



- 国家级职业教育培训规划教材
- 劳动保障部培训就业司推荐

GUOJIAJI ZHIYE JIAOYU PEIXUN GUIHUA JIAOCAI

金 蓝 领 技 师 教 育 培 训 教 材

JISHI JIAOYU

数控技术/模具设计与制造

PEIXUN JIAOCAI

机械设计

劳动和社会保障部教材办公室组织编写

LAODONGHE SHEHUI BAOZHANGBU

JIAOCAI BIANQINGSHI

ZIZHI BIANXIE

 中国劳动社会保障出版社



- 国家级职业教育培训规划教材
- 劳动保障部培训就业司推荐

GUOJIAJI ZHIYE JIAOYU PEIXUN GUIHUA JIAOCAI

金蓝领技师教育培训教材

JISHI JIAOYU

数控技术/模具设计与制造

机械设计

主编 卢义斋

Approved for the People's Republic of China

Approved for the People's Republic of China

CHINA

 中国劳动社会保障出版社

图书在版编目(CIP)数据

机械设计/卢义斋主编. —北京:中国劳动社会保障出版社, 2008.
金蓝领技师教育培训教材
ISBN 978-7-5045-6831-1

I. 机… II. 卢… III. 机械设计-技术培训-教材 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 055770 号

中国劳动社会保障出版社出版发行

(北京市惠新东街1号 邮政编码:100029)

出版人:张梦欣

北京市朝阳展望印刷厂印刷装订 新华书店经销
787毫米×1092毫米 16开本 7.5印张 169千字
2008年5月第1版 2008年5月第1次印刷

定价:16.00元

读者服务部电话:010-64929211

发行部电话:010-64927085

出版社网址: <http://www.class.com.cn>

版权专有 侵权必究

举报电话:010-64954652

前 言

为贯彻落实《中共中央办公厅国务院办公厅关于进一步加强高技能人才工作的意见》(中办发〔2006〕15号)和《高技能人才培养体系建设“十一五”规划纲要(2006—2010年)》(劳社部发〔2007〕10号),满足技师学院的教学要求,劳动和社会保障部教材办公室组织一批学术水平高、教学经验丰富、实践能力强的双师型教师与行业、企业一线专家,在充分调研的基础上,共同研究,开发技师学院数控技术、模具设计与制造、电气自动化专业课程,并编写了23门主干课程的教材。

在教材的编写过程中,我们努力做到以下几点:

1. 从企业生产实际中选取针对性强的课题,在对课题进行统筹安排的前提下,采用任务驱动编写思路组织课题训练内容与相关知识,模拟展现企业的生产过程。
2. 分别参照国家职业标准数控车工(技师)、数控铣工(技师)、加工中心操作工(技师)、维修电工(技师)、二级模具设计师的要求,确定相关教材内容的广度和深度,便于鉴定考核工作的顺利开展。
3. 根据企业、行业发展需要,较多编入新技术、新工艺、新设备、新材料的内容,以适应现代行业、企业发展的需要,保证教材的先进性。
4. 采用以图代文的表现形式,精彩展现教材内容,降低学生的学习难度,激发学习兴趣。

在上述教材的编写过程中,得到有关省市教育部门、劳动和社会保障部门、技师学院、高职院校以及相关行业、企业的大力支持,教材的诸位主编、参编、主审等做了大量的工作,在此我们表示衷心的感谢!同时,恳切希望广大读者对教材提出宝贵的意见和建议,以便修订时加以完善。

劳动和社会保障部教材办公室

2007年6月

机械 设计

简 介

本书为国家级职业教育培训规划教材,由劳动和社会保障部培训就业司推荐。

本书根据劳动和社会保障部颁发的金蓝领技师教育培训教学计划和教学大纲,由劳动和社会保障部教材办公室组织编写。主要包括连杆机构设计、凸轮机构设计、带传动与链传动设计、齿轮传动设计、轴的设计、轴承的选用和普通机床的数控化改造。

