



机电工程类专业创新型精品教材
“互联网+教育”新形态一体化教材

机械设计基础

(第二版)

主 编 刘 清



扫描二维码
共享立体资源

机械设计基础 (第二版)

主编
刘清

北京出版集团
北京出版社

北京
出版
集团
有限公司

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计基础：高职 / 刘清主编 .—2 版.—北
京 : 北京出版社, 2020.9
ISBN 978-7-200-16025-3

I. ①机… II. ①刘… III. ①机械设计—高等职业教
育—教材 IV. ① TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2020) 第 209313 号

机械设计基础（第二版）

JIXIE SHEJI JICHIU (DI-ER BAN)

主 编: 刘 清
出 版: 北京出版集团
北京出版社
地 址: 北京北三环中路 6 号
邮 编: 100120
网 址: www.bph.com.cn
总 发 行: 北京出版集团
经 销: 新华书店
印 刷: 定州启航印刷有限公司
版 印 次: 2020 年 9 月第 2 版 2020 年 9 月第 1 次印刷
成品尺寸: 185 毫米 × 260 毫米
印 张: 17
字 数: 345 千字
书 号: ISBN 978-7-200-16025-3
定 价: 49.80 元

教材意见建议接收方式: 010-58572162 邮箱: jiaocai@bphg.com.cn
如有印装质量问题, 由本社负责调换
质量监督电话: 010-82685218 010-58572162 010-58572393

目 录

模块一 机械的认知	1
任务 机器的组成和机械设计简介	1
模块二 常用机构的分析与应用	16
任务 1 平面机构运动简图及自由度	16
任务 2 平面连杆机构	30
任务 3 凸轮机构	45
模块三 常用机械传动的分析与应用	67
任务 1 带传动	67
任务 2 链传动	90
任务 3 齿轮传动	107
任务 4 蜗杆传动	136
模块四 机械传动系统的分析与应用	155
任务 齿轮系	155

模块五 常用机械零件的分析与应用

167

任务 1 联接	167
任务 2 轴	196
任务 3 轴承	214
任务 4 联轴器、离合器与制动器	248

北京出版社

模块二

常用机构的分析与应用

本模块从分析机构的组成入手，研究机构的组成情况对其运动的影响，以及机构运动简图的绘制方法，为分析现有机构（机器）和创新机构打下基础。主要内容包括平面四杆机构的类型及应用、基本性质和设计方法；凸轮机构的类型和应用、从动件运动规律、凸轮轮廓设计等，以及棘轮机构、槽轮机构等间歇运动机构的工作原理、类型、运动特点及其在实际工作中的应用等知识。

任务 1 ··· 平面机构运动简图及自由度

任务描述

为了便于对机械进行运动分析，我们需将那些与机构运动无关的外部形态，如构件的截面尺寸、组成构件的零件数目和运动副的具体结构等撇开，而把决定机构运动性质的本质上的东西，如运动副的数目、类型、相对位置及某些尺寸等抽象出来，清晰地表示出机械的组成、机构运动传递关系。本任务就是学会机构运动简图的绘制方法及机构自由度的计算。通过学习，让我们来深刻了解身边的机械的运动原理。

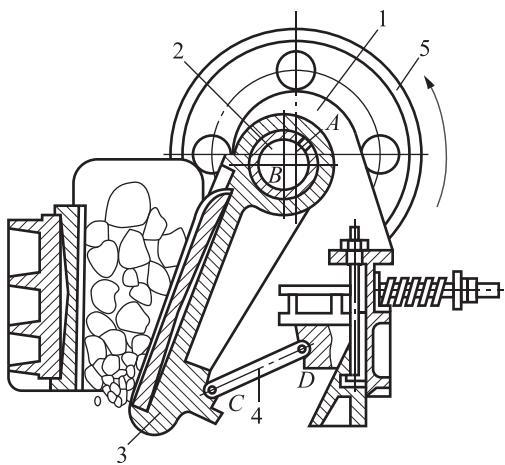
任务目标

- (1) 能判断运动副的类型。
- (2) 能绘制机构运动简图。
- (3) 能计算机构的自由度。
- (4) 能判断机构是否有确定的运动。
- (5) 能从机构自由度思考，作为一名学生应该如何自律。

任务实施

1. 分析任务

如图 2.1.1 所示颚式破碎机，带轮 5 与偏心轴 2 固结在一起绕轴心 A 转动，



1-机架；2-偏心轴；3-动颚板；4-肘板；5-带轮

图 2.1.1 颚式破碎机

为原动件。偏心轴 2 带动动颚板 3 作平面运动时将矿石粉碎。1 为机架。动颚板与机架之间联有肘板 4，动颚板和肘板为从动件。

2. 实施任务

观看颚式破碎机的工作原理动画，绘制颚式破碎机机构运动简图。



颚式破碎机工作原理

任务评价

(1) 每班 5~10 人分成一组，完成任务要求，然后进行任务评价。

(2) 填写任务评价表。

表 2.1.1 任务评价表

任务名称	平面机构运动简图及自由度				
小组成员					
组别			组长		
评价	考核细节	分值	自评 (10%)	小组评价 (30%)	教师评价 (60%)
职业能力	机构组成及运动副	10			
	平面机构运动简图	20			
	平面机构具有确定运动的条件	20			
	机构自由度的计算	20			
职业素养	语言表达能力和逻辑分析能力	10			
	具有科学、严谨、创新的工作态度	10			
	具有较强的安全意识、质量意识、团队协作精神	10			
任务评价					

知识链接

一、机构组成及运动副

机构是由构件通过运动副组成的系统。

若组成机构的所有构件都在同一平面或相互平行的平面内运动，则称该机构为平面机构，否则称为空间机构。大多数机构为平面机构，这里只讨论平面机构。

(一) 构件及其自由度

机械中每一个独立的运动单元体称为一个构件。它可以是若干个零件（机械中不可拆卸的基本单元体）的刚性组合体，也可



机构



运动副



以是一个单独的刚性零件。例如齿轮、轴与键组成的齿轮轴。构件的独立运动称为自由度。一个做平面运动的自由构件具有 3 个独立的运动，如图 2.1.2 所示。即沿 x 轴、 y 轴移动及绕垂直于 xOy 面的轴线的转动。

(二) 运动副与约束

我们已经看到，在机构中每一构件都以一定方式与其他构件相互联接，这种使两构件直接接触的可动联接称为运动副。如图 2.1.3 所示，图中轴与轴承、滑块与导轨、轮齿与轮齿等都构成运动副。

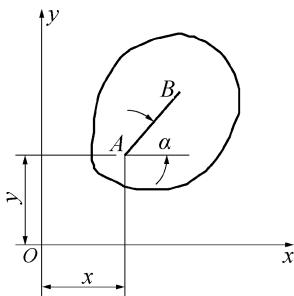


图 2.1.2 构件的自由度

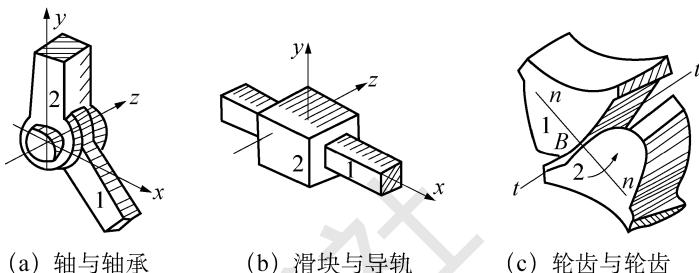


图 2.1.3 构件的自由度

构成运动副时，两构件上参与接触的部分（点、线或面），称为运动副的元素。当构件 1 与构件 2 组成运动副后，由于运动副元素的接触，使某些原有的独立运动受到限制，对构件一个独立运动的限制称为一个约束。构件受到约束后其自由度减少，每加上一个约束，便失去了一个自由度。自由度与约束数之总和应等于 6，每一个构件的约束数最多为 5，最少应引入一个约束。

(三) 运动副的分类

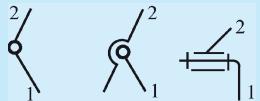
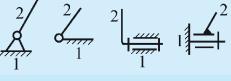
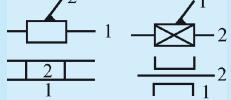
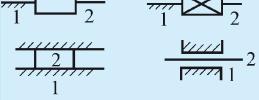
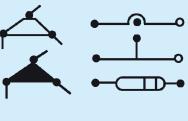
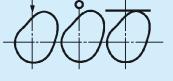
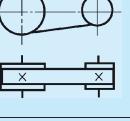
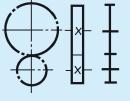
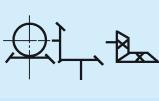
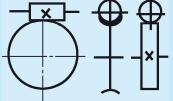
当一个构件与另一构件组成运动副后，两构件间约束的多少和约束的特点完全取决于运动副的形式。图 2.1.3 (a) 所示运动副，构件 2 沿 x 轴和 y 轴两个方向的相对移动受到约束，构件 2 只能绕垂直 xOy 平面的 z 轴转动。这种具有一个独立相对转动的运动副称为转动副。其相对自由度数为 1，而约束条件数为 2。图 2.1.3 (b) 所示运动副，构件 2 沿 y 轴的相对移动和绕垂直于 xOy 平面的 z 轴转动受到约束，构件 2 只能沿 x 轴方向相对移动。这种具有沿一个方向独立相对移动的运动副称为移动副，其相对自由度数为 1，而约束条件数为 2。如图 2.1.3 (c) 所示，当两构件组成运动副后，构件 2 沿公共法线 $n-n$ 方向的移动受到约束，但可以沿触点切线 $t-t$ 方向相对移动，还可以同时绕接触点（或线）转动。其运动副的相对自由度数为 2，约束条件数为 1。

转动副和移动副都是面接触的运动副称为低副，点接触或线接触的运动副称为高副。

在机构中，固定不动的构件称为机架；按照给定运动规律相对于机架运动的构件称为原动件；其余也均随之做确定的运动的构件称为从动件。

运动副及构件的表示方法见表 2.1.2（摘自《机械设计手册》）。

表 2.1.2 运动副及构件的表示方法

	两运动构件形成的运动副	两构件之一为机架时所形成的运动副		
转动副				
移动副				
构件	两副元素构件	三副元素构件	多副元素构件	
				
凸轮及 其他机构	凸轮机构	棘轮机构	带传动	
				
齿轮机构	外齿轮	内齿轮	圆锥齿轮	蜗杆蜗轮
				

二、平面机构运动简图

(一) 平面机构运动简图

在进行机械的研究或设计时，需要运用能够表明某一机构运动情况的机构运动简图。机构各构件间的相对运动，是由原动件的运动规律、机构中所有运动副的类型和数目及其相对位置决定，而与构件和运动副的具体结构无关。因此可以撇开构件的复杂外形和运动副的具体构造，用简单的线条和规定的符号代表构件和运动副，并按比例定出各运动副的相对位置。这种能准确表达机构运动情况的简化图形称为机构运动简图。

机构运动简图与原机械的运动特性完全相同，因而可以用机构运动简图对机械进行结构、运动及动力分析。若图形不按精确的比例绘制，仅仅为了表达机械的结构特征，这种简图称为机构示意图。在机构示意图上只是定性地表达出机械中各构件之间的运动和动力的传递关系，绘制较为方便。



(二) 平面机构运动简图的绘制

机构运动简图所要表示的主要内容包括运动副的类型和数目、构件的数目及运动尺寸。

绘制机构运动简图步骤如下。

(1) 分析机构的组成，判断机构的原动件、从动件及原动件运动方向。

(2) 分析机构运动，判断机构中各构件的运动尺寸及运动副的类型。

(3) 恰当地选择投影面，以能够简明地把机械的结构及运动情况表示清楚为原则。

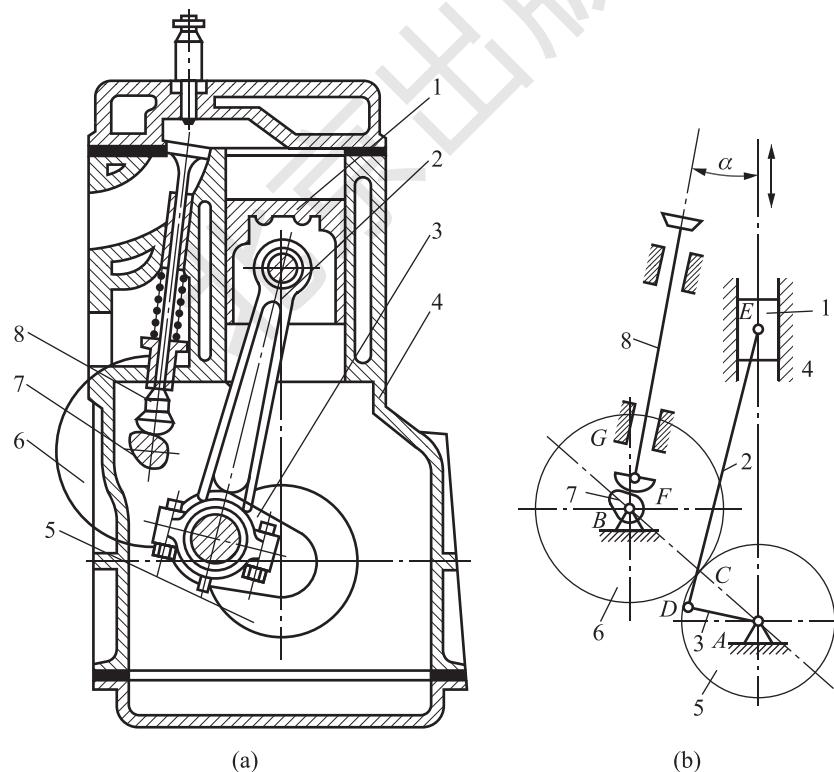
(4) 选择适当的比例尺，用简单的线条和各种运动副的代号将机构运动简图画出来。



平面机构运动简图的绘制实例

例 2.1.1 图 2.1.4 (a) 为活塞式内燃机结构简图，试绘制内燃机机构运动简图。

解：燃气推动活塞 1 在汽缸 4 内运动，通过连杆 2 使曲轴 3 做连续转动。曲轴上的齿轮 5 带动凸轮轴上的齿轮 6，再由齿轮 6 带动凸轮 7，控制气门 8 的启闭，可燃混合气体通过气门 8 定时进入汽缸 4，废气通过气门 8 定时排出汽缸 4，从而燃料燃烧产生的热能不断地转化为机械能。



1-活塞；2-连杆；3-曲轴；4-汽缸；5、6-齿轮；7-凸轮；8-气门

图 2.1.4 内燃机及其机构运动简图

三、平面机构具有确定运动的条件

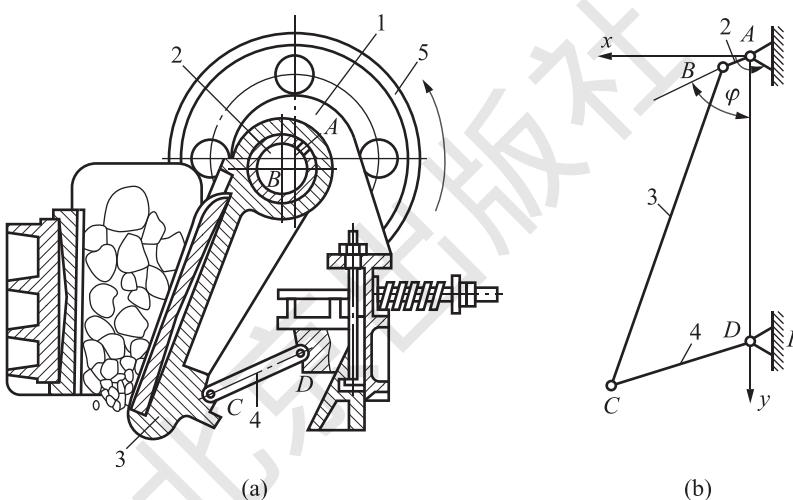
(一) 平面机构的自由度计算

机构具有确定运动的独立运动参数称为机构的自由度。机构自由度与机构中构件的个数、运动副的个数及类型有关。

设平面机构共有 n 个活动构件（不包括机架），当此机构的各构件尚未通过运动副联接时，显然它们共有 $3n$ 个自由度。用 P_L 个低副和 P_H 个高副把活动构件之间、活动构件与机架之间联接起来。当两构件构成运动副之后，它们的运动将受到约束，其自由度数将减少，一个低副有两个约束条件，一个高副有一个约束条件，自由度减少的数目等于运动副引入的约束 $(2P_L+P_H)$ ，因此，机构的自由度计算公式为

$$F=3n-(2P_L+P_H)=3n-2P_L-P_H \quad (2-1-1)$$

例 2.1.2 试计算图 2.1.5 所示颚式破碎机的自由度。



1-机架；2-偏心轴；3-动颚板；4-肘板；5-带轮

图 2.1.5 颚式破碎机

解：由其机构运动简图不难看出，此机构共有 3 个活动构件（机构件 2、3、4），4 个低副（即转动副 A 、 B 、 C 、 D ），没有高副。故根据式 (2-1-1) 可求得其自由度为

$$F=3n-2P_L-P_H=3\times 3-2\times 4-0=1$$

(二) 平面机构具有确定运动的条件

图 2.1.6 所示为一曲柄滑块机构。 $n=3$, $P_L=4$, $P_H=0$, 由式 (2-1-1) 得

$$F=3\times 3-2\times 4-0=1$$

此机构的自由度为 1，如上所述，即机构中各构件相对于机架所能有的独立运动的数目为 1。

通常机构的原动件都是用转动副或移动副与机架相联接，因此每个原动件只能输入



一个独立运动。设构件 1 为原动件，参变量 φ_1 表示构件 1 的独立运动，由图 2.1.6 可见，每给定一个 φ 的数值，从动件 2、3 便有一个确定的相应位置。由此可见，自由度等于 1 的机构在具有一个原动件时运动是确定的。

