

新编 机械设计师 手册

徐灏

主编

上册



机械工业出版社

第 2 篇 机构分析与设计

第 1 章 机构的基本概念及其分析方法

1. 机构

机构是多个构件以运动副相互连接而形成的用以实现某种运动变换的系统。

如果机构中各构件都做平面运动，且运动平面相互平行，则称这种机构为平面机构，否则为空间机构。平面机构的应用特别广泛。

机架是机构中的一个参照构件，机构中其余构件的运动都是参照机架而描述的。

主动件是机构中输入运动的构件，机构中其余构件的运动，在机构的结构、尺寸关系已经确定的前提下，取决于主动件的运动。一个机构可以有一个或多个主动件。

从动件是机构中输出运动的构件。按需要，一个机构也可以有一个或多个的从动件。

由于生产过程要求运动变换的多样性，机构的类型繁多。设计机械时选用机构可参照下述原则

(1) 满足运动变换的要求。不但要考虑运动型式的变换（例如把连续转动变换为往复移动），还应仔细考虑工艺动作对从动件运动规律（位移、速度及加速度的变化规律）的要求。

(2) 构件数少、运动副结构简单的机构，加工容易，传动刚度较大，积累误差较小。

(3) 机构在实现运动变换的同时，通常要传递力，传力性能应是选择机构的重要指标。这包括在传动区间内传动角 μ 的数值及运动副的承载能力。面接触的低副比点、线接触的高副承载能力大，传动更为可靠。

1.1 运动副

两个构件以直接接触的方式形成的可动连接称运动副。运动副以构件相互接触部位的特定形状限定相联接的两构件间的相对运动。

常见的运动副类型、表示方法及特性见表 2-1-1。

表 2-1-1 常见运动副的类型及表示方法

名称	移动副	转动副	平面高副	螺旋副	球面副	柱面副
图例						
标记符号	P (P_5)	R (P_5)	(P_6)	H (P_5)	S (P_5)	C (P_4)
规定表示方法						
限定构件间相对运动	移动	转动	转动及沿廓线切线方向的移动	轴向移动 (S) 及转动 (φ) 满足 $S=k\varphi$	绕任意轴转动	转动及沿转动轴方向的移动
相对自由度	1	1	2	1	3	2

1.2 机构简图

用规定的简化画法表示构件和运动副而画出的机构图称机构简图。利用机构简图可进行机构的运动分析和受力分析,表达机构的运动变换的性能。

机构简图中应包括下列信息:

- 1) 构件数目;
- 2) 运动副的数目和类型;
- 3) 构件之间的联接关系;
- 4) 与运动变换相关的构件尺寸参数;
- 5) 主动件及其运动特性。

机构简图的具体画法,见表1.3-25~32。

1.3 机构的自由度

为了确定机构中各构件相对于参照构件的位置所必需的独立的广义坐标的数目称机构的自由度。通常主动件以转动副或移动副与机架相连接,主动件数目与机构自由度数是相等的。

1.3.1 平面机构的自由度

各构件的运动平面相互平行的机构称平面机构,其自由度 F 可如下计算

$$F = 3n - 2P_5 - P_4$$

式中 n ——活动构件数目;

P_5 ——转动副和移动副的数目;

P_4 ——平面高副的数目。

表2.1-2举例说明了公式 $F = 3n - 2P_5 - P_4$ 的应用及应用中一些注意事项。

表2.1-2 机构自由度计算举例

简 图	计算及说明
	$n=5, P_5=7$ $F=3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$ 有一个主动件②
	$n=5, P_5=7, P_4=1$ $F=3 \times 5 - 2 \times 7 - 1 = 0$ 实际上 $F=1$,这是因为: 1) 滚子③引入一个局部自由度,计算机构自由度时应不计; 2) ⑤与①形成两个移动副,相对运动方向相同,其中之一应为虚约束,应不计入,故 $n=5, P_5=6, P_4=1$ $F=3 \times 5 - 2 \times 6 - 1 = 2$, 去掉一个局部自由度, $F=1$
	$n=5, P_5=6, P_4=2$ $F=3 \times 5 - 2 \times 6 - 2 = 1$ 注意: ③, ④, ⑤组成2个转动副, ①, ④, ⑥组成2个转动副

(续)

简 图	计算及说明
	$n=4, P_5=6, P_4=0$ $F=3 \times 4 - 2 \times 6 = 0$ 如果机构尺寸有 $\overline{A_0A} = \overline{AB} = \overline{AC}$ 关系, 则因 B、C 两点各沿相垂直导路运动, ③上各点轨迹为椭圆, 而 A 点轨迹为圆, 与②构件上 A 点轨迹重合, 故可把②及与其相关的两个转动副视为虚约束, $F=3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$ 亦可把④(或⑤)及与其相关的两个低副视为虚约束
	$n=2, P_5=3, P_4=2$ $F=2 \times 3 - 3 \times 2 - 2 = -2$ 实际上 $F=1$, 这是因为: 1) ①与③组成的两个移动副中有一个是虚约束; 2) ②与③组成的两个高副中有一个是虚约束 故: $n=2, P_5=2, P_4=1$ $F=3 \times 2 - 2 \times 3 - 1 = 1$

1.3.2 空间机构的自由度

空间机构一般的自由度计算公式为:

$$F = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$$

式中 n ——活动构件数目;

P_i ——约束数为 i 的运动副数目。

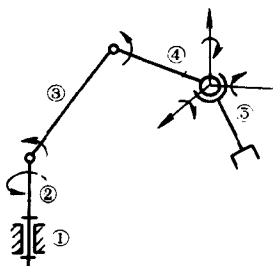


图 2-1-1 自由度计算例

例 2-1-1 试计算图 2-1-1 所示操作手的自由度

度

解 $n=4, P_5=3, P_3=1$

$$\therefore F = 6 \times 4 - 5 \times 3 - 3 \times 1 = 6$$

例 2-1-2 试计算图 2-1-2 所示机构的自由度

解 $n=3, P_5=2, P_4=1, P_3=1$

$$\therefore F = 6 \times 3 - 2 \times 5 - 4 - 3 = 1$$

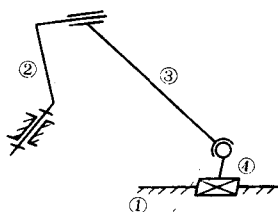


图 2-1-2 自由度计算例

例 2-1-3 试计算图 2-1-3 所示机构的自由度

解 该机构由 13 个活动构件, 6 个移动副和 12

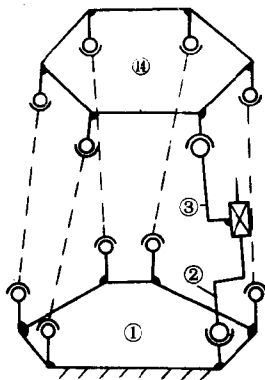


图 2-1-3 自由度计算例

个球面副组成:

$$n=13, P_5=6, P_3=12$$

$$F=6 \times 13 - 5 \times 6 - 3 \times 12 = 12$$

但其中有 6 个局部自由度。故机构的整体自由度为 6。

空间机构中如果构件的尺寸参数满足某些特定的几何关系,则会形成对各个构件运动的共同约束,即公共约束,(例如由四个转动副组成的空间四杆机构,当四个转动副轴线相互平行或汇交于一点时),也会形成各种虚约束。这会使用上述公式计算所得的自由度与实际不符。详见 [1]

