

工程机械基础

杨 承 析 主 编

高等学校试用教材

中 国 铁 道 出 版 社

内 容 简 介

本书为高等学校工程机械基础课程的教学用书。全书包括工程机械的传动装置、工程机械的支承和联接、工程机械的动力装置以及起重零件等四篇，共十六章。书中较详细地叙述了工程机械的常用机构、通用零件及动力装置等的工作原理，构造特点，技术性能，参数计算和使用要求。

高等学校试用教材

工程机械基础

杨承析 主编

中国铁道出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张：17 字数：429千

1980年9月 第1版 1980年9月 第1次印刷

印数：0001—9,000册 定价：1.75元

前 言

根据培养目标的要求,在铁道线路、桥隧等专业教学计划中设置了《工程机械基础》课。本课程是一门机械类的技术基础课,主要讲解工程机械的常用机构、通用零件和工程机械的动力装置等的工作原理、构造特点、技术性能以及有关计算和使用要求,为学生合理选择和正确运用工程机械或从事技术革新打下一定的理论基础。

根据“少而精”和理论联系实际的原则,在教材内容的选择上,适当地加强了专业要求的针对性,并注意充实了一定的基础理论和必要的新技术,并力求把注意力集中在培养学生分析问题和解决问题的能力上。围绕工程机械的主要组成部分,教材分为四篇十六章。第一篇工程机械的传动装置及第二篇工程机械的支承和联接,就机械原理与零件,作了较为系统的阐述。鉴于液压技术广泛应用于工程机械并逐步向电液伺服控制发展,因此对液压技术的工作原理、液压系统的组成,主要液压元件的性能和选用,简单液压系统的设计计算,均作了必要的介绍。第三篇工程机械的动力装置介绍了常用的内燃机和空气压缩机等的工作原理、构造特点、技术性能和使用要求。第四篇起重零件就工程中常用的钢丝绳、滑轮及制动器等作了介绍。有关桥、隧和养路机械因属于专业课内容,本教材未予编入。

本教材由长沙铁道学院杨承析主编,上海铁道学院奚锡雄主审。各章编写分工如下:第一、三两章由长沙铁道学院谢恒编写;第二、五两章由长沙铁道学院周继祖编写;第四、十及十一等三章由长沙铁道学院曹曾祝编写;第六章由兰州铁道学院张伯馨编写;第七、八、九及十二等四章由杨承析编写;第四篇由奚锡雄编写。

在编写过程中,曾得到铁道兵工程学院、铁路生产单位和有关兄弟院校以及长沙铁道学院张显华、郭浩然两同志的支持和帮助,在此一并致以谢意。对教材中的错误或不妥之处,希望给予批评指正。

编 者

目 录

第一篇 工程机械的传动装置	1
第一章 平面连杆机构及凸轮机构	2
§ 1—1 机构及其运动简图	2
§ 1—2 四杆机构的类型及其运动规律	4
§ 1—3 四杆机构的设计	9
§ 1—4 凸轮机构	11
第二章 带传动	16
§ 2—1 带传动的类型和特点	16
§ 2—2 三角胶带和三角带轮	18
§ 2—3 带传动的工作原理及耐久性	23
§ 2—4 胶带的弹性滑动和滑动曲线	27
§ 2—5 三角带的传动计算	28
第三章 齿轮传动	33
§ 3—1 齿轮传动的特点及其种类	33
§ 3—2 渐开线直齿圆柱齿轮传动	35
§ 3—3 斜齿圆柱齿轮传动	54
§ 3—4 渐开线圆柱齿轮加工原理及无根切的最小齿数	59
§ 3—5 变位齿轮概述	62
§ 3—6 圆锥齿轮传动概述	64
§ 3—7 轮系	68
第四章 蜗杆传动	74
§ 4—1 蜗杆传动的特点和种类	74
§ 4—2 普通蜗杆传动	76
§ 4—3 蜗杆传动的效率、润滑及散热	83
§ 4—4 蜗杆蜗轮的材料和结构	85
第五章 链传动	88
§ 5—1 套筒滚子链的结构	88
§ 5—2 链传动的性能	92
§ 5—3 套筒滚子链传动的参数选择及其设计计算	93
第六章 液压传动	99
§ 6—1 液压传动概述	100
§ 6—2 液压元件	107
§ 6—3 液压系统的设计和计算	129
第二篇 工程机械的支承与联接	138
第七章 轴	138
§ 7—1 概述	138
§ 7—2 轴的结构设计	140
§ 7—3 轴的强度和刚度的校核计算	151
第八章 轴承	158
§ 8—1 滑动轴承	158
§ 8—2 滚动轴承	161
§ 8—3 滚动轴承和滑动轴承的比较	172

第九章 联轴器	173
§ 9—1 联轴器	174
§ 9—2 离合器	177
第十章 螺纹联接	181
§ 10—1 螺纹的种类和螺纹的联接方式	181
§ 10—2 螺纹联接计算	185
§ 10—3 螺纹联接的防松装置	191
第三篇 工程机械的动力装置	194
第十一章 内燃机	194
§ 11—1 内燃机的基本概念	194
§ 11—2 内燃机的燃料	196
§ 11—3 内燃机的润滑油 (机油)	198
§ 11—4 内燃机的工作原理	200
§ 11—5 内燃机的主要构造	205
§ 11—6 内燃机的主要性能指标和特性曲线	227
第十二章 空气压缩机	232
§ 12—1 空气压缩机的应用及分类	232
§ 12—2 活塞式空气压缩机	233
§ 12—3 回转式空气压缩机	241
§ 12—4 空气压缩机的选用与维护	246
第四篇 起重零件	248
第十三章 圆股钢丝绳	248
§ 13—1 概述	248
§ 13—2 钢绞绳的材料	248
§ 13—3 钢绞绳的构造与用途	248
§ 13—4 钢绞绳的标记与规定符号	249
§ 13—5 钢绞绳的选用	250
第十四章 滑轮与滑轮组	251
§ 14—1 滑轮的用途与构造	251
§ 14—2 滑轮的计算	251
§ 14—3 滑轮组的分类	252
§ 14—4 滑轮与滑轮组的效率	253
第十五章 吊钩	256
§ 15—1 吊钩的构造与分类	256
§ 15—2 吊钩的强度验算与尺寸选择	257
第十六章 停止器和制动器	260
§ 16—1 分类与用途	260
§ 16—2 棘轮停止器的构造	260
§ 16—3 棘轮停止器的强度计算	261
§ 16—4 块式制动器的构造及其工作原理	262
§ 16—5 带式制动器的工作原理与制动效能的分析	263

