



中国机械工程学科教程配套系列教材
教育部高等学校机械类专业教学指导委员会规划教材

机械原理与设计项目教程

王亚珍 刘丽兰 编著

清华大学出版社
北京

内 容 简 介

本书依据教育部机械基础课程教学指导委员会工作精神及“机械原理”与“机械设计”课程教学基本要求,结合近年来各高校教学改革和开展项目驱动式教学经验编著而成。

本书选取“机械原理与设计”课程中8个项目设计实例题目,繁简不同、深浅各异。选取的设计项目侧重机械原理与设计中解析法应用和数字化设计,在阐述每个项目设计的设计方法时,着重于项目设计的运动分析、几何计算、设计计算、资料活用等方面。

本书共2篇12章,第1篇为机械原理与设计项目指导,第2篇为传动系统的设计指导。本书主要内容包括机构的连杆机构运动分析、凸轮设计、连杆-凸轮复合机构设计、VR虚拟实验项目和展开式齿轮减速器设计、行星齿轮减速器设计以及设计资料和参考图例,另外还包括项目设计的程序文件、机械设计常用国家标准和设计规范等附录以二维码形式供扫码查询。

本书适用于高等学校机械类和近机类专业学生课程项目设计使用和参考。

版权所有,侵权必究。举报:010-62782989, beiqinquan@tup.tsinghua.edu.cn。

图书在版编目(CIP)数据

机械原理与设计项目教程/王亚珍,刘丽兰编著. —北京:清华大学出版社,2023.10

中国机械工程学科教程配套系列教材 教育部高等学校机械类专业教学指导委员会规划教材

ISBN 978-7-302-64413-2

I. ①机… II. ①王… ②刘… III. ①机构学—高等学校—教材 ②机械设计—高等学校—教材
IV. ①TH111 ②TH122

中国国家版本馆 CIP 数据核字(2023)第 153103 号

责任编辑:刘 杨

封面设计:常雪影

责任校对:欧 洋

责任印制:刘海龙

出版发行:清华大学出版社

网 址: <http://www.tup.com.cn>, <http://www.wqbook.com>

地 址:北京清华大学学研大厦 A 座 邮 编:100084

社 总 机:010-83470000 邮 购:010-62786544

投稿与读者服务:010-62776969, c-service@tup.tsinghua.edu.cn

质量反馈:010-62772015, zhiliang@tup.tsinghua.edu.cn

印 装 者:天津鑫丰华印务有限公司

经 销:全国新华书店

开 本:185mm×260mm 印 张:14.75

字 数:359千字

版 次:2023年10月第1版

印 次:2023年10月第1次印刷

定 价:48.00元

产品编号:095359-01

中国机械工程学科教程配套系列教材
教育部高等学校机械类专业教学指导委员会规划教材

编 委 会

顾 问
李培根院士

主 任 委 员
陈关龙 吴昌林

副主任委员
许明恒 于晓红 李郝林 李 旦 郭钟宁

编 委(按姓氏首字母排列)
韩建海 李理光 李尚平 潘柏松 芮执元
许映秋 袁军堂 张 慧 张有忱 左健民

秘 书
庄红权

丛书序言

PREFACE

我曾提出过高等工程教育边界再设计的想法,这个想法源于社会的反应。常听到工业界人士提出这样的话题:大学能否为他们进行人才的订单式培养。这种要求看似简单、直白,却反映了当前学校人才培养工作的一种尴尬:大学培养的人才还不是很适应企业的需求,或者说毕业生的知识结构还难以很快适应企业的工作。

当今世界,科技发展日新月异,业界需求千变万化。为了适应工业界和人才市场的这种需求,也即是适应科技发展的需求,工程教学应该适时地进行某些调整或变化。一个专业的知识体系、一门课程的教学内容都需要不断变化,此乃客观规律。我所主张的边界再设计即是这种调整或变化的体现。边界再设计的内涵之一即是课程体系及课程内容边界的再设计。

技术的快速进步,使得企业的工作内容有了很大变化。如从 20 世纪 90 年代以来,信息技术相继成为很多企业进一步发展的瓶颈,因此不少企业纷纷把信息化作为一项具有战略意义的工作。但是业界人士很快发现,在毕业生中很难找到这样的专门人才。计算机专业的学生并不熟悉企业信息化的内容、流程等,管理专业的学生不熟悉信息技术,工程专业的学生可能既不熟悉管理,也不熟悉信息技术。我们不难发现,制造业信息化其实就处在某些专业的边缘地带。那么对那些专业而言,其课程体系的边界是否要变?某些课程内容的边界是否有可能变?目前不少课程的内容不仅未跟上科学研究的发展,也未跟上技术的实际应用。极端情况甚至存在有些地方个别课程还在讲授已多年弃之不用的技术。若课程内容滞后于新技术的实际应用好多年,则是高等工程教育的落后甚至是悲哀。

课程体系的边界在哪里?某一门课程内容的边界又在哪里?这些实际上是业界或人才市场对高等工程教育提出的我们必须面对的问题。因此可以说,真正驱动工程教育边界再设计的是业界或人才市场,当然更重要的是大学如何主动响应业界的驱动。

当然,教育理想和社会需求是有矛盾的,对通才和专才的需求是有矛盾的。高等学校既不能丧失教育理想、丧失自己应有的价值观,又不能无视社会需求。明智的学校或教师都应该而且能够通过合适的边界再设计找到适合自己的平衡点。

我认为,长期以来,我们的高等教育其实是“以教师为中心”的。几乎所有的教育活动都是由教师设计或制定的。然而,更好的教育应该是“以学生

为中心”的,即充分挖掘、启发学生的潜能。尽管教材的编写完全是由教师完成的,但是真正好的教材需要教师在编写时常怀“以学生为中心”的教育理念。如此,方得以产生真正的“精品教材”。

教育部高等学校机械设计制造及其自动化专业教学指导分委员会、中国机械工程学会与清华大学出版社合作编写、出版了《中国机械工程学科教程》,规划机械专业乃至相关课程的内容。但是“教程”绝不应该成为教师们编写教材的束缚。从适应科技和教育发展的需求而言,这项工作应该不是一时的,而是长期的,不是静止的,而是动态的。《中国机械工程学科教程》只是提供一个平台。我很高兴地看到,已经有多位教授努力地进行了探索,推出了新的、有创新思维的教材。希望有志于此的人们更多地利用这个平台,持续、有效地展开专业的、课程的边界再设计,使得我们的教学内容总能跟上技术的发展,使得我们培养的人才更能为社会所认可,为业界所欢迎。