如图 2.1.7 所示的铰链五杆机构， $n=4$, $P_L=5$, $P_H=0$ ，由式 (2-1-1) 得

$$F=3 \times 4 - 2 \times 5 - 0 = 2$$

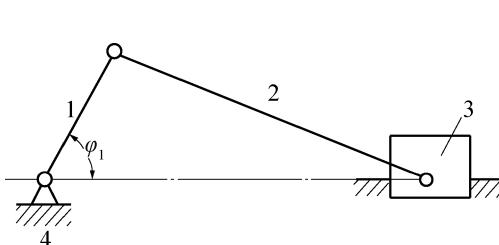


图 2.1.6 曲柄滑块机构

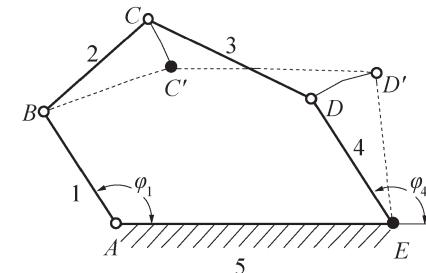


图 2.1.7 铰链五杆机构

若自由构件 1 为原动件，则当构件 1 处在 φ_1 位置时，由于构件 4 的位置不确定，所以构件 2 和 3 可以处在图示的实线位置或虚线位置，也可以处在其他位置，即从动件的运动是不确定的。

若取构件 1 和 4 为原动件， φ_1 和 φ_4 分别表示构件 1 和构件 4 的独立运动。如图 2.1.7 所示，自由度等于 2 的机构在具有两个原动件时才有确定的相对运动。

如图 2.1.8 所示的构件组合中， $n=4$, $P_L=6$, $P_H=0$ ，由式 (2-1-1) 得

$$F=3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$$

该构件组合的自由度为 0，所以是一个刚性桁架。

又如图 2.1.9 所示的构件组合中， $n=3$, $P_L=5$, $P_H=0$ ，由式 (2-1-1) 得

$$F=3 \times 3 - 2 \times 5 - 0 = -1$$

该构件组合的自由度小于零，说明它所受的约束过多，已成为超静定的桁架。

综上所述：

(1) $F \leq 0$ 时，机构蜕变为刚性桁架，构件之间没有相对运动。

(2) $F > 0$ 时，原动件数小于机构的自由度数，各构件没有确定的相对运动；原动件数大于机构的自由度数，则在机构的薄弱处遭到破坏。

机构具有确定运动的条件：机构的原动件的数目应等于机构的自由度的数目。

(三) 计算平面机构自由度应注意的问题

为了改善机构的使用机能，机构中有时采用一些特殊结构。在计算平面机构的自由度时，这些特殊结构，必须进行适当的处理。

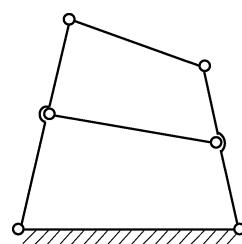


图 2.1.8

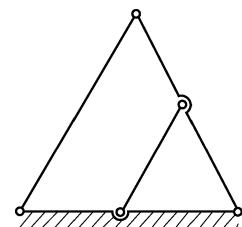


图 2.1.9

1. 复合铰链

如图 2.1.10(a) 所示的六杆机构中, 机构 2、3 分别与机构 4 组成转动副, 如图 2.1.10(b) 所示。当用公式 (2-1-1) 计算该机构的自由度时, 往往容易把 B 处的转动副当作一个转动副来计算, 使计算的机构自由度与实际情况不相符。例如认为 $n=5$, $P_L=6$, $P_H=0$, 由式 (2-1-1) 得

$$F = 3 \times 5 - 2 \times 6 - 0 = 3$$

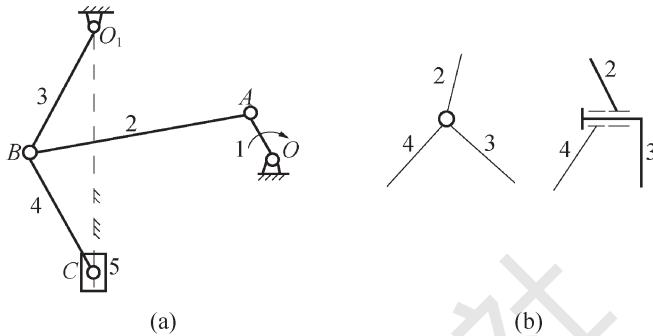


图 2.1.10 复合铰链

这表示要使该机构具有确定的运动, 需要有三个原动件, 而实际上只有一个原动件, 机构就具有确定运动。错误的原因是没有把铰链 B 处的转动副按实际情况计算为两个。若按 $n=5$, $P_L=7$, $P_H=0$ 来计算, 则机构的自由度为

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

这就与实际情况相符了, 所以在计算机构的运动副数目时要注意: 两个以上的机构同在一处以转动副相联接, 就构成了所谓的复合铰链。当有 m 个构件 (包括固定构件) 以复合铰链相联接时, 其转动副的数目应为 $(m-1)$ 个。

如图 2.1.11 所示的机构中, 在 E、B、C、D 四处都是由三个构件组成的复合铰链, 各具有两个转动副, 因为 $n=7$, $P_L=10$, $P_H=0$, 故由式 (2-1-1) 得

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

计算结果与实际情况相符。

2. 局部自由度

在有些机构中, 某些构件所能产生的局部运动的自由度称为局部自由度。

例如在图 2.1.12(a) 所示的凸轮机构中, 在推杆 2 上装有一滚子 3, 与凸轮 1 保持高副接触。此时该机构的自由度为

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

但是, 滚子 3 绕其轴 C 的转动显然并不影响其他构件的运动, 它只是一种局部自由度。该机构以凸轮为原动件, 便具有确定运动, 即自由度数为 1。

如果将滚子 3 与推杆 2 焊在一起, 如图 2.1.12(b) 所示, 显然机构的运动与前并无



不同，而此时该机构的自由度则为

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

由此可见，在计算机构的自由度时，应注意机构中是否有局部自由度。如果存在局部自由度，应将其除去不计。

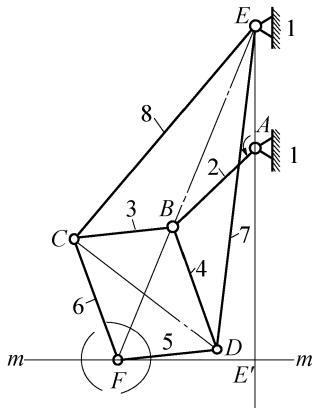


图 2.1.11 复合铰链计算自由度

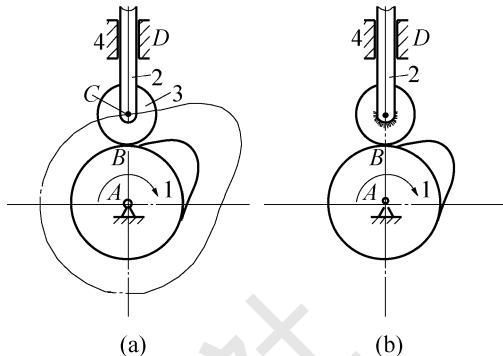


图 2.1.12 局部自由度

3. 虚约束

对机构的运动不起限制作用的约束称为虚约束。在计算机构自由度时，虚约束应当除去不计。

图 2.1.13 (a) 所示的平行四边形机构的自由度为

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

如果在该机构 AB 与 CD 构件轨迹中心 E 、轨迹中心 F 上，以运动副联接与 AC 、 BD 构件平行而且长度相等的 EF 构件，如图 2.1.13 (b) 所示，显然这对机构的运动并不会产生任何影响，但此时机构的自由度却变为

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$$

所以应注意引入虚约束，在计算机构的自由度时，应将虚约束除去不计（可将引入此虚约束的构件 EF 和两个转动副 E 、 F 全都除去不计），则该机构的自由度实际仍为 1。

又如图 2.1.14 所示为一椭圆仪机构，图中 $\angle CAD = 90^\circ$ ， $\overline{AB} = \overline{BC} = \overline{BD}$ 。在此机构的运动过程中，连杆 2 上的 C 点和滑块 3 上的 C 点的轨迹都是 AC 直线，所以连杆 2 与滑块 3 在 C 点构成铰链后带入的约束也必为虚约束。

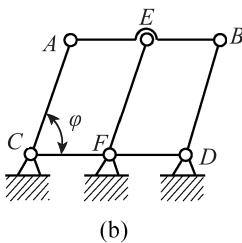
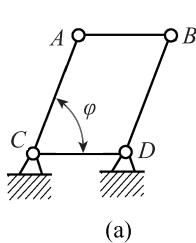


图 2.1.13 虚约束

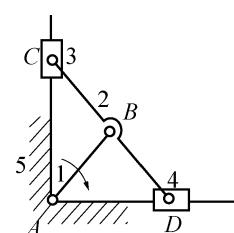


图 2.1.14 椭圆仪

平面机构的虚约束常出现于下列情况中。

(1) 轨迹重合。如果机构上有两构件用转动副相联接,而两构件上的联接点的轨迹在未连接前是互相重合的,而两构件上联接点的轨迹相重合,则该联接将带入一个虚约束。例如图 2.1.13 (b) 所示的情况即属于此种情况。

在机构运动过程中,当不同构件上两点间的距离保持恒定时,用一个构件和两个转动副将此两点联接,也将带入一个虚约束。如图 2.1.15 所示,在平行四边形机构 $ABCD$ 的运动过程中,构件 4 上的 F 点与构件 2 上的 E 点之间的距离始终保持恒定,故用构件 5 及转动副 E 、 F 将此两点相联接时也将带入一个虚约束。

(2) 转动副轴线重合。当两构件构成多个转动副且其轴线相互重合时,只有一个转动副起约束作用,其余转动副都是虚约束。如图 2.1.16 所示即属此例。

(3) 移动副导路平行。两构件构成多个移动副且其导路互相平行,这时只有一个移动副起约束作用,其余移动副都是虚约束。如图 2.1.17 所示的缝纫机刺布机构即属此例。

(4) 机构存在对运动起重复约束作用的对称部分。在机构中,某些不影响机构运动传递的重复部分所带入的约束亦为虚约束。在图 2.1.18 所示的周转轮系中,主动齿轮 1 和内齿轮 3 之间对称布置了三个齿轮,从运动传递的角度来说仅有一个齿轮起独立传递运动的作用,其余两个齿轮带入的约束为虚约束。该机构的自由度按 $n=3$, $P_L=3$, $P_H=2$ 来计算,由式(2-1-1)得

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

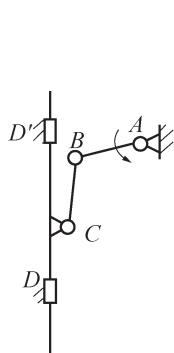


图 2.1.16 转动副虚约束

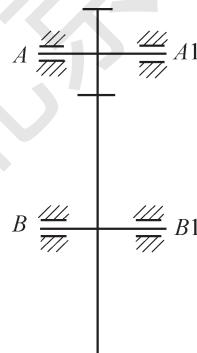


图 2.1.17 移动副虚约束

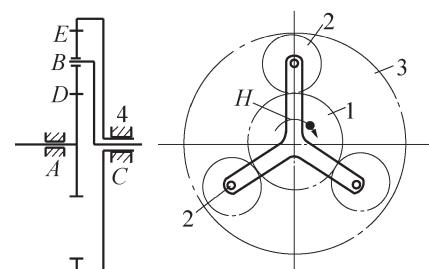


图 2.1.18 轮系中的虚约束

虚约束的存在对机构的运动没有影响,但引入虚约束后可以改善机构的受力情况,增加机构的刚性,因此得到较多的使用。但要注意满足虚约束存在的特定几何条件,否则,虚约束将会变为实际的约束,使机构的自由度减少,甚至不能运动。

例 2.1.3 试计算图 2.1.19 所示大筛机构的自由度。

解: 除去局部自由度,除去虚约束,则可得到该机构的可动构件数 $n=7$, 低副数 $P_L=9$, 高副数 $P_H=1$, 由式(2-1-1)得



$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 7 - 2 \times 9 - 1 = 2$$

因自由度为 2，所以原动件数为 2，这样机构才有确定运动。

例 2.1.4 如图 2.1.20 所示冲床机构，试确定其自由度。

解： C, G 为复合铰链； I 处为局部自由度；构件 7、8、9 属于结构重复，引入虚约束。因此，实际 $n=9$, $P_L=12$, $P_H=2$ ，由式 (2-1-1) 得

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 9 - 2 \times 12 - 2 = 1$$

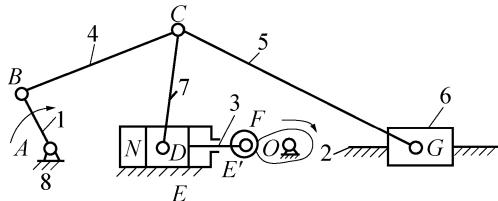


图 2.1.19 大筛机构

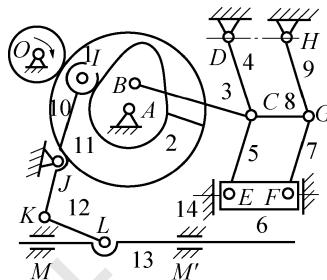


图 2.1.20 冲床机构

四、能力实训

机构运动简图的绘制和自由度的计算

(一) 实训目的

通过观察缝纫机、油泵、牛头刨、冲床等机械，培养学生绘制机构运动简图的能力，并掌握机构自由度的计算方法和进行机构自由度计算时应注意的三个问题。

(二) 实训设备

- (1) 缝纫机、油泵、牛头刨、冲床等机构模型。
- (2) 自备绘图工具（圆规、三角尺、铅笔、橡皮等）。

(三) 实训内容

1. 机构运动简图绘制

- (1) 确定构件类型及其数目。

转动原动件，按传动顺序仔细观察构件之间的相对运动关系，认清机架、原动件、从动件和执行件并确定构件数目（活动构件的数目和构件总数目）。

- (2) 确定运动副类型及数目。

重复以上操作，根据构件之间的相对运动性质，认清移动副、回转副、高副、低副，并数清其数目。

- (3) 选择机构运动瞬时位置。

选择能清楚表达机构运动特征的一般瞬时位置，不要选特殊位置。

(4) 合理选择投影面。

选择能清楚表达机构运动特征的平面作为投影面，对平面机构应选运动平面为投影面。

(5) 绘制机构运动简图。

选择适当的比例尺，按 GB 4460—2013 中规定的构件和运动副的符号，画出机构运动简图。

(6) 构件和运动副编号。

从原动件开始顺着传动路线在图中依次引入序号 1, 2, 3, … 标出原动件；在回转副中心、移动副导路上或高副接触处引出 A, B, C, …。

2. 计算机构的自由度

(1) 套用公式。

将以上确定的参数代入平面机构的自由度计算公式

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

(2) 检验正误。

根据计算所得的自由度值判定机构运动的确定性，并用实际机构的运动确定情况检验，如发生矛盾，说明简图或计算有错，须做如下检查。

① 自由度计算检查。

检查是否考虑了复合铰链、局部自由度、虚约束等情况。

② 运动简图检查。

检查所绘制的机构运动简图的构件数、运动副类型和数目是否与实际机构一致。

(四) 实验总结

1. 实训结果

每人在实训报告纸上绘出 10 个测得的机构运动简图。

2. 实训结果分析与讨论

(1) 计算上述机构的自由度并判定运动的确定性。

(2) 指出每一个机构中存在的复合铰链、局部自由度和虚约束。



速度瞬心及其在机构
速度分析上的应用

职业技能知识点考核

一、计算题

1. 计算图 2.1.21 所示各机构的自由度，并说明欲使其具有确定运动需要有几个原动件。

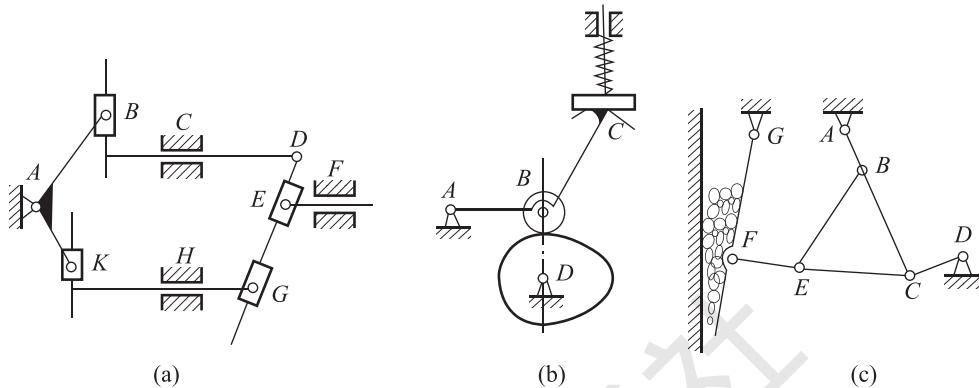


图 2.1.21

2. 计算图 2.1.22 所示构件组合的自由度，若含有复合铰链、局部自由度和虚约束，请明确指出。

3. 计算图 2.1.23 所示构件组合的自由度。要求指出复合铰链、虚约束和局部自由度。

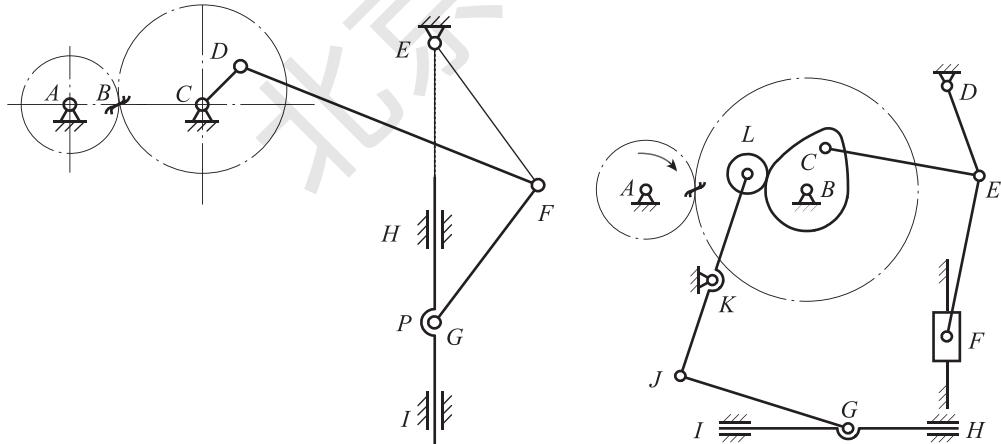


图 2.1.22

图 2.1.23

4. 计算图 2.1.24 所示构件组合的自由度，若含有复合铰链、局部自由度和虚约束，请明确指出。

5. 计算图 2.1.25 所示构件组合的自由度。要求指出复合铰链、虚约束和局部自由度。

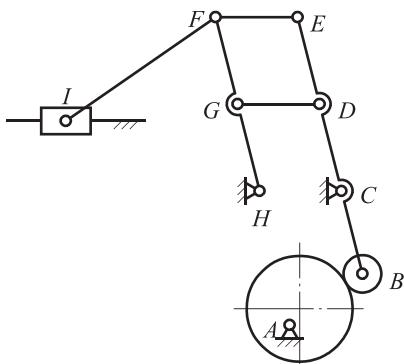


图 2.1.24

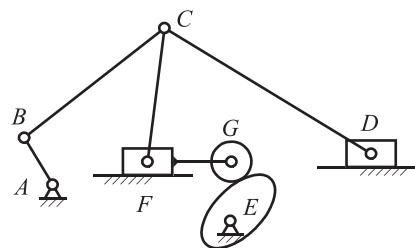


图 2.1.25

6. 试计算如图 2.1.26 所示机构的自由度，并判断该机构的运动是否确定。[图中绘有箭头的构件为原动件，图 2.1.26 (h) 中的原动件为 3 个液压缸]

