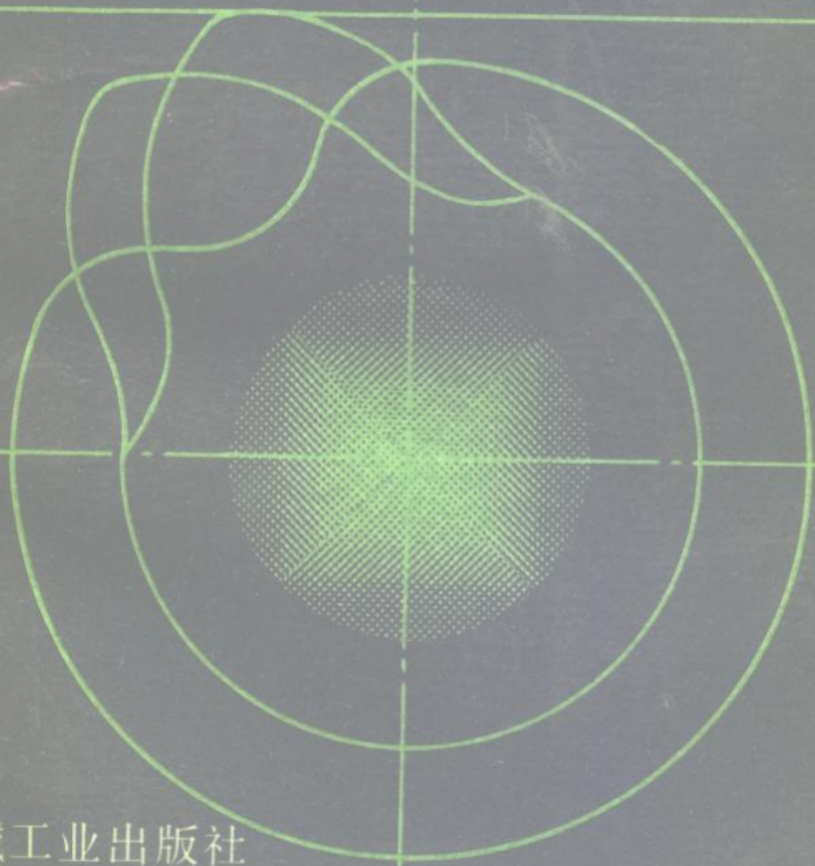


# 自动机械的凸轮机 结构设计

● 彭国勋 ● 肖正扬 编著

ZIDONGJIXIEDETULUNJIGOUSHEJI



● 机械工业出版社

# 自动机械的凸轮机构设计

彭国勋 肖正扬 编著



机械工业出版社

## 内 容 简 介

本书较全面地介绍了自动机械的凸轮机构设计的新理论与新方法。如凸轮机构的运动规律、运动学分析、静力学分析、动力学分析与综合以及工程设计、加工制造等，并以计算机辅助设计为重点，系统阐述了有关凸轮机构的设计理论、计算方法、程序编制与设计实例，反映了国内外有关自动机械凸轮机构设计研究的最新成果。

本书可作为大、专院校机械类专业师生与新研究生的参考教材，也可供从事各种自动机械设计、制造与维修、使用部门的工程技术人员参考。

## 自动机械的凸轮机构设计

肖正球 编著

责任编辑：王正球 版式设计：冉晓华  
责任印制：王国光 责任校对：熊天荣

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）  
(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本  $850 \times 1168^{1/32}$  · 印张  $12^{1/2}$  · 字数 326 千字  
1990 年 12 月北京第一版·1990 年 12 月北京第一次印刷  
印数 0,001—3,260 · 定价：13.00 元