1.4 平面机构组成原理

1.4.1 高副用低副等效替代

平面机构中应用的运动副只有转动副、移动副和平面高副三种,前两种又统称低副。为了便于研究机构的组成原理和进行运动分析,可以将机构中的平面高副用低副等效替代,替代的结果除了保证自由度不变之外还应保证二阶瞬时运动(位移、速度、加速度)效应相同。为此需用一个附加构件连同两个低副替代一个高副,具体替代方法见表 2-1-3。

表 2-1-3 用低副替代高副

	曲线与曲线接触	曲线与直线接触	曲线与尖点接触
替代方法	1) 求出接触点处二曲线的曲率中心 O_1, O_2 2) 在 O_1, O_2 各置一转动副附加一构件⑤ 3) ⑤构件与两个转动副替代一个高副	1) 求出接触点处曲线的曲率中心 O_1 , 过接触点作曲线切线 t 2) 在 O_1 置转动副, 沿 t 方向置一移动副, 附加构件⑤将两个运动副联结, ⑤及两运动副代替一个高副	1) 求出接触点处曲线的曲率中心 O_1 , 在 O_1 置一转动副 2) 在接触点置转动副 O_2 3) 附加构件⑤联结 $O_1, O_2, \textcircled{V}$ 及 O_1, O_2 替代一个高副
图例			

1.4.2 平面机构组成原理

由低副组成的平面机构其自由度为:

$$F=3n-2P_5$$

通常,主动件是以低副与机架相连的构件,所以每个主动件的自由度数为 1, 如果从自由度为 F 的机构中拆掉 F 个主动件,则余下的运动链的自由度为零。最简单的自由度为零的运动链称基本杆组。基本杆组的构件数与低副数应满足: $3n-2P_5=0$

机构可看作是由机架、主动件和若干个基本杆组组成。这就是俄国学者阿苏尔提出的机构组成原理,基本杆组又称阿苏尔组。

常见的基本杆组的名称,简图如表 2-1-4。

由 I 级杆组组成的机构称 I 级机构。

包括有 II (N) 级杆组的机构称 II (N) 级机构。

1.4.3 机构的分解

为了判别机构的级及进行运动和力的分析,常需把机构分解为主动件及基本杆组。分解的基本方法是从机构上试拆一个基本杆组(先试拆 I 级杆组,如不成功再试拆 II 级杆组,……),拆下一个杆组后,余下的仍是一个 F 不变的较简单的机构,直至余下 F 个主动件为止。表 2-1-5 中例举了一些机构分解的过程。

表 2-1-4 基本杆组

	I 级杆组 $n=2$ $P_5=3$	II 级杆组	IV 级杆组
简图			
图			

表 2-1-5 机构的分解举例

	机构简图	分解过程	说明及结论
例 1			1. 拆下由⑤⑥组成的 RRP 杆组 2. 拆下由③④组成的 RRR 杆组 3. 余下主动件②及机架所有杆组都 I 级基本杆组所以是 I 级机构
例 2			1. 用⑦构件及两个转动副替代高副 2. 拆下由⑤⑥组成的 RRP 杆组 3. 拆下由⑦④构件组成的 RRR 杆组 4. 余下主动件② 所有杆组都是 I 级杆组, 所以是 I 级机构
例 3			1. 用⑦构件及两个低副替代②③构件形成的高副 2. 拆下 II 级杆组, 把③④⑤组成的 II 级杆组拆下 3. 余下主动件②, 因为有一个 II 级基本杆组所以是 II 级机构

注: 图中标有转向箭头者为主动件。

2 平面机构的运动分析

机构运动分析的任务是对于结构型式及尺寸参数已定的具体机构、按主动件的位置、速度和加速度来确定从动件或从动件上指定点的位置、速度和加速度。许多机械的运动学特性和运动参数直接关系

到机械的工艺质量, 运动参数又是动力学分析的基础, 所以运动分析是机械设计过程中不可缺少的关键环节。

现代机械设计中运动分析主要方法是以计算机为手段的解析方法。

基于机构的组成原理, 运动分析可应用基本杆

2-6 第2篇 机构分析与设计

组方法,即首先将机构分解为主动件及基本杆组,然后按分解过程的逆序,依次分析主动件及各基本杆组即可完成整个机构的分析过程。

Ⅱ级机构是由主动件、机架和Ⅱ级杆组组成的机构,Ⅱ级杆组的位置分析易于求得解析解,对于每一种杆组都可以按其外运动副(杆组中与其他杆组、机架或主动件相连接的运动副)的运动参数求解其内运动副(杆组中构件相互连接的运动副)及各构件的运动参数。分析具体机构时,先将待分析的机构分解为主动件及杆组,然后,从主动件开始,依次分析,因杆组外运

动副的运动参数总是已知的,从而可以求出机构中所有构件及构件上任意指定点的运动参数。

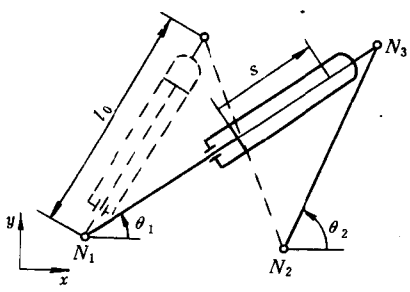
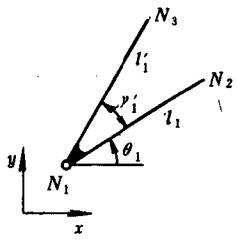
这种方法很适于电子计算机的应用。针对每种杆组及主动件,编写出相应的运动分析子程序,在分析具体机构时,按分解机构所得的主动件、杆组依次调用相应的子程序即可。