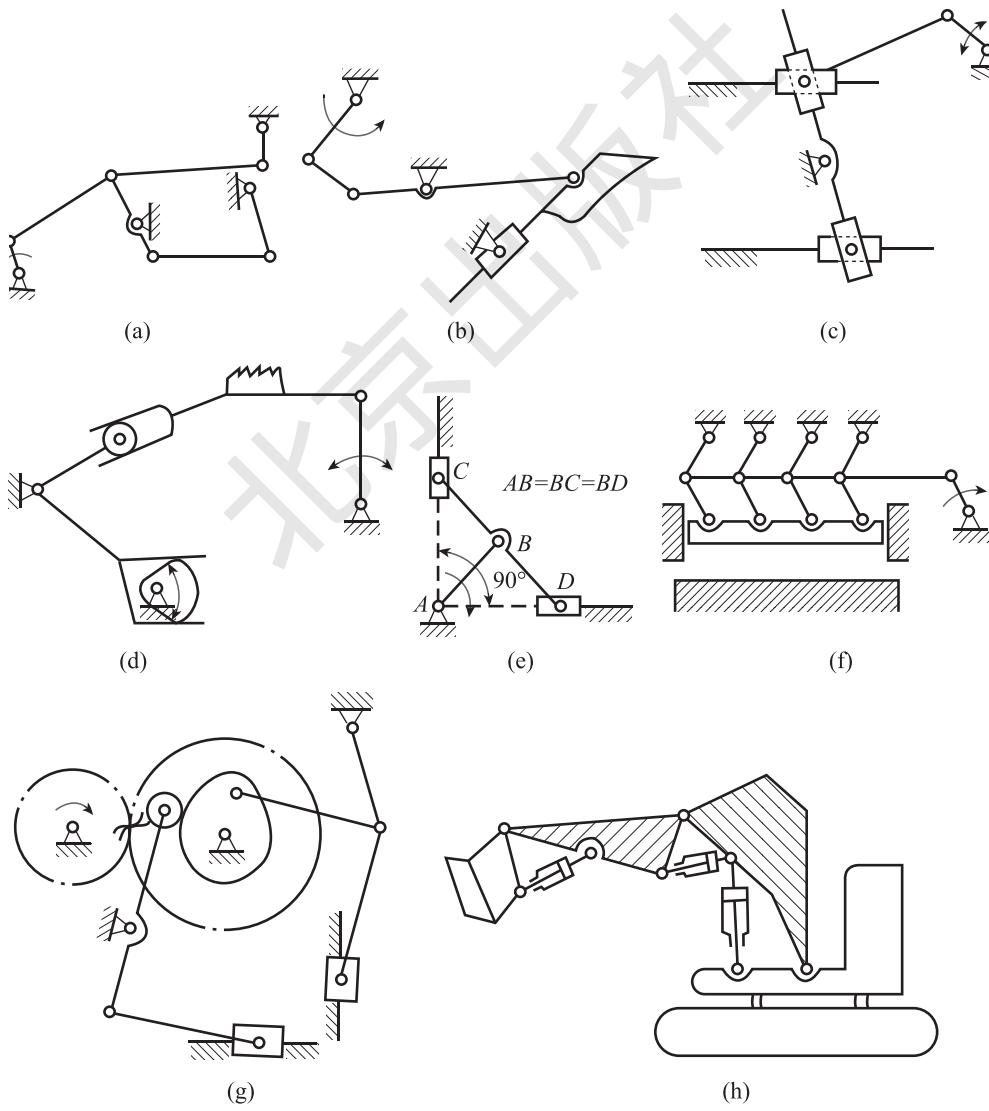


图 2.1.26



7. 试问如图 2.1.27 所示各机构在组成上是否合理? 如不合理, 请针对错误提出修改方案。

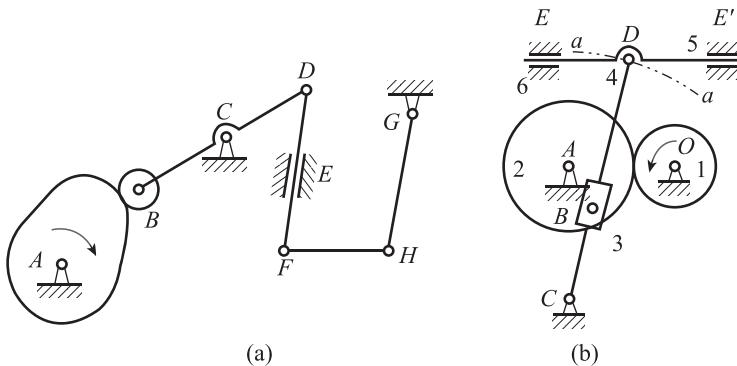


图 2.1.27

二、简答题

1. 一个在平面内自由运动的构件有多少个自由度?
2. 在计算机构的自由度时, 应注意哪些问题?
3. 如何判别由构件和运动副组成的系统是否具有确定的相对运动?
4. 何谓复合铰链、局部自由度和虚约束?
5. 机构运动简图有什么作用? 如何绘制机构运动简图?

任务 2 平面连杆机构



任务描述

日常生活中, 为满足出行的要求, 我们经常要乘坐公共汽车。为什么公共汽车的两扇车门能同时开闭? 原因是车门启闭系统由若干个部件组成, 驾驶员通过仪表盘上的按钮控制阀门, 让压缩空气从储备气囊里进入开关车门的正向管道或反向管道, 通过管道压缩空气并进入气缸, 推动活塞运动, 带动一个逆平行双曲柄机构运动来完成工作任务。

平面连杆机构是机械中应用较多的一种传动机构。本任务就是分析和研究平面连杆机构, 通过学习让我们来认识日常生活和工业生产实践中应用的各种平面连杆机构。

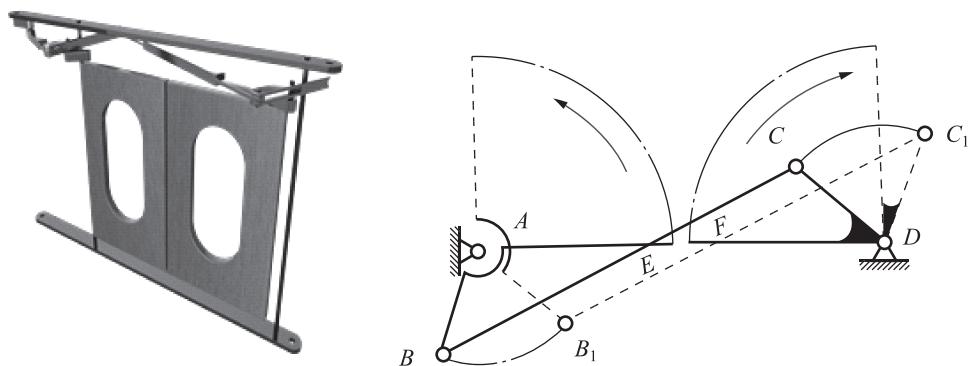


图 2.2.1 公共汽车车门启闭机构



任务目标

- (1) 能判断平面连杆机构的基本形式。
- (2) 能分析四杆机构的运动特性和传力特性。
- (3) 能对平面四杆机构进行运动设计。
- (4) 能发现平面四杆机构在生活中的应用实例，激发学生对专业和生活的热爱。



任务实施

1. 分析任务

连杆机构是由若干个刚性构件通过低副联接而组成的机构，若所有的构件都在同一平面或平行平面内运动的连杆机构为平面连杆机构，而运动副都是转动副的平面四杆机构称为铰链四杆机构。铰链四杆机构是机械行业应用较多的一种传动机构，并且其形式是多种多样的，有曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构等形式。公共汽车车门启闭系统机构就是其中的双曲柄机构。

2. 实施任务

测量公共汽车车门启闭系统机构 AB 、 BC 、 CD 、 AD 的长度，并绘制机构运动简图，分析四杆机构的类型、特点、曲柄存在的条件，进一步学习四杆机构的特性、应用以及初步设计。



四杆机构判断



任务评价

- (1) 每班 5~10 人分成一组，完成任务要求，然后进行任务评价。

(2) 填写任务评价表。

表 2.2.1 任务评价表

任务名称	平面连杆机构				
小组成员					
组别			组长		
评价	考核细节	分值	自评 (10%)	小组评价 (30%)	教师评价 (60%)
职业能力	平面连杆机构的特点	10			
	铰链四杆机构基本形式与判断	20			
	四杆机构的急回特性	20			
	四杆机构的传力特性	20			
职业素养	语言表达能力和逻辑分析能力	10			
	具有科学、严谨、创新的工作态度	10			
	具有较强的安全意识、质量意识、团队协作精神	10			
任务评价					

知识链接

一、平面连杆机构及其传动特点

平面连杆机构是由若干个构件通过低副连接而成的机构，又称平面低副机构。由4个构件通过低副连接而成的平面连杆机构，称为平面四杆机构。它是平面连杆机构中最常见的形式，也是组成多杆机构的基础。

平面连杆机构广泛应用于各种机械和仪表中，其主要有以下几个传动特点。

(1) 低副连接的两构件之间为面接触，因而承受的压强小，便于润滑，磨损较轻，可以承受较大的载荷。

(2) 构件之间的接触是由构件本身的几何约束来保持的，所以构件工作可靠。

(3) 当各构件的相对长度不同时，可实现多种形式的运动，满足多种运动规律的要求。

(4) 利用平面连杆机构中的连杆可满足多种运动轨迹的要求。

(5) 较长的传动链会引起积累误差。

(6) 机构的动载荷较大，不适用于高速运动的场合。



平面连杆机构基本概念及其特点

二、铰链四杆机构形式及曲柄存在条件

全部用回转副组成的平面四杆机构称为铰链四杆机构，如图 2.2.2 所示。它是平面四杆机构的最基本的形式，其他形式的平面四杆机构都可看作是在它的基础上演化而成的。在此机构中，机构的固定件 4 称为机架；与机架用转动副相联接的杆 1 和杆 3 称为连架杆；不与机架直接联接的杆 2 称为连杆。若组成转动副的两构件能做整周相对转动，则该转动副称为整转副，仅能在某一角度做相对摆动的转动副称为摆动副。与机架组成整转副的连架杆称为曲柄，与机架组成摆动副的连架杆称为摇杆。

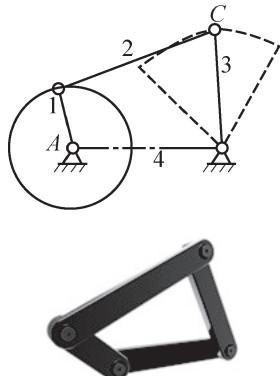


图 2.2.2 铰链四杆机构图

(一) 铰链四杆摇杆机构的基本形式

对于铰链四杆机构来说，机架和连杆总是存在的，因此可按照连架杆是曲柄还是摇杆，将铰链四杆机构分为曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构三种基本形式。

1. 曲柄摇杆机构

两连架杆，一个为曲柄，另一个为摇杆的四杆机构，称为曲柄摇杆机构。如图 2.2.3 所示的搅拌机及图 2.2.4 所示的缝纫机踏板机构均为曲柄摇杆机构。



铰链四杆机构

曲柄摇杆机构的特点是它能将曲柄的整周回转运动转换成摇杆的往复摆动，相反它也能将摇杆的往复摆动转换成曲柄的连续回转运动，可用于把转动变为摆动或把摆动变为转动的场合。如搅拌机为曲柄摇杆机构，它把回转变为摆动。缝纫机的踏板机构也为曲柄摇杆机构，它把摆动变为回转。

2. 双曲柄机构

当铰链四杆机构的两连架杆都是曲柄时，该机构称为双曲柄机构，如图 2.2.5 所示。图中杆 1、2、3、4 组成双曲柄机构，当曲柄 1（主动件）等速回转一周时，曲柄 3 变速回转一周。

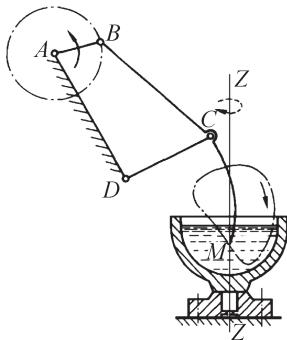


图 2.2.3 搅拌机

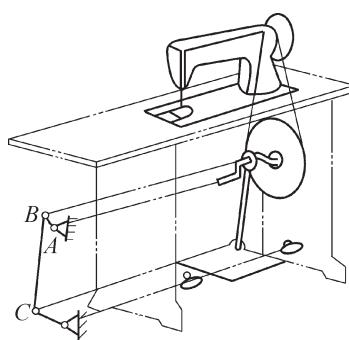


图 2.2.4 缝纫机踏板机构

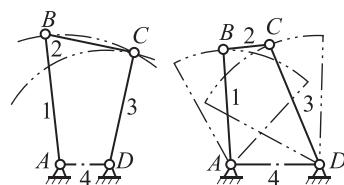


图 2.2.5 双曲柄机构



双曲柄机构的特点之一就是能将等角速度转动变为周期性变角速度转动，可用于把等速转动变为变速转动的场合。如图 2.2.6 所示的惯性筛机构及如图 2.2.7 所示的机车车轮联动机构，均为双曲柄机构。惯性筛机构中，由双曲柄机构带动曲柄滑块机构中的滑块做变速往复移动。主动曲柄 AB 等速回转一周时，曲柄 CD 变速回转一周，使筛子 EF 获得加速度，从而将被筛选的材料分离，双曲柄机构的这种变速作用增加了惯性，提高了筛选效率。机车车轮联动机构是平行四边形机构，称为平行双曲柄机构，应用于从动件需要和主动件保持同步的场合。如图 2.2.7 所示的机车车轮联动机构，它使各车轮与主动轮具有相同的速度。

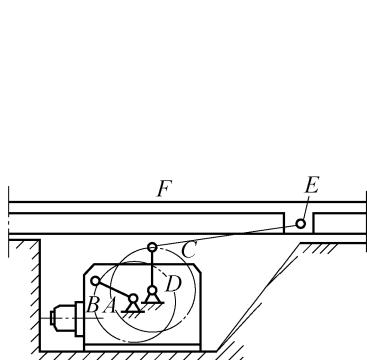


图 2.2.6 惯性筛机构

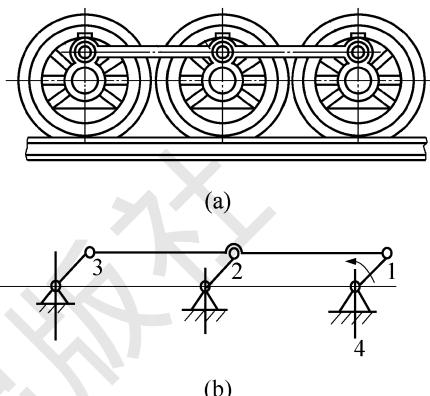


图 2.2.7 机车车轮联动机构

3. 双摇杆机构

当铰链四杆机构的两连架杆都是摇杆时，该机构称为双摇杆机构。双摇杆机构可把主动摇杆的摆动变为从动摇杆的摆动，可应用于不需要整周回转的场合。

双摇杆机构在实际中的应用，主要是通过适当的设计，将主动摇杆的摆角放大或小，使从动摇杆得到所需的摆角；或者利用连杆上某点的运动轨迹实现所需的运动。如图 2.2.8 所示的鹤式起重机及图 2.2.9 所示的电风扇的摇头机构，均为双摇杆机构。在鹤式起重机中， CD 杆摆动时，连杆 CB 上悬挂重物的点 M 在近似水平直线上移动。图 2.2.9 所示的机构中，电机安装在摇杆 4 上，铰链 A 处装有一个与连杆 1 固接在一起的涡轮。电机转动时，电机轴上的蜗杆带动涡轮迫使连杆 1 绕 A 点做整周转动，从而使连杆 2 和 4 做往复摆动，达到风扇摇头的目的。

(二) 曲柄存在条件

通过对铰链四杆机构的三种基本形式的分析可以看到，三种基本形式的区别在于有无曲柄和有几个曲柄。在实际使用的机器中，大多数机器是由电动机及其他连续转动的动力装置来驱动，这便要求机器的原动件能做整周回转运动。但是在四杆机构中有的连架杆能做整周回转运动而成为曲柄，有的则不能。那么铰链四杆机构在什么条件下有曲柄存在呢？下面讨论连架杆成为曲柄的条件。



图 2.2.8 鹤式起重机

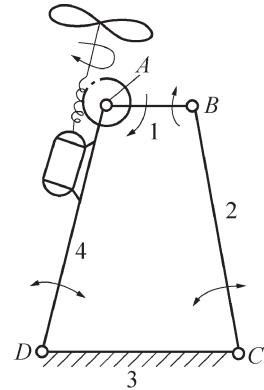
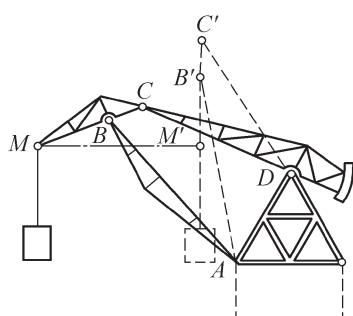


图 2.2.9 电风扇的摇头机构

比较铰链四杆机构四个杆相对长度对机构类型的影响，可以观察到，铰链四杆机构的三种基本形式与机构中四个杆相对长度有关系。如图 2.2.10 所示的铰链四杆机构， AB 为曲柄、 BC 为连杆、 CD 为摇杆、 AD 为机架。各杆长度分别为 a 、 b 、 c 、 d 。

若要求杆 AB 能绕转动副 A 相对杆 AD 做整周转动，则杆 AB 应通过 AB_1 和 AB_2 这两个关键位置，即可以构成三角形 B_1C_1D 和三角形 B_2C_2D 。

根据三角形任意两边长度之和大于第三边的几何关系并考虑极限情况，有如下的公式推导：

$$\begin{aligned} \text{在 } \triangle C_1B_1D \text{ 中} \quad & a+d \leq b+c \\ \text{在 } \triangle C_2B_2D \text{ 中} \quad & d-a+c \geq b, \quad d-a+b \geq c \end{aligned}$$

经整理

$$\begin{aligned} a+c &\leq b+d \\ a+d &\leq b+c \\ a+b &\leq c+d \end{aligned} \tag{2-2-1}$$

上式两两相加得

$$\begin{aligned} a &\leq b \\ a &\leq c \\ a &\leq d \end{aligned} \tag{2-2-2}$$

由上可知，铰链四杆机构中存在一个曲柄的条件是：

- (1) 曲柄是最短杆。
- (2) 最短杆 + 最长杆 \leq 其余两杆长度之和，此条件称为“杆长之和条件”。



进一步分析图 2.2.10 还可得知, 当 AB 为曲柄时, 组成转动副 A 及 B 的杆件均做相对整周回转。因此, 在满足“杆长之和条件”下, 若以最短杆为机架, 它们之间的相对运动关系仍应保持不变, 但此时两连架杆 (AD 和 BC) 均为曲柄, 而得双曲柄机构。

综上所述, 铰链四杆机构具有曲柄的条件是:

- (1) 满足“杆长之和条件”。
- (2) 连架杆和机架中必有一杆是最短杆。

上述两个条件必须同时满足, 且“杆长之和条件”是前提, 铰链四杆机构才能具有至少一个曲柄。

我们考虑一下当选取不同的构件作机架时, 会得到什么样的机构?

