

高等学校教学参考书

机械原理丛书

高速凸轮

孔午光 编

47

高等教育出版社

本书是机械原理丛书之一。

本书以介绍高速凸轮机构的动力学为主,同时对材质、加工、摩擦学等方面的基本知识和发展概况作了简要介绍。

本书可作为高等工业学校机械类专业机械原理课程的补充教材或选修课的专题教材,也可供有关的教师、研究生及工程技术人员参考。

高等学校教学参考书

机械原理丛书

高 速 凸 轮

孔午光 编

*

高等教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

北京印刷一厂印装

*

开本 850×1168 1/32 印张 2.75 字数 60,000

1986年8月第1版 1986年8月第1次印刷

印数 00,001—2,630

书号 15010·0761 定价 0.60 元

前 言

凸轮机构处于较低转速下工作时,可以作为刚性系统处理。但在高速下运转时,由于惯性力引起的构件弹性变形将严重影响机构的真实运动,因此在分析或设计高速凸轮机构时,必须按弹性系统考虑,在处理的原则和方法上都与刚性系统有所不同。同时,为了保证机构在高速运转时,具有预期的运动精度,并能持久地保持这种精度,则不仅需要研究其运动学、动力学问题,还涉及材质、加工和摩擦学问题。加之,近几十年来,由于电子计算机的广泛应用和相邻学科的发展,促使高速凸轮理论的研究不断深入。因此,可以说,高速凸轮是一个内容非常丰富、涉及多种学科的综合性问题。

本书为机械原理丛书之一。由于篇幅的限制,不能就高速凸轮作全面深入的论述。我们将以高等工业学校机械类专业所修课程为基础,就高速凸轮机构的基本问题(主要是动力学方面的问题)作一概论介绍,并扼要提及有关材质、加工和摩擦学等方面的基本知识和发展简况,为读者进一步研究高速凸轮问题提供一定的基础。

本书在编写过程中,参考引用了一些国内外有关文献资料,同时也综合了西安交通大学机械原理及零件教研室高速凸轮研究组的某些成果。编者在此谨向这些文献的作者和参加凸轮研究组工作的黄念椿、赵卫军、王晶等以及为本书精心绘制插图的郭安群同志表示衷心的感谢。

本书承合肥工业大学丁爵曾教授和哈尔滨工业大学孙序樾副教授悉心审阅,提出了很多宝贵意见,一并表示衷心感谢。

限于编者水平,错误和不妥之处在所难免,请读者批评指正。

孔午光

1985年于西安交通大学

4/25/84

目 录

第一章 概论	1
§ 1-1 凸轮机构的发展动向	1
§ 1-2 凸轮机构的静态设计和动态设计	2
第二章 运动曲线概论	5
§ 2-1 运动曲线及其无量纲表示	5
§ 2-2 运动曲线的特征值	7
§ 2-3 运动曲线的评定和选择	10
§ 2-4 运动曲线的通用程序	11
第三章 高速凸轮机构动力学	14
§ 3-1 概论	14
§ 3-2 动力学模型和运动方程	19
§ 3-3 确定从动系统工作端真实运动的方法	31
第四章 高速凸轮运动曲线设计	47
§ 4-1 高次多项式运动曲线	47
§ 4-2 多项动力凸轮运动曲线	52
§ 4-3 用有限差分法设计凸轮运动曲线	54
§ 4-4 组合运动曲线	58
§ 4-5 过渡段运动曲线的设计	61
第五章 凸轮机构的强度计算和摩擦学问题	62
§ 5-1 表面接触挤压应力的计算	62
§ 5-2 高速凸轮的摩擦学问题	64
第六章 凸轮副的材质和加工	73
§ 6-1 凸轮副的材质	73
§ 6-2 凸轮机构的精度	76
§ 6-3 凸轮的加工	77
主要参考文献	84

