



全国机械行业职业教育优质规划教材（高职高专）  
经全国机械职业教育教学指导委员会审定

# 机械设计基础

主 编 王亚芹  
副主编 周延昌 陆显峰  
参 编 钱 斌 孙 斌 潘 露  
主 审 徐 亮



机械工业出版社

机械工业出版社版权所有

本书为全国机械行业职业教育优质规划教材（高职高专），经全国机械职业教育教学指导委员会审定。

本书是按照全国机械职业教育教学指导委员会制定的“机械设计基础”课程的基本要求和教材编写大纲而编写的。本书内容注重学生机械设计的基本能力和工程素质的培养，主要包括常用机构的工作原理、基本特性及设计方法；常用传动装置的工作原理、结构特点及设计方法；通用零部件的类型、标准、结构特点及设计方法；机械装置的润滑与密封。

本书在内容编排上，按照学生的认知规律组织教学内容，由浅入深，由简到繁，便于教学安排和学生学习；在内容选取上，遵循“必需、够用”的原则，兼顾目前高职教育的生源状况，尽量减少深入的理论推导，保证基本理论内容够用，加强工程实用案例的应用，注重实践能力的培养和综合素质的提高，将理论知识和实践训练融会贯通，实现教、学、做有机融合。全书共14章，为了便于学习，每章后附有习题，供课后复习巩固之用。

本书可作为高职高专院校数控技术等机械类专业“机械设计基础”课程的教材，也可作为机电技术等近机械类专业和成人教育的教材，还可作为相关工程技术人员的参考用书。

为方便教学，本书配备了电子课件等教学资源。凡选用本书作为教材的教师，均可登录机械工业出版社教育服务网 [www.cmpedu.com](http://www.cmpedu.com)，注册后免费下载。如有问题请致信 [cmpgaozhi@sina.com](mailto:cmpgaozhi@sina.com)，或致电 010-88379375 联系营销人员。

## 图书在版编目（CIP）数据

机械设计基础/王亚芹主编. —北京：机械工业出版社，2019.6

全国机械行业职业教育优质规划教材. 高职高专 经全国机械职业教育教学指导委员会审定

ISBN 978-7-111-62545-2

I. ①机… II. ①王… III. ①机械设计-高等职业教育-教材  
IV. ①TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2019）第 072572 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）

策划编辑：王英杰 责任编辑：王英杰

责任校对：陈越 封面设计：鞠杨

责任印制：孙炜

天津嘉恒印务有限公司印刷

2019 年 7 月第 1 版第 1 次印刷

184mm×260mm·14.5 印张·356 千字

0001—1900 册

标准书号：ISBN 978-7-111-62545-2

定价：39.00 元

电话服务

客服电话：010-88361066

010-88379833

010-68326294

封底无防伪标均为盗版

网络服务

机工官网：[www.cmpbook.com](http://www.cmpbook.com)

机工官博：[weibo.com/cmp1952](http://weibo.com/cmp1952)

金书网：[www.golden-book.com](http://www.golden-book.com)

机工教育服务网：[www.cmpedu.com](http://www.cmpedu.com)

机械工业出版社版权所有

# 前 言

本书为全国机械行业职业教育优质规划教材（高职高专），经全国机械职业教育教学指导委员会审定。

本书是根据全国机械职业教育教学指导委员会和机械工业教育发展中心公布的首批全国机械职业教育“十二五”规划专项课题“数控技术专业系列课程开发”的子任务——机械设计基础课程开发（《机械设计基础》教材）的要求编写的。

随着高职教育的不断深入，培养学生职业能力和创新意识成为高职教育教学改革的一项重要内容。本书根据专业课程改革的需要，根据高等职业院校“机械设计基础”课程在机械类各专业的培养目标及知识结构与能力要求，从培养技术应用型人才的初步设计能力出发，遵循“必需、够用”的原则，精心选取教材内容，同时兼顾学生今后继续学习的需要，设计内容的深度与广度。本书内容的编排顺序依照学生的认知规律进行设计，由浅入深，由简到繁。本书重视学生实践能力和职业技能的训练，以培养学生的实际工作能力为目标。

参加本书编写的人员有：安徽机电职业技术学院王亚芹（编写第1章、第2章和第6章），黑龙江职业学院周延昌（编写第10章、第11章），渤海船舶职业学院陆显峰（编写第7章），安徽机电职业技术学院钱斌（编写第12~14章），安徽机电职业技术学院孙斌（编写第8章和第9章），安徽机电职业技术学院潘露（编写第3~5章）。本书由王亚芹任主编并统稿，周延昌、陆显峰担任副主编，安徽机电职业技术学院徐亮教授任主审。

本书在编写过程中得到了数控技术专业系列课程开发课题组专家和编者所在学校的大力支持，在此一并表示感谢。

由于编者水平有限，在编写过程中难免出现不足之处，恳请读者予以指正。

编 者

# 目 录

前 言	
第 1 章 绪论	1
1.1 机器的组成及机械的概念	1
1.2 机械零件的失效形式及设计准则	3
1.3 机械设计的基本要求和一般过程	4
1.4 机械零件设计的一般步骤	5
习题	5
第 2 章 平面机构的组成、运动简图和自由度	7
2.1 平面机构的组成	7
2.2 平面机构的运动简图	9
2.3 平面机构的自由度	12
习题	17
第 3 章 平面连杆机构	19
3.1 平面四杆机构的基本形式及演化	19
3.2 铰链四杆机构存在曲柄的条件及基本特性	25
3.3 平面四杆机构的设计	28
习题	32
第 4 章 凸轮机构	33
4.1 凸轮机构的应用和特点	33
4.2 凸轮机构的分类	34
4.3 凸轮机构中从动件的运动规律	36
4.4 常用凸轮轮廓曲线的设计	40
4.5 凸轮机构基本尺寸的确定	41
习题	44
第 5 章 螺旋机构和常见间歇运动机构	46
5.1 螺旋机构	46
5.2 常见间歇运动机构	50
习题	56
第 6 章 带传动与链传动	57
6.1 带传动概述	57
6.2 普通 V 带和 V 带轮	59
6.3 带传动的工作情况分析	61
6.4 V 带传动的设计计算	65
6.5 带传动的张紧、安装与维护	71
6.6 链传动概述	73
习题	80
第 7 章 齿轮传动	81
7.1 齿轮传动概述	81
7.2 渐开线与渐开线标准直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算	83
7.3 渐开线标准直齿圆柱齿轮的啮合传动	90
7.4 渐开线齿轮的切齿原理及根切	91
7.5 变位齿轮的概念	95
7.6 齿轮传动的精度及其选择	98
7.7 齿轮传动的失效形式及材料选择	99
7.8 渐开线直齿圆柱齿轮传动的设计计算	105
7.9 标准斜齿圆柱齿轮传动	108
7.10 标准直齿锥齿轮传动	113
7.11 齿轮结构设计	116
7.12 设计实例	119
习题	122
第 8 章 蜗杆传动	124
8.1 蜗杆传动的特点及类型	124
8.2 普通圆柱蜗杆传动的基本参数及几何尺寸计算	126
8.3 蜗杆传动的失效形式及设计准则	131
8.4 蜗杆传动的材料及精度等级	132
8.5 蜗杆传动的受力分析及强度计算	133
8.6 蜗杆传动的润滑、传动效率及热平衡计算	136
8.7 蜗杆及蜗轮的结构	137
习题	139
第 9 章 轮系	140
9.1 定轴轮系传动比的计算及转向关系的	

判定 .....	140	12.1 键联接 .....	197
9.2 行星轮系的组成及传动比的计算 .....	142	12.2 花键联接 .....	202
9.3 混合轮系 .....	146	12.3 销联接 .....	203
9.4 轮系的功用 .....	147	12.4 螺纹联接 .....	203
习题 .....	149	习题 .....	208
<b>第 10 章 轴</b> .....	<b>151</b>	<b>第 13 章 联轴器与离合器</b> .....	<b>210</b>
10.1 轴的分类及材料 .....	151	13.1 联轴器 .....	210
10.2 轴的结构设计 .....	154	13.2 离合器 .....	215
10.3 轴的强度和刚度计算 .....	160	习题 .....	218
10.4 轴的设计实例 .....	163	<b>第 14 章 机械装置的润滑与密封</b> .....	<b>219</b>
习题 .....	166	14.1 机械装置的润滑 .....	219
<b>第 11 章 轴承</b> .....	<b>168</b>	14.2 机械装置的密封 .....	222
11.1 滑动轴承 .....	168	14.3 常用机械装置的润滑与密封 .....	224
11.2 滚动轴承 .....	174	习题 .....	224
习题 .....	195	<b>参考文献</b> .....	<b>225</b>
<b>第 12 章 联接</b> .....	<b>197</b>		

### 1.1 机器的组成及机械的概念

人们在工农业生产和日常生活中，会接触到各种机器。机器是人类在长期的生产实践中，为了减轻劳动强度，改善劳动条件，提高劳动生产率，而发明创造出来的。机器的种类繁多，形式各不相同，通过分析它们的组成、运动和功用，可以发现一些共同的特征，这将为研究机器的构成，探索机械设计的方法提供重要的依据。

#### 1.1.1 机器的组成

人们在长期的生产实践中，创造发明了各种机器，并通过对机器的不断改进，减轻人们的体力劳动，提高劳动生产率，甚至完成用人力无法完成的某些生产任务。机器能够进行能量转换或完成特定的机械功能。随着生产和科学技术的发展，机器的种类、形式更加多样化，而功能也越来越贴近人们的生活。机器按其基本组成可以分为以下四个部分。

##### 1. 动力部分

动力部分是机械的动力来源，作用是把其他形式的能转变为机械能，以驱动机械运动并做功。

##### 2. 执行部分

执行部分是直接完成机械预定功能的部分。

##### 3. 传动部分

传动部分是将动力部分的运动和动力传递给执行部分的中间环节，它可以改变运动速度，转换运动形式，以满足工作部分的各种要求。

##### 4. 控制部分

控制部分是用来控制机械的部分，使操作者能随时实现或停止各项功能。这一部分通常包括机械控制系统和电子控制系统。

图 1-1 所示为牛头刨床的组成。其动力部分是电动机，可把电能转变为机械能，为牛头刨床提供运动和转矩。其执行部分是刨刀和工作台，直接完成牛头刨床的机械预定功能——工件的刨削加工。其传动部分包括带传动装置和齿轮传动装置，主要用于改变运动速度，将电动机的高转速变为工作机所需的较低转速；曲柄导杆机构的作用是将大齿轮的转动变为刨刀的往复运动，并满足工作行程等速、非工作行程急回的要求；曲柄摇杆机构和棘轮机构的作用是保证工作台的进给，三个螺旋机构  $M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3$  分别完成刀具的上下、工作台的上下及刀具行程的位置调整功能。其控制部分包括变速操纵机构控制和启停控制等。

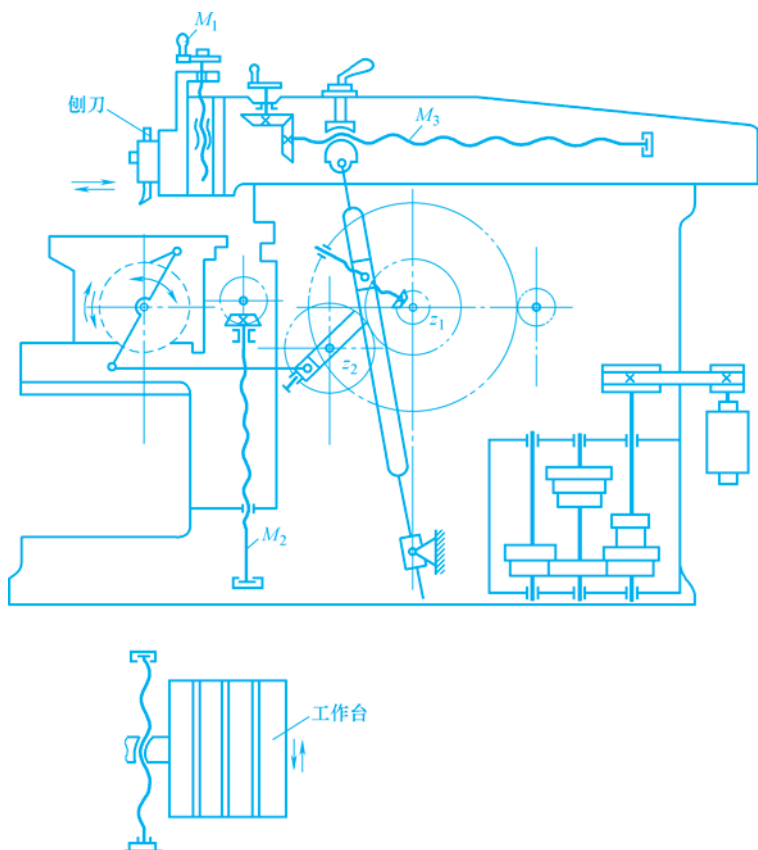


图 1-1 牛头刨床的组成

### 1.1.2 机械的基本概念

#### 1. 机器、机构和机械

尽管机器有不同的形式、构造和用途，但是都具有下列三个共同特征：①机器是人为的多种实体的组合；②各部分之间具有确定的相对运动；③能完成有效的机械功或转变机械能。

机器是由一个或几个机构组成的，机构仅具有机器的前两个特征，被用来传递运动或变换运动形式。

因此，机器能实现确定的机械运动，做有用的机械功或完成能量、物料与信息的转换和传递。机构则传递运动和动力，完成运动方式的转换。通常把机器和机构统称为机械。

#### 2. 零件、构件和部件

从制造和装配方面来分析，任何机械设备都是由许多机械零部件组成的。

零件是机器的基本制造单元，构件是机器的基本运动单元。组成机构的各个相对运动部分称为构件。构件可以是单一的零件，也可以是多个零件组成的刚性组合体。如图 1-2 所示的连杆由连杆体、螺栓、螺母、开口销、连杆盖、剖分轴瓦、轴衬七种零件组成。工作时，连杆作为一个整体做平面运动，构成一个构件，但在加工时是七种不同的零件。

在各种机械中普遍使用的零件称为通用零件，如齿轮、键、销、螺栓和弹簧等。只在某

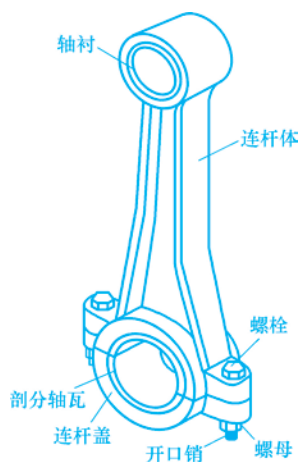


图 1-2 连杆的组成

些机械中使用的零件称为专用零件，如内燃机的活塞和曲轴等。

部件是机器的装配单元。为了便于机器的设计、制造、安装和维护，一般将整台机器分成能协同完成某一功能的相对独立系统，这样的系统称为部件，如减速器和联轴器等。

## 1.2 机械零件的失效形式及设计准则

### 1.2.1 机械零件的主要失效形式

当机械零件不能正常工作或达不到设计要求时，称该零件失效。零件失效与破坏是两个概念，失效并不一定意味着破坏，如用塑性材料制造的零件，工作时虽未断裂，但由于其过度变形而影响了其他零件的正常工作，这就是失效。齿轮由于齿面发生点蚀丧失了工作精度，带传动由于摩擦力不足而发生打滑等都是失效。

机械零件的常见失效形式有：断裂或过大的塑性变形，过大的弹性变形，工作表面失效（如磨损、疲劳点蚀、表面压溃和胶合等），发生强烈的振动以及破坏正常工作条件（如连接松动和摩擦表面打滑等）。

同一种零件可能有多种失效形式，主要的失效形式取决于零件的材料、承载情况、结构特点和工作条件。例如对于轴，它可能发生疲劳断裂，还可能发生过大的弹性变形，还可能发生共振等。对于一般载荷稳定的转轴，疲劳断裂是其主要的失效形式；对于精密主轴，过量的弹性变形是其主要的失效形式；对于高速转动的轴，发生共振、失去稳定性是其主要的失效形式。

### 1.2.2 机械零件的设计准则

设计是机械产品研制的第一步，设计的好坏直接关系到产品的质量、性能和经济效益。机械设计就是从使用要求出发，对机械的工作原理、结构、运动形式、力和能量的传递方式，各个零件的材料、尺寸和形状，以及使用维护等问题进行构思、分析和决策的创造性过程。本书主要讨论常用机构的设计以及常用机械传动装置和通用零部件的设计。

机械零件虽然有多种可能的失效形式，但归纳起来主要有强度、刚度、耐磨性和振动稳定性四方面的问题。设计机械零件时，保证零件在规定期限内不产生失效所依据的原则，称为设计计算准则。设计计算准则主要有强度准则、刚度准则、寿命准则、振动稳定性准则和可靠性准则。其中强度准则是设计机械零件首先要满足的一个基本要求。为保证零件工作时有足够的强度，设计计算时应使其危险截面或工作表面的工作应力不超过零件的许用应力，即

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (1-1)$$

$$\tau \leq [\tau] \quad (1-2)$$

式中， $\sigma$ 、 $\tau$  为零件危险截面或工作表面的正应力、切应力； $[\sigma]$ 、 $[\tau]$  为零件的许用正应力、许用切应力。

## 1.3 机械设计的基本要求和一般过程

### 1.3.1 机械设计的基本要求

机械的性能和质量在很大程度上取决于设计的质量，而机械的制造过程实质上就是要实现设计所规定的性能和质量。机械设计作为机械产品开发研制的一个重要环节，不仅决定着产品的性能好坏，而且决定着产品质量的高低。设计和选用机械零件时，必须满足从机械整体出发对其提出的基本要求。

(1) 功能性要求 设计的机械零件应在规定条件下及规定的寿命期限内，有效地实现预期的全部功能。

(2) 社会效益与经济性要求 在产品设计中，经济效益和社会效益要综合考虑，应当合理选用原材料，确定适当的精度要求，减少设计和制造的周期。还需要对产品的设计、制造和销售进行综合考虑，以获得满意的经济效益与社会效益。

(3) 工艺性要求 工艺性要求包含零件加工工艺性和装配工艺性两个方面。在不影响工作性能的前提下，应使机构尽可能地简化，力求用简单的机构装置取代复杂的装置完成同样的功能。零件的结构应合理，便于拆装，并尽量使用标准件。

(4) 安全性要求 安全性要求有三个含义：①设备本身不因过载、失电以及其他偶然因素而损坏；②切实保障操作者的人身安全（劳动保护性）；③不会对环境造成破坏。

(5) 可靠性要求 随着机械系统日益复杂化、大型化、自动化及集成化，要求机械系统在预定的环境条件下和寿命期限内，应具有保持正常工作状态的性能，这就称为可靠性。

(6) 其他特殊要求 针对某一个具体的机器，会有一些特殊的要求，如飞机结构重量要轻，食品等机械要符合卫生要求，纺织机械不得对产品造成污染等。

### 1.3.2 机械设计的一般过程

机械设计的一般过程包括四个阶段，即明确任务阶段、方案设计阶段、技术设计阶段及施工设计阶段。

(1) 明确任务阶段 在实际工作中有各种各样、用途各不相同的机器。但是，所有这些机器的设计过程都有一个共同特点，即都是从提出设计任务开始。而设计任务的提出主要

是依据工作和生产的需要。

(2) 方案设计阶段 设计部门和设计人员首先要认真研究任务书,在全面明确其要求后,在调查研究、分析资料的基础上,拟订设计计划,按照下述的步骤进行设计:①机器工作原理的选择;②机器的运动设计;③机器的动力设计。

(3) 技术设计阶段 技术设计阶段主要是依据原动机的特性和运转特性或根据零部件的工作载荷进行设计,根据要求设计出各零部件。

工作原理确定之后的工作,是将选定的设计方案通过必要的分析计算和结构设计,用图面(装配图、零件图等)及技术文件的形式加以具体表示,包括运动设计、动力分析、整体布局、零件结构、材料、尺寸、精度和其他参数的确定以及必要的强度和刚度计算等。

(4) 施工设计阶段(工艺设计) 本阶段是将设计与制造连接起来的重要环节,包括规划零件的制造工艺流程,确定工艺参数、检测手段,设计夹具、模具等工作。这些属于机械制造工艺学课程的内容。因为施工设计阶段在很大程度上依赖于实践经验,所以计算机辅助工艺过程设计(CAPP)未能像计算机辅助设计(CAD)一样获得突破性进展和广泛应用。

一个完整的设计过程不但包含以上四个阶段,还包括制造、装配、试车和生产等所有环节,以及对图样和技术文件进行完善和修改,直到定型投入正式生产的全过程。

实际工作中,上述的几个阶段是交叉反复进行的。

随着计算机辅助设计、计算机仿真技术、三维图形技术以及虚拟装配制造技术的迅速发展,机械设计方法有了极大的变革,借助这些技术可以极大地降低设计和试制成本,提高产品的竞争力。

## 1.4 机械零件设计的一般步骤

机械零件设计是机械设计的重要组成部分。通常机械零件设计包括以下六个步骤:

- 1) 根据零件在机械中的地位和作用,选择零件的类型和结构。
- 2) 分析零件的载荷性质,拟订零件的计算简图,计算作用在零件上的载荷。
- 3) 根据零件的工作条件及对零件的特殊要求,选择适当的材料。
- 4) 分析零件可能出现的失效形式,确定计算准则和许用应力。
- 5) 确定零件的主要几何尺寸,综合考虑零件的材料、承载以及加工装配工艺和经济性等因素,参照有关标准、技术规范以及经验公式,确定全部结构尺寸。
- 6) 绘制零件工作图并确定公差和技术要求。

上述设计过程和内容并不是一成不变的,它随着具体任务和条件的不同而改变。在一般机械中,只有部分主要零件需要通过计算确定其尺寸,而其他零件则根据结构工艺上的要求,采用经验数据或参照规范进行设计,或者使用标准件。

### 习 题

1-1 一般机械主要由哪些部分组成?各部分的作用是什么?

1-2 指出下列机器的动力部分、传动部分、执行部分和控制部分。

(1) 汽车; (2) 助力车; (3) 缝纫机; (4) 洗衣机; (5) 牛头刨床。

- 1-3 机器与机构的主要区别是什么?
- 1-4 什么叫通用零件? 什么叫专用零件?
- 1-5 机械零件的主要失效形式有哪些?
- 1-6 机械设计应满足哪些基本要求? 试以助力车为例说明机械设计的一般过程。
- 1-7 机械零件设计的一般步骤有哪些?