- (1) 若取最短杆为机架, 得双曲柄机构。
- (2) 若取最短杆的任一相邻的构件为机架, 得曲柄摇杆机构。
- (3) 若取最短杆对面的构件为机架, 得双摇杆机构。
- (4) 若四杆机构不满足“杆长之和条件”, 则不论选取哪个构件为机架, 所得机构均为双摇杆机构。需要指出的是, 在这种情况下所形成的双摇杆机构与上述双摇杆机构不同, 它不存在整转副。

上述一系列结论称为格拉霍夫定理。由于曲柄滑块机构和导杆机构均是由铰链四杆机构演化而来, 故按照同样的思路和方法, 可得出这两种机构具有整转副的条件。

三、铰链四杆机构的演化

在实际机械中, 平面连杆机构的形式是多种多样的, 但其中绝大多数是在铰链四杆机构的基础上发展和演化而成。



(一) 曲柄滑块机构和偏心轮机构

1. 曲柄滑块机构

铰链四杆机构的演化

曲柄滑块机构可以看作是由曲柄摇杆机构演化而来的。如图 2.2.11 (a) 所示的曲柄摇杆机构中, 摆杆 3 上 C 点的轨迹是以 D 为圆心, 杆 3 的长度 L_3 为半径的圆弧 $m-m'$ 。如将转动副 D 扩大, 使其半径等于 L'_3 , 并在机架上按 C 点的近似轨迹 $m-m'$ 做成一弧形槽, 摆杆 3 做成与弧形槽相配的弧形块, 如图 2.2.11 (b) 所示。此时虽然转动副 D 的外形改变, 但机构的运动特性并没有改变。若将弧形槽的半径增至无穷大, 则转动副 D 的中心移至无穷远处, 弧形槽变为直槽, 转动副 D 则转化为移动副, 构件 3 由摇杆变成了滑块, 于是曲柄摇杆机构就演化为曲柄滑块机构, 如图 2.2.11 (c) 所示。此时移动方位线 $m-m'$ 不通过曲柄回转中心, 故称为偏置曲柄滑块机构。曲柄转动中心至其移动方位线 $m-m'$ 的垂直距离称为偏距 e , 当移动方位线 $m-m'$ 通过曲柄转动中心 A 时 (即 $e=0$), 则称为对心曲柄滑块机构, 如图 2.2.11 (d) 所示。曲柄滑块机构广泛应用于内燃机、空压机及冲床设备中。

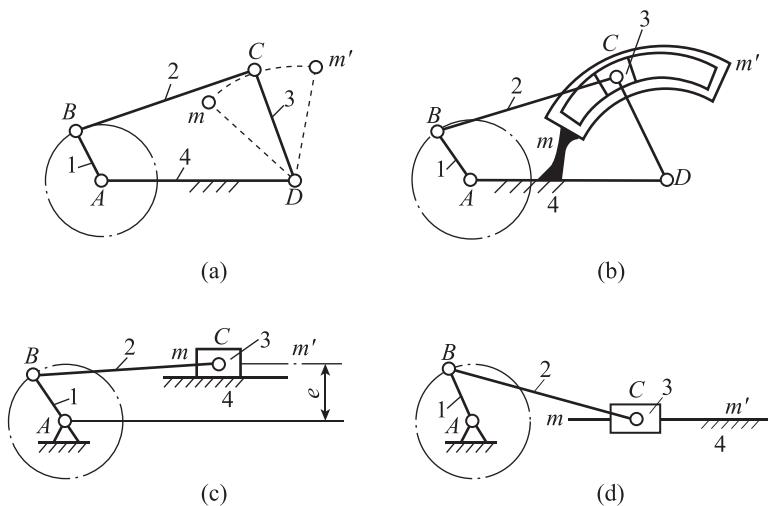


图 2.2.11 铰链四杆机构向曲柄滑块机构的演化

2. 偏心轮机构

偏心轮机构可以看成是由曲柄滑块机构演化而来的。如图 2.2.12 (a) 所示为偏心轮机构。杆 1 为圆盘，其几何中心为 B 。因该圆盘绕偏心 A 转动，故称偏心轮。 A 、 B 之间的距离 e 称为偏心距。按照相对运动关系，可画出该机构的运动简图，如图 2.2.12 (b) 所示。由图可知，偏心轮是回转副 B 扩大到包括回转副 A 而形成的，偏心距 e 即是曲柄的长度。

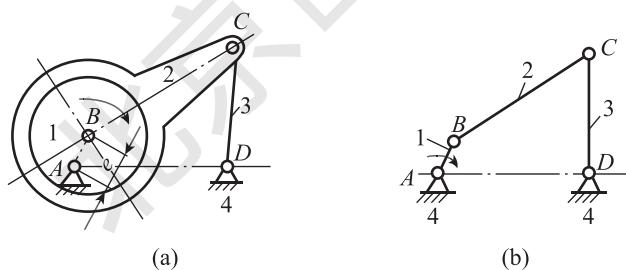


图 2.2.12 偏心轮机构

当曲柄长度很小时，通常都把曲柄做成偏心轮，这样不仅增大了轴颈的尺寸，提高了偏心轴的强度和刚度，而且当轴颈位于中部时，还可以安装整体式连杆，使结构简化。因此，偏心轮广泛应用于传力较大的剪床、冲床、颚式破碎机、内燃机等机械中。

(二) 导杆机构

导杆机构可看作是在曲柄滑块机构中选取不同构件为机架演化而成的。

如图 2.2.13 (a) 所示为曲柄滑块机构。若将其中的曲柄 1 作为机架，连杆 2 作为主动件，则连杆 2 和构件 4 将分别绕铰链 B 和 A 做转动，如图 2.2.13 (b) 所示。若 $AB < BC$ ，则杆 2 和杆 4 均可做整周回转，故称为转动导杆机构。若 $AB > BC$ ，则杆 4 只



能做往复摆动，故称为摆动导杆机构，如图 2.2.14 所示为牛头刨床的摆动导杆机构。又如图 2.2.15 所示为牛头刨床的回转导杆机构，当 BC 杆绕 B 点做等速转动时，AD 杆绕 A 点做变速转动，DE 杆驱动刨刀做变速往返运动。

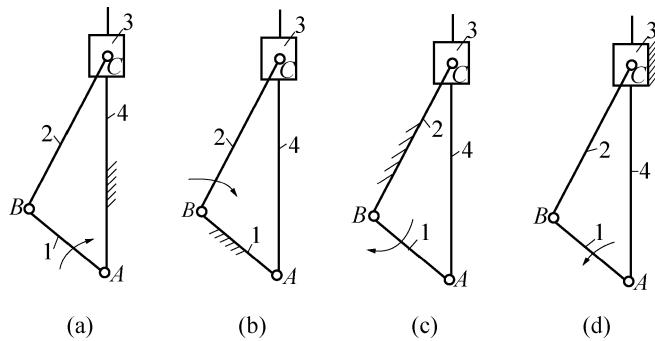


图 2.2.13 曲柄滑块机构向导杆机构的演化

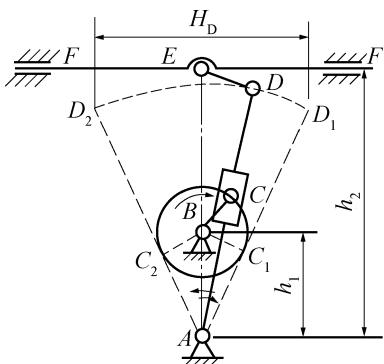


图 2.2.14 牛头刨床的摆动导杆机构

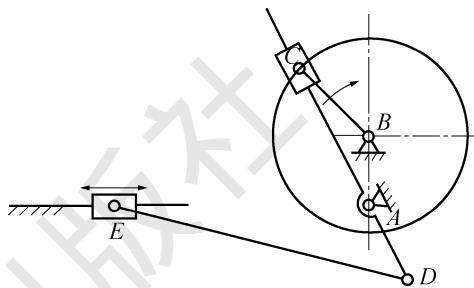


图 2.2.15 牛头刨床的回转导杆机构

(三) 移动导杆机构和曲柄摇块机构

1. 移动导杆机构

如图 2.2.13 (a) 所示曲柄滑块机构中，若取滑块 3 为机架，则演化为导杆在滑块中移动的移动导杆机构，也称定块机构，如图 2.2.13 (d) 所示。这种机构常用于如图 2.1.16 所示的抽水唧筒等机构中，当摇动手柄 1 时，导杆 4 在滑块 3 中做移动。

2. 曲柄摇块机构

如图 2.2.13 (a) 所示的曲柄滑块机构中，若取杆 2 为机架，则演化为曲柄摇块机构，或称摇块机构，如图 2.2.13 (c) 所示。该机构中杆 1 绕 B 点回转时，杆 4 相对于滑块 3 滑动，并与滑块 3 一起绕 C 点摆动。这种机构广泛应用于摆动式内燃机和液压驱动装置内。如图 2.2.17 所示自卸卡车翻斗机构及其运动简图，在该机构中，摆动式油缸 3 内的压力油推动活塞杆 4 从油缸 3 中伸出，从而使车厢 1 绕车身 2 的 B 点反转，将货物自动卸下。因为液压油缸 3 绕铰链 C 摆动，故称为摇块。

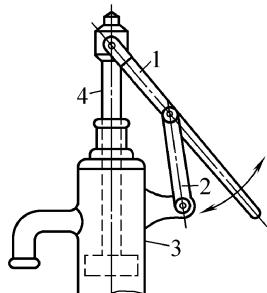


图 2.2.16 抽水唧筒机构及其运动简图

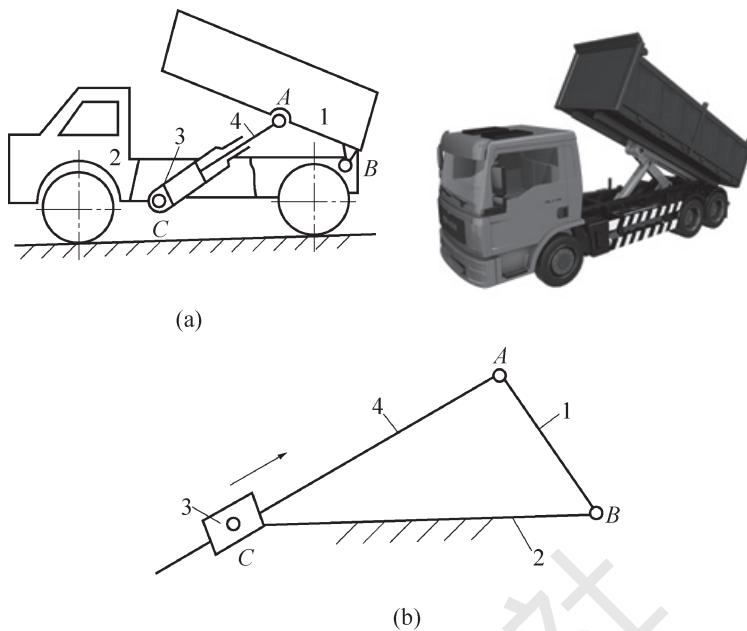


图 2.2.17 自卸卡车翻斗机构及其运动简图

(四) 曲柄移动导杆机构

曲柄移动导杆机构是含有两个移动副的四杆机构。如图 2.2.18 所示，两个移动副相邻，且其中一个移动副与机架相关联，这种机构从动件 3 的位移与原动件转角的正弦成正比，故称为正弦机构，也称曲柄移动导杆机构。

铰链四杆机构中一个转动副如何转化为移动副，上面已做了研究。同理，如图 2.2.18 (a) 所示的曲柄滑块机构中，将转动副 B 扩大，则图 2.2.18 (a) 所示的曲柄滑块机构可等效为图 2.2.18 (b) 所示的机构。若将图 2.2.18 (b) 中圆弧槽 $m-m'$ 的半径逐渐增加至无穷大，则图 2.2.18 (b) 所示机构就演化为图 2.2.18 (c) 所示的机构。此时连杆 2 转化为沿直线 $m-m'$ 移动的滑块 2，转动副 C 则变成为移动副，滑块 3 转化为移动导杆。曲柄滑块机构便演化为具有两个移动副的四杆机构，此机构称为曲柄移动导杆机构，是含有两个移动副的四杆机构的基本形式之一。

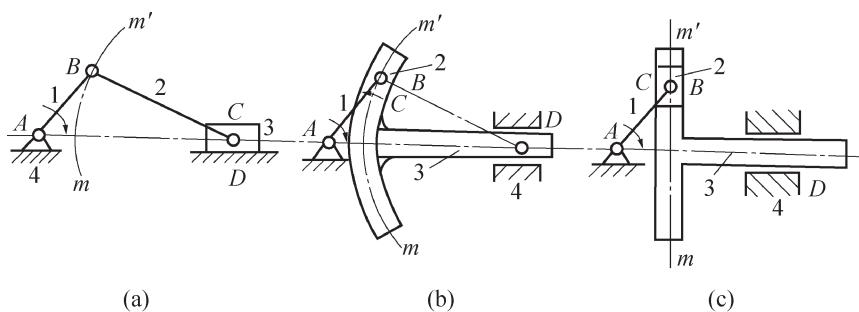


图 2.2.18 曲柄滑块机构向曲柄移动导杆机构的演化



含有两个移动副的四杆机构还有其他演化形式。

(1) 两个移动副不相邻, 如图 2.2.19 所示。这种机构从动件 3 的位移与原动件转角的正切成正比, 故称为正切机构。

(2) 两个移动副相邻, 且其中一个移动副与机架相关联, 如图 2.2.20 所示。这种机构从动件 3 的位移与原动件转角的正弦成正比, 故称为正弦机构。

(3) 两个移动副相邻, 且均不与机架相关联, 如图 2.2.21 所示。这种机构的主动件 1 与从动件 3 具有相等的角速度。图 2.2.22 所示滑块联轴器就是这种机构的应用实例, 它可用来联接中心线不重合的两根轴。

(4) 两个移动副都与机架相关联, 如图 2.2.23 所示的椭圆仪。当滑块 1 和 3 沿机架的十字槽滑动时, 连杆 2 上的各点便描绘出长、短不同的椭圆。

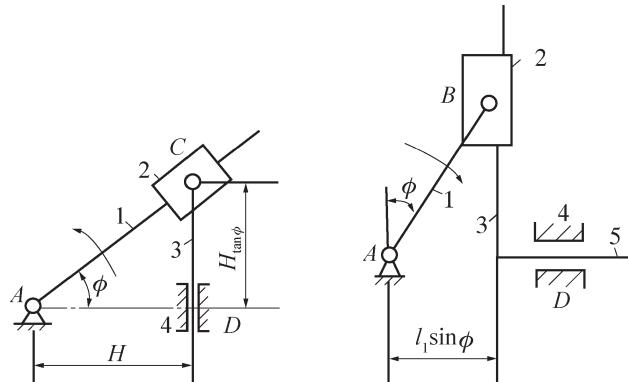


图 2.2.19 正切机构

图 2.2.20 正弦机构

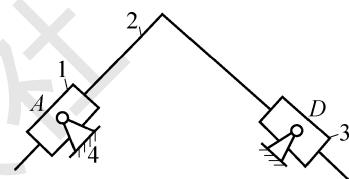
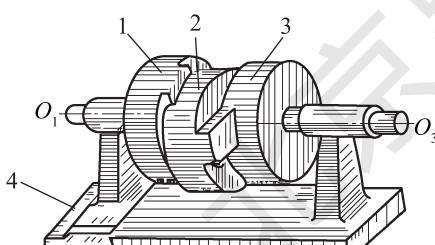