表2·1-6给出了常见的三种Ⅱ级杆组及单杆运动分析的公式。带有可变长度杆(如液压、气动缸)的RRR杆组的运动分析,可借用RRR杆组的分析公式,在此一并列出。

表2·1-6 常见Ⅱ级杆组及单杆运动分析公式

RRR 杆组简图	说 明
	N_1, N_2 为杆组外运动副的虚拟点号, N_1, N_2 的位置 (P_{1x}, P_{1y}) (P_{2x}, P_{2y})、速度 (v_{1x}, v_{1y}) (v_{2x}, v_{2y})、加速度 (a_{1x}, a_{1y}) (a_{2x}, a_{2y}) 和杆长 l_1, l_2 是已知的。求内运动副 N_3 点的位置 (P_{3x}, P_{3y})、速度 (v_{3x}, v_{3y}) 及加速度 (a_{3x}, a_{3y}) 和杆①, ②的位置角、角速度及角加速度 $\theta_1, \theta_2, \omega_1, \omega_2, \epsilon_1, \epsilon_2$
位置分析	$d = \sqrt{(P_{2x} - P_{1x})^2 + (P_{2y} - P_{1y})^2}$ 如果 $d > l_1 + l_2$ 或 $d < l_1 - l_2$, 则此位置不能形成杆组 $\cos \alpha = (d^2 + l_1^2 - l_2^2) / 2l_1d \quad \sin \alpha = (1 - \cos^2 \alpha)^{1/2}$ $\alpha = \arctan (\sin \alpha / \cos \alpha)$ $\varphi = \arctan ((P_{2y} - P_{1y}) / (P_{2x} - P_{1x}))$ 如果 $\vec{N_1N_3} \times \vec{N_2N_3} > 0$ 则 $\theta_1 = \varphi + \alpha$ (图中实线位置) $\vec{N_1N_3} \times \vec{N_2N_3} < 0$ 则 $\theta_1 = \varphi - \alpha$ (图中虚线位置) $P_{3x} = P_{1x} + l_1 \cos \theta_1 \quad P_{3y} = P_{1y} + l_1 \sin \theta_1$ $\theta_2 = \arctan ((P_{3y} - P_{2y}) / (P_{3x} - P_{2x}))$
速度分析	$E_v = (v_{2x} - v_{1x})(P_{3x} - P_{2x}) + (v_{2y} - v_{1y})(P_{3y} - P_{2y})$ $F_v = (v_{2x} - v_{1x})(P_{3x} - P_{1x}) + (v_{2y} - v_{1y})(P_{3y} - P_{1y})$ $Q = (P_{3y} - P_{1y})(P_{3x} - P_{2x}) - (P_{3y} - P_{2y})(P_{3x} - P_{1x})$ $\omega_1 = -E_v / Q \quad \omega_2 = -F_v / Q$ $v_{3x} = v_{1x} - l_1 \omega_1 \sin \theta_1 \quad v_{3y} = v_{1y} + l_1 \omega_1 \cos \theta_1$
加速度分析	$E_A = a_{2x} - a_{1x} + (v_{3y} - v_{1y}) \omega_1 - (v_{3y} - v_{2y}) \omega_2$ $F_A = a_{2y} - a_{1y} - (v_{3x} - v_{1x}) \omega_1 + (v_{3x} - v_{2x}) \omega_2$ $\epsilon_1 = -(E_A (P_{3x} - P_{2x}) + F_A (P_{3y} - P_{2y})) / Q$ $\epsilon_2 = -(E_A (P_{3x} - P_{1x}) + F_A (P_{3y} - P_{1y})) / Q$ $a_{3x} = a_{1x} - l_1 \omega_1^2 \cos \theta_1 - l_1 \epsilon_1 \sin \theta_1$ $a_{3y} = a_{1y} - l_1 \omega_1^2 \sin \theta_1 + l_1 \epsilon_1 \cos \theta_1$

(续)

带有液压、气动缸的 RRR 杆组简图	说 明
	外运动副 N_1, N_2 的位置、速度和加速度已知, N_1 与 N_3 之间最短长度为 l_0, 给定活塞与缸体的相对位移 s、相对速度 v_r 和相对加速度 a_r, 求变长度杆①及不变长度杆②的角位置, 角速度和角加速度
位置分析	令: $l_1 = l_0 + s$ 借用 RRR 杆组位置分析公式
速度分析	令: $l_1 = l_0 + s$ v_{1x} 以 $v_{1x} + v_r \cos \theta_1$ v_{1y} 以 $v_{1y} + v_r \sin \theta_1$ 替代 借用 RRR 杆组速度分析公式
加速度分析	v_{1x} 以 $v_{1x} + v_r \cos \theta_1$, v_{1y} 以 $v_{1y} + v_r \sin \theta_1$ 替代 a_{1x} 以 $a_{1x} + a_r \cos \theta_1 - 2v_r \omega_1 \sin \theta_1$ a_{1y} 以 $a_{1y} + a_r \sin \theta_1 + 2v_r \omega_1 \cos \theta_1$ 替代 借用 RRR 杆组加速度分析公式
单杆简图	说 明
	已知 N_1 点的位置、速度、加速度、尺寸参数 l_1, l'_1, γ_1 及构件①的位置角 θ_1、角速度 ω_1、角加速度 ϵ_1, 求 N_2, N_3 点的位置、速度和加速度。用于计算主动件或机构中运动构件上某些指定点的运动参数
位置分析	$P_{2x} = P_{1x} + l'_1 \cos \theta_1$ $P_{2y} = P_{1y} + l'_1 \sin \theta_1$ $P_{3x} = P_{1x} + l'_1 \cos (\theta_1 + \gamma_1)$ $P_{3y} = P_{1y} + l'_1 \sin (\theta_1 + \gamma_1)$
速度分析	$v_{2x} = v_{1x} - l'_1 \omega_1 \sin \theta_1$ $v_{2y} = v_{1y} + l'_1 \omega_1 \cos \theta_1$ $v_{3x} = v_{1x} - l'_1 \omega_1 \sin (\theta_1 + \gamma_1)$ $v_{3y} = v_{1y} + l'_1 \omega_1 \cos (\theta_1 + \gamma_1)$
加速度分析	$a_{2x} = a_{1x} - l'_1 \epsilon_1 \sin \theta_1 - l'_1 \omega_1^2 \cos \theta_1$ $a_{2y} = a_{1y} + l'_1 \epsilon_1 \cos \theta_1 - l'_1 \omega_1^2 \sin \theta_1$ $a_{3x} = a_{1x} - l'_1 \epsilon_1 \sin (\theta_1 + \gamma_1) - l'_1 \omega_1^2 \cos (\theta_1 + \gamma_1)$ $a_{3y} = a_{1y} + l'_1 \epsilon_1 \cos (\theta_1 + \gamma_1) - l'_1 \omega_1^2 \sin (\theta_1 + \gamma_1)$