本书为金蓝领技师教育培训课程教材,也可作为企业技师培训教材和自学用书。

本书由卢义斋担任主编,武开军担任副主编,参加编写的有张习格、李明、王高尚、尚根宣、付自力、王芳。本书由孟广斌主审。

机械 设计

目 录

模块一 连杆机构设计 /1

任务 冲压式蜂窝煤成型机中连杆机构设计 /1

模块二 凸轮机构设计 /17

任务 精压机中送料凸轮机构设计 /17

模块三 带传动与链传动设计 /26

任务 1 蜂窝煤成型机中的带传动设计 /26

任务 2 精压机机组中的链传动设计 /38

模块四 齿轮传动设计 /45

任务 单级直齿圆柱齿轮减速器中齿轮的设计 /45

模块五 轴的设计 /56

任务 单级直齿圆柱齿轮减速器中轴的设计 /56

模块六 轴承的选用 /64

任务 减速器主动轴滚动轴承的选择 /64

模块七 普通机床数控化改造 /77

任务 1 设计 C6240 型普通车床数控化改造方案 /77

任务 2 C6240 型车床主传动系统的数控化改造 /81

任务 3 C6240 型车床进给系统数控化改造及安装设计 /85

任务 4 普通机床数控化改造后的验收 /105

任务 冲压式蜂窝煤成型机中连杆机构设计

能力目标

♪ 掌握连杆机构设计过程

知识准备

♪ 连杆机构的设计

任务引入

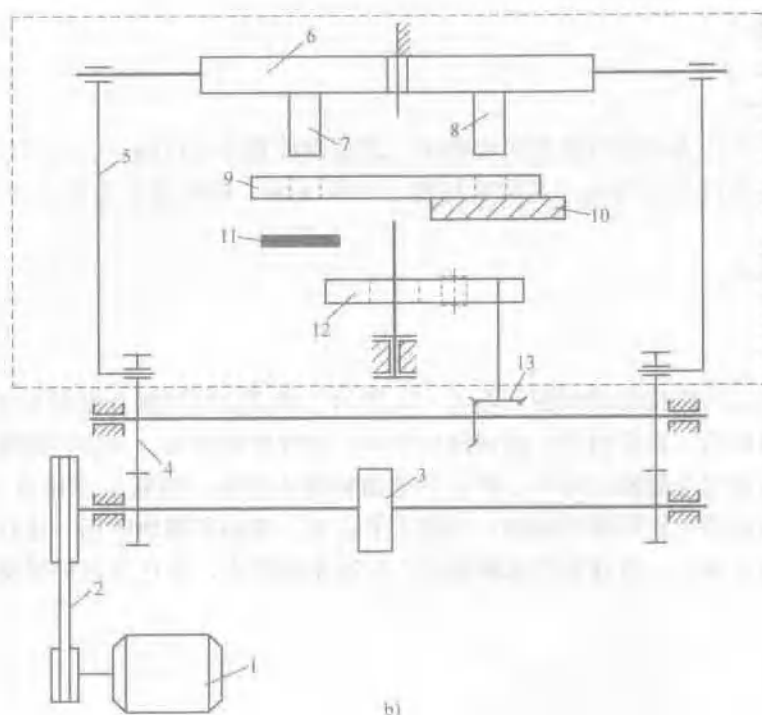
如图 1—1a 所示为蜂窝煤成型机实物图，现欲设计其冲压机构，已知冲压式蜂窝煤成型机的冲压机构为曲柄滑块机构，其滑梁行程 $s=300\text{ mm}$ ，行程速比系数 $K=1.4$ ，偏距 $e=200\text{ mm}$ 。

任务分析

蜂窝煤成型机的机构运动简图如图 1—1b 所示，冲压式蜂窝煤成型机主要由以下机构组合而成：带传动机构、齿轮机构、曲柄滑块机构、摇杆滑块机构。其中曲柄滑块机构（见图 1—2）完成冲压成型与脱模的功能。图示中的曲柄即大齿轮；滑块上固结有冲头和脱模头，由于与机架上的两根导轨构成移动副，只能上下运动。曲柄和滑块间用一连杆以转动副相连接。滑块的右边是冲头，将煤粉压成蜂窝煤；左边是脱模头，将已压成的蜂窝煤脱模运到输送带上。



a)



b)

图 1-1 蜂窝煤成型机

a) 蜂窝煤成型机实物图 b) 蜂窝煤成型机的机构运动简图

1—电动机 2—带传动机构 3—飞轮 4—齿轮机构 5—曲柄滑块机构 6—滑块 7—脱模头
8—冲头 9—转盘 10—垫铁 11—运输带 12—槽轮机构 13—锥齿轮