500000

高等学校教学参考书

机械原理丛书

高速凸轮

孔午光 编

高等教育出版社

标或绘出廓线图形，而由计算机和数控机床直接根据所赋原始参数进行加工。

4) 测试技术和分析技术的发展为掌握和分析凸轮机构高速运转时的真实工作情况、鉴别设计可靠性提供了有效的手段。凭借实验来进行高速凸轮的研究，在目前仍是必不可少的。

5) 利用相邻学科的研究成果，促进高速凸轮研究工作的深化。例如：应用摩擦学的新近成果来分析凸轮和从动件接触区域的工作情况，就为探索延长寿命的途径提供了良好的基础。又如：对凸轮机构整体优化设计、系统动力响应的频谱分析、系统的随机振动分析等方面的研究，也都有赖于相邻学科的发展。

此外，关于材料的选配和处理、润滑剂和润滑方式的选择以及系统结构布置等方面的研究工作，近年来也取得了相当大的进展，这些对提高和改善高速凸轮的工作性能都有很大影响。同时，无论用于哪一种机器的高速凸轮，其设计都将涉及很多与专业有关的问题。因此，高速凸轮的研究是一个相当复杂的综合性课题，内容非常丰富，远远超过了机构学的范畴，而成为一个跨学科的问题。

§ 1-2 凸轮机构的静态设计和动态设计

所谓凸轮机构通常是指由主动构件凸轮开始，到从动系统末端的工作构件为止的整个系统。在图 1-1 所示的内燃机配气凸轮机构中，就包括：凸轮 1、挺杆 2、推杆 3、摇臂 4、气门 5 和机架（缸体）6 等。在图 1-2 所示的自动机床刀架进给凸轮机构中，包括：凸轮 1、摆杆 2、齿轮 3、齿条（刀架）4 和机架 5 等。此外还需要考虑锁紧装置（例如锁紧弹簧）的作用。在凸轮机构中，除主动凸轮以外的运动链，统称为从动系统。在从动系统中，与凸轮接触的一端称为从动系统凸轮端，简称凸轮端。如图 1-1 中的挺杆和图 1-2 中的摆杆。而从动系统的末端，即工作构件一端，称为从动系统工

作端，简称工作端。如图 1-1 中的气门和图 1-2 中的刀架。通常凸轮端的运动规律受控于凸轮廓线，而工作端的运动规律除与凸轮廓线有关外，还受到系统的组成和工作条件的影响。

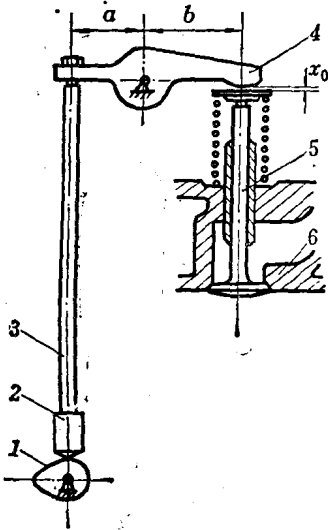


图 1-1 内燃机配气凸轮机构

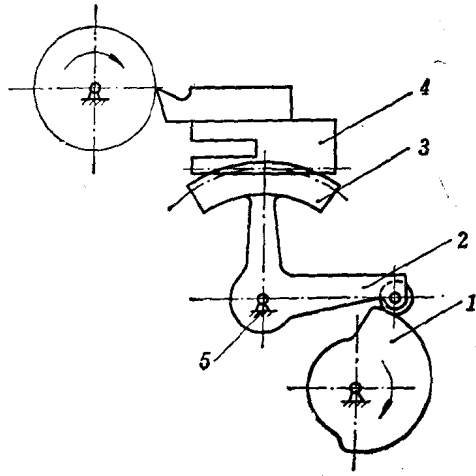


图 1-2 自动机床刀架进给凸轮机构

凸轮机构在转速较低、系统刚性较大、运动构件质量较轻时，可以忽略构件弹性变形的影响，将整个系统近似地简化为一个刚性系统。在这种情况下，工作端的运动规律取决于凸轮廓线和系统的机械传动比。若机械传动比为常数，则工作端和凸轮端的运动规律保持一定的比例关系。工作端的运动规律按机械传动比放大或缩小所得的运动规律称为当量凸轮运动规律。将凸轮机构作为刚性系统处理时，不涉及弹性变形，是一个单纯的刚体运动学问题，称为静态分析和静态设计。