注: 表列公式中 P, v, a 下标数字为虚拟点号, $l, \theta, \omega, \epsilon$ 下标数字为虚拟构件号, 在分析具体机构时应把它们代换为机构中实际的点和构件的编号, 见例题。

例 2-1-4 六杆机构如图 2-1-4。已知各部尺寸: $l_{12}=0.056\text{m}$, $l_{13}=0.125\text{m}$, $l_{34}=0.167\text{m}$, $l_{24}=0.163\text{m}$, $l_{25}=0.125\text{m}$, $l_{56}=0.5\text{m}$, $\gamma=-170^\circ$, 滑块⑤的导路过点 2, 铅垂方向。

设主动件①顺时针向匀速转动, $\omega_1=-10^\circ/\text{s}$ 。

求主动件转动一周过程中滑块⑤的位移、速度和加速度的变化规律。

解 1) 画出机构简图, 把构件和关键点编号, 编号原则, 固定件为①, 其余任意;

2) 坐标系可视解题方便任选, 本例坐标原点为 1, x 轴沿 1, 2 点连线方向, 右手坐标系。

3) 将机构分解为 RRP 杆组 (④⑤), RRR 杆组 (②③) 及单杆① (见图 2-1-4)

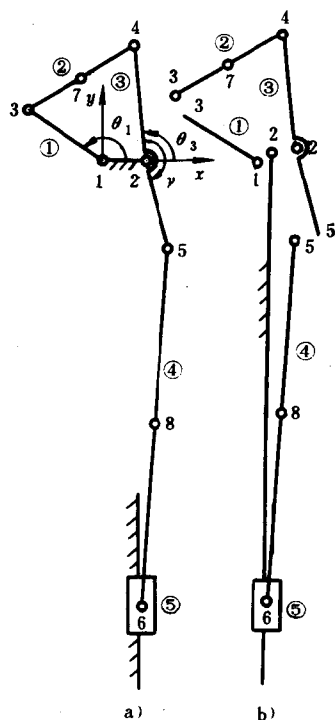


图 2-1-4 六杆机构及其分解

4) 令主动件位置角 θ_1 从零开始以步长 -15° 转至 -360°

5) 用单杆运动分析公式计算点 3 的位置、速度和加速度, 在此应以实际机构中点和构件的编号代换公式中的虚拟编号:

虚拟点号	1	2	3	虚拟构件号	1
实际点号	1	3	0	实际构件号	1

$$l_1=l_{13}, l'_1=0, \omega_1=\frac{120\pi}{30}\text{ rad/s}, \epsilon_1=0$$

6) 用 RRR 杆组运动分析公式计算构件②、③的位置角 θ_2 、 θ_3 , 角速度 ω_2 、 ω_3 及角加速度 ϵ_2 、 ϵ_3 。

虚拟点号	1	2	3	虚拟构件号	1	2
实际点号	3	2	4	实际构件号	2	3

$$l_1=l_{34} \quad l_2=l_{24}$$

7) 用单杆运动分析公式求点 5 的运动参数

虚拟点号	1	2	3	虚拟构件号	1
实际点号	2	4	5	实际构件号	3

$$l_1=l_{24} \quad l'_1=l_{25} \quad \gamma=-170^\circ$$

8) 用 RRP 杆组运动分析公式求点 6 的运动参数

虚拟点号	1	2	3	虚拟构件号	1	2	3
实际点号	5	2	6	实际构件号	4	5	0

$$\theta_0=-90^\circ \quad \omega_0=\epsilon_0=0$$

求得 P_{6y} , v_{6y} 及 a_{6y} 结果如下表。图 2-1-5 表明了点 6 的位移、速度和加速度随主动件转角的变化规律。

No	θ_1 ($^\circ$)	P_{6y} (m)	v_{6y} (m/s)	a_{6y} (m/s ²)
0	0.0	-0.3800	0.5565	-31.8579
1	-15.0	-0.3757	-0.1824	-22.5206
2	-30.0	-0.3866	-0.5955	-9.7068
3	-45.0	-0.4046	-0.7450	-2.7252
4	-60.0	-0.4246	-0.7777	-0.2787
5	-75.0	-0.4450	-0.7762	0.2179
6	-90.0	-0.4653	-0.7716	0.0875
7	-105.0	-0.4855	-0.7723	-0.1350
8	-120.0	-0.5057	-0.7774	-0.2202
9	-135.0	-0.5261	-0.7815	-0.0333
10	-150.0	-0.5466	-0.7758	0.5354
11	-165.0	-0.5666	-0.7493	1.5759
12	-180.0	-0.5855	-0.6888	3.1338
13	-195.0	-0.6022	-0.5810	5.1750
14	-210.0	-0.6154	-0.4148	7.5605
15	-225.0	-0.6234	-0.1842	10.0474
16	-240.0	-0.6245	0.1094	12.3165
17	-255.0	-0.6172	0.4557	14.0114

(续)

No	θ_1 (°)	P_{6y} (m)	v_{6y} (m/s)	a_{6y} (m/s ²)
18	-270.0	-0.6004	0.8348	14.7551
19	-285.0	-0.5735	1.2160	14.0887
20	-300.0	-0.5371	1.5536	11.2401
21	-315.0	-0.4931	1.7725	4.6796
22	-330.0	-0.4464	1.7469	-7.7212
23	-345.0	-0.4052	1.3281	-24.2262
24	-360.0	-0.3800	0.5565	-31.8579

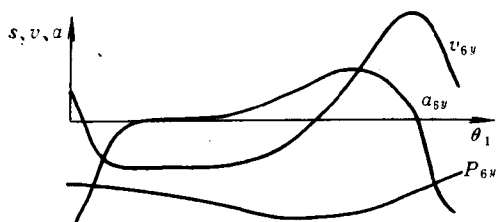


图 2-1-5 例题 2-1-4 的运动线图

3 平面机构的受力分析

机械在工作过程中除受各种外力作用外,各构件相连接的运动副处产生构件之间相互作用的约束反力,即所谓“运动副反力”。这些力的大小及变化规律,不仅是设计构件及运动副的结构和计算其承载能力的依据,同时还影响到机械工作过程的动力学品质。计算运动副反力可应用动态静力学方法,即在机械中非匀速运动的构件上加惯性力和惯性力偶,再用静力学平衡方程式求解。