第一篇 工程机械的传动装置

工程机械大都包含有原动机、传动装置和工作机三部分。

原动机——是将电能或热能转变成机械功的一种动力装置。在工程机械中用得最多的原动机为电动机和内燃机等。

工作机——例如起重机卷筒与钢丝绳、滑轮与吊钩等、皮带运输机的输送带等都是工作机（亦称工程机械的工作装置）。

传动装置——由于原动机具有转速高、力矩小、转速变化范围小（有的直流电动机调速范围比较大）的特点，它们产生的都是旋转运动；而工作装置一般要求低转速大扭矩，有时还要求将原动机的旋转运动变成工作装置所需的旋转运动（增速、减速或变速）、直线运动或间歇运动，因此，原动机与工作机之间要有传动装置，将原动机的运动和动力改变其大小与形式传递给工作装置。

传动装置可分为电传动、液压（或气动）传动和机械传动（齿轮传动、蜗杆传动、带传动及链传动等）。目前，在我国铁路工程机械中，使用机械传动的较多，但很多情况下是机械传动与电传动或液压传动配合使用。由于液压传动比机械传动在实现自动化，提高生产率，减轻工人的劳动强度等方面的优越性，故在本篇中除着重介绍机械传动外，对液压传动亦相应地予以阐述。

现将本篇中常遇到的技术术语如传动比、功率和机械效率等介绍于下：

1. 传动比 i 主动件（传出运动和扭矩的零件）的转速 n_1 （每分钟转数）或角速度 ω_1 ，对从动件（接受主动件传来的运动和扭矩的零件）的转速 n_2 或角速度 ω_2 之比称为传动比，以 i 表示，即

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

2. 功率 N 与扭矩 M_n 的关系 按材料力学中所推导的公式

$$M_n = 71620 \frac{N(\text{马力})}{n(\text{转/分})} \text{ 公斤-厘米}$$

或

$$M_n = 97500 \frac{N(\text{千瓦})}{n(\text{转/分})} \text{ 公斤-厘米}$$

3. 圆周力 P 与功率 N 的关系

$$P = \frac{75N(\text{马力})}{V} \text{ 公斤}$$

或

$$P = \frac{102N(\text{千瓦})}{V} \text{ 公斤}$$

式中 V —— 圆周速度（米/秒）。

4. 传动的机械效率 η 在机械传动中，当机械正常运转时，输入功率 $N_{\text{入}}$ 等于输出功率 $N_{\text{出}}$ 与摩擦功率 N_f （传动机构与轴承摩擦所消耗的功率）之和

$$N_{\text{入}} = N_{\text{出}} + N_f$$

输出功率与输入功率之比反映了功率在机械中有效利用的程度，称机械效率，以 η 表示

$$\eta = \frac{N_{\text{出}}}{N_{\text{入}}} = \frac{N_{\text{入}} - N_f}{N_{\text{入}}} = 1 - \frac{N_f}{N_{\text{入}}}$$

由上式可知， η 总是小于1的，其值可用实验的方法测定，常用机构的机械效率可从“机械零件设计手册”中查到。

第一章 平面连杆机构及凸轮机构

§ 1—1 机构及其运动简图

一、机 构

工程机械的种类繁多，如装载机、推土机、碎石机等，虽然它们的构造和外形以及用途有所不同，但从能量转换的观点来看，它们都是将外部输入的能量转换成预期的生产动作所做的机械功；从构造上分析，它们系由一个或几个机构组成。现以碎石机为例，来说明机构的含意。

图1—1 a) 系颚式碎石机构造简图，它是由曲柄即偏心轴(6)、连杆(5)、摇杆即推板(4)、副连杆即推板(3)以及摇杆即活动颚板(2)等构件组成。其工作过程是：当原动机(电动机或内燃机)带动偏心轴回转，通过连杆和推板，带动活动颚板作有规律地来回摆动，从而将岩石破碎。由此可知，任何一台机器要按其预定的规律运动，其首要条件是组成机器的各构件间具有确定的相对运动。所谓机构乃是具有确定相对运动的构件组合体。图1—1 a) 所示的碎石机系由平面连杆机构组成。工程机械中常用的机构有平面连杆机构、凸轮机构、带传动机构及齿轮机构等。

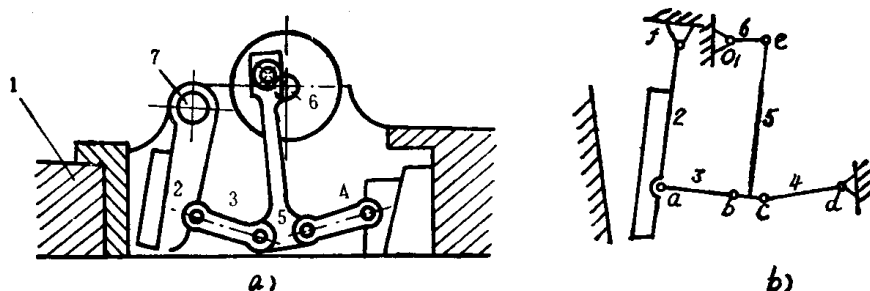


图 1—1

1 — 机架；2 — 活动颚板；3、4 — 推板；5 — 连杆；6 — 偏心轴；7 — 轴。

机构中的构件可以分为：

(一) 固定构件 其作用是支承该机构中其它运动构件。在研究机构运动规律时，常将固定构件作为参考坐标。图1—1中机架(1)即是固定构件；

(二) 主动构件 机构中由外力直接驱动的构件称为主动构件，如图1—1中的偏心轴(6)即是。它的运动规律由驱动力所决定；

(三) 从动构件 机构中随主动构件而运动的其它构件，统称从动构件。如图1—1中的连杆(5)、推板(3)、活动颚板(2)都是从动构件。它们的运动规律由主动构件的运动规律和机构的组成所决定。