当凸轮机构的运转速度较高时，就不能用静态方法处理。因为随着凸轮转速的升高，系统中运动构件的惯性力迅速增大，弹性变形亦相应增大。特别是当激振频率和系统固有频率接近时，弹

性变形急剧加大,工作端的运动规律将远远偏离凸轮廓线给定的运动规律,使系统产生强烈的振动、噪音和磨损。这种由动力特性引起的运动偏差称为动态运动偏差。在这种情况下,要确定工作端的真实运动规律或期望获得理想的输出运动,就必须将凸轮从动件系统作为弹性系统处理,计及动力特性的影响,故属动力学范畴,称为动态分析和动态设计。这也是本书将要讨论的重点。

一个凸轮机构在什么情况下需要按动态原则处理,亦即符合什么条件才算高速凸轮,是不能单纯根据工作转速来判定的,因为动态运动偏差的大小,不仅受到工作转速的影响,还与运动规律和系统的物理参量(质量、阻尼、刚度等)密切相关,这种关系可用响应谱来描述(详见第三章)。响应谱是以周期比为横坐标,响应值为纵坐标绘制的曲线(参见图 3-15、3-16)。在这里,周期比 A 定义为激振周期 t_h (如图 2-2 中所示运动区段对应的时间)和系统最低固有频率的周期 t_0 之比

$$A = \frac{t_h}{t_0} \quad (1-1)$$

综合比较各种不同运动规律的响应谱,大体上存在如下规律:

$A \geq 15$, 由于凸轮转速较低而系统固有频率较高,响应幅值较小并趋于稳定,在这种情况下可按静态处理。

$15 > A \geq 6$, 响应随 A 减小而逐渐增大,且变化情况随运动规律不同而差异较大。一般可按静态处理,但必须谨慎选择运动规律,对于要求比较严格的场合,则应按动态处理。

$A < 6$, 响应值随 A 减小而急剧增大,必须按动态处理。

必须注意,不同运动规律具有不同的响应谱,故上列范围值只能作为参考。处理方法的选择最终应以保证系统的真实运动满足工作要求为准。

第二章 运动曲线概论

运动曲线是指对从动系统中某一指定部位(例如工作端、凸轮端等)的运动规律的数学描述。

运动曲线是高速凸轮研究的核心问题,无论从什么角度来研究高速凸轮——运动学、动力学、摩擦学乃至加工方法——运动曲线都起着主导作用。因此我们先就运动曲线问题作一些必要的说明。

