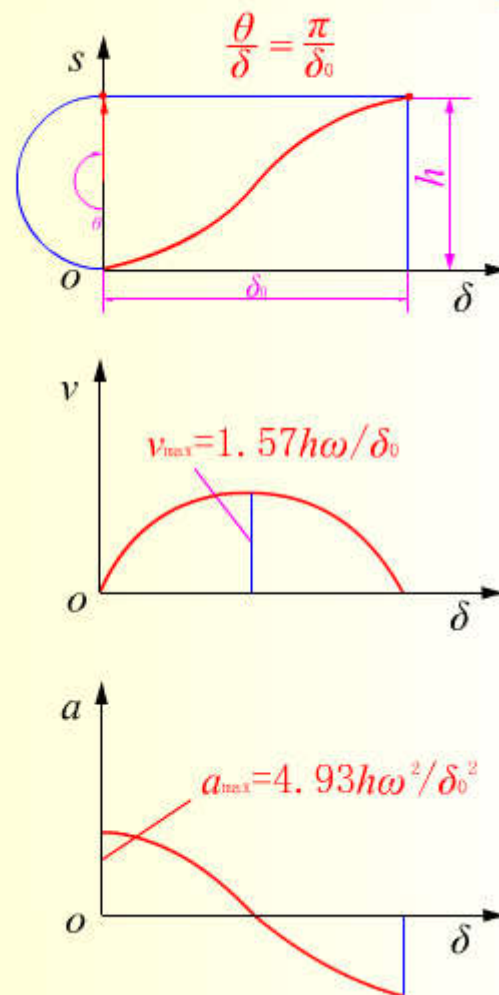
推程时

$$\left. \begin{aligned} s &= h[1 - \cos(\pi\delta/\delta_0)]/2 \\ v &= \pi h\omega \sin(\pi\delta/\delta_0)/(2\delta_0) \\ a &= \pi^2 h\omega^2 \cos(\pi\delta/\delta_0)/(2\delta_0^2) \end{aligned} \right\} (g)$$

推杆在运动首、末两瞬间有柔性冲击而无刚性冲击。

回程时

$$\left. \begin{aligned} s &= h[1 + \cos(\pi\delta/\delta'_0)]/2 \\ v &= -\pi h\omega \sin(\pi\delta/\delta'_0)/(2\delta'_0) \\ a &= -\pi^2 h\omega^2 \cos(\pi\delta/\delta'_0)/(2\delta'_0^2) \end{aligned} \right\} (h)$$



开始

上一步

下一步

结束



第9章 凸轮机构及其设计

三角函数运动规律



(2) 正弦加速度运动规律 (又称摆线运动规律)

推程时的运动方程为

$$\left. \begin{aligned} s &= h[\delta/\delta_0 - \sin(2\pi\delta/\delta_0)/(2\pi)] \\ v &= h\omega[1 - \cos(2\pi\delta/\delta_0)]/\delta_0 \\ a &= 2\pi h\omega^2 \sin(2\pi\delta/\delta_0)/(\delta_0^2) \end{aligned} \right\} (g)$$

此运动规律既无刚性冲击也无柔性冲击。

回程时的运动方程为

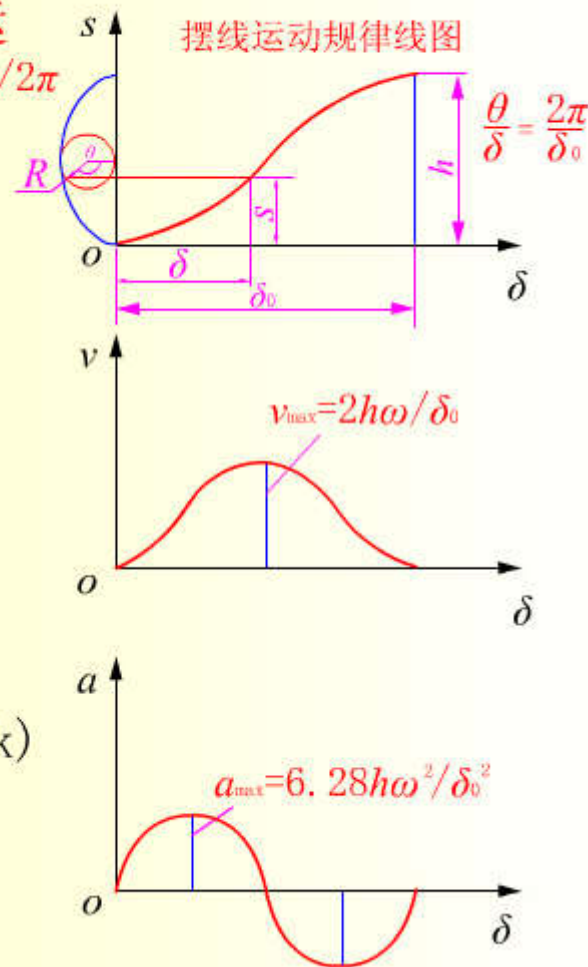
$$\left. \begin{aligned} s &= h[1 - (\delta/\delta'_0) + \sin(2\pi\delta/\delta'_0)/(2\pi)] \\ v &= h\omega[\cos(2\pi\delta/\delta'_0) - 1]/\delta'_0 \\ a &= -2\pi h\omega^2 \sin(2\pi\delta/\delta'_0)/(\delta'_0^2) \end{aligned} \right\} (k)$$

开始

上一步

完成

结束



第9章 凸轮机构及其设计

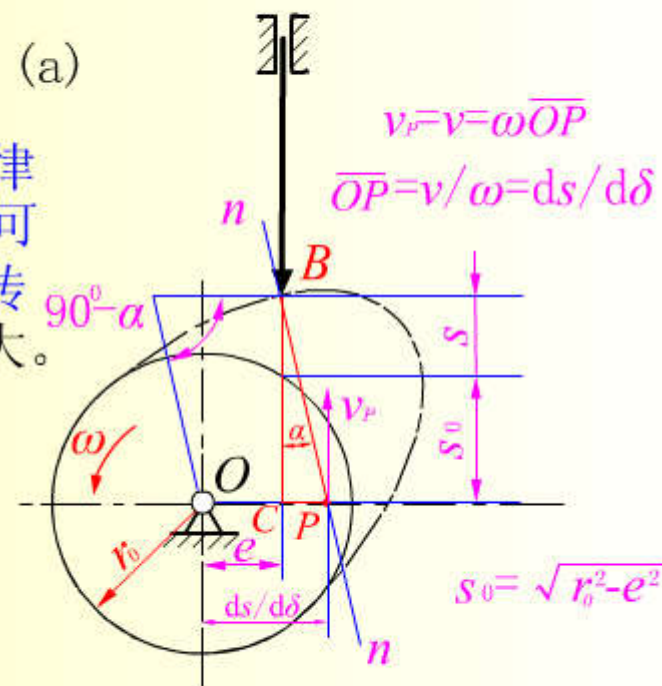


凸轮基圆半径的确定

(1) 压力角与基圆半径的关系

$$\tan\alpha = [(ds/d\delta) - e] / [(r_0^2 - e^2)^{1/2} + s] \quad (a)$$

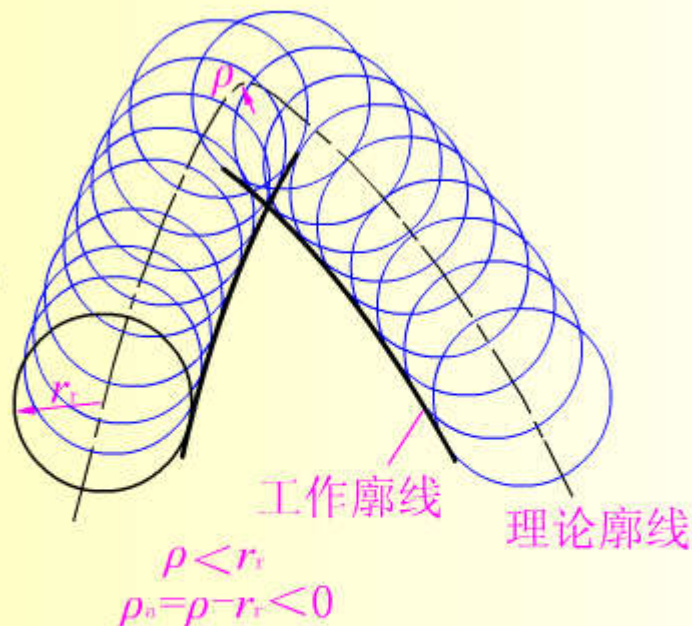
在偏距一定，推杆的运动规律已知的条件下，加大基圆半径 r_0 ，可减小压力角 α ，从而改善机构的传力特性。但此时机构的尺寸会增大。