\*

ISBN 7-111-01468-5/TH · 257

# 前 言

凸轮机构作为机械式信息贮存与传递的基本元件，被广泛地应用于各种自动机械中。

近年来，我国各工业部门对提高生产率与产品质量起重要作用的自动机械的需求量日益增长。许多企业引进的国外先进技术中，自动机械占有很大的比重。然而，我国工程技术人员在研制各种自动机械产品，消化、吸收引进技术或样机的过程中，普遍感到凸轮机构的设计理论及制造技术比较复杂，因此，研究凸轮机构的设计理论和方法已成为开发自动机械新产品的关键之一。但是，在我国，有关凸轮机构设计的资料、图书相当匮乏；虽然有少量专著或译著出版，但远远不能满足广大工程技术人员的需要。

早在本世纪初，国外便有介绍凸轮机构设计理论的专著出版。早期著作主要是为满足内燃机配气阀凸轮轴和低速自动机械凸轮机构设计的需要。随着自动机械向高速化发展，从50年代开始，一些发达国家陆续出版了一些高速自动机械凸轮机构设计的专著。近年来，随着计算机与数控技术的发展，凸轮机构的设计理论和制造技术有了重大突破。为此，本书作者在收集国内外有关资料的基础上，结合近年来在凸轮机构教学与科研工作中的实践，编撰了本书，以飨读者。

本书着重于全面阐述自动机械凸轮机构设计的新理论与新方法以及有关材料、制造等技术问题。为满足工程设计与制造的实际需要，本书既给出了完整的计算公式，又附有一些实用的图、表和设计实例，以及有关凸轮机构计算机辅助设计的程序框图，力求反映当今这一领域的最新研究成果。本书可供从事各种自动机械设计、制造与维修的工程技术人员参考，也可作为大、专院

#### IV

校机械原理与机构学等课程或研究生课程的补充教材。

本书第一、二、五、六、七、八章由彭国勋编写，第三、四章由肖正扬编写。在编写过程中，承蒙西安交通大学来虔教授对书稿进行了全面审阅，提出了许多宝贵意见；西北轻工业学院田惠民、曹巨江等同志对本书编写工作给予了大力协助，在此一并致谢。

限于作者水平，书中难免有不妥之处，请读者批评指正。

编者

1988年6月

# 目 录

## 前言

第一章 绪论	1
第一节 凸轮机构在自动机械中的作用	1
第二节 凸轮机构速度类型的判别	3
第三节 凸轮机构的分类	5
第四节 凸轮机构的发展概况	10
第二章 凸轮机构的运动规律	19
第一节 引言	19
一、传递函数的类型	19
二、运动参数的无因次化	21
三、运动规律的特性值	22
第二节 基本运动规律	24
一、等速运动规律	24
二、等加速度运动规律	25
三、梯形运动规律	25
四、圆弧运动规律	31
五、简谐运动规律	31
六、摆线运动规律	32
七、椭圆运动规律	34
第三节 简谐梯形组合运动规律	36
一、修正等速运动规律	37
二、修正梯形运动规律	40
三、修正正弦运动规律	40
四、通用简谐梯形运动规律	41
第四节 多项式运动规律和富氏级数运动规律	48
一、幂函数多项式运动规律	48
二、富氏级数运动规律	55

三、其他多项式函数运动规律	61
第五节 指数函数运动规律	63
第六节 凸轮机构运动规律的选用	64
第三章 平面凸轮机构的运动学分析	67
第一节 平面啮合基本原理	67
一、一对定轴转动的平面共轭曲线	68
二、一对作平面运动的共轭曲线	76
三、共轭曲线的曲率	79
第二节 基本平面凸轮机构的轮廓及其压力角、曲率半径的计算	82
一、基本平面凸轮机构的轮廓曲线的通用计算方法	83
二、压力角	88
三、刀具中心轨迹	93
四、曲率半径	95
第三节 平行分度凸轮机构	95
一、主要特点和基本参数	96
二、凸轮轮廓的约束条件	100
三、设计步骤	111
第四章 空间凸轮机构的运动学分析	114
第一节 空间凸轮机构轮廓曲面的通用计算方法	114
第二节 常用空间凸轮机构轮廓曲面的计算及其通用程序框图	125
一、摆动从动件圆柱空间凸轮机构—— $z$ 向排列滚子从动件空间凸轮	125
二、直动从动件圆柱空间凸轮机构	132
三、滚子齿式空间凸轮机构—— $x$ 向排列滚子从动件空间凸轮	133
第三节 空间凸轮曲面的压力角与曲率分析	138
一、空间凸轮机构的压力角计算	138
二、空间凸轮曲面的曲率分析	140
第四节 空间分度凸轮机构的设计计算	146
一、引言	146
二、圆柱分度凸轮机构的设计参数选择	146
三、圆柱分度凸轮轮廓的设计计算	150