§ 2-1 运动曲线及其无量纲表示

讨论运动曲线时,通常设定凸轮作等角速度转动,亦即不考虑凸轮轴的弹性变形和凸轮轴的速度波动。

设凸轮的角速度 $\omega = \text{常数}(\text{rad/s})$, 则相应的凸轮转角 φ 为

$$\varphi = \omega t \quad (\text{rad}) \quad (2-1)$$

式中 t 为时间(s)。

从动系统凸轮端的位移 $y_c(\text{mm})$ 为时间或转角的函数,即

$$y_c = y_c(t) \quad \text{或} \quad y_c = y_c(\varphi) \quad (2-2)$$

从动系统工作端的位移 $y(\text{mm})$ 亦为时间或转角的函数,即

$$y = y(t) \quad \text{或} \quad y = y(\varphi) \quad (2-3)$$

在静态条件下,不考虑系统的弹性变形,则

$$y = y_c \cdot i \quad (2-4)$$

式中 i 为机械传动比。在图 1-1 所示系统中, i 就是摇臂的杠杆比,或称为摇臂比

$$i = b/a \quad (2-5)$$

在动态条件下, y_c 和 y 之间的关系要复杂得多,我们将在下一章中讨论。

在直角坐标系中,以时间(或转角)为横坐标,以从动系统的运动(位移、速度、加速度、跃动等)为纵坐标,则可用线图形式表示运动曲线。当凸轮连续转动时,运动曲线是以 2π 为周期的波动曲线。图 2-1 是一条位移曲线的示例。在讨论凸轮机构运动学时,可按具体情况取一个完整的周期作为研究对象,也可以只对上升段进行研究,如图 2-1 中的 $0\sim\varphi_h$ 段。因为上升段通常就是工作行程段,要求比较严格,而下降段工作条件比较有利,并可用类同方法进行研究,因此不作专门讨论。

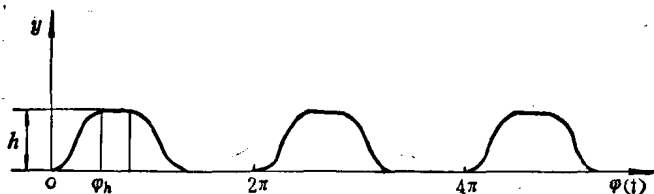


图 2-1 位移曲线

为了便于研究,将图 2-1 中的 $0\sim\varphi_h$ 段放大,绘成图 2-2,并以无量纲形式表达。当时间 t 由 0 变到 t_h (或转角由 0 变到 φ_h)时,相应的位移 y 由 0 变到 h , h 为最大位移。我们定义无量纲时间 T 和无量纲位移 Y 为:

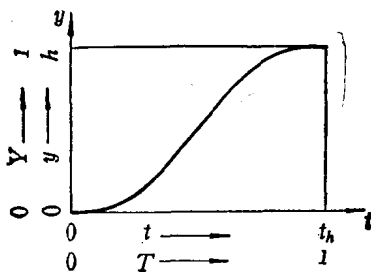


图 2-2 位移曲线工作行程段

$$T = \frac{t}{t_h} = \frac{\varphi}{\varphi_h} \quad (2-6)$$

$$Y = \frac{y}{h} \quad (2-7)$$

按上述关系,可将位移方程式(2-3)改写为无量纲形式:

$$Y = Y(T) \quad (2-8)$$

上式称为无量纲位移曲线方程式。式中: $0 \leq T \leq 1$, $0 \leq Y \leq 1$ 。边界条件为: $T=0$ 时, $Y=0$; $T=1$ 时, $Y=1$ 。

进而,将式(2-8)对 T 逐次求导,可得:

$$\text{无量纲速度} \quad V = \frac{dY}{dT} \quad (2-9)$$

$$\text{无量纲加速度} \quad A = \frac{d^2Y}{dT^2} \quad (2-10)$$

$$\text{无量纲跃动} \quad J = \frac{d^3Y}{dT^3} \quad (2-11)$$

这些无量纲量与实际的位移 y 、速度 v 、加速度 a 、跃动 j 之间的关系为:

$$y = hY \quad (\text{mm}) \quad (2-12)$$

$$v = \frac{h}{t_h} V \quad (\text{mm/s}) \quad (2-13)$$

$$a = \frac{h}{t_h^2} A \quad (\text{mm/s}^2) \quad (2-14)$$

$$j = \frac{h}{t_h^3} J \quad (\text{mm/s}^3) \quad (2-15)$$

§ 2-2 运动曲线的特征值

运动曲线,特别是用于高速凸轮的曲线,必须保证在包括始末点在内的全程范围内位移、速度、加速度曲线连续。这一条件称为连续条件,是选择评定运动曲线时必须满足的前提。此外,速度、加速度、跃动和转矩的最大值也从不同角度影响凸轮机构的工作性能,标志了不同运动曲线各自的特性,称为运动曲线的特征值,

