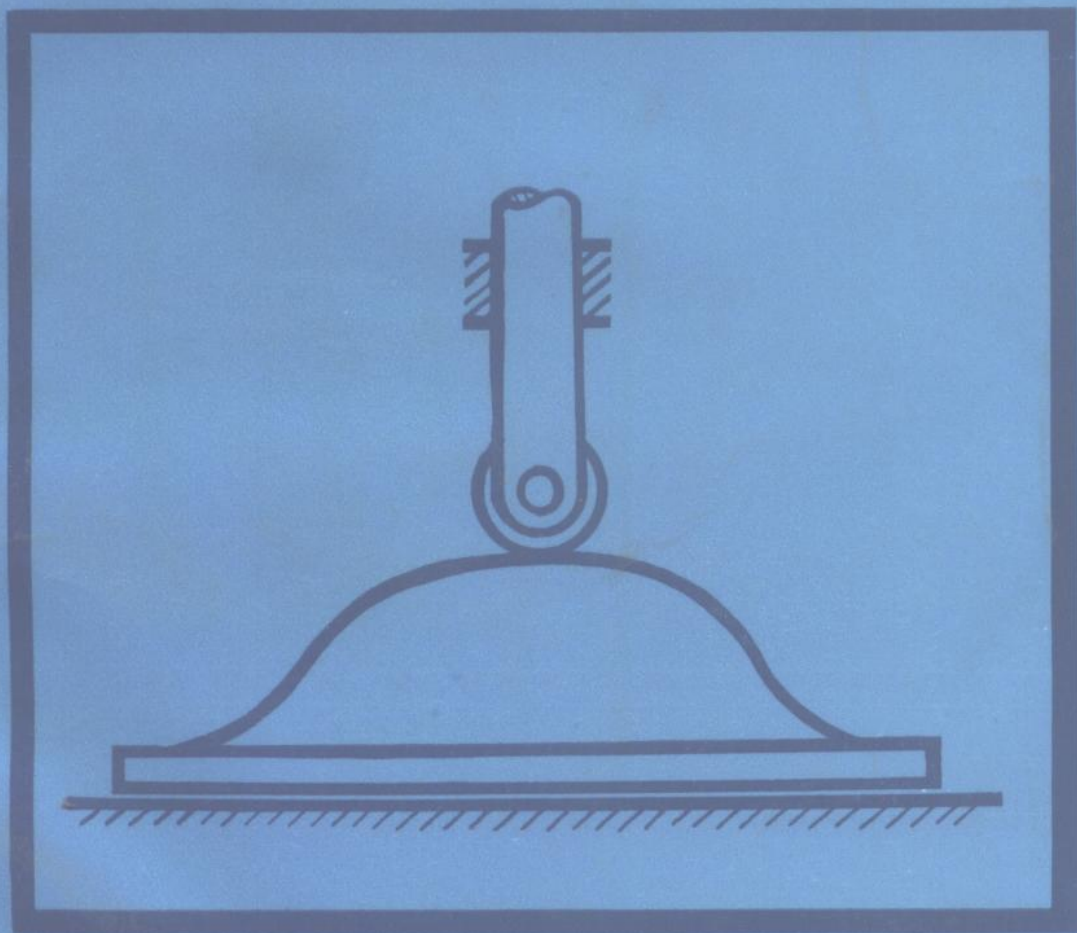


凸轮机构设计

赵韩 丁爵曾 梁锦华 编著



高等教育出版社

6.61114

TH 112.2

2632

凸轮机构设计

赵 韩 丁爵曾 梁锦华 编著

高等教育出版社

(京) 112号

内容简介

本书介绍了一种新的较为通用的凸轮机构设计的解析法, 以及在其基础上应用计算机辅助设计系统进行凸轮机构设计等内容。全书共分六章。绪论部分总结了国内外凸轮机构的研究概况和发展趋势; 第一章讲述凸轮机构设计的基本理论; 第二章介绍用共轭曲面原理研究凸轮轮廓设计、压力角、相对速度和诱导法曲率; 第三章论述凸轮机构动力学; 第四章介绍凸轮机构的优化设计; 第五章介绍各种计算机辅助设计系统(包括CAD系统、专家系统和CAD与ES的集成系统——Expert/CAD系统)在凸轮机构设计中的应用。

本书是关于凸轮机构设计的专著。可供有关工程技术人员、机械类专业本科高年级学生、研究生、教师等使用。

凸轮机构设计

赵 韩 丁爵曾 梁锦华 编著

*

高等教育出版社出版

新华书店总店科技发行所发行

航天工业部科技情报研究所印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 13.5 字数 313 000