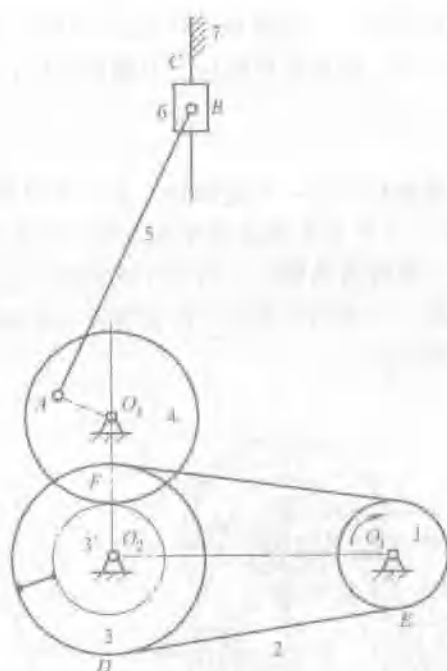


图 1-2 蜂窝煤成型机的曲柄滑块机构

相关知识

连杆机构是由若干刚性构件用低副（转动副、移动副、螺旋副、圆柱副、球面副等）连接而成的。在连杆机构中，各运动构件均在同一平面或相互平行的平面内运动的称为平面连杆机构；各运动构件不都在相互平行的平面内运动的称为空间连杆机构。连杆机构中的构件常称为杆，由四个构件组成的连杆机构称为四杆机构，由五个构件组成的连杆机构称为五杆机构，以此类推。五杆以上的连杆机构又称为多杆机构。平面四杆机构是构成多杆机构的基础，又是应用最广泛的连杆机构。平面连杆机构是许多构件用平面低副连接而成的机构。由于低副是面接触，耐磨损，且转动副和移动副的接触表面是圆柱面和平面，所以制造简便，易于获得较高的制造精度。因此，平面连杆机构在各种机械和仪器中获得广泛应用。连杆机构的不足之处是：当构件较多时，因各种构件尺寸误差及运动副中的间隙而产生的积累误差较大，影响运动精度，由于机构中的连杆做平面复合运动，其惯性力（矩）不易平衡，故连杆机构常用于速度不高的场合。

当平面四杆机构中的运动副都是转动副时，称为铰链四杆机构。铰链四杆机构是构成平面四杆机构及多杆机构的基础。如图 1-3 所示的铰链四杆机构中，固定不动的杆 4 称为机架；与机架相连接的构件 1 和 3 称为连架杆，不与机架相连的构件 2 称为连杆。如果杆 1 或杆 3 能绕其转动副中心 A 和 D 做整周转动，则构件称为曲柄；若仅能在小于 360° 的某一角度内摆动，

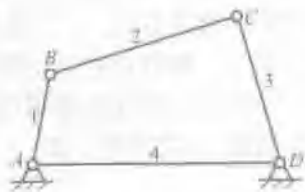


图 1-3 铰链四杆机构

则构件称为摇杆。在铰链四杆机构中,机架和连杆总是存在的,因此,根据两连架杆运动形式不同可分为三种基本形式,即:曲柄摇杆机构、双曲柄机构、双摇杆机构。

1. 曲柄摇杆机构

铰链四杆机构中的两个连架杆,若一个是曲柄,另一个是摇杆时,称为曲柄摇杆机构。这种机构应用很广泛。如图 1-4 所示为颚式破碎机及其运动简图,图中构件 1 为机架,构件 2 为曲柄,构件 3 为连杆,被称为动颚板,构件 4 为摇杆,定颚板 5 与机架 1 固定连接。待粉碎的原料放在 3 和 5 之间,当曲柄回转时,在动颚板与定颚板间的原料被粉碎。

曲柄摇杆机构有以下主要特性:

(1) 急回运动特性

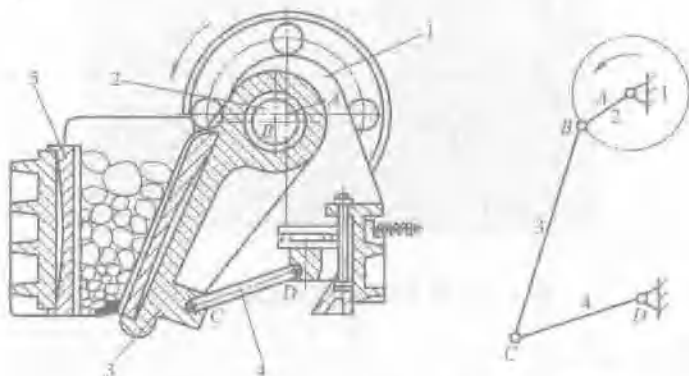


图 1-4 颚式破碎机及其运动简图

如图 1-5 所示为曲柄摇杆机构急回特性示意图。设曲柄 AB 为主动件,摇杆 CD 为从动件。在曲柄回转一周的过程中,有两次与连杆 BC 共线(即 B_1AC_1 和 B_2AC_2 位置),这时摇杆的位置 C_1D 与 C_2D 称为极限位置, $\angle C_1DC_2$ 称为摇杆的摆角,而在两个极限位置时曲柄所夹的角称为极位夹角,用 θ 表示。当曲柄以等角速度从 AB_1 位置顺时针转过 $(180^\circ + \theta)$ 到 AB_2 位置时,摇杆相应地从 C_1D 位置摆动到 C_2D 位置,设所经过的时间为 t_1 。曲柄再转过角 $(180^\circ - \theta)$ 时,摇杆又从 C_2D 位置摆回到 C_1D 位置,设所经历的时间为 t_2 。由于曲柄等速回转,虽然摇杆往复摆角相同,但因角 $(180^\circ + \theta)$ 大于 $(180^\circ - \theta)$,所以摇杆往复摆动所需的时间不同, t_1 一定大于 t_2 ,即摇杆上 C 点往复摆动的平均速度 v_1 与 v_2 不相等, v_2 一定大于 v_1 ,摇杆自右向左摆回时平均速度要大一些,这种运动特性称为急回运动特性。