## 第 2 章

# 平面机构的组成、运动简图和自由度

机构通常分为平面机构和空间机构。在生活和生产中，平面机构应用较多。为了分析机构的组成和运动，首先要正确地表达机构。工程上，为了表达方便，平面机构通常用平面机构运动简图来表示。为了研究机构的运动情况，确定机构是否具有确定的相对运动，需要计算机构的自由度。

### 2.1 平面机构的组成

以单缸内燃机为例。单缸内燃机中包含三种平面运动机构：气缸体、活塞、连杆和曲柄组成曲柄滑块机构，凸轮、推杆和机架组成凸轮机构，齿轮和机架组成齿轮机构。这些都是常用的平面机构。

构件和运动副是机构的基本组成要素。

#### 2.1.1 构件的类型

构件依其在机构中的功能分为机架、主动件和从动件。机架是机构中相对静止的构件，如图 2-1 所示内燃机主体机构的气缸体；主动件又称为原动件，是输入运动和动力的构件，如活塞；从动件又称为被动件或输出件，是直接完成机构运动要求、跟随主动件运动的构件，如曲柄。图 2-1 所示的单缸四冲程内燃机由机架（气缸体）、曲柄、连杆、活塞、进气阀、排气阀、推杆、凸轮和齿轮组成。当燃烧的气体推动活塞做往复运动时，通过连杆使曲柄做连续转动，从而将燃气的压力能转换为曲柄的机械能。齿轮、凸轮和推杆的作用是按一定的运动规律按时启闭阀门，完成吸气和排气。这种内燃机中有三种机构：①曲柄滑块机构，由活塞、连杆、曲柄和机架构成，作用是将活塞的往复直线运动转换成曲柄的连续转动；②齿轮机构，由大、小三个齿轮和机架构成，作用是改变转速的大小和方向；③凸轮机构，由凸轮、推杆和机架构成，作用是将凸轮的连续转动变为推杆的往复移动，完成有规律地启闭阀门工作。

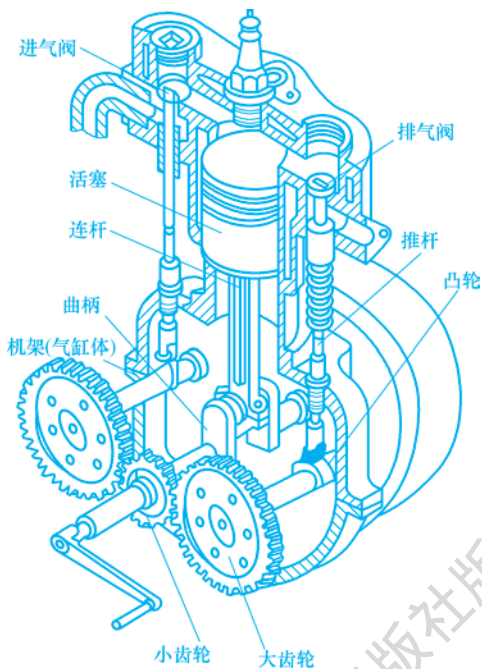


图 2-1 单缸四冲程内燃机结构简图

### 2.1.2 运动副的概念

机构是具有确定相对运动构件的组合物，为实现机构的各种功能，各构件之间必须以一定的方式连接起来，且具有确定的相对运动。在图 2-1 所示的内燃机中，活塞与机架（气缸体）组成可相对移动的连接；活塞和连杆、连杆和曲柄、曲柄和机架分别组成可相对转动的连接。这种两个构件通过直接接触，既保持联系又能相对运动的连接，称为运动副。

### 2.1.3 运动副的分类

根据运动副各构件之间的相对运动是平面运动还是空间运动，可将运动副分成平面运动副和空间运动副。

#### 1. 平面运动副

所有构件都在同一平面上运动或可以在同一平面内研究的机构称为平面机构，平面机构的运动副称为平面运动副。按两个构件间的接触特性，平面运动副可分为低副和高副两大类。

(1) 低副 两个构件间为面接触的运动副称为低副。根据构成低副的两个构件间的相对运动特点，低副又分为转动副和移动副。

两个构件只能做相对转动的运动副为转动副。图 2-2a 中轴承与轴颈的连接、图 2-2b 中铰链连接都属于转动副。

移动副是两个构件只能沿某一轴线相对移动的运动副，如工作台沿导轨移动（见图 2-2c）和导杆沿滑块中线移动（见图 2-2d）。

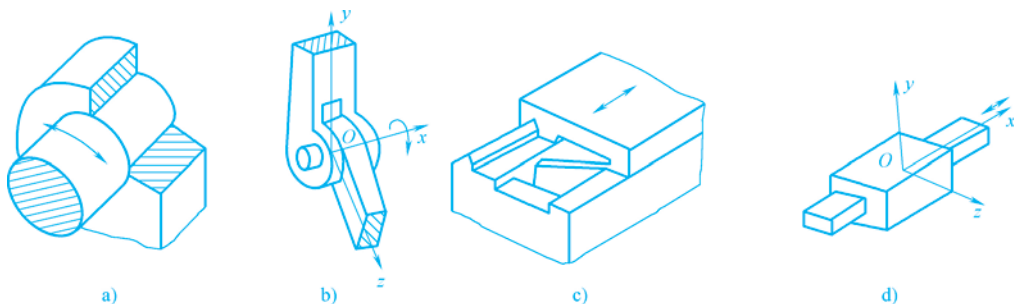


图 2-2 平面低副

(2) 高副 两个构件间为点、线接触的运动副称为高副，如图 2-3 所示的车轮与钢轨、

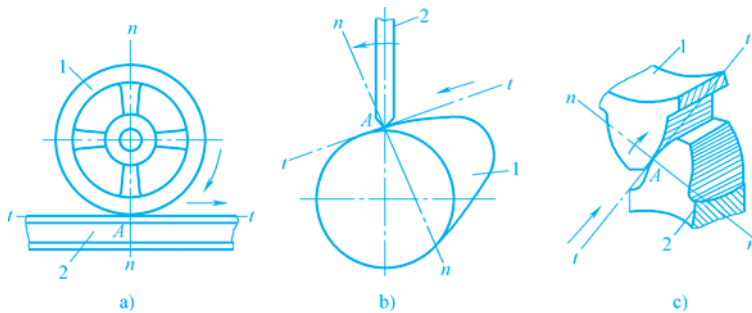


图 2-3 平面高副

a) 车轮与钢轨 b) 凸轮与从动件 c) 齿轮啮合

机械工业出版社版权所有

凸轮与从动件以及齿轮啮合均为高副。

## 2. 空间运动副

常用的空间运动副有球面副（球面铰链，见图 2-4a）和螺旋副（见图 2-4b）。

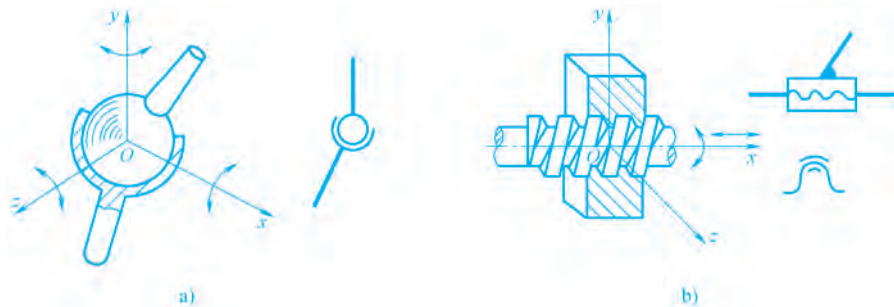


图 2-4 常用空间运动副

a) 球面铰链 b) 螺旋副

## 2.2 平面机构的运动简图

### 2.2.1 平面机构运动简图的概念

对机构进行分析，目的在于了解机构的运动特性。在对机构分析时，只需要考虑与运动有关的构件数目、运动副类型及相对位置，而无须考虑机构的真实外形和具体结构，因此常用一些简单的线条和符号画出图形，进行方案讨论和运动、受力分析。这种抛开实际机构中与运动关系无关的因素，并用按一定比例及规定的简化画法表示各构件间相对运动关系的工程图形，称为机构运动简图。只要求定性地表示机构的组成及运动原理，而不严格按比例绘制的机构图形，称为机构示意图。

### 2.2.2 运动副及构件的规定表示方法

运动副和构件的符号根据 GB/T 4460—2013《机械制图 机构运动简图用图形符号》的规定表达。运动副的简图图形符号见表 2-1，凸轮机构和齿轮机构的简图符号见表 2-2。

表 2-1 运动副的简图图形符号（摘自 GB/T 4460—2013）

序号	名称	基本符号	可用符号	附注
1	回转副			
2	棱柱副(移动副)			

(续)






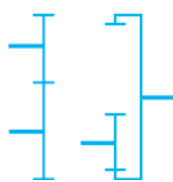
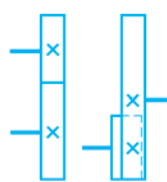



序号	名称	基本符号	可用符号	附注
3	螺旋副			
4	球面副			

表 2-2 凸轮机构和齿轮机构的简图符号 (摘自 GB/T 4460—2013)







序号	名称	基本符号	可用符号	附注
1	凸轮副			
2	齿轮副			

构件及其组成部分连接的简图图形符号见表 2-3，多杆构件示例如图 2-5 所示。

表 2-3 构件及其组成部分连接的简图图形符号 (摘自 GB/T 4460—2013)

序号	名称	基本符号	可用符号	附注
1	机架			
2	轴、杆			

(续)

序号	名称	基本符号	可用符号	附注
3	构件组成部分的永久连接			 
4	组成部分与轴(杆)的固定连接			

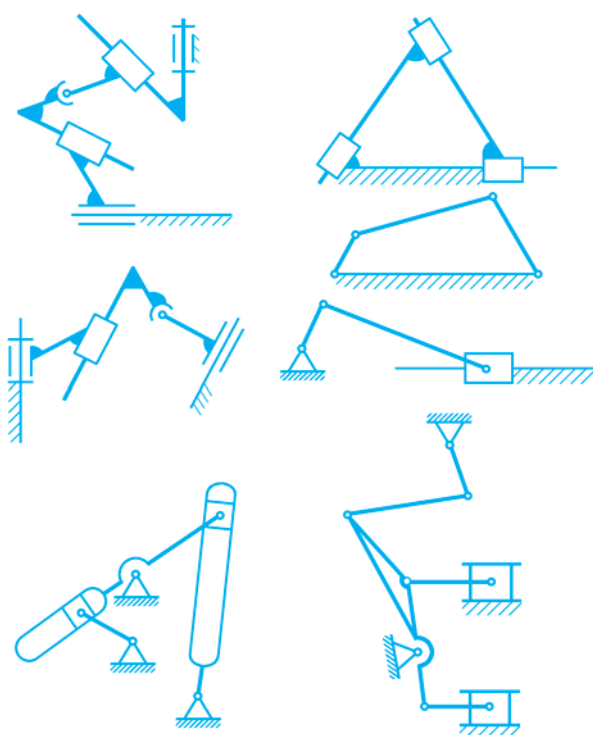


图 2-5 多杆构件示例 (摘自 GB/T 4660—2013)

### 2.2.3 平面机构运动简图的绘制

绘制机构运动简图, 首先应先了解清楚机构的构造和运动情况, 再按下列步骤进行:

- 1) 分析机构的组成, 分清固定件(机架), 确定主动件、从动件及数目。
- 2) 由主动件开始, 循着运动路线, 依次分析构件间的相对运动形式, 并确定运动副的类型和数目。
- 3) 选择适当的视图投影面, 确定机架、主动件及各运动副间的相对位置, 以便清楚地表达各构件间的运动关系。通常选择与构件运动平行的平面作为投影面。

4) 按适当的比例尺 (mm/mm 或 m/mm),  $\mu_1 = \frac{\text{构件实际长度}}{\text{构件图示长度}}$ , 用规定的符号和线条绘制机构的运动简图, 并用箭头注明原动件及用数字标注构件号。

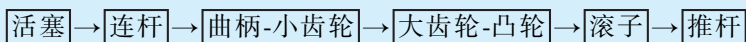
**例 2-1** 绘制图 2-1 所示单缸四冲程内燃机的机构运动简图。

**解** 1) 分清固定件 (机架), 确定主动件、从动件及数目。

由图 2-1 可知, 气缸体是机架, 缸内活塞是主动件。曲柄、连杆、推杆 (两个)、凸轮 (两个) 和齿轮 (三个) 是从动件。

2) 确定运动副类型和数目。

由活塞开始, 机构的运动路线见下面框图:



图中, 曲柄与小齿轮、大齿轮与凸轮均为两构件同轴。

活塞与机架构成移动副, 活塞与连杆构成转动副, 连杆与曲柄构成转动副, 小齿轮与大齿轮 (两个) 构成高副, 凸轮与滚子 (两处) 构成高副, 滚子与推杆 (两处) 构成转动副, 推杆与机架 (两处) 构成移动副。曲柄、大小齿轮、凸轮与机架 (六处) 分别构成转动副。

3) 选择适当投影面, 这里选择齿轮的旋转平面为正投影面, 确定各运动副之间的相对位置。

4) 选择恰当的比例尺, 按照规定的线条和符号, 绘制出该机构的运动简图, 并注明原动件及标注构件号 (见图 2-6)。

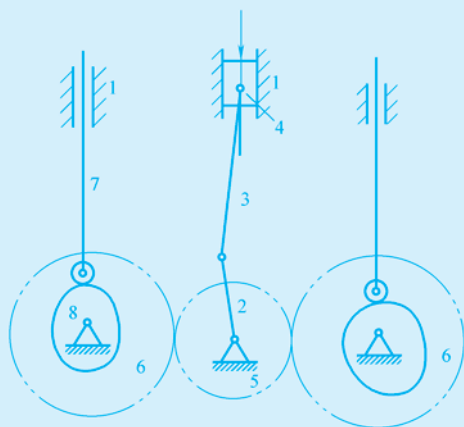


图 2-6 单缸四冲程内燃机机构运动简图

## 2.3 平面机构的自由度

### 2.3.1 构件的自由度

#### 1. 自由度

两个构件以不同的方式相互连接, 可以得到不同形式的相对运动。而没有用运动副连接

机械工业出版社版权所有

的做平面运动的构件，其独立的平面运动有3个，即沿 $x$ 轴方向和 $y$ 轴方向的两个移动以及在 $Oxy$ 平面上绕任意点的转动（见图2-7），构件的这种独立运动称为自由度。做平面运动的自由构件具有3个独立的运动，即具有3个自由度。

## 2. 约束

当两个构件之间通过某种方式连接而形成运动副时，如图2-8所示，构件2与固定连接在坐标轴上的构件1在 $A$ 点铰接，构件2沿 $x$ 轴方向和沿 $y$ 轴方向的独立运动受到限制。这种限制构件独立运动的作用称为约束。

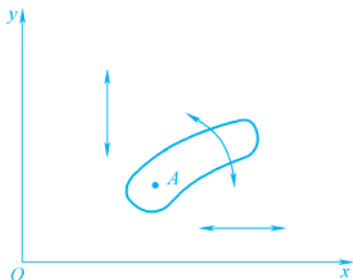


图 2-7 平面独立构件的自由度

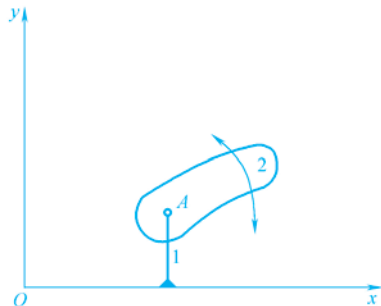


图 2-8 约束

对平面低副，由于两个构件之间只有一个相对运动，即相对移动或相对转动，说明平面低副构成受到2个约束，因此有低副连接的构件将失去2个自由度。

对平面高副，如凸轮副或齿轮副（见图2-3b、c），构件2既可相对构件1绕接触点转动，又可沿接触点的切线方向移动，只是沿公法线方向的运动被限制。可见，组成高副时的约束为1，即失去1个自由度。

### 2.3.2 平面机构自由度的计算

机构相对机架（固定构件）所具有的独立运动数目，称为机构的自由度。

在平面机构中，设机构的活动构件数为 $n$ ，在未组成运动副之前，这些活动构件共有 $3n$ 个自由度。用运动副连接后便引入了约束，并失去部分自由度。1个低副因有2个约束而将失去2个自由度，1个高副因有1个约束而将失去1个自由度。若机构中共有 $P_L$ 个低副、 $P_H$ 个高副，则平面机构的自由度 $F$ 的计算公式为

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

如图2-6所示的内燃机主运动机构（由机架1、活塞4、连杆3和曲柄2组成的曲柄滑块机构）中，其活动构件数 $n=3$ ，低副数 $P_L=4$ ，高副数 $P_H=0$ ，则该机构的自由度为

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

### 2.3.3 机构具有确定运动的条件

机构能否实现预期的运动输出，取决于其运动是否具有可能性和确定性。

如图2-9所示的桁架，是由3个构件通过3个转动副连接而成的系统，就没有运动的可能性，因其自由度为 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 2 - 2 \times 3 - 0 = 0$ ，故不能称其为机构。图2-10所示的

铰链五杆机构，若取构件 1 作为主动件，其自由度为  $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 0 = 2$ 。当构件 1 处于图示位置时，构件 2、3、4 则可能处于实线位置，也可能处于细双点画线位置。显然，从动件的运动是不确定的，故也不能称其为机构。如果给出 2 个主动件，即同时给定构件 1、4 的位置，则其余从动件的位置就可以唯一确定了（如图 2-10 中的实线），此时，该系统则可称为机构。图 2-11 所示的铰链四杆机构，其自由度为  $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$ 。当给定构件 1 的位置时，其他构件的位置也被相应确定，原动件数 = 机构自由度数，机构具有确定的运动。

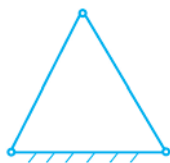


图 2-9 桁架

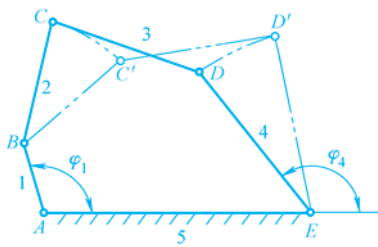


图 2-10 铰链五杆机构

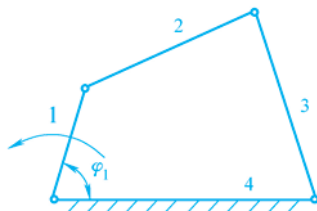


图 2-11 铰链四杆机构

当主动件的位置确定以后，其余从动件的位置也随之确定，则称该机构具有确定的相对运动。那么究竟取一个还是几个构件作为主动件，这取决于机构的自由度。

机构的自由度就是机构具有的独立运动的数目。

因此，当机构的主动件数等于自由度数且大于零时，机构就具有确定的相对运动。若用  $W$  表示机构的原动件数目，则机构具有相对运动的条件可以表示为

$$F = W > 0 \tag{2-2}$$

机构具有确定相对运动的条件是，机构的原动件数等于机构的自由度数且大于零。不满足这一条件，即原动件数小于机构的自由度数时，机构的运动是不确定的。通常在机构的设计中，这种情况不允许出现。

### 2.3.4 平面机构自由度计算需注意的问题

#### 1. 复合铰链

2 个以上的构件共用同一条转动轴线所构成的转动副，称为复合铰链。

图 2-12 所示为 3 个构件在 A 点形成复合铰链。从左视图可见，这 3 个构件实际上构成了轴线重合的 2 个转动副，而不是 1 个转动副，故转动副的数目为 2 个。推而广之，对由  $k$  个构件在同一条轴线上形成的复合铰链，转动副的数目应为  $k-1$  个，计算自由度时应注意这种情况。

#### 2. 局部自由度

与机构整体运动无关的构件的独立运动，称为局部自由度。

在计算机构自由度时，局部自由度应略去不计。图 2-13a 所示的凸轮机构中，滚子 3 绕自身轴线的转动完全不影响从动件 2 的运动输出，因而滚子 3 转动的自由度属于局部自由度。在计算该机构的自由度时，应将滚子 3 与从动件 2 看成一个构件，如图 2-13b 所示。因此，该机构的自由度为

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

机械工业出版社版权所有

从图 2-13a 中看出,局部自由度虽不影响机构的运动关系,但可以变滑动摩擦为滚动摩擦,从而减轻了由于高副接触而引起的摩擦和磨损。因此,在机械中常见具有局部自由度的结构,如滚动轴承和滚轮等。

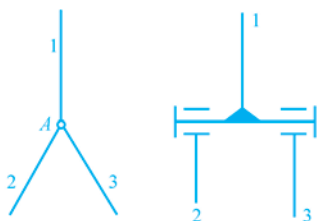


图 2-12 复合铰链

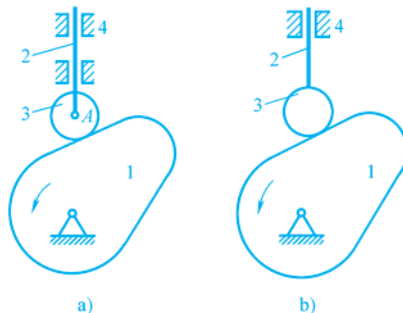


图 2-13 局部自由度

### 3. 虚约束

机构中不产生独立限制作用的约束,称为虚约束。

在计算自由度时,应先去除虚约束。虚约束常出现在下面几种情况中:

1) 两构件在连接点上的运动轨迹重合,则该运动副引入的约束为虚约束。

图 2-14b 所示机构中,由于  $EF$  平行并等于  $AB$  及  $CD$ , 杆 5 上  $E$  点的轨迹与杆 3 上  $E$  点的轨迹完全重合,因此,由  $EF$  杆与杆 3 连接点上产生的约束为虚约束,计算时,应将其去除,如图 2-14a 所示。这样,该机构的自由度为  $F=3n-2P_L-P_H=3\times 3-2\times 4-0=1$ 。如果不满足上述几何条件,则  $EF$  杆带入的约束仍为有效约束,如图 2-14c 所示。此时机构的自由度为  $F=3n-2P_L-P_H=3\times 4-2\times 6-0=0$ 。

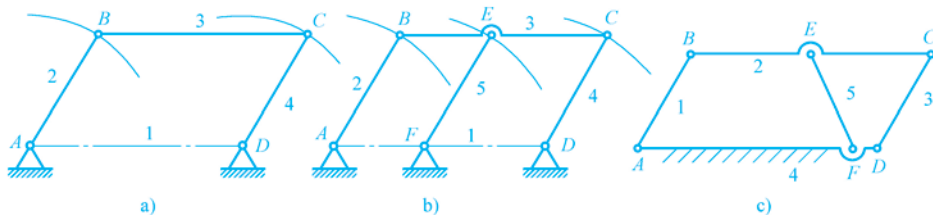


图 2-14 运动轨迹重合引入的虚约束

2) 若两个构件组成多个轴线重合的转动副(见图 2-15a),或两个构件组成多个方向一致的移动副(见图 2-15b、c)时,则只需考虑其中一处的约束,其余的均为虚约束。