1993年12月第1版 1993年12月第1次印刷

印数 0001—2000

ISBN7-04-004520-6/TH·351

定价 9.85元

前 言

凸轮机构按其结构、凸轮形状、凸轮曲面(廓线)和从动件形状的不同而有很多种类。这使得凸轮机构能够适合于各种工作需要,完成一些其他机构难以实现的工作,成为应用最广泛的机构之一。但这种情况也给设计凸轮机构带来一定的困难。

目前,凸轮机构设计有图解法和解析法两种。图解法简单易行,但精度低。随着计算机及数值计算方法的发展,解析法在凸轮机构设计中得到越来越多的应用。不少学者在这方面已做了大量研究工作。可以预料,今后凸轮机构设计将以解析法为主。但以往使用的解析法,对于不同类型的凸轮机构,其公式不太统一,特别是难以用来编制较为通用的计算机程序。此外,在计算机上使用这种解析法,一般只能处理已公式化的知识,那些在设计中需要而不能公式化的知识却难以应用。

计算机在工程设计领域已获得广泛应用,并在优化设计、CAD和专家系统等方面取得了惊人的成就。但是在凸轮机构设计领域,则仅在几种凸轮机构的设计中应用了优化设计和CAD,且在已有的专著、教材和参考书中均没有较为详细的论述,因而难以满足工程技术人员和教学的需要。

本书作者针对以上情况做了多年研究工作,特别是在建立较为通用的解析法公式和应用各种计算机辅助设计系统方面,获得了一些有价值的结果。为适应当前的需要,作者在本书中以常规的凸轮机构设计理论为基础,详细介绍了如何在凸轮机构设计中应用一种新的解析法以获得较为统一的公式,以及如何在凸轮机构设计中应用不同的计算机辅助设计系统。本书可供有关工程技术人员、机械类专业本科高年级学生、研究生、教师等参考使用。

本书共分六章。

绪论部分总结了国内外近年来对凸轮机构的研究概况和发展趋势等。

第一章讲述了凸轮机构设计的基本问题和基本理论。

第二章针对凸轮机构设计的基本问题,用共轭曲面原理研究凸轮机构中的凸轮轮廓设计、压力角、相对速度、诱导法曲率等,导出了较为统一的计算公式,为建立较为通用的凸轮机构设计程序打下了基础。

第三章论述凸轮机构的动力学和在设计高速凸轮机构时应注意的问题。

第四章介绍凸轮机构的优化设计,并应用第二章导出的公式,作者编制了较为通用的凸轮机构优化设计程序ODCM。该软件可用于常用的十几种凸机构设计。

第五章主要介绍各种计算机辅助设计系统在凸轮机构设计中的应用,并分为三部分。第一部分为凸轮机构的CAD,目的在于使读者对CAD在这一领域中的应用方式有一个较为系统的了解。在此部分,作者将第四章的优化设计软件用AUTO CAD扩展成一个用于微机的凸轮机构CAD系统CSCM。第二部分介绍如何将专家系统用于凸轮机构设计。目的在于使读者了解,凸轮机构设计中一些不能用公式表达的知识也可以用计算机处理,从而提高一般设计人员的水平。此外,作者根据设计凸轮机构的常规方法,编制了一个比较简单的凸轮机构设计专家系统ESCM。第三部分介绍凸轮机构的一种新的计算机辅助设计系统——Expert/CAD系统,它是CAD与ES的集成系统。作者还将前两种软件结合起来,构成一种新系统ECSCM。读者可以从理论和实用上发现,这种新系统更适合于凸轮机构设计。

本书第一章由丁爵曾编写，第三章由梁锦华编写，绪论及第二、四、五章由丁爵曾、赵韩合作编写。

本书承中国纺织大学华大年教授悉心审阅，提出了很多宝贵的修改意见，特在此表示深切的谢意。

本书由国家教育委员会回国人员工作基金资助出版。

由于我们水平所限，本书还有一些不完善之处，欢迎读者批评指正。

作者

1992.8

目 录

绪 论	1
0.1 凸轮机构的应用和分类简述	1
0.2 凸轮机构设计的基本术语	3
0.3 凸轮机构的研究和发展概况	4
参考文献	8
第一章 凸轮机构设计的基本理论	9
1.1 凸轮机构设计的主要问题	9
1.2 从动件常用运动规律	9
1.3 凸轮机构的受力分析	23
1.4 凸轮的基圆半径	29
1.5 凸轮机构的效率	33
参考文献	34
第二章 应用共轭曲面原理求凸轮曲面方程	35
2.1 概述	35
2.2 坐标变换	35
2.3 凸轮机构的共轭曲面原理	36
2.4 几种常用凸轮机构的公式	41
2.5 算例	50
第二章附录 诱导法曲率公式的推导	53
参考文献	61
第三章 凸轮机构动力学	62
3.1 概述	62
3.2 凸轮机构的弹性系统及其振动原因	62
3.3 凸轮机构动力学模型的建立	64
3.4 凸轮机构动力学模型的运动方程式及其分析	73
3.5 凸轮机构的残余振动	75
3.6 凸轮机构按弹性系统的设计	78
参考文献	82
第四章 凸轮机构优化设计	83
4.1 概述	83
4.2 优化设计简介	83
4.3 凸轮机构优化设计的数学模型	89
4.4 凸轮机构优化设计的程序结构	95
4.5 算例	105
第四章附录 各算例程序输出的第一部分内容	109
参考文献	115
第五章 凸轮机构的 Expert/CAD 系统	116
5.1 概述	116
5.2 凸轮机构的 CAD 系统	116

