



普通高等教育“十一五”国家级规划教材
高等院校机械工程·工业工程系列教材

(第三版)

机械设计基础

J I X I E S H E J I J I C H U

◆ 主 编 陈秀宁
副主编 陈宗农 顾大强
主 审 徐向纭



ZHEJIANG UNIVERSITY PRESS
浙江大学出版社

普通高等教育“十一五”国家级规划教材
高等院校机械工程·工业工程系列教材

机械设计基础

(第三版)

主 编 陈秀宁

副主编 陈宗农 顾大强

主 审 徐向纮

浙江大學出版社

图书在版编目(CIP)数据

机械设计基础 / 陈秀宁主编. —3 版. —杭州: 浙江大学出版社, 2007

ISBN 978-7-308-01303-1

I. 机… II. 陈… III. 机械设计—高等学校—教材
IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2007) 第 002988 号

内 容 简 介

本书是在陈秀宁主编《机械设计基础》第一、二版的基础上,根据面向 21 世纪课程内容体系改革和普通高等教育“十一五”国家级教材建设的精修修订编写而成的。

全书共 20 章,内容有总论(主要讲述机械的组成、机械设计的基本知识和若干共性问题),常用机械传动及通用零部件的工作原理、结构特点和设计计算方法,机械运转的调速和平衡,机械的发展与创新设计。书末附有思考题与习题 230 道。

本书可作为高等工科院校近机类专业的机械设计基础课程教材,或机械类专业将机械原理与机械设计课程合并、学时作了紧缩的教材,也可作为有关专业工程技术人员的参考书。

责任编辑 杜希武 宋纪浔

封面设计 刘依群

出版发行 浙江大学出版社

(杭州市天目山路 148 号 邮政编码 310028)

(E-mail: zupress@mail.hz.zj.cn)

(网址: <http://www.zjupress.com>)

排 版 浙江大学出版社电脑排版中心

印 刷 浙江省良渚印刷厂

开 本 787mm×1092mm 1/16

印 张 25

字 数 550 千

版 次 2007 年 7 月第 3 版 2007 年 7 月第 7 次印刷

书 号 ISBN 978-7-308-01303-1

定 价 39.00 元

版权所有 翻印必究 印装差错 负责调换

浙江大学出版社发行部邮购电话(0571)88072522

第三版前言

本书第一版自1993年出版以来,受到广大师生、工程技术人员及有关部门专家和同志们们的热情关怀与支持。1995年获国家教委优秀教材奖。根据面向21世纪课程内容体系改革的有关精神,编写成第二版于1999年出版,在培养学生和帮助工程技术人员掌握与从事机械设计过程中取得新的成效。随着当前教育改革和科学技术的深入发展,特别是培养高素质创新人才的需要,本书修订编写的第三版,列入教育部普通高等教育“十一五”国家级规划教材与读者们见面。

本书修订编写的主导原则是保证课程的基本知识、基本理论和基本方法,保持原书中受到读者好评和业已形成的编写特色,强化学生创新意识与能力的培养,适度反映现代机械科技成果与信息,在本书修订编写中进行了以下几项工作。

1. 拓展撰写“机械的发展与创新设计”新的一章,增加了设计方案评价决策和机械创新设计实例,以强化学生创新意识和机械创新设计能力的培养。

2. 拓宽基础,反映现代机械的组成和设计,适度增加了学科交融的有关内容与信息;编写采取“可拆加递推”的结构,便于在教学中取舍选用。

3. 全书所列标准、规范和设计资料有较多更新,尽量采用最新颁布的、较成熟的数据。

4. 思考题与习题由210道增至230道,增加的题目多为关于机械创新、创意的内容供读者思考和探索。

5. 更正了原书文字、插图及计算中的疏漏和排印中的错误。

本书编写分工:第1、2、9、14、19、20章及思考题与习题由陈秀宁编写,第6、7、13、17、18章由陈宗农编写,第5、8章由顾大强编写,第15、16章由詹建潮编写;第3、4、12章由陈秀宁、林世雄编写,第10、11章由章维明、林世雄编写。全书由陈秀宁任主编,陈宗农、顾大强任副主编。

本书原作者之一的叶宗兴先生已经辞世,先生博学、谦和,为本书的编写作出重要贡献,使我们倍感怀念。

徐向弘教授精心审阅本书。原教育部机械原理及设计课程教学指导组委员吴鹿鸣教授、浙江大学马骥教授等许多专家对本书编写热情提出宝贵建议。吴碧琴先生为本书整理书稿并作润色。编者在此一并致以衷心的感谢。

限于编者水平,书中误漏和不妥之处,殷切期望专家和读者指正。

编者

2007年1月于杭州

目 录

第 1 章 总论	1
§ 1-1 机械的组成	1
§ 1-2 本课程研究的内容和目的	3
§ 1-3 机械运动简图及平面机构自由度	3
§ 1-4 机件的载荷、失效及其工作能力准则	9
§ 1-5 机件的常用材料及其选用	13
§ 1-6 机械中的摩擦、磨损、润滑与密封	17
§ 1-7 机械应满足的基本要求及其设计的一般程序	22
第 2 章 联接	25
§ 2-1 螺纹联接	25
§ 2-2 键联接、花键联接和成形联接	42
§ 2-3 销联接	46
§ 2-4 铆接、焊接和粘接	46
§ 2-5 过盈联接	51
第 3 章 带传动	53
§ 3-1 带传动的组成、特点和应用	53
§ 3-2 V 带和 V 带轮	54
§ 3-3 带传动的受力分析和应力分析	57
§ 3-4 带传动的弹性滑动和打滑	60
§ 3-5 普通 V 带传动的设计计算	62
§ 3-6 其他带传动简介	69
第 4 章 链传动	70
§ 4-1 链传动的组成、特点和应用	70
§ 4-2 链条和链轮	70
§ 4-3 链传动的运动特性和受力分析	75
§ 4-4 滚子链传动的失效分析和设计计算	77
§ 4-5 链传动的布置和润滑	81
第 5 章 齿轮传动	84
§ 5-1 概述	84
§ 5-2 齿廓啮合的基本定律	85
§ 5-3 渐开线齿廓	86