构件之间的活动联结称为运动副。根据被联结的两构件间的相对运动的不同，常见的运动副有如下几种：

(一) 转动副 组成运动副的两构件之间仅能作相对转动或摆动的联结，称转动副。如图 1—1 b) 中 a 、 b 、 c 、 d 、 e 、 f 等联结均为转动副，其中 e 是转动，其它为摆动；

(二) 移动副 组成运动副的两构件之间的相对运动只能沿某一轨迹移动的联结，称移动副。如图 1—15 中滑块与机架间的联结就是移动副。

(三) 滚滑副 组成运动副的两构件之间的相对运动为滚动兼滑动的联结，称滚滑副。如齿轮啮合传动中轮齿间的接触便是滚滑副。

由上述可知，两构件之间形成的运动副，其接触处不外乎是点、线或面，所以又可将运动副分为低副和高副两种，前者的接触为面接触，如转动副和移动副均属于低副，后者的接触为点或线，如滚滑副属于高副。

二、机构运动简图

在分析机构运动时，我们只研究它的运动规律和动力特性，而不涉及机构的强度问题，所以可以撇开构件的复杂外形和运动副的具体构造，而用一些规定的符号来表示构件和运动副，例如当两构件组成转动副时，我们可以用图 1—2 a) 来表示，如果组成转动副两构件之一是机架（即固定构件），则应把代表机架的构件画上斜线，以区别于其它活动构件，如图 1—2 b) 所示。如果两构件组成移动副，则可用图 1—3 中 a)、b)、c) 任一种表示。

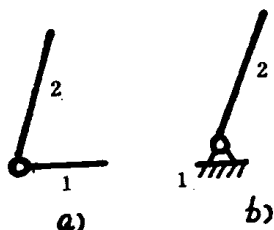


图 1—2

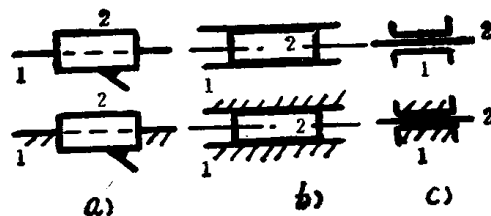


图 1—3

当构件具有两个低副时，则不论其外形如何，均可以用图 1—4 中相应的一种来表示。其中，对于转动副心须保证其两圆心的距离与实际距离成比例；对于移动副，应保证图中移动副的导路与相对移动方向一致，其相对位置尺寸，亦必须保证与实际尺寸成比例。

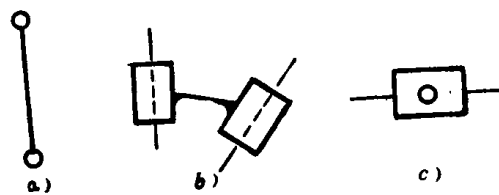


图 1—4

机构运动简图就是用上述的构件和运动副的代表符号 (GB138—74)，把机构的运动特征表示出来的图形。机构运动简图的作用，首先表现在它是机器方案设计的重要工具，另外，在分析和了解现有机器的工作原理及运动特性时，也必须借助于机构运动简图。下面仍以颚式碎石机为例说明机构运动简图的绘制方法：

(一) 分析机构的运动，判别出固定构件、运动构件和主动构件，并确定运动构件的数目和运动副的种类、个数。如图 1—1 a) 所示，机架是固定构件，构件 (2)、(3)、(4)、(5)、(6) 是运动构件，其中 (6) 是主动构件，整个机构中有 7 个转动副；

(二) 测量与运动有关的各构件的尺寸;

(三) 选定视图和适当的比例尺, 用规定的符号表示构件和运动副画出机构运动简图, 如图 1—1 b) 所示。

§ 1—2 四杆机构的类型及其运动规律

连杆机构是由若干构件用低副联结而成的机构。由于其组成的构件之间均为面接触, 故单位接触面积上所受的压力小, 且易于润滑, 磨损小, 制造也比较简单, 所以连杆机构在工程机械中得到广泛应用, 其中尤以四杆机构最为常用。

一、四杆机构的类型及其运动规律

图 1—5 所示为铰链四杆机构 (其运动副均为转动副的四杆机构)。固定构件 d 为机架。构件 a 和 c 用转动副与机架联结, 如果它们可以回转 360° , 则称为曲柄; 如果仅能往复摆动某一个角度, 则称为摇杆。构件 b 用转动副与构件 a 和 c 的另一端联结, 称为连杆, 它作复杂的平面运动。对于铰链四杆机构, 机架和连杆总是存在的, 因此铰链四杆机构的基本类型可按构件 a 和 c 的运动型式分为下述三类:

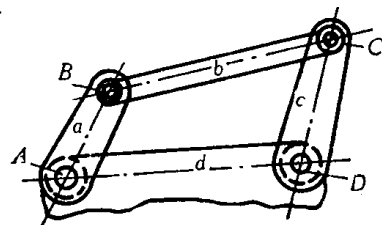


图 1—5

(一) 曲柄摇杆机构 在铰链四杆机构的四个构件中, 除机架和连杆外, 其余两个一个是曲柄, 另一个为摇杆, 这种机构称为曲柄摇杆机构。如图 1—6 所示的磨轮机、图 1—1 所示的碎石机等均属这机构。其运动特性如图 1—7 所示, 当曲柄 AB 为主动构件 (按图示方向作等速回转), 摇杆 CD 为从动构件, 其运动情况为: 摇杆 DC 是绕 D 点摆动, 但摆动的速度往返不一样, 当曲柄回转一圈, 曲柄与连杆有两次共线, 其夹角 θ 称极位夹角。当曲柄从 AB_1 位置转到 AB_2 时, 回转角度为 α_1 , 摇杆由极限位置 C_1 摆至 C_2 ; 当曲柄再由 AB_2 转回到 AB_1 时 (回转角度为 α_2), 摇杆又从 C_2 摆回到 C_1 。由于曲柄是等速回转, 故摇杆销 C 由 C_1 摆至 C_2 时的平均速度 v_1 必小于其返回行程 (由 C_2 至 C_1) 时的平均速度 v_2 , 即 $v_1 < v_2$ 。

