

第七章 凸轮机构及其他常用机构

第一节 凸轮机构

一、凸轮机构的组成、应用及特点

凸轮机构是由凸轮、从动件和机架组成的三构件高副机构。

图 7-1 所示为内燃机的配气凸轮机构。具有曲线轮廓的构件 1 为凸轮，当它以等角速度转动时，其曲线轮廓与气阀 2 的平底接触并驱使气阀按预期规律往复运动，适时地闭启阀门。

图 7-2 所示为绕线机中用于排线的凸轮机构。当绕线轴 3 快速转动时，经传动机构带动凸轮 1 缓慢转动。从动件 2 以尖顶 A 与凸轮廓线接触，凸轮驱使从动件 2 作匀速往复摆动，使线均匀地缠绕在绕线轴上。

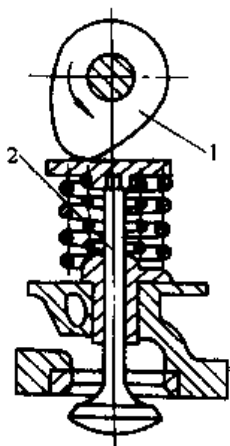


图 7-1 内燃机配
气凸轮机构
1—凸轮 2—气阀

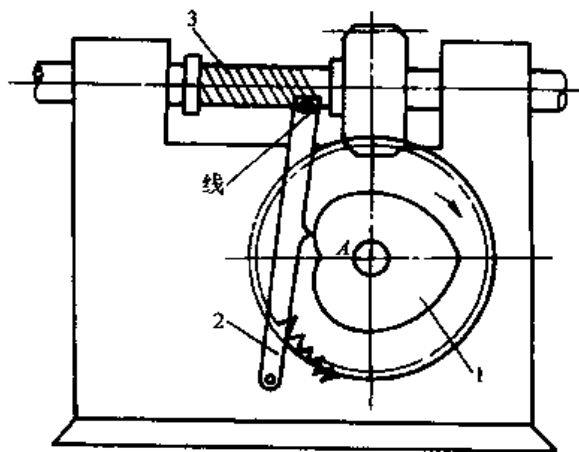


图 7-2 绕线机的凸轮机构
1—绕线轴 2—凸轮 3—从动件

图 7-3 所示为应用于冲床上的凸轮机构。凸轮 1 固定在冲头上，当随冲头上下往复移动时，凸轮驱使装有圆柱滚子的从动件 2 以一定规律作水平往复移动，从而带动机械手装卸工件或送料。

图 7-4 所示为自动送料机构。当带有凹槽的圆柱凸轮 1 转动时，通过槽中

的滚子，驱使从动件 2 作往复移动。凸轮每回转一周，从动件就从储料器中推出一个毛坯，送到加工位置。

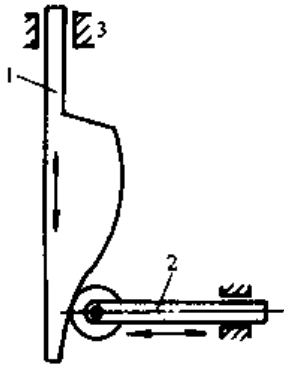


图 7-3 冲床凸轮机构
1—凸轮 2—从动件
3—冲头

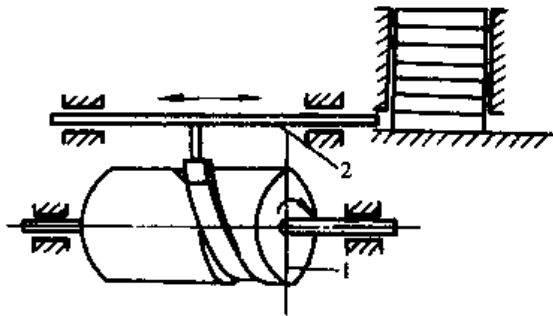


图 7-4 自动送料机构
1—圆柱凸轮 2—从动件

从以上的例子可知，凸轮是一个具有曲线轮廓或凹槽的构件，它作连续的等速转动、摆动或往复移动，通过其曲线轮廓与从动件形成的高副，使从动件按预期的运动规律作连续或间歇的往复移动、摆动或复杂平面运动。