机械设计基础

§ 5-4	渐开线标准直齿圆柱齿轮各部分名称及基本尺寸	88
§ 5-5	渐开线直齿圆柱齿轮正确啮合和连续传动的条件	91
§ 5-6	渐开线直齿圆柱齿轮的加工及精度	93
§ 5-7	轮齿的失效和齿轮材料	100
§ 5-8	直齿圆柱齿轮传动的强度计算	103
§ 5-9	斜齿圆柱齿轮传动	112
§ 5-10	锥齿轮传动	121
§ 5-11	齿轮结构	128
§ 5-12	齿轮传动的润滑和效率	132
§ 5-13	变位齿轮传动	133
§ 5-14	圆弧齿轮传动简介	139
第 6 章	蜗杆传动	142
§ 6-1	概述	142
§ 6-2	普通圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算	143
§ 6-3	蜗杆传动的运动分析和受力分析	146
§ 6-4	蜗杆传动的失效形式、材料和结构	147
§ 6-5	蜗杆传动的强度计算	149
§ 6-6	蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算	150
§ 6-7	新型蜗杆传动简介	152
第 7 章	轮系、减速器及机械无级变速传动	155
§ 7-1	轮系的应用及分类	155
§ 7-2	定轴轮系及其传动比	157
§ 7-3	周转轮系及其传动比	158
§ 7-4	混合轮系及其传动比	161
§ 7-5	几种特殊形式的行星传动简介	162
§ 7-6	减速器	165
§ 7-7	摩擦轮传动和机械无级变速传动	168
第 8 章	螺旋传动	172
§ 8-1	螺旋传动的类型和应用	172
§ 8-2	滑动螺旋传动	174
§ 8-3	滚珠螺旋传动简介	178
§ 8-4	静压螺旋传动简介	179
第 9 章	连杆传动	181
§ 9-1	连杆传动的组成、应用及特点	181
§ 9-2	铰链四杆机构的基本形式及其特性	182
§ 9-3	铰链四杆机构的尺寸关系及其演化形式	185
§ 9-4	平面四杆机构设计	188
§ 9-5	连杆传动的结构与多杆机构简介	194

第 10 章 凸轮传动	196
§ 10-1 凸轮传动的组成、应用和类型	196
§ 10-2 从动件的常用运动规律及其选择	197
§ 10-3 用作图法设计凸轮轮廓曲线	201
§ 10-4 用解析法设计凸轮轮廓曲线	205
§ 10-5 凸轮机构基本尺寸的确定	207
§ 10-6 凸轮传动的材料、结构和强度校核	209
第 11 章 棘轮传动、槽轮传动和其他步进传动	214
§ 11-1 棘轮传动	214
§ 11-2 槽轮传动	219
§ 11-3 其他步进传动	221
第 12 章 轴	224
§ 12-1 轴的功用和分类	224
§ 12-2 轴的材料	225
§ 12-3 轴的结构设计	226
§ 12-4 轴的强度计算	229
§ 12-5 轴的刚度计算	234
§ 12-6 轴的振动及振动稳定性的概念	236
第 13 章 滑动轴承	237
§ 13-1 概述	237
§ 13-2 滑动轴承的结构形式	237
§ 13-3 轴瓦(轴套)结构和轴承材料	239
§ 13-4 滑动轴承的润滑	242
§ 13-5 混合摩擦润滑滑动轴承计算	244
§ 13-6 液体动压润滑的形成及其基本方程	245
§ 13-7 液体动压向心滑动轴承的计算	248
§ 13-8 液体静压轴承和气体轴承简介	254
第 14 章 滚动轴承	256
§ 14-1 滚动轴承的构造、类型及代号	256
§ 14-2 滚动轴承的失效形式和承载能力计算	259
§ 14-3 滚动轴承的组合设计	268
§ 14-4 滚动轴承和滑动轴承的比较及其选择	272
第 15 章 联轴器、离合器和制动器	275
§ 15-1 联轴器	275
§ 15-2 离合器	281
§ 15-3 制动器	285
第 16 章 弹簧、机架和导轨	287
§ 16-1 弹簧	287
§ 16-2 机架	297