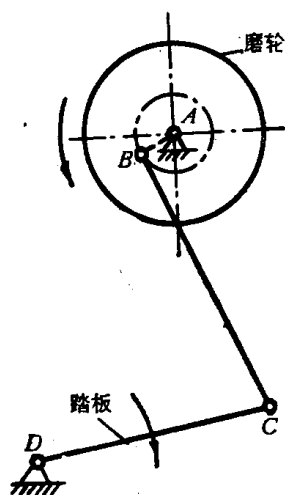


图 1—6

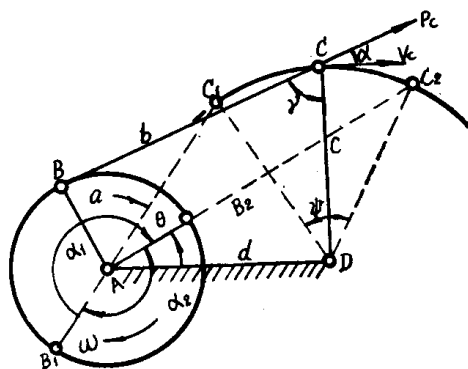


图 1—7

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

则有

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

(1-1)

或

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

式(1-1)中的 K 称为从动构件(摇杆)的行程速比系数,它表明摇杆的急回程度。在四杆机构中有无急回作用取决于极位夹角 θ 的数值,当 $\theta > 0^\circ$ 时即具有急回作用。在生产实践中常利用这一特性,即用 v_1 作工作行程, v_2 作回空行程,以达到提高生产率的目的。

从上述可知,随着曲柄的回转和摇杆的摆动,连杆则作复杂的平面运动。其上面任何一点的运动轨迹均可用图解法求出。现以 E 点为例说明其作图方法:如图1-8所示,先将 B

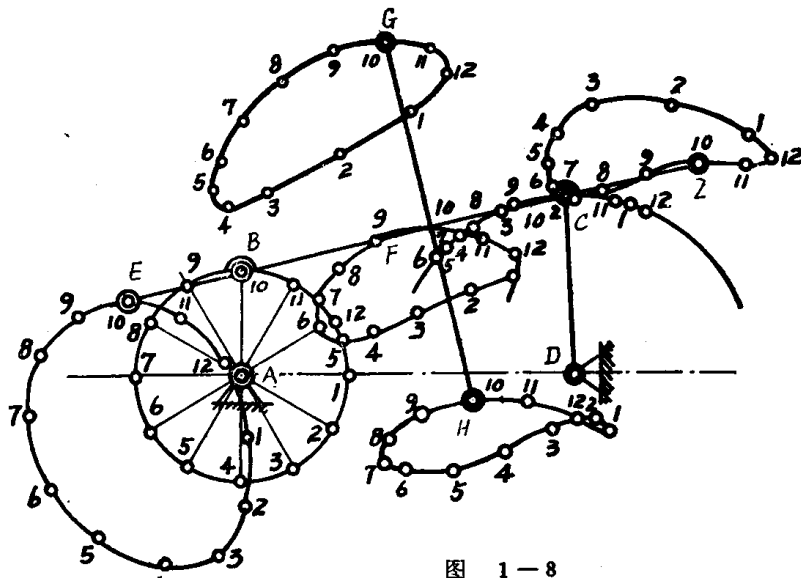


图 1-8

点的轨迹分成12等分,然后以各分点为圆心,以 BC 的长度为半径画圆弧与以 D 点为圆心,以 DC 为半径所画的圆弧相交于各点,则得出连杆 BC 上 C 点的各相应位置,连接在每个位置时的 B_i 点和 C_i 点,在 B_iC_i 的延长线上,即可找到 E 点的轨迹。在该轨迹上相邻两点间的路程,即为 E 点在此时间间隔内的位移。除 E 点的轨迹外,连杆上任何一点(包括与连杆刚性联接的杆件上任何一点)的轨迹均可用上述方法求出。养路机械中的扒碴机就是在连杆上刚接一杆件来实现扒碴运动的(图1-9)。

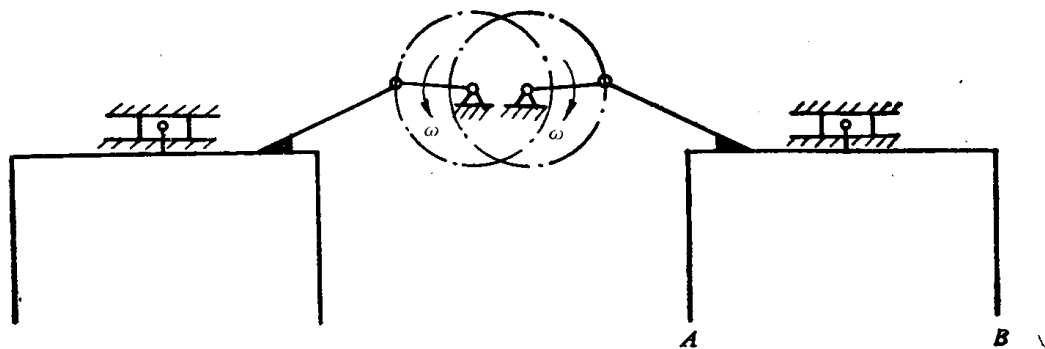


图 1-9

在生产实践中不但要求所设计的连杆机构能实现预定的运动,而且要求效率高。如图1-7所示,若不考虑构件的惯性力与转动副中摩擦力的影响,主动构件曲柄通过连杆作用在摇杆上的力 P ,其方向与连杆轴线重合,它与 C 点的绝对速度(其方向垂直于摇杆 CD) V_c 之间的夹角 α 称为压力角。显然 α 角越小对传动越有利。 α 的余角,即连杆 BC 和摇杆 CD