5.3 凸轮机构设计的专家系统	125
5.4 凸轮机构的 Expert/CAD 系统	145
5.5 算例及其比较	153
参考文献	168
附录 凸轮机构计算机辅助设计部分源程序及其说明	170

绪 论

0.1 凸轮机构的应用和分类简述

凸轮机构由凸轮、从动件或从动件系统、机架等组成。凸轮通过直接接触将预定的运动传给从动件。凸轮机构是典型的常用机构之一，它广泛应用于自动化的机器、仪器和装配线，例如在纺织机械、计算机、印刷机械、压力机、食品机械、内燃机和自动化系统、控制系统等装置中，均可以找到这种机构的应用实例。在很多情况下，凸轮机构所实现的运动也可以由连杆机构来实现。这两种机构特点的比较见表 0.1 所示。

表 0.1 凸轮机构与连杆机构的比较

凸轮机构	连杆机构
能实现所要求的大量输入-输出运动	只能实现要求的有限输入-输出运动
设计相对简单	设计相对困难
体积小、结构紧凑	占据的空间较大
凸轮廓线的制造精度对输出动态响应的影响较大	轻微的制造误差对输出动态响应的影响很小
制造费用较昂贵	制造费用较便宜
易于达到动平衡	动平衡的分析困难而复杂
易发生表面磨损	铰链的磨损较轻

凸轮机构可以按照不同的方法分类如下：

1. 按从动件的形状可分为：尖顶从动件，如图 0.1a；滚子从动件，如图 b；平底从动件，如图 c；球面从动件，如图 d。

2. 按从动件与凸轮的相对位置可分为：对心从动件，如图 0.1；偏置从动件，如图 0.2。

3. 按输入-输出运动的模式可分为：由凸轮的转动转换为从动件的直线移动，如图 0.1 和 0.2，称为直动从动件凸轮机构；由凸轮的转动转换为从动件的摆动，如图 0.3，称为摆动从动件凸轮机构；由凸轮的移动转换为从动件的移动，如图 0.4，称为移动凸轮机构。

4. 按凸轮的形状可分为：盘形凸轮，如图 0.1~0.4；圆柱凸轮，如图 0.5；圆锥凸轮，如图 0.6；弧面凸轮，如图 0.7；端面凸轮，如图 0.8；蜗杆凸轮，如图 0.9。