图 2.2.21 移动副相邻的机构简图



1、3-半联轴器; 2-中间盘; 4-底座

图 2.2.22 滑块联轴器

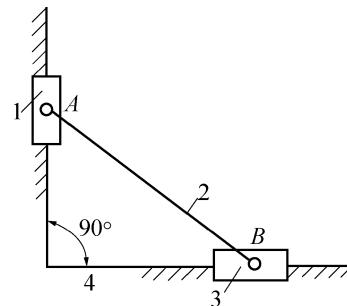


图 2.2.23 椭圆仪

四、四杆机构的传动特性

(一) 急回特性

如图 2.2.24 所示为一曲柄摇杆机构, 其曲柄 AB 在转动一周的过程中, 有两次与连杆 BC 共线。在这两个位置, 铰链中心 A 与 C 之间的距离 AC_1 和 AC_2 分别为最短和最长, 因而摇杆 CD 的位置 C_1D 和 C_2D 分别为两个极限位置。摇杆在两极限位置间的夹角 ψ 称为

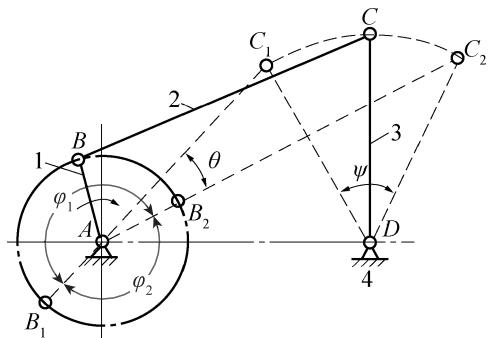


图 2.2.24 曲柄摇杆机构的急回特性

摇杆的摆角。

当曲柄由位置 AB_1 顺时针转到位置 AB_2 时，曲柄转角 $\varphi_1=180^\circ+\theta$ ，这时摇杆由极限位置 C_1D 摆到极限位置 C_2D ，摇杆摆角为 ψ ；而当曲柄顺时针再转过角度 $\varphi_2=180^\circ-\theta$ 时，摇杆由位置 C_2D 摆回到位置 C_1D ，其摆角仍然是 ψ 。虽然摇杆来回摆动的摆角相同，但对应的曲柄转角却不等 ($\varphi_1 > \varphi_2$)；当曲柄匀速转动时，对应的时间也不等 ($t_1 > t_2$)，这反映了摇杆往复摆动的快慢不同。令摇杆自 C_1D 摆至 C_2D 为工作行程，这时铰链 C 的平均速度是 $v_1 = l_{C_1C_2}/t_1$ ；摇杆自 C_2D 摆回至 C_1D 为回程行程，这时 C 点的平均速度是 $v_2 = l_{C_2C_1}/t_2$ ， $v_1 < v_2$ ，从动件回程速度比进程速度快。这个性质称为机构的急回特性。我们把回程平均速度与进程平均速度之比称为速度变化系数。牛头刨床、往复式运输机等机械利用这种急回特性来缩短非生产时间，提高生产率。

急回特性可用行程速度比系数 K 表示，即

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{l_{C_1C_2}/t_2}{l_{C_2C_1}/t_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (2-2-3)$$

式中， θ 为摇杆处于两极限位置时，对应的曲柄所夹的锐角，称为极位夹角。

将上式整理后，可得极位夹角的计算公式：

$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} \quad (2-2-4)$$

由以上分析可知： θ 表示急回程度的大小， θ 越大急回程度越强。 $\theta=0^\circ$ ，机构无急回特性。极位夹角 θ 越大， K 值越大，急回运动的性质也越显著，但机构运动的平稳性也越差。因此在设计时，应根据其工作要求，恰当地选择 K 值。在一般机械中， $1 < K < 2$ 。

(二) 传力特性

在生产实际中往往要求连杆机构不仅能实现预期的运动规律，而且希望传力性能良好，即运转轻便，效率高。因此需要研究和认识机构的传力特性。

1. 压力角

如图 2.2.25 所示的曲柄摇杆机构，如忽略各杆质量和运动副中的摩擦，则连杆 BC 为二力杆，它作用于从动摇杆 3 上的力 P 是沿 BC 方向的。作用在从动摇杆上的驱动力 P 与该力作用点绝对速度 v_c 之间所夹的锐角 α 称为压力角。由图可见，力 P 在 v_c 方向的有效分力为 $P_t = P \cos \alpha$ ，它可使从动摇杆产生有效的回转力矩，显然 P_t 越大越好。而 P 在垂直于 v_c 方向的分力 $P_n = P \sin \alpha$ 则为无效分力，它不仅无助于从动摇杆的转动，反而增加了

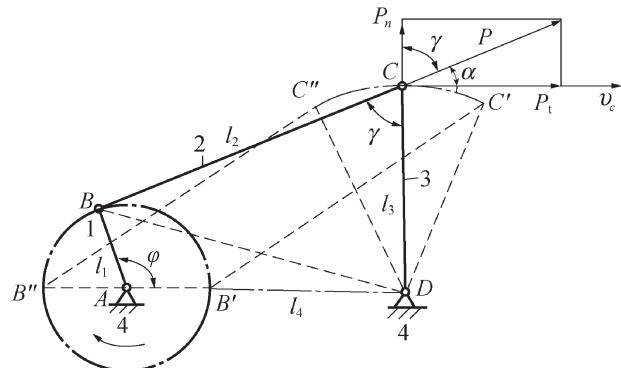


图 2.2.25 压力角与传动角



从动件转动时的摩擦阻力矩。因此，希望 P_n 越小越好。由此可知，压力角 α 越小，机构的传力性能越好，理想情况是 $\alpha=0$ ，所以压力角是反映机构传力效果好坏的一个重要参数。一般设计机构时都必须注意控制最大压力角不超过许用值。

2. 传动角

在实际应用中，为度量方便起见，常用压力角的余角 γ 来衡量机构传力性能的好坏， γ 称为传动角。显然 γ 值越大越好，理想情况是 $\gamma=90^\circ$ 。

由于机构在运动中，压力角和传动角的大小随机构的位置不同而变化。 γ 越大，则 α 越小，机构的传力性能越好，反之，传力性能越差。为了保证机构的正常传动，通常应使传动角的最小值 γ_{\min} 大于或等于其许用值 $[\gamma]$ 。一般机械中，推荐 $[\gamma]=40^\circ \sim 50^\circ$ 。对于传动功率大的机构，如冲床、颚式破碎机中的主要执行机构，为使工作时得到更大的功率，可取 $\gamma_{\min}=[\gamma] \geq 50^\circ$ 。对于一些非传动机构，如控制、仪表等机构，也可取 $[\gamma] < 40^\circ$ ，但不能过小。可以采用以下方法来确定最小传动角 γ_{\min} 。由图 2.2.25 中 BD 和 $\angle BCD$ 可分别写出

$$BD^2 = l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi$$

$$BD^2 = l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos \angle BCD$$

由此可得

$$\cos \angle BCD = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_4^2 + 2l_1l_4 \cos \varphi}{2l_2l_3}$$

当 $\varphi=0^\circ$ 和 180° 时， $\cos \varphi=+1$ 和 -1 ， $\angle BCD$ 分别出现最小值 $\angle BCD_{(\min)}$ 和最大值 $\angle BCD_{(\max)}$ （图 2.2.25）。如上所述，传动角 γ 是用锐角表示的。当 $\angle BCD$ 为锐角时，传动角 $\gamma=\angle BCD$ ，显然， $\angle BCD_{(\min)}$ 即是传动角的最小值；当 $\angle BCD$ 为钝角时，传动角应以 $\gamma=180^\circ - \angle BCD$ 来表示，显然， $\angle BCD_{(\max)}$ 对应传动角的另一极小值。若 $\angle BCD$ 由锐角变成钝角，则机构运动过程中，将在 $\angle BCD_{(\min)}$ 和 $\angle BCD_{(\max)}$ 位置处两次出现传动角的极小值。两者中较小的一个即为该机构的最小传动角 γ_{\min} 。

(三) 死点位置

如图 2.2.24 所示的曲柄摇杆机构，若以摇杆 3 为原动件，而曲柄 1 为从动件，则当摇杆摆到极限位置 C_1D 和 C_2D 时，连杆 2 与曲柄 1 共线，若不计各杆的质量，则这时连杆加给曲柄的力将通过铰链中心 A，即机构处于压力角 $\alpha=90^\circ$ （传力角 $\gamma=0$ ）的位置，此时驱动力的有效力为 0。此力对 A 点不产生力矩，因此不能使曲柄转动。机构的这种位置称为死点位置。死点位置会使机构的从动件出现卡死或运动不确定的现象。出现死点对传动机构来说是一种缺陷，这种缺陷可以利用回转机构的惯性或添加辅助机构来克服。如图 2.2.4 所示缝纫机的脚踏机构，就是利用皮带轮的惯性作用使机构能通过死点位置。

但在工程实践中，有时也常常利用机构的死点位置来实现一定的工作要求，如图 2.2.26 所示的工

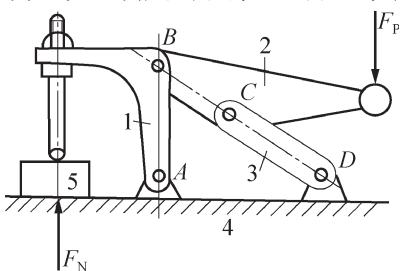


图 2.2.26 利用死点夹紧工件的夹具

件夹紧装置，当工件 5 需要被夹紧时，就是利用连杆 BC 与摇杆 CD 形成的死点位置，这时工件经杆 1、杆 2 传给杆 3 的力，通过杆 3 的传动中心 D 。此力不能驱使杆 3 转动。故当撤去主动外力 F_p 后，在工作反力 F_N 的作用下，机构不会反转，工件依然被可靠地夹紧。

五、能力实训

观察铰链四杆机构的类型及传动特性

(一) 实训目的

通过制作简易铰链四杆机构，了解平面连杆机构的应用，巩固平面连杆机构结构分析的知识，培养机构创新设计能力。

(二) 实训内容

现有 4 根木杆，每根木杆两端有两个小孔，这 4 根木杆上的两孔之间的距离分别为 10 mm、15 mm、20 mm 和 24 mm，通过铰链将这 4 根木杆顺次连接，组成平面连杆机构。

(三) 实训过程

(1) 在这 4 根木杆上写上序号，测量 4 根木杆的长度并做记录，计算最短杆与最长杆长度之和与其余两杆长度之和的关系。

(2) 分别以 4 根杆件为机架，演示观察两个连架杆的运动情况，记录下每次变换机架后所得到的铰链四杆机构的类型。

(3) 当机构类型为曲柄摇杆机构时，演示观察机构的传动角的变化。

(4) 当机构类型为曲柄摇杆机构时，演示观察并确定机构的死点位置。

(四) 实训总结

通过本任务实训，了解铰链四杆机构及其演化；掌握平面四杆机构曲柄存在的条件、急回运动及行程速比系数、传动角及死点的概念。



平面四杆机构的设计

职业技能知识点考核

一、计算题

1. 如图 2.2.27 所示为一曲柄摇杆机构的机构运动简图。 AB 为曲柄， CD 是摇杆，摇杆为主动件。在图中作出：

(1) 图示位置机构的压力角 α 和传动角 γ 。

(2) 机构处于死点位置的机构运动简图。(不必作文)

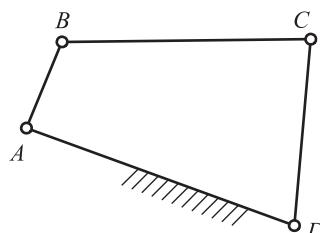


图 2.2.27



字说明，但必须保留作图线）

2. 图 2.2.28 所示曲柄滑块机构当曲柄为主动件时是否存在急回特性？该机构的最小传动角出现在什么位置？

3. 已知一曲柄滑块机构的滑块行程 $H=60 \text{ mm}$ ，偏距 $e=20 \text{ mm}$ ，行程速比系数 $K=1.4$ 。试确定曲柄和连杆的长度 l_1 和 l_2 。

4. 在铰链四杆机构中， $a=60 \text{ mm}$, $b=150 \text{ mm}$, $c=120 \text{ mm}$, $d=100 \text{ mm}$ 。分别把构件 a 、 b 、 c 、 d 作为机架，所对应的为何种类型的机构？

5. 如图 2.2.29 所示铰链四杆机构， $AB=20 \text{ mm}$, $BC=35 \text{ mm}$, $CD=40 \text{ mm}$, $AD=30 \text{ mm}$ 。

(1) 如果以 AB 杆为机架，机构为_____机构。

(2) 如果以 BC 杆为机架，机构为_____机构。

(3) 如果以 CD 杆为机架，机构为_____机构。

(4) 如果以 AD 杆为机架， AB 为原动件，在图上作出机构从动件的摆角 φ 和机构的极位夹角 θ 。

6. 在图 2.2.30 所示的铰链四杆机构中，已知： $l_{BC}=50 \text{ mm}$, $l_{CD}=35 \text{ mm}$, $l_{AD}=30 \text{ mm}$, l_{AB} 为机架。

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

(2) 若此机构为双曲柄机构，求 l_{AB} 的范围。

(3) 若此机构为双摇杆机构，求 l_{AB} 的范围。

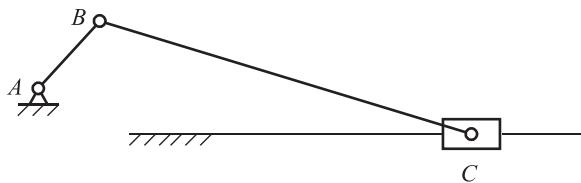


图 2.2.28

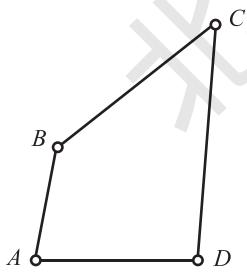


图 2.2.29

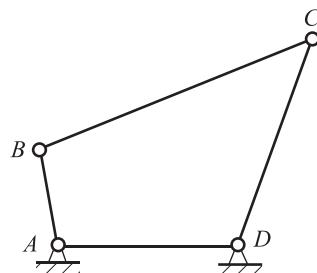


图 2.2.30

二、简答题

1. 铰链四杆机构的基本形式有哪几种？
2. 在铰链四杆机构中， $a=60 \text{ mm}$, $b=150 \text{ mm}$, $c=120 \text{ mm}$, $d=100 \text{ mm}$ 。分别把构件 a 、 b 、 c 、 d 作为机架，所对应的为何种类型的机构？
3. 在曲柄摇杆机构中，如何确定最小传动角？
4. 铰链四杆机构的演化方式主要有哪几种？

任务3 ··· 凸轮机构



任务描述

内燃机配气机构是按照发动机每一汽缸内所进行的工作循环和点火顺序的要求，定时开启和关闭各汽缸的进、排气门，使新鲜的可燃混合气（汽油机中使用）或空气（柴油机中使用）得以及时进入汽缸，废气得以及时从汽缸中排出。在压缩与做功行程中，关闭气门保证燃烧室的密封。那配气机构是如何准确地完成开启和关闭的呢？让我们通过本任务凸轮机构的学习，了解内燃机配气机构的工作原理。



任务目标

- (1) 能判断凸轮机构的类型并了解凸轮机构的应用。
- (2) 能分析凸轮机构的运动特性。
- (3) 能用图解法设计凸轮机构。
- (4) 能根据从动件运动规律的学习，树立规矩意识、纪律意识。



任务实施

1. 分析任务

凸轮机构中从动件的运动规律是由凸轮轮廓曲线决定的，只要凸轮轮廓设计得当，就可以使从动件实现任务给定的运动规律。

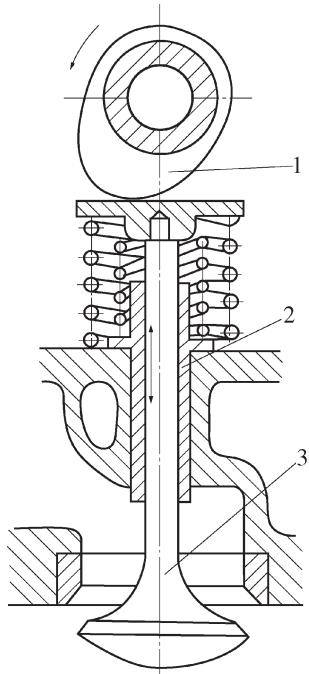
如图 2.3.1 所示为内燃机配气凸轮机构。构件 1 是具有曲线轮廓的凸轮，当它做等速转动时，其曲线轮廓通过推杆 2 的平底接触，使气阀有规律地开启和闭合（关闭是借弹簧的作用），从而使气阀开启或关闭，以控制可燃物质在适当的时间进入汽缸或废气从汽缸排出。至于气阀开启和关闭时间的长短及其速度和加速度的变化规律，则取决于凸轮轮廓曲线的形状。

2. 实施任务

观看内燃机配气机构的工作原理动画，用作图法设计其配气机构凸轮轴的凸轮轮廓，此凸轮机构为



内燃机配气机构
的工作原理



1—凸轮；2—推杆；3—气阀

图 2.3.1 内燃机配气凸轮机构



对心直动尖顶从动件盘形凸轮。已知基圆半径 $r_b=35$ mm, $h=20$ mm, 凸轮顺时针匀速转动, 从动件的运动规律见表 2.3.1。

表 2.3.1 凸轮机构从动件运动规律

凸轮转角 ϕ	$0^\circ \sim 180^\circ$	$180^\circ \sim 210^\circ$	$210^\circ \sim 300^\circ$	$300^\circ \sim 360^\circ$
从动件的运动规律	等加速 - 等减速上升	停止不动	等速下降回到原处	停止不动



任务评价

- (1) 每班 5~10 人分成一组, 完成任务要求, 然后进行任务评价。
- (2) 填写任务评价表。

表 2.3.2 任务评价表

任务名称	凸轮机构				
小组成员					
组别			组长		
评价	考核细节	分值	自评 (10%)	小组评价 (30%)	教师评价 (60%)
职业能力	凸轮机构的应用和分类	20			
	从动件运动规律	20			
	图解设计凸轮廓廓	30			
职业素养	语言表达能力和逻辑分析能力	10			
	具有科学、严谨、创新的工作态度	10			
	具有较强的安全意识、质量意识、团队协作精神	10			
任务评价					



知识链接

一、凸轮机构的应用和分类

凸轮机构通常是由凸轮、从动件和机架三个基本构件组成的高副机构, 是机械常用的传动机构之一, 其功能是将凸轮的连续转动或移动转换为从动件的连续或不连续的移动或摆动。只要设计出适当的凸轮廓廓曲线, 就可以使从动件实现任何预期的运动规律。