偏置直动尖顶推杆盘形凸轮机构

第9章 凸轮机构及其设计

若 $\rho < r_r$ 时，则工作廓线的曲率半径 ρ_a 为负值。即工作廓线出现交叉，实际上已被切去，致使推杆不能按预期的运动规律运动，这种现象称为失真现象。



因此，在滚子半径的选择时，应避免凸轮工作廓线发生变尖或失真现象。

第9章 凸轮机构及其设计

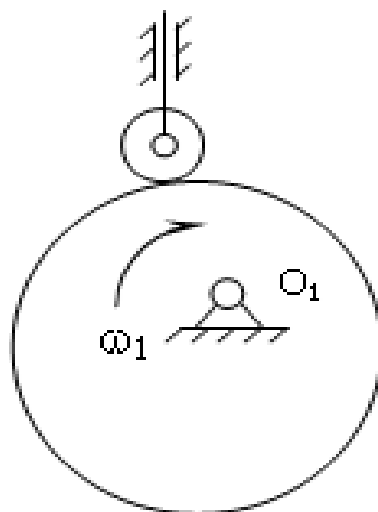
2 基本公式

3. 基本解题方法

- 熟练掌握凸轮廓线设计方法的基本原理（反转法原理）。
- 对心直动滚子推杆盘形凸轮机构。
- 偏置直动滚子推杆盘形凸轮机构。
- 摆动滚子推杆盘形凸轮机构。

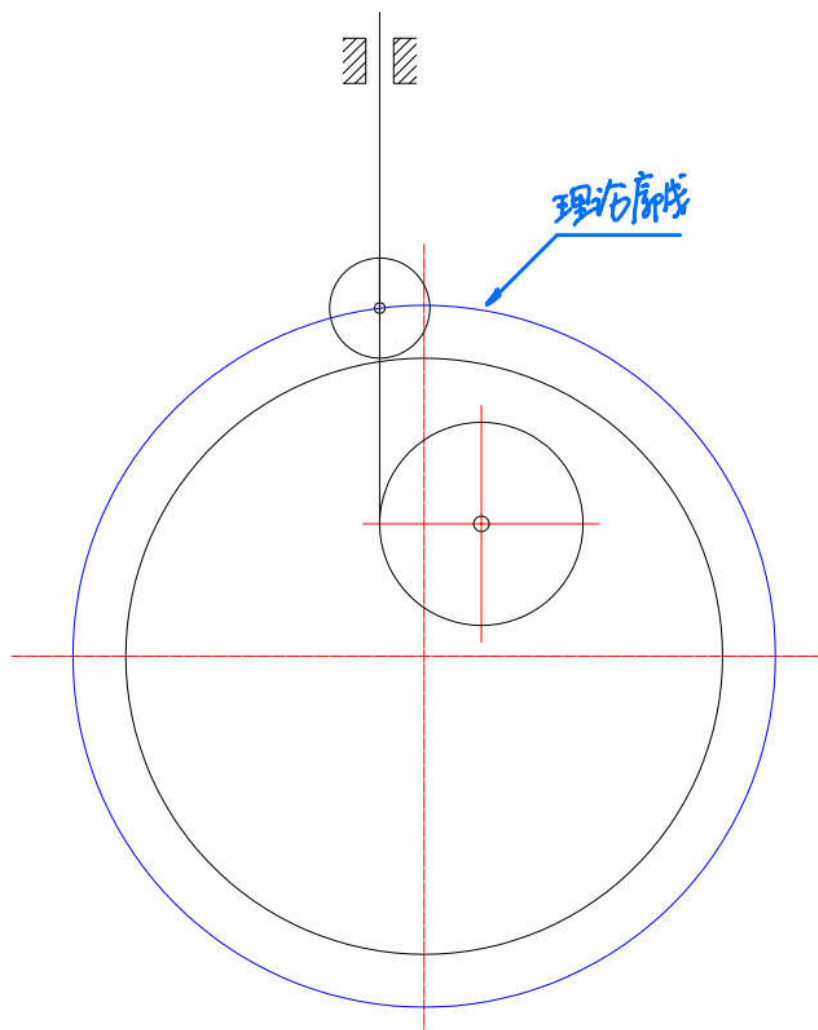
第9章 凸轮机构及其设计

例1、如图示为滚子从动件盘形凸轮机构，凸轮为一偏心圆盘。试用图解法作出：1) 凸轮的理论廓线；2) 凸轮的基圆；3) 图示位置的压力角；4) 从动件在图示位置的位移及凸轮的转角；5) 从动件的升程及凸轮的推程运动角。