机械设计基础

§ 16-3	导轨	300
第 17 章	机械速度波动的调节	304
§ 17-1	机械速度波动调节的目的和方法	304
§ 17-2	飞轮设计的近似方法	305
第 18 章	回转件的平衡	309
§ 18-1	回转件平衡的意义	309
§ 18-2	回转件的静平衡	309
§ 18-3	回转件的动平衡	311
第 19 章	液压传动与气压传动	314
§ 19-1	液压传动的基本知识	314
§ 19-2	油泵	319
§ 19-3	油缸和油马达	322
§ 19-4	液压阀	325
§ 19-5	液压辅助元件	332
§ 19-6	液压系统图实例及液压系统设计简介	334
§ 19-7	液压随动系统	337
§ 19-8	气压传动简介	338
第 20 章	机械的发展与创新设计	339
§ 20-1	机械发展与创新概述	339
§ 20-2	机械创新设计综述	340
§ 20-3	机械功能原理设计及创新	342
§ 20-4	传动方案及机构创新	346
§ 20-5	机械结构的改进与创新	352
§ 20-6	机械现代设计与机电一体化	358
§ 20-7	机械创新设计方案的评价与决策	361
§ 20-8	创新设计的一般技法及创造性思维	364
思考题与习题		367
主要参考书目		388

第1章 总论

§ 1-1 机械的组成

机械是机器和机构的总称。

在工农业生产、交通运输、国防、科研以及人们的日常生活中应用着各式各样的机器。机器的种类很多,但就用途而言,不外乎两类:一类是提供或转换机械能的机器,如电动机、内燃机等动力机器;另一类则是利用机械能来实现预期工作的机器,如起重运输机、机床、插秧机、纺织机等各种工作机器。这许许多多工作机器,它们的形式、构造都不相同,各具自身的特点;但一切工作机器的组成通常都有其共同之处。下面举两个简单机械为例,阐述机器的基本组成。

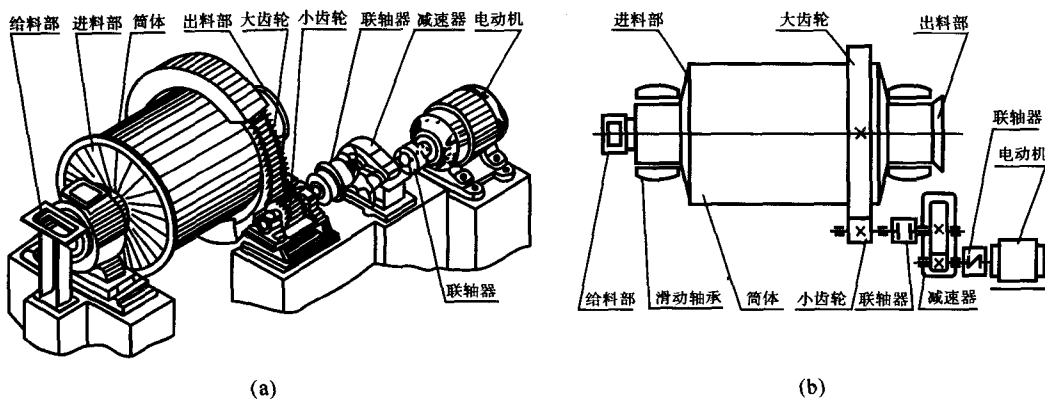


图 1-1

图 1-1(a)、(b) 为一矿石球磨机的外形图和机动示意图。电动机的转速通过一级圆柱齿轮减速器和一对开式齿轮传动减速,驱动由一对滑动轴承支承的球磨滚筒旋转,矿石在筒体内被一定数量的钢(铁)球粉碎。图 1-2(a)、(b) 为一加热炉运送机的前视图和机动示意图。电动机 1 高速回转,其轴用联轴器 2 和蜗杆减速器的蜗杆 3 相联,经由蜗杆 3 和蜗轮 4 减速后再经开式齿轮 5 和 6 减速,使大齿轮轴以较低的转速回转。通过销接在大齿轮 6 和摇杆 8 上的连杆 7,使摇杆 8 绕轴 D 作往复摆动。再通过销接在摇杆 8 和推块 10 上的连杆 9,使推块 10 在机架 11 的滚道上往复移动,向右时输送工件,速度较慢,力量较大,运动平稳;而在向左作空载返回时,则速度较快,节省时间。

通过以上两例,可以归纳成以下几点认识:

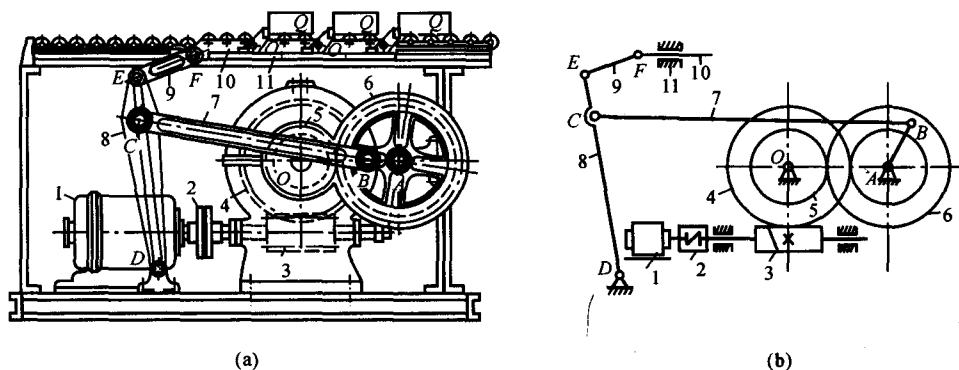


图 1-2

1) 在上述两例机器中,前者的球磨滚筒以其所需速度在滑动轴承座上旋转使矿石被粉碎;后者的推块以一定的规律在机架滚道上往复移动运送物料,都是机器直接从事生产工作的部分,称为工作部分或执行部分。电动机是机器工作的运动和动力来源,称为原动机。而齿轮传动、蜗杆传动、连杆传动等是将原动机的运动和动力传递和变换到工作部分的中间环节,称为传动装置。由于原动机大多是交流电动机,它提供的定速回转运动通常均不能符合各种工作部分不同的运动要求,因而常不直接从原动机把运动和动力传给工作部分,而是需要通过不同的传动装置转换后才符合工作部分的运动要求。传动装置在机器中的作用是:① 改变速度(可以是减速、增速或调速);② 改变运动形式;③ 在传递运动的同时传递动力。一台完整的工作机器通常都包含工作部分、原动机和传动装置三个基本职能部分。为使上述三个基本职能部分彼此协调运行,并准确、安全、可靠地完成整机功能,通常机器还具有操纵和控制部分(图中未曾表达)。现代机器的控制部分常常带有高科技机电一体化特点,计算机和传感器在现代机器中发挥协调控制的核心作用。

2) 任何机器都是由许多零件组合而成的。根据机器功能、结构要求,某些零件需固联成没有相对运动的刚性组合,成为机器中运动的一个基本单元体,通常称为构件(如图 1-1 中滚筒与开式大齿轮固联成一个构件,减速器中的大齿轮与开式小齿轮分别用键和各自的轴再通过固定式联轴器联成一个构件)。构件与零件的区别在于:构件是运动的基本单元,而零件是制造的基本单元;有时一个单独的零件也是一个最简单的构件。构件与构件之间通过一定的相互接触与制约,构成保持确定相对运动的“可动联接”,这种可动联接称为“运动副”。常见的运动副有回转副(图 1-3(a)、(b) 中 1、2 两构件呈面接触、且只能作相对转动,如轴与轴承,铰链)、移动副(图 1-3(c) 中 1、2 两构件呈面接触、且只能作相对移动,如滑块与导轨)和滚滑副(图 1-3(d)、(e) 中 1、2 两构件呈点或线接触,其相对运动有沿接触处公切线 $t-t$ 的相对滑动和绕接触处的相对滚动,如凸轮与从动件,一对轮齿)等类型。一切机器都是由若干构件以运动副相联接并具有确定相对运动,用来完成有用的机械功或转换机械能的组合体。

需要指出,机构也是由若干构件以运动副相联接并具有确定相对运动的组合体;但机器用来完成有用的机械功或转换机械能,而机构在习惯上主要是指传递运动的机械(如仪表等)以及从运动的观点加以研究而言的。机器中必包含一个或一个以上的机构。

3) 机器的工作部分随各机器的不同用途而异,但在不同的机器组成中常包含有齿轮、蜗杆、带、链、连杆、凸轮、螺旋、棘轮等传动机构以及螺钉、键、销、弹簧、轴、轴承、联轴器等零

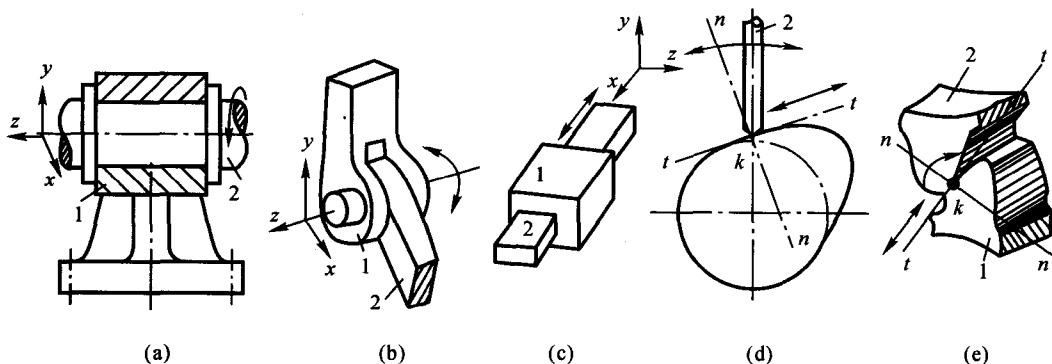


图 1-3

部件,它们在各自不同的机器中所起的作用和工作原理却是基本相同。对这些在各种机器中常见的机构和零部件,一般称为常用机构和通用零部件。常用机构和通用零部件在某种意义上可以说是各种机器共同的、重要的组成基础。

§ 1-2 本课程研究的内容和目的

研究机械可以从许多方面进行,“机械设计基础”课程研讨的主要内容是:机械组成的一些基本原理和规律、发展与创新;组成机械的一些常用机构、机械传动、通用零部件的工作原理、特点和应用、结构及其基本的设计计算方法;机械设计的一般原则和步骤等共同性问题。它是工科院校中一门重要的技术基础课。通过本课程的学习和课程设计实践,达到:①了解使用、维护和管理机械设备的一些基础知识;②掌握机械中常用的机构、通用零部件的工作原理、特点、应用及其设计计算方法;③具有设计传动装置和简单机械的能力;④为后继有关机械设备课程的学习、专业设备设计以及进行机械的分析改进和创新设计打下必要的基础。

设计新机器和用好并改进原有的机械设备,对减轻劳动强度、提高生产率和工艺质量有重要意义。对工程专业的学生来说,其所学习和从事的工程对象均不能脱离机械及其装置,本课程将在机械设计的基本知识、基本理论和基本技能方面为之打下宽广和重要的基础。