是以为序。



2009 年 7 月

前言

FOREWORD

本书依据教育部机械基础课程教学指导委员会工作精神及“机械原理”与“机械设计”课程教学基本要求,吸取近年来各高校教学改革和开展项目驱动式教学经验编著而成。以新技术、新业态、新产业和新模式为特点的新经济发展迅速,对人才的能力结构和综合素质提出了更高的要求,迫切需要具有高阶性、创新性、挑战性的课程提供支撑。因此,本书以“基于项目的学习”(project-based learning, PBL)和“通过设计学习”(learning by designing, LBD)为基础,尝试以项目为牵引,启迪学生从机械系统整机功能与性能出发,综合运用知识进行项目设计,培养学生解决复杂问题的能力。

项目设计的内容首先是应用解析法建立分析或综合的数学模型,然后通过具体的计算实例来说明数学模型的使用方法,最后用 MATLAB 进行编程计算,并附上相应的分析曲线图和设计仿真图。在传动系统设计中,学生要综合考虑一系列问题,如方案选择、总体设计、零件的运动分析与载荷分析、材料选择、工作能力计算、结构设计、公差配合、标准化、工艺性、可靠性、经济性等,而且系统设计还与不少先修课程有着紧密联系,如机械制图、理论力学、材料力学、机械原理、公差配合及技术测量、工程材料及机械制造基础、金属工艺学等。更为重要的是,在项目设计中培养学生逐步树立正确的设计思想,提高独立学习和解决复杂工程问题的能力,开发创造性设计思维。

多年来,机械类专业机械设计课程设计一般采用展开式齿轮(或蜗杆)减速器设计作为题目。这是一个非常经典的题目,因为减速器包括主要通用零件:齿轮(蜗杆、蜗轮)、轴、轴承、键(花键)、螺栓、联轴器和箱体等。本书在此基础上,加入了“机械原理”与“机械设计”课程中的连杆机构运动分析的解析法项目、联动凸轮机构设计、行星齿轮减速器设计作为课程项目设计题目。为了开阔学生视野,适应各种不同的项目教学设计要求,所以撰写了《机械原理与设计项目教程》。

本书选取“机械原理与设计”课程中 8 个项目设计题目,繁简不同、深浅各异。选取的设计项目侧重于机械原理与设计中解析法应用和数字化设计,在阐述每个项目设计的设计方法时,着重于项目设计的运动分析、几何计算、设计计算、资料活用等方面。

本书由上海大学机械原理与设计教研组王亚珍、刘丽兰编著,书中第 1

章由刘丽兰编写,第5章由刘丽兰和谭晶编写,其余章节由王亚珍编写,其中引用了冯子璇、周子函、欧铭旗同学的设计实例。本书编写过程中,得到了华南理工大学黄平教授、朱文坚教授的指导,在此表示诚挚感谢。

由于作者水平所限,书中误漏欠妥之处在所难免,敬请广大读者批评指正。

作 者

2023 年 2 月

第 1 篇 机械原理与设计项目指导

第 1 章 项目设计概论	3
1.1 项目设计的目的	3
1.2 项目设计的步骤	3
1.3 项目设计中应注意的问题	4
第 2 章 连杆机构的运动分析	5
2.1 连杆机构运动分析解析法	5
2.2 数学模型的建立	5
2.3 计算实例	8
第 3 章 联动凸轮机构的设计	12
3.1 凸轮轮廓设计方法	12
3.1.1 滚子从动件盘形凸轮的轮廓线设计	12
3.1.2 从动件运动规律的选择	13
3.1.3 从动件运动规律的组合	14
3.2 凸轮机构基本尺寸的设计	16
3.2.1 凸轮机构的压力角	16
3.2.2 凸轮机构基本尺寸的设计	19
3.3 设计实例	21
第 4 章 连杆-凸轮复合机构设计	37
4.1 项目任务书	37
4.2 设计轨迹分析	37
4.3 连杆机构设计	39
4.4 凸轮轮廓设计	40
4.5 MATLAB 程序实现	48

第 5 章 基于 AR 的机器人结构分析	58
5.1 虚拟现实技术	58
5.2 基于 AR 技术的机器人结构分析方法	58

第 2 篇 传动系统的设计指导

第 6 章 传动系统设计	75
6.1 概述	75
6.2 传动方案的确定	75
6.3 电动机的选择	77
6.3.1 选择电动机类型和结构型式	78
6.3.2 确定电动机的功率	78
6.3.3 确定电动机的转速	79
6.4 计算总传动比和各级传动比分配	79
6.5 传动装置的运动和动力参数计算	80
第 7 章 零件设计	82
7.1 传动零件的设计	82
7.1.1 减速器外传动零件设计应注意的问题	82
7.1.2 减速器内传动零件设计应注意的问题	83
7.2 轴系零件的初步选择	83
7.2.1 初估轴径	83
7.2.2 选择联轴器	83
7.2.3 初选滚动轴承	84
7.3 轴系结构设计错误示例分析	84
第 8 章 结构设计	86
8.1 机架类零件的结构设计	86
8.1.1 概述	86
8.1.2 铸造机架零件的结构设计	87
8.1.3 焊接机架零件的结构设计	90
8.2 传动零件的结构设计	90
8.3 减速器的结构设计	91
8.3.1 齿轮、蜗杆减速器箱体结构尺寸	91
8.3.2 减速器附件结构设计	96
8.4 减速器箱体和附件设计的错误示例分析	99

第 9 章 设计图和设计说明书	102
9.1 概述	102
9.2 装配图	102
9.2.1 装配工作图设计的准备	102
9.2.2 绘制装配工作图的草图	102
9.2.3 设计和绘制减速器轴承零部件	105
9.2.4 设计和绘制减速器箱体及附件的结构	106
9.2.5 标注主要尺寸与配合	109
9.2.6 蜗杆减速器装配图设计特点和步骤	111
9.3 设计和绘制减速器零件工作图	115
9.3.1 零件工作图的尺寸及标注	115
9.3.2 零件工作图的技术要求	119
9.3.3 传动件的啮合特性表	120
9.3.4 零件工作图的技术要求及标题栏	120
9.4 编写设计计算说明书	120
第 10 章 项目设计参考图例及设计题目	123
10.1 课程项目设计参考图例	123
10.2 项目设计题目	143
10.2.1 设计带式运输机上的 V 带——单级圆柱齿轮减速器	143
10.2.2 设计带式输送机的 V 带——二级圆柱齿轮传动装置	144
10.2.3 设计带式运输机的展开式二级圆柱齿轮减速器	144
10.2.4 设计微型二级行星齿轮减速器	145
10.2.5 设计微型一级行星齿轮减速器	145
第 11 章 行星齿轮减速器设计	147
11.1 概述	147
11.2 设计计算	147
11.2.1 确定主要参数	147
11.2.2 行星齿轮传动中的变位齿轮	150
11.3 强度计算	154
11.3.1 受力分析	154
11.3.2 强度计算特点	155
11.4 结构设计	156
11.4.1 中心轮的结构	157
11.4.2 中心轮的支承结构	160
11.4.3 行星轮结构及其支承结构	163
11.4.4 转臂的结构及其支承结构	166