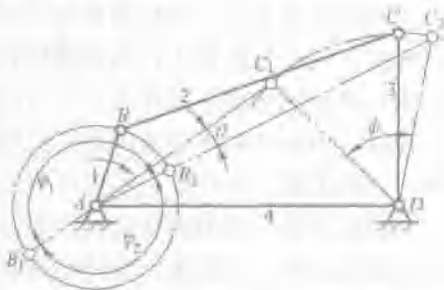


图 1-5 曲柄摇杆机构急回特性示意图

急回运动特性通常用行程速比系数 K 表示,它是摇杆快行程的平均速度 v_2 与其慢行程平均速度 v_1 之比值。即:

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{C_2C_1/t_2}{C_1C_2/t_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

或者

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

由上式可以看出：机构有无急回运动取决于极位夹角 θ 。当 $\theta=0^\circ$ 时，急回运动消失，此时 $K=1$ ； θ 角越大，急回运动越明显。平面连杆机构的行程速比系数 K 的取值范围为 $1 \leq K < \infty$ ，一般常用取值范围为 $1 \leq K \leq 2$ 。

(2) 传力特性

在平面连杆机构中，运动由主动件通过中间传动构件传给从动件。其传力的好坏可用压力角来衡量。在如图 1—6 所示的曲柄摇杆机构传力特性示意图中，设曲柄为主动件，摇杆为从动件，当忽略各杆的质量和运动副中的摩擦时，则连杆是一个二力杆，这时主动曲柄通过连杆作用在从动摇杆的力 F 将沿着 BC 方向。力 F 的方向与受力点速度方向之间所夹的锐角 α 称为压力角。若将力 F 分解成垂直于摇杆 CD 的分力 F_t (F') 和沿着摇杆的分力 F_n (F'') 时，显然，分力 $F_t = F \cos \alpha$ 是推动摇杆转动的有效分力，分力 $F_n = F \sin \alpha$ 只能增加铰链的约束反力，并且 α 越大，则 F_t 越小， F_n 越大，这样对传动是不利的。压力角的余角称为传动角，因 $\gamma = 90^\circ - \alpha$ ，故角 γ 越大对传动越有利。机构在运动过程中，角 γ (角 α) 是不断变化的，为了保证机构正常运转，设计时通常应使最小传动角 $\gamma_{\min} \geq 30^\circ$ ，对于传递大功率的连杆机构（如冲床、压力机等），则应使 $\gamma_{\min} \geq 50^\circ$ 。为了确定最小传动角 $\gamma_{\min}$ 出现的位置，可由图 1—6 中 $\triangle ABD$ 及 $\triangle BCD$ 两个三角形边长关系确定，即：

$$BD^2 = l_1^2 + l_3^2 - 2l_1 l_3 \cos \varphi$$

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

解上两式可得：

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

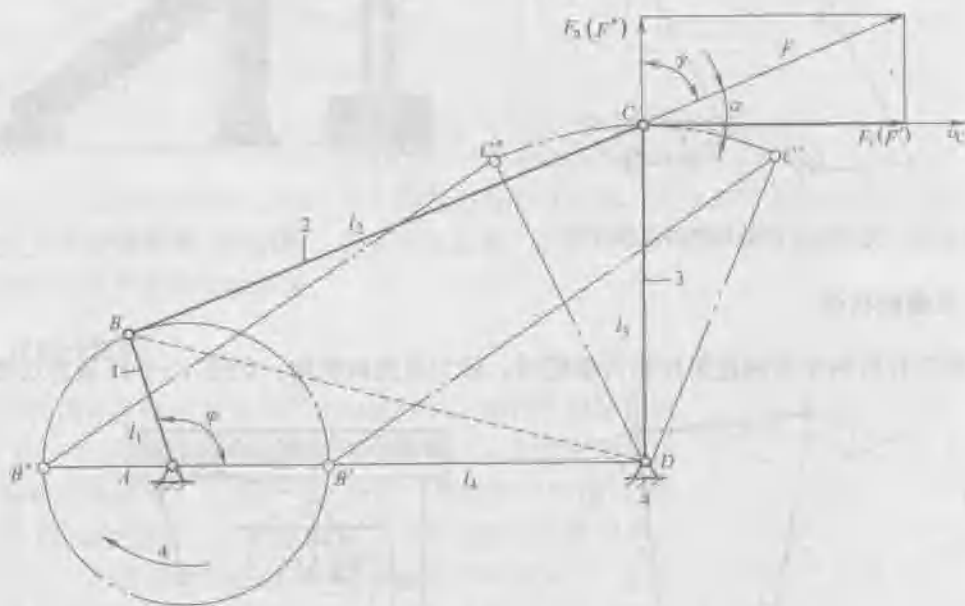


图 1—5 曲柄摇杆机构传力特性示意图

当 $\varphi=0^\circ$ 或 180° 时, $\cos\varphi=1$ 或 -1 , 此时, $\angle BCD$ 分别为最小值和最大值。由于 γ 角是以锐角表示的, 当 $\angle BCD$ 为锐角时, 则 $\gamma=\angle BCD$, $\angle BCD$ 得最小值, 即 $\gamma_{\min}$; 而当 $\varphi=180^\circ$ 时, $\angle BCD$ 可能成为钝角, 这时 $\gamma=180^\circ-\angle BCD$, 因而, $\angle BCD$ 的最大值也可能对应着 $\gamma_{\min}$ 。由此可知, 曲柄摇杆机构的最小传动角必然出现在如图 1-6 中所示的曲柄与机架两次共线的位置 AB' 或 AB'' 处。