§ 1-3 机械运动简图及平面机构自由度

一、机械运动简图

设计新机械或革新现有机械时,为便于分析研究,常需把复杂的机械用一些简单的的线条和规定的符号将其传动系统、传动机构间的相互联系、运动特性表示出来,表示这些内容的图称为机械运动简图或机动示意图(如图 1-1b、图 1-2b)。从运动简图中可以清晰地看出原动机的运动和动力通过哪些机构、采用何种方式,使机器工作部分实现怎样的运动;根据运动简图再

配上某些参数便可进行机器传动方案比较、运动分析和受力分析,并为机械系统设计、主要传动件工作能力计算、机件(构件和零件之统称)结构具体化和绘制装配图提供条件。

机械的运动特性与构件的数目、运动副的类型和数目,以及运动副之间的相对位置(如回转副中心、移动副某点移动方位线等)有关。机构、构件和运动副是组成机器并直接影响机器运动特性的要素。这些要素必须在运动简图中确切而清楚地表示出来,而那些与运动特性无关的因素(如组成构件的零件数目、实际截面的形状和尺寸、运动副的具体构造)则应略去,无需在运动简图中表达。绘制运动简图实际就是用一些运动副、构件以及常用机构简单的代表符号(参见表 1-1)按传动系统的布局顺序绘制出来,这样便能清晰地反映与原机械相同的运动特性和传递关系。根据实际机械绘制其运动简图时,首先应进行仔细观察和分析,分清各种机构,判别固定构件(通常是机架)与运动构件(运动构件中由外力直接驱动、其运动规律由外界确定的构件称为主动构件,其余的运动构件称为从动构件),数出运动构件的数目,并根据构件间相对运动性质确定其运动副的类型。其次,测量各个构件上与运动有关的尺寸——运动尺寸(如确定运动副相对位置和滚滑副接触面形状的尺寸)。然后根据这些运动尺寸选择适当的长度比例尺($\mu_l = \text{实际长度} / \text{图示长度}$,单位为 m/mm 或 mm/mm)和视图平面(通常为构件的运动平面),用规定的或惯用的机构、构件和运动副的代表符号绘制简图。一般先画固定构件及其上的运动副,接着画出与固定构件相联的主动构件(位置可任意选定),以后再按运动和力的传递关系顺序画出所有从动构件及相联的运动副以完成机械运动简图;最后,还应仔细检查运动构件的数目、运动副的类型和数目及其相对位置与联接关系等有无错误,否则将不能正确反映实际机械的真实运动。

以一定的比例尺绘制运动简图,便于用图解法在图上对机构进行运动和力的分析。工程上还广泛应用不按严格的比例绘制的运动简图,通常称为机动示意图。在机动示意图上只是定性地表达出机械中各构件之间的运动和力的传递关系,但绘制却较方便。

下面通过几个例子,对绘制运动简图再作些具体说明。

例 1-1 图 1-4a 为一偏心轮滑块机构,图 1-4b 为其运动简图,作图步骤如下:

1) 认清机架及运动构件数目并标上编号;确定主动构件。

1——机架;2——偏心轮;3——连杆;4——滑块;确定偏心轮 2 为主动构件。

2) 根据相联两构件相对运动的性质,确定运动副的类型。

图 1-4a 中,1-2 属回转副;2-3 联接部分的实际结构是连杆 3 的一端圆环的内圆柱面套在偏心轮 2 的外圆柱面上,连杆 3 对偏心轮 2 之间的相对运动为绕圆心 A 的转动,所以也是回转副(运动副的实际构造可有各式各样,应抓住两构件可能的相对运动性质来正确判断运动副的类别);同理,3-4 也属回转副;而 4-1 则为移动副。

3) 确定回转副的转动中心所在位置和移动副某点移动方位线,选择构件的运动平面,并用代表符号和线条按比例画出运动简图。

1-2 回转副中心在 O 点;2-3 回转副中心在 A 点;3-4 回转副中心在 B 点;4-1 移动副上 B 点移动方位线 $m-m$ 方向水平,该线偏离固定中心 O 的距离为 e。画图时先画机架 1 及其上的回转副中心 O(固定点),按偏距 e 作水平线即为机架 1 上移动副 B 点移动方位线 $m-m$ (固定线),按主动构件 2 上两回转副中心 O、A 距离及其某一瞬时位置定出 A 点,联 O、A 得构件 2;以 A 为圆心,

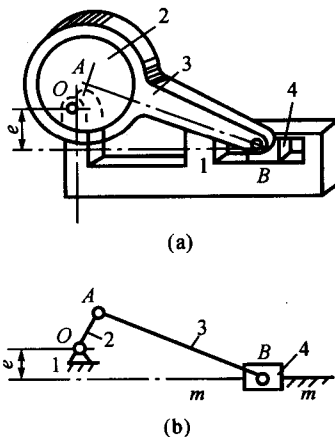


图 1-4

表 1-1 运动简图中的常用符号

活动件		齿 轮 传 动	圆柱齿轮	
固定件			锥齿轮	
回转副			齿轮齿条	
移动副			蜗轮与圆柱蜗杆	
球面副			向心轴承	
螺旋副		轴 承	普通轴承	
零轴联接与			推力轴承	
凸从轮与			向心推力轴承	
槽传动		簧	压簧	
棘传动		联轴器	拉簧	
带传动		离合器	一般符号	
链传动		制动器	固定式	
		原动机	可移式	
			弹性联轴器	
			可控离合器	
			单向啮合式	
			单向摩擦式	
			自动离合器	
			通符用号	
			电机机	