11.5	技术条件	170
第 12 章	项目设计例题	174
12.1	微型一级行星齿轮减速器设计	174
12.1.1	设计题目	174
12.1.2	齿轮部分设计计算	174
12.1.3	轴的设计计算	185
12.1.4	行星架设计	186
12.1.5	输出轴设计	187
12.1.6	行星轴设计	188
12.1.7	转臂、箱体及附件的设计	189
12.2	二级行星齿轮减速器的设计	191
12.2.1	项目设计要求	191
12.2.2	齿轮传动设计计算	191
12.2.3	轴的设计计算	197
12.2.4	转臂、箱体及附件的设计	202
12.3	二级展开式齿轮减速器设计	204
12.3.1	设计题目	204
12.3.2	V 带传动设计	208
12.3.3	齿轮传动设计	210
12.3.4	轴的结构设计	215
12.3.5	轴强度校核	218
12.3.6	滚动轴承的选择和计算	221
	参考文献	223
	附录	224

第 1 篇

机械原理与设计项目指导

项目设计概论

1.1 项目设计的目的

项目设计是机械原理与设计课程教学过程中非常重要的一个环节,也是对学生学习能力进行全面培养的训练,其目的有以下 4 个方面。

(1) 使学生能够正确分析项目设计题目功能需求,运用“机械原理与设计”课程知识及其他先修课程理论,结合项目任务训练分析和解决工程实际问题的能力,进一步巩固、深化、扩展课程所学到的理论知识,在项目任务中体现创新意识。

(2) 使学生能够对机械工程领域的复杂工程问题,开发或选用满足特定需求的现代工具(MATLAB)进行预测和模拟,并对预测和模拟结果进行分析。运用三维软件进行零件装配、动画仿真功能检查结构之间的干涉和运动情况,并输出仿真动画。

(3) 使学生能够撰写格式规范的机械工程技术报告和设计文稿,绘制符合国家标准工程图纸,就机械工程领域的复杂工程问题与业界同行或社会公众进行沟通和交流。掌握信息检索方法,并熟悉运用设计资料如手册、图册、标准和规范等。能够撰写规范的课程设计说明书,正确绘制设计图纸或三维表达。

(4) 在项目设计任务实践中,使学生能够合理安排项目的研究进度,体现一定的进度控制能力,在设计开发解决方案时能够运用工程管理和经济决策方法。

1.2 项目设计的步骤

项目设计一般按下面的步骤进行。

(1) 设计准备。阅读项目任务书,明确设计要求和条件;通过观察模型和实物、查阅文献资料、做实验、调研等方式了解设计对象;查阅相关资料;拟定工作计划等。

(2) 传动装置的总体设计。比较和选择传动装置方案;选定电动机的类型和型号;确定总传动比和各级传动比;计算各轴的转矩和转速。

(3) 传动件的设计计算。设计计算各级传动件的参数和主要尺寸,包括传动零件(带、链、齿轮、蜗杆、蜗轮等),以及选择联轴器的类型和型号等。

(4) 设计装配图。绘制装配草图;轴的强度计算和结构设计;轴承的选择和计算;箱体及其附件的设计;绘制装配图(包括标注尺寸、配合、技术要求、零件明细表和标题栏等)。

(5) 装配和仿真动画制作。输出装配动画、爆炸图、运动仿真动画。

(6) 设计主要零件工作图。

- (7) 按规定的格式要求编写设计说明书。
- (8) 总结和答辩。

1.3 项目设计中应注意的问题

项目设计中需要注意以下问题。

(1) 学生应在教师的指导下独立完成项目设计。要培养学生的综合设计能力,提倡刻苦、认真、独立思考、精益求精的学习精神,反对照抄照搬和粗心应付的态度。

(2) 项目设计过程中,需要综合考虑多种因素,采取各种方案进行分析、比较和选择,从而确定最优方案、尺寸和结构。计算和画图需要交叉进行,边画图、边计算,通过不断反复修改来完善设计,必须耐心、认真地完成设计过程。

(3) 参考和利用已有资料是学习前人经验、提高设计质量的重要保证,但不应该盲目地抄袭,要按照项目任务和具体条件进行设计。

(4) 项目设计过程中应学习正确运用标准和规范,例如,要注意区分哪些尺寸需要圆整为标准数列或优先数列,而哪些尺寸不能圆整为整数。

(5) 注意掌握项目设计进度,认真检查每一阶段的设计结果,保证设计正常进行。

连杆机构的运动分析

2.1 连杆机构运动分析解析法

机构的运动分析,就是按照已知的原动件运动规律来确定机构中其他构件的运动。它的具体任务包括求构件的位置、求构件的速度、求构件的加速度。

平面连杆机构是闭环机构,在用解析法进行机构运动分析时,采用封闭矢量多边形求解较为方便。首先,建立机构的封闭矢量方程式,然后对时间求一阶导数得到速度方程,对时间求二阶导数得到加速度方程。

平面连杆机构运动分析 MATLAB 程序都由主程序和子程序两部分组成,其程序设计流程如图 2-1 所示。

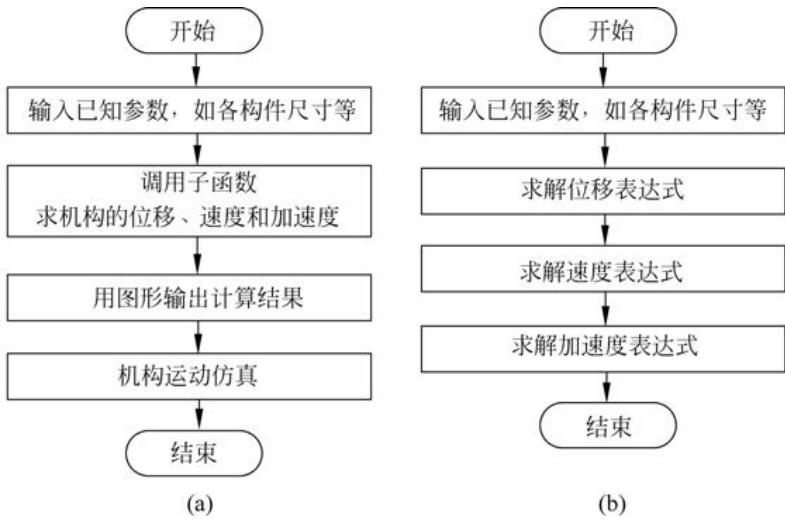


图 2-1 平面连杆机构运动分析程序设计流程
(a) 主程序; (b) 子程序

子程序的任务是求机构在某一位置时,各构件的位移、速度和加速度;主程序的任务是求机构在一个工作循环内各构件的位移、速度和加速度的变化规律,并用线图表示出来,同时进行机构运动仿真。

