

凸轮机构

凸轮机构是由具有曲线轮廓或凹槽的构件，通过高副接触带动从动件实现预期运动规律的传动机构。它广泛应用于各种机械，特别是自动机械、自动控制装置和装配生产线中。在设计机械时，当原动件做等速连续运动，要求从动件实现工作所需要的各式各样的运动规律时，常采用凸轮机构。

第一节 凸轮机构的应用和分类

一、凸轮机构的应用

如图 3-1 所示，凸轮机构是由凸轮 1、从动件 2 和机架 3 三个基本构件组成的高副机构。其中，凸轮 1 是一个具有曲线轮廓或沟槽的构件，凸轮运动时，通过高副接触可以使从动件按预期的运动规律运动。

图 3-2 所示为内燃机的配气凸轮机构，凸轮 1 以等角速度回转，它的轮廓驱使从动件

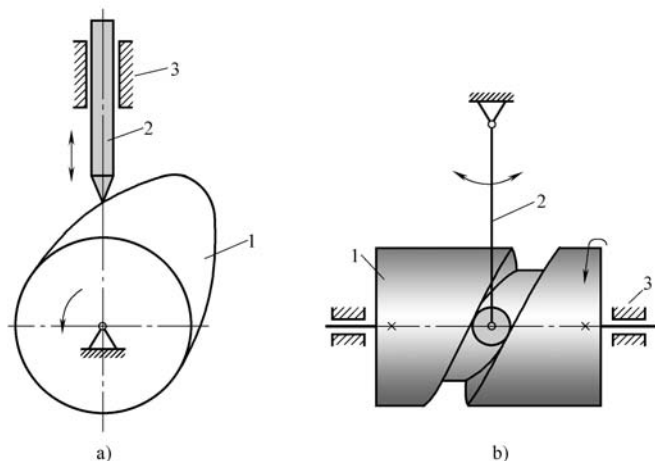


图 3-1 凸轮机构

a) 盘形凸轮 b) 圆柱凸轮

1—凸轮 2—从动件 3—机架

(气阀) 3 按预期的运动规律, 实现进气和排气的控制。

图 3-3 所示为陶瓷压机传动系统, 凸轮 1 转动时, 驱动从动件 2 做往复运动。凸轮每转一周, 从动件即从下模中推出一个陶瓷压片。

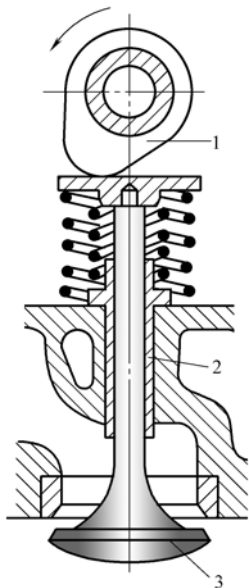


图 3-2 内燃机的配气凸轮机构

1—凸轮 2—机架 3—从动件

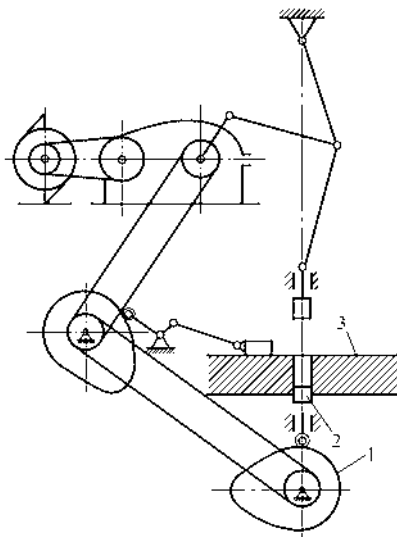


图 3-3 陶瓷压片机的传动系统

1—凸轮 2—从动件 3—机架

图 3-4 所示为冷镦机自动送料机构。等速转动的凸轮 1 使从动件 2 摆动, 从动件 2 通过连杆 3 使送料器 4 水平往复移动。凸轮每转一周, 送料器推出一个毛坯到冷镦工位。

凸轮机构结构简单, 设计方便。只要设计适当的凸轮轮廓, 便可以使从动件获得所需的运动规律。缺点是凸轮轮廓与从动件之间为点接触或线接触, 易于磨损, 通常多用于传力不大的控制机构中。如自动机床进刀机构、上料机构、印刷机、纺织机及各种电气开关中的凸轮机构。

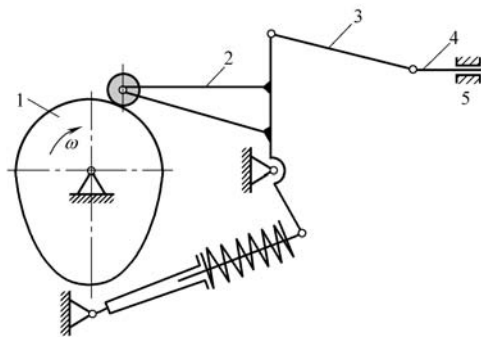


图 3-4 冷镦机自动送料机构

1—凸轮 2—从动件 3—连杆 4—送料器 5—机架

二、凸轮机构的分类

工程实际中所使用的凸轮机构形式多种多样, 常用的分类方法有以下几种。

1. 按凸轮的形状分

(1) 盘形凸轮 如图 3-1a 所示, 它是凸轮最基本的形式。凸轮形状如盘, 具有变化的向径。当它绕固定轴转动时, 可推动从动件在垂直于凸轮转轴的平面内运动。

(2) 移动凸轮 如图 3-5 所示, 这种凸轮形状如板, 可看成是回转轴心位于无穷远处的盘形凸轮。当移动凸轮相对于机架做直线运动时, 可推动从动件在同一运动平面内运动。