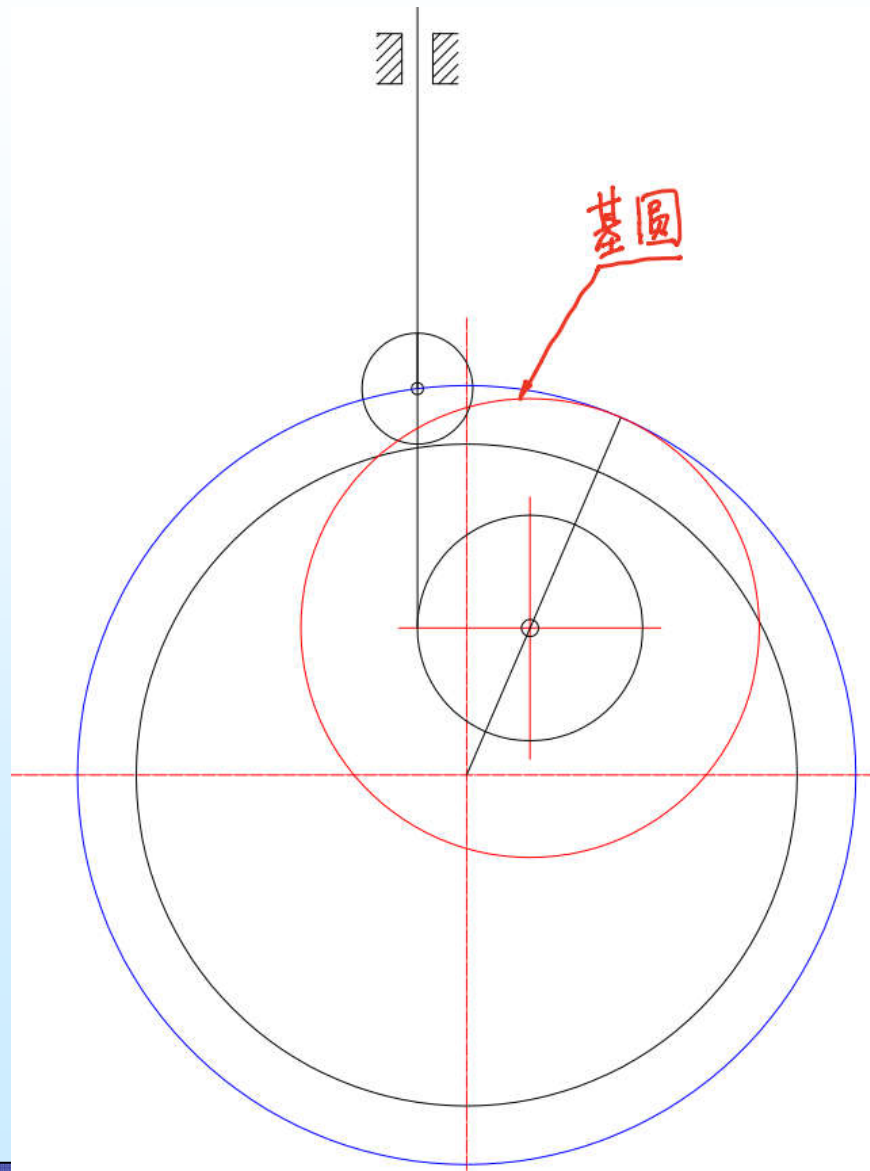


第9章 凸轮机构及其设计

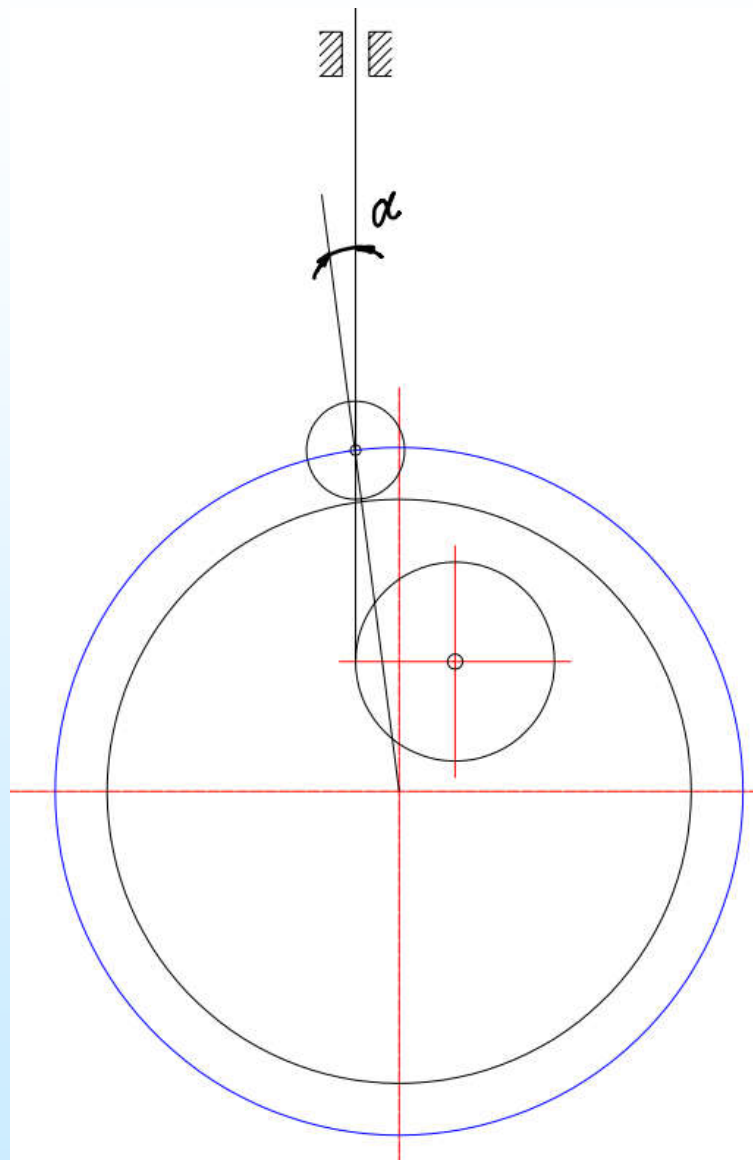
解： 【分析】 先在给定的机构运动简图上画出理论轮廓线，再按要求做出各部分尺寸，在图上直接画出求解的内容即可。