3) 机构中对运动不起作用的对称部分引入的约束为虚约束。

图 2-16 所示的行星轮系,从传递运动而言,只需要 1 个齿轮 2 即可满足传动要求,装上 3 个相同的行星轮的目的在于使机构受力均匀,因此,其余 2 个行星轮引入的高副均为虚约束,应除去不计,故该机构的自由度  $F=3n-2P_L-P_H=3\times 3-2\times 3-2=1$  ( $C$  处为复合铰链)。

虚约束虽对机构运动不起约束作用,但能改善机构的受力情况,提高机构的刚性,因而在结构设计中被广泛采用。应该注意的是,虚约束对机构的几何条件要求较高,故对制造以及安装精度要求较高。当不能满足几何条件时,虚约束就会变成实约束而使机构不能运动。

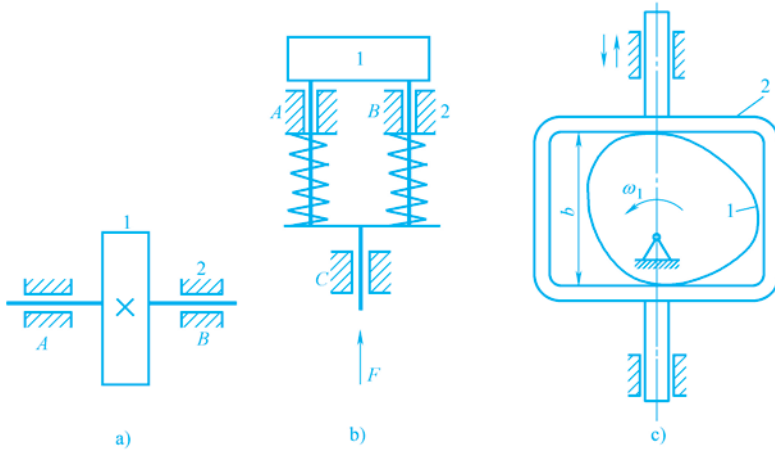


图 2-15 轴线重合的虚约束

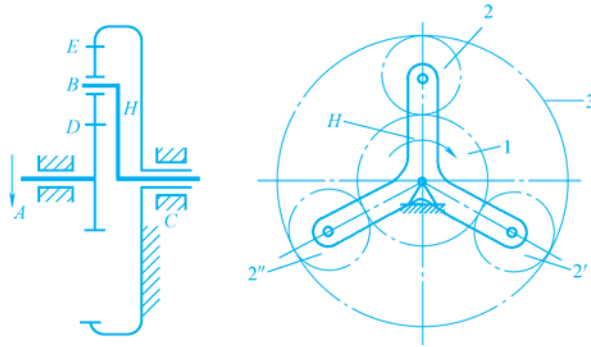


图 2-16 对称结构的虚约束

**例 2-2** 计算图 2-17a 所示筛料机构的自由度，判断该机构是否具有确定的相对运动。

**解** 1) 检查机构中是否有三种特殊情况。

由图 2-17a 可知，机构中滚子自转为局部自由度；顶杆  $DF$  与机架组成两导路重合的移动副  $E'$ 、 $E$ ，故其中之一为虚约束； $C$  处为复合铰链。去除局部自由度和虚约束以后，应按图 2-17b 计算自由度。

2) 计算机构自由度。

机构中的可动构件数为  $n=7$ ， $P_L=9$ ， $P_H=1$ ，故该机构的自由度为

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

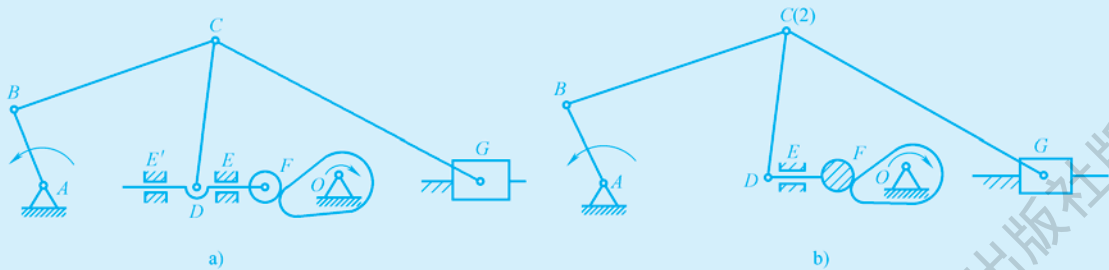


图 2-17 筛料机构

3) 判断机构是否具有确定的相对运动。

$$F = W = 2 > 0$$

机构的原动件数和机构的自由度数都等于 2，因此该机构具有确定的相对运动。

## 习 题

17

2-1 吊扇的扇叶与吊架、书桌的桌身与抽斗、机车直线运动时的车轮与路轨各组成哪一类运动副？请分别画出。

2-2 绘制图 2-18 所示各机构的运动简图。

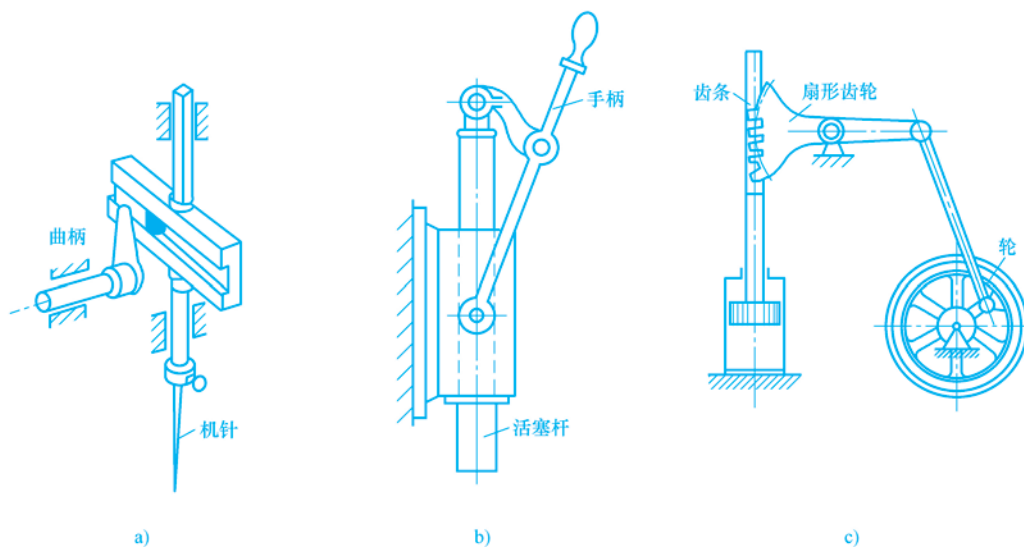


图 2-18 习题 2-2 图

2-3 指出图 2-19 所示各机构中的复合铰链、局部自由度和虚约束，计算各机构的自由

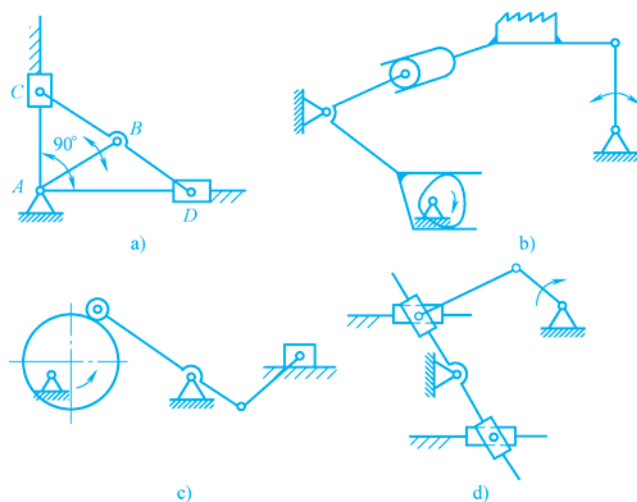


图 2-19 习题 2-3 图

机械工业出版社版权所有

度，并判定它们是否有确定的运动（标有箭头的构件为原动件）。

2-4 图 2-20 所示的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。

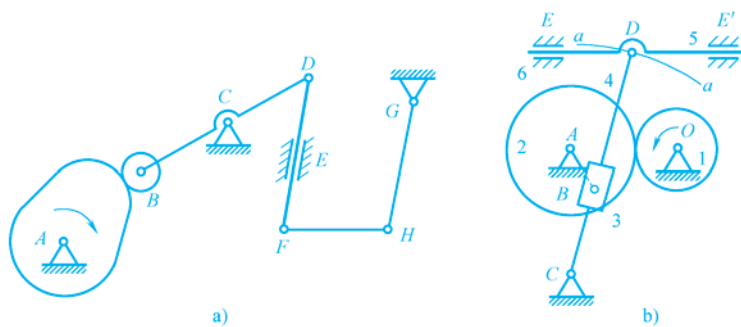


图 2-20 习题 2-4 图

## 平面连杆机构

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，则称为平面四杆机构。平面连杆机构广泛应用于各种机械和仪表中，其主要优点有：①平面连杆机构中的运动副都是低副，组成运动副的两个构件之间为面接触，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构件形状简单，加工方便；③构件之间的接触由构件本身的几何约束保持，所以构件工作可靠；④在原动件等速连续运动的条件下，当各构件的相对长度不同时，可使从动件实现多种形式的运动，满足多种运动规律的要求；⑤利用平面连杆机构中的连杆可满足多种运动轨迹的要求。

平面连杆机构的主要缺点有：①根据从动件所需要的运动规律或轨迹来设计连杆机构比较复杂；②连杆机构运动时产生的惯性力难以平衡，因此不适用于高速运动的场合。

### 3.1 平面四杆机构的基本形式及演化

平面四杆机构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。如果所有低副均为转动副，且构件数为4，那么这种四杆机构就称为铰链四杆机构。它是平面四杆机构最基本的形式，其他形式的四杆机构都可看作是在它的基础上演化而成的。

#### 3.1.1 平面四杆机构的基本形式

图3-1所示的铰链四杆机构中，固定件4称为机架，与机架用回转副连接的杆1和杆3称为连架杆，不与机架直接连接的杆2称为连杆。能做整周转动的连架杆，称为曲柄。仅能在某一角度范围内摆动的连架杆，称为摇杆。

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三种基本形式：曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构。

##### 1. 曲柄摇杆机构

两个连架杆中，一个为曲柄，另一个为摇杆的铰链四杆机构，称为曲柄摇杆机构。曲柄摇杆机构的特点是：它能将曲柄的整周回转运动变换成摇杆的往复摆动，相反它也能将摇杆的往复摆动变换成曲柄的连续回转运动。图3-2所示的搅拌机 and 缝纫机脚踏机构均为曲柄摇杆机构。

##### 2. 双曲柄机构

两个连架杆均为曲柄的四杆机构，称为双曲柄机构。双曲柄机构中，通常主动曲柄做匀速圆周运动，从

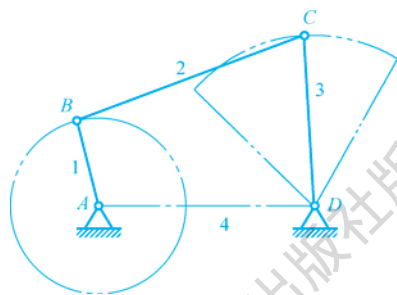


图3-1 铰链四杆机构

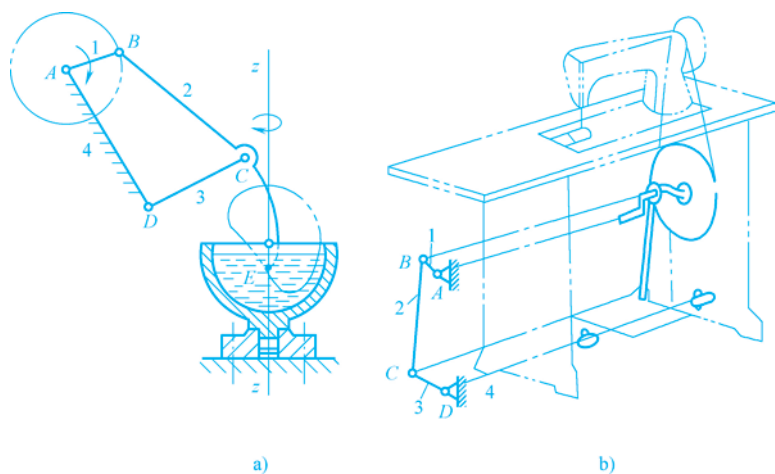


图 3-2 曲柄摇杆机构

a) 搅拌机 b) 缝纫机脚踏机构

动曲柄做同向变速运动。图 3-3 所示为惯性筛双曲柄机构，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。

图 3-4 所示的双曲柄机构中，两个曲柄长度相等，连杆与机架的长度也相等，称为平行双曲柄机构（也称平行四边形机构）。图 3-4a 为正平行双曲柄机构，其特点是两曲柄转向相同、转速相等，且连杆做平动，因而应用广泛。图 3-4b 为逆平行双曲柄机构，两个曲柄具有反向、不等速的特点。火车驱动轮联动机构利用了同向、等速的特点，如图 3-5a 所示。路灯检修车的载人升斗利用了平动的特点，如图 3-5b 所示。车门启闭机构利用了两个曲柄反向转动的特点，如图 3-5c 所示。

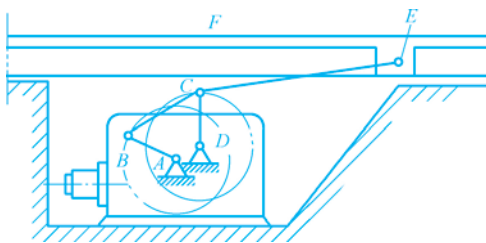


图 3-3 惯性筛双曲柄机构

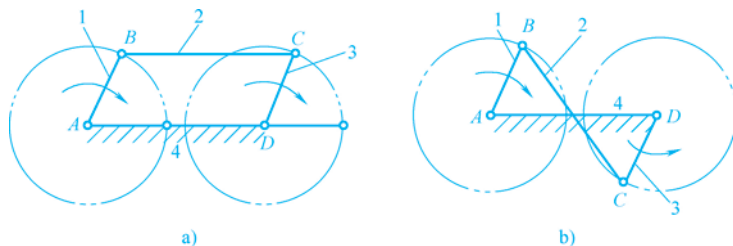


图 3-4 平行双曲柄机构

a) 正平行双曲柄机构 b) 逆平行双曲柄机构

### 3. 双摇杆机构

若四杆机构的两连架杆均为摇杆，则此四杆机构称为双摇杆机构。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缩小，使从动摇杆得到所需的摆

机械工业出版社版权所有

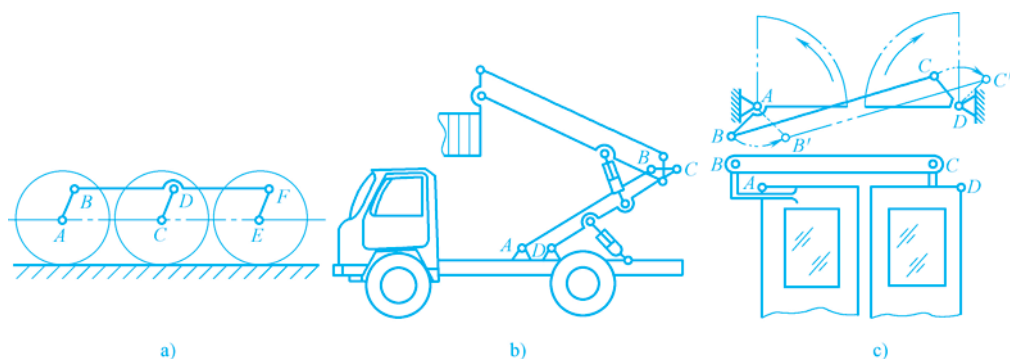


图 3-5 平行双曲柄机构的应用

a) 火车驱动轮联动机构 b) 路灯检修车载人升斗 c) 车门启闭机构

角，或者利用连杆上某点的运动轨迹实现所需的运动。图 3-6 所示的起重机和电风扇的摇头机构，均为双摇杆机构。在图 3-6a 所示的起重机中， $CD$  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 3-6b 所示的电风扇摇头机构中，电动机安装在摇杆 4 上，铰链  $A$  处装有一个与连杆 1 固接在一起的蜗轮。电动机转动时，电动机轴上的蜗杆带动蜗轮迫使连杆 1 绕  $A$  点做整周转动，从而使连架杆 2 和摇杆 4 做往复摆动，达到使风扇摇头的目的。

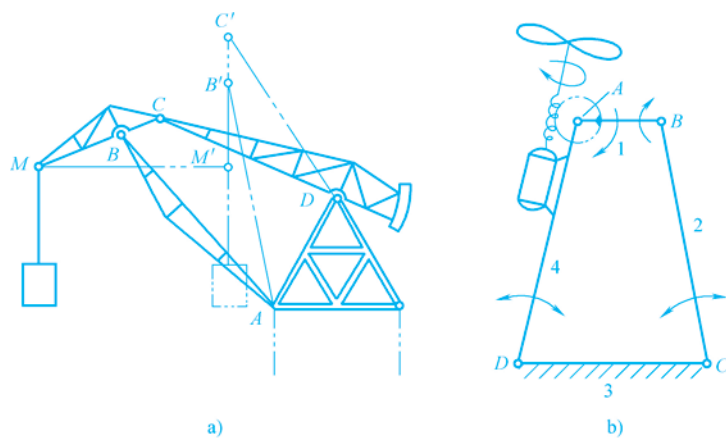


图 3-6 双摇杆机构

a) 起重机 b) 电风扇的摇头机构

### 3.1.2 平面四杆机构的演化

一般生产中广泛应用各种平面四杆机构，可通过以下四种方法得到：①以移动副代替转动副；②改变构件尺寸；③改变运动副尺寸；④变更机架。这些机构虽然具有不同的外形和构造，但都具有相同的运动特性，或一定的内在联系，并且都可看作是从铰链四杆机构演化而来的。

如以一个移动副代替铰链四杆机构中的一个转动副，便可得到滑块四杆机构，如图 3-7a 所示。如以两个移动副代替铰链四杆机构中的两个转动副，便可得到三种不同形式的四杆机

构，如图 3-7b 所示的曲柄移动导杆机构（正弦机构）及缝纫机刺布机构、图 3-7c 所示的双转块机构及十字沟槽联轴节和图 3-7d 所示的双滑块机构及椭圆仪。

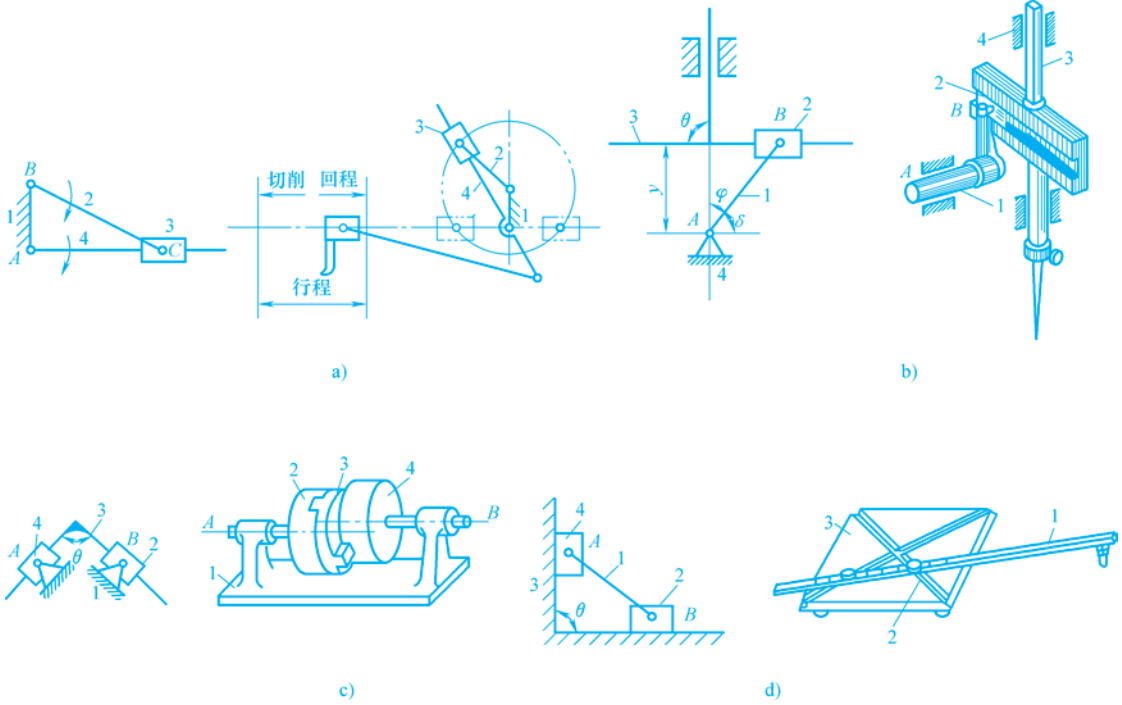


图 3-7 平面四杆机构的演化

- a) 滑块四杆机构 b) 曲柄移动导杆机构（正弦机构）及缝纫机刺布机构
- c) 双转块机构及十字沟槽联轴节 d) 双滑块机构及椭圆仪

滑块四杆机构是铰链四杆机构的一种常见演化机构，是含有一个移动副的四杆机构。根据机架的选择不同，其基本形式分为曲柄滑块机构（见图 3-8a）、导杆机构（见图 3-8b）、摇块机构（见图 3-8c）和定块机构（见图 3-8d）。

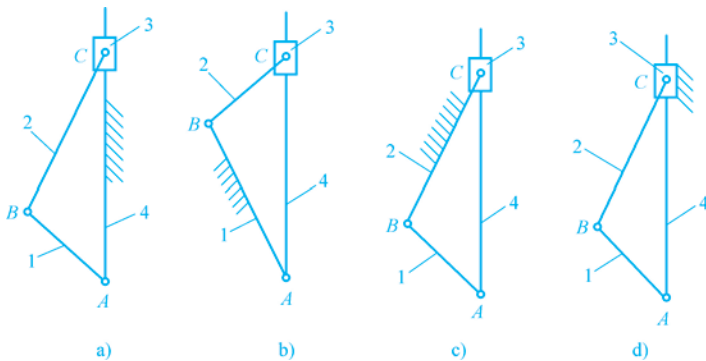


图 3-8 滑块四杆机构

- a) 曲柄滑块机构 b) 导杆机构 c) 摇块机构 d) 定块机构

机械工业出版社版权所有

### 1. 曲柄滑块机构

图 3-9a 所示的曲柄摇杆机构中, 当摇杆  $DC$  长度无限增加时,  $C$  点的运动轨迹便由弧线变成了直线 (见图 3-9b), 摇杆  $DC$  便成了滑块, 原来的转动副变成了移动副, 曲柄摇杆机构便变成了曲柄滑块机构。图 3-9c 所示机构称为对心曲柄滑块机构。图 3-9d 所示机构有偏心距  $e$ , 则称为偏置曲柄滑块机构。