(3) 圆柱凸轮 如图 3-1b 所示, 这种凸轮形状如圆柱, 凸轮的轮廓曲线做在圆柱体上, 可看作是将移动凸轮卷成圆柱体形成的。在这种凸轮机构中, 凸轮与从动件之间的运动不在同一平面内, 所以属于空间凸轮机构。

2. 按从动件与凸轮接触处的结构形式分

(1) 尖端从动件 尖端从动件如图 3-6a 所示。尖端能与任意复杂的凸轮轮廓保持接触, 使从动件实现任意预期的运动。但尖端从动件与凸轮轮廓的接触是点接触, 接触应力很大, 容易磨损, 所以很少用, 只适宜于传力不大的低速凸轮机构。

(2) 滚子从动件 滚子从动件如图 3-6b 所示。为克服尖端从动件的缺点, 在从动件的尖端处安装一个滚子, 即成滚子从动件。由于滚子与凸轮轮廓之间为滚动摩擦, 摩擦磨损小, 可以承受较大的载荷, 所以是从动件中最常见的一种形式。但头部结构复杂, 质量较大, 不易润滑, 故不宜用于高速运动场合。

(3) 平底从动件 平底从动件如图 3-6c 所示。这种从动件与凸轮轮廓表面接触的端面为一平面, 不能与凹陷的凸轮轮廓相接触。这种从动件的优点是, 不计摩擦时, 凸轮对从动件的作用力始终垂直于从动件的底边, 受力平稳。凸轮与平底的接触面间易于形成油膜, 利于润滑, 传动效率较高, 常用于高速凸轮机构中。

以上三种从动件都可以相对机架做往复直线运动或做往复摆动。

3. 按从动件运动形式分

(1) 直动从动件 如图 3-1a 所示, 从动件做往复直线移动。若从动件导路通过盘形凸轮回转中心, 称为对心直动从动件。若从动件导路不通过盘形凸轮回转中心, 称为偏置直动从动件。从动件导路与凸轮回转中心的距离称为偏距, 用 e 表示。

(2) 摆动从动件 如图 3-1b 所示, 从动件做往复摆动。

4. 按锁合方式分

使凸轮轮廓与从动件始终保持接触, 即为锁合。锁合的方式有:

(1) 力锁合 靠重力、弹簧力或其他力锁合, 如图 3-2 所示的凸轮机构靠弹簧力锁合。

(2) 几何锁合 依靠凸轮和从动件的特殊几何形状锁合。图 3-1b 所示圆柱凸轮的凹槽两侧面间的距离处处等于滚子的直径, 所以能保证滚子与凸轮始终接触, 实现锁合。

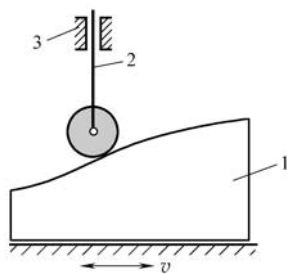


图 3-5 移动凸轮机构

1—移动凸轮 2—滚子从动件
3—机架

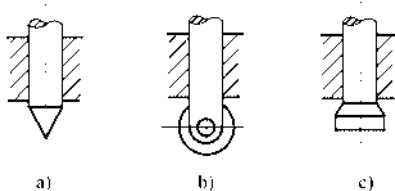


图 3-6 常用从动件的类型

a) 尖端从动件 b) 滚子从动件
c) 平底从动件

第二节 从动件的常用运动规律

从动件的工作要求决定凸轮的轮廓曲线。因此, 设计凸轮机构时, 先要根据从动件的工作要求确定其运动规律, 再根据这一运动规律设计凸轮的轮廓曲线。从动件的运动规律是指其运动参数 (位移、速度、加速度) 随时间变化的规律, 常用运动线图来表示。下面以尖

端直动从动件盘形凸轮机构为例，说明从动件的运动规律与凸轮轮廓曲线之间的相互关系。如图 3-7 所示，以凸轮轮廓的最小向径 r_0 为半径，以凸轮的转动中心为圆心所作的圆称为基圆，半径 r_0 称为基圆半径。当从动件的尖端接触凸轮轮廓上的 B 点（基圆与从动件轮廓 AB 的连接点）时，离凸轮的转动中心最近，即为从动件的起始位置。当凸轮以角速度 ω_1 逆时针转过角度 δ_1 时，从动件被推到距凸轮转动中心最远的位置（从动件的尖端与凸轮的 C 点接触），这个过程称为推程，相应移动的距离 h ，称为从动件的行程，而与推程对应的凸轮转角 δ_1 称为推程运动角。当凸轮继续回转 δ_2 时，从动件的尖端和凸轮上以 OC 为半径的 CD 段圆弧接触，从动件在最远处位置停留不动，对应的凸轮回转角 δ_2 称为凸轮的远休止角。当凸轮再继续回转 δ_3 时，从动件在弹簧力或重力的作用下，由最高点回到最低点（从动件的尖端与凸轮的 E 点接触），这一过程称为回程，而与回程对应的凸轮转角 δ_3 称为回程运动角。最后凸轮回转 δ_4 时，从动件的尖端和凸轮上以 r_0 为半径的 EB 段圆弧接触，从动件在最近位置停留不动，对应的凸轮转角 δ_4 称为近休止角。 $\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 = 2\pi$ ，凸轮刚好转过一周。当凸轮连续转动时，从动件重复上述运动。由于凸轮一般以等角速度 ω_1 转动，其转角 δ 与时间 t 成正比，即 $\delta = \omega_1 t$ 。所以，从动件的位移 s_2 、速度 v_2 、加速度 a_2 随时间 t 的运动规律，也可用从动件的上述运动参数随凸轮转角 δ 的变化规律来表示。