构件 3 两回转副中心 A、B 距离为半径作弧与线 m-m 之交点即为 B 点, 联 A、B 得构件 3; 最后以代表符号画出构件 4 及与机架 1 的移动副, 即得图 1-4b 所示运动简图。



机械设计基础

例 1-2 图 1-5a 为一凸轮机构,主动构件凸轮 2 与机架 1 组成回转副 A,从动杆 3 分别与凸轮 2、机架 1 组成滚滑副 B 与移动副 C。对照例 1-1 作图步骤绘制出图 1-5b 所示运动简图。需要指出的是:对滚滑副应按比例作出组成滚滑副的接触部分形状;画机动示意图时,只要大致画出廓线形状就可以了。

例 1-3 图 1-2a 所示加热炉输送机,电动机到工作部分整个传动系统采用的机构及其运动传递情况,在 § 1-1 中已予阐述,其机架、各运动机件以及运动副的数目、类型、位置都不难分析,对照上述步骤,可作出如图 1-2b 所示之运动简图(机动示意图)。需要指出的是:蜗杆和蜗轮以及一对齿轮都是构成滚滑副,但它们都已有惯用的代表符号(表 1-1),绘制运动简图时无需表示出其齿廓形状。

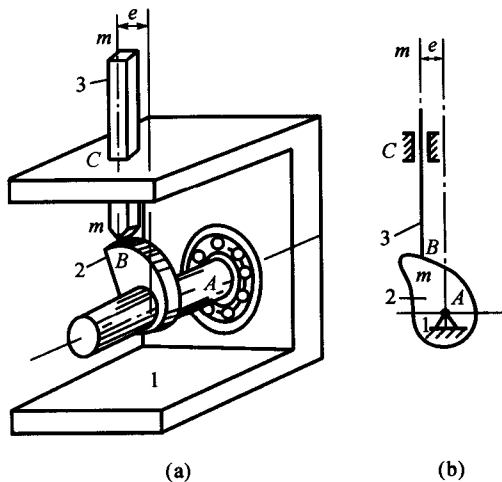


图 1-5

二、平面机构的自由度

所有运动构件都在同一平面或在相互平行的平面内运动,这种机构称为平面机构,否则称为空间机构。目前工程中常见的机构大多为平面机构。

如前所述,机构是由若干构件用运动副相联接并具有确定相对运动的组合体;我们把若干构件用运动副联成的系统称为运动链,其中有一个构件为固定构件(机架),只有当给定运动链中一个(或若干个)构件作为主动构件以独立运动,其余构件随之作确定的相对运动,这种具有确定相对运动的运动链才成为机构。讨论运动链在什么条件下才能具有确定的相对运动,对于设计新机构或分析现有机构都是非常重要的。

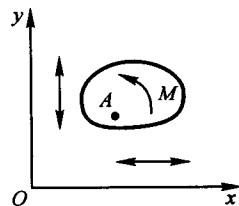


图 1-6

1. 平面机构自由度的计算公式及其意义

一个作平面运动的自由构件(未与其他构件用运动副相联)有三个独立的运动,如图 1-6 所示,在 xOy 坐标系中,构件 M 可以作沿 x 轴线移动、沿 y 轴线移动以及绕任何垂直于 xOy 平面的轴线 A 转动。运动构件的这三种可能出现的独立的自由运动称为构件的自由度,所以作平面运动的自由构件具有三个自由度。

当构件之间用运动副联接以后,在其联接处,它们之间的某些相对运动将不能实现,这种对于相对运动的限制称为运动副的约束,自由度将随引入约束而相应地减少。不同类型的运动副,引入的约束不同,保留的自由度也不同;如图 1-3a、b 所示回转副约束了运动构件沿 x 、 y 轴线移动的两个自由度,只保留绕 z 轴转动的一个自由度;图 1-3c 所示移动副约束了构件沿一轴线 y 移动和在 xOy 平面内转动的两个自由度,只保留了沿另一轴线 x 移动的一个自由度;图 1-3d、e 所示滚滑副只约束了沿接触处公法线 $n-n$ 方向移动的一个自由度,保留绕接触处转动和沿接触处公切线 $t-t$ 方向移动的两个自由度。所以,在平面运动链中,每个低副(两个构件之间以面接触组成的回转副和移动副)引入两个约束,使构件丧失两个自由度;每个高副(两构件之间以点或线接触组成的滚滑副)引入一个约束,使构件丧失一个

自由度。

如果一个平面运动链中包括固定构件在内共有 N 个构件,则除去固定构件后,运动链中的运动构件数应为 $n = N - 1$ 。在未用运动副联接之前,这 n 个运动构件相对机架的自由度总数应为 $3n$,当用运动副将构件联接起来后,由于引入了约束,运动链中各构件具有的自由度就减少了。若运动链中低副数目为 P_L 个,高副数目为 P_H 个,则运动链中全部运动副所引入的约束总数为 $2P_L + P_H$ 。将运动构件的自由度总数减去运动副引入的约束总数,即为运动链相对机架所具有的独立运动的个数,称为运动链相对机架的自由度(简称运动链自由度),以 F 表示,即