四、滚子齿式（凹桶形）分度凸轮机构的设计计算 .....	156
第五章 凸轮机构的受力分析 .....	161
第一节 载荷分析 .....	161
一、工作载荷 .....	161
二、惯性力 .....	161
三、阻尼力 .....	162
四、封闭力 .....	162
五、实例 .....	162
第二节 基型凸轮机构的受力分析 .....	165
第三节 转化摩擦系数 .....	167
一、从动滚子 .....	167
二、悬臂型直动从动杆 .....	168
三、摆动从动杆 .....	170
四、圆柱凸轮机构 .....	173
第四节 凸轮机构的效率 .....	175
第五节 力封闭弹簧参数的优化 .....	177
第六节 接触应力计算 .....	178
第六章 凸轮机构的动力学分析与综合 .....	185
第一节 引言 .....	185
第二节 动力学模型的建立 .....	187
一、实际机构的简化 .....	187
二、构件离散参数的确定 .....	189
三、传动比与参数转化 .....	191
四、非线性参数 .....	195
五、实例 .....	201
第三节 凸轮机构的动力学分析 .....	207
一、集中参数模型动力学微分方程的建立 .....	207
二、集中参数模型动力方程的解法 .....	220
三、动力学响应的频域表示法 .....	232
第四节 凸轮机构的动力学综合 .....	242
一、凸轮机构按单自由度模型的综合 .....	242
二、非设计工况下的凸轮轮廓综合 .....	245



三、影响因素分析 .....	248
第七章 凸轮机构的设计 .....	254
第一节 几何尺寸及轮廓曲线的设计 .....	254
一、设计步骤与内容 .....	254
二、设计实例 .....	263
第二节 结构设计 .....	269
一、平面凸轮 .....	269
二、空间凸轮 .....	272
三、从动件 .....	273
第三节 凸轮机构的摩擦学问题 .....	277
一、油膜厚度分析 .....	277
二、材料匹配 .....	282
第四节 凸轮机构的优化设计 .....	283
一、优化模型的建立 .....	283
二、平板凸轮机构按最小尺寸的优化设计 .....	286
三、按最佳尺寸的凸轮优化设计 .....	290
四、凸轮机构的动力学优化设计 .....	291
第八章 凸轮的制造 .....	293
第一节 概述 .....	293
第二节 凸轮的仿形加工 .....	295
一、机械仿形 .....	296
二、液压仿形 .....	299
三、数控仿形 .....	300
第三节 凸轮的数控加工 .....	301
一、数控加工的优越性 .....	301
二、基本原理 .....	302
第四节 凸轮体的检测 .....	311
一、比较测量法 .....	312
二、功能检验法 .....	312
三、直接测量法 .....	313
第五节 凸轮 CAD/CAM 系统及其发展前景 .....	318
一、计算机辅助设计 .....	318