一般情况下,可根据机械主动件按名义转速匀速转动时求得的各构件加速度值计算相应的惯性力和惯性力偶,用以代替机械运转过程中各构件的真实惯性力和惯性力偶。

3.1 机械工作过程中所受的力

(1) 工艺阻力 机械的工艺对象施加于机械的工作部分、阻碍机械运动而作负功的力,例如往复式压气机气缸活塞上所受的气体压力,作用于切削刀具上的切削阻力等。工艺阻力可由理论分析或实验方法求得,可用机械工作特性曲线或一组离散数据表示,在动态静力分析中认为是已知外力。

(2) 原动力 由动力机输出部分施加于机械主

动件上驱使机械运动而做正功的力或力偶。如电动机的输出力矩及液压缸的推力等。它在机械的工作过程中与工艺阻力、构件自重及构件真实的惯性力相平衡。机械受力分析的任务之一就是要求出机械工作过程中每一瞬时(或每一位置)所需原动力的大小,进而确定所需动力机的功率。但在动力机尚未选定之前,构件的真实惯性力无法求得,从而难以求出真实的原动力。在进行动态静力分析时可以用平衡力替代原动力。平衡力是假想作用于主动件上,与工艺阻力、构件自重及假定主动件以名义转速匀速转动时求得的各构件的惯性力相平衡的力。在机械运转的一个周期之内,平衡力与原动力的功率相同,故可以用平衡力的大小和变化规律确定所需动力机的功率和进行主动件的承载能力分析。

(3) 构件自重 其值与工艺阻力相比较不可忽视时应考虑。在设计初始阶段,只能按初步结构设计所概略确定的构件形状、尺寸和材质进行估算,在动态静力分析时认为是已知外力。

(4) 介质阻力 机械工作过程中周围介质施加于机械运动构件上的阻力,一般情况下可不计。

(5) 惯性力 动态静力学方法中的虚拟外力。设构件*i*的质心为*s_i*,质量为*m_i*,绕质心轴的转动惯量为*J_{si}*,则其惯性力*F_{ix}*与惯性力偶*T_{ix}*的计算公式为

$$F_{ix} = (F_{ix}^2 + F_{iy}^2)^{1/2} \text{ 其方向角 } \alpha_{ix} = \arctan (F_{iy} / F_{ix})$$

$$T_{ix} = -J_{si} \epsilon_i$$

$$F_{ix} = -m_i a_{ix}$$

$$F_{iy} = -m_i a_{iy}$$

a_{ix}, a_{iy} 为构件*i*的质心加速度, ϵ_i 为构件*i*的角加速度。

为了方便也可以将构件自重合并于惯性力的垂直分量中计算

$$F_{iy} = -m_i (a_{iy} + 9.81)$$

(6) 运动副反力 机械中构件间相互作用力。连接*i, j*两构件的运动副反力有*i*对*j*的作用力和*j*对*i*的作用力,二者大小相等、方向相反作用于同一直线上。如果不计摩擦,转动副中反力作用线通过转动副几何轴心,方向、大小待定;移动副中反力方向垂直于移动副导路,大小及作用点位置待定。确定运动副中反力的大小、方向和作用点是机械受力分析的任务之一。

3.2 II级机构的动态静力学分析方法

由于基本杆组都是静定的, 因此动态静力学分析亦可按杆组进行, 将机构分解为基本杆组、主动件及机架, 按运动分析的逆序, 逐个对每个杆组求解, 最后分析主动件上受力。

图解方法由于工作量大、效率低已不适应现代设计技术需求, 在此仅介绍解析方法。

约定标记符号如下:

F_{ix}, F_{iy} ——杆组中作用在 i 点上外力的水平及铅垂分量;

T_j ——杆组中 j 构件上作用的力偶矩;

R_{ix}, R_{iy} ——标号为 i 的运动副中反力, 对于杆组外运动副而言, 它是作用在杆组中构件上的力, 对

内运动副而言, 约定为杆组中构件①对构件②的作用力;

R_{kx}, R_{ky} ——移动副中作用力, k 为反力作用点; 为了简化计算公式, 令

$$P_{ijx} = P_{ix} - P_{jx}$$

$$P_{ijy} = P_{iy} - P_{jy}$$

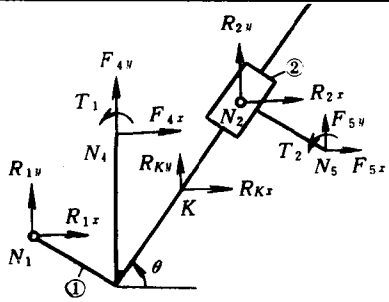
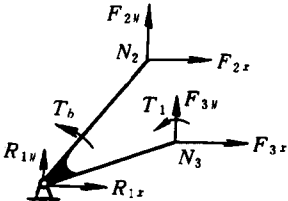
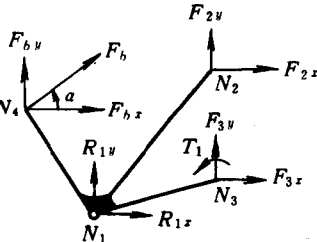
$T_{Fij} = P_{ijx}F_{iy} - P_{ijy}F_{ix}$ 为作用在 i 点的外力对 j 点的矩。

常用杆组及主动件动态静力学分析公式列于表 2.1-7。表中每个构件上只设一个外力作用点。如果构件上有多个外力则应先将所有外力向一个点简化, 将 k 点外力向 j 点简化时, 外力的大小, 方向不变, 只需附加一力偶矩 T_{Fkj} 。

表 2.1-7 常见 I 级杆组及主动件力分析公式

RRR 杆组	$A = -(T_{F42} + T_{F52} + T_1 + T_2)$ $B = -(T_{F43} + T_1)$ $C = P_{12y}P_{13x} - P_{12x}P_{13y}$ $R_{1y} = (-P_{13y}A + P_{12y}B) / C \quad R_{1x} = (P_{12x}B - P_{13x}A) / C$ $R_{2y} = -(R_{1y} + F_{4y} + F_{5y}) \quad R_{2x} = -(R_{1x} + F_{4x} + F_{5x})$ $R_{3y} = -(R_{2y} + F_{5y}) \quad R_{3x} = -(R_{2x} + F_{5x})$
RRP 杆组	$A = -(T_{F43} + T_1) \quad B = -(F_{4x} + F_{5x}) \cos \beta + (F_{4y} + F_{5y}) \sin \beta$ $C = P_{13x} \cos \beta + P_{13y} \sin \beta$ $R_{1x} = (P_{13x}B - A \sin \beta) / C \quad R_{1y} = (P_{13y}B + A \cos \beta) / C$ $R_{3x} = R_{1x} + F_{4x} \quad R_{3y} = R_{1y} + F_{4y}$ $R_{4x} = -(R_{3x} + F_{5x}) \quad R_{4y} = -(R_{3y} + F_{5y})$ $E = -(T_{F53} + T_2) \quad P_{k3x} = E / (R_{4y} - R_{4x} \tan \beta) \quad P_{k3y} = P_{k3x} \tan \beta$ $P_{kx} = P_{3x} + P_{k3x} \quad P_{ky} = P_{3y} + P_{k3y}$