5. 按从动件的运动循环可分为：升一回一升运动、升一停一回运动、升一回一停运动和升一停一回一停运动。

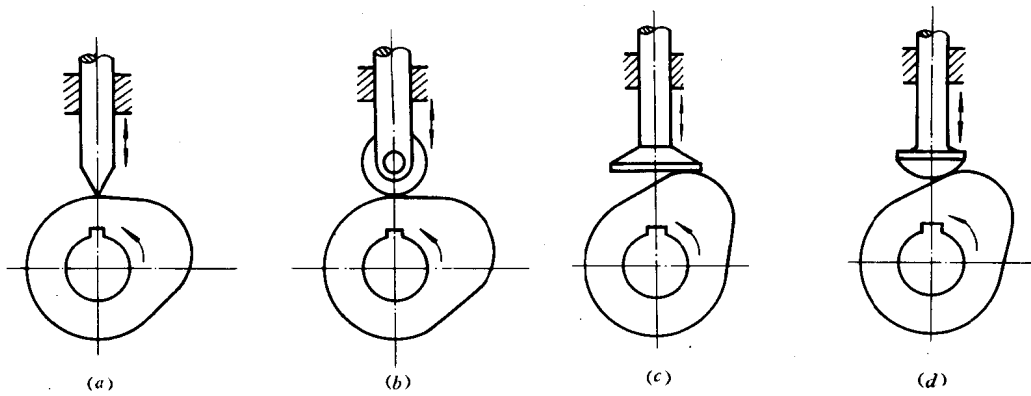


图 0.1

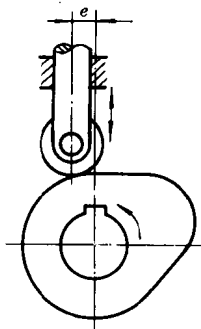


图 0.2

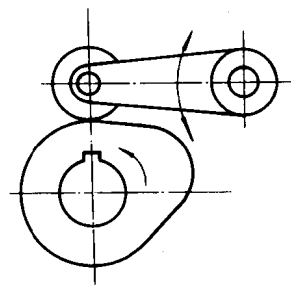


图 0.3

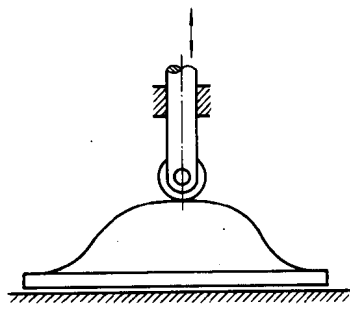


图 0.4

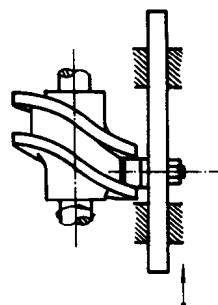


图 0.5

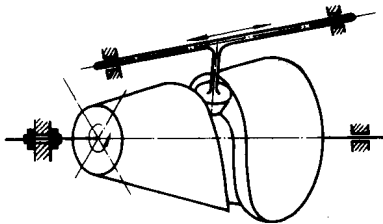


图 0.6

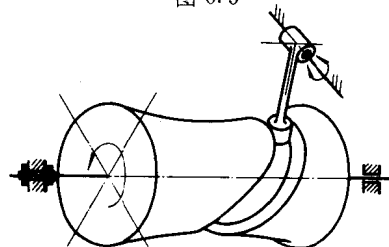


图 0.7

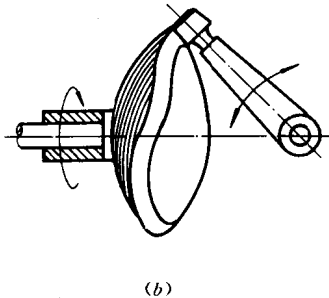
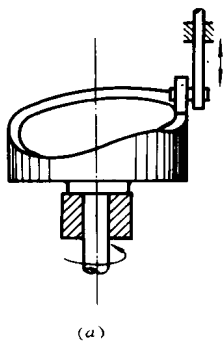


图 0.8

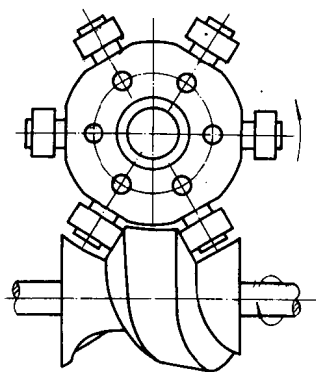


图 0.9

0.2 凸轮机构设计的基本术语

参看图 0.10, 有以下术语:

1. 迹点 从动件上的一点, 它对应于尖顶从动件的尖顶或滚子从动件的滚子中心, 是用以生成凸轮理论轮廓的点。

2. 凸轮理论轮廓 迹点相对于凸轮的运动轨迹。

3. 凸轮工作轮廓 与从动件工作面直接接触的凸轮轮廓。对于尖顶从动件, 凸轮的工作轮廓与理论轮廓重合; 对于滚子从动件, 工作轮廓是理论轮廓的等距曲线, 两者的法向距离等于滚子半径。