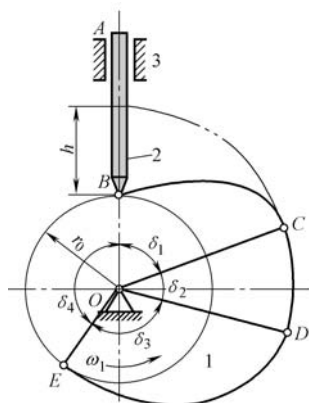


图 3-7 凸轮机构的运动分析

下面介绍几种常用从动件的运动规律。

1. 等速运动规律

从动件在推程或回程运动时，保持速度不变。在推程阶段，凸轮以等角速度 ω_1 转动，经时间 t 后，凸轮转过推程运动角为 δ_1 ，从动件的行程为 h ，则从动件的位移 s_2 、速度 v_2 、加速度 a_2 的方程为

$$\begin{aligned} s_2 &= \frac{h}{\delta_1} \delta \\ v_2 &= \frac{h}{\delta_1} \omega_1 \\ a_2 &= 0 \end{aligned} \quad (3-1)$$

从动件的运动线图如图 3-8 所示。

回程时，凸轮转过回程运动角 δ_3 ，从动件相应的由 $s_2 = h$ 逐渐减小到零。参照式 (3-1)，可导出回程做等速运动时从动件的运动方程为

$$\begin{aligned} s_2 &= h \left(1 - \frac{\delta}{\delta_3} \right) \\ v_2 &= -\frac{h}{\delta_3} \omega_1 \\ a_2 &= 0 \end{aligned} \quad (3-2)$$

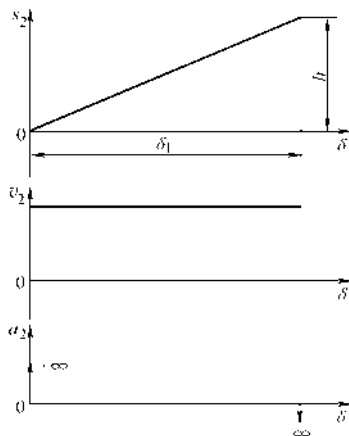


图 3-8 等速运动规律

由图 3-8 中所示的运动规律可见，位移曲线是斜直

线，速度曲线是水平线，加速度为零。在从动件推程和终止的瞬时，从动件的速度有突变，加速度及所产生的惯性力理论上均为无穷大（实际上，由于构件材料有弹性，加速度和惯性力不至于达到无穷大），导致机构产生强烈的冲击。这种冲击称为刚性冲击。刚性冲击会引起机械的振动，加速凸轮的磨损，损坏构件。所以，这种运动规律常用于低速、从动件质量不大或从动件要求做等速运动的凸轮机构中。

2. 等加速等减速运动规律

从动件在一个行程中，前半程做等加速运动，后半程做等减速运动，加速度大小相等但方向相反。此时，从动件在等加速等减速两个运动阶段的位移也相等，各为 $h/2$ 。从动件的位移 s_2 、速度 v_2 、加速度 a_2 在推程的前半段等加速运动方程为

$$\begin{aligned}
 s_2 &= \frac{2h}{\delta_1^2} \delta^2 && \square \\
 v_2 &= \frac{4h\omega_1}{\delta_1^2} \delta && \square \\
 a_2 &= \frac{4h}{\delta_1^2} \omega_1^2 && \square
 \end{aligned}
 \tag{3-3}$$

在相应推程的后半段等减速运动方程为

$$\begin{aligned}
 s_2 &= h - \frac{2h}{\delta_1^2} (\delta_1 - \delta)^2 && \square \\
 v_2 &= \frac{4h\omega_1}{\delta_1^2} (\delta_1 - \delta) && \square \\
 a_2 &= -\frac{4h}{\delta_1^2} \omega_1^2 && \square
 \end{aligned}
 \tag{3-4}$$

其运动线图如图 3-9 所示。这种运动规律的加速度曲线是水平线，速度曲线为斜直线，位移曲线为抛物线，该运动规律又称为抛物线运动规律。从图中可见，速度曲线是连续的，不会出现刚性冲击。但在运动的起点、中点和终点处，加速度存在有限值的突变，会引起惯性力的相应变化，导致机构产生柔性冲击。因此，这种运动规律只适合于中速的凸轮机构中。