(续)

RPR 杆组		
		$A = -(T_{F41} + T_1 + T_{F51} + T_2)$ $B = -(F_{5x}\cos\theta + F_{5y}\sin\theta)$ $C = -(P_{21y}\sin\theta + P_{21x}\cos\theta)$ $R_{2x} = (A\sin\theta - P_{21x}B) / C \quad R_{2y} = -(A\cos\theta + P_{21y}B) / C$ $R_{1x} = -(R_{2x} + F_{4x} + F_{5x}) \quad R_{1y} = -(R_{2y} + F_{4y} + F_{5y})$ $R_{Kx} = -(R_{2x} + F_{5x}) \quad R_{Ky} = -(R_{2y} + F_{5y})$ $P_{K2x} = -(T_{F52} + T_2) / (R_{Ky} - R_{Kx}\tan\theta)$ $P_{K2y} = P_{K2x}\tan\theta$ $P_{Kx} = P_{2x} + P_{K2x} \quad P_{Ky} = P_{2y} + P_{K2y}$
主动件		
平衡力偶 T_b		$T_b = -(T_{F21} + T_{F31} + T_1)$ $R_{1x} = -(F_{2x} + F_{3x}) \quad R_{1y} = -(F_{2y} + F_{3y})$
平衡力 F_b		$A = -(T_{F21} + T_{F31} + T_1)$ $F_{bx} = A / (P_{41x}\tan\alpha - P_{41y})$ $F_{by} = F_{bx}\tan\alpha$ $R_{1x} = -(F_{bx} + F_{2x} + F_{3x})$ $R_{1y} = -(F_{by} + F_{2y} + F_{3y})$

注：表中各式中 P 、 F 、 R 的下标数字为杆组中的虚拟点号， T 的下标数字为杆组中虚拟构件号，应用这些公式时应替换为实际机构中的点号和构件号。

例 2·1-5 六杆机构尺寸参数如例 2·1-4，各构件的惯性参量如下表所列，滑块⑤上作用有工艺阻力 F ，其方向垂直向上，当 $-45^\circ \leq \theta_1 \leq -165^\circ$ 时， $F = 7000\text{N}$ ，其他位置 $F = 0$ 。

构件号	1	2	3	4	5
质心位置点号	1	7	2	8	6
质量 (kg)	20	6.5	13	10	30
绕质心轴转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	45	0.65	0.76	2.5	—

主动件①的角速度 $\omega_1 = 12.567\text{rad/s}$ ，角加速度 $\epsilon_1 = 0$ 。在主动件转动一周过程中，按步长 15° 求出各运动副中约束反力和应加于主动件上的平衡力偶矩。

解 1) 作机构的运动分析，求出各构件的质心加速度和角加速度；

2) 求出各构件的惯性力及惯性力偶，并作为已知外力加到相应构件上；

3) 作由构件④⑤组成的 RRP 杆组的动态静力学分析。应用表 2·1-7 中相应公式时应把公式中虚拟的点号、构件号代换为实际点号和构件号：

虚拟点号	1	2	3	4	5	虚拟构件号	1	2
实际点号	5	2	6	8	6	实际构件号	4	5

例如：表 2·1-7 公式中 T_{F45} 实际为 T_{F86} 即点 8 上作用力 F_8 对点 6 的矩，点 8 为构件④的质心， F_8 为构件④的惯性力，公式中 T_1 应为 T_4 ，即构件④上外力偶，在此为构件④的惯性力偶。

当 $-165^\circ \leq \theta_1 \leq -45^\circ$ 区间内作用点 6 的外力除了构件⑤的惯性力及重力之外尚有工艺阻力 $F =$

7000N,

块⑤的作用力。

解得 R_{5x} , R_{5y} 为构件③对④的作用力; R_{4x} , R_{4y} 为构件⑤对构件③的作用力; R_{Kx} , R_{Ky} 为导路对滑

4) 作构件②、③组成的 RRR 杆组的动态静力学分析:

No	θ_1 (°)	R_1 (N)	β_1 (°)	R_2 (N)	β_2 (°)	T_b (N·m)
0	0.00	620.29	71.67	1165.53	266.44	73.60
1	-15.00	2191.60	55.10	2508.50	234.45	257.59
2	-30.00	2216.99	32.38	2319.81	204.18	245.54
3	-45.00	4199.88	176.95	7267.90	-67.55	-350.92
4	-60.00	5409.47	159.68	8970.94	-67.23	-431.78
5	-75.00	5988.32	143.50	10406.64	-72.63	-465.95
6	-90.00	6224.53	128.43	11444.75	-79.36	-483.63
7	-105.00	6272.50	114.33	12124.61	-86.10	-496.94
8	-120.00	6195.13	101.06	12479.88	267.55	-508.70
9	-135.00	6003.06	88.54	12519.05	261.76	-516.92
10	-150.00	5678.54	76.70	12233.83	256.66	-516.59
11	-165.00	5190.81	65.49	11613.83	252.47	-500.61
12	-180.00	174.70	257.51	869.35	83.31	21.32
13	-195.00	137.65	248.37	888.50	83.17	17.09
14	-210.00	71.40	249.38	897.97	85.91	8.81
15	-225.00	64.49	6.37	903.22	93.19	-6.30
16	-240.00	249.47	17.15	946.54	105.84	-30.40
17	-255.00	513.80	11.02	1099.05	120.76	-64.07
18	-270.00	846.46	2.64	1393.08	132.17	-105.70
19	-285.00	1227.32	-6.81	1781.89	137.63	-151.85
20	-300.00	1621.78	-17.49	2163.28	137.75	-197.91
21	-315.00	1957.59	-30.09	2371.34	133.07	-236.46
22	-330.00	2032.44	-45.73	2109.90	122.56	-246.21
23	-345.00	1317.75	-64.27	931.94	101.53	-161.84
24	-360.00	620.29	71.67	1165.53	266.44	73.60

虚拟点号	1 2 3 4 5	虚拟构件号	1 2	虚拟点号	1 2 3	虚拟构件号	1
实际点号	3 2 4 7 5	实际构件号	2 3	实际点号	1 3 0	实际构件号	1