2.2 数学模型的建立

图 2-2 所示为牛头刨床主运动机构的运动简图。设已知各构件的尺寸及原动件 1 的方位角 θ_1 和角速度 ω_1 ,需对导杆的角位移、角速度和角加速度及刨头的位置、速度和加速度

进行分析。

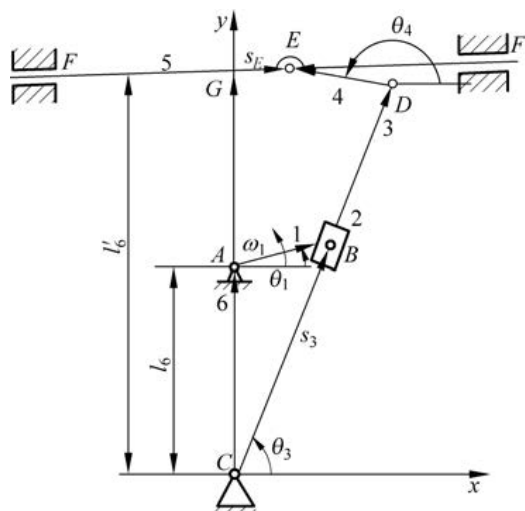


图 2-2 牛头刨床主运动机构

为了对机构进行运动分析,先建立如图 2-2 所示的直角坐标系,将各构件表示为杆矢量,并将各杆矢量用指数形式的复数表示,然后进行相关数据的计算。

1. 位置分析

如图 2-2 所示,由于这里有 4 个未知量,为了求解需要建立两个封闭矢量方程。由封闭图形 ABCA 可写出机构的一个封闭矢量方程:

$$l_6 + l_1 = s_3 \quad (2-1)$$

其复数形式表示为

$$l_6 e^{i\frac{\pi}{2}} + l_1 e^{i\theta_1} = s_3 e^{i\theta_3} \quad (2-2)$$

将式(2-2)的实部和虚部分离,得

$$\begin{cases} l_1 \cos\theta_1 = s_3 \cos\theta_3 \\ l_1 \sin\theta_1 + l_6 = s_3 \sin\theta_3 \end{cases} \quad (2-3)$$

由式(2-3)得

$$\begin{cases} s_3 = \sqrt{(l_1 \cos\theta_1)^2 + (l_1 \sin\theta_1 + l_6)^2} \\ \theta_3 = \arccos \frac{l_1 \cos\theta_1}{s_3} \end{cases} \quad (2-4)$$

由封闭图形 CDEGC 可写出机构另一个封闭矢量方程:

$$l_3 + l_4 = l_6 + s_E \quad (2-5)$$

其复数形式表示为

$$l_3 e^{i\theta_3} + l_4 e^{i\theta_4} = l'_6 e^{i\frac{\pi}{2}} + s_E \quad (2-6)$$

将式(2-6)的实部和虚部分离,得

$$\begin{cases} l_3 \cos\theta_3 + l_4 \cos\theta_4 - s_E = 0 \\ l_3 \sin\theta_3 + l_4 \sin\theta_4 = l'_6 \end{cases} \quad (2-7)$$

由式(2-7)得

$$\begin{cases} s_E = l_3 \cos\theta_3 + l_4 \cos\theta_4 \\ \theta_4 = \arcsin \frac{l'_6 - l_3 \sin\theta_3}{l_4} \end{cases} \quad (2-8)$$

2. 速度分析

将式(2-2)和式(2-8)对时间 t 求一次导数,得速度关系:

$$\begin{cases} il_1\omega_1 e^{i\theta_1} = v_{23} e^{i\theta_3} + is_3\omega_3 e^{i\theta_3} \\ il_3\omega_3 e^{i\theta_3} + il_4\omega_4 e^{i\theta_4} = v_E \end{cases} \quad (2-9)$$

将式(2-9)的实部和虚部分离,得

$$\begin{cases} l_1\omega_1 \cos\theta_1 = v_{23} \sin\theta_3 + s_3\omega_3 \cos\theta_3 \\ -l_1\omega_1 \sin\theta_1 = v_{23} \cos\theta_3 - s_3\omega_3 \sin\theta_3 \\ l_3\omega_3 \cos\theta_3 + l_4\omega_4 \cos\theta_4 = 0 \\ -l_3\omega_3 \sin\theta_3 - l_4\omega_4 \sin\theta_4 = v_E \end{cases} \quad (2-10)$$

若用矩阵形式来表示,则式(2-10)可写为

$$\begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -s_3 \sin\theta_3 & 0 & 0 \\ \sin\theta_3 & s_3 \cos\theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & -l_3 \sin\theta_3 & -l_4 \sin\theta_4 & -1 \\ 0 & l_3 \cos\theta_3 & l_4 \cos\theta_4 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{23} \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ v_E \end{bmatrix} = \omega_1 \begin{bmatrix} -l_1 \sin\theta_1 \\ l_1 \cos\theta_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

3. 加速度分析

将式(2-2)和式(2-8)对时间 t 求二次导数,得加速度关系表达式:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -s_3 \sin\theta_3 & 0 & 0 \\ \sin\theta_3 & s_3 \cos\theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & -l_3 \sin\theta_3 & -l_4 \sin\theta_4 & -1 \\ 0 & l_3 \cos\theta_3 & l_4 \cos\theta_4 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{23} \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ a_E \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} -\omega_3 \sin\theta_3 & -v_{23} \sin\theta_3 - s_3 \omega_3 \cos\theta_3 & 0 & 0 \\ \omega_3 \cos\theta_3 & v_{23} \cos\theta_3 - s_3 \omega_3 \sin\theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & -l_3 \omega_3 \cos\theta_3 & -l_4 \omega_4 \cos\theta_4 & 0 \\ 0 & -l_3 \omega_3 \sin\theta_3 & -l_4 \omega_4 \sin\theta_4 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{23} \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ v_E \end{bmatrix} + \omega_1 \begin{bmatrix} -l_1 \omega_1 \cos\theta_1 \\ -l_1 \omega_1 \sin\theta_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2-12)$$

2.3 计算实例

如图 2-2 所示,已知牛头刨床主运动机构各构件的尺寸为: $l_1=125\text{mm}$ 、 $l_3=600\text{mm}$ 、 $l_4=150\text{mm}$ 、 $l_6=275\text{mm}$ 、 $l'_6=575\text{mm}$,原动件 1 以匀角速度 $\omega_1=1\text{rad/s}$ 逆时针转动,计算该机构中各从动件的角位移、角速度、角加速度及刨头 5 上 E 点的位置、速度和加速度,并绘制运动线图。