(3) 死点位置

当从动件上的传动角为零或压力角为 90° 时, 驱动力对从动件的有效分力等于零。在平面连杆机构中, 若以往复运动构件为主动件, 当从动件与连杆共线时, 这个位置称为机构的死点位置。连杆机构具有死点位置的特性称为其死点特性。如图 1-7 所示是缝纫机主传动机构(曲柄摇杆机构)的运动简图。主动件是下踏板, 即摇杆, 从动件是曲柄, 当曲柄转至与连杆共线位置时, 其传动角为零, 此时下踏板给曲柄只有压力或拉力, 曲柄将停止转动, 机构处于死点位置。显然, 死点位置对传动是不利的, 通常采用构件自身的惯性或加装飞轮等措施使机构顺利地通过死点位置。

在工程中, 也常利用死点位置来实现一定的工作要求。在如图 1-8 所示的夹具机构中, 当在 F_P 力作用下夹紧工件时, 铰链中心 B, C, D 共线, 工件经 AB 杆, BC 杆传给 CD 杆的力正好通过杆 CD 的铰链中心 D , 故此力不能使杆 CD 转动, 机构处于止点位置, 这时无论工件对机构的反作用力有多大, 都不能使工件自行松开。这就保证在去掉外力 F_P 之后仍能可靠地夹紧工件。当需要取出工件时, 只要在手柄上施加向上的外力, 就可使机构离开止点位置, 从而松开工件。

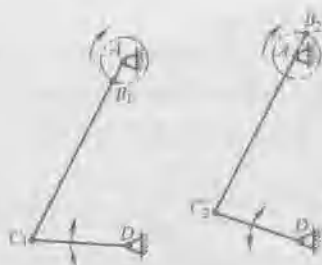


图 1-7 缝纫机主传动机构的运动简图

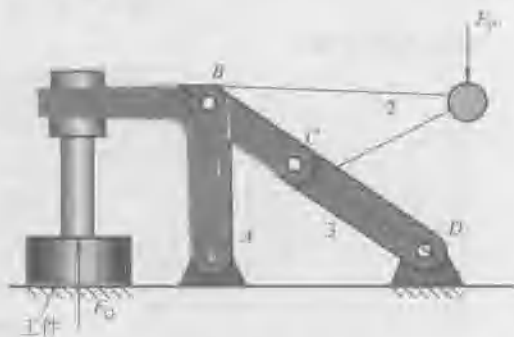


图 1-8 夹具机构

2. 双曲柄机构

铰链四杆机构中的两连架杆均为曲柄时, 称为双曲柄机构。如图 1-9 所示为双曲柄机

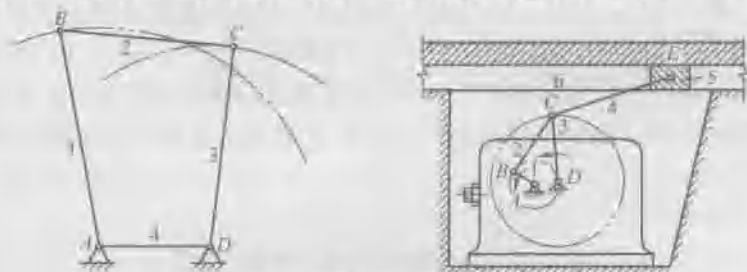


图 1-9 双曲柄机构的应用(惯性筛机构)

构的应用,当曲柄1等速回转一周时,另一曲柄3变角速度回转一周。故在惯性筛中应用双曲柄机构,工作时,它利用从动曲柄做周期性变速转动,并通过构件CE的连接,使筛子变速往复移动。颗粒大小不同,惯性力不同,移动速度也不同,从而达到筛分的目的。

当双曲柄机构中组成四边形的两对边构件的长度分别相等且平行时,称为正平行四边形机构,其运行简图如图1-10a所示。这种机构的运动特性是,两曲柄以相同的角速度沿相同的方向回转,这时连杆做平移运动。如图1-10b所示,机车车轮联动机构就是正平行四边形机构的一个应用实例。当主动轮等速转动时,通过连杆使从动轮得到与主动轮相同的运动。



图1-10 正平行四边形机构运动简图及应用实例

a) 正平行四边形机构运动简图 b) 机车车轮联动机构

当双曲柄机构中对边的长度相等但不平行时,称为反平行四边形机构,如图1-11a所示。这时一个曲柄做等速回转,另一个曲柄将做反向变速运动。如图1-11b所示的车门启闭机构就是其应用实例。