表 2-1-7 有关公式中, F_4 以作用于点 7 的构件②的惯性力 F_i 代入, F_5 以 RRP 杆组分析得出的一 R_5 代入, T_1 以构件②的惯性力偶代入, T_3 以构件③的惯性力偶代入, 可解得 R_{3x} , R_{3y} , R_{2x} , R_{2y} , R_{4x} , R_{4y} 。一 R_3 即作用于主动件上外力 F_3 。

5) 作主动件力分析

解得 R_{1x} , R_{1y} 及应加于主动件上的平衡力偶矩 T_b 。

这样, 就解出了所有运动副中反力, 在此仅给出固定铰链 1, 2 处运动副反力 R_1 , R_2 及其方向角 β_1 , β_2 和平衡力偶矩的计算结果。

$$R_1 = (R_{1x}^2 + R_{1y}^2)^{1/2}, \quad \beta_1 = \arctan(R_{1y}/R_{1x})$$

$$R_2 = (R_{2x}^2 + R_{2y}^2)^{1/2}, \quad \beta_2 = \arctan(R_{2y}/R_{2x})$$

第 2 章 等传动比传动机构

1 用于增速或减速的等传动比传动机构

在动力机和执行机构之间常应用各种等传动比

传动机构以改变转速和转矩。表 2·2-1 介绍了常用的几种等传动比传动机构的特点，供选用时参

考。

表 2·2-1 常用等传动比传动机构的特点

传动类型及一般特点	传递功率 P (kW)	工作速度 v (m/s)	单级传动比 i	传动效率 η	应用举例
摩擦轮传动 运转平稳，噪声小，可在运转过程中调整传动比，结构简单 接触面有滑动，传动比不准确，有过载保护作用 轴和轴承上作用力很大，工作表面易磨损	$P_{\max}=200$ 通常 $P \leq 20$	通常 $v < 20$	通常 $i \leq 7 \sim 10$ 有卸载装置 $i \leq 15$ 仪器、手动 $i \leq 25$	平摩擦轮 0.85~0.92 槽摩擦轮 0.88~0.90 圆锥摩擦轮 0.85~0.90	压力机、无级变速器、仪器等
带传动 轴间距适应性强，工作平稳，噪声小，能缓冲吸振，有过载保护作用，结构简单，安装方便 外廓尺寸大，摩擦型带工作时会有滑动，传动比不准确，轴和轴承作用力较大 不宜用于易燃易爆环境	$P_{\max}$ ： 强力锦纶带 3500 普通三角带 500 窄形三角带 750 同步齿形带 100	$v_{\max}$ ： 强力锦纶带 60 普通 V 型带 25~30 窄形 V 型带 40~50 同步齿形带 100	平带 $i \leq 4 \sim 5$ V 型带 $i \leq 7 \sim 10$ 同步齿形带 $i \leq 10$	平带 0.94~0.98 V 型带 0.90~0.94 同步齿形带 0.96~0.98	广泛应用于各种机械
链传动 轴间距适应性强，平均传动比恒定，有一定吸振能力，工作可靠，对恶劣环境有一定适应能力，轴上载荷较小 瞬时传动比不稳定，运转速度不宜太高，磨损形成链节伸长，易引起振动	$P_{\max}=3500$ 通常 $P \leq 100$	$v_{\max}=30 \sim 40$ 通常 $v < 20$	$i \leq 8 \sim 10$	滚子链 0.92~0.97 齿型链 0.97~0.99	农业机械 石油机械 矿山机械 起重及运输机械
齿轮传动 对承载能力和运行速度的适应性强，传动比恒定，工作可靠，外廓尺寸小 对制造、安装精度要求高，否则有噪声和振动	$P_{\max}$ ： 圆柱齿轮 直齿 750 斜齿、人字齿 50000 圆弧齿 10000 圆锥齿轮 直齿 1000 弧齿 15000	圆柱齿轮 低于 7 级精度 < 25 高于 5 级精度 15~130 圆锥齿轮 直齿 < 5 曲齿 5~10	< 10	圆柱齿轮 直齿 0.95~0.98 斜齿 0.96~0.99 圆锥齿轮 直齿 0.95~0.98 曲齿 0.96~0.98	各种机械
蜗杆传动 结构尺寸小，运转平稳，无噪声，单级传动比大，可制成反向自锁机构 齿间滑动速度大，效率较低，蜗轮需用减摩材料制做	$P_{\max} 750$ 通常 < 50	滑动速度可达： $v_{\max}=15 \sim 30$	通常 8~80 非动力传动可达 1000	单头蜗杆 0.7~0.75 双头蜗杆 0.75~0.82 三头以上蜗杆 0.8~0.92 环面蜗杆 0.85~0.95 反向自锁蜗杆 < 0.45	机床、起重机械、冶金、矿山机械

2 特殊用途的等传动比传动机构

2.1 平行四杆机构

图 2·2-1a 所示平行四杆机构可保证两连架杆之间传动比恒等于 1, 但尺寸关系满足共线条件 (即四个构件可叠合在一条线上), 因而有运动不确定性, 通常应用时, 将几组平行四杆机构错位排列如图 2·2-1b。

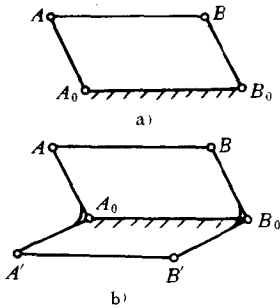


图 2·2-1 平行四杆机构

在多头钻床或多头铣床中应用平行四杆机构如图 2·2-2a, 可用一个主动轴同时驱动多个从动轴; 少齿差行星减速器中应用平行四杆机构传动原理将行

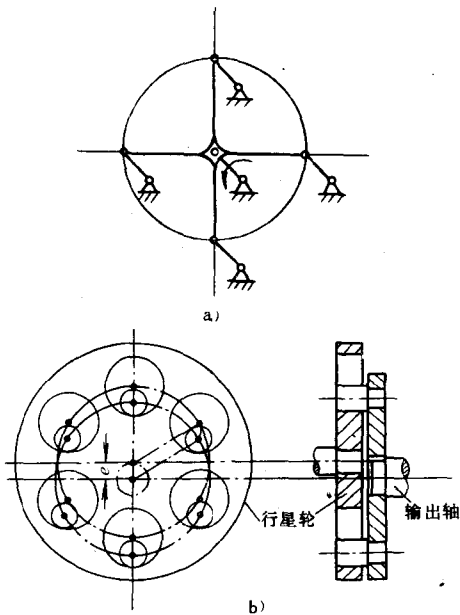


图 2·2-2 平行四边形机构的应用

a) 多头钻床

b) 行星运动变换为定轴转动

星轮的平面运动转换为定轴转动输出, 如图 2·2-2b。

图 2·2-3 所示平行四杆机构组成的传动装置, 可允许从动轴中心相对于主动轴中心在半径 $r \approx 2l$ 的圆内变动, 主、从动轴保持传动比 $i_{17} = 1$ 。