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

这就是平面运动链自由度的计算公式。我们通过以下各例进一步分析平面运动链在什么条件下才能成为具有确定性相对运动的平面机构。

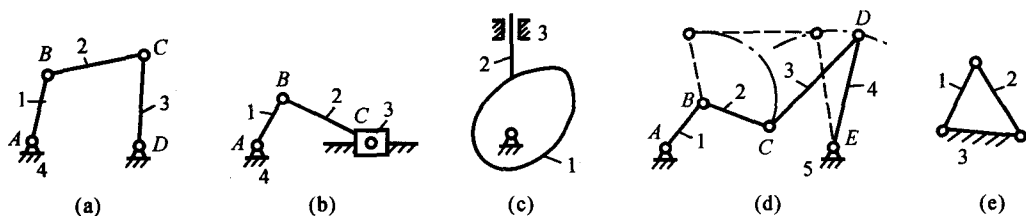


图 1-7

图 1-7a、b 所示平面运动链的自由度 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$,若以构件 1 为主动构件,则其余运动构件将随之作确定的运动。图 1-7c 所示平面运动链的自由度 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$,若以凸轮 1 为主动构件,则从动杆 2 亦作确定的往复移动。图 1-7d 所示平面运动链的自由度 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 0 = 2$,若以 1、4 两个构件为主动构件,则其他从动构件 2、3 随之作确定的运动。可见,给定运动链的主动构件数等于其自由度数时,即成为具有确定相对运动的机构。但若主动构件数小于运动链的自由度,如图 1-7d 中,仅构件 1 为主动构件,则其余从动构件 2、3、4 不具确定的运动;若主动构件数大于运动链的自由度,如图 1-7a、b 中,使构件 1、3 都为主动构件并从外界给定独立运动,势必将构件折断。再分析图 1-7e,运动链的自由度 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 2 - 2 \times 3 - 0 = 0$,各构件的全部自由度将失去,不能再有从外界给定独立运动的主动构件,从而形成各构件间不会有相对运动的刚性构架。综上所述,运动链成为具有确定相对运动的机构的必要条件为:

- 1) 运动链的自由度必须大于零;
- 2) 主动构件数等于运动链的自由度。

通常把整个运动链相对机架的自由度称为机构的自由度,所以式(1-1)也称为平面机构自由度的计算公式。

2. 计算平面机构自由度时应注意的问题

(1) 复合铰链

三个或三个以上构件在同一轴线上用回转副相联接构成复合铰链,如图 1-8 所示为三个构件在同一轴线上构成两个回转副的复合铰链。可以类推,若有 m 个构件构成同轴复合



机械设计基础

铰链,则应具有 $m - 1$ 个回转副。在计算机构自由度时应注意识别复合铰链,以免漏算运动副的数目。

例 1-4 计算图 1-9 所示摇筛机构自由度。

解:粗看似乎是 5 个运动构件和 A、B、C、D、E、F 等铰链组成六个回转副,由式(1-1)得 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 5 - 2 \times 6 - 0 = 3$,如果真如此,则必须有三个主动构件才能使机构有确定的运动,但这与实际情况显然不符。事实上,整个机构只要一个构件即构件 1 作为主动构件即能使运动完全确定下来,这种计算错误是因为忽略了构件 2、3、4 在铰链 C 处构成复合铰链,组成两个同轴回转副而不是一个回转副之故,故总的回转副数 $P_L = 7$,而不是 $P_L = 6$,据此按式(1-1)计算得 $F = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$,这便与实际情况相符了。

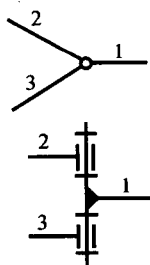


图 1-8

(2) 局部自由度

不影响机构中输出与输入关系的个别构件的独立运动称为局部自由度(或多余自由度),在计算机构自由度时应予排除。

例 1-5 计算图 1-10a 所示滚子从动件凸轮机构的自由度。

解:粗分析,图示凸轮 1、从动杆 2、滚子 4 三个活动构件,组成两个回转副、一个移动副和一个高副,按式(1-1)得 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 3 - 1 = 2$,表明该机构有两个自由度,这又与实际情况不符,因为实际上只有凸轮 1 一个主动构件,从动杆 2 即可按一定规律作确定的运动。进一步分析可知,滚子 4 绕其轴线 B 的自由转动不论正转或反转甚至不转都不影响从动杆 2 的运动规律,因此回转副 B 应看作是局部自由度,即多余自由度,在正确计算自由度时应予除去不计。这时可如图 1-10b 所示,将滚子与从动杆固联作为一个构件看待,即按 $n = 2$ 、 $P_L = 2$ 、 $P_H = 1$ 来考虑,则由式(1-1)得 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$,这便与实际情况相符了。

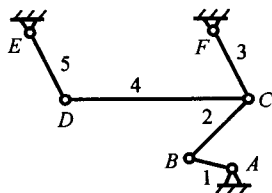


图 1-9

局部自由度虽然不影响机构输入与输出运动关系,但上例中的滚子可使高副接触处的滑动摩擦(见图 1-7c)变成滚动摩擦,从而提高效率、减少磨损。在实际机械中常有这类局部自由度出现。

(3) 虚约束

在运动副引入的约束中,有些约束对机构自由度的影响与其他约束重复,这些重复的约束称为虚约束(或消极约束),在计算机构自由度时也应除去不计。

例 1-6 图 1-11a 所示机构,各构件的长度为 $l_{AB} = l_{CD} = l_{EF}$, $l_{BC} = l_{AD}$, $l_{CE} = l_{DF}$,试计算其自由度。