凸轮机构的优点是：只需设计出适当的凸轮轮廓，便可使从动件实现任意的预期运动，而且结构简单、紧凑，工作可靠，易于实现多个运动的相互协调配合，设计方便，因此在自动机床、轻工机械、纺织机械、印刷机械、食品机械、包装机械和机电一体化产品中得到广泛应用。它的缺点是：凸轮与从动件之间为点或线接触，易磨损，凸轮轮廓加工比较困难，费用较高。


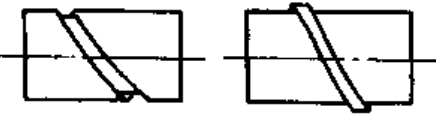
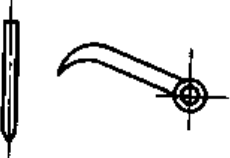
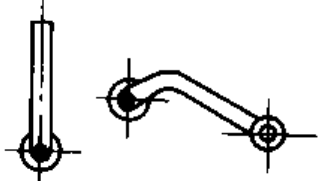

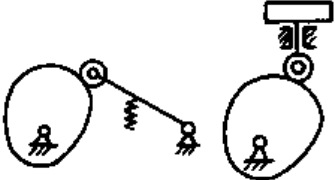
二、凸轮机构的分类

工程实际中所使用的凸轮机构是多种多样的，除了按从动件的运动形式分为直动从动件（参见图 7-1）和摆动从动件（参见图 7-2）之外，其他常用分类方法列于表 7-1。

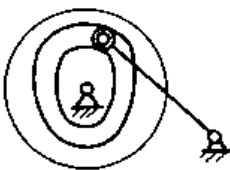
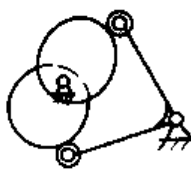


表 7-1 凸轮机构分类

分类	举 例	特 点 及 应 用
按凸轮形状分 盘形凸轮		为凸轮的基本形式，绕固定轴转动，结构简单，应用广泛。从动件行程不能太大，多用于行程较短的传动中

(续)

分类	举 例	特 点 及 应 用
按凸轮形状分	移动凸轮 	结构简单, 作往复直移。从动件的行程不能太大
	圆柱凸轮 	属空间凸轮, 可使从动件得到较大的行程。可用于要求行程较大的传动中
按从动件形状分	尖顶从动件 	从动件端部呈尖点或刀刃形, 能与复杂的凸轮轮廓接触。接触处为相对滑动, 磨损快, 只宜用于受力不大的低速凸轮机构
	滚子从动件 	滚子与凸轮轮廓间为滚动摩擦, 耐磨损, 可用于传递较大的动力, 是从动件最常用的形式, 适用于低速重载
	平底从动件 	从动件受力状况好, 接触面易于形成油膜, 传动效率高, 常用于高速重载。不能用于具有内凹轮廓的凸轮
按凸轮机构高副的封闭形式分	力封闭 	结构简单, 比较可靠。重力或弹簧力, 增大了从动件与凸轮表面的接触压力, 加大了摩擦与磨损

(续)

分类	举 例	特 点 及 应 用
按凸轮机构高副的封闭形式分	<div style="display: flex; flex-wrap: wrap; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center; margin: 5px;">  <p>槽凸轮机构</p> </div> <div style="text-align: center; margin: 5px;">  <p>主回凸轮机构</p> </div> <div style="text-align: center; margin: 5px;">  <p>等宽凸轮机构</p> </div> <div style="text-align: center; margin: 5px;">  <p>等径凸轮机构</p> </div> </div>	<p>依靠凸轮和从动件的特殊几何形状始终保持接触，避免了附加阻力，可减小驱动力，提高效率。机构的外廓尺寸较大，槽凸轮机构不能采用平底从动件；主回凸轮机构结构复杂；等宽凸轮机构和等径凸轮机构从动件运动规律只能在180°范围内选择</p>