等加速等减速运动规律位移曲线的作图方法如下：

- 1) 根据所选的比例尺，在 δ 坐标轴上截取线段 03 代表 $\delta_1/2$ ，过 3 点作 δ 的垂线，并在该垂线上截取线段 $33'$ 代表 $h/2$ 。将线段 03 和 $33'$ 等分成相同的份数（图中为 3 份），得分点 $1、2、3$ 和 $1'、2'、3'$ 。
- 2) 将坐标原点 0 分别与 $1'、2'、3'$ 相连，

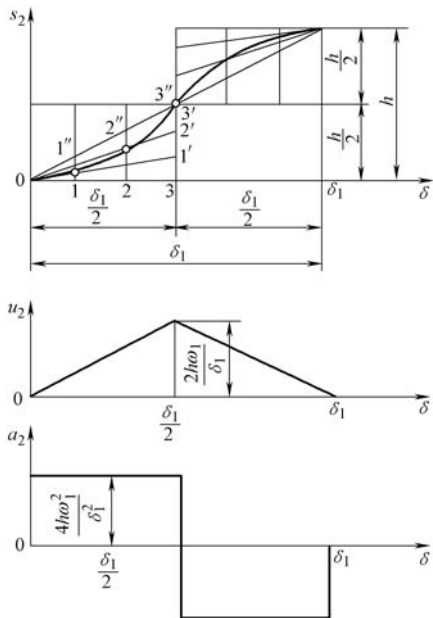


图 3-9 等加速等减速运动规律

得连线 01'、02'、03'。再过分点 1、2、3 分别作 s_2 轴的平行线，分别与连线 01'、02'、03' 相交于 1''、2''、3''。

3) 将点 0、1''、2''、3'' 连成光滑的曲线，即为等加速运动的位移曲线。后半段等减速运动规律位移曲线的作图方法与上述相似，只是弯曲方向相反。

3. 简谐运动规律

当动点在半径为 R 的圆周上做匀速运动时，其在该圆直径上的投影所构成的运动称为简谐运动。当从动件按简谐运动规律运动时，其加速度曲线为余弦曲线，故又称为余弦加速度运动规律。从动件的位移 s_2 、速度 v_2 、加速度 a_2 的方程为

$$\begin{aligned}
 s_2 &= \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\delta_1} \delta \right) \\
 v_2 &= \frac{\pi h \omega_1}{2 \delta_1} \sin \frac{\pi}{\delta_1} \delta \\
 a_2 &= \frac{\pi^2 h \omega_1^2}{2 \delta_1^2} \cos \frac{\pi}{\delta_1} \delta
 \end{aligned} \tag{3-5}$$

其运动线图如图 3-10 所示。由于加速度在全过程范围内光滑连续，在开始、终止两处具有有限的突变，因此也引起柔性冲击，故不适用于高速机构。

简谐运动规律的位移曲线的作图方法如下：

1) 根据角度比例尺，在横坐标轴上作出推程运动角 δ_1 ，并将其等分成若干份（图中为 6 份），得等分点 1、2、...、6，并过各分点作铅垂线。

2) 根据长度比例尺，在纵坐标轴上截取线段 06' 代表从动件升程 h 。以 06' 为直径作一半圆，将半圆周分成与 δ_1 相同的等份，得等分点 1'、2'、...、6'。

3) 过半圆周上各等分点作水平线，与步骤 1) 中所作的对应各等分点的铅垂线分别交于点 1''、2''、...、6''。

4) 将点 1''、2''、...、6'' 连成光滑的曲线，得简谐运动规律位移曲线。

4. 摆线运动规律

当滚圆沿纵坐标轴做匀速纯滚动时，圆周上任一点的轨迹为一摆线。此时该点在纵坐标轴上的投影随时间变化的规律称为摆线运动规律。当从动件按摆线运动规律运动时，其加速度曲线为正弦曲线，故又称为正弦加速度运动规律。从动件的位移 s_2 、速度 v_2 、加速度 a_2 的方程为

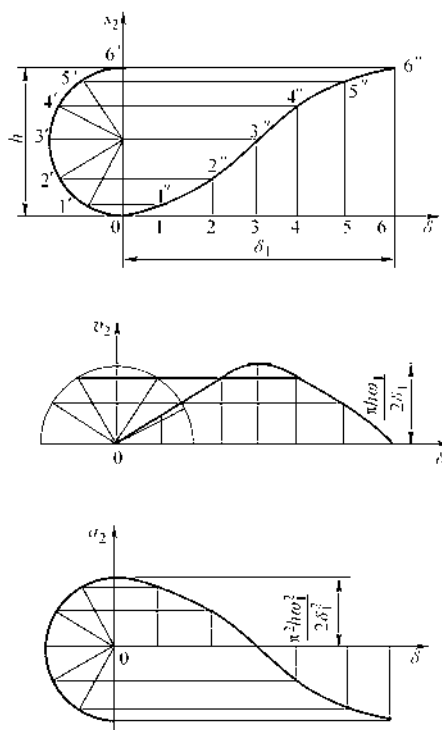


图 3-10 简谐运动规律

$$\begin{aligned}
 s_2 &= h \frac{\delta}{\delta_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\delta_1} \delta \\
 v_2 &= \frac{h\omega_1}{\delta_1} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\delta_1} \delta \right) \\
 a_2 &= \frac{2\pi h}{\delta_1^2} \omega_1^2 \sin \frac{2\pi}{\delta_1} \delta
 \end{aligned} \tag{3-6}$$