程序设计。牛头刨床主运动机构 MATLAB 程序由主程序 six_bar_main 和子程序 six_bar 两部分组成。

主程序 six_bar_main 文件如下所示:

```
% 1. 位移曲线设计
clear;
l61 = 0.575;           % 即 16'
l6 = 0.275;           % 即 16
l1 = 0.125;
l3 = 0.6;
l4 = 0.15;
omega1 = 1;
alpha1 = 0;
hd = pi/180;
du = 180/pi;
% 2. 调用子程序 six_bar 计算牛头刨床机构位移、角速度、角加速度
for n1 = 1:459;
    theta1(n1) = -2 * pi + 5.8119 + (n1 - 1) * hd;
    l1 = [l1, l3, l4, l6, l61];
    [theta, omega, alpha] = six_bar(theta1(n1), omega1, alpha1, l1);
    s3(n1) = theta(1);      % s3 表示滑块 2 相对 CD 杆的位移
    theta3(n1) = theta(2);  % theta3 表示杆 3 转过的角度
    theta4(n1) = theta(3);  % theta4 表示杆 4 转过的角度
    sE(n1) = theta(4);      % sE 表示杆 5 的位移
    v2(n1) = omega(1);      % v2 表示滑块 2 的速度
    omega3(n1) = omega(2);  % omega3 表示构件 3 的角速度
    omega4(n1) = omega(3);  % omega4 表示构件 4 的角速度
    vE(n1) = omega(4);      % vE 表示构件 5 的速度
    a2(n1) = alpha(1);      % a2 表示滑块 2 的加速度
    alpha3(n1) = alpha(2);  % alpha3 表示杆 3 的角加速度
    alpha4(n1) = alpha(3);  % alpha4 表示杆 4 的角加速度
    aE(n1) = alpha(4);      % aE 表示构件 5 的加速度
end
% 3. 位移、角速度、角加速度和牛头刨床图形输出
figure(3);
n1 = 1:459;
```

```

t = (n1 - 1) * 2 * pi / 360;
subplot(2,2,1); % 绘角位移及位移线图
plot(t, theta3 * du, 'r-.');
grid on;
hold on;
axis auto;
[haxes, hline1, hline2] = plotyy(t, theta4 * du, t, sE);
grid on;
hold on;
xlabel('时间/s')
axes(haxes(1));
ylabel('角位移/\circ')
axes(haxes(2));
ylabel('位移/m')
hold on;
grid on;
text(1.15, -0.65, '\theta_3')
text(3.4, 0.27, '\theta_4')
text(2.25, -0.15, 's_E')
subplot(2,2,2);
plot(t, omega3, 'r-.');
grid on;
hold on;
axis auto;
[haxes, hline1, hline2] = plotyy(t, omega4, t, vE);
grid on;
hold on;
xlabel('时间/s')
axes(haxes(1));
ylabel('角速度/rad\cdots^{-1}')
axes(haxes(2));
ylabel('速度/m\cdots^{-1}')
hold on;
grid on;
text(3.1, 0.35, '\omega_3')
text(2.1, 0.1, '\omega_4')
text(5.5, 0.45, 'v_E')
subplot(2,2,3);
plot(t, alpha3, 'r-.');
grid on;
hold on;
axis auto;
[haxes, hline1, hline2] = plotyy(t, alpha4, t, aE);
grid on;
hold on;

```

```

xlabel('时间/s')
axes(haxes(1));
ylabel('角加速度/rad\cdots^{-2}')
axes(haxes(2));
ylabel('加速度/m\cdots^{-2}')
hold on;
grid on;
text(1.5,0.3,'\alpha_3')
text(3.5,0.51,'\alpha_4')
text(1.5,-0.11,'a_E')

```

子程序 six_bar 文件如下所示:

```

function[ theta,omega,alpha] = six_bar(theta1,omega1,alpha1,l1)
l1 = l1(1);
l3 = l1(2);
l4 = l1(3);
l6 = l1(4);
l61 = l1(5);
% 1. 计算角位移和线位移
s3 = sqrt((l1 * cos(theta1)) * (l1 * cos(theta1)) + (l6 + l1 * sin(theta1)) * (l6 + l1 * sin(theta1)));
theta3 = acos((l1 * cos(theta1))/s3);
theta4 = pi - asin((l61 - l3 * sin(theta3))/l4);
sE = l3 * cos(theta3) + l4 * cos(theta4);
theta(1) = s3;
theta(2) = theta3;
theta(3) = theta4;
theta(4) = sE;
% 2. 计算角速度和线速度
A = [ sin(theta3), s3 * cos(theta3), 0, 0; % 从动件位置参数矩阵
      -cos(theta3), s3 * sin(theta3), 0, 0;
      0, l3 * sin(theta3), l4 * sin(theta4), 1;
      0, l3 * cos(theta3), l4 * cos(theta4), 0];
B = [ l1 * cos(theta1); l1 * sin(theta1); 0; 0]; % 原动件位置参数矩阵
omega = A \ (omega1 * B);
v2 = omega(1); % 滑块 2 的速度
omega3 = omega(2); % 构件 3 的角速度
omega4 = omega(3); % 构件 4 的角速度
vE = omega(4); % 构件 5 的速度
% 3. 计算角加速度和加速度
A = [ sin(theta3), s3 * cos(theta3), 0, 0; % 从动件位置参数矩阵
      cos(theta3), -s3 * sin(theta3), 0, 0;
      0, l3 * sin(theta3), l4 * sin(theta4), 1;
      0, l3 * cos(theta3), l4 * cos(theta4), 0];
At = [ omega3 * cos(theta3), (v2 * cos(theta3) - s3 * omega3 * sin(theta3)), 0, 0;
       -omega3 * sin(theta3), (-v2 * sin(theta3) - s3 * omega3 * cos(theta3)), 0, 0;
       0, l3 * omega3 * cos(theta3), l4 * omega4 * cos(theta4), 0;
       0, -l3 * omega3 * sin(theta3), -l4 * omega4 * sin(theta4), 0];
Bt = [ -l1 * omega1 * sin(theta1); -l1 * omega1 * cos(theta1); 0; 0];

```

```

alpha = A\(-At * omega + omega1 * Bt)
a2 = alpha(1);
alpha3 = alpha(2);
alpha4 = alpha(3);
aE = alpha(4);