通常以无量纲形式 V_M 、 A_M 、 J_M 、 Q_M 表示。

1. 最大速度 V_M

V_M 与运动物体质量的乘积就是最大动量。为了安全起见，希望最大动量较小，亦即要求 V_M 较小。特别是在从动系统质量很大的情况下，更应注意。例如用于驱动大型回转工作台的凸轮机构，就必须对 V_M 值加以限制。此外， V_M 值还与凸轮机构的压力角以及平底从动件的平底尺寸有关，因此，从机构结构考虑也希望 V_M 值较小。

2. 最大正负加速度 $\pm A_M$

最大正负加速度是十分重要的特征值，它是确定动态特性的主要因素之一。而最大负加速度往往还会影响凸轮和从动件之间的接触应力和锁紧弹簧的设计。在高速凸轮设计中，为了控制负加速度，常使横坐标轴上负加速度段对应长度 $[\varphi^-]$ 大于正加速度段对应长度 $[\varphi^+]$ 。其比值 $K = [\varphi^-]/[\varphi^+]$ 在各种专业机械中有一定的经验规范可循。拟定正负加速度的最大值和加速度曲线的走向，是设计高速凸轮运动曲线的关键，必须谨慎处理。

3. 最大正负跃动 $\pm J_M$

跃动表示惯性力的变化率。虽然关于跃动值的影响目前还没有明确的定论，但是减小最大跃动值，特别是在行程终了处使跃动值为零，对改善系统工作的平稳性无疑是有益的。

4. 最大扭矩 Q_M

凸轮机构工作时，除惯性负荷外，还有工作负荷、粘性负荷、弹簧负荷、摩擦负荷等。其中惯性负荷与凸轮转速的二次方成正比，而粘性负荷与转速成一次关系，至于弹簧负荷或摩擦负荷则可认为与凸轮转速无关。因此，就高速凸轮而言，惯性负荷起着主要作用，故计算凸轮轴扭矩时，可以忽略其他负荷的影响。其计算方法如下：

质量为 m 的从动件，在行程 h 内运动，如只考虑惯性负荷的

作用，则在微小时间内的输出功为 $m a d y$ 。其中 $d y$ 为微小行程。若加速度 a 按式(2-14)改用无量纲加速度 A 表示，则为

$$m a d y = m \frac{h}{l_h^2} A d y$$

与此相应的凸轮轴输入功为凸轮轴扭矩 q_c 和微小角位移 $d \varphi$ 的乘积。因输出功与输入功相等，故

$$q_c d \varphi = m \frac{h}{l_h^2} A d y \quad (2-16)$$

若将 $d \varphi$ 移至等式右侧，并代之以无量纲速度 V ，经推演可得

$$q_c = \frac{m h^2}{\varphi_h t_h^2} V A \quad (2-17)$$

式中 φ_h 和 t_h 分别为对应于升程段的凸轮转角和时间。因 $\frac{m h^2}{\varphi_h t_h^2}$ 为常数项，故扭矩的最大值必定出现在 V 和 A 的乘积最大处，因此

表 2-1 运动曲线的特征值^[8]

序号	运动曲线名称	V_M	A_M	J_M	Q_M
1	等速	1.00	∞		∞
2	等加、减速	2.00	± 4.00	∞	± 8.00
3	简谐	1.57	± 4.93	∞	± 3.88
4	摆线	2.00	± 6.28	± 39.5	± 8.16
5	等跃动	2.00	± 8.00	± 32.0	± 8.71
6	余弦修正等速	1.22	± 7.68	± 48.2	± 4.69
7	正弦修正等速	1.28	± 8.01	+201.4 -67.1	± 5.73
8	修正正弦	1.76	± 5.53	+69.5 -23.2	± 5.46
9	修正梯形	2.00	± 4.89	± 61.4	± 8.09
10	非对称修正梯形	2.00	+6.11 -4.07	± 96.0	+10.11 -6.74
11	五次多项式	1.88	± 5.77	+60.0 -30.0	± 6.69
12	梯形摆线	2.18	± 6.17	± 77.5	± 10.84