其运动线图如图 3-11 所示。由图可知，从动件在行程的始点和终点处加速度皆为零，且加速度曲线无突变，在运动中既无刚性冲击，又无柔性冲击。所以噪声、振动、磨损都比较小，适合于高速的凸轮机构。

摆线运动规律的位移曲线的画法参见图 3-11。

为了使加速度始终保持连续变化，工程上还应用高次多项式或几种曲线组合的运动规律。在工程实际中，选择从动件的运动规律时，除考虑刚性冲击和柔性冲击外，还应使最大速度 v_{max} 和最大加速度 a_{max} 的值尽可能小。因为 v_{max} 越大，动量 mv 就越大； a_{max} 越大，惯性力就越大。过大的动量，使从动件起动和停止时产生较大的冲击；过大的惯性力会引起动压力，对机械零件的强度和运动副的磨损，都有较大的影响，在设计时必须综合考虑。

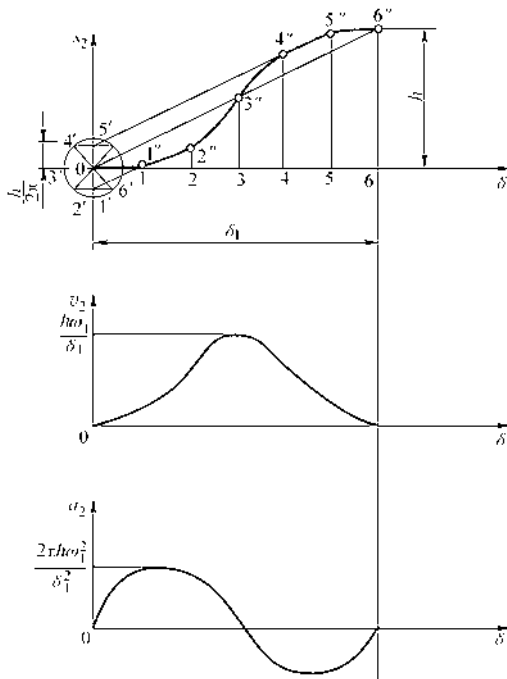


图 3-11 摆线运动规律

第三节 凸轮机构的压力角和基圆半径的选择

设计凸轮机构时，除了需考虑合理选择机构的类型及从动件的运动规律、计算或绘制凸轮轮廓外，还要保证所设计的凸轮机构具有良好的传力性能及紧凑的结构尺寸。

一、凸轮机构的压力角

凸轮机构的压力角是指凸轮对从动件作用力的方向（不计摩擦的情况下）与从动件上该力作用点的绝对速度方向之间所夹的锐角。图 3-12 所示为一对心直动尖端从动件盘形凸轮机构，凸轮以等角速度 ω_1 沿逆时针方向转动，从动件处于图示推程位置，在轮廓线接触点 B 处，从动件所受的力 F_n 与从动件的运动方向之间所夹的锐角 α 即是其压力角。压力角随凸轮轮廓线上不同点而变化。压力角 α 是影响凸轮机构受力情况的重要参数之一。由图可见，法向作用力 F_n 可分解为沿从动件运动方向的分力 F_y 和垂直运动方向的分力

力 F_x 。 F_y 推动从动件运动，是有效分力， F_x 导致导路对从动件的运动产生摩擦阻力 F_f 。其大小分别为

$$F_y = F_n \cos\alpha, \quad F_x = F_n \sin\alpha$$

当 F_n 一定时， α 越小，有效分力 F_y 越大，机构传力性能越好；反之， α 越大，由 F_x 产生的从动件导路中的摩擦阻力 F_f 越大，有效分力 F_y 越小。当 α 增加到一定值时，有可能出现推动从动件运动的有效分力 F_y 等于或小于摩擦阻力 F_f ，此时，不论 F_n 有多大，都无法推动从动件运动，导致机构发生自锁现象。另外，实践证明，即使机构尚未发生自锁，也会导致驱动力急剧增大，接触处轮廓严重磨损，效率迅速下降。因此，为保证凸轮机构的传力性能，必须控制压力角 α 不能大于许用压力角 $[\alpha]$ ，即满足最大压力角 $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$ 。根据工程实践，推程时，直动从动件的许用压力角 $[\alpha] = 30^\circ \sim 40^\circ$ ，摆动从动件 $[\alpha] = 40^\circ \sim 50^\circ$ 。当从动件处于回程时，由于从动件的运动不是凸轮驱动的，通常也不存在自锁现象。但为使从动件不至于产生过大的加速度，仍需对压力角进行限制。在回程时，常取 $[\alpha] = 70^\circ \sim 80^\circ$ 。