所夹的角 γ 称传动角，当机构运转时， γ 的大小是变化的（ α 亦变化），为了确保机构具有良好的传动效率，设计时通常应使最小传动角 $\gamma_{\min} \geq 40^\circ$ ，对于高速大功率的机构应使 $\gamma_{\min} \geq 50^\circ$ 。最小传动角 $\gamma_{\min}$ 出现的位置是当曲柄与机架共线时，这可以由平面几何加以证明。

当摇杆为主件，曲柄为从动件，则曲柄的运动情况是：当摇杆销 C 点到达 C_1 和 C_2 点位置（曲柄 B 点在 B_1 和 B_2 位置）时，由连杆传给曲柄的力（拉力或压力），对曲柄均不产生回转力矩，即曲柄在这时的运动存在不确定性，机构的此种位置称为死点。为了使曲柄运动有确定性，工程机械中一般都在曲柄轴上安装飞轮，借其惯性使曲柄越过死点。

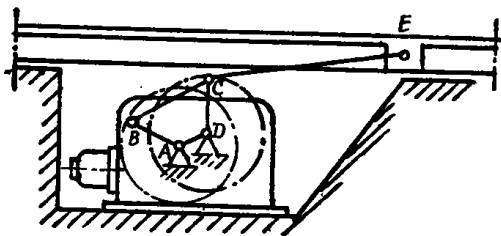


图 1-10

(二) 双曲柄机构 在铰链四杆机构中，除机架和连杆外，其余两构件均为曲柄的机构，称双曲柄机构。如图 1-10 所示的惯性筛，它是双曲柄机构的应用实例，当曲柄 AB （主动构件）等速回转一圈时，曲柄 CD （从动构件）则以变速回转一圈，并通过 CE 构件带动筛网工作。在双曲柄机构中，如果组成四边形的两对边的构件长度分别相等，则

根据曲柄相对位置的不同，又可分为平行双曲柄机构（图 1-11 a）和反向双曲柄机构（图 1-11 b），前者两曲柄的回转方向相同且角速度恒等，而后者两曲柄转向相反，且角速度不等。由于平行双曲柄机构具有等传动比的特性，故在传动机构中常被采用，如图 1-11 c）所示的机车车轮的平行双曲柄机构。又如图 1-12 所示装载机的工作装置系平行双曲柄机构应用的又一实例，它由两个平行双曲柄机构 $ABCD$ 与 $BEFG$ 组合而成，在提升油缸和推压油缸的作用下，每组曲柄以等角速度按同一方向回转，因而保证铲斗平行移动。

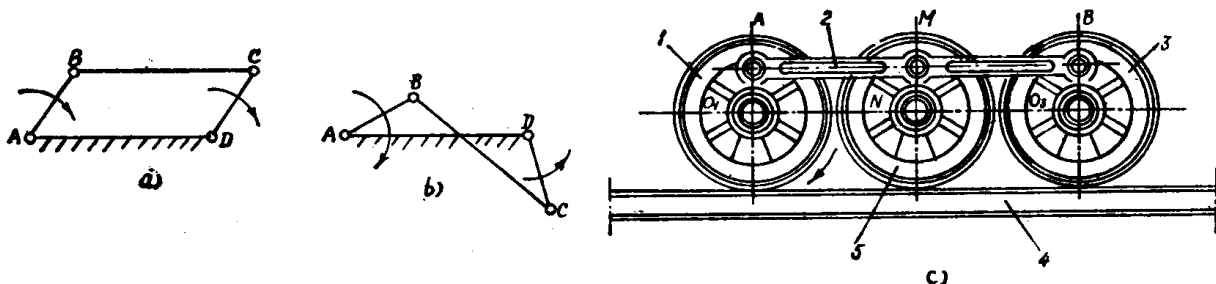


图 1-11

1、3 —— 从动轮；2 —— 连杆；4 —— 钢轨；5 —— 主动轮。

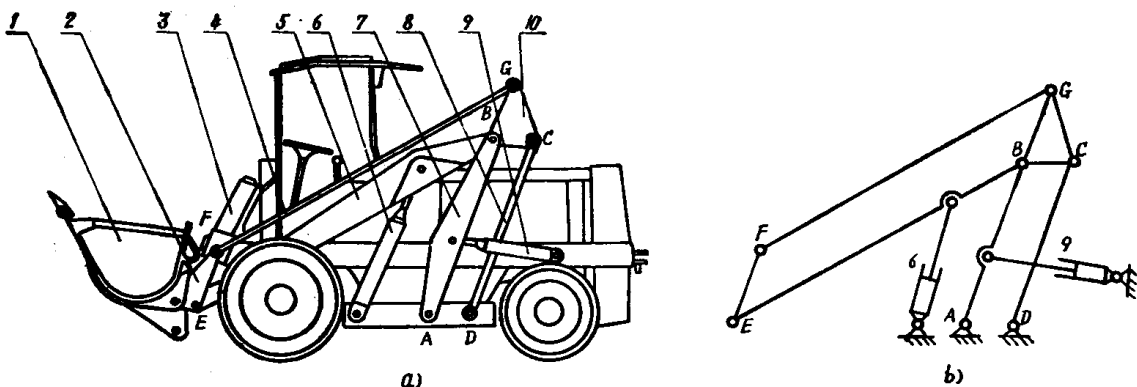


图 1-12

1 —— 铲斗；2 —— 前三角形支架；3 —— 翻斗油缸；4 —— 连杆；5 —— 升降臂；6 —— 提升油缸；7 —— 升降臂；8 —— 伸缩杆；9 —— 推压油缸；10 —— 后三角形支架。

(三) 双摇杆机构 在铰链四杆机构中, 除机架和连杆外, 其余二构件均为摇杆的机构, 称双摇杆机构。如图 1—13 所示的人力拨道器便属于这种机构, 图中 M 点运动轨迹近似地在水平线上移动。双摇杆机构有死点位置, 在使用中为了避免出现死点, 应限制摇杆的摆动角度。