无量纲扭矩最大值 Q_M 为

$$Q_M = (VA)_M \quad (2-18)$$

表 2-1 列举了一些常用运动曲线的特征值, 可供评比和选择运动曲线时参考。如需更为详细的资料, 可查阅参考文献[8]。

§ 2-3 运动曲线的评定和选择

一般在评定和选择运动曲线时, 总希望 V_M 、 A_M 、 J_M 、 Q_M 等特征值愈小愈好。但是, 这些特征值往往是相互制约、相互矛盾的。因此需要根据具体情况分别轻重缓急进行评定和选择。

下列原则可供评定和选择运动曲线时参考:

(1) 高速轻载 各特征值大体上可按 A_M 、 V_M 、 J_M 、 Q_M 的顺序来考虑。修正梯形类型的运动曲线 A_M 值比较小, 一般认为是一种比较理想的、适用于高速轻载情况的运动曲线。它已成功地运用于工业缝纫机的移针机构等场合。但其 V_M 值较大, 因此在从动系统质量较大或其他对 V_M 之值有限制的情况下, 不宜采用。

(2) 重载低速 各特征值大体可按 V_M 、 A_M 、 Q_M 、 J_M 的顺序来考虑。这一顺序表明随着载荷的增加应注意 V_M 的影响。 V_M 值最小的运动曲线是等速曲线, 但是等速或修正等速类型的运动曲线 A_M 值不够理想, 只能用于低速。这也说明, 要兼顾 V_M 和 A_M 是困难的, 因此在高速重载条件下不宜采用凸轮机构。

(3) 中速中载 要求 A_M 、 V_M 、 J_M 、 Q_M 等特征值均等良好。而正弦类型的运动曲线各特征值比较适中, 能在相当宽广的范围内适应转速和负荷的变化, 即使在负荷条件不太明确的情况下, 使用也比较安全。因此, 正弦类型的曲线在各种自动机械中应用相当广泛。

除了上述这些一般原则之外, 在生产实际中, 设计高速凸轮运动曲线时, 还需要满足某些特定的专业要求, 因此比较复杂, 我们将在以后各章中逐步进行讨论。

§ 2-4 运动曲线的通用程序^[8]

为了适应计算机计算的需要，促使人们去研究编制能概括多种不同运动曲线的通用程序。现以正弦型曲线的通用程序为例，说明这种方法的构思。

如果我们对简谐、修正等速、修正正弦、修正梯形等常用运动曲线进行分析对比，就可以发现它们的加速度曲线都是由正弦曲线和水平直线组成的。因此，就有可能根据这种共性建立一种通用模式——正弦型凸轮运动曲线，编出通用程序。

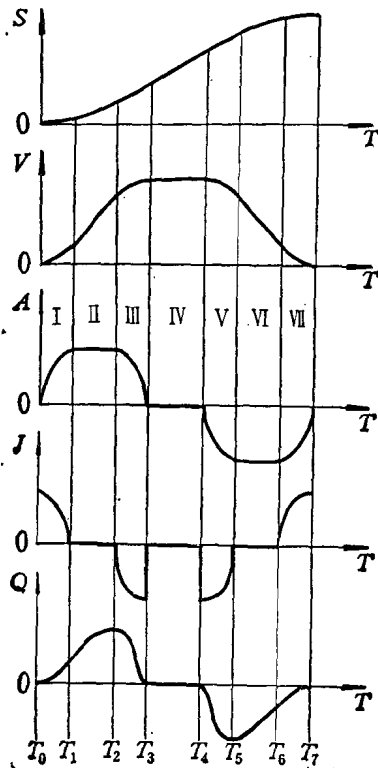


图 2-3 正弦型凸轮运动曲线

正弦型凸轮运动曲线升程段的加速度曲线是由七段基本曲线拼接而成的。如以时间为横坐标,则可分为七个区间,各个区间的运动规律和曲线形状如图 2-3 和表 2-2 所示。

如令其中某些区间的长度为零,就可以演化成不同的运动曲线。

例如:令区间 I、II、IV、VI、VII 的长度为零,即赋值 $T_0=T_1=T_2, T_3=T_4, T_5=T_6=T_7$,就构成简谐曲线,如图 2-4(a) 所示。