以上数据中，使用滚子从动件、润滑良好和支承刚性较好的机构， $[\alpha]$ 取上限；否则取下限。

二、凸轮的基圆半径

设计凸轮机构时，从机构受力情况来考虑，压力角越小对传动越有利，而凸轮机构的压力角与凸轮基圆半径有直接关系。从图 3-12 可以看出

$$s_2 = r - r_0$$

式中， s_2 为从动件的位移，单位为 mm，一般根据工作要求给定； r 为 B 点处的凸轮向径，单位为 mm； r_0 为凸轮的基圆半径，单位为 mm。如果 r_0 增大， r 将随之增大，则凸轮机构的尺寸就会相应的加大。为使凸轮机构结构紧凑， r_0 应尽可能取小些。但从机构的运动分析，由图中的速度多边形可知

$$v_2 = v_{B1} \tan\alpha = \omega_1 r \tan\alpha$$

$$r = \frac{v_2}{\omega_1 \tan\alpha}$$

所以
$$r_0 = r - s_2 = \frac{v_2}{\omega_1 \tan\alpha} - s_2 \quad (3-7)$$

由式 (3-7) 可知，在从动件运动规律确定后，凸轮基圆半径 r_0 越小，压力角 α 越大。欲使机构的尺寸紧凑，应使凸轮的基圆半径尽可能小，但基圆半径减小会导致机构的压力角增大，可能超过许用值，从而使机构效率太低，甚至发生自锁。所以，设计时应在满足 $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$ 的前提条件下，考虑选择小的基圆半径 r_0 。

确定基圆半径 r_0 的方法很多，在一般设计中，可先按结构要求确定 r_0 的初值，然后检查凸轮轮廓各点的压力角。如发现 $\alpha_{\max} > [\alpha]$ ，将基圆半径适当地加大。由于凸轮安装在轴

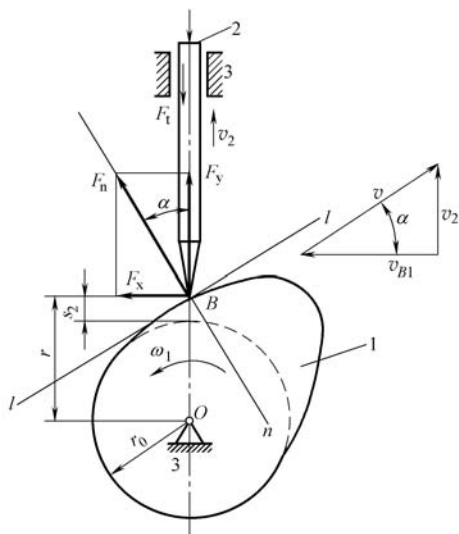


图 3-12 凸轮机构受力分析
1—凸轮 2—从动件 3—机架

上,故凸轮的基圆半径 r_0 必须大于轴的半径。当凸轮轴的直径 d 已知,可用如下的经验公式确定基圆半径 r_0 :

$$r_0 = 0.9d + (10 \sim 20) \text{ mm} \quad (3-8)$$

第四节 图解法设计凸轮轮廓

34

根据工作要求合理选择从动件的运动规律之后,按照结构所允许的空间和具体要求,初步确定凸轮的基圆半径,就可以设计凸轮的轮廓。设计凸轮的轮廓方法主要有图解法和解析法两种。图解法简单、直观,但精度不高,通常用于要求较低的凸轮设计中。

图解法是建立在“反转法”的基础上,“反转法”的原理是给整个机构施加一个反向运动,且各构件之间的相对运动不变。图 3-13 所示的对心直动尖端从动件盘形凸轮机构,凸轮以等角速度 ω_1 逆时针转动,当从动件处于最低位置时,凸轮轮廓曲线与从动件尖端在 A 点接触,当凸轮转过 δ 角时,凸轮的向径 OA 转到 OA' 位置上,凸轮轮廓转到双点画线的位置,从动件尖端由最低点 A 上升到 B' ,上升的距离 $s = AB'$ 。根据相对运动原理,给整个机构加上一个公共角速度 $-\omega_1$,各构件的相对运动不变。这时,凸轮固定不动,从动件一方面随导路一起以角速度 ω_1 顺时针转动,一方面又在导路中做相对移动,当反转同样的 δ 时,从动件及导路将处于图中双点画线位置,显然, $AB' = A_1B = s$,由于从动件的尖端始终与凸轮轮廓接触,所以从动件的尖端在反转过程中的运动轨迹即为凸轮轮廓曲线。

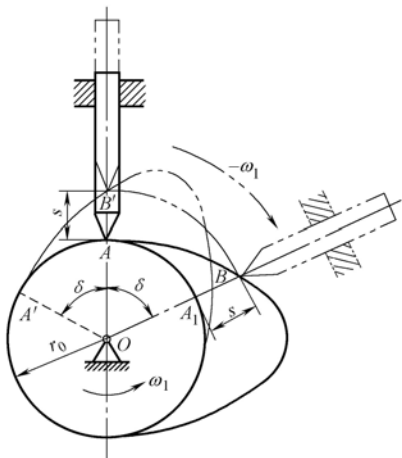


图 3-13 反转法原理

下面介绍几种盘形凸轮轮廓的设计。

一、对心直动从动件盘形凸轮轮廓的设计

(1) 尖端从动件 如图 3-14 所示,已知从动件的位移线图(见图 3-14b),凸轮基圆半径 r_0 ,凸轮以等角速度 ω_1 顺时针转动,要求设计此凸轮的轮廓。其作图步骤如下:

1) 作出凸轮机构的初始位置。选适当的比例尺,以 r_0 为半径作凸轮的基圆,基圆与导路的交点 A_0 便是从动件尖端的起始位置。

2) 将位移图上的推程运动角和回程运动角分别分成若干等份。

3) 在基圆上,自 OA_0 开始沿 ω_1 的相反方向,依次取推程运动角 δ_1 、远休止角 δ_2 、回程运动角 δ_3 、近休止角 δ_4 ,在基圆上得 A_6 、 A_7 、 A_{10} 各点。将推程运动角和回程运动角分成与图 3-14b 相应的等份,得 A_1 、 A_2 、 \dots 、 A_5 和 A_8 、 A_9 各点。连接各径向线 OA_1 、 OA_2 、 OA_3 、 \dots ,便得到从动件导路反转后的一系列位置。

4) 沿各径向线自基圆开始,量取从动件在各位置上的位移量,即取线段 $A_1A'_1 = 11''$ 、 $A_2A'_2 = 22''$ 、 $A_3A'_3 = 33''$ 、 \dots ,得从动件反转后尖端的一系列位置 A'_1 、 A'_2 、 A'_3 、 \dots 。

5) 将 A_0 、 A'_1 、 A'_2 、 A'_3 、 \dots 连成光滑的曲线(在 A_6 和 A_7 之间以及 A_{10} 和 A_0 之间是以 O

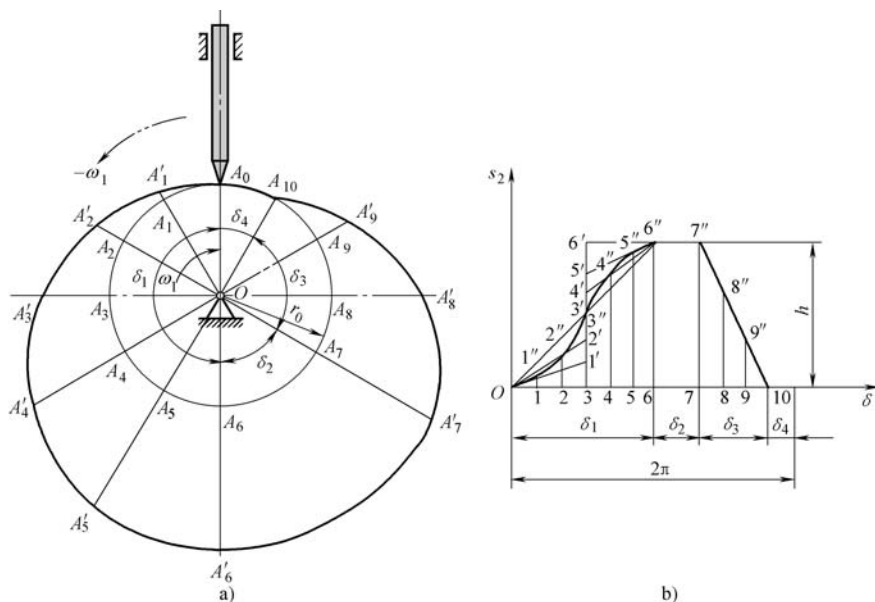


图 3-14 对心直动尖端从动件凸轮轮廓的绘制

为中心的圆弧)，便得到所求的凸轮轮廓。

(2) 滚子从动件 如图 3-15 所示，首先把滚子中心看作尖端从动件的尖端，按上述尖端从动件的凸轮轮廓设计方法求出理论轮廓曲线 β ，再以 β 上的各点为中心，以滚子半径为半径作一系列滚子圆，最后作这些滚子圆的内包络线 β' （对于凹槽凸轮还应作外包络线 β'' ），即为滚子从动件的凸轮实际轮廓。注意：滚子从动件凸轮设计时，其凸轮基圆半径 r_0 和压力角 α 均是在理论轮廓线上度量的。

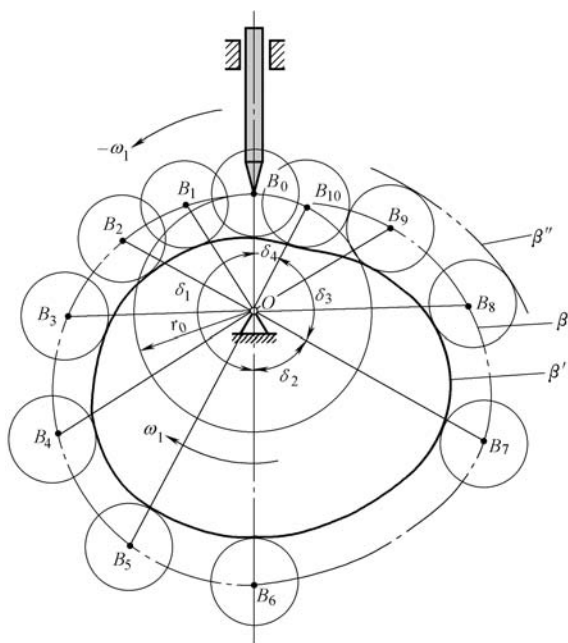


图 3-15 对心直动滚子从动件凸轮轮廓的绘制

在设计凸轮机构时，为提高滚子寿命及其心轴的强度，可适当选取较大的滚子半径 r_k 。选择滚子半径的大小时，应注意凸轮理论轮廓曲线 β 的曲率半径 ρ 和滚子半径 r_k 的关系。如图 3-16 所示。当凸轮理论轮廓曲线 β 为内凹曲线（见图 3-16a）时，其实际轮廓曲线 β' 的