二、计算机辅助制造 .....	322
三、CAD 与 CAM 一体化 .....	324
四、展望 .....	326
附录 .....	328
附录 I 复极矢量 .....	328
一、复极矢量 .....	323
二、矢量的回转与坐标系的回转变换 .....	329
三、矢量函数 .....	330
四、矢量的微分 .....	331
附录 II 空间回转变换张量 .....	334
一、矢量的反对称张量、自并矢张量与补并矢张量 .....	334
二、空间矢量回转变换张量 .....	337
三、回转变换张量函数及其微分 .....	344
附录 III 空间曲线和空间曲面微分几何基本知识 .....	345
一、空间曲线 .....	345
二、空间曲面 .....	347
三、曲面上的曲线及其切向矢量, 曲面上的切平面 与法向矢量 .....	348
四、曲面的第一基本形式和第二基本形式 .....	349
五、曲面的法曲率、主曲率 .....	351
附录 IV 空间啮合原理简介 .....	355
一、空间啮合曲面方程的求解 .....	355
二、空间啮合曲面的曲率分析 .....	356
附录 V 常用构件的等效刚度与等效质量 .....	360
附录 VI 凸轮机构典型零部件的动力学模型 .....	369
附录 VII 凸轮机构简化为四自由度动力学模型的分析 .....	372
参考文献 .....	383

# 第一章 绪 论

## 第一节 凸轮机构在自动机械中的作用

当前，机械产品正沿着两个方向发展：一是大型化、自动化、精密化、高速化和成套化；二是小型化、多功能、结构简单、使用可靠和成本低廉。在此发展进程中，各种各样的自动机械占有令人瞩目的重要地位。

随着微电子技术的发展，微机控制的自动机械也有了较快的发展。然而，由于它受运行速度、可靠性与价格等因素的限制，在较长时期内仍然不可能大量取代采用凸轮及其组合机构的自动机械。以凸轮机构为核心，已发展出成千上万种高效、小型、简易、精密、价廉的自动机械，遍布各行各业。例如自动包装机、自动成型机、自动装配机、自动机床、纺织机械、农业机械、印刷机械、自动办公设备、自动售货机、电子元件的自动加工机械、自动化仪表、服装加工机械，以及各种轻工自动机械等。

凸轮机构之所以能在上述自动机械中获得如此广泛的应用，是因为它兼有传动、导向及控制机构的各种功能。当凸轮机构用作传动机构时，可以产生复杂的运动规律，包括变速范围较大的非等速运动，乃至暂时停留或各种步进运动。凸轮机构也适宜于用作导向机构，使工作机构产生复杂的运动轨迹。当凸轮机构用作控制机构时，可以控制执行机构的自动工作循环，或作为函数发生器。凸轮机构作为机械式运动传递与信息储存的基本元件时，具有构件数少和空间体积小等固有的特点。当然，由于凸轮机构是高副机构，制造较难，其应用范围受到一定的限制。表 1-1 列出了凸轮机构与连杆机构和液、气、电气元件组成的传动或控制机构的性能比较。

表1-1 凸轮、连杆与液、气、电机机构的比较

性 能	凸 轮	连 杆	液、气 电系统
制 造 容 易 性	困 难	简 单	变 化 的
设 计 容 易 性	简 单	复 杂	变 化 的
应 用 范 围	没 有 限 制	限 制 参 数 的 数 目	理 论 上 没 有 限 制
可 调 节 性	好	不 好	极 好
磨 损 的 影 响	起 决 定 作 用	不 起 决 定 作 用	变 化 的
承 载 能 力	中 等	高	低
紧 凑 性	好	差	极 好
润 滑	重 要	简 单	变 化 的
调 整	要 求 高	通 常 要 求 不 高	通 常 要 求 不 高
平 衡	简 单	直 接 的 但 不 是 明 显 的	简 单
运 转 速 度	中	高	低
加 速 度 峰 值	设计时低, 实际上可能高	比凸轮高20~30%	低速可控制的
噪 声	好	极 好	差
可 靠 性	好	极 好	差
运 转 精 度	好	极 好	差
能 量 消 耗	低	低	中 等 到 高
同 步 作 用	好	极 好	差
对 加 工 误 差 的 敏 感 度	高	低	低

随着计算机辅助设计/计算机辅助制造 (CAD/CAM) 技术的日益普及, 新材料与热处理新工艺的发展, 凸轮的设计与制造已变得十分方便而精确, 凸轮的使用寿命大幅度延长, 制造成本不断下降。可以预计, 凸轮机构在自动机械中的应用范围, 将越来越广泛, 其工作性能将获得明显的改善, 从而将更好地促进自动机械的发展。