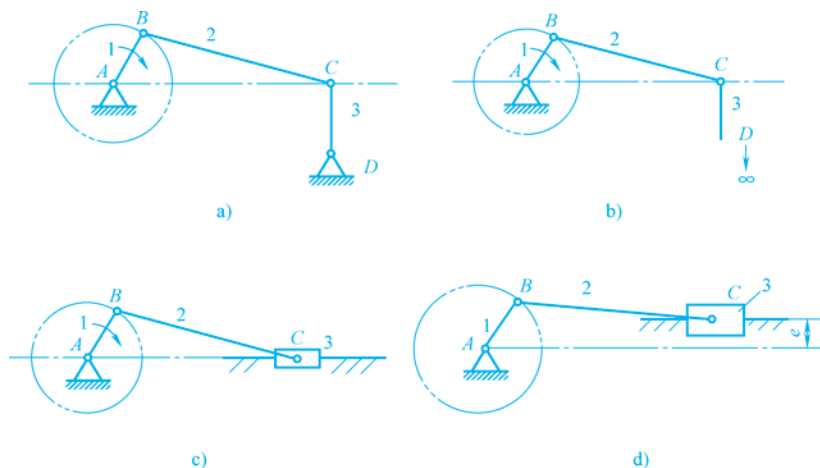


图 3-9 曲柄滑块机构的演化

### 2. 导杆机构

图 3-8a 所示的曲柄滑块机构中, 若改取构件  $AB$  为机架, 则机构演化为图 3-8b 所示的导杆机构。构件  $AC$  称为导杆。若杆长  $L_1 < L_2$ , 杆 2 整周回转时, 杆 4 也做整周回转, 这种导杆机构称为转动导杆机构; 若杆长  $L_1 > L_2$ , 杆 2 整周回转时, 杆 4 只能绕点  $A$  做往复摆动, 这种导杆机构称为摆动导杆机构。

导杆机构具有很好的传力性能, 在插床、刨床等要求传递重载的场合得到应用。在工程上, 常用作回转式液压泵、牛头刨床和插床等工作机构。图 3-10 为小型插床和牛头刨床的摆动导杆机构。

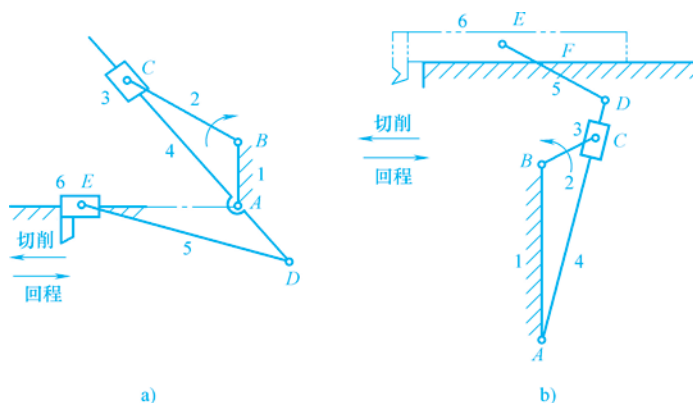


图 3-10 导杆机构的应用

a) 小型插床摆动导杆机构 b) 牛头刨床摆动导杆机构

机械工业出版社版权所有

### 3. 摇块机构

图 3-8a 所示的曲柄滑块机构中，若将与滑块铰接的构件固定成机架，使滑块只能摇摆不能移动，就成为摇块机构，如图 3-8c 所示，或称摆动滑块机构。这种机构广泛应用于摆动式内燃机和液压驱动装置内。图 3-11 所示为自卸货车翻斗机构及其运动简图，在该机构中，因为液压缸 3 绕铰链 C 摆动，故称为摇块。

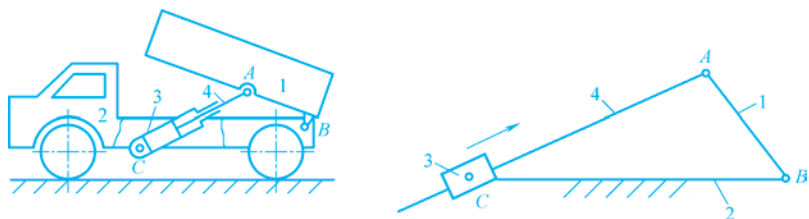


图 3-11 自卸货车翻斗机构及其运动简图

### 4. 定块机构

图 3-8a 所示的曲柄滑块机构中，若取构件 3 为固定件，即可得如图 3-8d 所示的固定滑块机构或称定块机构。这种机构常用于如图 3-12 所示的抽水唧筒等机构中，用手上下扳动主动件 1，使作为导路的活塞及活塞杆 4 沿唧筒中心线往复移动，实现唧水或唧油。铰链四杆机构及其演化的主要形式对比见表 3-1。

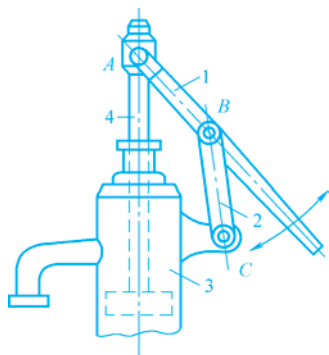


图 3-12 抽水唧筒机构及其运动简图

表 3-1 铰链四杆机构及其演化的主要形式对比

固定构件号	铰链四杆机构		含一个移动副的四杆机构 ( $e=0$ )	
4	曲柄摇杆机构		曲柄滑块机构	
1	双曲柄机构		转动导杆机构	

机械工业出版社版权所有

(续)

固定构件号	铰链四杆机构		含一个移动副的四杆机构 ( $e=0$ )	
2	曲柄摇杆机构		摇块机构	
			摆动导杆机构	
3	双摇杆机构		定块机构	

25

## 3.2 铰链四杆机构存在曲柄的条件及基本特性

### 3.2.1 铰链四杆机构存在曲柄的条件

在实际生活中,一般设备由电动机或其他连续转动的动力设备来驱动,这就要求机器中的原动件能够做整周回转运动。但在铰链四杆机构中,连架杆只有是曲柄时才能满足整周回转,下面讨论铰链四杆机构存在曲柄时应该满足哪些条件。

#### 1. 整转副存在的条件

两个构件能相对转动  $360^\circ$  的转动副称为整转副。显然,有整转副的铰链四杆机构才有可能存在曲柄。整转副存在的条件为:①最短杆与最长杆长度之和小于或等于另外两杆的长度之和(即杆长条件);②最短杆两端的转动副为整转副(即位置条件)。

#### 2. 曲柄存在的条件

曲柄是能与机架做  $360^\circ$  整周转动的连架杆,由整转副的存在条件可知,铰链四杆机构存在曲柄的条件为:①最短杆与最长杆长度之和小于或等于另外两杆的长度之和;②连架杆和机架中必有一杆为最短杆。

#### 3. 铰链四杆机构基本类型的判别方法

铰链四杆机构根据曲柄数目的不同有三种类型,显然,三种类型的区别是有无曲柄及曲柄的多少。铰链四杆机构基本类型的判别方法归纳如下。

- 1) 当最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和 ( $L_{\max} + L_{\min} \leq L' + L''$ ) 时:
  - ① 若最短杆的相邻杆为机架,则为曲柄摇杆机构。
  - ② 若最短杆为机架,则为双曲柄机构。
  - ③ 若最短杆的对边杆为机架,则为双摇杆机构。
- 2) 当最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和 ( $L_{\max} + L_{\min} > L' + L''$ ) 时,无论取

任何杆作为机架，机构均为双摇杆机构。

### 3.2.2 平面四杆机构的传力特性

在实际使用过程中，不仅要求机构能实现预定的机构运动，而且还要求传动过程省力、轻便、高效，因此，需要对机构的传力特性进行分析。

如图 3-13 所示，当曲柄摇杆机构中的曲柄  $AB$  为原动件时，忽略构件的重力和摩擦力影响，通过连杆  $BC$  作用于从动件  $CD$  上的力  $F$  沿  $BC$  方向，此力的方向与力的作用点  $C$  的速度  $v_c$  方向之间的夹角称为压力角，用  $\alpha$  表示。将  $F$  分解为沿  $v_c$  方向的切向力  $F_t$  和垂直于  $v_c$  的法向力  $F_n$ ，其中  $F_t (= F \cos \alpha)$  为驱使从动件运动并做功的有效分力，而  $F_n (= F \sin \alpha)$  不做功，仅增加转动副  $D$  中的径向压力。

因此，在  $F$  大小一定的情况下，分力  $F_t$  越大，即  $\alpha$  越小，对机构工作越有利。压力角的余角称为传动角  $\gamma$ 。 $\gamma$  越大，对机构工作越有利。由于传动角易于观察和测量，因此工程上常以传动角  $\gamma$  来衡量机构的传动性能。为了使传动角不致过小，常要求其最小值  $\gamma_{\min}$  大于许用传动角  $[\gamma]$ 。 $[\gamma]$  一般取  $40^\circ$  或  $50^\circ$ 。

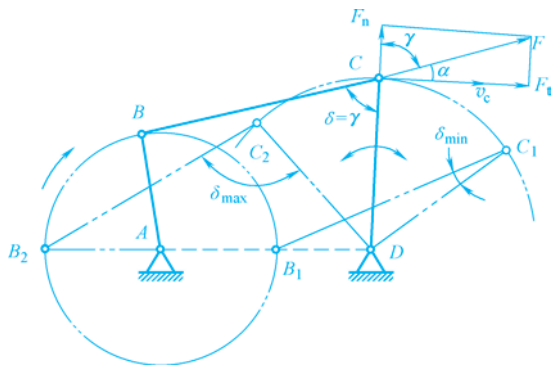


图 3-13 曲柄摇杆机构的压力角和传动角

对于曲柄滑块机构，当主动件为曲柄时，最小传动角出现在曲柄与机架垂直的位置，如图 3-14a 所示。对于图 3-14b 所示的导杆机构，由于在任何位置时主动曲柄通过滑块传给从动件的力的方向，与从动件上受力点的速度方向始终一致，故传动角始终等于  $90^\circ$ 。

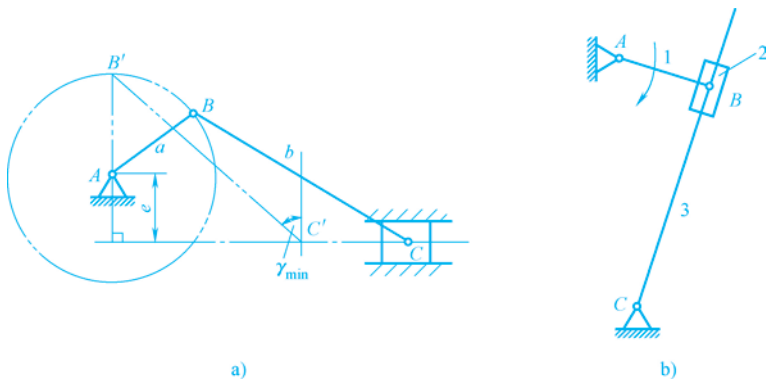


图 3-14 滑块四杆机构的压力角和传动角

机械工业出版社版权所有

### 3.2.3 平面四杆机构的运动特性

#### 1. 平面四杆机构的极位

在曲柄摇杆机构、曲柄滑块机构以及摆动导杆机构中，曲柄是原动件，从动件做往复摆动或移动，存在左、右两个极限位置，这两个极限位置简称极位。极位时，曲柄之间的夹角  $\theta$  称为极位夹角。两个极位间的夹角  $\psi$  称为最大摆角，如图 3-15 所示。

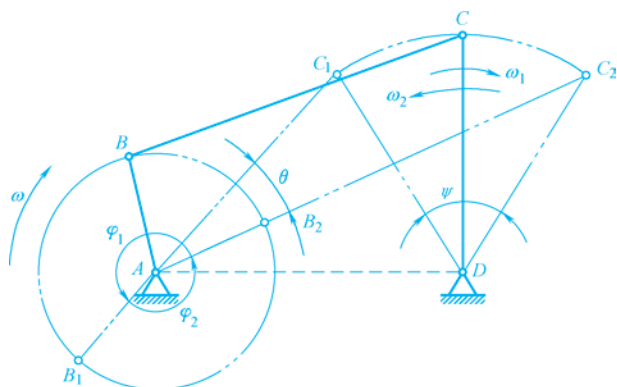


图 3-15 平面四杆机构的极位

#### 2. 急回特性

在图 3-15 中，当曲柄摇杆机构中的主动件曲柄  $AB$  与连杆  $BC$  两次共线时，从动件摇杆分别处于  $C_1D$  及  $C_2D$  两个极限位置。当曲柄按等角速度  $\omega$  由  $AB_1$  转过  $\varphi_1 = 180^\circ + \theta$  至极限位置  $AB_2$ ，摇杆则由极限位置  $C_1D$  转过  $\psi$  角至极限位置  $C_2D$ ；当曲柄再由  $AB_2$  按等角速度  $\omega$  转过  $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$ （由于  $\varphi_2 < \varphi_1$ ，因此来回摆动时间  $t_2 < t_1$ ）至  $AB_1$  位置时，摇杆则由极限位置  $C_2D$  摆过  $\psi$  角回到极限位置  $C_1D$ 。摇杆来回摆动的角度均为最大摆角  $\psi$ ，来回摆动时间  $t_2 < t_1$ ，因此平均速度  $\omega_2 > \omega_1$ ，回摆时的速度较大，产生急回运动。机构中空回行程速度大于工作行程速度的特性称为急回特性。

行程速比系数  $K$  为从动件回程平均角速度和工作行程平均角速度之比，机构具有急回特性，必有  $K > 1$ ，则极位夹角  $\theta \neq 0^\circ$ 。极位夹角的定义是指当机构的从动件分别位于两个极限位置时，主动件曲柄的两个相应位置之间所夹的锐角。极位夹角  $\theta$  和  $K$  之间的关系为

$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (3-1)$$

$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} \quad (3-2)$$

当然，并不是所有平面四杆机构都具有急回特性。图 3-16 所示为偏置曲柄滑块机构，偏心距为  $e$ 。当  $e = 0$  时， $\theta = 0^\circ$ ，则  $K = 1$ ，无急回特性；当  $e \neq 0$  时， $\theta \neq 0^\circ$ ，则  $K \neq 1$ ，机构有急回特性。图 3-14 所示为导杆机构，其极位夹角等于导杆最大摆角，也有急回特性。

四杆机构的急回特性可以节省空间、时间，提高生产率，如牛头刨床中退刀速度明显高于工作速度，

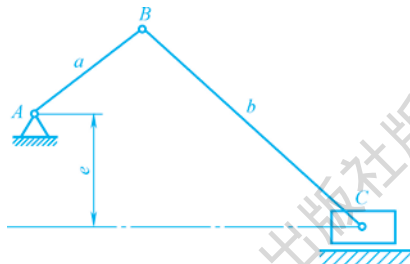


图 3-16 偏置曲柄滑块机构

机械工业出版社版权所有

就是利用了摆动导杆机构的急回特性。

### 3. 死点

摇杆为主动件的曲柄摇杆机构，当曲柄与连杆两次共线时，机构两个位置的传动角均为  $0^\circ$ ，如图 3-17 所示。在忽略连杆质量的情况下，连杆是二力杆，因此连杆对曲柄的作用力通过曲柄铰链中心  $A$ ，给曲柄的驱动力矩为 0，机构就会出现卡死或运动不确定的现象。这种机构的压力角  $\alpha = 90^\circ$ 、传动角  $\gamma = 0^\circ$ ，出现卡死或运动不确定的位置点称为死点。

对于传动机构而言，死点不利于机构传动，会导致机构处于卡死或运动不确定状态。因此，可采用两组机构错开排列，如多缸内燃机、缝纫机等靠飞轮的惯性，以避免此种情况。

在工程实践中，常采用死点实现特定功能。如图 3-18 所示为利用死点夹紧工件的夹具，当卸去夹紧驱动力  $P$  后，由于  $B$ 、 $C$ 、 $D$  三点共线，工件对压头（杆 1）的反作用力  $F_N$  不能使杆 1 转动，因而工件不会松。图 3-19 所示的飞机起落架是利用死点工作的又一个典型实例。

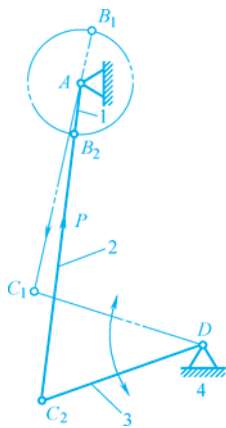


图 3-17 死点

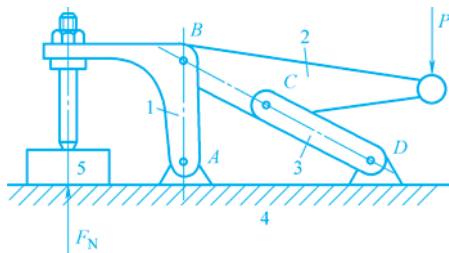


图 3-18 利用死点夹紧工件的夹具

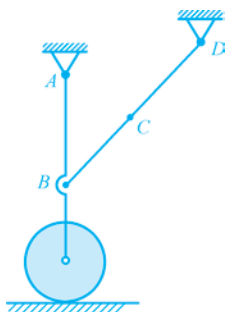


图 3-19 飞机起落架

## 3.3 平面四杆机构的设计

平面四杆机构的设计是指根据已知条件来确定机构各构件的尺寸，一般可归纳为如下两类基本问题。

1) 实现给定的运动规律。例如要求满足给定的行程速度变化系数，以实现预期的急回特性，实现连杆的几组给定位置等。

2) 实现给定的运动轨迹。例如要求连杆上某点能沿着给定轨迹运动等。

在进行四杆机构设计时，往往还需要满足一些附加的几何条件或动力条件。通常先按运动条件来设计四杆机构，然后再检验其他条件，如检验最小传动角、是否满足曲柄存在的条件、机构的运动空间尺寸等。

平面四杆机构的设计方法有图解法、解析法和试验法三种。图解法直观、清晰，一般比较简单易行，但精确程度稍差；试验法也有类似之处，而且工作也比较烦琐；解析法精确程度较好，但计算求解较复杂。设计时到底选用哪种方法，应根据实际条件而定。

机械工业出版社 版权所有

### 3.3.1 图解法设计平面四杆机构

#### 1. 按给定连杆上若干位置设计四杆机构

已知连杆  $BC$  的长度和依次占据的三个位置  $B_1C_1$ 、 $B_2C_2$ 、 $B_3C_3$ ，如图 3-20 所示。要求确定满足上述条件的铰链四杆机构的其他各杆件的长度和位置。

由于连杆上  $B$ 、 $C$  两点分别与曲柄和摇杆的  $B$ 、 $C$  两点重合，且做圆周运动， $B$  点的运动轨迹是由  $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3$  三点所确定的圆弧， $C$  点的运动轨迹是由  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  三点所确定的圆弧，分别找出这两段圆弧的圆心  $A$  和  $D$ ，也就完成了本四杆机构的设计。具体作法如下：

1) 确定比例尺，画出给定连杆的三个位置。实际机构往往要通过缩小或放大比例后才便于作图设计，应根据实际情况选择适当的比例尺  $\mu_1$ 。

2) 连接  $B_1B_2$ 、 $B_2B_3$ ，分别作直线段  $B_1B_2$  和  $B_2B_3$  的垂直平分线  $b_{12}$  和  $b_{23}$ （图 3-20 中细实线），此两条垂直平分线的交点  $A$  即为所求  $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3$  三点所确定的圆弧圆心。

3) 连接  $C_1C_2$ 、 $C_2C_3$ ，分别作直线段  $C_1C_2$  和  $C_2C_3$  的垂直平分线  $c_{12}$ 、 $c_{23}$ （图 3-20 中细实线）交于点  $D$ ，该点即为所求  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  三点所确定的圆弧圆心。

4) 以  $A$  点和  $D$  点作为连架杆铰链中心，分别连接  $AB_3$ 、 $B_3C_3$ 、 $C_3D$ （图 3-20 中粗实线）即得所求四杆机构。从图 3-20 中量得各杆的长度再乘以比例尺，就得到实际结构的长度尺寸。

如果给定连杆两预定位置  $B_1C_1$  和  $B_2C_2$ ，由于铰链  $A$ 、 $D$  分别为连杆上铰链  $B$ 、 $C$  的回转中心，故可将铰链  $A$ 、 $D$  分别选在  $B_1B_2$ 、 $C_1C_2$  的垂直平分线上任意位置都能满足设计要求，有无穷多组解。

#### 2. 按给定两连架杆的对应位置设计四杆机构

已知连架杆  $AB$  和机架  $AD$  的长度，两个连架杆的三组对应位置  $AB_1$ 、 $AB_2$ 、 $AB_3$  和  $DE_1$ 、 $DE_2$ 、 $DE_3$  如图 3-21 所示，要求设计该铰链四杆机构。

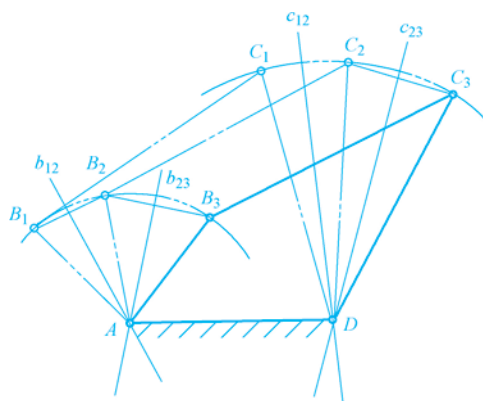


图 3-20 按给定连杆位置设计四杆机构

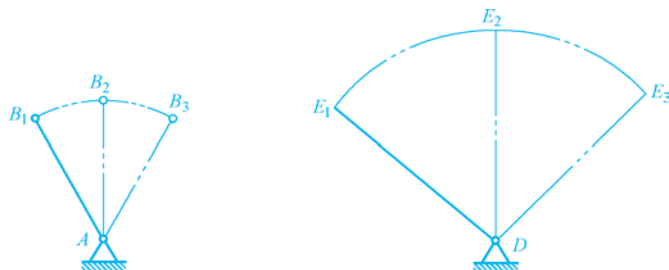


图 3-21 按给定两个连架杆的对应位置设计四杆机构（一）

用转换机构法，即改取连架杆  $CD$  作为机架，原先的机架  $AD$  作为连架杆，则  $B$  点总是

绕转换机构中的固定铰链点  $C$  转动。然后采用反转法就可以求出四杆机构。

具体步骤如下：

1) 以连架杆  $DE$  的第一个位置  $DE_1$  作为反转的基准位置。作  $\triangle DE_1B'_2 \cong \triangle DE_2B_2$ ，得到  $B_2$  点在机构转化过程中的新位置  $B'_2$ ，如图 3-22 所示。