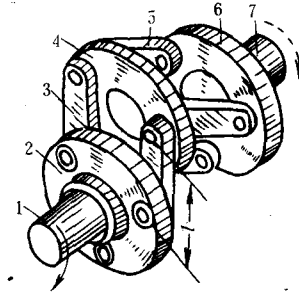


图 2·2-3 变轴距等传动比传动机构

2.2 万向联轴器

单万向联轴节是由主动轴 1, 十字头 2 及从动轴 3 组成的球面机构 (图 2·2-4a), 主、从动轴之间传动比

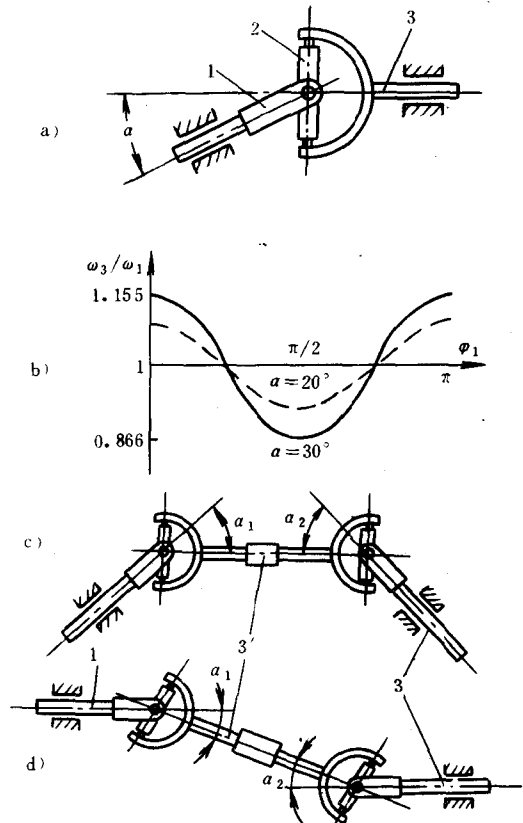


图 2·2-4 万向联轴节

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos \varphi_1}$$

它用于主、从动轴相交成一角度 α ，且传动过程中 α 可能变动的传动。由传动比公式知， i_{31} 是 φ_1 的周期函数，其值在 $\cos \alpha$ 与 $\frac{1}{\cos \alpha}$ 之间波动如图 2-2-4b。

如果希望主、从动轴之间传动比 $i_{31}=1$ ，不随 φ_1 而变化，则可应用双万向联轴节，如图 2-2-4c, d, 使：

$$i_{3'1} = i_{3'3}$$

即可。为此，如果 1、3 两条轴线共面，安装时应保证：1) $\alpha_1 = \alpha_2$ ；2) 中间轴（3'轴）两端轴叉子面必在同一平面内。

双万向联轴节应用于：

- 1) 主、从动轴相交成一角度，且工作过程中交角可能变动的传动（图 2-2-4c）；
- 2) 主从动轴相互平行或交错，且工作过程中轴间距可能变动的传动，此时中间轴 3' 的长度应是可伸缩的（图 2-2-4d）。

2.3 十字滑槽联轴器

图 2-2-5 所示十字滑槽联轴器由主动盘 1，中间盘 2 及从动盘 3 组成，2 分别与 1、3 形成滑动方向相互垂直的移动副，故构件 1、2、3 的角速度相同。它可在相互平行但不共线的两轴间实现 $i_{13}=1$ 的传动。两轴偏移距 e 不宜大，以避免过大的滑动，且因中间盘 2 的中心作圆周运动，故转速不宜太高。为了减小移动副中的摩擦，可将滑槽改为滚动结构。

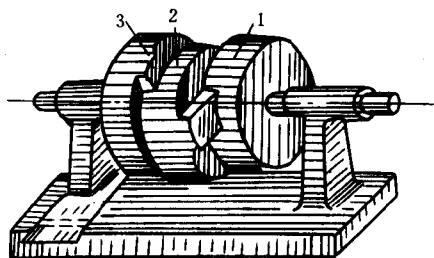


图 2-2-5 十字滑槽联轴器

2.4 转动导杆机构

机架与曲柄等长的转动导杆机构（图 2-2-6a）其瞬时传动比 $i_{12}=2$ 。但当曲柄与机架共线时，从动件 2 运动不确定。通常应用时将同样的几组导杆机构错位排列，以保证运动的确定性（图 2-2-6b）同时

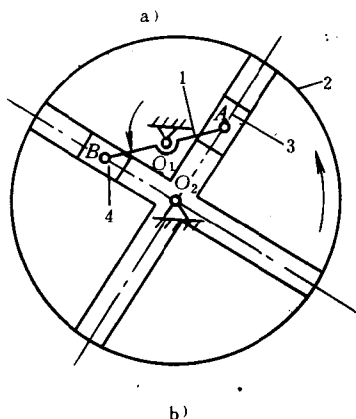
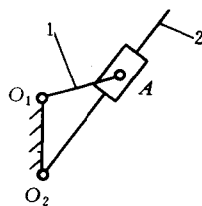


图 2-2-6 转动导杆等传动机构

改善了传力性能。

3 给定区间内近似等传动比传动机构

3.1 扇形齿轮及其替代机构

扇形齿轮可在两平行轴之间实现一定区间内的等传动比传动，如果转动角度不太大（例如 $<90^\circ$ ），传动比不要求十分准确，则可用铰接四杆机构替代，使结构大为简化（图 2-2-7）。

这种机构可以用在给定的传动区间内两个插值点处保证给定传动比的方法进行设计。

设主动轴转角范围为 φ_m ，给定传动比为 i ，则从

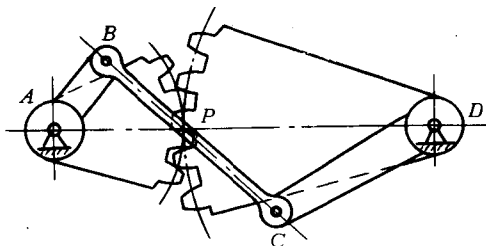


图 2-2-7 扇形齿轮及其替代机构