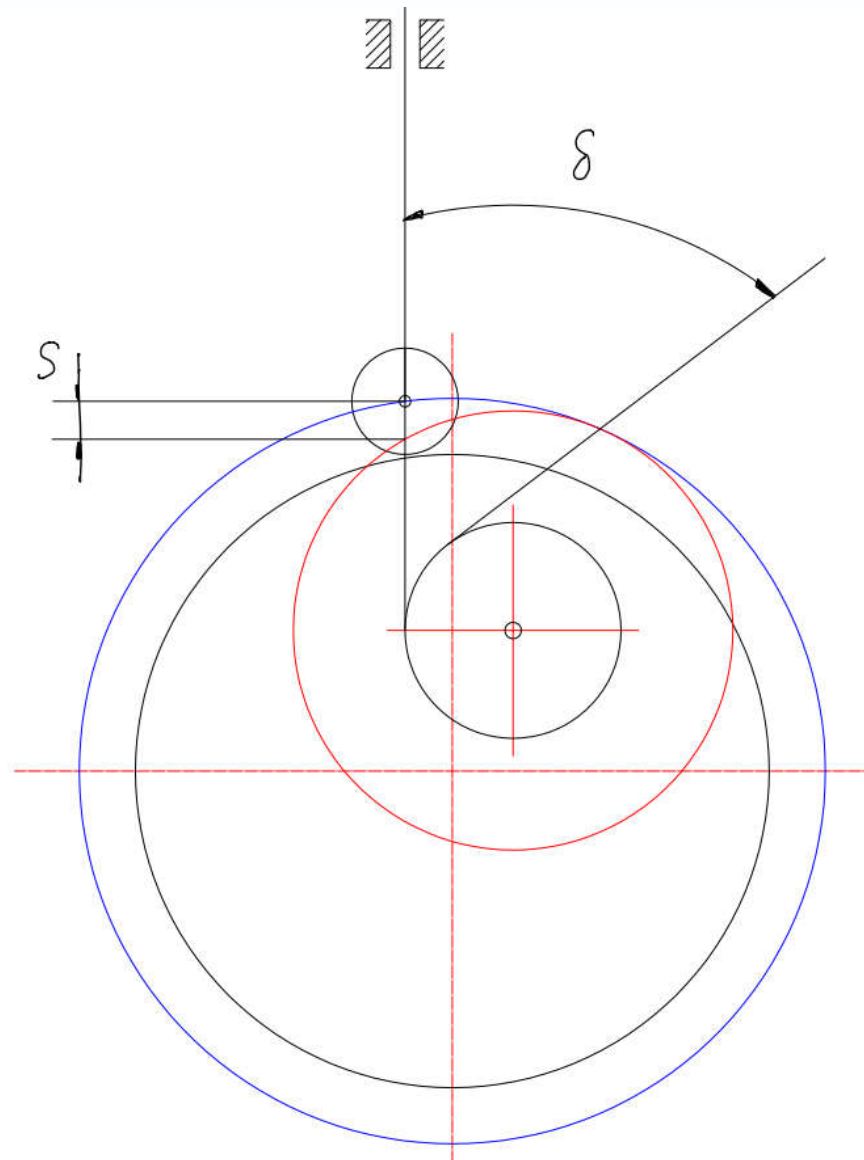
第9章 凸轮机构及其设计



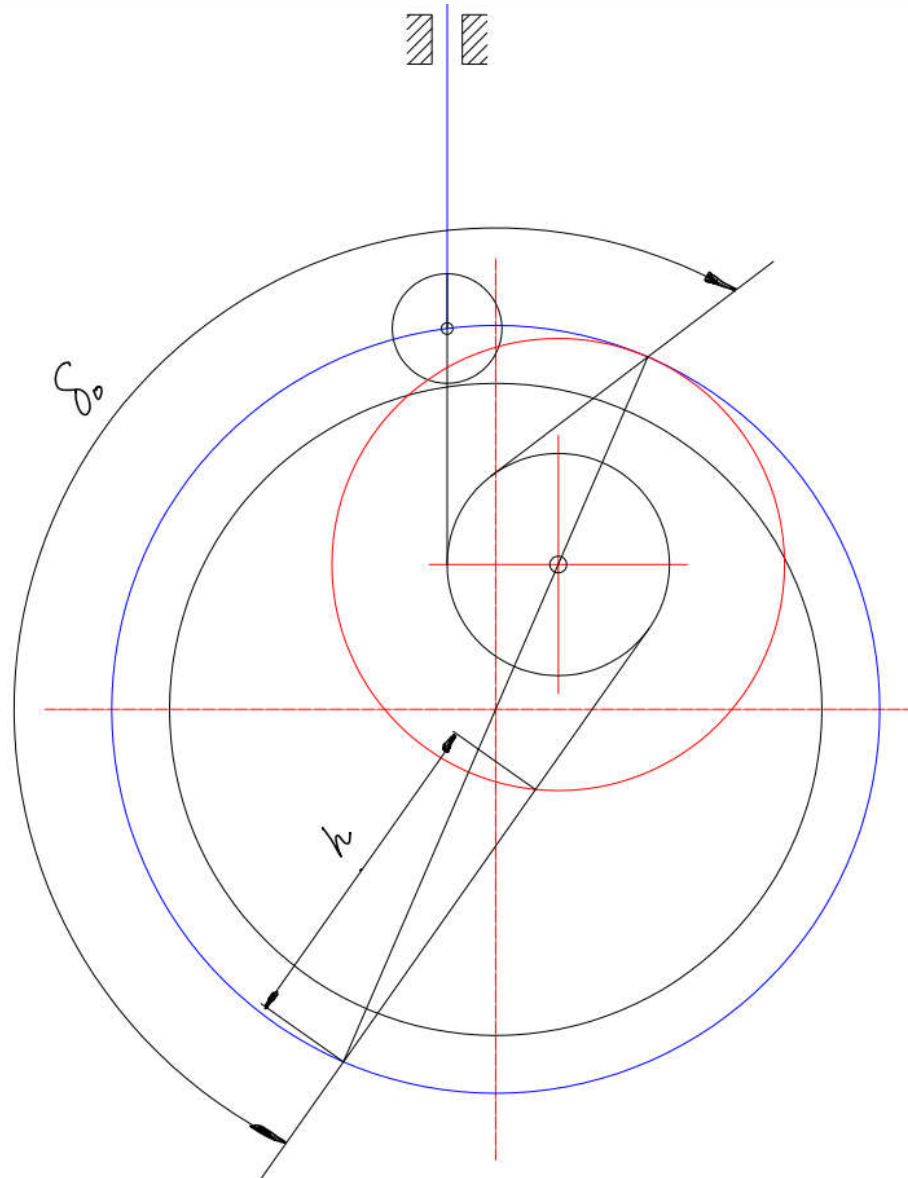
第9章 凸轮机构及其设计