在双摇杆机构中, 若两摇杆的长度相等, 则称为等腰梯形机构, 如图 1—14 所示为汽车和拖拉机前轮转向机构就是属于这种机构。其运动特性是: 当车转弯时, 摇杆 BC 和摇杆 AD 在相同的时间内转动的角度不相等, 但两前轮的轴线延长线的交点将落在后轮轴线的延长线上, 整个车身就绕 P 点转动, 这样, 车辆就能顺利地转弯。

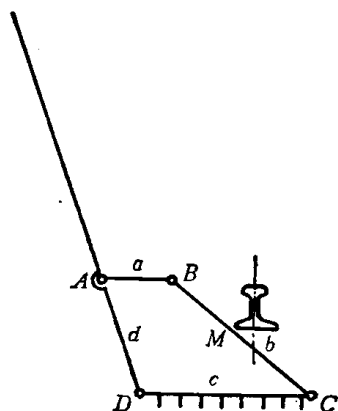


图 1—13

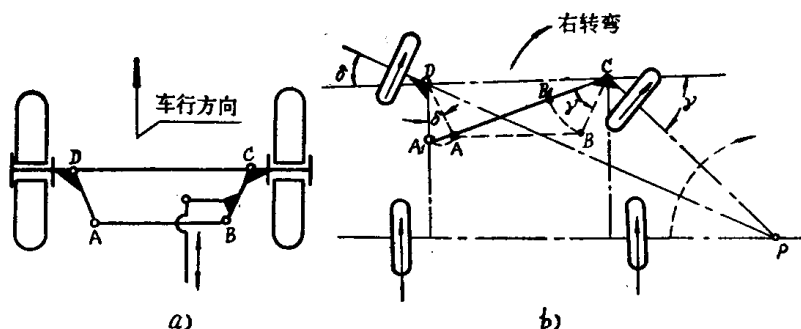


图 1—14

铰链四杆机构除以上三种基本类型之外, 在工程机械中还派生出许多其它型式。然而, 这些派生型式的四杆机构, 都是通过改变基本类型某些构件的形状、相对长度或选择不同的构件作机架和将转动副改为移动副等方法, 而演变出来的。因此, 它们的运动性质与基本类型完全相同。

图 1—15 和图 1—16 为曲柄滑块机构。它是由曲柄摇杆机构演变而来, 即将摇杆的长度增至无穷大, 使摇杆销 C 点的运动轨迹成一直线, 并将转动副改成移动副。这种机构在工程机械中被广泛地采用, 如内燃机、空压机、装载机。若将图 1—13 中的转动副 D 变换成

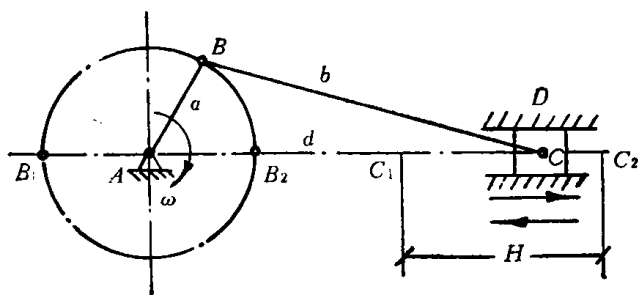


图 1—15

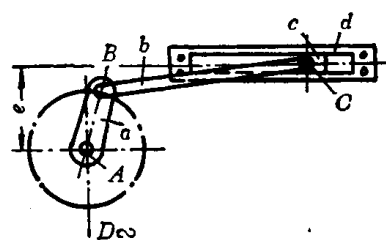


图 1—16

移动副, 摇杆 AD 变成滑块, 这样, 该机构即演变成摇杆滑块机构, 图 1—17 所示的抽水唧筒即为该机构的应用实例。图 1—18 为偏心机构。它是由曲柄滑块机构派生出来的, 其中曲柄 a 为装在轴 A 上的圆盘, 称偏心轮, 距离 AB 称为偏心距 (相当于曲柄的长度), 连杆 b

的一端扩大成一圆环包围着偏心轮。偏心机构多用来代替短的曲柄，如前述的碎石机中的偏心轴。

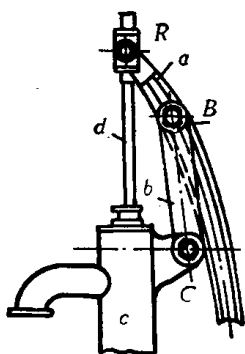


图 1-17

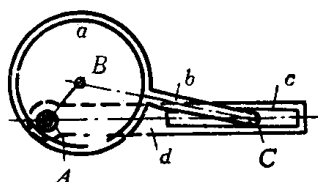


图 1-18

二、曲柄存在条件及机构类型判别

由上所述可知，铰链四杆机构的三种基本类型决定于机构内有无曲柄存在。而有无曲柄存在，则与机构中各构件的相对尺寸大小有关。下面我们就来讨论机构存在曲柄的条件。

假设图 1-19 为曲柄摇杆机构，从其几何条件可知，曲柄存在条件应该是当曲柄与机架共线时，曲柄仍能作整周回转。根据这个条件，可以求得各构件的长度关系，即

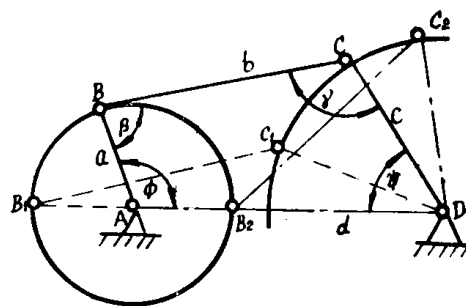


图 1-19

在 $\triangle B_2C_2D$ 中，有

$$(d - a) + c > b \text{ 或 } c + d > a + b$$

$$(d - a) + b > c \text{ 或 } b + d > a + c$$

在 $\triangle B_1C_1D$ 中，有

$$b + c > a + d$$

考虑极限值，上述关系式改写成

$$a + b \leq c + d \quad (1-2)$$

$$a + c \leq b + d \quad (1-3)$$

$$a + d \leq b + c \quad (1-4)$$

将式 (1-2) 至式 (1-4) 中的每二式相加，经整理得

$$\left. \begin{array}{l} a \leq d \\ a \leq b \\ a \leq c \end{array} \right\} \quad (1-5)$$