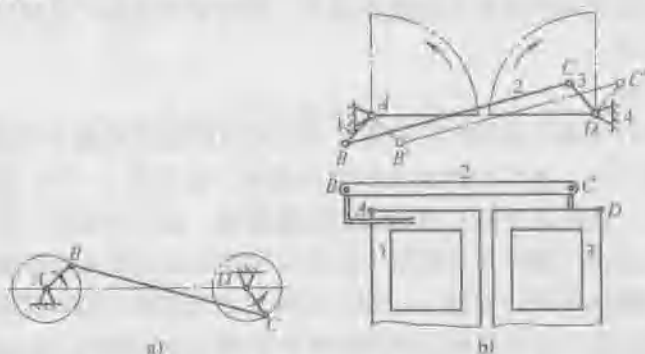


图1-11 反平行四边形机构运动简图及应用实例

a) 反平行四边形机构运动简图 b) 车门启闭机构

在正平行四边形机构中,当其两个曲柄与机架共线时,机构会出现运动不确定现象,机构可能会变成反平行四边形机构。为了防止这种不利的转化,实际中常利用从动曲柄本身的惯性或附加飞轮的方法加以解决。

3. 双摇杆机构

若铰链四杆机构中两连架杆均为摇杆时,则称为双摇杆机构,如图1-12所示。这种机构应用的实例之一是港口装卸货物时用的鹤式起重机,如图1-13所示。当摇杆AD摆动时,另一摇杆BC随之摆动,使得悬挂在E点上的货物能沿水平近似直线移动。若两摇杆长度相等,则称为等腰梯形机构,此机构的特点是两摇杆的摆角不相等,在汽车及拖拉机中,常用这种机构操纵前轮的转向,如图1-14所示。

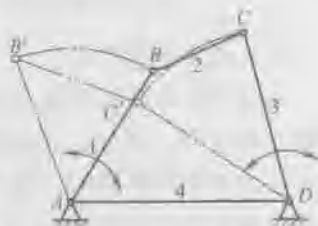


图1-12 双摇杆机构

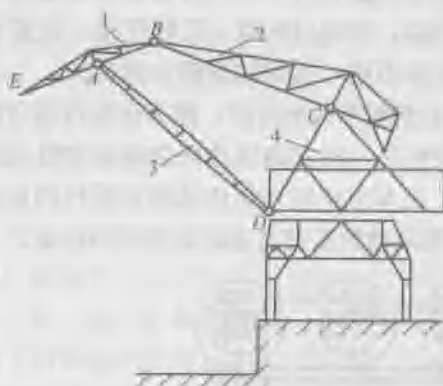


图 1-13 鹤式起重机

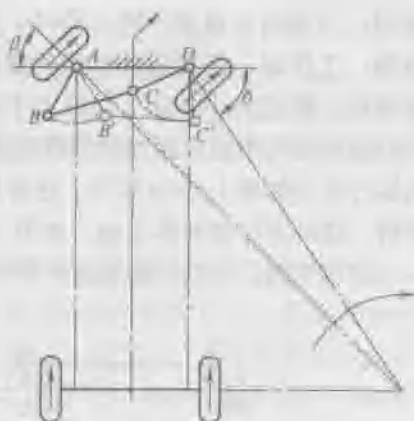


图 1-14 操纵前轮机构的机构

4. 铰链四杆机构的演化

通过改变铰链四杆机构中各杆的长度,或改变回转副的尺寸,或选取不同杆件作为机架等途径,还可得到四杆机构的各种不同演化形式。较为常用的演化机构有曲柄滑块机构、偏心轮机构、导杆机构等。

(1) 改变构件长度

通过改变铰链四杆机构中某构件的长度,不但可以演化成其他不同的基本形式,如果将某杆的长度增至无穷大时,还可以得到曲柄滑块机构。在如图 1-15a 所示的曲柄摇杆机构中,当曲柄 1 回转时,摇杆 3 上的 C 点沿圆弧往复摆动。如果将摇杆长度增至无穷大,摇杆 3 上的 C 点将做直线运动,摇杆 3 与机架 4 组成的回转副也将演化成移动副。这时,曲柄摇杆机构便演化成曲柄滑块机构,如图 1-15b, c 所示。当曲柄 1 的长度增至无穷大时,曲柄 1 上的 B 点也做直线运动,这时曲柄滑块机构便演化成双滑块机构,如图 1-15d 所示。