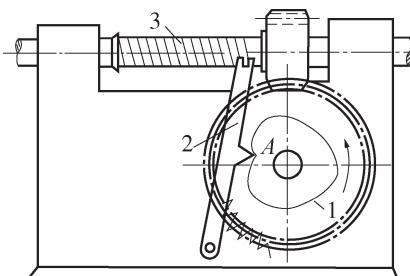
(一) 凸轮机构的应用

图 2.3.2 所示为绕线机中用于排线的凸轮机构。当绕线轴 3 快



凸轮机构的应用

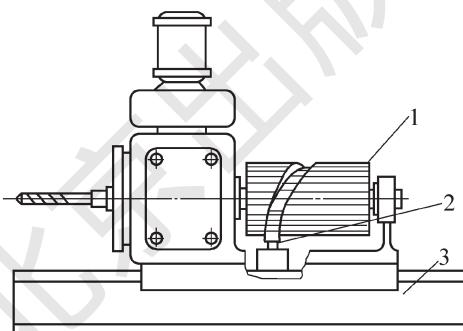
速转动时，绕线轴上的齿轮带动凸轮 1 缓慢地转动，通过凸轮轮廓与尖顶 A 之间的作用，驱使从动件 2 往复摇动，因而使线均匀地绕在绕线轴上。



1-凸轮；2-从动件；3-绕线轴

图 2.3.2 绕线机中排线凸轮机构

图 2.3.3 所示为驱动动力头在机架上移动的凸轮机构。圆柱凸轮 1 与动力头联接在一起，它们可以在机架 3 上做往复移动。滚子 2 的轴固定在机架 3 上，滚子 2 放在圆柱凸轮的凹槽中。凸轮转动时，由于滚子 2 的轴是固定在机架上的，故凸轮转动时带动动力头在机架 3 上做往复移动，以实现对工件的钻削。动力头的快速到位—等速进给—快速退回—静止等动作均取决于凸轮上凹槽的曲线形状。



1-凸轮；2-滚子；3-机架

图 2.3.3 动力头用凸轮机构

图 2.3.4 所示为应用于冲床上的凸轮机构。凸轮 1 固定在冲头上，当冲头上下往复运动时，凸轮驱使从动件 2 以一定的规律做水平往复运动，从而带动机械手装卸工件。

图 2.3.5 为自动机床上控制刀架运动的凸轮机构。当圆柱凸轮 1 回转时，凸轮凹槽侧面迫使杆 2 运动，以驱动刀架运动。凹槽的形状将决定刀架的运动规律。

从上面的例子可以看出，凸轮机构主要由凸轮 1、从动件 2 和机架 3 三个基本构件组成。从动件与凸轮轮廓为高副接触传动，可以使从动件获得所需要的任意的预期运动。

(二) 凸轮机构的分类

1. 按凸轮的形状分类

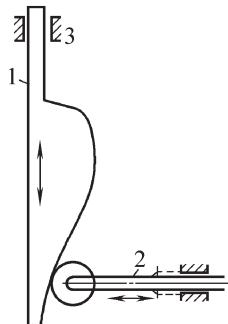
(1) 盘形凸轮。这种凸轮是一个绕固定轴回转、工作轮廓具有不同曲率半径的盘形零件，是凸轮的最基本形式，如图 2.3.1 和图 2.3.2 所示。



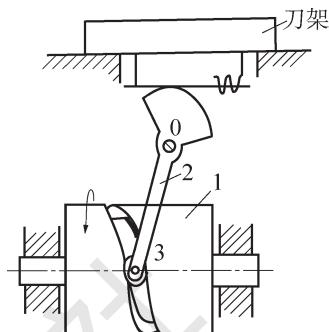
(2) 移动凸轮。当盘形凸轮的回转中心趋于无穷远时, 凸轮呈板状, 凸轮相对机架做往复直线运动, 这种凸轮称为移动凸轮, 如图 2.3.4 所示。多用于靠模仿形机械中。

在以上两种凸轮机构中, 凸轮与从动件之间的相对运动均为平面运动, 故又统称为平面凸轮机构。

(3) 圆柱凸轮。这是移动凸轮绕在圆柱体表面上演化成的, 它是在圆柱表面上开有曲槽, 或圆柱端面做成曲面的圆柱体, 如图 2.3.5 所示。



1-凸轮; 2-从动件; 3-机架



1-凸轮; 2-从动杆; 3-滚子

图 2.3.4 冲床上的凸轮机构

图 2.3.5 自动机床上的凸轮机构

在上面这几种凸轮机构中, 凸轮与从动件之间的相对运动是空间运动, 故属于空间凸轮机构。

2. 按从动件的形状分类

按从动件的形状可分为尖端从动件、滚子从动件、平底从动件和曲面从动件, 见表 2.3.3。

表 2.3.3 按从动件分类的凸轮机构

从动杆类型	尖端	滚子	平底	曲面
对心移动 从动杆				
偏置移动 从动杆				
摆动 从动杆				

(1) 尖端从动件。机构中凸轮匀速旋转，带动从动件往复摆动，这种从动件结构最简单、紧凑，尖顶能与任意复杂的凸轮廓保持接触，以准确地实现从动件的任意运动规律。但因尖顶易磨损，承载能力小，多用于传动力小、速度低、传动灵敏的场合。

(2) 滚子从动件。从动件的一端装有可自由转动的滚子，凸轮往复移动，带动从动件往复摆动，滚子与凸轮之间为滚动摩擦，摩擦阻力小，不易磨损，可以承受较大的载荷，因此，应用最普遍。但运动规律有局限性，滚子轴处有间隙，不宜高速运转。

(3) 平底从动件。从动件的一端为一平面，直接与凸轮轮廓相接触。若不考虑摩擦，凸轮对从动件的作用力始终垂直于端平面，传动效率高，且接触面间容易形成油膜，利于润滑，摩擦阻力较小，故常用于高速凸轮机构。它的缺点是不能用于凸轮廓有凹曲线的凸轮机构中，因此实现准确的运动规律受到限制。

(4) 曲面从动件。这是尖端从动件的改进形式，较尖端从动件不易磨损。

3. 按从动件的运动形式分类

(1) 对心移动从动件。从动件相对机架做往复直线运动。

(2) 偏置移动从动件。即不对心放置的移动从动件，相对机架做往复直线运动。

(3) 摆动从动件。从动件相对机架做往复摆动。

4. 按凸轮与从动件维持高副接触（锁合）的方式分类

为了使凸轮与从动件始终保持接触，可以利用重力、弹簧力或依靠凸轮上的凹槽来实现。

(1) 力锁合。利用从动件的重力、弹簧力或其他外力使从动件与凸轮保持接触。

(2) 几何锁合。依靠凸轮和从动件的特殊几何形状而始终维持接触。按几何形状又可以分为以下三种。

① 凹槽凸轮机构。其凹槽两侧面间的距离等于滚子的直径，故能保证滚子与凸轮始终接触。显然这种凸轮只能采用滚子从动件。

② 共轭凸轮机构。利用固定在同一轴上但不在同一平面内的主、回两个凸轮来控制一个从动件，主凸轮驱使从动件逆时针方向摆动；而回凸轮驱使从动件顺时针方向返回。

③ 等径凸轮机构和等宽凸轮机构。其从动件上分别装有相对位置不变的两个滚子和平底，凸轮运动时，其轮廓能始终与两个滚子或平底同时保持接触。显然，这两种凸轮只能在 180° 范围内自由设计其轮廓线，而另 180° 的凸轮廓线必须按照等径或等宽的条件来确定，因而其从动件运动规律的自由选择受到一定限制。

几何锁合的凸轮机构可以免除弹簧附加的阻力，从而减小驱动功率和提高效率。其缺点是机构外廓尺寸较大，设计也较复杂。

(三) 凸轮机构的特点

1. 凸轮机构的优点

结构简单、紧凑，占据空间较小；具有多用性和灵活性，从动件的运动规律取决于凸轮廓曲线的形状。对于一般要求的从动件的运动规律，几乎都可以通过设计出的



凸轮轮廓线来实现。因此凸轮机构在自动机床、轻工机械、纺织机械、印刷机械、食品机械、包装机械和机电一体化产品中得到广泛应用。

2. 凸轮机构的缺点

(1) 凸轮轮廓线与从动件之间是点或线接触的高副，易于磨损，故多用于传力不大的场合。

(2) 凸轮轮廓精度要求较高，加工难度较大。

(3) 从动件的行程不能过大，否则会使凸轮变得笨重。

3. 凸轮机构的功能

凸轮机构在生产实际中应用广泛，其功能主要有以下几个方面。

(1) 实现无特定运动规律要求的工作行程。

在一些控制装置中，只需要从动件实现一定的工作行程，而对从动件的运动规律及运动和动力特性并无特殊要求，采用凸轮机构可以很方便地实现从动件的这类工作行程。

如图 2.3.6 所示，为某车床床头箱中用以改变主轴转速的变速操纵机构。图中 1 为手柄，2、7 为摆杆，3、6 为拨叉，4、5 分别为三联和双联滑移齿轮，8 为圆柱凸轮，其上有两条曲线凹槽（即凸轮轮廓线）。

在摆杆 2 和 7 的端部各装有一个滚子，分别插在凸轮的两条曲线凹槽内。当转动手柄 1 时，圆柱凸轮 8 转动，带动摆杆 2 和 7 在一定范围内摆动，通过拨叉 3 和 6，分别带动三联齿轮 4 和双联齿轮 5 在花键轴上滑移，使不同的齿轮进入啮合，从而达到改变车床主轴转速的目的。

(2) 实现有特定运动规律要求的工作行程。

如图 2.3.5 所示的自动机床上的进刀机构，就是利用凸轮机构实现复杂运动规律的一个实例。通常刀具的进给运动包括以下几个动作。

到位行程：即刀具以较快的速度接近工件的过程。

工作行程：即刀具等速前进切削工件的过程。

返回行程：即刀具完成切削动作后快速退回的过程。

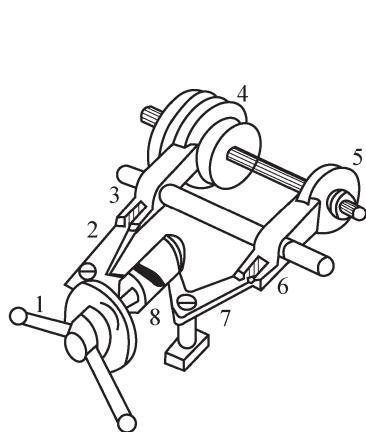
停歇行程：即刀具复位后停留一段时间，以便进行更换工件等动作，然后开始下一个运动循环。

这样一个复杂的运动规律，就是由一摆动从动件圆柱凸轮机构来实现的。

(3) 实现对运动和动力特性有特殊要求的工作行程。

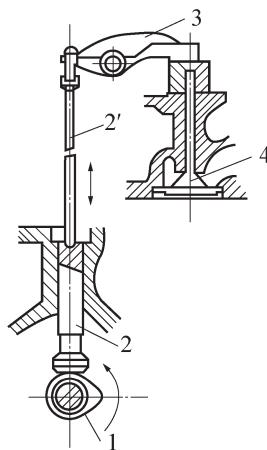
如图 2.3.7 所示的船用柴油机的配气机构。当凸轮 1 转动时，推动从动件 2 和 2' 上下往复移动，通过摆臂 3 使气阀 4 开启或关闭，以控制可燃物质在适当的时间进入汽缸或排出废气。由于曲轴的工作速度很高，阀门必须在很短的时间内完成开启与关闭动作，因此要求机构必须具备良好的动力学性能。

除上述功能外，凸轮机构经过适当组合，还可以实现复杂的运动轨迹。



1—手柄；2、7—摆杆；3、6—拨叉；
4—三联滑移齿轮；5—双联滑移齿轮；8—凸轮

图 2.3.6 车床主轴变速操纵机构



1—凸轮；2、2'—从动件；
3—摆臂；4—气阀

图 2.3.7 船用柴油机的配气机构

4. 不同种类凸轮机构的特点

不同种类的凸轮机构具有不同的特点（表 2.3.4），可适用于各类不同的场合。

表 2.3.4 各种凸轮机构的主要特点

分类方法	名称		主要特点
按凸轮的形状分	盘形凸轮		凸轮为绕固定轴回转、工作轮廓具有不同曲率半径的盘形零件，是凸轮的最基本形式
	移动凸轮		当盘形凸轮的回转中心在无穷远处时便演化成这种凸轮，相对于机架做往复直线运动
	圆柱凸轮		这是移动凸轮绕在圆柱体表面上演化成的，在圆柱表面上开有曲槽，或圆柱端面做成曲面的圆柱体
按从动件的结构分	尖端移动	尖端摆动	运动副少，结构紧凑，可实现任意的运动规律；不耐磨，承载能力低，仅用于受力很小的装置，如仪器仪表中
	滚子移动	滚子摆动	摩擦磨损小，承载能力较强，用得较多；可实现的运动规律有局限性；可用于发动机配气机构，但滚子销轴处有配合间隙，影响从动件的精度，因此，对高速运动也有不利影响
	平底移动	平底摆动	运动副少，结构紧凑，凸轮对从动件的推力始终垂直于平底，传动效率高；接触面间易形成油膜，润滑性能好，适用于高速运动，但凸轮轮廓不能呈凹形，因此可实现的运动形式有限
	曲面移动	曲面摆动	介于滚子与平底两者之间，是尖端从动件的改进形式，较尖端从动件不易磨损

二、从动件运动规律

从动件的运动规律即是从动件的位移 s 、速度 v 和加速度 a 随时间 t 变化的规律。当凸轮做匀速转动时，其凸轮转角 φ 与时间 t 成正比 ($\varphi=\omega t$)，所以从动件运动规律也



可以用从动件的运动参数随凸轮转角的变化规律来表示, 即 $s=s(\varphi)$, $v=v(\varphi)$, $a=a(\varphi)$ 。通常用从动件运动线图能直观地表述这些关系。

(一) 凸轮的基本概念

现以对心移动尖端从动件盘形凸轮机构为例, 说明凸轮与从动件的运动关系和基本概念。

基圆——如图 2.3.8 (a) 所示, 以凸轮的转动轴心 O 为圆心, 以凸轮廓曲线的最小向径 r_b 为半径所作的圆称为凸轮的基圆, r_b 称为基圆半径。

推程——以点 A 为凸轮廓曲线的起始点, 当凸轮以等角速度 ω 逆时针转动时, 凸轮与从动件在 A 点接触, 从动件处于最低位置 (即从动件处于距凸轮轴心 O 最近位置)。当凸轮以等角速度 ω 逆时针转动角 φ 时, 凸轮廓 AB 段的向径逐渐增加, 推动从动件以一定的运动规律到达最高位置 B' (此时从动件处于距凸轮轴心 O 最远位置)。从动件在凸轮廓线的推动下, 由最低位置被推到最高位置的这一运动过程称为推程。这时从动件移动的距离 h 称为升程, 对应的凸轮转角 φ 称为推程运动角。

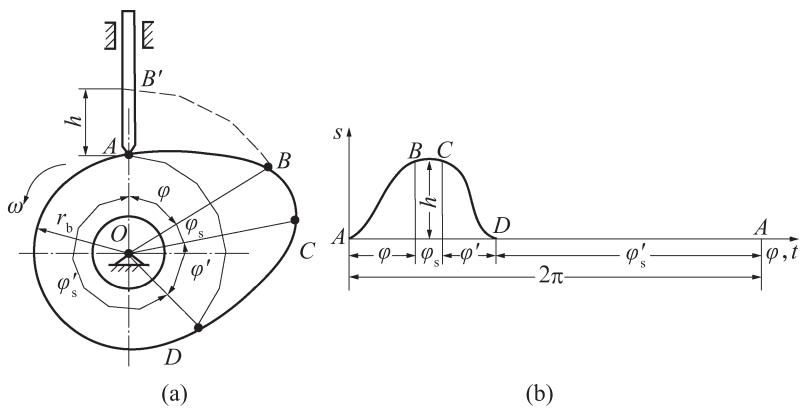
远休——当凸轮继续转动 φ_s 时, 凸轮廓 BC 段向径不变, 此时从动件处于最远位置停留不动, 这一过程叫远休。与之相应的凸轮转角 φ_s 称为远休止角。

回程——相应地, 当凸轮继续转动 φ' 时, 凸轮廓 CD 段的向径逐渐减小, 从动件在重力或弹簧力的作用下, 以一定的运动规律回到起始位置, 这个过程称为回程。对应的凸轮转角 φ' 称为回程运动角。

近休——当凸轮继续转动 φ'_s 时, 凸轮廓 DA 段的向径不变, 此时从动件与凸轮廓线上向径最小的一段圆弧接触, 在最近位置停留不动, 这一过程称为近休。与之相应的凸轮转角 φ'_s 称为近休止角。

行程——从动件在推程或回程中移动的距离 h 称为行程。

当凸轮再继续转动时, 从动件重复上述运动循环。若以直角坐标系的纵坐标代表从动件的位移 s , 横坐标代表凸轮转角 φ , 则可以画出从动件位移 s 与凸轮转角 φ 之间的关系线图, 如图 2.3.8 (b) 所示, 它简称为从动件位移曲线。



凸轮机构的基本参数

图 2.3.8 凸轮机构的运动过程

从动件位移 s 与凸轮转角 φ 之间的对应关系可用从动件位移线图来表示。由于大多数凸轮是做等速转动，其转角与时间成正比，因此该线图的横坐标也代表时间 t 。通过微分可以作出从动件速度线图和加速度线图，它们统称为从动件运动线图。

下面介绍几种常用的从动件运动规律。

在凸轮机构中，凸轮的轮廓曲线决定了从动件的运动规律，常用的从动件运动规律有等速运动规律、等加速-等减速运动规律、余弦加速运动规律及正弦加速运动规律等，其运动线图如图 2.3.9 所示。为了获得更好的运动特征，可以把上述几种运动规律组合起来应用，组合时，两条曲线在拼接处必须保持连续。