## 第二节 凸轮机构速度类型的判别

表 1-1 “运转速度”一栏中的“高、中、低”分类，是相对而言的。凸轮机构在自动机械中大多处于中速状态下运行。但是，这并不意味着凸轮机构不能在高速状态下运转。

这里，有必要对机构速度类型的概念进行讨论。要注意，凸轮机构的速度类型与它的运转速度并不是一回事。如果某一凸轮机构属于高速机构，即一方面这一机构要在较高速度下运行，另一方面要求对这一机构进行动力学分析与综合，以便获得满意的工作性能。然而，对于低速凸轮机构，设计者就不必费心去进行复杂的动力学研究，只要进行运动学与静力学分析与综合就可以了。

几十年来，不少机构学家都在探讨建立一个合理而实用的机构速度类型的判别准则。最初，人们仅仅把凸轮转速作为速度类型高低的判别准则。例如，有人提出凸轮转速超过  $500\text{r/min}$  的凸轮机构叫做高速凸轮机构。对于同一类型的特定凸轮机构，按此判别，具有一定的参考价值，但没有普遍意义。因为某些自动机械中的凸轮机构运转时的惯性力较大，而刚度不高，即使转速低于  $500\text{r/min}$ ，仍会产生强烈的振动。于是苏联学者奥尔尼科夫（Орликов）在早期著作〔1〕中提出了按机构所受惯性力  $F_i$  与所受静载荷  $F_s$  之比  $F_i/F_s$  来判别凸轮机构的速度类型，即：

$F_i/F_s < 1/4$  —— 低速机构

$1/4 < F_i/F_s < 4$  —— 中速机构

$F_i/F_s > 4$  —— 高速机构

这种判别准则很直观地反映了机构转速越高，动载荷越大这一事实，但这仅是一种经验性的处理方法。因为凸轮机构受惯性力作用产生的振动大小与机构的刚度、阻尼和运动规律等动力学参数有关。刚度很好的凸轮机构，即使转速很高，惯性力很大，振动也不很明显，因而不能只凭惯性力的大小判别凸轮机构的速度类型。事实上，有些自动机械的静载荷只有摩擦阻力，它相对

于惯性力可以忽略不计；如果按上述判别准则，就会得出这些自动机械的凸轮机构不管在何种情况下均为高速机构的荒谬结论。

对于多数自动机械的凸轮机构，由于工作载荷不大，构件较轻，其惯性力是主要的激励力，有的学者提出按从动件的加速度或速度大小来判别凸轮机构的速度类型，即

$$a_n \leq 1g \text{ (或 } v_n = 1 \text{ m/s)} \text{——低速机构}$$

$$1g < a_n \leq 3g \text{ (或 } 1 \text{ m/s} < v_n \leq 2 \text{ m/s)} \text{——中速机构}$$

$$3g < a_n \leq 8g \text{ (或 } 2 \text{ m/s} < v_n \leq 3 \text{ m/s)} \text{——高速机构}$$

式中， $a_n$ 、 $v_n$  为从动件的最大加速度和最大速度； $g$  为重力加速度。

在一般情况下，上述经验判别准则能够满足工程设计需要。但对动力性能要求高的机械，这种准则显然不够合理。

由机构动力学的一般原理可知，当机构运转速度 ( $\omega_d$ ) 接近其固有频率 ( $\omega_n$ ) 时，其振幅最大。据此，美国学者梯萨尔 (Tesar) 与马修 (Matthew) 在他们的专著<sup>[2]</sup>中提出按比值  $\omega_d/\omega_n$  来判别机构的速度类型，令