```

```

% 机构从动件的加速度阵列
% 滑块 2 的加速度
% 杆 3 的角加速度
% 杆 4 的角加速度
% 构件 5 的加速度

```

程序运算结果如图 2-3 所示。

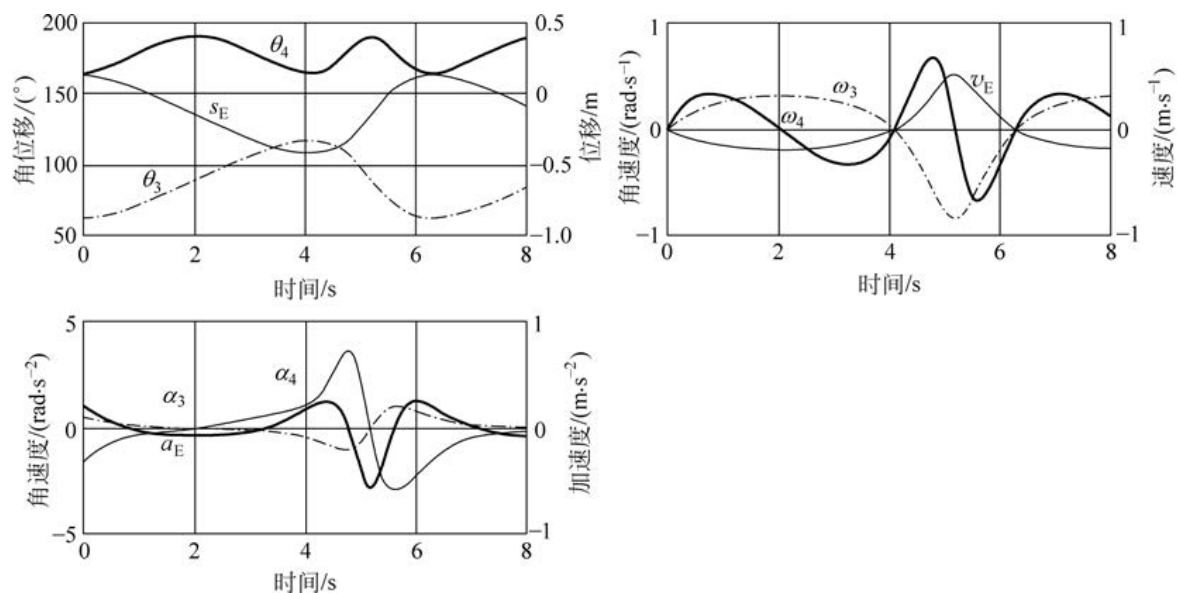


图 2-3 牛头刨床主运动机构运动分析图

牛头刨床主运动机构运动分析 MATLAB 源程序可扫右边二维码下载。



第 3 章

联动凸轮机构的设计

3.1 凸轮轮廓设计方法

用解析法设计凸轮轮廓曲线,是根据已知的凸轮机构参数和从动件运动规律,求出凸轮轮廓曲线方程,即凸轮轮廓曲线坐标与凸轮转角的方程式。

3.1.1 滚子从动件盘形凸轮的轮廓线设计

如图 3-1 所示,在滚子从动件盘形凸轮机构上建立直角坐标系 xOy ,原点 O 位于凸轮的回转中心。当从动件在 1 位置时,设滚子中心 B_0 点为凸轮推程段理论轮廓线的起始点。当整个凸轮机构反转 φ 角后,从动件到达 2 位置, B_0 点到达 B 点,此时从动件的位移 $s = \overline{B_1B}$ 。从图上可以看出,从动件上 B 点的运动可以看作由 B_0 点先绕 O 点反转 φ 角到达凸轮理论轮廓线基圆上的 B_1 点,然后, B_1 点再沿导路移动位移 s 到达 B 点。设凸轮机构的偏距为 e , B_0 点的坐标为 (x_{B_0}, y_{B_0}) , B 点的坐标为 (x, y) ,利用刚体的旋转变换和平移变换可求得 B 点的坐标为

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi \\ -\sin\varphi & \cos\varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{B_0} \\ y_{B_0} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} s_x \\ s_y \end{pmatrix} \tag{3-1}$$

式中, $\begin{cases} x_{B_0} = e \\ y_{B_0} = s_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2} \end{cases}, \begin{cases} s_x = s \sin\varphi \\ s_y = s \cos\varphi \end{cases}$ 代入式(3-1)并整理得

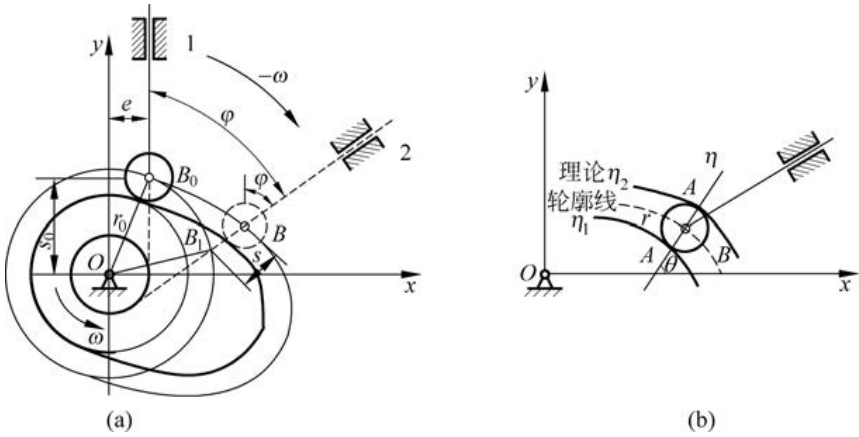


图 3-1 滚子从动件盘形凸轮的轮廓线设计

$$\begin{cases} x = (s_0 + s) \sin \varphi + e \cos \varphi \\ y = (s_0 + s) \cos \varphi - e \sin \varphi \end{cases} \quad (3-2)$$

式(3-2)即为滚子从动件盘形凸轮的理论轮廓线方程。

由前文可知,凸轮的实际轮廓线是圆心位于理论轮廓线上的一系列滚子圆族的包络线,如图 3-1(b)所示,而且滚子圆族的包络线应该有两条(η_1 和 η_2),分别对应外凸轮和内凸轮的实际轮廓线。理论轮廓线与包络线之间的法向距离等于滚子的半径 r_r 。设过凸轮理论轮廓线上 B 点的法线与滚子圆族的包络线交于 A (或 A') 点,则 A (或 A') 点也是凸轮实际轮廓线上的点。设 A (或 A') 点的坐标为 (x_A, y_A) , 则凸轮的实际轮廓线方程为

$$\begin{cases} x_A = x \pm r_r \cos \theta \\ y_A = y \pm r_r \sin \theta \end{cases} \quad (3-3)$$

式中, θ 为公法线与 x 轴的夹角; (x, y) 为滚子圆心 (位于理论轮廓线上) 的坐标。需要说明的是, 式中“+”用于求解外凸轮的实际轮廓线 η_2 , “-”用于计算内凸轮的实际轮廓线 η_1 。

利用高等数学的知识, 曲线上任意一点法线的斜率与该点处切线斜率互为负倒数, 所以有

$$\tan \theta = \frac{\sin \theta}{\cos \theta} = - \frac{dx}{dy} = \frac{\frac{dx}{d\varphi}}{-\frac{dy}{d\varphi}} \quad (3-4)$$

对式(3-2)求导可得

$$\begin{cases} \frac{dx}{d\varphi} = (s_0 + s) \cos \varphi + \frac{ds}{d\varphi} \sin \varphi - e \sin \varphi \\ \frac{dy}{d\varphi} = -(s_0 + s) \sin \varphi + \frac{ds}{d\varphi} \cos \varphi - e \cos \varphi \end{cases} \quad (3-5)$$