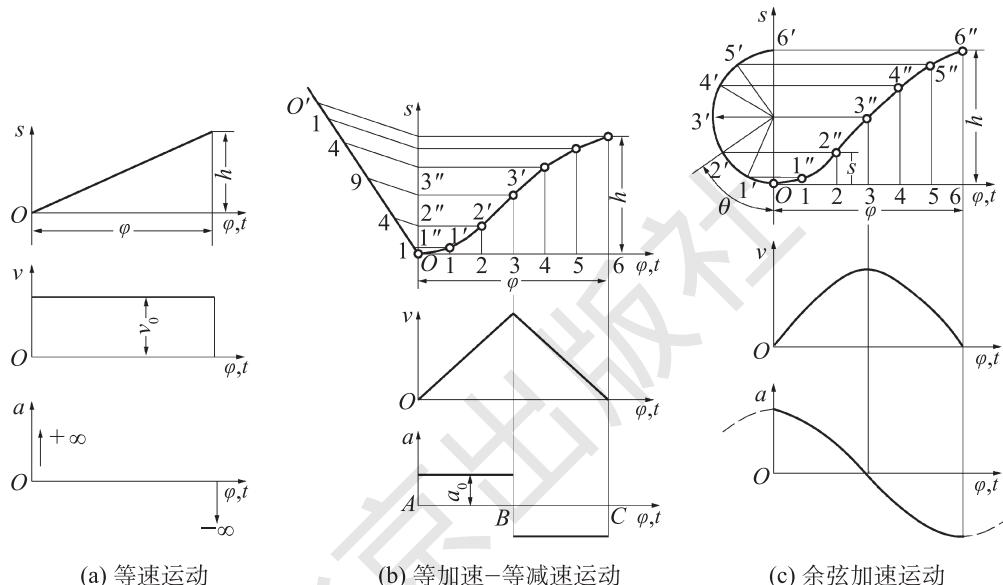


图 2.3.9 常用的从动件运动规律

(二) 等速运动规律

如图 2.3.9 (a) 所示，从动件速度为定值的运动规律称为等速运动规律。设凸轮以等角速度 ω 转动，推杆完成行程 h ，用一次多项式来表示为

$$s = C_0 + C_1 \varphi$$

$$v = \frac{ds}{dt} = C_1 \omega$$

$$a = \frac{dv}{dt} = 0$$

由边界条件：在始点处： $\varphi=0, s=0$ ；在终点处： $\varphi=\varphi_0, s=h$ ，可得： $C_0=0, C_1=h/\varphi_0$ ，故推杆推程的运动方程为

$$s = h\varphi/\varphi_0$$

$$v = h\omega/\varphi_0$$

$$a = 0$$



在回程时，因我们规定推杆的位移总是由其最低位置算起，故在回程时推杆的位移 s 是逐渐减小的。推杆回程的运动方程为

$$s = h (1 - \varphi / \varphi'_0)$$

$$v = -h\omega / \varphi'_0$$

$$a = 0$$

式中 φ'_0 为凸轮回程运动角；而凸轮的转角 φ 应从此段运动规律的起始位置计量起。

由推程段的运动线图可见，其推杆在运动开始和终止的瞬时，因速度有突变，这时推杆在理论上将出现瞬时的无穷大加速度，致使推杆突然产生非常大的惯性力，因而会使凸轮机构受到极大的冲击，这种冲击称为刚性冲击。

(三) 等加速 – 等减速运动规律

等加速 – 等减速运动规律是指从动件在行程中，前半行程做等加速运动，后半行程做等减速运动，且通常两部分加速度的绝对值相等，如图 2.3.9 (b) 所示。

当采用二次多项式来表示运动规律时，其表达式为

$$s = C_0 + C_1\varphi + C_2\varphi^2$$

$$v = \frac{ds}{dt} = C_1\omega + 2C_2\omega\varphi$$

$$a = \frac{dv}{dt} = 2C_2\omega^2$$

由加速度线图可见，这时推杆的加速度为常数。为了保证凸轮机构的运动平稳性，通常应使推杆先做加速运动，后做减速运动。设在加速段和减速段凸轮的运动角及推杆的行程减半（即各为 $\varphi_0/2$ 及 $h/2$ ）。这时推杆加速段的边界条件为

在始点处： $\varphi=0, s=0, v=0$ 。

在终点处： $\varphi=\varphi_0/2, s=h/2$ 。

代入方程式可求得 $C_0=0, C_1=0, C_2=2h/\varphi_0^2$ ，故推杆等加速段的运动方程为

$$s = 2h\varphi^2 / \varphi_0^2$$

$$v = 4h\omega\varphi / \varphi_0^2$$

$$a = 4h\omega^2 / \varphi_0^2$$

式中 φ 的变化范围为 $0 \sim \varphi_0/2$ 。在此阶段中，推杆的位移 s 与凸轮转角 φ 的二次方成正比，位移曲线为一段向上弯的抛物线。

推程减速段的边界条件为

在始点处： $\varphi=\varphi_0/2, s=h/2$ 。

在终点处： $\varphi=\varphi_0, s=h, v=0$ 。

将其代入二次多项式，得 $C_0=-h$, $C_1=4h/\varphi_0$, $C_2=-2h/\varphi_0^2$ 。故推杆等减速段的运动方程为

$$\begin{aligned}s &= h - 2h(\varphi_0 - \varphi)^2 / \varphi_0^2 \\v &= 4h\omega(\varphi_0 - \varphi) / \varphi_0^2 \\a &= -4h\omega^2 / \varphi_0^2\end{aligned}$$

式中 φ 的变化范围为 $\varphi_0/2 \sim \varphi_0$ 。这时推杆的位移曲线为一段向下弯的抛物线。

上述两种运动规律的结合，构成推杆的等加速 – 等减速运动规律。由加速度线图可见，在推程段的始末两点及中间点处的加速度有突变，因而推杆的惯性力也将有突变，不过这一突变为有限值，因而引起的冲击较小，故称这种冲击为柔性冲击。

回程时的等加速 – 等减速运动规律的运动方程为

等加速回程：

$$\begin{aligned}s &= h - 2h\varphi^2 / \varphi_0'^2 \\v &= -4h\omega\varphi / \varphi_0'^2 \\a &= -4h\omega^2 / \varphi_0'^2\end{aligned}$$

式中 φ 的变化范围为 $(0 \sim \varphi_0'/2)$ 。

等减速回程：

$$\begin{aligned}s &= 2h(\varphi_0' - \varphi)^2 / \varphi_0'^2 \\v &= -4h\omega(\varphi_0' - \varphi) / \varphi_0'^2 \\a &= 4h\omega^2 / \varphi_0'^2\end{aligned}$$

式中 φ 的变化范围为 $(\varphi_0'/2 \sim \varphi_0')$ 。

图 2.3.9 (b) 的上图为按公式作出的等加速 – 等减速运动线图。该图的位移曲线是一凹一凸两段抛物线联接的曲线，等加速部分的抛物线可按下述方法画出：在横坐标轴上将线段分成若干等份，得 1、2、3 各点，过这些点作横轴的垂线。再过点 O 作任意的斜线 OO' ，在其上以适当的单位长度自点 O 按 $1:4:9$ 量取对应长度，得 1、4、9 各点。联接直线 9–3”，并分别过 4、1 两点，作其平行线 4–2” 和 1–1”，分别与 s 轴相交于 2”、1”点。最后由 1”、2”、3”点分别向过 1、2、3 各点的垂线投影，得 1'、2'、3' 点，将这些点联接成光滑的曲线，即为等加速段的抛物线。用同样的方法可得等减速段的抛物线。

由加速度线图 2.3.9 (b) 的下图可知，从动件在升程始末，以及由等加速过渡到等减速的瞬时（即 A 、 B 、 C 三处），加速度出现有限值的突然变化，这将产生有限惯性力的突变，从而引起冲击。这种从动件在瞬时加速度发生有限值的突变时所引起的冲击称为柔性冲击。所以等加速 – 等减速运动规律不适用于高速，仅适用于中低速凸轮机构。

(四) 余弦加速运动规律

余弦加速运动规律是指从动件的加速度为 $1/2$ 个周期的余弦曲线，又称简谐运动规律，如图 2.3.9 (c) 所示。



其推程的运动方程为

$$\begin{aligned}s &= h[1-\cos(\pi\varphi/\varphi_0)]/2 \\v &= \pi h \omega \sin(\pi\varphi/\varphi_0) / (2\varphi_0) \\a &= \pi^2 h \omega^2 \cos(\pi\varphi/\varphi_0) / (2\varphi_0^2)\end{aligned}$$

回程时的运动方程为

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

推程时从动件的位移图如图 2.3.9 (c) 上图所示, 作图步骤如下。

(1) 在横坐标轴上作出凸轮与行程 h 对应的推程角 φ , 将其分成若干等份 (图中分为 6 等份), 得到分点 1、2、3、4、5、6, 过这些分点作横坐标轴的垂直线。

(2) 在纵坐标轴上作出从动件行程 h 。以 h 为直径在纵坐标轴上作一个半圆, 将该半圆的圆周也等分成同样的份数 (6 等份), 得到 1'、2'、3'、4'、5'、6', 通过这些分点作横坐标轴的平行线。

(3) 这些平行线与上述各对应的垂直线分别交于点 1''、2''、3''、4''、5''、6'', 将这些交点顺次连成光滑的曲线, 即为余弦加速度运动的位移线图。

由运动线图可见, 在首、末两点推杆的加速度有突变, 故有柔性冲击而无刚性冲击。

除上面介绍的推杆常用的几种运动规律外, 根据工作需要, 还可以选择其他类型的运动规律, 或者将上述常用的运动规律组合使用, 以改善推杆的运动特性, 满足生产上的要求。

在高速凸轮机构中, 为了避免冲击, 推杆不宜采用加速度有突变的运动规律。可是如果工作过程又要求推杆必须采用等速运动规律, 则在此情况下, 为了同时满足推杆等速运动及加速度不产生突变的要求, 可将等速运动规律适当地加以修正。如把推杆的等速运动规律在其行程两端与正弦加速运动规律组合起来, 以使其动力特性得到改善等。

构造组合型运动规律的一个重要问题是, 要保证各段运动规律在衔接点上的运动参数 (位移、速度、加速度等) 保持连续, 在运动的起始和终止处, 运动参数满足边界条件。

三、图解设计凸轮廓廓

根据工作条件要求, 选定了凸轮机构的形式、凸轮转向、凸轮的基圆半径和从动件的运动规律后, 就可以进行凸轮廓廓曲线的设计。凸轮廓廓曲线的设计有图解法和解析法。图解法简便易行、直观, 但精确度低。不过, 只要细心作图, 其图解的准确度是能够满足一般工程要求的。解析法精确度较高, 但设计工作量大, 可利用计算机进行计算。

凸轮机构工作时，通常凸轮是运动的。用图解法绘制凸轮轮廓曲线时，却需要凸轮与圆盘相对静止。为此，我们应用“反转法”绘制凸轮轮廓曲线，其原理如下。

如图 2.3.10 所示为一对心移动尖顶从动件盘形凸轮机构。设凸轮的轮廓曲线已按预定的从动件运动规律设计。当凸轮以角速度 ω 绕轴 O 转动时，从动件的尖顶沿凸轮轮廓曲线相对其导路按预定的运动规律移动。现设想给整个凸轮机构加上一个公共角速度 $-\omega$ ，此时凸轮将不动。根据相对运动原理，凸轮和从动件之间的相对运动并未改变。这样从动件一方面随导路以角速度 $-\omega$ 绕轴 O 转动，另一方面又在导路中按预定的规律做往复移动。由于从动件尖顶始终与凸轮轮廓相接触，显然，从动件在这种复合运动中，其尖顶的运动轨迹即是凸轮轮廓曲线。这种以凸轮作动参考系，按相对运动原理设计凸轮轮廓曲线的方法称为反转法。

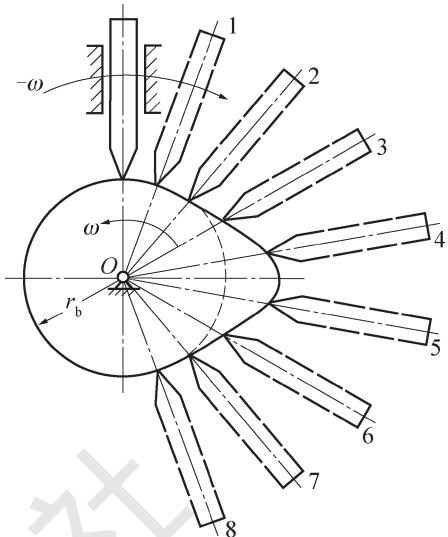


图 2.3.10 反转法原理

(三) 对心直动尖顶从动件盘形凸轮的设计

如图 2.3.11 所示为一对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构。已知凸轮的基圆半径 $r_{b1}=15 \text{ mm}$ ，凸轮以等角速度 ω_1 沿逆时针方向回转，从动件的运动规律见表 2.3.5。

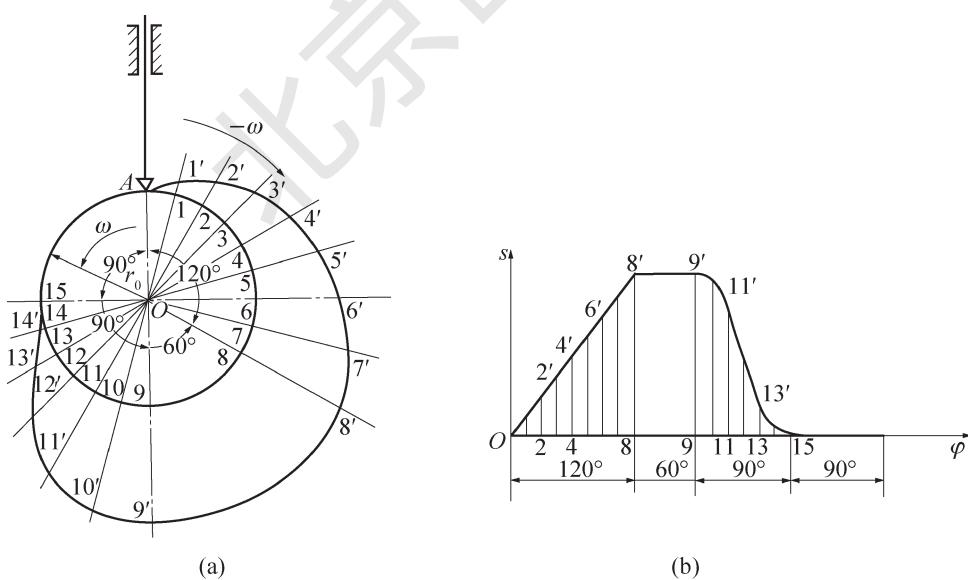


图 2.3.11 对心直动尖顶从动件盘形凸轮的轮廓曲线

表 2.3.5 图 2.3.11 所示从动件的运动规律

序号	凸轮转角 (φ)	从动件的运动规律
1	$0^\circ \sim 120^\circ$	从动件做等速运动上升 $h=16\text{ mm}$
2	$120^\circ \sim 180^\circ$	从动件在最高位置静止不动
3	$180^\circ \sim 270^\circ$	从动件做正弦加速度运动下降 $h=16\text{ mm}$
4	$270^\circ \sim 360^\circ$	从动件在最低位置静止不动

设计步骤如下。

(1) 选取长度比例尺 $\mu_l=1\text{ mm/mm}$ 和角度比例尺 $\mu_\varphi=15^\circ/\text{mm}$, 按前面介绍的方法画出凸轮机构从动件的位移线图, 如图 2.3.11 (b) 所示, 从而得到与凸轮各转角相对应的从动件的位移, 即 $s_1=1'$, $s_2=2'$, ...。

或按位移与角度的关系公式计算, 推程时, 其在各分点时的位移值见表 2.3.6。

表 2.3.6 位移与角度关系

φ_1 (°)	0	15	30	45	60	75	90	105	120
s/mm	2	4	6	8	10	12	14	16	

(2) 按同样的长度比例尺 μ_l , 根据已知的基圆半径 r_{\min} 作出凸轮的基圆。基圆与从动件导路中心线的交点 A 即为从动件尖顶的起始位置。自 OA 沿顺时针方向 ($-\omega$) 按位移线图中划分的角度将基圆分成相应的等份, 得图 2.3.11 (a) 中的 1、2 等各点。直线 $O1$ 、 $O2$ 等便是反转过程中从动件导路中心线占据的各个位置。

(3) 连接 $O1$ 、 $O2$ 等并径向延长, 取 $O1'=s_1$, $O2'=s_2$, ..., 从而得到从动件尖顶在反转运动中依次占据的各个位置 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ 等。

连接 A、 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ 等为一光滑曲线, 即为与推程对应的一段轮廓曲线。

(4) 画出凸轮的远休止部分 $8'$ 、 $9'$ 。

(5) 同理画出回程部分 $9' \sim 14'$ 、 15 。

(6) 最后画出近休止部分 $15 \sim A$ 。

(二) 对心直动滚子从动件盘形凸轮的设计

把尖顶从动件改为滚子从动件时, 其凸轮轮廓设计方法如图 2.3.12 所示。首先, 把滚子中心看作尖顶从动件的尖顶, 按照上面的方法画出一条轮廓曲线 β_0 。再以 β_0 上各点为中心, 以滚子半径为半径, 画出一系列圆, 最后作这些圆的包络线 β , 它便是使用滚子从动件时凸轮的实际轮廓, 而 β_0 称为此凸轮的理论轮廓。由作图过程可知, 滚子从动件凸轮轮廓的基圆半径 r_{\min} 应当在理论轮廓上度量。

(三) 对心直动平底从动件盘形凸轮的设计

如图 2.3.13 所示, 将推杆导路的中心线与推杆平底的交点 A 视为尖端从动件的尖端, 按前述方法, 作出点 A 在推杆做复合运动时依次占据的位置 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ 等, 再通过这些