$$\omega_d/\omega_n = 10^{-d} \quad (1-1)$$

则判别准则为

$$d = 3 \text{ ——低速机构}$$

$$d = 2 \text{ ——中速机构}$$

$$d = 1 \text{ ——高速机构}$$

式 (1-1) 中的机构固有频率  $\omega_n$ ，可通过把机构简化为单自由度系统模型，由该系统的等效质量  $m$  与等效刚度  $k$  求得，即

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \quad (1-2)$$

这一判别准则反映了机构设计运行转速偏离机构固有频率的程度。若  $d \approx 1$ ，意味着机构在与固有频率对应的共振峰附近运行，振动比较明显；相反，若  $d > 3$ ，则机构在远离共振峰的情况下运行，振动将很小。这样，式 (1-1) 就从本质上反映了影响机构动力学行为的多方面因素，比单纯以转速或惯性力大小的判别准则前进了一大步。实践表明，梯萨尔等人的判别准则偏于保

守，而且没有考虑运动规律的影响。

德国学者伏尔默 (Volmer) 在其专著〔3〕中指出：“是否应该对一个凸轮机构可能产生的振动加以分析，要取决于从动件的弹性及其最低自振频率，并取决于运动规律以及凸轮的驱动转速”。遗憾的是，伏尔默提到了运动规律的影响，却引用了与前一准则相似的数据，即

$$15 < T/\tau < \infty \text{——低速机构}$$

$$6 < T/\tau \leq 15 \text{——中速机构}$$

$$0 < T/\tau \leq 6 \text{——高速机构}$$

式中， $T$ 为从动件的激振周期，即运动区段的周期； $\tau$ 为自由振动的振动周期。

这一判别准则仍然没有考虑凸轮的运动规律的影响。最近，孔午光等人提出了根据凸轮运动规律、系统固有频率和转速，并用响应谱来进行凸轮机构速度类型判别的新方法〔4〕。

关于响应谱的细节，将在第六章中讨论。对于一个确定的凸轮机构，改变运动规律或凸轮轮廓，即可测出或算出在一定凸轮转速下从动件动力学响应（位移、速度或加速度随 $T/\tau$ 的变化曲线）。这一曲线就称为响应谱。常见运动规律的响应谱的波形幅值大体上随 $T/\tau$ 的增大迅速衰减。当 $T/\tau$ 大到一定程度时，波幅趋于稳定，幅值很小，接近于静态处理的结果。当 $T/\tau$ 较小时，波幅的包络线斜率较大，这时的波幅值也较大，属于应进行动力学分析的范围。当 $T/\tau$ 很小时，由于响应波幅剧增，机构便无法正常工作。

由于响应谱只与运动规律有关，在第六章给出了某些典型运动规律的响应谱，设计者只须根据所设计的凸轮机构的固有频率（或 $\tau$ ）及凸轮的转速（或 $T$ ），即可查出相应的响应谱。根据对凸轮机构的工作精度要求，即可判别这一机构的速度类型。

### 第三节 凸轮机构的分类

凸轮机构一般由三个零件组成：凸轮、从动件与支架，如图

1-1 所示。凸轮与从动件之间保持高副接触，二者并可在机架上转动或滑动。

凸轮机构可以按照输入/输出运动的型式以及从动件结构和凸轮的形状等进行分类。

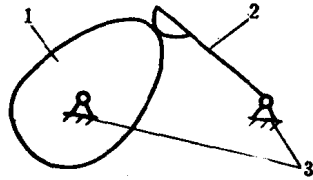


图1-1 凸轮机构的基本组成  
1—凸轮 2—从动件 3—机架

### 1. 输入/输出运动型式

#### (1) 旋转凸轮-直动从动件

(图1-2 a)

#### (2) 旋转凸轮-摆动从动件

(图1-2 b)