4. 凸轮理论轮廓基圆 在滚子从动件盘形凸轮机构中, 以凸轮轴心为圆心, 理论轮廓的最小向径为半径所作的圆。其半径用 r_a 表示。

5. 凸轮工作轮廓基圆 在盘形凸轮机构中, 以凸轮轴心为圆心, 凸轮工作轮廓的最小向径为半径所作的圆。其半径用 r_b 表示。

6. 行程 对于直动从动件, 为从动件两极限位置间的移动距离, 用 h 表示; 对于摆从动件, 为从动件两极限位置间的摆动角度, 用 ϕ_h 表示。

7. 推程 从动件远离凸轮轴心的行程, 又称升程。与推程相对应的凸轮转角称为推程运动角或推程转角, 用 ϕ_w 表示。

8. 远休止角 从动件在距凸轮轴心最远处停歇时对应的凸轮转角, 用 ϕ_s 表示。

9. 回程 从动件移向凸轮轴心的行程。与回程相对应的凸轮转角称为回程运动角或回程

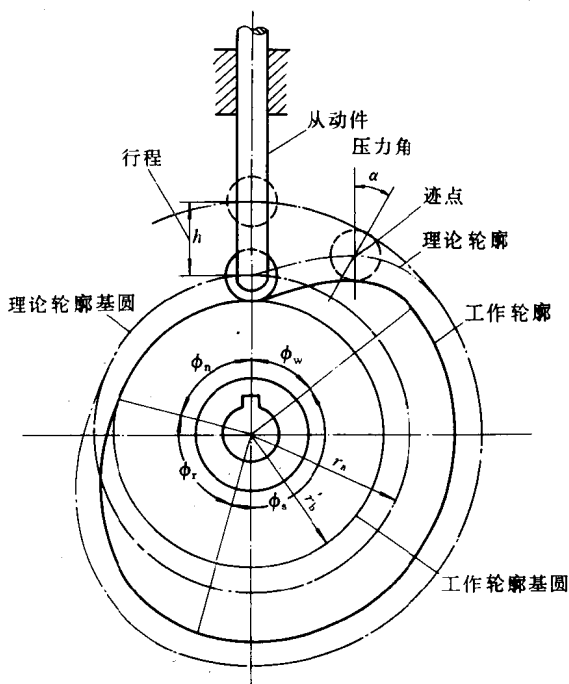


图 0.10

转角, 用 ϕ 表示。

10. 近休止角 从动件在距凸轮轴心最近处停歇时对应的凸轮转角, 用 ϕ_0 表示。

11. 压力角 凸轮对从动件的法向力与从动件上该力作用点速度方向间所夹的锐角, 用 α 表示。在凸轮轮廓与从动件的不同接触点, 压力角通常是不同的。

0.3 凸轮机构的研究和发展概况

凸轮机构应用的广泛性推动了对它的研究和它的发展。最初, 人们只研究凸轮的简单几何形状和运动, 以满足对从动件运动的简单位置要求。随着对各种机械在速度、效率、寿命、噪声和可靠性等方面的要求日益提高, 对凸轮机构的研究也逐步扩展与深化, 从简单地考虑几何尺寸、运动分析和静力分析, 发展到考虑动力学、润滑、误差影响、弹性变形等, 其研究方向有数十个之多。特别是自 50 年代以来, 由于计算机技术和各种数值方法的发展, 使得很多方面的研究得以深入。

在欧美各国, 已有很多学者为凸轮机构的研究作出贡献, 他们发表了很多论文和专著。表 0.2 所列为发表论文较多的作者和他们的专著及主要研究方向。

1984 年以来, 在凸轮机构研究上做了较多工作的学者有: A. P. Pisano (在摩擦及其试验方面)、S. Tascan (在稳定性方面)、V. D. Borisov (在计算机辅助设计方面)、H. J. Wedenivski (在计算机辅助制造方面) 和 J. Angeles (在优化设计方面) 等。

P. W. Jensen 在专著 [3] 中列出了 1908 至 1984 年发表的 1817 篇关于凸轮机构研究的论文题目, 基本上包括了 1984 年以前可以找到的有记载的文献资料。根据该书和 1984 年以后出版的 Engineering Index Annual, 我们对欧美各国自 1950 年以来在各研究方向所发表的论文数量作了粗略的统计, 见表 0.3。虽然这种统计比较粗糙, 论文的归类也不尽准确, 但它基本上能反映欧美各国 40 年来凸轮机构研究的总体情况。大致有以下特点:

1. 论文数量多, 研究的范围广。在各种机构中, 只有研究齿轮机构和连杆机构的论文数量可能超过凸轮机构, 而研究的范围则以凸轮机构为最广, 这是由它的结构和应用所决定的。

表 0.2 欧美学者发表的论文数量、专著和主要研究方向

姓名	时间	论文数	专著	主要研究方向
Beyer, R	1935~1954	9		几何学、运动综合
Chen, F. Y.	1969~1977	9	[1]	动力学
Dhande, S. G.	1975~1984	5	[2]	几何学, 运动分析
Fenno, J. E.	1928~1934	12		运动综合
Fenton, R. G.	1966~1975	6		优化设计
Hain, K.	1948~1986	43		涉及众多方向
Hinman, C. W.	1930~1937	8		加工、应用
Jensen, P. W.	1957~1989	51	[3]	涉及众多方向

表 0.2 (续)

姓 名	时 间	论文数	专著	主要研究方向
Johnson, R. C.	1955~1964	16		动力学
Kasper, L.	1942~1963	18		综合、应用
Kloomok, M.	1955~1957	9		几何学
Müller, J.	1957~1979	11		系统、制造
Neklutin, C. N.	1934~1969	9	[4]	振动
Nerge, G.	1958~1979	13		动力学
Rees-Jones, J.	1977~1978	2	[5]	运动规律、综合
Richards, W.	1930~1941	11		运动规律、设计
Rothbart, H. A.	1956~1962	20	[6]	涉及众多方向
Schnarbach, K.	1938~1960	13		运动规律、制造
Tesar, D.	1976	2	[7]	动力学
Volmer, J.	1976~1979	3	[8]	设计、制造
Weber, T.	1956~1971	8		数控、CAD