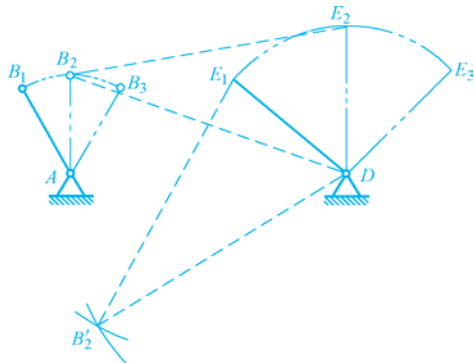


图 3-22 按给定两个连架杆的对应位置设计四杆机构（二）

2) 继续以连架杆  $DE$  的第一位置  $DE_1$  作为反转的基准位置，作  $\triangle DE_1B'_3 \cong \triangle DE_3B_3$ ，得到  $B_3$  点在机构转化过程中的新位置  $B'_3$ ，如图 3-23 所示。

3) 如图 3-24 所示，找过  $B_1$ 、 $B'_2$  和  $B'_3$  三点圆弧的圆心，即分别作  $B_1B'_2$  和  $B'_2B'_3$  的中垂线，两直线的交点就是所求的圆心  $C_1$  点，也就是连杆  $BC$  与连架杆  $CD$  铰链点  $C$  的第一个位置。 $AB_1C_1D$  就是所要求的铰链四杆机构第一位置时的机构图。

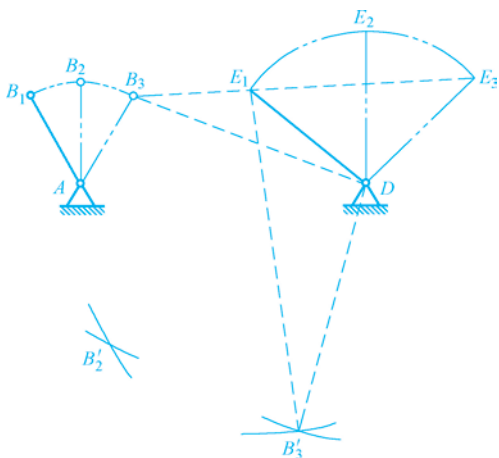


图 3-23 按给定两个连架杆的对应位置设计四杆机构（三）

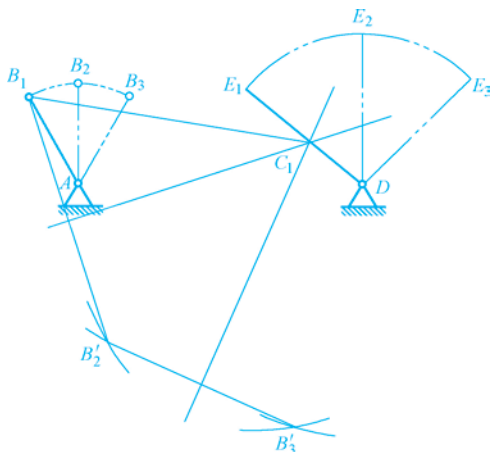


图 3-24 按给定两个连架杆的对应位置设计四杆机构（四）

### 3. 按给定行程速度变化系数 $K$ 设计四杆机构

已知行程速比系数  $K$ 、摇杆长度  $l_{CD}$ 、最大摆角  $\psi$ ，用图解法设计曲柄摇杆机构，设计过程如图 3-25 所示，具体步骤如下：

1) 由行程速比系数  $K$  计算极位夹角  $\theta$ 。由式 (3-2) 知

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

2) 选择合适的比例尺，作图求摇杆的极限位置。取摇杆长度  $l_{CD}$  除以比例尺  $\mu_1$  得图 3-25 中摇杆长  $CD$ ，以  $CD$  为半径、以定点  $D$  为圆心、以定点  $C_1$  为起点作弧  $C$ ，使弧  $C$  所对应的圆心角等于或大于最大摆角  $\psi$ ，连接  $D$  点和  $C_1$  点，得到的线段  $C_1D$  为摇杆的一个极限位置，过  $D$  点作与  $C_1D$  夹角等于最大摆角  $\psi_1$  的射线交圆弧于  $C_2$  点，得摇杆的另一个极

机械工业出版社 版权所有

限位置  $C_2D$ 。

3) 求曲柄铰链中心。过  $C_1$  点在  $D$  点同侧作  $C_1C_2$  的垂线  $H$ ，过  $C_2$  点作与  $D$  点同侧、与直线段  $C_1C_2$  夹角为  $(90^\circ - \theta)$  的直线  $J$  交直线  $H$  于  $P$  点，连接  $C_2P$ ，在直线段  $C_2P$  上截取  $C_2P/2$  得  $O$  点，以  $O$  点为圆心、 $OP$  为半径，画圆  $K$ ，在  $C_1C_2$  弧段以外的  $K$  上任取一点  $A$  为铰链中心。

4) 求曲柄和连杆的铰链中心。连接  $A$ 、 $C_2$  点，得到的直线段  $AC_2$  为曲柄与连杆长度之和，以  $A$  点为圆心、 $AC_1$  为半径作弧交  $AC_2$  于  $E$  点，可以证明曲柄长度  $AB = C_2E/2$ ，于是以  $A$  点为圆心、 $C_2E/2$  为半径画弧交  $AC_2$  于  $B_2$  点， $B_2$  点为曲柄与连杆的铰接中心。

5) 计算各杆的实际长度。分别量取图 3-25 中  $AB_2$ 、 $AD$ 、 $B_2C_2$  的长度，计算得：曲柄长  $l_{AB} = \mu_1 AB_2$ ，连杆长  $l_{BC} = \mu_1 B_2C_2$ ，机架长  $l_{AD} = \mu_1 AD$ 。

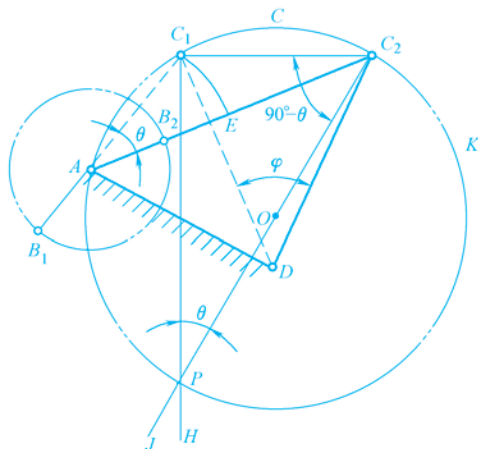


图 3-25 按给定行程速度变化系数设计四杆机构

### 3.3.2 试验法设计平面四杆机构

平面四杆机构运动时，连杆做平面运动，其上任一点都能描绘出一条封闭曲线，这种曲线称为连杆曲线。连杆曲线的形状随点在连杆上的位置和各构件相对长度的不同而不同。为方便设计使用，工程上已将不同杆长通过试验法获得的连杆上不同点的轨迹汇总，称为图谱册。

日常设计过程中，常借用已汇编成册的《四连杆机构分析图谱》，根据预定运动轨迹从图谱中选择形状相近的曲线，同时查得机构各杆尺寸及描述点在连杆平面上的位置，再用缩放仪求出图谱曲线与所需轨迹曲线的缩放倍数，即可求得四杆机构的结构及运动尺寸。图 3-26 所示为连杆曲线图谱。

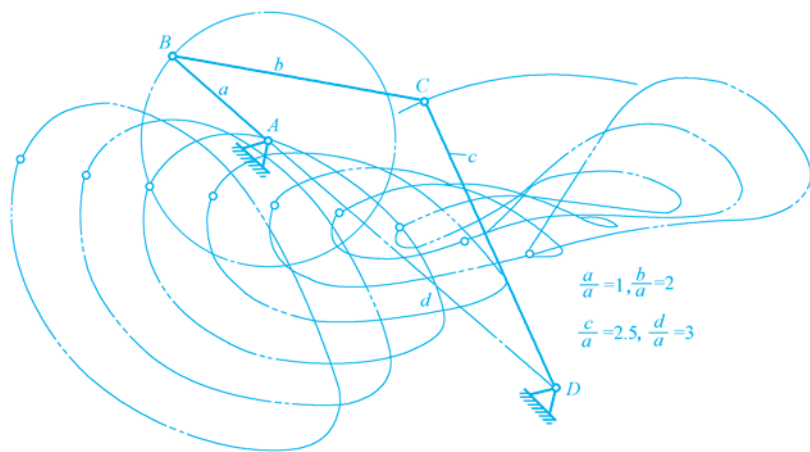


图 3-26 连杆曲线图谱

## 习 题

- 3-1 铰链四杆机构按运动形式可分为哪三种类型？各有什么特点？试举出它们的应用实例。
- 3-2 铰链四杆机构中曲柄存在的条件是什么？
- 3-3 机构的急回特性有何作用？判断四杆机构有无急回特性的根据是什么？
- 3-4 试根据图 3-27 中标注尺寸判断所列铰链四杆机构是曲柄摇杆机构、双曲柄机构，还是双摇杆机构。

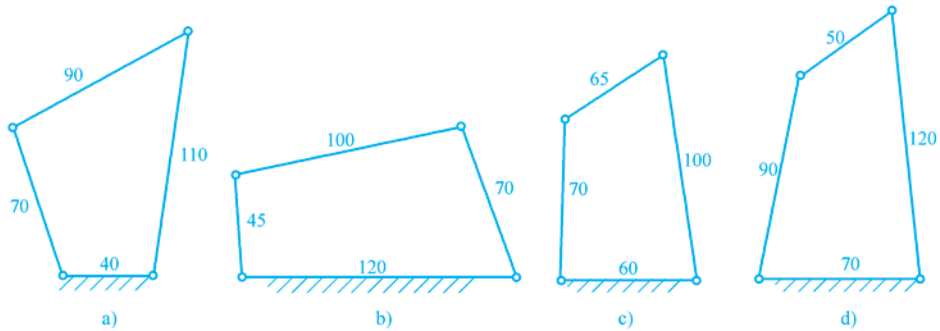


图 3-27 习题 3-4 题

3-5 试设计一个用于启闭炉门的铰链四杆机构，水平位置为炉门开启时的位置。要求铰链中心  $A$ 、 $D$  安装在  $y$ - $y$  轴线上，炉门有关尺寸如图 3-28 所示。

3-6 试用图解法设计一个脚踏轧棉机的曲柄摆杆机构，并说明该机构的死点位置。如图 3-29 所示，要求踏板  $CD$  在水平位置上、下各摆  $10^\circ$ ，且  $L_{CD} = 50\text{mm}$ ， $L_{AB} = 1000\text{mm}$ 。

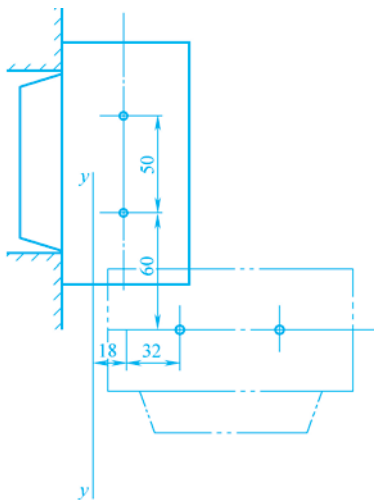


图 3-28 习题 3-5 题

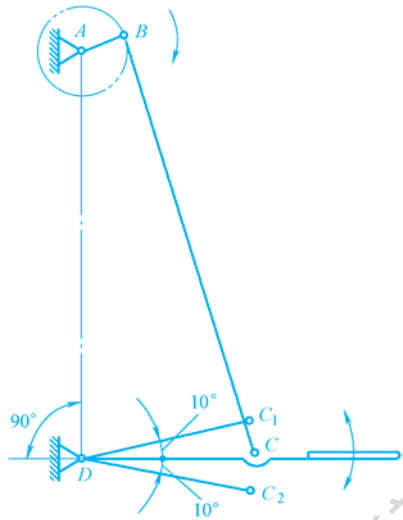


图 3-29 习题 3-6 题

机械工业出版社版权所有

## 凸轮机构

凸轮是一种具有曲线轮廓或凹槽的构件，通过与从动件的高副接触，可以使从动件获得连续或不连续的任意预期运动，并能够严格按照预定运动规律运动。本章仅讨论凸轮与从动件做平面运动的凸轮机构（称为平面凸轮机构），重点研究尖顶、滚子从动件盘形凸轮机构的设计计算等问题。

### 4.1 凸轮机构的应用和特点

凸轮机构是由凸轮、从动件和机架三个基本构件组成的高副机构，结构简单，只要设计出适当的凸轮轮廓曲线，就可以使从动件实现任何预期的运动规律，因此在自动机床、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。另一方面，凸轮与从动件间为点接触或线接触，易磨损，只宜用于传力不大的场合；凸轮轮廓精度要求较高，需用数控机床进行加工；从动件的行程不能过大，否则会使凸轮变得笨重。

图 4-1 所示为内燃机配气机构，盘形凸轮做等速转动，通过其向径的变化可使从动杆按预期规律做上、下往复移动，从而达到控制气阀启闭的目的。图 4-2 所示为靠模车削机构，工件回转，凸轮作为靠模被固定在床身上，机架在弹簧的作用下与凸轮轮廓紧密接触。当拖板纵向移动时，机架在靠模（凸轮）曲线轮廓的推动下做横向移动，从而切削出与靠模曲线一致的工件。

图 4-3 所示为自动机床中的横向进给机构，当凸轮等速回转一周时，凸轮的曲线轮廓推

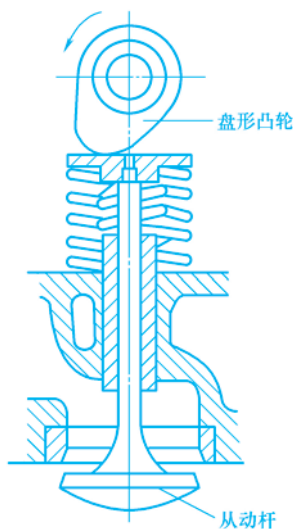


图 4-1 内燃机配气机构

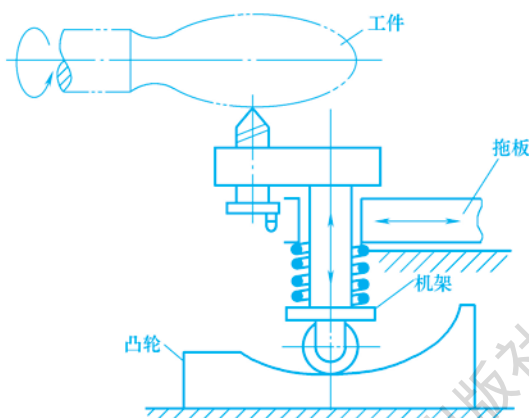


图 4-2 靠模车削机构

动从动件带动刀架完成以下动作：车刀快速接近工件，等速进刀切削，切削结束后刀具快速退回，停留一段时间再进行下一个运动循环。

图 4-4 所示为糖果包装剪切机构，它采用了凸轮-连杆机构，槽凸轮 1 绕定轴 B 转动，摇杆 2 与机架铰接于 A 点。构件 5 和 6 与构件 2 组成转动副 D 和 C，与构件 3 和 4（剪刀）组成转动副 E 和 F。构件 3 和 4 绕定轴 K 转动。凸轮 1 转动时，通过构件 2、5 和 6，使剪刀打开或关闭。

图 4-5 所示为机械手及进出糖机构。送糖盘从输送带上取得糖块，并与钳糖机械手反向同步放置到进料工位 I，经顶糖、折边后，产品被机械手送至工位 II 后落下。机械手开闭由机械手开合凸轮控制，该凸轮的轮廓线由两个半径不同的圆弧组成，机械手的夹紧主要靠弹簧力。

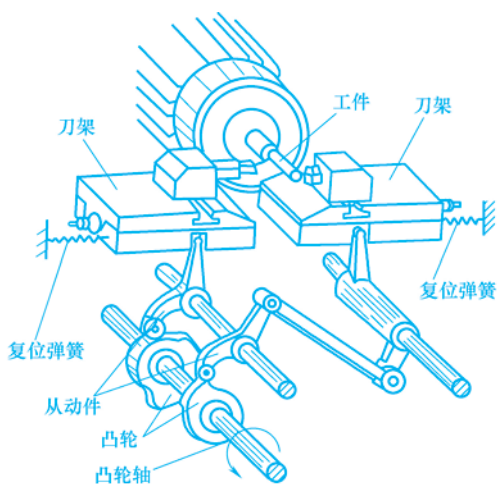


图 4-3 自动机床中的横向进给机构

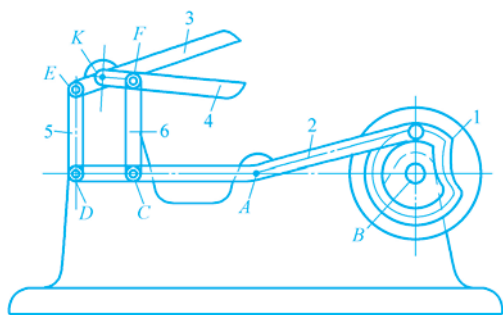


图 4-4 糖果包装剪切机构

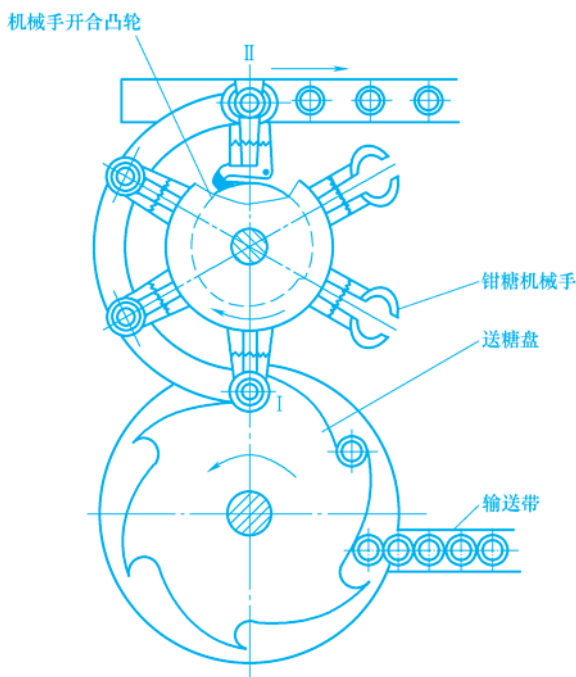


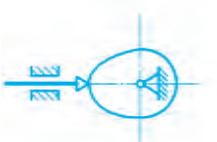
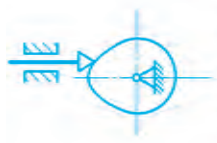

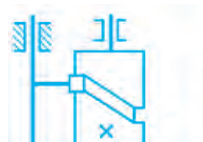



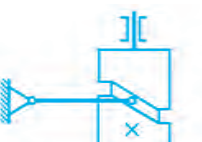




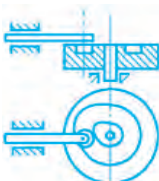

图 4-5 机械手及进出糖机构

## 4.2 凸轮机构的分类

凸轮机构的种类很多，可从以下几个不同的角度进行分类，见表 4-1。

机械工业出版社版权所有

表 4-1 凸轮机构的分类

盘形凸轮机构		圆柱凸轮机构		移动凸轮机构		锁合方式	
	尖顶对心直动从动件		尖顶偏置直动从动件		尖顶摆动从动件		移动从动件
	滚子对心直动从动件		滚子偏置直动从动件		滚子摆动从动件		摆动从动件
	平底对心直动从动件		平底偏置直动从动件		平底摆动从动件		移动从动件
							形锁合
							力锁合

机械工业出版社版权所有

### 1. 按凸轮形状分类

(1) 盘形凸轮 它是凸轮最基本的形式。凸轮是绕固定轴转动且向径变化的盘形零件，凸轮与从动件互做平面运动，是平面凸轮机构。

(2) 移动凸轮 它可看作是回转半径无限大的盘形凸轮。凸轮做往复移动，也是平面凸轮机构。

(3) 圆柱凸轮 它可看作是移动凸轮绕在圆柱体上演化而成的，从动件与凸轮之间的相对运动为空间运动，是一种空间凸轮机构。

(4) 曲面凸轮 曲面凸轮是圆柱表面用圆弧面代替后演化出的凸轮机构。

### 2. 按从动件形式分类

1) 尖顶从动件 尖顶能与复杂的凸轮轮廓保持接触，从而实现任意预期的运动规律。但由于凸轮与从动件之间通过点接触或线接触，容易产生磨损，因此只适用于受力较小的低速凸轮机构。

2) 滚子从动件 在从动件端部装一滚子，即成为滚子从动件。滚子与凸轮之间为滚动摩擦，磨损较小，并且可承受较大的载荷。缺点是凸轮凹陷的轮廓未必能很好地与滚子接触，从而影响预期的运动规律。

3) 平底从动件 在从动件端部固定一平板，即成为平底从动件。平底与凸轮之间易于形成油膜，利于润滑，适用于高速运行，而且凸轮驱动从动件的力始终与平底相垂直，传动效率高。缺点也是凸轮凹陷的轮廓未必能很好地与平底接触。

从动件不仅有不同的结构形式，而且有不同的运动形式。根据从动件的运动形式不同，可以把从动件分为直动（即直线运动）从动件和摆动从动件两种。

### 3. 按从动件与凸轮保持接触（称为锁合）的方式分类

(1) 力锁合 利用弹簧力或从动件自身重力使从动件与凸轮始终保持接触。

(2) 形锁合 利用凸轮与从动件的特殊结构形状使从动件与凸轮始终保持接触。

## 4.3 凸轮机构中从动件的运动规律

凸轮机构设计的主要任务是保证从动件按照设计要求实现预期的运动规律，因此确定从动件的运动规律是凸轮设计的前提。

### 4.3.1 平面凸轮机构的工作过程和运动参数

图 4-6a 所示为尖顶对心直动从动件盘形凸轮机构，以凸轮轮廓的最小向径  $r_b$  为半径所作的圆称为基圆， $r_b$  为基圆半径，凸轮以等角速度  $\omega$  逆时针转动。在图 4-6a 所示位置，尖顶与凸轮在 A 点接触，A 点是基圆与开始上升的轮廓曲线的交点，此时，从动件的尖顶离凸轮轴最近。凸轮转动时，向径增大，从动件被凸轮轮廓向上推，到达向径最大的 B 点时，从动件距凸轮轴轴心最远，这一过程称为推程。与之对应的凸轮转角  $\delta_0$  称为推程运动角，从动件上升的最大位移  $h$  称为行程。当凸轮继续转过  $\delta_s$  角时，由于轮廓 BC 段为向径不变的圆弧，因此从动件停留在最远处不动，此过程称为远停程，对应的凸轮转角  $\delta_s$  称为远停程角。当凸轮继续转过  $\delta'_0$  角时，凸轮向径由最大减至  $r_b$ ，从动件从最远处回到基圆上的 D 点，此过程称为回程，对应的凸轮转角  $\delta'_0$  称为回程运动角。当凸轮继续转过  $\delta'_s$  角时，由于轮廓