又如:令区间 IV 的长度为零,即赋值 $T_3=T_4$,就构成修正梯形曲线,如图 2-4(j) 所示。若再改变各区间的长度,就可以进一步调整修正梯形曲线的性能。

进一步改变所赋条件,还可以构成其他形式的运动曲线,如图 2-4 所示。这样就可以用一个程序来进行多种运动曲线的计算,同时也为探索理想设计方案提供了方便。

表 2-2

从动件上升段			简谐曲线	摆线曲线	修正梯形	梯形摆线
区 间	从动件运动规律	加速度曲线的形状	图2-4,(a)	图2-4,(g)	图2-4,(j)	图2-4,(l)
I	正加速度按正弦规律增加	$\frac{1}{2}$ 正弦波	0			
II	正等加速度	平 直 线	0	0		
III	正加速度按正弦规律减少	$\frac{1}{2}$ 正弦波				
IV	等速上升	零 直 线	0	0	0	0
V	负加速度按正弦规律增加	$\frac{1}{2}$ 正弦波				
VI	负等加速度	平 直 线	0	0		0
VII	负加速度按正弦规律减少	$\frac{1}{2}$ 正弦波	0			

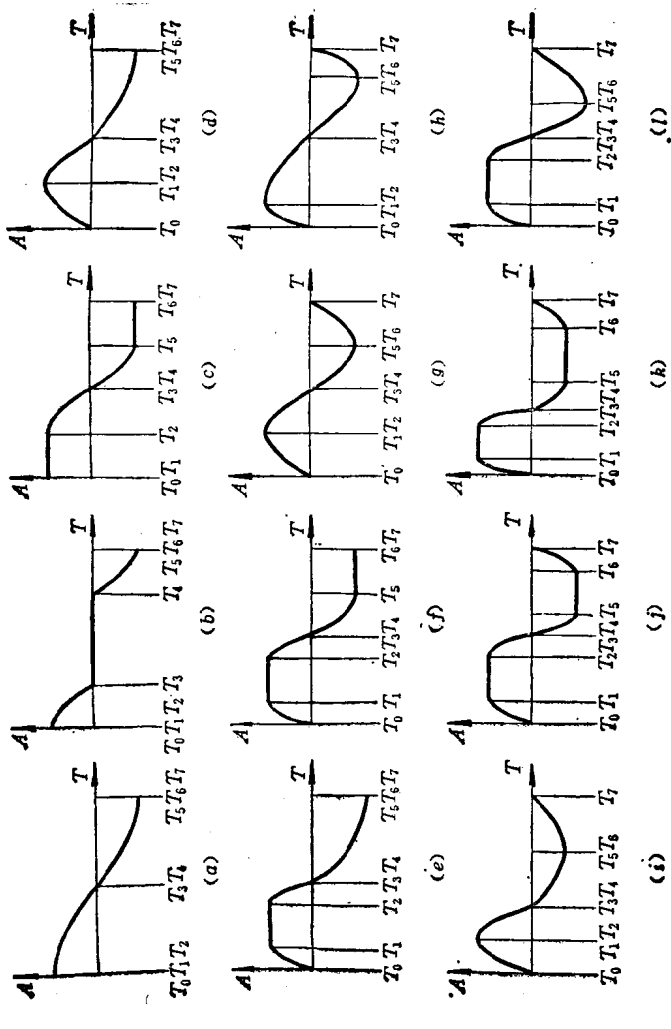


图 2-4 正弦型凸轮运动曲线示例

(a) 简谐 (b) 无停歇修正等速 (c) 无停歇修正梯形 (d) 单侧停歇修正弦 (e) 单侧停歇梯形摆线 (f) 单侧停歇修正梯形 (g) 摆线 (h) 修正摆线 (i) 修正梯形 (j) 修正梯形 (k) 不对称修正梯形 (l) 梯形摆线