注：表中各专著的书名如下：

- [1] Chen, F. Y., *Mechanics and Design of Cam Mechanisms*, Pergamon Press Inc., Newyork, 1982
- [2] Chakraborty, J. and Dhande, S. G., *Kinematics and Geometry of Planar and Spatial Cam Mechanisms*, Wiley Easter Ltd., India, 1977
- [3] Jensen, P. W., *Cam Design and Manufacture*, Marcel Dekker Inc., 1987
- [4] Neklutin, C. N., *Mechanisms and Cams for Automatic Machines*, Elsevier Publ. Co., Newyork, 1969
- [5] Rees-Jones, J., *Cam and Cam Mechanisms*, Mech. Engin. Publ. Ltd., London, 1978
- [6] Rothbart, H. A., *Cams—Design, Dynamics and Accuracy*, John Wiley & Sons Inc., Newyork, 1956
- [7] Tesar, D. and Matthew, G. K., *The Dynamic Sythesis, Analysis and Design of Modeled Cam Systems*, Lexington Book, 1976
- [8] Volmer, J., *Kurvengetriebe*, Berlin, East Germany, 1976

表 0.3 欧美国家 1950 年以来在各研究方向发表的论文数量

研 究 方 向	年	1950~1959	1960~1969	1970~1979	1980~1988
	从动件运动规律		21	31	17
几何学		23	25	9	7
运动分析和力分析		26	54	31	7
设计		90	100	60	30
计算机辅助设计和分析		3	8	7	10

表 0.3 (续)

研究方向	年	1950~1959	1960~1969	1970~1979	1980~1988
	优化设计			3	19
NC, CNC, CAM*			7	14	11
滚子从动件		3	1	1	2
稳定性		1	1	1	
动力学、振动		22	26	34	11
摩擦与效率		2	3	3	4
误差与精度		3	5	9	11
加工与刀具		79	39	14	16
测量		7	12	9	9
润滑		4		3	3
磨损		4	8	6	
材料		14	4	1	1
试验		2	4	2	2
应用		52	44	11	3
合计		356	365	251	144

* NC——数字控制；CNC——计算机数字控制；CAM——计算机辅助制造。

2. 研究的连续性和发展性强。连续性强是指在每个研究方向各年代都有一定的论文数量。发展性强是指关于新技术应用的论文数量增多。如在 50~60 年代，有关设计、加工与刀具的论文是大量的，而有关优化设计、CAD、CAM 的论文几乎没有。到了 70~80 年代，这方面的论文有显著的增多。因此可以认为，凸轮机构的研究是持续且有发展的，并不像有人估计的那样，步进电机和电子控制的机构将完全取代凸轮机构。

3. 研究工作随着新技术、新方法的产生和应用而深化。例如凸轮机构的优化设计，早期的优化目标极为简单，主要是确定最小基圆半径。随着优化方法和计算机的应用，优化目标的选择也越来越复杂，如可以是最小体积、最小接触应力、最长寿命、从动件最小振动、最高效率、最小功耗等。又如凸轮机构的 CAD，则是从无到有，日趋完善。

4. 基础理论的研究持续稳定。虽然凸轮机构的研究不断有新的扩展，但对其基础理论如从动件运动规律、几何学、运动学等方面的研究论文仍有相当多的数量。这是因为当其他方面的研究需要深化和扩展时，往往由于基础理论研究的不够而难以继续。例如采用优化方法，如果数学模型误差很大，再好的优化方法也得不到好的结果。

日本在第二次世界大战以后致力于发展实用的自动设备，特别重视对凸轮机构的研究。在日本，有很多从事凸轮机构研究的专家，早期有小川濂、中开英一等，现在有牧野洋、西岡雅夫、

篠原茂之等。日本还有许多专门生产凸轮机构的公司，如大塚凸轮公司、三共制作所、协和凸轮公司等。日本经常举行专门讨论凸轮机构的学术会议，在有关的国际性刊物上也经常刊登凸轮研究的论文。日本近期在凸轮技术的发展上所做的工作主要在以下方面：(1) 在机构设计方面，致力于寻求凸轮机构的精确解和使凸轮曲线多样化，以适应新的要求。(2) 加强凸轮机构动力学和振动的研究，以提高机构的速度，发展高速凸轮。如他们已生产出分度数达每分钟 8000 次的分度凸轮机构。(3) 研制新的凸轮加工设备，以适应新开发的产品。如为实现凸轮机构的小型化和大型化，已生产出世界上最小和最大的蜗杆凸轮机构，前者中心距为 28mm，后者为 800mm。(4) 加强凸轮机构的标准化，发展成批生产的标准凸轮机构。(5) 发展凸轮机构的 CAD/CAM 系统。日本学者特别注重将各方面的研究成果应用到实际产品的开发中去，如他们充分认识到凸轮机构作为控制机构具有高速下的稳定性、优良的再现性、良好的运动特性和可靠性、易于实现同步控制、刚度高等优越性，因而十分重视将凸轮机构与电子技术相结合，在控制机构上作广泛的研究，以拓宽凸轮机构的用途。