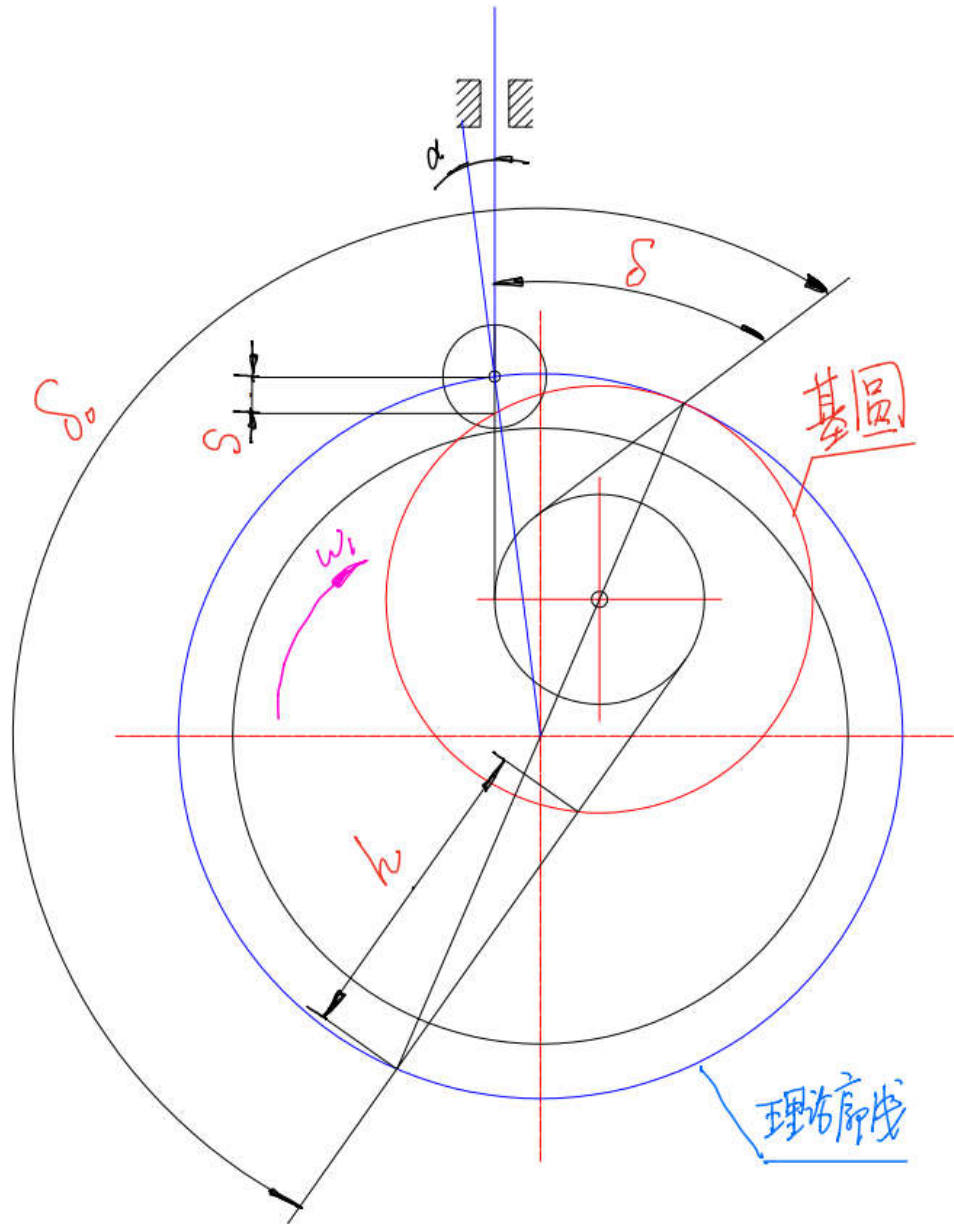
第9章 凸轮机构及其设计



第9章 凸轮机构及其设计

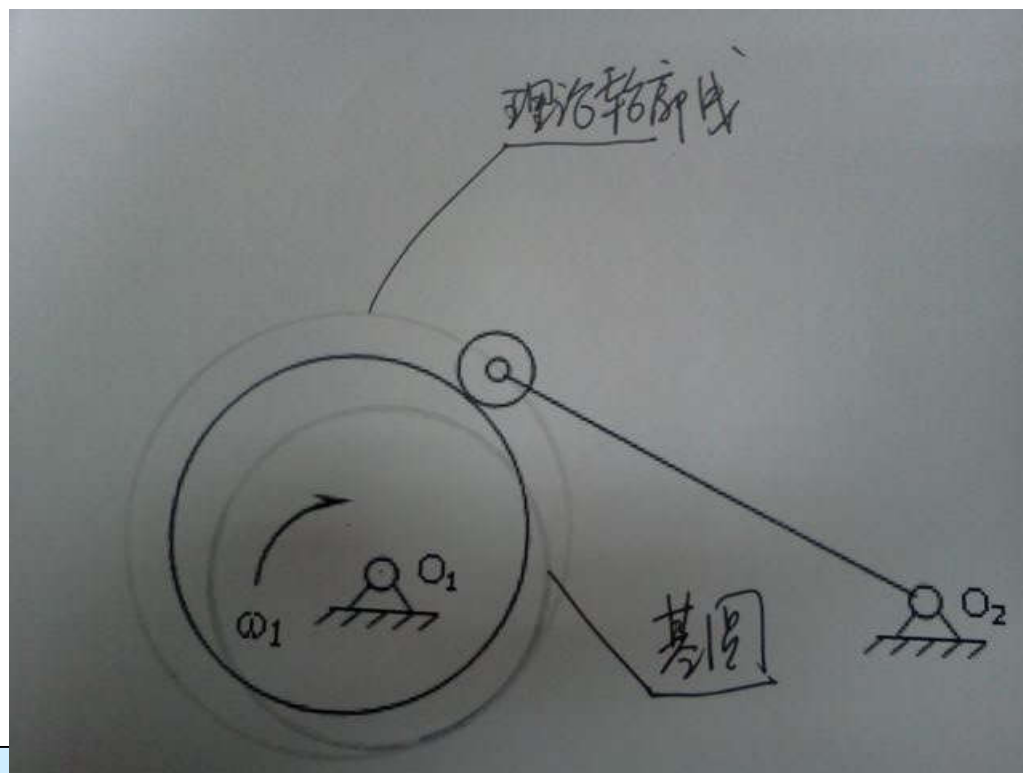
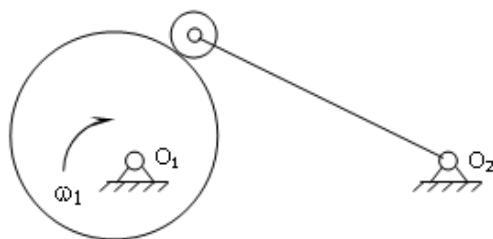