从式 (1-2) 至式 (1-5) 可知，曲柄摇杆机构存在的条件是：

(一) 曲柄为最短构件；

(二) 最短构件与最长构件长度之和小于或等于其他两构件长度之和。

如图 1-19 所示，设 φ 、 β 、 γ 及 ψ 分别为相邻两边间的夹角，那么在曲柄摇杆机构中，以曲柄为一边的角 φ 和 β 的变化范围应为 $0 \sim 2\pi$ ，而其余二角 γ 和 ψ 则应小于 2π 。即构件 AB

相对于 BC 与 AD 可作 360° 的回转, 而构件 CD 相对于 BC 与 AD 仅能作小于 360° 的摆动。因此, 根据低副的运动可逆性, 并由上述分析可得出如下的结论:

如果最短构件与最长构件的长度之和小于或等于其他两构件的长度之和, 且: a 、最短构件的相邻两构件中任意一构件为机架, 则最短构件为曲柄, 而与机架相联的另一构件为摇杆, 即该机构为曲柄摇杆机构。 b 、最短构件为机架, 则其相邻两构件均为曲柄, 而该机构为双曲柄机构。 c 、最短构件的对边构件为机架, 则无曲柄存在而该机构为双摇杆机构。

如果最短与最长构件长度之和大于其他两构件长度之和, 那么, 不管固定那一个构件, 都无曲柄存在, 而机构均属双摇杆机构。

§ 1—3 四杆机构的设计

平面连杆机构设计的基本问题是: (1) 实现已知的运动规律; (2) 实现已知的运动轨迹。设计的任务是根据已知的运动规律或已知的运动轨迹, 来确定其机构运动简图的参数, 如铰链中心间距离、移动副的位置等。在具体设计中所给的已知条件不外是: 运动条件、几何条件和动力条件 (最小传动角 γ_{min})。一般说来, 前一个条件是主要的; 而后两个条件是辅助的, 这样可以使机构设计得更可靠、更合理。平面连杆机构的设计方法有: 分析法、图解法和实验法三种。至于设计时选用那种方法, 则应根据所给定的已知条件和机构的实际工作情况而定。本节着重介绍用图解法来设计四杆机构, 这种方法比较简单易懂, 因而在一般设计中多采用之。

一、实现已知的运动规律

(一) 按摇杆预定位置设计曲柄摇杆机构: 已知条件为摇杆的长度 c 及其两个极限位置 φ_1 和 φ_2 。

如图 1—20 所示, 这种机构的设计, 是首先根据机械的结构要求, 定出曲柄和摇杆的回转中心点 A 和 D ; 再用图解法求出曲柄和连杆的长度。从 § 1—2 的分析可知, 对于曲柄摇杆机构, 当摇杆处于极限位置时, 连杆与曲柄必然在一条直线上; 再根据曲柄摇杆机构的存在条件, 选取曲柄长度 a ; 以 A 点为圆心, a 为半径作圆, 与直线 C_2N 、 C_1A 分别相交于点 B_2 、 B_1 。量出 AC_2 及 AC_1 的长度, 利用 $AC_2 = b + a$ 或 $AC_1 = b - a$ 的关系式, 即可求得连杆的长度 b 。

当所设计的机构传递功率较大时, 用上述方法确定的各构件长度后, 还应检查传动角 γ 的大小。如果 γ 值太小, 则需重新调整曲柄回转中心 A 的位置, 使 γ 角增大。

(二) 按连杆预定位置设计双摇杆机构: 已知条件为连杆的长度 b 和连杆预定占据的两个位置 B_1C_1 、 B_2C_2 。

如图 1—21 所示, 这种机构设计的实质是找出两摇杆的回转中心位置 A 点和 D 点。分析其机构可知 B_1 点 C_1 点的运动轨迹均为圆弧, 即转动副 A 和 D 都分别在 $\overline{B_1B_2}$ 和 $\overline{C_1C_2}$ 的垂直平分线上。其设计步骤如下:

1. 根据设计要求确定连杆的两个位置 B_1C_1 和 B_2C_2 ;
2. 连接 B_1B_2 和 C_1C_2 , 并分别作它们的中垂线 b_{12} 和 c_{12} ;
3. 在 b_{12} 和 c_{12} 线上分别任取点 A 和点 D 均能满足设计要求, 事实上设计者是经常借助