DA 段为向径不变的基圆弧，因此从动件继续停在距轴心最近处不动，此过程称为近停程，对应的凸轮转角  $\delta'_s$  称为近停程角。此时， $\delta_0 + \delta_s + \delta'_0 + \delta'_s = 2\pi$ ，凸轮刚好转过一圈，机构完成一个工作循环，从动件则完成一个“升—停—降—停”的运动循环。

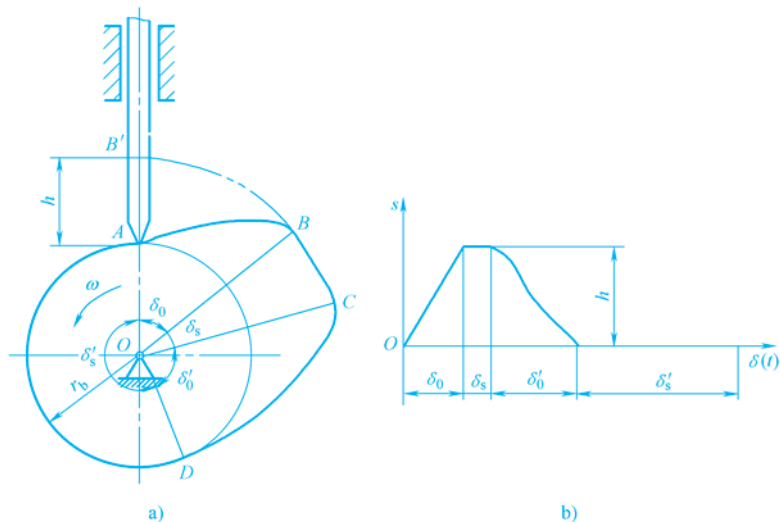


图 4-6 凸轮机构的运动过程

a) 尖顶对心直动从动件盘形凸轮机构 b) 从动件的位移线图

从动件的位移  $s$  与凸轮转角  $\delta$  的关系可以用从动件的位移线图来表示，如图 4-6b 所示。由于大多数凸轮做等速转动，转角与时间成正比，因此横坐标也代表时间  $t$ 。

由上述讨论可知，从动件的运动规律取决于凸轮的轮廓形状，因此在设计凸轮的轮廓曲线时，必须先确定从动件的运动规律。

### 4.3.2 平面凸轮机构从动件的四种运动规律

从动件在运动过程中，其位移  $s$ 、速度  $v$ 、加速度  $a$  随时间  $t$ （或凸轮转角）的变化规律，称为从动件的运动规律。由此可见，从动件的运动规律完全取决于凸轮的轮廓形状。工程中，从动件的运动规律通常是由凸轮的使用要求确定的。因此，根据实际要求的从动件运动规律来设计凸轮的轮廓曲线，完全能实现预期的生产要求。

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、简谐运动规律以及摆线运动规律等。

#### 1. 等速运动规律

从动件推程或回程的运动速度为常数的运动规律，称为等速运动规律。其运动线图如图 4-7 所示。

由图 4-7 可知，从动件在推程（或回程）开始和终止的瞬间，速度有突变，其加速度和惯性力在理论上为无穷大，致使凸轮机构产生强烈的冲击、噪声和磨损，这种冲击为刚性冲击。因此，等速运动规律只适用于低速、轻载的场合。

#### 2. 等加速等减速运动规律

从动件在一个行程  $h$  中，前半行程做等加速运动，后半行程做等减速运动，这种运动规

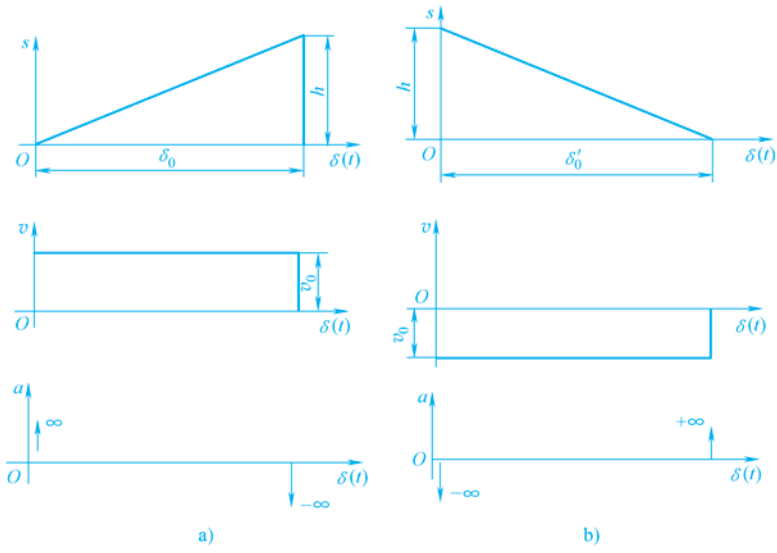


图 4-7 等速运动规律的运动线图

a) 推程 b) 回程

律称为等加速等减速运动规律。通常加速度和减速度的绝对值相等，其运动线图如图 4-8 所示。

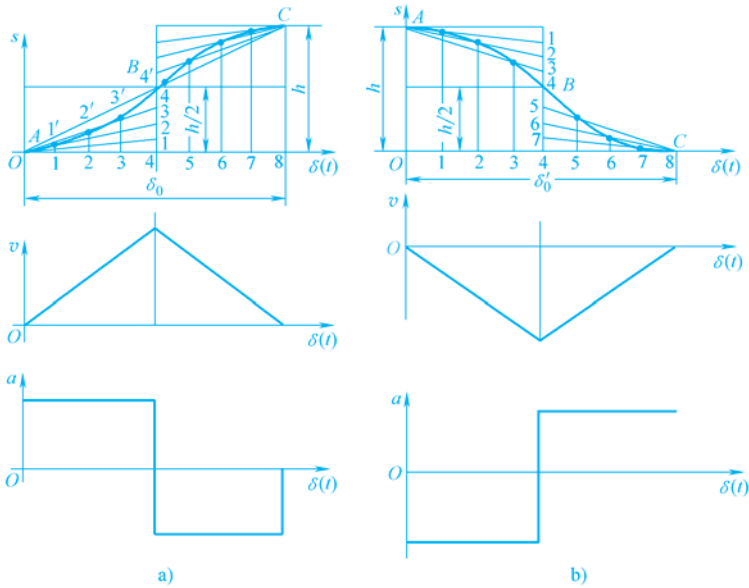


图 4-8 等加速等减速运动规律的运动线图

a) 推程 b) 回程

由运动线图可知，这种运动规律的加速度在 A、B、C 三处存在有限的突变，因而会在机构中产生有限的冲击，这种冲击称为柔性冲击。与等速运动规律相比，其冲击程度大为减小。因此，等加速等减速运动规律适用于中速、中载的场合。

机械工业出版社 版权所有

### 3. 简谐运动规律

当质点在圆周上做匀速运动时，它在该圆直径上投影的运动规律称为简谐运动。因其加速度按余弦曲线变化，故也称余弦加速度运动规律，其运动规律的运动线图如图 4-9 所示。

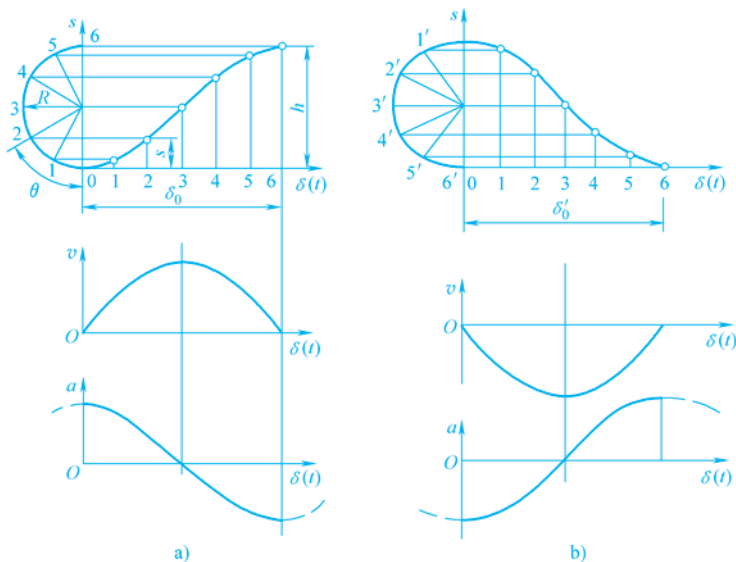


图 4-9 简谐运动规律的运动线图

a) 推程 b) 回程

由图 4-9 可知，此运动规律在行程的始末两点加速度存在有限突变，故也存在柔性冲击，只适用于中速场合。但当从动件做无停歇的“升—降—升”连续往复运动时，则得到连续的余弦曲线，柔性冲击被消除，这种情况下可用于高速场合。

### 4. 摆线运动规律

当一圆沿纵轴做匀速纯滚动时，圆周上某定点 A 的运动轨迹为一摆线，而定点 A 运动时在纵轴上投影的运动规律即为摆线运动规律。因其加速度按正弦曲线变化，故又称正弦加速度运动规律，其运动规律的运动线图如图 4-10 所示。

从动件按摆线运动规律运动时，在全行程中无速度和加速度的突变，因此不产生冲击，适用于高速场合。

在选择从动件的运动规律时，应根据机器工作时的运动要求来确定。如机床中控制刀架进刀的凸轮机构，要求刀架进刀时做等速运动，则从动件应选择等速运动规律，至于行程始末端，可以通过拼接其他运动规律的曲线来消除冲击。对于无一定运动要求的，只需要从动件有一定位移量的凸轮机构

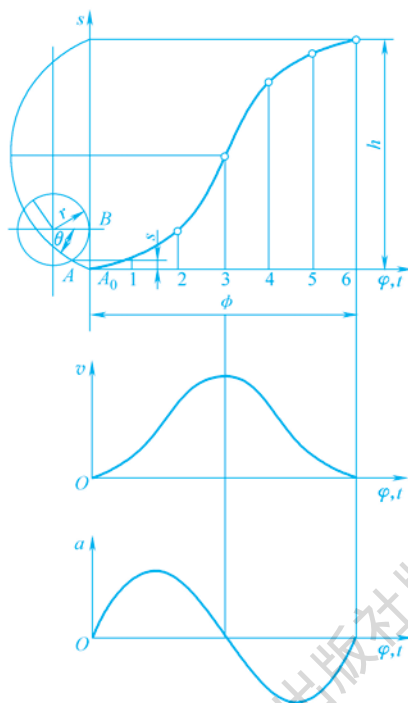


图 4-10 摆线运动规律的运动线图

(如夹紧、送料等凸轮机构)，可以只考虑加工方便，采用由圆弧、直线等组成的凸轮轮廓。对于高速机构，应减小惯性力，改善动力性能，选用摆线运动规律或其他改进型的运动规律。

## 4.4 常用凸轮轮廓曲线的设计

从动件的运动规律和凸轮基圆半径确定后，即可进行凸轮轮廓设计。其设计方法有图解法和解析法两种。图解法简便直观，但作图误差大，精度较低，适用于低速或对从动件运动规律要求不高的一般精度凸轮设计；对于精度要求高的高速凸轮、靠模凸轮等，必须用解析法列出凸轮轮廓曲线的方程式，借助于计算机辅助设计精确地设计凸轮轮廓。另外，采用的加工方法不同，则凸轮轮廓的设计方法也不同。

### 4.4.1 图解法原理

图解法绘制凸轮轮廓曲线的原理是“反转法”，即在整个凸轮机构（凸轮、从动件、机架）上加一个与凸轮角速度大小相等、方向相反的角速度 $(-\omega)$ ，于是凸轮静止不动，而从动件则与机架（导路）一起以角速度 $(-\omega)$ 绕凸轮转动，且从动件仍按原来的运动规律相对导路移动（或摆动），如图4-11所示。因为从动件尖顶始终与凸轮轮廓保持接触，所以从动件在反转行程中，其尖顶的运动轨迹就是凸轮的轮廓曲线。

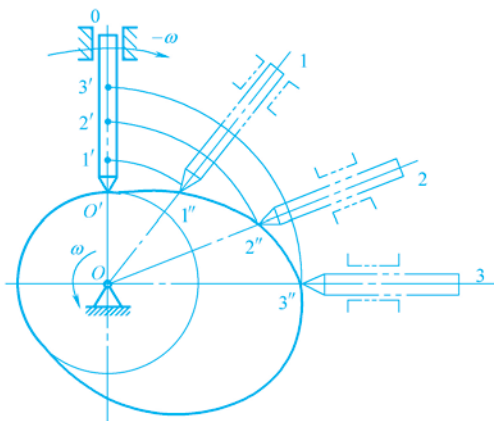


图 4-11 反转法原理

### 4.4.2 尖顶直动从动件盘形凸轮轮廓的设计

**例 4-1** 已知凸轮逆时针回转，基圆半径  $r_b = 30\text{mm}$ ，从动件运动规律为

- 1) 当凸轮转角为  $0^\circ \sim 180^\circ$  时，从动件的运动规律为等速上升  $30\text{mm}$ 。
- 2) 当凸轮转角为  $180^\circ \sim 300^\circ$  时，从动件的运动规律为等加速等减速下降到原点。
- 3) 当凸轮转角为  $300^\circ \sim 360^\circ$  时，从动件停止不动。

试设计此凸轮机构。

**解** 设计步骤如下：

- 1) 选取适当比例尺作位移线图。选取长度比例尺和角度比例尺为

$$\mu_l = 0.002\text{m/mm} \quad \mu_\delta = 6^\circ/\text{mm}$$

按角度比例尺在横轴上由原点向右量取  $30\text{mm}$ 、 $20\text{mm}$ 、 $10\text{mm}$  分别代表推程角  $180^\circ$ 、回程角  $120^\circ$ 、近停程角  $60^\circ$ 。每  $30^\circ$  取一等分点等分推程和回程，得分点  $1$ 、 $2$ 、 $\dots$ 、 $10$ ，停程不必取分点，在纵轴上按长度比例尺向上截取  $15\text{mm}$  代表推程位移  $30\text{mm}$ 。按已知运动规律作位移线图（见图4-12a）。

- 2) 作基圆取分点。任取一点  $O$  为圆心，以点  $B$  为从动件尖顶的最低点，由长度比例

尺取  $r_b = 15\text{mm}$  作基圆。从  $B$  点开始, 按  $-\omega$  方向取推程角、回程角和近停程角, 并分成与位移线图对应的相同等份, 得分点  $B_1、B_2、\dots、B_{10}$ ,  $B_{11}$  与  $B$  点重合。

3) 画轮廓曲线。连接  $OB_1$  并在延长线上取  $B_1B'_1 = 11'$  得点  $B'_1$ , 同样在  $OB_2$  延长线上取  $B_2B'_2 = 22'$ , 得点  $B'_2$ , 直到得点  $B'_9$ , 点  $B'_{10}$  与基圆上点  $B_{10}$  重合。将  $B'_1、B'_2、\dots、B'_{10}$  连接为光滑曲线, 即得所求的凸轮轮廓曲线, 如图 4-12b 所示。

若从动件为滚子, 则可把尖顶看作是滚子中心, 其运动轨迹就是凸轮的理论轮廓曲线, 凸轮的实际轮廓曲线是与理论轮廓曲线相距滚子半径  $r_r$  的一条等距曲线。应注意的是, 凸轮的基圆指的是理论轮廓线上的基圆, 如图 4-12c 所示。

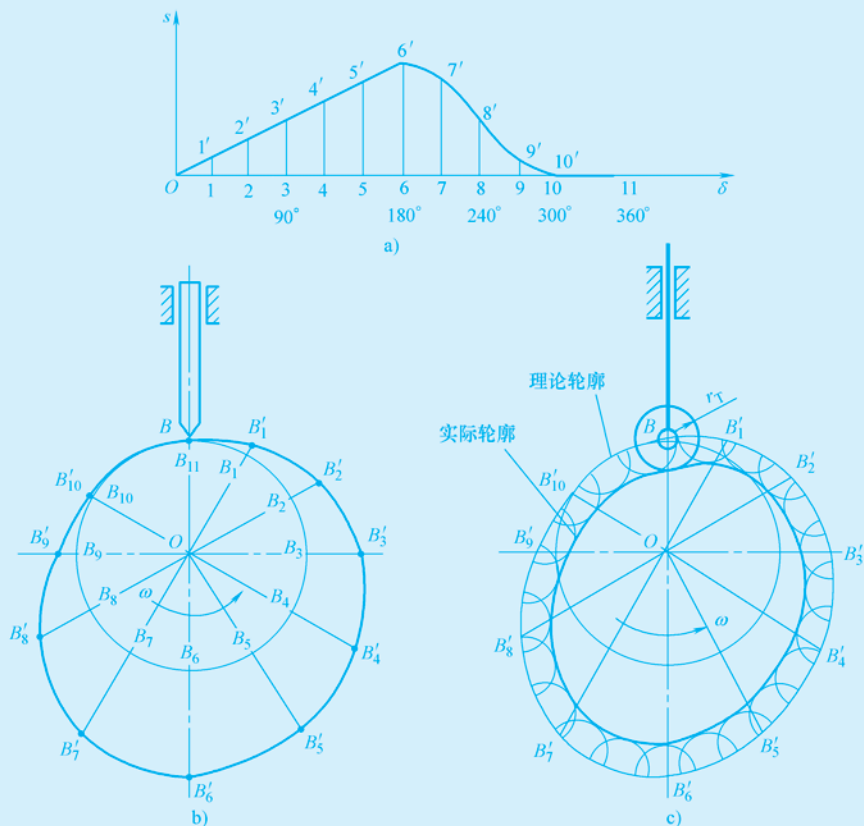


图 4-12 凸轮机构的设计

对于其他从动件凸轮曲线的设计, 可参照上述方法。

## 4.5 凸轮机构基本尺寸的确定

### 4.5.1 滚子半径的选择

从减少凸轮与滚子间的接触应力来看, 滚子半径越大越好; 但是必须注意, 滚子半径增大后对凸轮实际轮廓曲线有很大影响。如图 4-13 所示, 设理论轮廓外凸部分的最小曲率半

径为  $\rho_{\min}$ ，滚子半径为  $r_T$ ，则相应位置实际轮廓的曲率半径为  $\rho' = \rho_{\min} - r_T$ 。

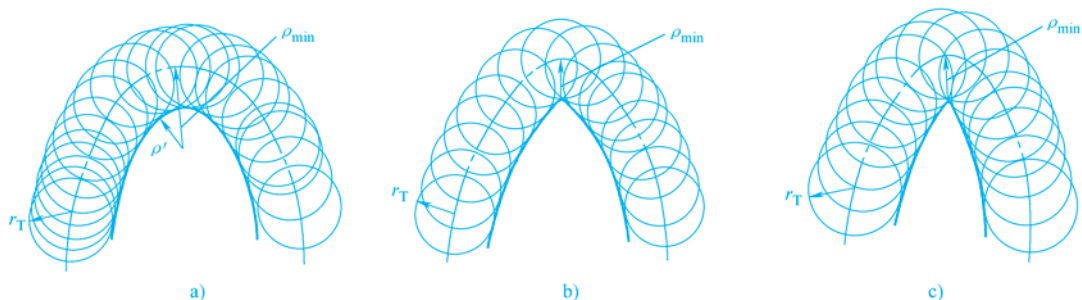


图 4-13 滚子半径的选择

a) 圆滑曲线 ( $\rho_{\min} > r_T$ ) b) 出现尖点 ( $\rho_{\min} = r_T$ ) c) 发生干涉 ( $\rho_{\min} < r_T$ )

当  $\rho_{\min} > r_T$  时 (见图 4-13a)， $\rho' > 0$ ，实际轮廓为圆滑曲线。

当  $\rho_{\min} = r_T$  时 (见图 4-13b)， $\rho' = 0$ ，在凸轮实际轮廓曲线上产生了尖点，这种尖点极易磨损，磨损后就会改变原定的运动规律。

当  $\rho_{\min} < r_T$  时 (见图 4-13c)， $\rho' < 0$ ，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将被切去，使这一部分运动规律无法实现。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  $\rho_{\min}$  (理论轮廓内凹部分对滚子半径的选择没有影响)。通常取  $r_T \leq 0.8\rho_{\min}$ ，若  $\rho_{\min}$  过小使滚子半径太小，导致不能满足安装和强度要求，则应把凸轮基圆半径  $r_b$  加大，重新设计凸轮轮廓曲线。

### 4.5.2 压力角的校核

凸轮机构和连杆机构一样，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。图 4-14 所示为尖顶直动从动件凸轮机构的压力角及受力分析。当不考虑摩擦时，凸轮给从动件的作用力  $F_R$  沿法线方向，从动件运动方向与  $F_R$  方向之间所夹的锐角  $\alpha$  即为压力角。 $F_R$  可分解为沿从动件运动方向的轴向分力  $F'_R$  和与之垂直的侧向分力  $F''_R$ ，且  $F''_R = F'_R \tan\alpha$ 。

当驱动从动件运动的分力  $F'_R$  一定时，压力角  $\alpha$  越大，则侧向分力  $F''_R$  越大，机构的效率越低。当  $\alpha$  增大到一定程度，使  $F''_R$  所引起的摩擦阻力大于轴向分力  $F'_R$  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。

由以上分析可以看出，为了保证凸轮机构正常工作并具有一定的传动效率，必须对压力角加以限制。凸轮轮廓曲线上各点的压力角是变化的，在设计时应使最大压力角不超过许用值。通常对直动从动件凸轮机构建议取许用压力角  $[\alpha] = 30^\circ$ ，对摆动从动件凸轮机构建议取许用压力角  $[\alpha] = 45^\circ$ 。常见的依靠外力维持接触的凸轮机构，其从动件是在

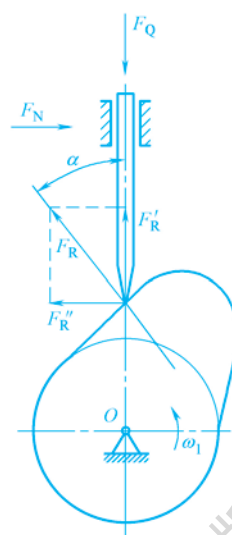


图 4-14 尖顶直动从动件凸轮机构的压力角及受力分析

弹簧或重力作用下返回的，回程不会出现自锁。因此，对于这类凸轮机构，通常只需对推程的压力角进行校核。

在设计凸轮机构时，通常根据结构需要初步选定基圆半径，然后用图解法或解析法设计凸轮轮廓。为确保运动性能，必须对轮廓各处的压力角进行校核，检验最大压力角是否在许用范围之内。用图解法检验时，可在凸轮理论轮廓曲线比较陡的地方取若干点（如图 4-12c 中的  $B'_1$ 、 $B'_2$  等点），作出过这些点的法线和从动件  $B$  点的运动方向线，求出它们之间所夹的锐角  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  等，若其中所夹锐角的最大值超过许用压力角，则应考虑修改设计，可采用加大凸轮基圆半径或将对心凸轮机构改为偏置凸轮机构的方法。