我国对凸轮机构的应用和研究已有多年的历史，目前仍在继续扩展和深入。如在应用方面，我国正在大力发展包装机械、食品机械等自动化设备，这些设备中都要用到各种形式的凸轮机构。在研究方面，近年来也有相当进展。如在 1983 年全国第三届机构学学术讨论会上关于凸轮机构的论文共有 8 篇，涉及设计、运动规律、分析、凸轮廓线的综合等四个研究方向。到了 1988 年第六届会议，共有凸轮机构方面的论文 20 篇，凸轮-连杆机构方面的论文 2 篇，增加的研究方向有动力学、振动、优化设计等。1990 年第七届会议，共有凸轮机构方面的论文 22 篇，还有含凸轮的组合机构方面的论文 6 篇，增加了误差分析、CAD/CAM 等研究方向。在汽车、内燃机、机械制造等有关领域，也有很多关于研究凸轮机构的内容。由此可见，我国对凸轮机构的研究是不断发展的。此外，我国在凸轮机构的共轭曲面原理、CAD 和专家系统等方面，也有相当研究。但是，与先进国家比较，我国对凸轮机构的研究仍有较大差距，特别是在振动、加工、产品开发等方面。

综上所述，虽然已有很多学者对凸轮机构的研究作了相当多的工作，但在各研究方向仍有许多可继续进行的工作，并有一些研究方向有待开发。从设计的角度考虑，大致有以下几点：

1. 从动件运动规律的研究，除继续寻找更好的规律外，要研究有效的方法，当对从动件的轨迹有要求时，能用这些方法组成或创造出符合要求且性能良好的运动规律。

2. 几何学和运动学的研究要综合考虑各种凸轮机构，尽可能导出精确的计算公式。已有的研究大多集中于平面和圆柱凸轮，而且是一种凸轮一种凸轮的研究，因而造成设计公式过多和近似公式较多等情况，并将影响到其他方面（如 CAD 的应用等）的研究。

3. 发展通用而有效的 CAD 系统。由于上述原因和其他因素，计算机在凸轮机构设计中的应用一直被局限于几种平面和圆柱凸轮机构，且每一程序一般只能处理一二种机构。对比较完整的 CAD 系统的研究，仅在最近两年才开始。

4. 引入专家系统或人工智能型的 CAD 系统。由于凸轮机构不是标准机构，种类多，应用广，设计质量与设计者的水平和经验有密切关系，且有许多已有的知识不能公式化，所以应用普通的 CAD 系统，有时效果并不很理想。如果引入专家系统，则可以获得较为理想的结果。随着专家系统的引入，必须注意收集萃取已有关于凸轮机构及其设计的知识和经验。

5. 动力学研究成果的进一步实用化。由于动力学问题的复杂性和对研究成果可靠性的怀

疑，使这些成果在实际应用上并不广泛。

6. 加强对凸轮机构的运动特性和动力特性的计算机模拟，以提高设计质量和缩短产品周期。

7. 研究CAD/CAM的一体化。数控用于凸轮加工已有很长的历史，目前计算机数控的应用也比较普遍，因而CAM是有一定基础的。但由于对CAD的研究不够，所以CAD/CAM的工作成效甚少。现在计算机数控机床已能使用由高级语言编制的程序和计算机图形系统，预计这方面的研究将很快发展起来。

参考文献

- [1] Chen, F. Y., *Mechanics and Design of Cam Mechanisms*, Pergamon Press Inc., Newyork, 1982
- [2] Jensen. P. W., *Cam Design and Manufacture*, Marcel Dekker Inc., 1987
- [3] 牧野 洋, カムの自動設計, 日本機械学会誌, 第84卷第750号
- [4] 西岡雅夫, カム設計の最近の動向, 機械設計, Vol. 30, No. 15, 1986. 12
- [5] 中国机械工程学会机械传动专业学会机构学专业委员会, 全国第六届机构学术讨论会《论文摘要》, 1988
- [6] 《天津大学学报》编辑部、机构学专业委员会编辑, 全国第七届机构学学术讨论会论文集, 第二、三分册, 1990

第一章 凸轮机构设计的基本理论

1.1 凸轮机构设计的主要问题

凸轮机构设计的主要问题有：

1. 根据设计任务的要求选择凸轮的类型和从动件的运动规律。
2. 确定凸轮的基圆半径。
3. 设计凸轮的轮廓。
4. 进行必要的分析，如凸轮机构的静力分析、效率计算等。对高速凸轮机构，有时需进行动力分析。