第9章 凸轮机构及其设计

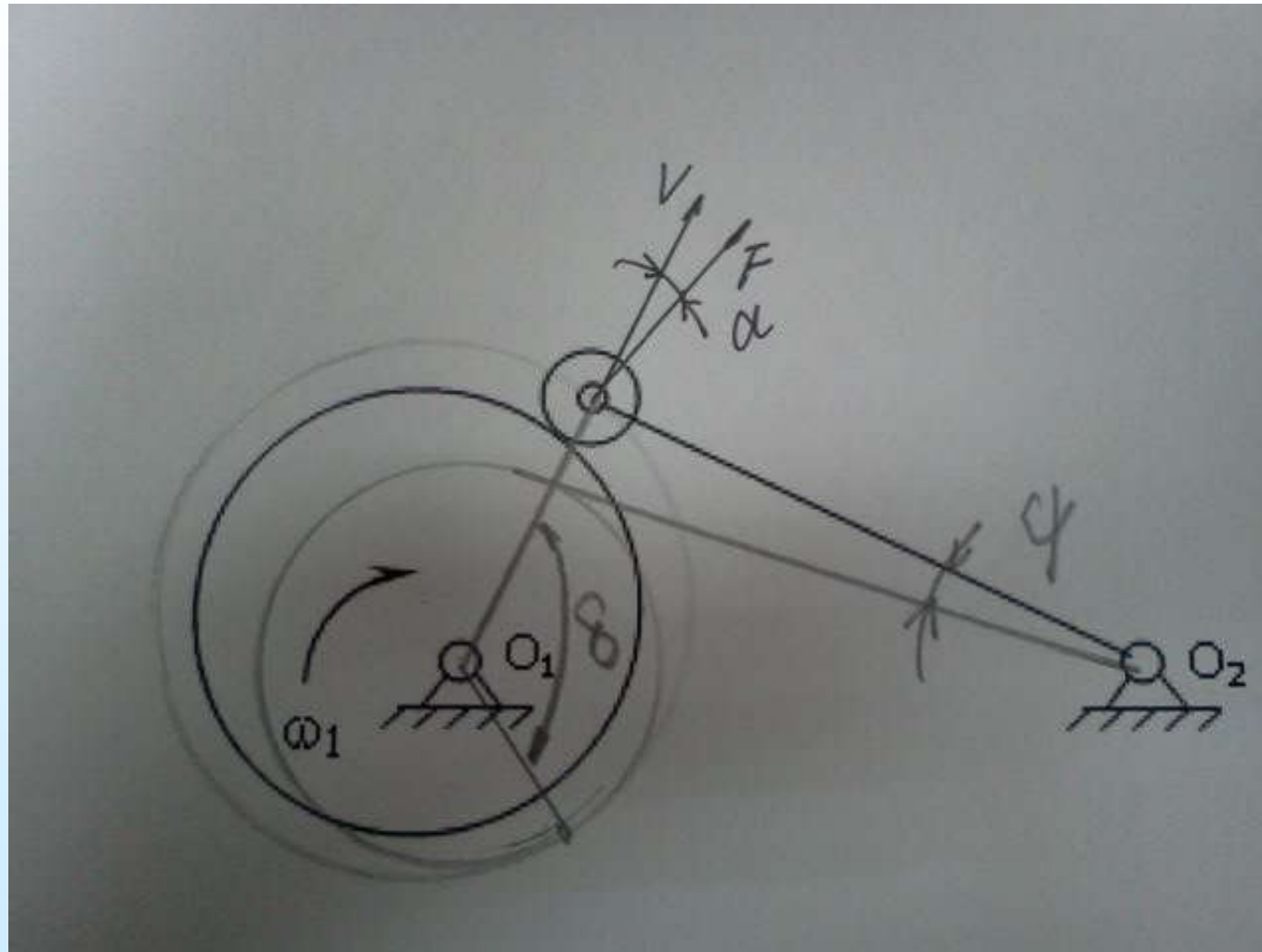


第9章 凸轮机构及其设计

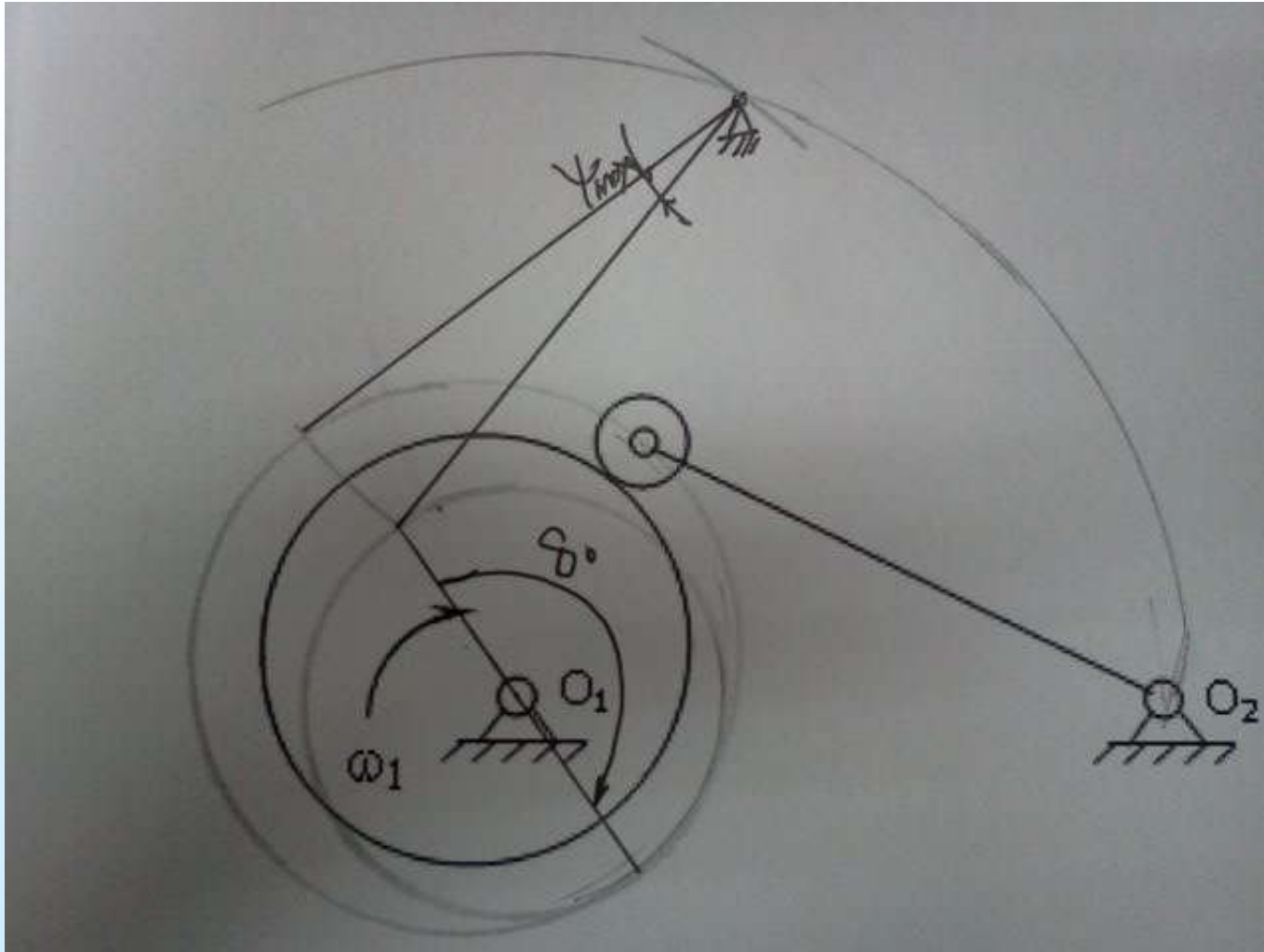
例2、如图示为滚子从动件盘形凸轮机构，凸轮为一偏心圆盘。试用图解法作出：1) 凸轮的理论廓线；2) 凸轮的基圆；3) 图示位置的压力角；4) 从动件在图示位置的位移及凸轮的转角；5) 从动件的升程及凸轮的推程运动角。



第9章 凸轮机构及其设计

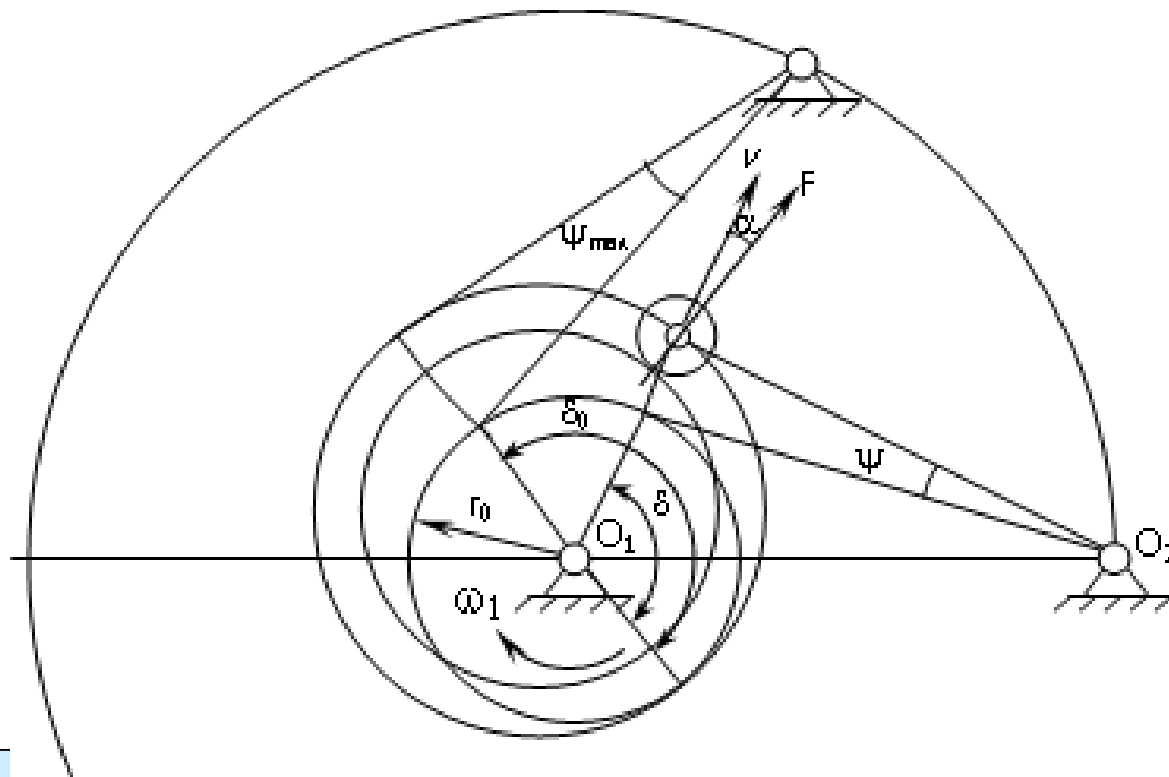


第9章 凸轮机构及其设计



第9章 凸轮机构及其设计

解： **【分析】** 先在给定的机构运动简图上画出理论轮廓线，再按要求做出各部分尺寸，在图上直接画出求解的内容即可。如图所示



第10章 齿轮机构及其设计

1. 基本概念

重点：渐开线直齿圆柱齿轮

(1) 齿廓曲线

①齿廓啮合基本定理

②渐开线性质及其坐标方程
$$\begin{cases} r_k = \frac{r_b}{\cos \alpha_k} \\ \theta_k = \text{inv} \alpha_k = \tan \alpha_k - \alpha_k \end{cases}$$

第10章 齿轮机构及其设计

(2) 一对渐开线啮合传动

A、对渐开线齿廓能实现定角速比啮合传动

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{o_1 p}{o_2 p} = \frac{r_2'}{r_1'} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \text{常数}$$