### 4.5.3 基圆半径的选择

设计凸轮轮廓时，首先应确定凸轮的基圆半径  $r_b$ 。由前述可知：基圆半径  $r_b$  的大小，不但直接影响凸轮的结构尺寸，而且还影响到从动件的运动是否“失真”和凸轮机构的传力性能。因此，对凸轮基圆的选取必须给予足够重视。

目前，凸轮基圆半径的选取常用以下两种方法：

(1) 根据凸轮的结构确定  $r_b$  当凸轮与轴做成一体（凸轮轴）时

$$r_b = r + r_T + (2 \sim 5) \text{ mm} \quad (4-1)$$

当凸轮装在轴上时

$$r_b = (1.5 \sim 1.7)r + r_T + (2 \sim 5) \text{ mm} \quad (4-2)$$

式中， $r$  为凸轮轴的半径，单位为 mm； $r_T$  为从动件滚子的半径，单位为 mm。

若凸轮机构为非滚子从动件，在计算基圆半径时，式 (4-1) 和式 (4-2) 中的  $r_T$  可不计。

(2) 根据  $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$  确定基圆最小半径  $r_{b\min}$  图 4-15 所示为工程上常用的诺模图，图中上半圆的标尺代表凸轮转角  $\delta_0$ ，下半圆的标尺为最大压力角  $\alpha_{\max}$ ，直径的标尺代表

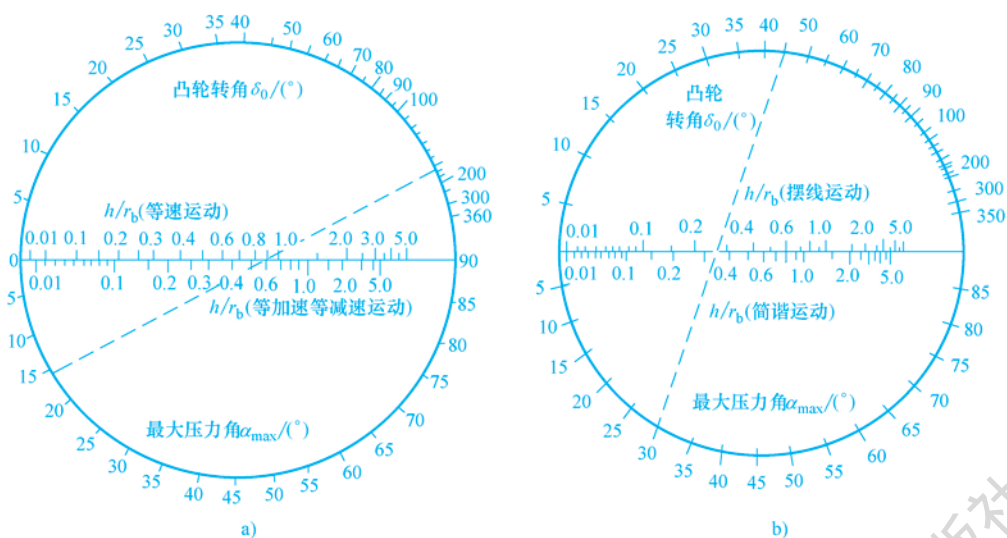


图 4-15 诺模图

a) 等速运动、等加速等减速运动 b) 摆线运动和简谐运动

从动件规律的  $h/r_b$  的值 ( $h$  为从动件的行程,  $r_b$  为基圆半径)。下面举例说明该图的使用方法。

**例 4-2** 设计一尖顶对心直动从动件盘形凸轮机构, 已知凸轮的推程运动角为  $\delta_1 = 175^\circ$ , 从动件在推程中按等加速等减速规律运动, 行程  $h = 18\text{mm}$ , 最大压力角  $\alpha_{\max} = 16^\circ$ 。试确定凸轮的基圆半径  $r_b$ 。

**解** 1) 按已知条件将位于圆周上的标尺为  $\delta_0 = 175^\circ$ 、 $\alpha_{\max} = 16^\circ$  的两点, 以直线相连 (如图 4-15a 中虚线所示)。

2) 由虚线与直径上等加速和等减速运动规律的标尺的交点得  $h/r_b = 0.6$ 。

3) 计算最小基圆半径得  $r_{b\min} = h/0.6 = 18\text{mm}/0.6 = 30\text{mm}$ 。

4) 基圆半径  $r_b$  可按  $r_b \geq r_{b\min}$  选取。

## 习 题

4-1 试标出图 4-16 所示位移线图行程  $h$ 、推程运动角  $\delta_0$ 、远停程角  $\delta_s$ 、回程运动角  $\delta'_0$ 、近停程角  $\delta'_s$ 。

4-2 试写出图 4-17 所示凸轮机构的名称, 并在图上作出行程  $h$ , 基圆半径  $r_b$ , 凸轮转角  $\delta_0$ 、 $\delta_s$ 、 $\delta'_0$ 、 $\delta'_s$  以及 A、B 两处的压力角。

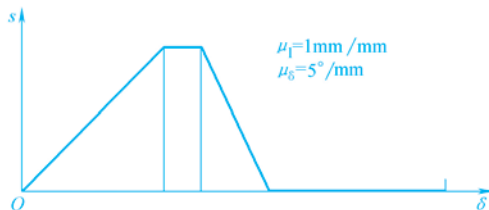


图 4-16 习题 4-1 图

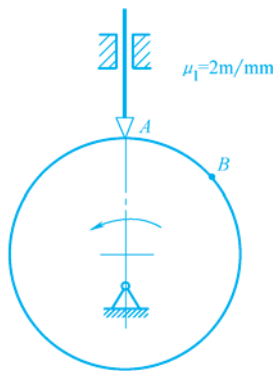


图 4-17 习题 4-2 图

4-3 图 4-18 所示为偏心圆凸轮机构,  $O$  为偏心圆的几何中心, 偏心距  $e = 15\text{mm}$ ,  $d = 60\text{mm}$ , 试在图中标出:

(1) 凸轮的基圆半径  $r_b$ 、从动件的最大位移  $H$  和推程运动角  $\delta$  的值。

(2) 凸轮转过  $90^\circ$  时从动件的位移  $s$ 。

4-4 图 4-19 所示为滚子对心直动从动件盘形凸轮机构。试在图中画出该凸轮的理论轮廓曲线、基圆半径、推程最大位移  $H$  和图示位置的凸轮机构压力角。

4-5 标出图 4-20 所示各凸轮机构 A 位置的压力角和再转过  $45^\circ$  时的压力角。

4-6 设计一个尖顶对心直动从动件盘形凸轮机构。已知凸轮顺时针匀速转动, 基圆半径  $r_b = 40\text{mm}$ , 从动件的运动规律见表 4-2。

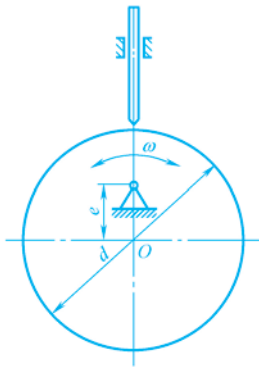


图 4-18 习题 4-3 图

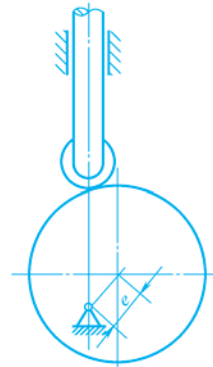


图 4-19 习题 4-4 图

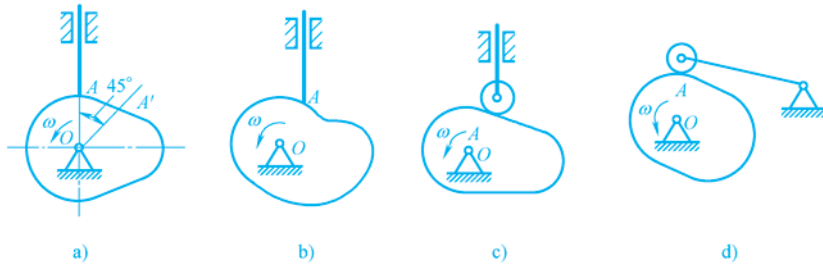


图 4-20 习题 4-5 图

表 4-2 习题 4-6 表

转角 $\delta$	$0 \sim 90^\circ$	$90^\circ \sim 180^\circ$	$180^\circ \sim 240^\circ$	$240^\circ \sim 360^\circ$
运动规律	等速上升	停止	等加速等减速下降	停止

## 螺旋机构和常见间歇运动机构

在日常应用中，除了平面四杆机构和凸轮机构之外，还会经常用到螺旋机构和间歇运动机构。其中，螺旋机构中的螺旋传动利用螺母和螺杆组成的螺旋副将回转运动转换为直线运动，并传递运动和动力，也可用于零件位置的调整。另外，当主动件做连续运动时，常需要从动件产生周期性的运动和停歇，实现这种运动的机构称为间歇运动机构。

### 5.1 螺旋机构

#### 5.1.1 螺纹的分类

根据螺纹截面形状，螺纹可分为三角形螺纹、矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹等，如图 5-1 所示。

根据螺旋线的绕行方向，可分为左旋螺纹和右旋螺纹，规定将螺纹直立时螺旋线向右上方的螺纹称为右旋螺纹，向左上方的螺纹称为左旋螺纹。

根据螺纹所在位置，将圆柱或圆锥体外表面螺纹称为外螺纹，内表面螺纹称为内螺纹。机械制造中一般采用右旋螺纹，有特殊要求时，才采用左旋螺纹。

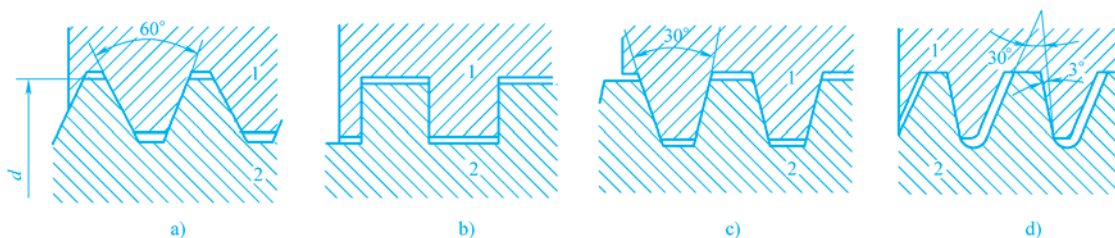


图 5-1 螺纹的牙型

a) 三角形螺纹 b) 矩形螺纹 c) 梯形螺纹 d) 锯齿形螺纹

三角形螺纹主要用于联接，矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹主要用于传动。除矩形螺纹外，其他三种螺纹均已标准化。

#### 5.1.2 螺纹的参数

以圆柱螺纹为例。在普通螺纹基本牙型中，外螺纹直径用小写字母表示，内螺纹直径用大写字母表示，如图 5-2 所示。

- (1) 大径  $d$  大径是指与外螺纹牙顶（或内螺纹牙底）相重合的假想圆柱体的直径。
- (2) 小径  $d_1$  小径是指与外螺纹牙底（或内螺纹牙顶）相重合的假想圆柱体的直径。
- (3) 中径  $d_2$  中径是指螺纹轴线平面内，牙厚等于牙槽宽处的假想圆柱体的直径。

机械工业出版社版权所有

(4) 螺距  $P$  螺距是指相邻两牙在中径上对应两点间的轴向距离。

(5) 导程  $P_h$  导程是指在同一条螺旋线上，相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。设螺纹线数为  $n$ ，则有  $P_h = nP$ 。

(6) 螺纹升角  $\phi$  螺纹升角是指中径  $d_2$  圆柱上，螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面间的夹角。

$$\tan\phi = \frac{P_h}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2} \quad (5-1)$$

(7) 牙型角  $\alpha$  牙型角是指螺纹轴线平面内螺纹牙两侧边的夹角。

(8) 螺纹牙的工作高度  $h$  螺纹牙的工作高度是指内外螺纹旋合后，螺纹接触面在垂直于螺纹轴线方向上的距离。

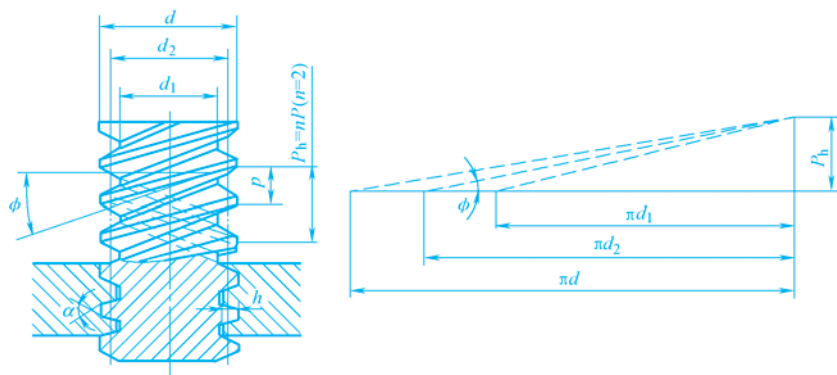


图 5-2 圆柱螺纹的主要几何参数

### 5.1.3 螺旋传动的类型

螺旋传动主要用来把回转运动变为直线运动。螺旋传动按使用要求的不同可分为三类：传力螺旋、传导螺旋和调整螺旋。

#### 1. 传力螺旋

传力螺旋以传递动力为主，要求用较小的力矩转动螺杆（或螺母），使螺母（或螺杆）产生轴向运动和较大的轴向力，这个轴向力可用来做起重和加压等工作，如图 5-3 所示的螺旋千斤顶和图 5-4 所示的螺旋压力机等。

#### 2. 传导螺旋

传导螺旋以传递运动为主，并要求具有很高的运动精度，它常用作机床刀架或工作台的进给机构，如图 5-5 所示的机床刀架进给螺旋机构。

#### 3. 调整螺旋

调整螺旋用于调整并固定零件或部件之间的相对位置，如图 5-6 所示的用于调整带传动初拉力的螺栓。

### 5.1.4 螺旋机构的传动效率和自锁

如图 5-7a 所示，在外力（或外力矩）作用下，螺旋副的相对运动可看作推动滑块沿螺

纹表面运动。如图 5-7b 所示，将矩形螺纹沿中径  $d_2$  处展开，得一倾斜角（螺旋升角）为  $\phi$  的斜面，斜面上的滑块代表螺母，螺母与螺杆的相对运动可看成滑块在斜面上的运动。

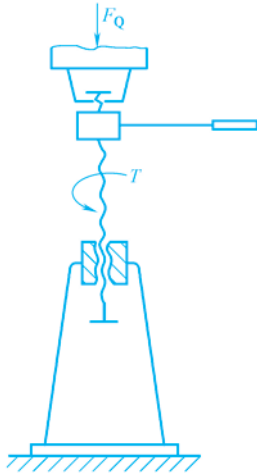


图 5-3 螺旋千斤顶

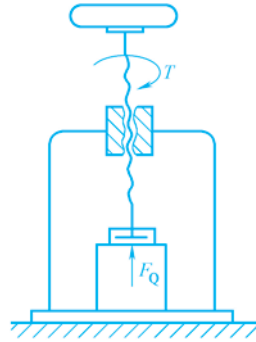


图 5-4 螺旋压力机

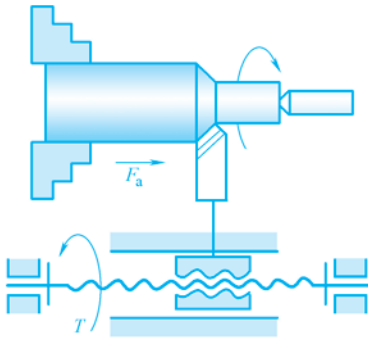


图 5-5 机床刀架进给螺旋机构

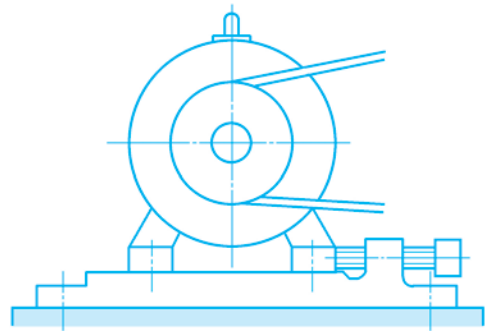


图 5-6 带传动张紧机构

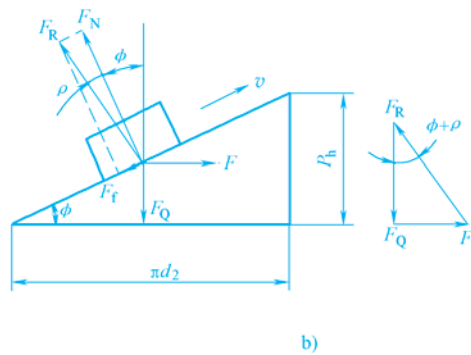
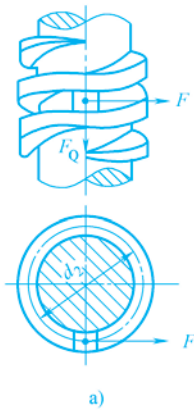


图 5-7 螺纹的受力

机械工业出版社版权所有

如图 5-7b 所示, 当滑块沿斜面向上等速运动时, 所受作用力包括轴向载荷  $F_Q$ 、水平推力  $F$ 、斜面对滑块的法向反力  $F_N$  以及摩擦力  $F_f$ 。  $F_N$  与  $F_f$  的合力为  $F_R$ ,  $F_f = fF_N$ ,  $f$  为摩擦因数,  $F_R$  与  $F_N$  的夹角为摩擦角  $\rho$ 。由力  $F_R$ 、 $F$  和  $F_Q$  组成的力多边形封闭图得

$$F = F_Q \tan(\phi + \rho) \quad (5-2)$$

转动螺纹所需的转矩为

$$T_1 = F \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} F_Q \tan(\phi + \rho) \quad (5-3)$$

螺旋副的效率  $\eta$  是指有用功与输入功之比。螺母旋转一周所需的输入功为  $W_1 = 2\pi T_1$ , 有用功为  $W_2 = F_Q P_h$ , 其中,  $P_h = \pi d_2 \tan \phi$  (见图 5-7b)。因此, 螺旋副的效率为

$$\eta = \frac{W_2}{W_1} = \frac{F_Q \pi d_2 \tan \phi}{F_Q \pi d_2 \tan(\phi + \rho)} = \frac{\tan \phi}{\tan(\phi + \rho)} \quad (5-4)$$

由式 (5-4) 可知, 效率  $\eta$  与螺纹升角  $\phi$  和摩擦角  $\rho$  有关, 螺纹线的线数多, 螺纹升角大, 则效率高, 反之亦然。当  $\rho$  一定时, 对式 (5-4) 求极值, 可得当螺纹升角  $\phi \approx 40^\circ$  时效率最高。但是, 螺纹升角过大, 螺纹制造很困难, 而且当  $\phi > 25^\circ$  后, 效率增长不明显, 因此, 通常螺纹升角不超过  $25^\circ$ 。

如图 5-7b 所示, 当滑块沿斜面等速下滑时, 轴向载荷  $F_Q$  变为驱动滑块等速下滑的驱动力,  $F$  为阻碍滑块下滑的支持力, 摩擦力  $F_f$  的方向与滑块运动方向相反。由  $F_R$ 、 $F$  和  $F_Q$  组成的力多边形封闭图得

$$F = F_Q \tan(\phi - \rho) \quad (5-5)$$

此时, 螺母反转一周时的输入功为  $W_1 = F_Q P_h$ , 输出功为  $W_2 = F \pi d_2$ , 则螺旋副的效率为

$$\eta' = \frac{W_2}{W_1} = \frac{F_Q \tan(\phi - \rho) \pi d_2}{F_Q \pi d_2 \tan \phi} = \frac{\tan(\phi - \rho)}{\tan \phi} \quad (5-6)$$

由式 (5-6) 可知, 当  $\phi \leq \rho$  时,  $\eta' \leq 0$ , 说明无论  $F_Q$  力多大, 滑块 (即螺母) 都不能运动, 这种现象称为螺旋副的自锁。  $\eta' = 0$  表明螺旋副处于临界自锁状态。因此, 螺旋副的自锁条件是

$$\phi \leq \rho \quad (5-7)$$

设计螺旋副时, 对要求正、反转自由运动的螺旋副, 应避免自锁现象。工程中也可以应用螺旋副的自锁特性 (如起重螺旋做成自锁螺旋), 省去制动装置。

### 5.1.5 滑动螺旋机构

按照螺杆上螺旋副的数目, 滑动螺旋机构可分为单螺旋机构 (见图 5-8a) 和双螺旋机构 (见图 5-8b)。

#### 1. 单螺旋机构

单螺旋机构由一个螺杆和一个螺母组成。当螺杆转过角  $\varphi$  时, 螺母的位移  $l$  为

$$l = P_{hB} \frac{\varphi}{2\pi} \quad (5-8)$$

#### 2. 双螺旋机构

双螺旋机构由一个具有两段螺纹的螺杆和两个螺母组成。按照两段螺纹的螺旋方向是否相同, 双螺旋机构分为差动螺旋机构和复式螺旋机构。

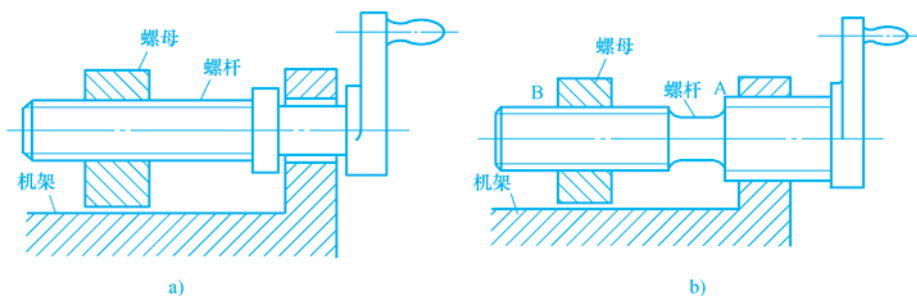


图 5-8 滑动螺旋机构

a) 单螺旋机构 b) 双螺旋机构

(1) 差动螺旋机构 若图 5-8b 中螺旋副 A (导程为  $P_{hA}$ ) 与螺旋副 B (导程为  $P_{hB}$ ) 的螺旋方向相同, 则称为差动螺旋机构。当手柄螺杆回转角为  $\varphi$  时, 螺母的位移  $l$  为两个螺旋副移动量之差, 即

$$l = (P_{hA} - P_{hB}) \frac{\varphi}{2\pi} \quad (5-9)$$

由式 (5-9) 可知, 若  $P_{hA}$  和  $P_{hB}$  相近, 则位移  $l$  可以很小。差动螺旋传动广泛应用于各种微动装置中。

(2) 复式螺旋机构 若图 5-8b 中螺旋副 A (导程为  $P_{hA}$ ) 与螺旋副 B (导程为  $P_{hB}$ ) 的螺旋方向相反, 则称为复式螺旋机构。当手柄螺杆回转角为  $\varphi$  时, 螺母的位移  $l$  为两个螺旋副移动量之和, 即

$$l = (P_{hA} + P_{hB}) \frac{\varphi}{2\pi} \quad (5-10)$$

由式 (5-10) 可知, 螺母将获得较大的位移, 它能使被联接的两个构件快速接近或分开。这种复式螺旋机构常用于要求快速夹紧的夹具或锁紧装置中, 如钢索的拉紧装置、某些螺旋式夹具等。