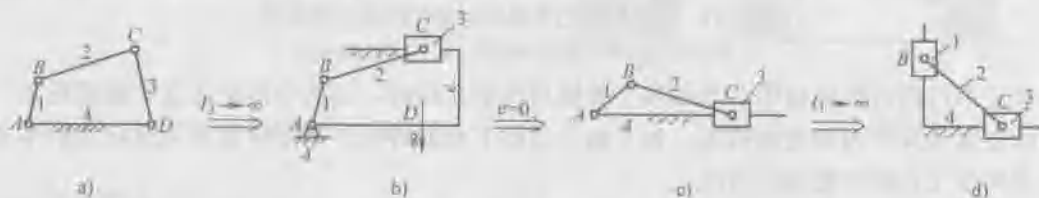


图 1-15 改变构件长度的演化方式

a) 曲柄摇杆机构 b) 偏置曲柄滑块机构 c) 对心曲柄滑块机构 d) 双滑块机构

(2) 改变销轴半径

通过将某铰链的销轴半径增大至超过与其相关联的一构件长度时,可以演化成不同形式的偏心盘机构。例如,在如图 1-16a 所示的曲柄摇杆机构中,若将转动副 B 的销轴半径增大至超过曲柄的长度时,便得到如图 1-16b 所示的偏心盘摇杆机构。这时,偏心盘就如同曲柄,偏心盘的回转中心 A 至偏心盘的几何中心 B 间的距离 e 为曲柄长度。若再将转动副 D 的销轴半径增大至等于摇杆 3 的长度时,便得到如图 1-16c 所示的偏心盘滑块机构。

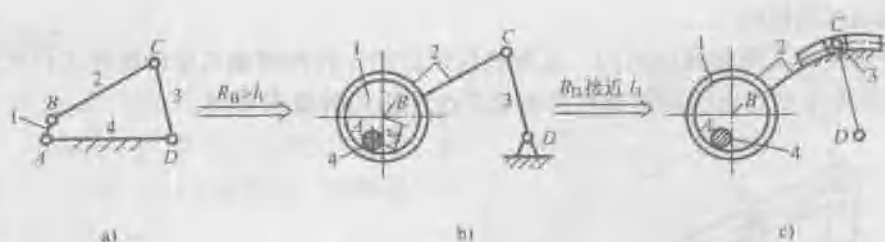


图 1-16 改变销轴半径的演化方式

a) 曲柄摇杆机构 b) 偏心盘摇杆机构 c) 偏心盘滑块机构

(3) 改变机架

通过选取不同的构件作为机架，铰链四杆机构的基本形式可以互相演化，如图 1-17 所示为改变机架的演化方式。



图 1-17 改变机架的演化方式

5. 常用演化机构

(1) 曲柄滑块机构

曲柄滑块机构是曲柄摇杆机构最常见的演化形式。其偏心距 $e \neq 0$ 时，曲柄滑块机构称为偏置曲柄滑块机构，其行程速比系数 $K > 1$ ，如图 1-15b 所示。当偏心距 $e = 0$ 时，曲柄滑块机构称为对心曲柄滑块机构，其行程速比系数 $K = 1$ ，如图 1-15c 所示。曲柄滑块机构常用做回转运动与往复直线运动的转换，例如，内燃机就是通过活塞的往复直线运动驱动主轴转动的。

(2) 导杆机构

如图 1-18 所示的导杆机构中，杆 4 称为导杆，滑块 3 相对导杆 4 滑动并随导杆一起绕 A 点转动，一般取杆 2 为原动件。当 $l_1 \leq l_2$ 时，杆 2 和杆 4 均可做整周转动，称为回转导杆机构；当 $l_1 > l_2$ 时，杆 4 只能做往复摆动，称为摆动导杆机构。

(3) 定块机构

如图 1-19 所示的手动唧筒机构是定块机构的应用实例，这种机构常用于抽水机和抽油泵中。图 1-19 所示的定块机构又称为移动导杆机构，滑块 3 为固定件，导杆 4 在定块 3 中做往复直线移动。

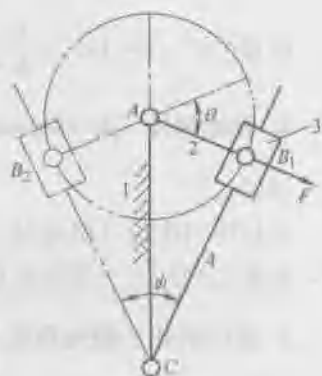


图 1-18 摆动导杆机构

(4) 曲柄摇块机构

曲柄摇块机构又简称摇块机构, 这种机构广泛用于各种摆动式原动机和工作机中, 如图 1-20 所示的汽车车厢自动翻转卸料机构就是这种机构的应用实例。

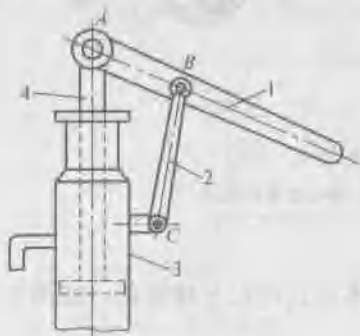


图 1-19 手动唧筒机构

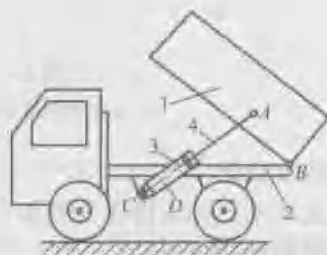


图 1-20 汽车车厢自动翻转卸料机构

(5) 偏心盘机构

如图 1-21 所示为偏心盘滑块机构, 这种偏心盘机构中的偏心盘轴有较高的强度和刚度, 而且当轴颈位于轴的中部时, 还便于安装整体式连杆, 使结构简化。冲床、压力机等设备中可以见到这种机构的应用。