以上设计问题可用各种方法解决，包括常规的设计方法（作图法、解析法）、优化设计、CAD 和专家系统。

1.2 从动件常用运动规律

1.2.1 基本运动规律

基本运动规律有两类：一类为简单多项式曲线，如等速运动（位移线图是直线）、等加速等减速运动（抛物线）。另一类为三角函数曲线，如余弦加速度运动曲线（简谐运动曲线）、正弦加速度运动曲线（摆线）。上述运动规律在一般机械原理教材中均有详细讨论，故本章不作推导，只将它们的运动特性列于表 1.1。表中：

s 、 v 、 a 、 j 、 h ——从动件的位移、速度、加速度、跃度^①、行程；

ω ——凸轮的角速度；

ϕ_0 ——与 h 相应的凸轮转角，在推程为推程转角，在回程为回程转角；

ϕ_1 ——从相应的行程开始时算起的凸轮转过的角度。

现在来讨论另一种运动规律。众所周知，动点在圆周上作等速运动时，它在该圆直径上的投影所构成的运动称为简谐运动。如果将圆改成椭圆，则运动可以描述为，动点在椭圆圆周上等速运动时，它在椭圆短轴上的投影所构成的运动。这种运动规律可称为椭圆简谐运动，其近似的作图法如图 1.1 所示。由图可见，从动件的位移为

$$s = \frac{h}{2} - \rho \cos\theta \quad (a)$$

由椭圆方程式 $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$ 可得

$$\rho^2 = x^2 + y^2 = b^2 - \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right)x^2 \quad (b)$$

由图 1.1 可知 $b = \frac{h}{2}$ ， $x = \rho \sin\theta$ ， $\theta = \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}$ ，代入式 (b)，并令 $n = \frac{a}{b}$ ， $\alpha = 1 - \frac{b^2}{a^2} = 1 - \frac{1}{n^2}$ ，可解得

$$\rho = \frac{h}{2\sqrt{1 - \alpha \sin^2 \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}}} \quad (c)$$

^① 跃度表示加速度和惯性力对于时间的变化率。

表 1.1 从动件基本运动规律的运动特性

运动规律	运动方程式		推程运动线图
	推程	回程	
等速运动 (直线)	$s = \frac{h\phi_1}{\phi_0}$ $v = \frac{h\omega}{\phi_0}$ $a = 0$	$s = h\left(1 - \frac{\phi_1}{\phi_0}\right)$ $v = -\frac{h\omega}{\phi_0}$ $a = 0$	
等加速等 减速运动 (抛物线)	等加速段		
	$s = 2h\left(\frac{\phi_1}{\phi_0}\right)^2$ $v = \frac{4h\omega}{\phi_0^2}\phi_1$ $a = \frac{4h\omega^2}{\phi_0^2}$ $j = 0$	$s = h - 2h\left(\frac{\phi_1}{\phi_0}\right)^2$ $v = -\frac{4h\omega}{\phi_0^2}\phi_1$ $a = -\frac{4h\omega^2}{\phi_0^2}$ $j = 0$	
余弦加速 度运动 (简谐曲线)	等减速段		
	$s = h - 2h\left(1 - \frac{\phi_1}{\phi_0}\right)^2$ $v = \frac{4h\omega}{\phi_0}\left(1 - \frac{\phi_1}{\phi_0}\right)$ $a = -\frac{4h\omega^2}{\phi_0^2}$ $j = 0$	$s = 2h\left(1 - \frac{\phi_1}{\phi_0}\right)^2$ $v = -\frac{4h\omega}{\phi_0}\left(1 - \frac{\phi_1}{\phi_0}\right)$ $a = \frac{4h\omega^2}{\phi_0^2}$ $j = 0$	
余弦加速 度运动 (简谐曲线)	$s = \frac{h}{2}\left(1 - \cos \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}\right)$ $v = \frac{h\pi\omega}{2\phi_0} \sin \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}$ $a = \frac{h}{2}\left(\frac{\pi\omega}{\phi_0}\right)^2 \cos \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}$ $j = -\frac{h}{2}\left(\frac{\pi\omega}{\phi_0}\right)^3 \sin \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}$	$s = \frac{h}{2}\left(1 + \cos \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}\right)$ $v = -\frac{h\pi\omega}{2\phi_0} \sin \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}$ $a = -\frac{h}{2}\left(\frac{\pi\omega}{\phi_0}\right)^2 \cos \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}$ $j = \frac{h}{2}\left(\frac{\pi\omega}{\phi_0}\right)^3 \sin \frac{\pi\phi_1}{\phi_0}$	