螺旋机构结构简单、制造方便, 它可将回转运动变换为直线运动, 运动准确性高, 降速比大, 可传递很大的轴向力, 工作平稳, 无噪声, 有自锁作用, 但效率低, 需要有反向机构才能反向传动。

螺旋机构在机械工业、仪器仪表、工装、测量工具等方面用得较广泛, 如螺旋压力机、千斤顶、车床刀架和工作台的丝杠、台虎钳、车厢连接器、螺旋测微器等。

## 5.2 常见间歇运动机构

最常见的间歇运动机构有棘轮机构、槽轮机构和不完全齿轮机构等, 它们广泛用于自动机床的进给机构、送料机构、刀架的转位机构、精纺机的成形机构等。以下将简要介绍这几类间歇运动机构。

机械工业出版社版权所有

## 5.2.1 棘轮机构

### 1. 棘轮机构的工作原理

图 5-9 所示为棘轮机构，它主要由摇杆、驱动棘爪、棘轮、制动爪和机架等组成。弹簧用来使制动爪和棘轮保持接触。摇杆和棘轮的回转轴线重合。当摇杆逆时针摆动时，驱动棘爪插入棘轮的齿槽中，推动棘轮转过一定角度，而制动爪则在棘轮的齿背上滑过。当摇杆顺时针摆动时，驱动棘爪在棘轮的齿背上滑过，而制动爪阻止棘轮做顺时针转动，使棘轮静止不动。因此，当摇杆做连续的往复摆动时，棘轮将做单向间歇转动。

### 2. 棘轮机构的类型

棘轮机构按工作原理可分为轮齿式棘轮机构和摩擦式棘轮机构，按结构可分为外啮合式棘轮机构和内啮合式棘轮机构，按传动方向分为单向式棘轮机构和双向式棘轮机构。

(1) 轮齿式棘轮机构 轮齿式棘轮机构有外啮合（见图 5-10a）和内啮合（见图 5-10b）两种形式。当棘轮的直径为无穷大时，变为棘条，此时棘轮的单向转动变为棘条的单向移动，如图 5-10c 所示。

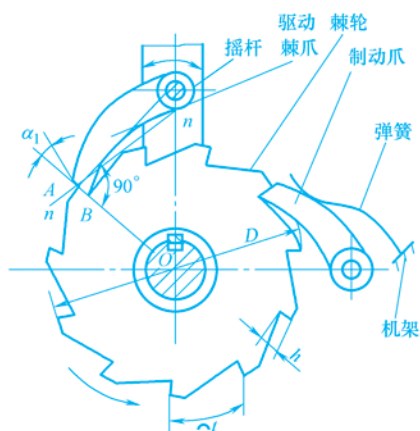


图 5-9 棘轮机构

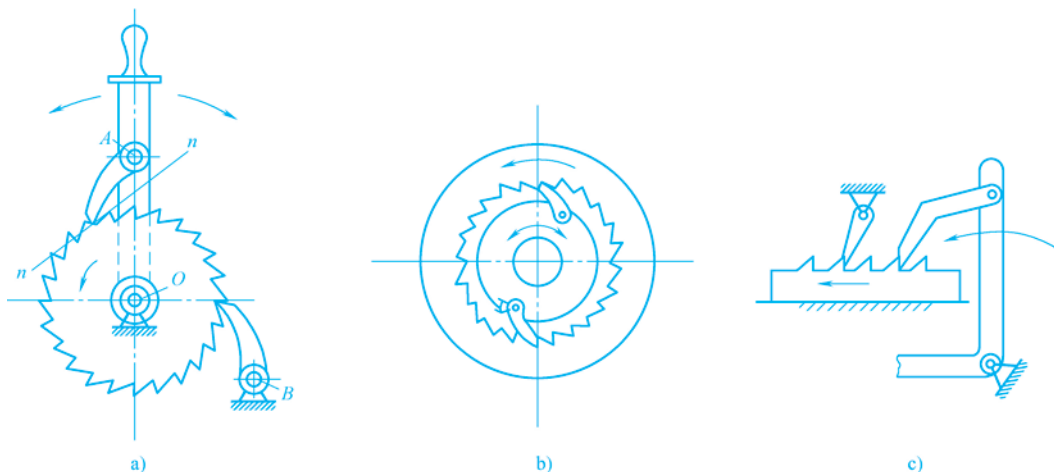


图 5-10 轮齿式棘轮机构

a) 外啮合 b) 内啮合 c) 棘条

根据棘轮的运动又可分为：

1) 单向式棘轮机构。单向式棘轮机构可分为单动式（见图 5-10a）和双动式（见图 5-11a、b）两种。

2) 双向式棘轮机构。图 5-12 所示为双向式棘轮机构，可使棘轮做双向间歇运动。它采

用具有矩形齿的棘轮。当棘爪处于实线位置时，棘轮做逆时针间歇转动；当棘爪处于细双点画线位置时，棘轮则做顺时针间歇运动。

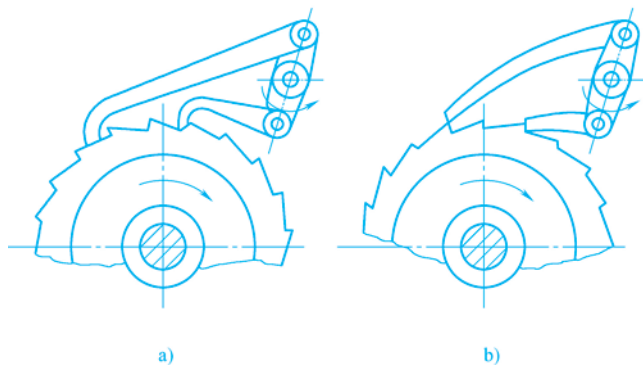


图 5-11 单向式棘轮机构

a) 单动式 b) 双动式

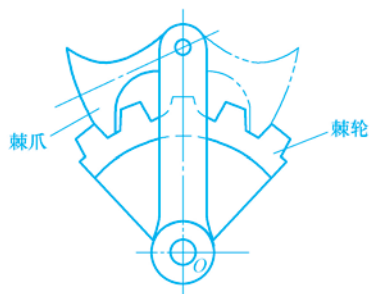


图 5-12 双向式棘轮机构

(2) 摩擦式棘轮机构 为减少棘轮机构的冲击和噪声，并实现无级调节，可采用摩擦式棘轮机构实现间歇运动。摩擦式棘轮机构分为外啮合（图 5-13a）和内啮合（图 5-13b）两种形式。

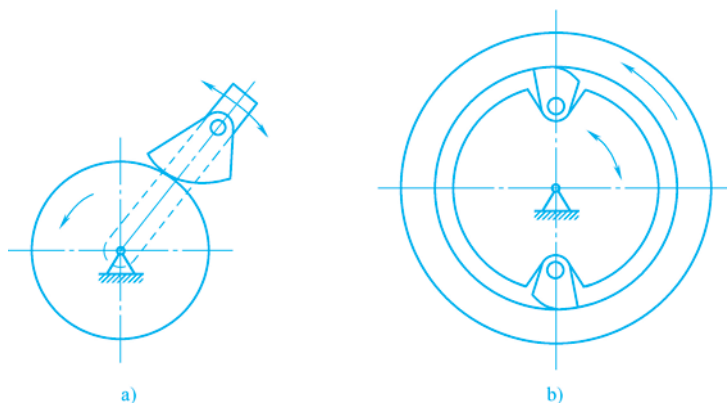


图 5-13 摩擦式棘轮机构

### 3. 棘轮转角的调整

(1) 可通过调节摇杆摆动角度的大小来控制棘轮的转角 图 5-14a 所示的棘轮机构是利用曲柄摇杆机构带动棘轮做间歇运动，可通过调节螺钉改变曲柄长度，以进一步改变摇杆摆角大小，从而控制棘轮的转角。

(2) 用遮板调节棘轮转角 在棘轮的外面罩一个遮板（遮板不随棘轮一起转动），使棘爪行程的一部分在遮板上滑过，不与棘轮的齿接触，通过变更遮板的位置即可改变棘轮转角的大小，如图 5-14b 所示。

### 4. 棘轮机构的特点及应用

轮齿式棘轮机构在回程时，棘爪在齿面上滑过，故有噪声，平稳性较差，且棘轮的步进转角较小。如要调节棘轮的转角，可以改变棘爪的摆角或拨过棘轮的齿数，也可以将摇杆所

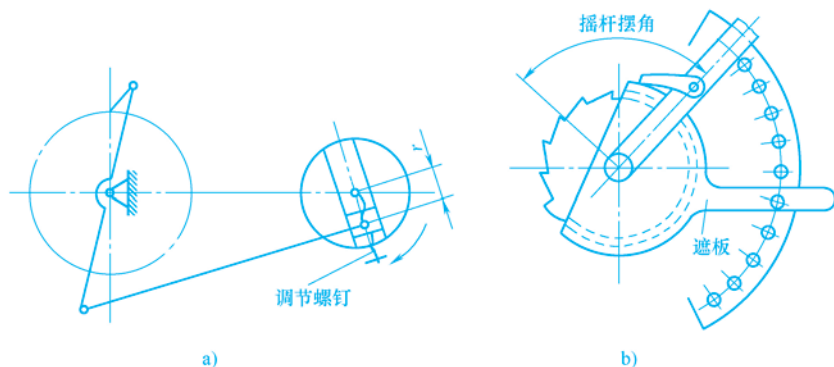


图 5-14 棘轮转角的调整

在的曲柄摇杆机构做成可以调节的结构，通过调节摇杆摆角改变棘轮转角的大小。

棘轮机构结构简单，制造容易，运动可靠，而且棘轮的转角在很大范围内可调；但工作时较大的冲击与噪声，运动精度不高，所以常用于低速、轻载的场合，如图 5-15a 所示自行车后轮轴的棘轮机构。棘轮机构还常用作防止机构逆转的停止器，这类停止器广泛用于卷扬机、提升机以及运输机中，如图 5-15b 所示提升机构的棘轮停止器。

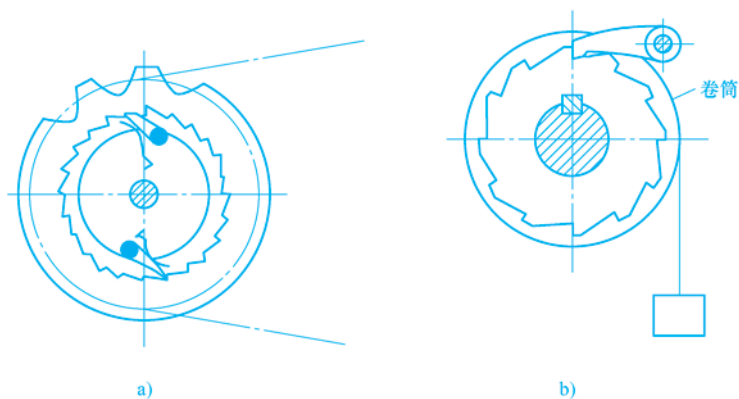


图 5-15 棘轮机构的应用

a) 自行车后轮轴的棘轮机构 b) 提升机构的棘轮停止器

## 5.2.2 槽轮机构

### 1. 槽轮机构的工作原理

图 5-16 所示的槽轮机构。由具有径向槽的槽轮、带有圆柱销 A 的拨盘和机架组成。拨盘做匀速转动时，驱使槽轮做时转时停的间歇运动。拨盘上的圆柱销 A 未进入槽轮的径向槽时，由于槽轮的内凹锁住弧  $\beta$  被拨盘的外凸圆弧  $\alpha$  卡住，因此槽轮静止不动；当圆柱销 A 开始进入槽轮的径向槽时，锁住弧被松开，槽轮受圆柱销 A 驱使沿逆时针转动；当圆柱销 A

开始脱出槽轮的径向槽时，槽轮的另一内锁住弧又被拨盘的外凸圆弧卡住，致使槽轮又静止不动。直到圆柱销 A 再进入槽轮的又一径向槽时，两者又重复上述的运动循环。

### 2. 槽轮机构的类型

槽轮机构分为平面槽轮机构和空间槽轮机构。

平面槽轮机构有两种形式：一种是外槽轮机构（见图 5-17a），另一种是内槽轮机构（见图 5-17b）。这两种槽轮机构都用于传递平行轴的运动。

图 5-18 所示为空间球面槽轮机构，它是用于传递两垂直相交轴的间歇运动机构，从动槽轮呈半球形，主动构件（拨盘）的轴线与圆柱销的轴线都通过球心  $O$ ，当主动构件（拨盘）连续转动时，球面槽轮得到间歇转动。

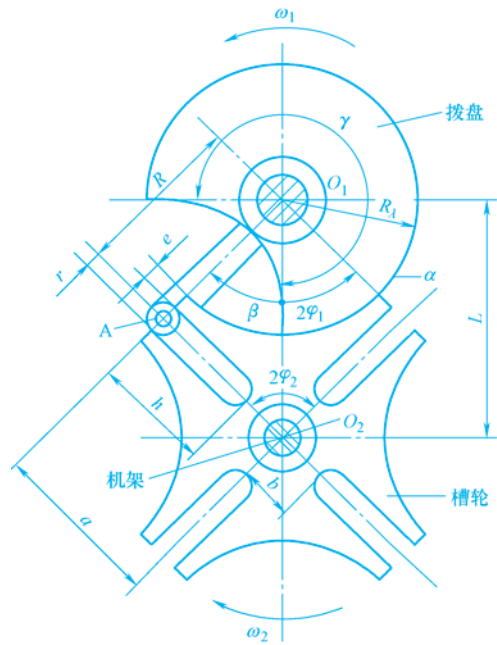


图 5-16 槽轮机构

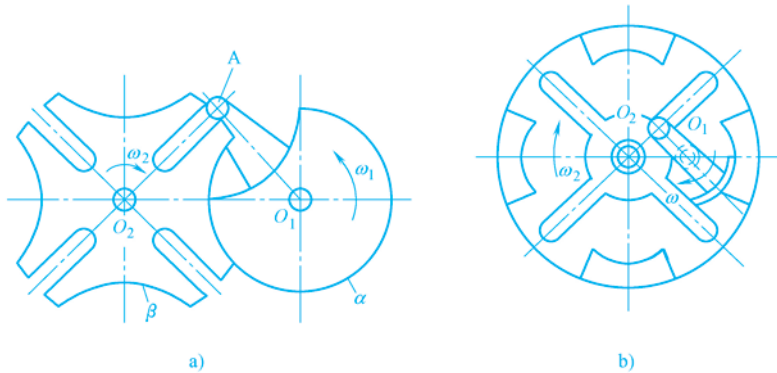


图 5-17 平面槽轮机构  
a) 外槽轮机构 b) 内槽轮机构

### 3. 槽轮机构的特点和应用

槽轮机构的特点是结构简单，工作可靠，机械效率高，在进入和脱离接触时运动较平稳，能准确控制转动的角度，但槽轮的转角不可调节，故只能用于定转角的间歇运动机构中，如自动机床、电影机械和包装机械等。

图 5-19 所示为转塔车床的刀架转位机构。刀架上装有六种刀具，与刀架固连的槽轮上开有六个径向槽，拨盘上装有一个圆柱销 A，每当拨盘转动一周，圆柱销 A 就进入槽轮一次，驱使槽轮转过  $60^\circ$ ，刀架也随之转动  $60^\circ$ ，从而将下一工序的刀具换到工作位置上。

图 5-20 所示为放映机的卷片机构。为了适应人眼的视觉暂留现象的生理特点，采用了槽轮机构，使影片做间歇运动。

机械工业出版社版权所有

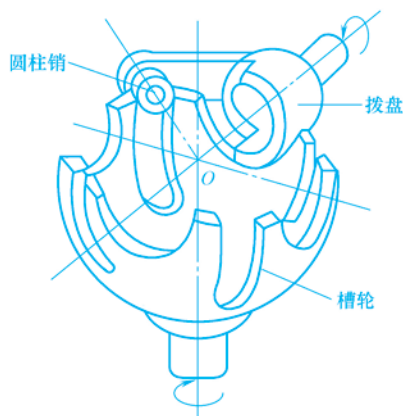


图 5-18 空间球面槽轮机构

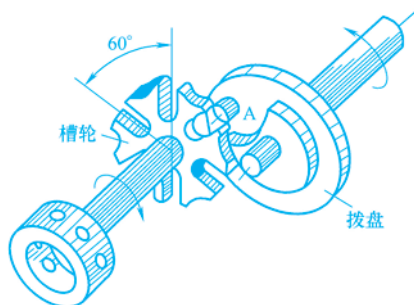


图 5-19 转塔车床的刀架转位机构

### 5.2.3 不完全齿轮机构

#### 1. 不完全齿轮机构的工作原理

不完全齿轮机构是由普通渐开线齿轮机构演化而成的一种间歇运动机构。它与普通渐开线齿轮机构的不同之处是轮齿不布满整个圆周。如图 5-21 所示，主动轮连续转动一周，从动轮分别转  $1/8$  周（见图 5-21a）和  $1/4$  周（见图 5-21b），达到主动轮做连续转动、从动轮做间歇转动的目的。为防止从动轮在静止时间内游动，主、从动轮上分别有外凸圆弧和内凹锁住弧。

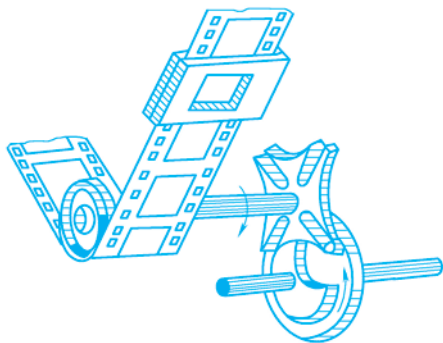


图 5-20 放映机的卷片机构

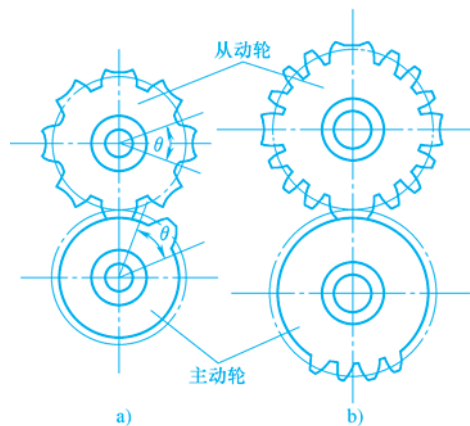


图 5-21 不完全齿轮机构

#### 2. 不完全齿轮机构的类型

不完全齿轮机构按照啮合形式，可分为外啮合（见图 5-22a）、内啮合（见图 5-22b）和齿轮齿条传动（见图 5-22c）。与普通渐开线齿轮一样，外啮合的不完全齿轮机构两轮转向相反，内啮合的不完全齿轮机构两轮转向相同。

#### 3. 不完全齿轮机构的特点和应用

不完全齿轮机构与槽轮机构相比，其从动轮每转一周的停歇时间、运动时间及每次转动

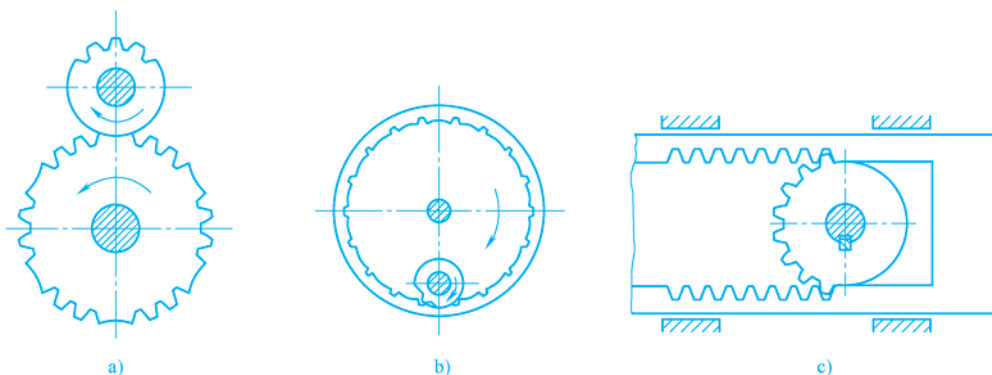


图 5-22 不完全齿轮机构

a) 外啮合 b) 内啮合 c) 齿轮齿条传动

的角度变化范围都较大，设计较灵活。但其加工工艺较复杂，而且从动轮在运动开始与终止时冲击较大，故一般用于低速、轻载的场合，如在自动机和半自动机中用于工作台的间歇转动，以及要求具有间歇运动的进给机构、计数机构等。

### 习 题

5-1 螺纹的主要参数有哪些？螺距和导程有什么区别？如何判断螺纹的线数和旋向？

5-2 棘轮机构的工作原理及运动特点是什么？

5-3 已知一普通粗牙螺纹，大径  $d=24\text{mm}$ ，中径  $d_2=22.051\text{mm}$ ，螺纹副间的摩擦因数  $f=0.17$ 。试求：(1) 螺纹升角；(2) 该螺纹副能否自锁？若用于起重，其效率为多少？

5-4 图 5-23 所示为一差动螺旋传动，机架与螺杆在 A 处用右旋螺纹联接，导程  $P_{hA}=4\text{mm}$ ，螺母相对机架只能移动，不能转动；当摇柄沿箭头方向转动 5 圈时，螺母向左移动 5mm，试计算螺旋副 B 的导程  $P_{hB}$  并判断螺纹的旋向。

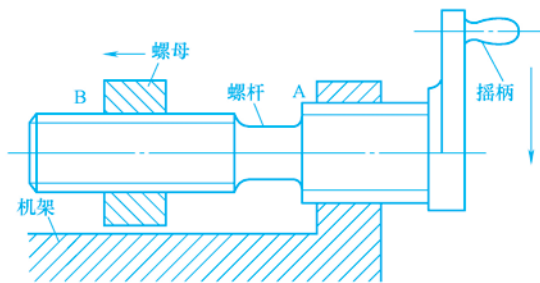


图 5-23 习题 5-4 图

机械工业出版社版权所有