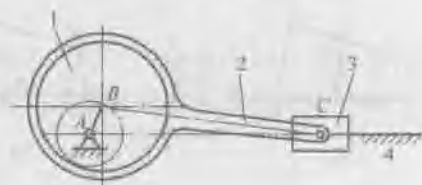


图 1-21 偏心盘滑块机构

任务实施

蜂窝煤成型机的冲压机构采用偏置曲柄滑块机构。可用图解法设计冲压式蜂窝煤成型机中的偏置曲柄滑块机构, 如图 1-22 所示。

已知冲压式蜂窝煤成型机中偏置曲柄滑块机构的滑梁行程 $s=300\text{ mm}$, 行程速比系数 $K=1.4$, 偏距 $e=200\text{ mm}$ 。

1. 计算极位夹角

根据公式: $\theta=180^\circ \times \frac{K-1}{K+1}$, 代入 $K=1.4$, 求得极位夹角 $\theta=30^\circ$ 。

2. 取比例尺 ($\mu_l=10\text{ mm/mm}$)

说明:

采用作图法设计机构时, 一定要选择恰当的长度比例尺, 比例尺的大小直接影响设计精度, 长度比例尺 $\mu_l=\text{实际长度}/\text{图中长度}$ 。

3. 求作滑块的极限位置

按滑梁行程 $s=300\text{ mm}$, 求作 C_1 、 C_2 两处极限位置 (见图 1-22)。

4. 作圆 θ

先作出两条与直线 C_1C_2 成 60° ($90^\circ - 30^\circ = 60^\circ$) 的斜线 C_1O 和 C_2O , 交于 O 点, 以 O 点为圆心, 过 C_1 和 C_2 画圆 θ , 该圆即固定铰链 A 所在的圆。

5. 确定曲柄回转中心 A

作一直线与 C_1C_2 平行, 且相距 $e=200$ mm, 与圆 θ 的交点即所求的曲柄回转中心 A 点。

6. 求杆长

曲柄长度: $a = (AC_2 - AC_1) \times \mu_{1/2} =$

$$(48.695 - 24.643) \times \frac{10}{2} = 120.26 \text{ mm}$$

连杆长度: $b = (AC_2 + AC_1) \times \mu_{1/2} = (48.695 + 24.643) \times \frac{10}{2} = 366.69 \text{ mm}$

说明:

A 点确定后, 滑块处于极限位置时, 依曲柄与连杆的重叠共线和拉直共线的两个位置可得:

$AC_1 = BC - AB$; $AC_2 = BC + AB$, 由此可求得:

$AB = (AC_2 - AC_1) / 2$, $BC = (AC_2 + AC_1) / 2$

因此曲柄、连杆的实际长度分别为: $l_{AB} = AB\mu_1$; $l_{BC} = BC\mu_1$ 。

7. 实际曲柄长度的设计及材料的选择

实际的曲柄如图 1-23 所示, 在设计其长度及选择材料时, 一般采用齿轮机构, 设计方法参见模块四。

8. 实际连杆长度的设计及材料的选择

实际的连杆如图 1-24 所示。

(1) 连杆材料的选择

连杆的材料一般选择 Q195 钢。

(2) 连杆截面的选择

连杆的截面一般选择圆形, 直径按材料力学公式计算可得:

$$\sigma = \frac{F_N}{A} \leq [\sigma], [\sigma] = \frac{R_{cl}}{n}$$

截面 A , 由材料力学公式可得: $A \geq F_N / [\sigma]$ 。

直径 d , 由材料力学公式可得: $d \geq \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}$ 。

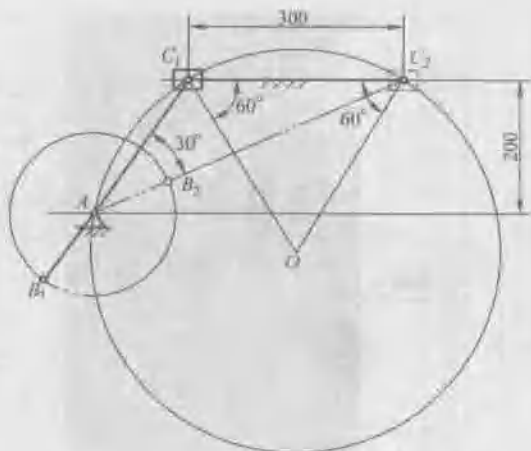


图 1-22 用图解法设计偏置曲柄滑块机构