B、名词：节圆，啮合角，（节圆压力角），理论啮合线 $N_1 N_2$

实际啮合线 $B_1 B_2$, 中心距 $\alpha' = r_1' + r_2'$
 $\alpha = r_1 + r_2$

第10章 齿轮机构及其设计

(3) 深刻理解下述几个重要性质的几何意义

① N1N2线——

② 啮合角恒等于节圆压力角，其符号均为 α ，

③ 中心距可改变

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

第10章 齿轮机构及其设计

(4) 标准齿轮

① 五个基本参数： Z 、 m 、 α 、 ha^* 、 c^*

② 分度圆的定义

③ 标准齿轮的定义

第10章 齿轮机构及其设计

(5) 一对标准齿轮啮合传动

- ① 渐开线直齿圆柱齿轮的正确啮合条件；
- ② 中心距和啮合角；
- ③ 渐开线直齿圆柱齿轮的连续传动条件； $\varepsilon \geq 1$ 双
齿啮合区、单齿啮合区

第10章 齿轮机构及其设计

(6) 齿轮与齿条的啮合特点 （齿轮齿条传动有以下特点：压力角 $\alpha = 20^\circ$ 齿条分度线（中线）上 $s=e$ 、不同高度上的齿距相等、齿轮的分度圆总与节圆重合

$$V_{\text{刀}} = r \cdot \omega = \frac{1}{2} mZ \cdot \omega$$

刀具与轮坯的相对位置： $L - r = xm$. (L为刀具中线与轮坯中心线距离)

第10章 齿轮机构及其设计

(7) 渐开线齿廓的根切

① 产生根切的原因

② 不发生根切的最小齿数 Z_{\min}
$$Z_{\min} = \frac{2ha^*}{\sin^2 \alpha}$$

③ 不发生根切的最小变位系数 x_{\min}
$$x_{\min} = \frac{17 - Z}{17}$$

第10章 齿轮机构及其设计

(8) 变位齿轮的概念

- ① 当 $Z < 17$ 时，会发生根切，刀具齿条要外移，加工出来的是正变位齿轮
- ② 刀具齿条要内移，加工出来的是负变位齿轮

第10章 齿轮机构及其设计

② 传动类型

a) 标准齿轮传动:

$$x_{\Sigma} = 0 \quad x_1 = x_2 = 0 \quad a' = a \quad \alpha' = \alpha$$

b) 等移距变位齿轮传动:

$$x_{\Sigma} = 0 \quad x_1 = -x_2 \quad a' = a \quad \alpha' = \alpha$$

第10章 齿轮机构及其设计

c) 角度变位齿轮传动 （不等移距变位齿轮传动）

i) 正传动

$$x_{\Sigma} > 0 \quad a' > a \quad \alpha' > \alpha \quad z_1 + z_2 \text{ 可以小于 } 2z_{\min}$$

ii) 负传动

$$x_{\Sigma} < 0 \quad a' < a \quad \alpha' < \alpha \quad z_1 + z_2 > 2z_{\min}$$

第10章 齿轮机构及其设计

(9) 斜齿圆柱齿轮传动

- ①以法面的参数为标准参数
- ②正确的啮合条件
- ③重合度的特点
- ④改变 β 的大小可凑中心距

第10章 齿轮机构及其设计

(10) 圆锥齿轮传动

①正确啮合条件

②以大端的参数为标准参数

第10章 齿轮机构及其设计

(11) 蜗轮蜗杆传动（蜗杆机构）

①标准参数：蜗杆轴面的参数为标准参数

蜗轮的标准参数在端面上

第10章 齿轮机构及其设计

②中间平面

③正确啮合条件（阿基米德蜗轮蜗杆传动的正确啮合条件）

④蜗轮的转向

$$\begin{cases} m_{a1} = m_{t2} \\ \alpha_{a1} = \alpha_{t2} \\ \lambda_1 = \beta_2 \end{cases}$$

第10章 齿轮机构及其设计

2 基本公式

① P180-P181 表10-3渐开线标准直齿圆柱齿轮传动
几何尺寸的计算公式

②要灵活应用此公式

$$\cos \alpha_k = \frac{r_b}{r_k}$$

如:

$$r_1 \cos \alpha_1 = r_1' \cos \alpha' \quad a \cos \alpha = a' \cos \alpha'$$

第10章 齿轮机构及其设计

$$\textcircled{3} \quad \varepsilon = \frac{\overline{B_1B_2}}{p_b} \quad Z_{\min} = \frac{2ha^*}{\sin^2 \alpha} \quad x_{\min} = \frac{17-z}{17}$$

$$v_{\text{刀}} = r \cdot \omega = \frac{mz}{2} \cdot \omega$$

④ $L-r=x_m$ (L 为刀具中线与轮坯中心的距离)

第10章 齿轮机构及其设计

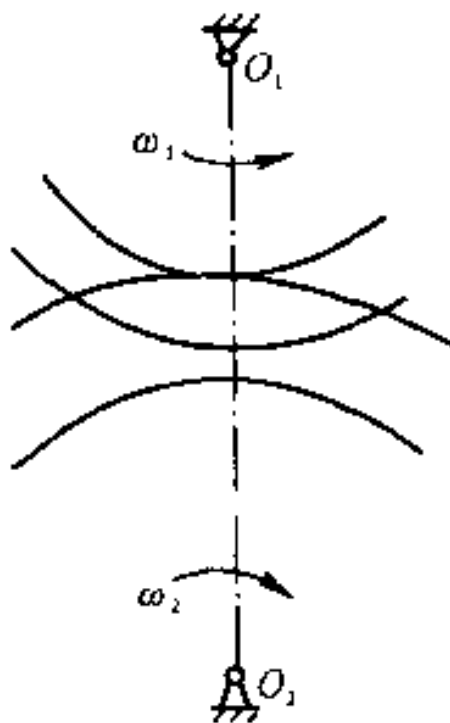
3 基本解题方法

①记住公式

②会画出图形（齿顶圆、基圆、.....等）

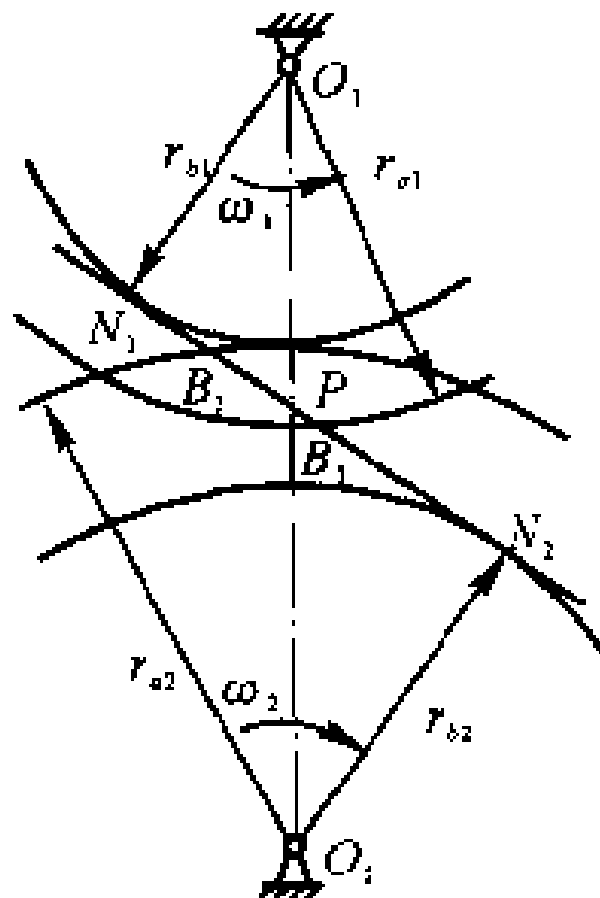
第10章 齿轮机构及其设计

例1、设已知一对渐开线齿轮的基圆、齿顶圆及主动轮1的角速度 ω_1 的方向如图所示。试作出啮合线，并指出理论啮合线和实际啮合线。



第10章 齿轮机构及其设计

解：
理论啮合线与
实际啮合线如同所示



第10章 齿轮机构及其设计

例2、一对标准安装的渐开线标准直齿圆柱齿轮外啮合传动，已知： $a=100\text{mm}$, $z_1=20$, $z_2=30$, $\alpha=20^\circ$, $d_{a1}=88\text{mm}$.