综合式(3-4)、式(3-5)可得到下式:

$$\begin{cases} \sin \theta = \frac{\frac{dx}{d\varphi}}{\sqrt{\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\varphi}\right)^2}} \\ \cos \theta = \frac{-\frac{dy}{d\varphi}}{\sqrt{\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\varphi}\right)^2}} \end{cases} \quad (3-6)$$

将式(3-6)代入式(3-3), 可求解凸轮的实际轮廓线坐标值。

3.1.2 从动件运动规律的选择

从动件运动规律的选择, 涉及多方面的因素。通常, 在选择从动件运动规律时, 应考虑以下两个方面的问题。

1. 考虑凸轮机构具体的使用场合和工作条件

(1) 当机械的工作过程只要求从动件实现一定的工作行程,而对运动规律无特殊要求时,应考虑选择使凸轮机构具有较好的动力特性和便于加工的运动规律。对于低速轻载的凸轮机构,主要考虑凸轮轮廓线便于加工,可选择圆弧等易于加工的曲线作为凸轮轮廓线。

(2) 当机构的工作过程对从动件的运动规律有特殊要求,而凸轮转速又不太高时,应首先从满足工作需要方面来选择从动件运动规律,其次考虑其动力特性和加工难易度。对于机床上控制进刀的凸轮机构,由于一般要求切削时刀具作等速运动,在设计对应切削过程的从动件运动规律时,应选择等速运动规律。但考虑全推程等速运动规律在运动起始和终点位置时有刚性冲击,可在这两处做适当改进,以使其有较好的动力特性。

(3) 当机械的工作过程对从动件的运动规律有特殊要求,而凸轮转速又较高时,应兼顾两者来设计从动件的运动规律,通常可把不同形式的常用运动规律恰当地组合起来。

2. 综合考虑运动规律的各项特性指标

在选择从动件运动规律时,除了考虑其冲击特性外,还要考虑反映从动件运动或动力特性的从动件运动参数特性值,这些特性值包括从动件最大速度 $v_{\max}$ 、最大加速度 $a_{\max}$ 和跃度的最大值 $j_{\max}$ 。从动件最大速度 $v_{\max}$ 越大,其动量 mv 越大,当从动件的运动受阻时会产生极大的冲击力而危及机器和人身安全。从动件最大加速度 $a_{\max}$ 越大,产生的惯性力 ma 越大,则作用在凸轮与从动件之间的接触应力越大,因而需要增加机构的强度和耐磨性。跃度表示加速度的变化率,减小跃度的最大值 $j_{\max}$,有利于改善系统工作的平稳性。因此,设计从动件运动规律时,总是希望最大速度 $v_{\max}$ 、最大加速度 $a_{\max}$ 和跃度的最大值 $j_{\max}$ 越小越好。但这些特性指标往往是互相制约的,需要针对具体情况确定选择运动规律。

3.1.3 从动件运动规律的组合

实际工程中对凸轮机构的运动和动力特性有多种要求,特别是在一些具有特殊运动要求及非对称运动的应用场合,从动件的常用运动规律具有较大的局限性。这时,可在一定条件下将几种常用运动规律组合使用,以满足机构的工作需求。从动件运动规律进行组合时,可根据凸轮机构的工作性能指标,选择一种常用运动规律作为主体,再用其他类型的基本运动规律与之组合。

进行运动规律组合时应满足下列条件。

(1) 保证各段运动规律在衔接点处的运动参数(位移、速度、加速度)必须连续,在运动的起始点和终止点保证运动参数满足边界条件,从而避免在运动的始、末位置发生刚性冲击或柔性冲击。

(2) 降低运动参数的幅值以提高凸轮的运动和动力性能,应使最大速度 $v_{\max}$ 和最大加速度 $a_{\max}$ 的值尽可能小,因为动量和惯性力分别与速度 v 和加速度 a 成正比。

表 3-1 介绍了工程中广泛应用的三种从动件运动规律的组合。

表 3-1 典型组合运动规律

运动规律	运动线图	说明
改进等速运动规律		等速运动的最大速度较小,但速度曲线和加速度曲线都不连续,有刚性冲击。采用简谐运动修正等速运动规律时,对于“停-升-停”类型的从动件,在行程的始、末位置有柔性冲击
		采用摆线运动修正等速运动规律的加速度曲线无突变现象,因此从动件无刚性冲击和柔性冲击
改进梯形加速度运动规律		等加速等减速运动规律的最大加速度值较小,但是加速度曲线不连续。用加速度曲线连续的正弦曲线来弥补。剖开周期为 $t_0/2$ 的正弦曲线插入等加速等减速曲线即可获得特性较好的运动规律曲线

续表

运动规律	运动线图	说明
改进正弦加速度运动规律		此种运动规律的加速度曲线由三段组成：第一、三段是 $1/4$ 个周期为 $t_0/2$ 的正弦曲线；第二段是 $1/2$ 个周期为 $3t_0/2$ 的正弦曲线。它可以看作余弦加速度运动规律的改进，即吸取了余弦加速度运动规律最大速度比较小的优点，又改进了它的加速度曲线不连续、有冲击的缺点

3.2 凸轮机构基本尺寸的设计

设计凸轮机构的凸轮轮廓曲线时，不仅要求从动件能够实现预期的运动规律，还应该保证凸轮机构具有合理的结构尺寸和良好的运动、力学性能。因此，基圆半径、偏距和滚子半径、压力角等基本尺寸和参数的选择也是凸轮机构设计的重要内容。

3.2.1 凸轮机构的压力角

凸轮机构的压力角指不计摩擦时，凸轮与从动件在某瞬时接触点处的公法线方向与从动件运动方向之间所夹的锐角，常用 α 表示。压力角是衡量凸轮机构受力情况好坏的一个重要参数。

1. 直动从动件凸轮机构的压力角

如图 3-2(a)所示为直动滚子从动件盘形凸轮机构，接触点 B 处的压力角如图所示， P 点为从动件与凸轮的瞬心，压力角 α 可从几何关系中找出，即

$$\tan \alpha = \frac{\overline{OP} \pm e}{s_0 + s} = \frac{\frac{ds}{d\varphi} \pm e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s} \quad (3-7)$$

正确选择从动件的偏置方向有利于减小凸轮机构的压力角。此外，压力角还与凸轮的基圆半径和偏距等参数有关。

当偏距 $e=0$ 时，代入式 (3-7)，即可得到对心直动从动件盘形凸轮机构的压力角计算

公式:

$$\tan \alpha = \frac{\frac{ds}{d\varphi}}{r_0 + s} \quad (3-8)$$

对于图 3-2(b) 所示的直动平底从动件盘形凸轮机构, 根据图中的几何关系, 其压力角为

$$\alpha = 90^\circ - \gamma$$

式中, γ 为从动件的平底与导路中心线的夹角。显然, 平底直动从动件凸轮机构的压力角为常数, 机构的受力方向不变, 运转平稳性好。如果从动件的平底与导路中心线之间的夹角 $\gamma = 90^\circ$, 则压力角 $\alpha = 0^\circ$ 。