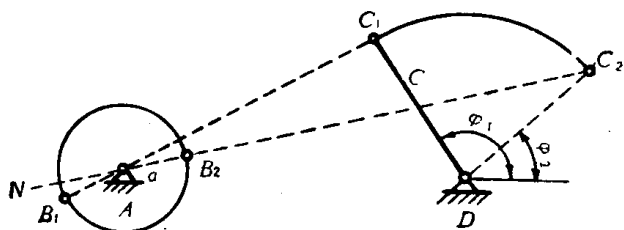


图 1-20

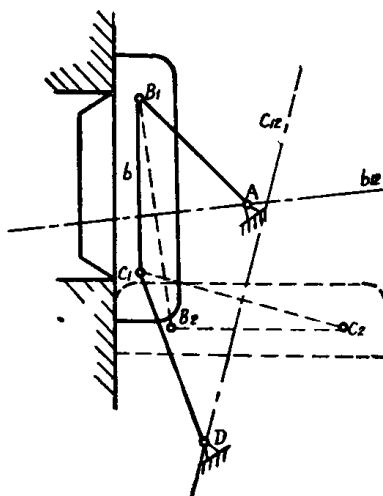


图 1-21

辅助条件（如A和D点间的距离等）来确定A点和D点的位置。连接 AB_1 和 C_1D ，即得所设计的双摇杆机构。

（三）按给定的行程速比系数 K 设计曲柄摇杆机构：其已知条件为摇杆的长度 c 和摆动角 ψ 以及行程速比系数 K 。

如图1-22所示，这种机构的设计其实质是确定转动副A点的位置及曲柄和连杆的长度 a 、 b 。用图解法设计的步骤如下：

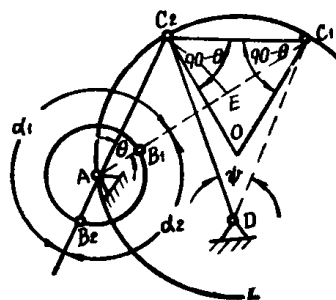


图 1-22

1. 根据公式（1-1）算出极位夹角 θ 值

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

2. 按摇杆长度和摆动角 ψ 作出摇杆极限位置 DC_1 和 DC_2 ；

3. 连接 C_1 和 C_2 ，并作角 $\angle C_1C_2O = \angle C_2C_1O = 90^\circ - \theta$ ，以 O 为圆心， OC_1 为半径作圆 L 。从几何关系可知 L 圆上任一点 A 与 C_2 点和 C_1 点连接起来所得的夹角都等于 θ 。如果另有辅助条件（如已知构件 AD 的长度），则曲柄转动副中心 A 便完全确定了；

4. 连接 AC_1 和 AC_2 ，则有联立方程

$$AC_1 = b + a$$

$$AC_2 = b - a$$

求解，即得

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{AC_1 - AC_2}{2} \\ b &= \frac{AC_1 + AC_2}{2} \end{aligned} \right\} \quad (1-6)$$

（四）根据已知的行程速比系数 K 、冲程 H 和偏心距 e ，设计曲柄滑块机构：此机构设计的任务是找出曲柄转动副A的位置，并确定曲柄和连杆的长度 a 、 b 。其设计步骤如下（图1-23）：

1. 根据公式（1-1）算出极位夹角 θ ；

2. 作线段 $\overline{C_1C_2} = H$ ，从 C_1 点作角 $\angle C_2C_1O = 90^\circ - \theta$ ， C_1O 与 $\overline{C_1C_2}$ 的中垂线相交于 O 点，以 O 点为圆心， OC_1 为半径作圆 m 。根据几何关系可知，转动副中心点 A 应在此圆周上；

间作有规律的间歇运动。这种有规律的间歇运动要用四连杆机构来现实就非常困难，而用凸轮机构来实现却比较简单方便。

凸轮机构是由凸轮、从动杆及其附件所组成。图 1—25 为内燃机的气门机构。常用的凸轮机构类型如下：

(一) 按凸轮的形状分

1. 盘形凸轮 (图 1—25)：它是凸轮机构的基本型式。这种凸轮是绕固定轴转动，其圆盘的半径是变化的，从动件与凸轮轮廓在垂直于凸轮回转轴的平面内运动。

2. 移动凸轮 (图 1—26)：若取盘形凸轮的一部分，将其回转运动改为移动。它多用于原动机的回程机构，如蒸汽机的汽门机构等。

3. 圆柱凸轮 (图 1—27)：将移动凸轮绕成圆柱体，则变成圆柱凸轮。它多用于金属切削机床控制其齿轮移动。

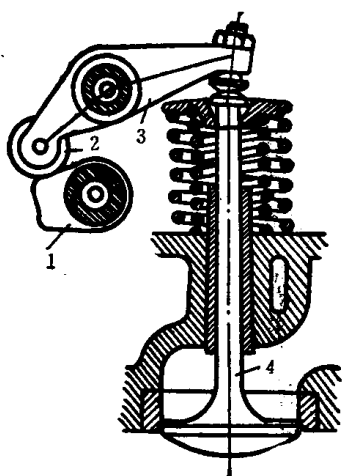


图 1—25

1——凸轮；2——滚子；3——摇杆；4——气门。

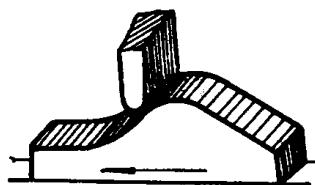


图 1—26

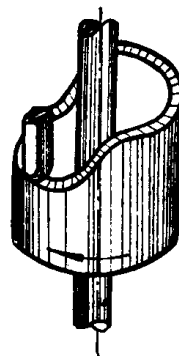


图 1—27

(二) 按从动件的型式分

1. 尖顶从动件的凸轮机构 (图 1—28 a、b)：它的优点是不论凸轮轮廓曲线如何，它都能与其各点接触，缺点是容易磨损，所以它只宜用于低速和作用力很小的凸轮，工程机械中较少用。

2. 滚子从动件凸轮机构 (图 1—28 c、d)：它的特点是以滚子与凸轮轮廓接触，因而磨损减少。它可以承受较大的载荷。它是常用的从动件型式之一。

3. 平底从动件凸轮机构 (图 1—28 e、f)：它的优点是凸轮加于平底上的作用力始终与底平面垂直，且在接触表面上可有楔形油膜存在，能减少磨损，故宜用于高速机构中，如内燃机配气凸轮机构等。

从上述可知：从动件可以作直线运动 (图 1—28 a、c、e)，也可以作摆动运动 (图 1—28 b、d、f)。从动件的运动规律是由工作机构的运动要求来决定，当从动件的运动规律确定后，就可以根据机械的结构要求，用图解法来确定凸轮轮廓，作出凸轮机构的设计。

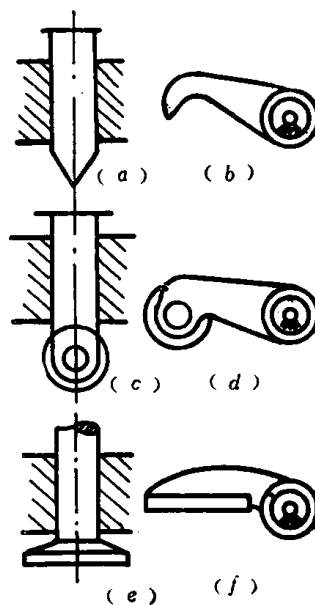


图 1—28