(1) 试计算下列几何尺寸：

- I、齿轮的模数
- II、两轮的分度圆直径
- III、两轮的齿根圆直径
- IV、两轮的基圆直径
- V、顶隙

(2) 若安装中心距增至 $a'=102\text{mm}$ ，试问：

- I、上述各值有无变化，如有应为多少？
- II、两轮的节圆半径、和啮合角

第10章 齿轮机构及其设计

分析 **a**、根据标准齿轮的几何尺寸计算公式，可求出题目所要求的量。

b、由于渐开线齿轮传动具有可分性，中心距加大后其传动比仍不变。但两节圆分别大于两分度圆，啮合角大于压力角，此时实际中心距与啮合角 的关系为：

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

解：(1) 几何尺寸计算

模数 m ：

$$m = \frac{2a}{z_1 + z_2} = 2 \times \frac{100}{20 + 30} = 4 \text{ mm}$$

第10章 齿轮机构及其设计

分度圆直径

$$d_1 = mz_1 = 4 \times 20 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \times 30 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 70 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 110 \text{ mm}$$

基圆直径

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 80 \times \cos 20^\circ = 75.175 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 120 \times \cos 20^\circ = 112.763 \text{ mm}$$

第10章 齿轮机构及其设计

顶隙 $c = c^* m = 0.25 \times 4 = 1mm$

(2) 安装中心距增至 $a' = 102mm$ 则有 $c = 3mm$

$$\alpha' = \arccos(a \cos \alpha / a') = \arccos\left(\frac{100 \times \cos 20^\circ}{102}\right) = 22.888^\circ$$

$$r_1' = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha'} = 40.8mm \quad r_2' = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha'} = 61.2mm$$

第11章 齿轮系及其设计

1. 基本概念

- 何谓行星轮系？
- 何谓差动轮系？

第11章 齿轮系及其设计

2. 基本计算公式

(1) 定轴轮系

$$i = (-1)^m \frac{\text{所有从动轮齿数连乘积}}{\text{所有主动轮齿数连乘积}}^*$$

m ---外啮合齿轮的对数⁺

*若首末两齿轮轴线不平衡，采用画箭头的方法

第11章 齿轮系及其设计

(2) 行星轮系 $F=1$ (有一个中心轮固定)

$$\begin{cases} i_{aH}^b = 1 - i_{ab}^H \\ i_{ab} = \frac{1}{i_{ba}} \end{cases}$$

第11章 齿轮系及其设计

(3) 差动轮系 $F=2$ (两个中心轮均活动)

$$i_{ab} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = f(z)$$

第11章 齿轮系及其设计

3. 基本解题方法

(1) 熟练掌握定轴轮系及周转轮系传动比的计算方法

(2) 周转轮系的分类:

按自由度来分

$F=1$ 行星轮系 ($2k-H$, 两个中心轮之一固定)

$F=2$ 差动轮系 ($2k-H$, 两个中心轮均不固定)

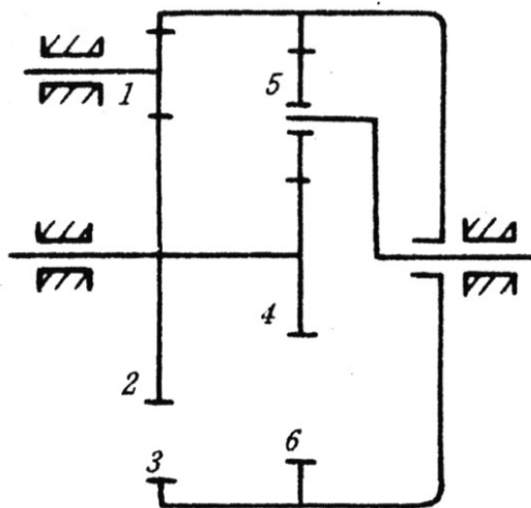
第11章 齿轮系及其设计

(3) 熟练掌握复合轮系传动比的计算方法

- a、关键在于将其所包含的各部分定轴轮系和各部分周转轮系一一加以分开，分别计算出他们的传动比，然后再联立求解。
- b、 $H \rightarrow$ 行星轮 \rightarrow 与行星轮啮合的中心轮，构成一个周转轮系
- c、有一个 H , 就有一个周转轮系
- d、注意各轮系之间的联系“桥梁”

第11章 齿轮系及其设计

例1、如图所示，已知 $z_1=12, z_2=52, z_3=76, z_4=12, z_6=73$
试求 i_{1H}



第11章 齿轮系及其设计

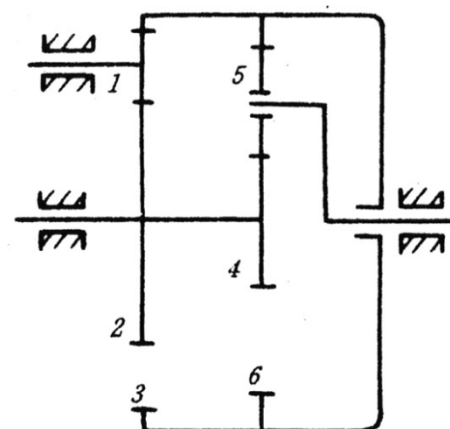
解：此轮系是复合轮系，它是由6、4、5、H组成的周转轮系和1、2、3组成的定轴轮系组成。

分别计算各轮系的传动比：

$$i_{46}^H = \frac{n_4 - n_H}{n_6 - n_H} = -\frac{z_6}{z_4} = -\frac{73}{49}$$

$$i_{12} = n_1 / n_2 = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{13}{3}$$

$$i_{13} = n_1 / n_3 = z_3 / z_1 = 19/3$$



第11章 齿轮系及其设计

解：由于

$$n_3 = n_6 = \frac{3}{19} n_1 \quad , \quad n_2 = n_4 = -\frac{3}{13} n_1$$

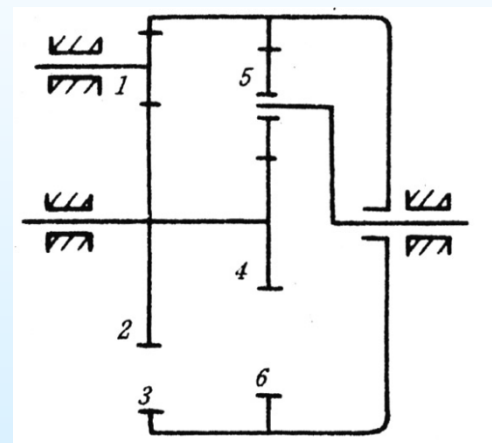
将 n_4 、 n_6 代入 i_{46}^H 式得

化简后得

$$\frac{-\frac{3}{13} n_1 - n_H}{\frac{3}{19} n_1 - n_H} = -\frac{73}{49}$$

$$i_{1H} = n_1 / n_H = 558.037$$

评注：内齿轮3和内齿轮6划归在哪个基本轮系中是该题的关键。



第12章 间歇运动机构

1. 棘轮机构的组成和工作特点。
2. 槽轮机构的组成和工作特点。
3. 凸轮式间歇机构的工作原理和特点。
4. 不完全齿轮的工作原理和特点。

常用的间歇机构有哪些，可以写出4种以上的名称