曲率半径 $\rho' = \rho + r_k$ ，故 r_k 的大小不受 ρ 的限制。当凸轮理论轮廓曲线 β 为外凸曲线时， $\rho' = \rho - r_k$ ，若凸轮理论轮廓的外凸部分的最小曲率半径为 ρ_{\min} ，可有下列三种情况：若 $r_k < \rho_{\min}$ ， $\rho' > 0$ ，这时所得的凸轮实际轮廓为平滑的正常曲线，如图 3-16b 所示；若 $r_k = \rho_{\min}$ ， $\rho' = 0$ ，

凸轮实际轮廓上出现了尖点，由于尖点处的局部压力理论上为无穷大，极易磨损，磨损后就改变了凸轮轮廓形状，即改变了从动件原定的运动规律，这是不允许的，如图 3-16c 所示；若 $r_k > \rho_{\min}$ ， $\rho' < 0$ ，凸轮的实际轮廓已相交，交点以外的轮廓曲线在加工时将被切去，导致从动件不能按预定的运动规律发生运动而产生失真现象，如图 3-16d 所示。所以，在设计时必须使 r_k 小于 ρ_{\min} ，一般取 $r_k \leq 0.8\rho_{\min}$ 。为防止凸轮磨损过快，实际轮廓曲线上的 ρ'_{\min} 不宜过小，一般 $\rho'_{\min} > 1 \sim 5\text{mm}$ 。另外，从凸轮机构的结构考虑，常取 $r_k \leq 0.4r_0$ 。若不满足条件时，必要时加大凸轮基圆半径 r_0 ，重新绘制凸轮理论轮廓曲线。

(3) 平底从动件 如图 3-17 所示，取平底与导路的交点 B_0 为参考点，将它看成尖端从动件的尖端，采用尖端从动件凸轮轮廓的设计方法，求出参考点反转后的一系列位置 B_1 、 B_2 、 B_3 、 \dots ，过这些点作出一系列平底，得到一直线簇；最后作此直线簇的包络线，得到凸轮的实际轮廓曲线。

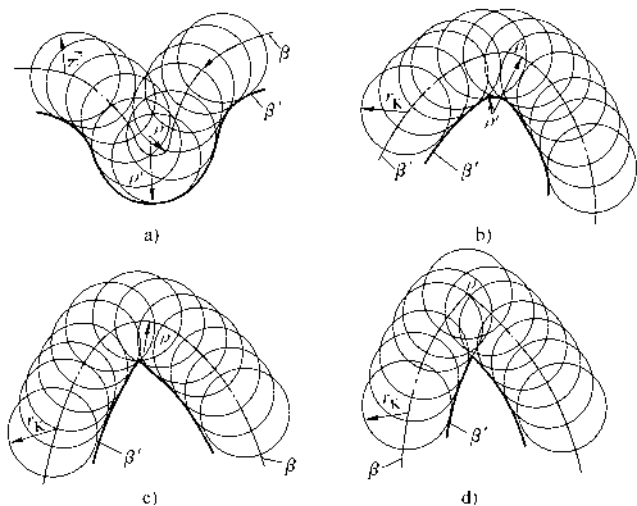


图 3-16 滚子半径的选择

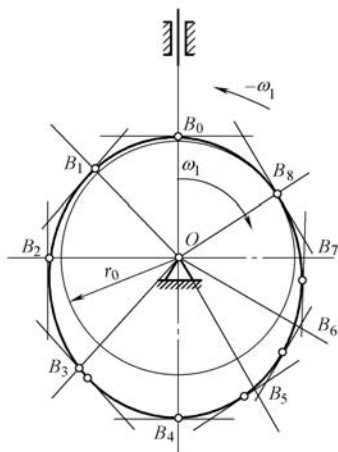


图 3-17 对心直动平底从动件凸轮轮廓的绘制

二、偏置直动从动件盘形凸轮轮廓的设计

如图 3-18a 所示为一偏置直动从动件的盘形凸轮机构，已知偏距 e ，从动件的位移线图如图 3-18b 所示，试设计此凸轮的轮廓曲线。

由于从动件的导路不通过凸轮的转动中心 O ，存在偏距 e ，因此用反转法绘制凸轮的轮廓时，从动件导路始终与 O 点保持偏距 e 。以 O 为圆心，以偏距 e 为半径所作的圆称为偏距圆。由图 3-18a 可知，从动件在反转运动中依次占据的位置将不再是由凸轮轴心 O 作出的径向线，而是偏距圆的各切线（图中的 A_0C_0 、 A_1C_1 、 A_2C_2 、 \dots ）。因此，从动件的位移 $A_1A'_1$ 、 $A_2A'_2$ 、 $A_3A'_3$ 、 \dots 也应沿这些切线并由基圆的交点（ A'_1 、 A'_2 、 A'_3 、 \dots ）对应向外量取。其余作图步骤与对心直动尖端从动件凸轮轮廓的绘制方法基本相同。所得的轮廓曲线对滚子从动件来说，同样是理论轮廓曲线，选定滚子半径，即可按前述方法绘制出实际轮廓曲线。