#### (3) 移动凸轮-直动从动件 (图1-2 c)

#### (4) 移动凸轮-摆动从动件 (图1-2 d)

#### (5) 固定凸轮-直动从动件 (图1-2 e)

#### (6) 固定凸轮-旋转从动件 (图1-2 f)

#### (7) 双输入凸轮机构 (图1-2 g, h, i, j)

#### (8) 旋转主动件-逆凸轮从动件 (图1-2 k)

### 2. 从动件端部结构

#### (1) 尖端从动件 (图1-3 a)

#### (2) 滚子从动件 (图1-3 b)

#### (3) 平底从动件 (图1-3 c)

#### (4) 球面从动件 (图1-3 d)

#### (5) 曲面从动件 (图1-3 e)

除了按从动件端部形状分类之外，根据从动杆轴线是否与凸轮轴线相交，凸轮机构又可分为对心式 (图1-3 a、b) 与偏置式 (图1-3 c、d)。

### 3. 凸轮形状

#### (1) 平板或盘形凸轮

1) 力封闭式，如图 1-3 所示。这类盘形凸轮机构的从动件在与凸轮转轴相垂直的平面内运动，并靠重力 (图1-3 a)、弹簧 (图1-3 b) 或气压 (图1-3 c) 等外力使从动杆与凸轮轮廓始终



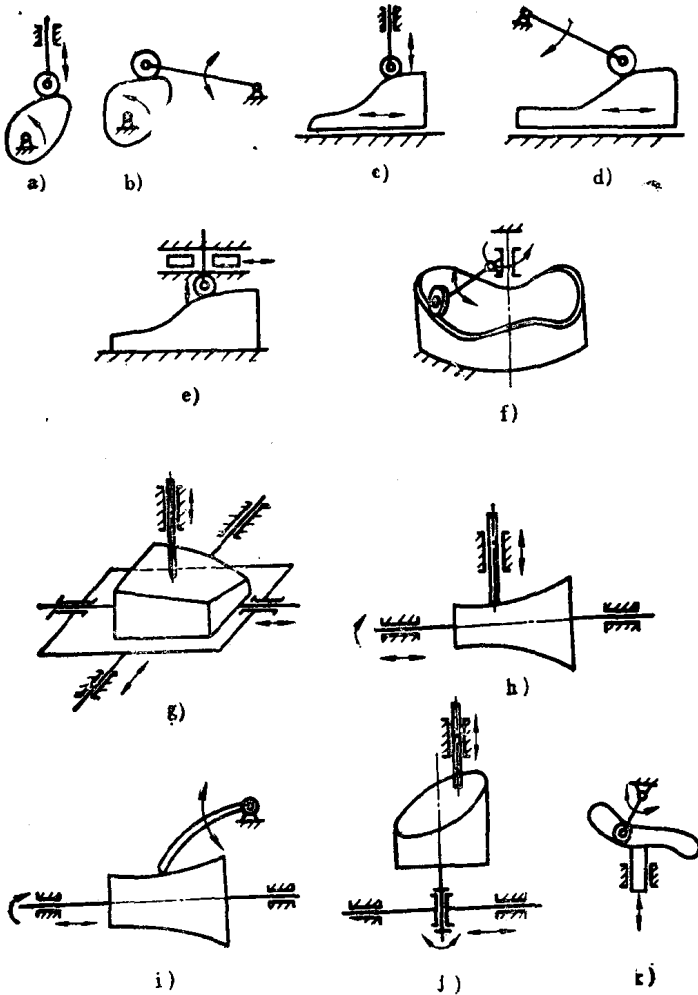


图1-2 凸轮机构的运动型式

- a) 旋转/直动 b) 旋转/摆动 c) 移动/直动 d) 移动/摆动 e) 固定/直动 f) 固定/旋转 g) 双向移动/直动 h) 鼓形凸轮旋转与移动/直动 i) 旋转与移动/摆动 j) 端面凸轮移动与旋转/直动 k) 旋转/直动

保持接触，通常称为力封闭式凸轮。

2) 几何封闭式。这类盘形凸轮机构的从动件与凸轮轮廓是靠凸轮的几何形状来保持接触的。如图1-4 a 所示，为常见的槽凸轮结构，从动滚子只能在沟槽内运动。有的凸轮轮廓为突起的肋，