点作一系列代表平底的直线，而这些直线的包络线 β 即为凸轮的轮廓曲线。

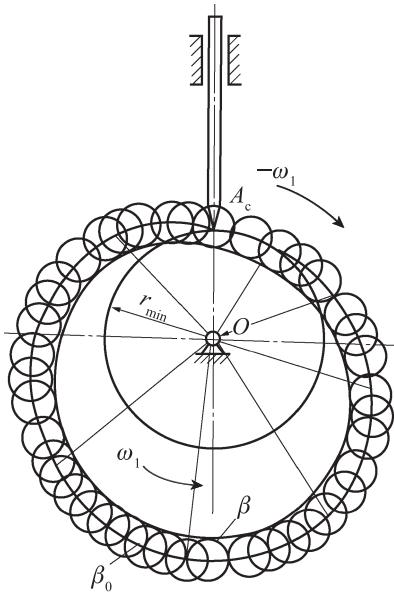


图 2.3.12 对心直动滚子从动件盘形凸轮的轮廓曲线

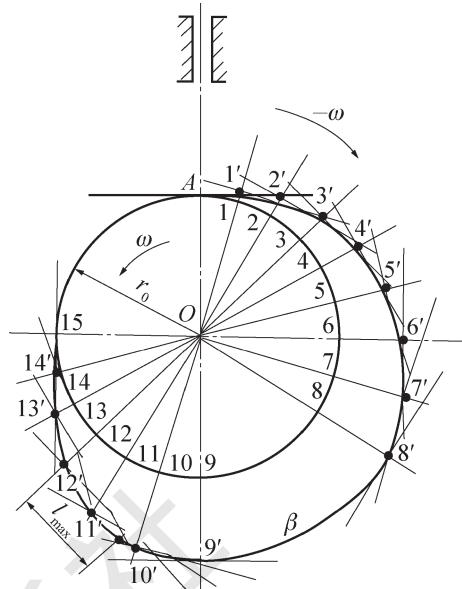


图 2.3.13 对心直动平底从动件盘形凸轮的轮廓曲线

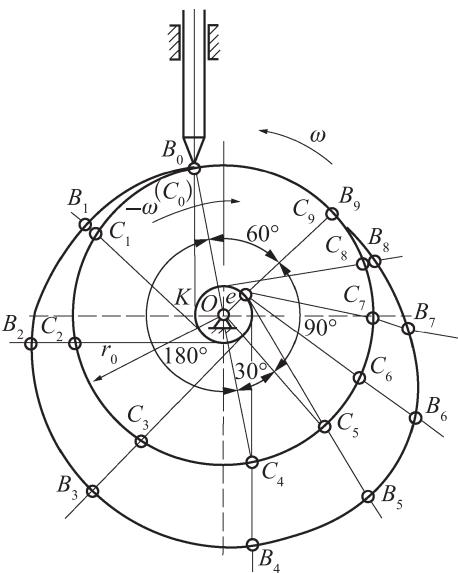
(四) 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮的设计

已知从动件运动规律，等角速度 ω ，偏距 e ，基圆半径 r_b 。

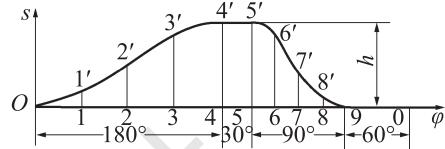
要求绘出凸轮轮廓曲线。

偏置直动尖顶从动件盘形凸轮轮廓曲线的设计方法也与前述相似。但由于从动件导路的中心线不通过凸轮的转动中心 O ，存在一个偏距 e ，因此从动件在反转过程中的各个位置上，导路中心线始终与凸轮中心 O 保持偏距 e 。所以，以凸轮中心 O 为圆心，偏距 e 为半径画一个圆，这个圆就称为偏距圆。如图 2.3.14 所示，导路中心线与所作的偏距圆处处相切，从动件的位移应沿这些切线量取。具体设计步骤如下。

- (1) 取相同的长度比例尺，以点 O 为圆心，以 r_b 为半径作基圆，以 e 为半径作偏距圆。
- (2) 在基圆上任取一点作为从动件推程的起始点。过 B_0 作偏距圆的切线，切点为 K 。该切线即是从动件位于推程起始位置时其导路的中心线。
- (3) 根据给定的从动件的运动规律，作位移线图，并将 φ 轴各运动角分成若干等份。
- (4) 由 B_0 点开始，沿与 ω 相反的方向将基圆分成与位移线图相同的等份，得各等分点 C_1 、 C_2 、 C_3 等。过 C_1 、 C_2 、 C_3 等作偏距圆的切线，这些切线即为反转中从动件导路依次占据的位置。
- (5) 在各切线上自 C_1 、 C_2 、 C_3 等起截取 $C_1B_1=11'$ ， $C_2B_2=22'$ ， $C_3B_3=33'$ ，…，得 B_1 、 B_2 、 B_3 等各点。将 B_1 、 B_2 、 B_3 等各点顺次连接成光滑的曲线，即为所要求的凸轮轮廓曲线，如图 2.3.14 (a) 所示。



(a)



(b)

图 2.3.14 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮的轮廓曲线

四、凸轮机构设计的几个问题

前任务所介绍的几何法和解析法设计凸轮轮廓曲线，其基圆半径 r_b 、直动从动件的偏距 e 或摆动从动件与凸轮的中心距 a 、滚子半径 r_T 等基本参数都是预先给定的。本任务将从凸轮机构的传动效率、运动是否失真、结构是否紧凑等方面讨论上述参数的确定方法。



(一) 压力角及基圆半径

图 2.3.15 表示凸轮机构的压力角与半径的关系，凸轮半径变化越大，压力角就越大。

凸轮机构的压力角

1. 凸轮机构的压力角和自锁

凸轮机构也和连杆机构一样，从动件运动方向和接触轮廓法线方向之间所夹的锐角称为压力角。当不考虑摩擦时，凸轮给予从动件的力 F 是沿法线方向的，从动件运动方向与力 F 方向之间的夹角 α 即为压力角。若将力 F 分解为沿从动件运动方向的有用分力 F_t 和使从动件压紧导路的有害分力 F_n ，其关系式为

$$F_n = F_t \tan \alpha$$

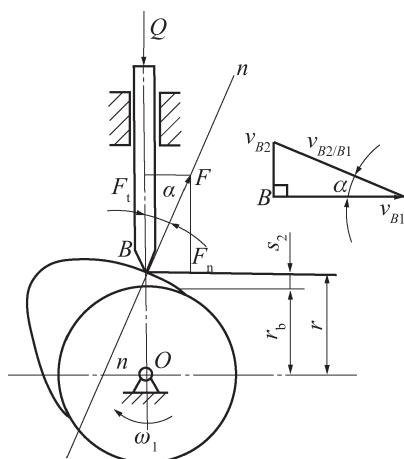


图 2.3.15 凸轮机构的压力角与半径的关系

当驱动从动件的有效分力 F_t 一定时, 压力角 α 越大, 则有害分力 F_n 就越大, 机构的效率就越低。当 α 增大到一定程度, 以致 F_n 所引起的摩擦阻力大于有用分力 F_t 时, 无论凸轮加给从动件的作用力多大, 从动件都不能运动, 这种现象称为自锁。因此, 压力角的大小, 反映了机构传力性能的好坏, 是机构设计的重要参数。从改善受力情况, 提高效率, 避免自锁的角度考虑, 压力角越小越好。

由于凸轮机构在工作过程中, 从动件与凸轮轮廓的接触点是变化的, 而各接触点处的公法线方向不同使得凸轮对从动件的作用力的方向也不同, 因此凸轮轮廓上各点处的压力角是不同的。为使凸轮机构工作可靠, 受力良好, 必须对压力角加以限制。

2. 压力角与凸轮基圆半径的关系

如图 2.3.15 所示, 设凸轮以等角速度 ω_1 顺时针转动。此时, 从动件与凸轮在 B 点接触, B 点是公共点。从动件上 B 点移动速度 $v_{B2}=v_2$ 。凸轮上 B 点的速度 $v_{B1}=r\omega_1$, 方向垂直于 OB 。而从动件上 B 点相对速度 v_{B2B1} 的方向与凸轮过 B 点的切线方向重合。根据点的复合运动之速度合成定理, 可作出 B 点的速度三角形。在这个三角形中, 存在如下关系:

$$\begin{aligned} v_2 &= v_{B2} = v_{B1} \tan \alpha = r\omega_1 \tan \alpha \\ r &= v_2 / (\omega_1 \tan \alpha) \end{aligned}$$

又因为 $r=r_b+s_2$, 所以

$$r_b = r - s_2 = \frac{v_2}{\omega_1 \tan \alpha} - s_2$$

由上式可知, 若给定从动件运动规律, 则 ω_1 、 v_2 、 s_2 均为已知, 当压力角愈大时, 则其基圆直径愈小, 相应机构尺寸也愈小。因此, 从机构尺寸紧凑的观点看, 其压力角愈大愈好。

3. 压力角的许用值

在一般情况下, 既要求凸轮有较高效率、受力情况良好, 又要求其机构尺寸紧凑, 因此, 压力角不能过大, 也不能过小, 应有一许用值, 这个许用值用 $[\alpha]$ 表示。根据经验, 推荐的许用压力角为:

推程时, 移动从动件 $[\alpha]$ 为 $30^\circ \sim 40^\circ$; 摆动从动件 $[\alpha]$ 为 $45^\circ \sim 50^\circ$ 。

回程时, 因受力较小且无自锁问题, 故许用压力角可取得大些, 通常 $[\alpha]$ 为 $70^\circ \sim 80^\circ$ 。

需要注意的是, 当采用滚子从动件、润滑情况良好、支承刚度较好或受力不大时, 为使结构紧凑, 可取上述数据的较大值, 否则取较小值。

机构出现 α_{max} 的位置不易确定。一般来说, 从动件位移曲线上斜率最大的位置(或从动件速度最大的位置)压力角最大。常用的检测方法是, 在凸轮理论轮廓上比较陡的地方取若干点, 作出这些点轮廓的法线和从动件的运动方向线之间的夹角, 然后用量角器检测。若 α_{max} 超过许用值, 则应考虑修改设计参数。通常采用增大基圆半径的方法减



小推程的 α_{\max} ，也可采用偏置的办法重新设计凸轮。

基圆半径的确定应满足最大压力角 $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$ 的要求。工程上常常借助于诺模图 (Nomogram) 来确定凸轮的最小基圆半径。借助于诺模图既可以近似确定凸轮的最大压力角，也可以根据所选择的基圆半径来校核最大压力角。

(二) 滚子半径的选择

如图 2.3.16 所示，设理论轮廓上最小曲率半径为 ρ_{\min} ，滚子半径为 r_T 及对应的实际轮廓曲线半径 ρ_a ，下面讨论滚子半径对凸轮轮廓的关系。

1. 凸轮理论轮廓的内凹部分

由图 2.3.16 (a) 可得

$$\rho_a = \rho_{\min} + r_T$$

由上式可知，实际轮廓曲率半径总大于理论轮廓曲率半径。因而，不论选择多大的滚子，都能作出实际轮廓。

2. 凸轮理论轮廓的外凸部分

由图 2.3.16 (b) 可得

$$\rho_a = \rho_{\min} - r_T$$

(1) 当 $\rho_{\min} > r_T$ 时， $\rho_a > 0$ ，如图 2.3.16 (b) 所示，实际轮廓曲线为一平滑曲线。

(2) 当 $\rho_{\min} = r_T$ 时， $\rho_a = 0$ ，如图 2.3.16 (c) 所示，在凸轮实际轮廓曲线上产生了尖点，这种尖点极易磨损，磨损后就会改变从动件预定的运动规律。

(3) 当 $\rho_{\min} < r_T$ 时， $\rho_a < 0$ ，如图 2.3.16 (d) 所示，这时实际轮廓曲线发生相交，图中阴影部分的轮廓曲线在实际加工时被切去，使这一部分运动规律无法实现。

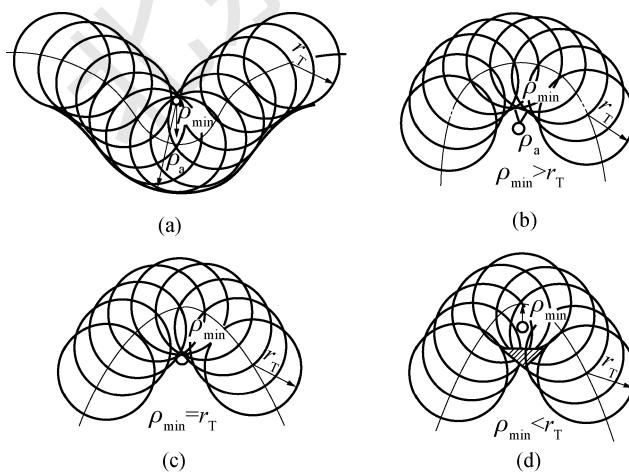


图 2.3.16 滚子半径对轮廓的影响

为了使凸轮轮廓在任何位置既不变尖也不相交，滚子半径必须小于理论轮廓外凸部分的最小曲率半径 ρ_{\min} ，即 $r_T < \rho_{\min}$ 。通常 $r_T = 0.8\rho_{\min}$ ，并使实际轮廓的最小曲率半径 $\rho_{amin} \geq 3 \text{ mm}$ 。如果 ρ_{\min} 过小，按上述条件选择的滚子半径太小而不能满足安装和强度要

求时，就应当把凸轮基圆尺寸加大，重新设计凸轮廓廓曲线。

五、能力实训

汽车发动机配气机构从动件参数测量与凸轮机构的绘制

(一) 实训目的

通过对汽车发动机配气机构的运动分析，掌握凸轮设计图解法——反转法，同时掌握盘状凸轮设计方法。

(二) 实训内容

通过对汽车发动机（或模型）的观察和测量，根据工艺过程对执行构件的动作要求，分析工作过程循环，采用何种形式的凸轮。

要求对汽车发动机配气机构（模型）从动件的升距、凸轮的推程角、回程角和远休止角、近休止角进行测量，按等加速上升—休止—等加速下降—休止规律设计凸轮机构。用 CAD 完成轮廓图和机构装配图，写出必要的书面设计说明。

(三) 实训过程

- (1) 计算从动件的位移参数。通过执行构件的运动要求，计算从动件的升距。
 - (2) 根据工作循环，确定凸轮的推程角、回程角和远休止角、近休止角。
 - (3) 设计从动件在推程和回程阶段的运动规律，满足系统的工作要求。
 - (4) 移动从动件凸轮机构的基本尺寸包括基圆半径 r_b 及偏心距 e 。
 - (5) 根据凸轮机构的基本尺寸和从动件的运动规律，确定凸轮轮廓曲线的坐标。
-
- 包括凸轮与轴的组合件结构、从动件与导轨或摆动支承的组合件结构设计。

(四) 实训总结

凸轮廓廓曲线的设计过程中要掌握的问题：一是反转法原理，二是从动件的导路。在设计时，应当考虑凸轮机构在机器上的安装、调整、润滑、便于更换、便于加工和其他一些因素。



凸轮机构的结构
与材料

职业技能知识点考核

一、计算题

1. 对心直动滚子从动件盘形凸轮机构如图 2.3.17 所示。
 - (1) 画出凸轮基圆。
 - (2) 标出 K 点压力角。
2. 如图 2.3.18 所示为一偏置式直动尖底从动件盘形凸轮机构。已知从动件尖底与凸轮廓廓线在 B_0 点接触时为初始位置。试用作图法在图上标出：

(1) 当凸轮从初始位置转过 $\delta_1=90^\circ$ 时, 从动件走过的位移 s_1 。

(2) 当从动件尖底与凸轮廓线在 B_2 点接触时, 凸轮转过的相应角度 δ_2 。

说明: ①不必作文字说明, 但必须保留作图线; ② s_1 和 δ_2 只需标出, 不必度量出数值。

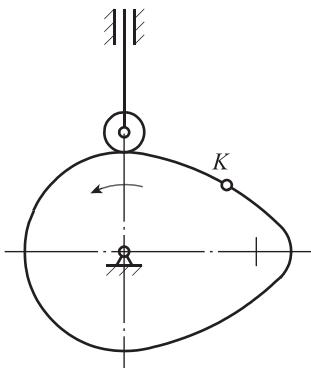


图 2.3.17

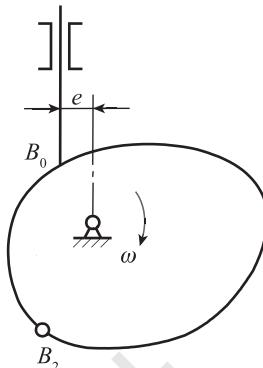


图 2.3.18

3. 已知如图 2.3.19 所示的直动平底推杆盘形凸轮机构, 凸轮为 $R=30 \text{ mm}$ 的偏心圆盘, $AO=20 \text{ mm}$, 试求:

- (1) 基圆半径和升程。
- (2) 推程运动角、回程运动角、远休止角和近休止角。
- (3) 凸轮机构的最大压力角和最小压力角。
- (4) 推杆的位移 s 、速度 v 和加速度 a 的方程。
- (5) 若凸轮以 $\omega=10 \text{ rad/s}$ 回转, 当 AO 成水平位置时推杆的速度。

4. 如图 2.3.20 所示为尖顶直动从动件盘形凸轮机构的运动图线, 但图中给出的运动线图尚不完全, 试在图上补全各段的曲线, 并指出哪些位置有刚性冲击, 哪些位置有柔性冲击。

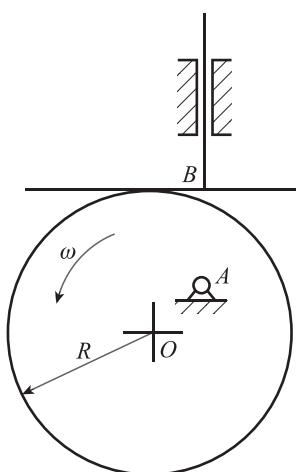


图 2.3.19

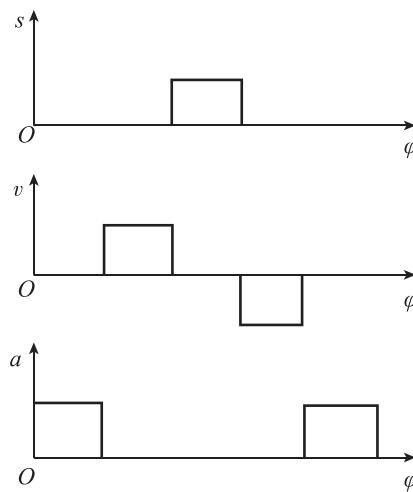


图 2.3.20

二、简答题

1. 从动件的常用运动规律有哪几种？各适用在什么场合？
2. 凸轮机构的常用类型有几种？选择凸轮的类型时应该考虑哪些因素？
3. 图解法设计凸轮时，采用了什么原理？简单叙述此原理的主要内容。
4. 何谓凸轮的运动失真？滚子从动件盘形凸轮机构运动时失真，应如何解决？



间歇运动机构

模块小结