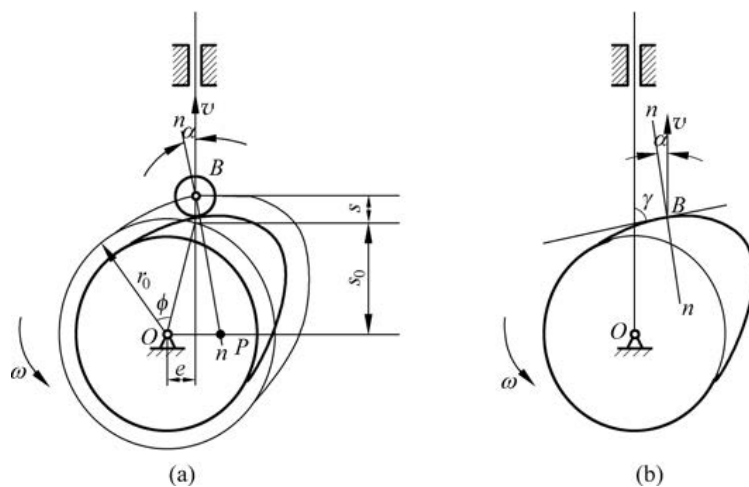


图 3-2 直动从动件盘形凸轮机构

2. 摆动从动件凸轮机构的压力角

图 3-3 所示为摆动从动件盘形凸轮机构。其中图 3-3(a) 为滚子从动件的压力角示意图, 摆杆 AB 在滚子中心 B 点的速度方向垂直 AB, 速度方向与过接触点的公法线之间夹角为对应的压力角。摆杆 AB 的摆动弧与基圆交点和行程起始点在基圆上的圆心角为对应的凸轮转角。

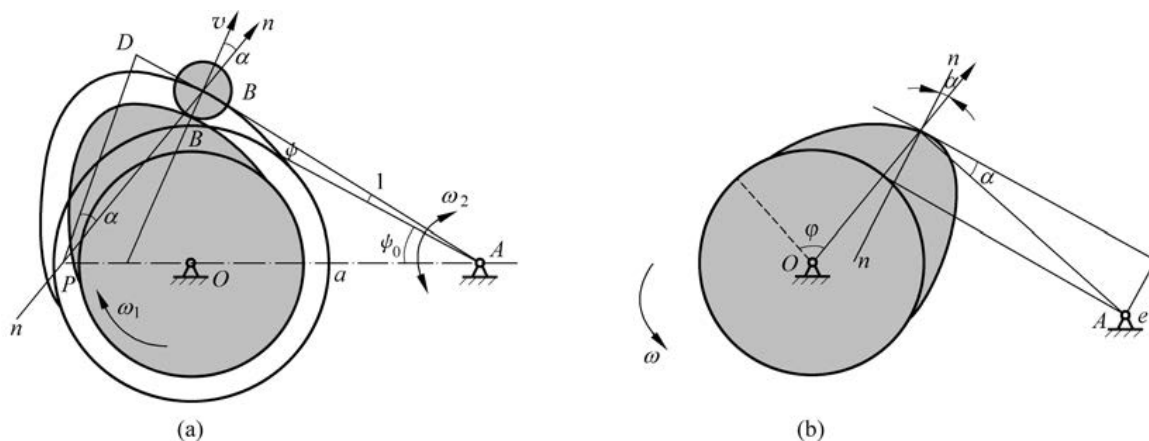


图 3-3 摆动从动件盘形凸轮机构

对于摆动滚子从动件凸轮机构(图 3-3(a)), 设摆杆的长度 $\overline{AB} = l$, 机架的长度 $\overline{OA} = a$ 。

过瞬心 P 作摆杆 AB 的垂线, 交 AB 的延长线于 D 点, 则根据图中的几何关系, 有

$$\tan\alpha = \frac{\overline{BD}}{\overline{PD}} = \frac{\overline{AP}\cos(\psi_0 + \psi) - l}{\overline{AP}\sin(\psi_0 + \psi)} \quad (3-9)$$

根据瞬心的性质可得

$$\overline{AP} = \overline{OP} + a = \frac{\left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)a}{1 - \frac{d\psi}{d\varphi}} + a = \frac{a}{1 - \frac{d\psi}{d\varphi}} \quad (3-10)$$

将式(3-10)代入式(3-9)并整理, 即可得到摆动滚子从动件凸轮机构压力角的计算公式

$$\tan\alpha = \frac{a\cos(\psi_0 + \psi) - l\left(1 - \frac{d\psi}{d\varphi}\right)}{a\sin(\psi_0 + \psi)} \quad (3-11)$$

对于摆动平底从动件盘形凸轮机构(图 3-3(b)), 凸轮与从动件的接触点 B 的速度方向垂直于 AB , 而 B 点的受力方向垂直于平底, 因此其压力角计算公式为

$$\sin\alpha = \frac{e}{\overline{AB}} \quad (3-12)$$

显然, 如果 $e=0$, 则其压力角也为 0。

由式(3-11)、式(3-12)可知, 对于摆动从动件盘形凸轮机构, 其压力角受从动件的运动规律、摆杆长度、机架长度等因素的影响, 所以在设计时要加以注意。

3. 凸轮机构的许用压力角

凸轮机构的压力角与基圆半径、偏距和滚子半径等基本尺寸有直接的关系。这些参数之间往往互相制约。增大凸轮的基圆半径可以获得较小的压力角, 但凸轮尺寸增大。反之, 减小凸轮的基圆半径, 可以获得较为紧凑的结构, 但同时又使凸轮机构的压力角增大。压力角过大会降低机械效率。因此, 必须对凸轮机构的最大压力角加以限制, 使其小于许用压力角, 即 $\alpha_{\max} < [\alpha]$ 。凸轮机构的许用压力角如表 3-2 所示。

表 3-2 凸轮机构的许用压力角

封闭形式	从动件的运动方式	推程	回程
力封闭	直动从动件	$[\alpha] = 25^\circ \sim 35^\circ$	$[\alpha'] = 70^\circ \sim 80^\circ$
	摆动从动件	$[\alpha] = 35^\circ \sim 45^\circ$	$[\alpha'] = 70^\circ \sim 80^\circ$
形封闭	直动从动件	$[\alpha] = 25^\circ \sim 35^\circ$	$[\alpha'] = [\alpha]$
	摆动从动件	$[\alpha] = 35^\circ \sim 45^\circ$	$[\alpha'] = [\alpha]$