解:粗分析, $n = 4$, $P_L = 6$, $P_H = 0$,由式(1-1)得 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$ 。显然这又与实际情况不符。若将构件 EF 除去,回转副 E、F 也就不复存在,则成为图 1-11b 所示的平行四边形机构;此时, $n = 3$, $P_L = 4$, $P_H = 0$,由式(1-1)得 $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$,而其运动情况仍与图 1-11a 所示一样, E 点的轨迹为以 F 点为圆心、以 l_{CD} (即 l_{EF})为半径的圆。这表明构件 EF 与回转副 E、F 存在与否对整个机构的运动并无影响,加入构件 EF 和两个回转副引入了三个自由度和四个约束,增加的这个约束是虚约束,它是构件间几何尺寸满足某些特殊条件而产生的,计算机构自由度时,应将产生虚约束的构件连同带有的运动副一起除去不计,化为图 1-11b 的形式计算。但若如图 1-11c 所示, $l_{CE} \neq l_{DF}$,则构件 EF 并非虚约束,该运动链自由度为零,不能运动。

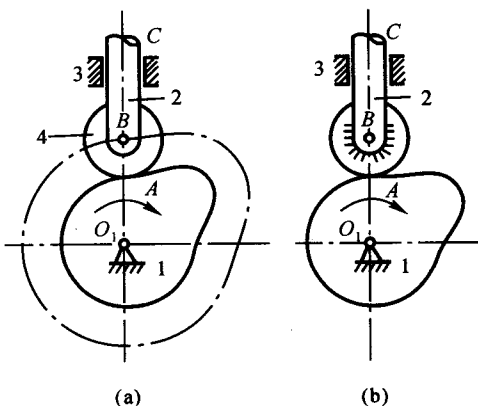


图 1-10

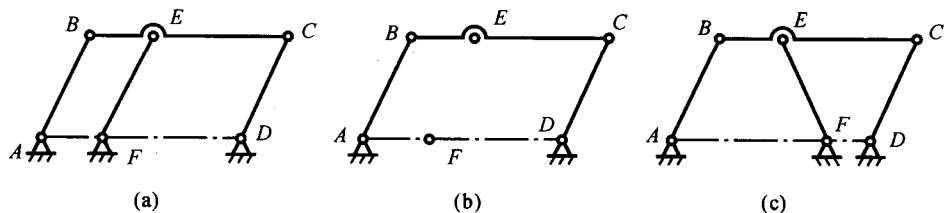


图 1-11

机构中经常会有消极约束存在,如两个构件之间组成多个导路平行的移动副(图 1-12a),只有一个移动副起约束作用,其余都是虚约束;又如两个构件之间组成多个轴线重合的回转副(图 1-12b),只有一个回转副起约束作用,其余都是虚约束;再如图 1-12c 所示行星架 H 上同时安装三个对称布置的行星轮 $2, 2', 2''$,从运动学观点来看,它与采用一个行星轮的运动效果完全一样,即另外两个行星轮是对运动无影响的虚约束。机械中常设计带有虚约束,对运动情况虽无影响,但往往能使受力情况得到改善,图 1-12b 所示用两个轴承改善轴的支承及受力、图 1-12c 中采用三个行星轮运转时受力的均衡等即是明显例子。

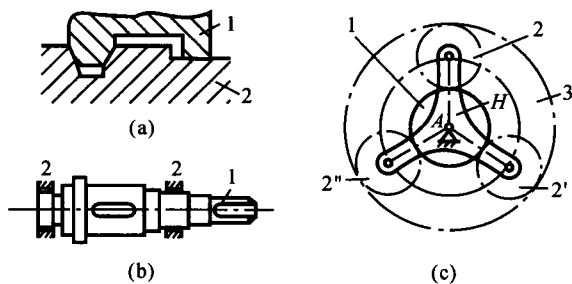


图 1-12

§ 1-4 机件的载荷、失效及其工作能力准则

机器在传递动力进行工作的过程中,机件要承受作用力、力矩等载荷,一方面这些载荷欲使机件产生不同的损伤与失效;另一方面机件又依靠自身一定的结构尺寸和材料性能来反抗损伤与失效。这是机件在设计和工作过程中存在的一对矛盾,解决这个矛盾的办法通常是合理地选用机件材料和热处理方法,进行机件工作能力的计算,以确定其必要的结构尺寸并按规范运行和维护。

机件的载荷,其大小、方向不随时间变化(或变化极缓慢)的称为静载荷,其大小或方向随时间变化的称为变载荷。循环变化的载荷称为循环变载荷,其中若每个工作循环内的载荷不变,各循环的载荷又是相同的称为稳定循环载荷;而每一个工作循环内的载荷是变动的,称为不稳定循环载荷。突然作用且作用时间很短的载荷或因构件变速运动而产生不可忽略的惯性载荷均称为动载荷。有些机器(如汽车、飞机、农业机械)由于受工作阻力、动载荷、剧烈振动等偶然因素的影响,载荷随机变化的称为随机变载荷。工作载荷与时间的坐标图称为载荷谱,可用分析法或实测法获得,载荷谱是精确计算分析研究机件上受力的重要依据。

机件主要的损伤及失效形式有:机件产生整体的或工作表面的破裂或塑性变形;弹性变