三、凸轮机构的工作过程与运动参数

图 7-5a 所示为一对心尖顶移动从动件盘形凸轮机构。以凸轮的最小向径 r_b 为半径所作的圆称为凸轮的基圆， r_b 称为基圆半径。图示位置从动件的尖顶与凸轮轮廓上 B_0 点接触，从动件处于最低位置。当凸轮沿逆时针方向转过角度 Φ'_s 时，从动件的尖顶与凸轮基圆上的 B_0B 段接触，从动件在离凸轮转动轴心最近的位置停留不动。这一过程称为近停阶段，其对应的凸轮转角 Φ'_s 称为近休止角。当凸轮继续转过角度 Φ 时，向径逐渐增大的轮廓 BD 推动从动件按一定的规律运动到离凸轮轴心的最远点 D ，这一过程称为推程阶段。在此阶段，凸轮的相应转角 Φ 称为推程运动角，简称推程角。当凸轮再继续转过角度 Φ_s 时，从动件的尖顶与凸轮上的圆弧段轮廓 DD_0 接触，从动件在离凸轮轴心最远的位置停留不动。这一过程称为远停阶段，其对应的凸轮转角 Φ_s 称为远休止角。当凸轮继续转过角度 Φ' 时，向径逐渐减小的轮廓 D_0B_0 使从动件按一定运动规律回到离凸轮轴心的最近点 B_0 ，这一过程称为回程阶段。在此阶段，凸轮的对应转角 Φ' 称为回程运动角，简称回程角。至此，凸轮机构完成了一个工作循环。

图 7-5b 所示为对应于凸轮机构一个工作循环的从动件位移线图，横坐标代表凸轮转角 φ ，纵坐标代表从动件位移 s 。从动件上升的最大距离称为升距或行程，用 h 表示。对于摆动从动件凸轮机构，从动件摆过的最大角度称为摆幅或角行程，用 ψ_{\max} 表示，如图 7-6 所示。

从动件的位移线图反映了从动件的位移随时间或凸轮转角变化的规律。根据位移变化规律，可以求出速度、加速度、跃度（加速度变化率）的变化规律，这

些规律统称为从动件的运动规律。从动件的位移 s 、速度 v 、加速度 a 、跃度 j 随时间 t 或凸轮转角 φ 的变化曲线，统称为从动件的运动线图。

根据从动件在一个行程的两端是否有停歇段，可将从动件的位移运动规律分为停—升—停型、停—升—降—停型和升—降—升型。

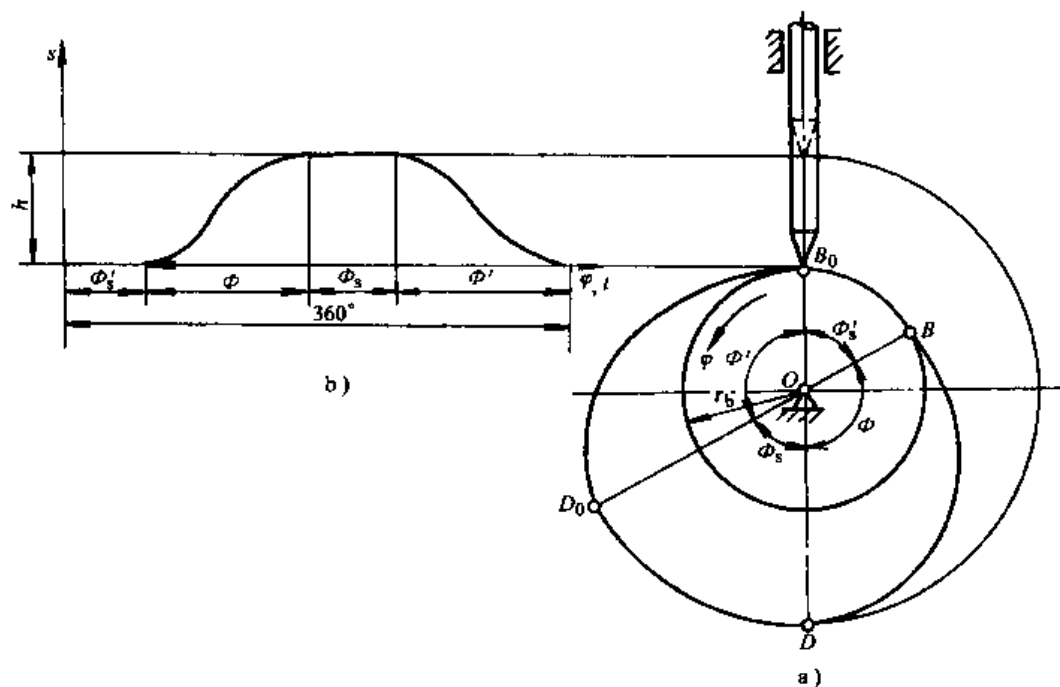


图 7-5 凸轮机构工作原理图

a) 凸轮参数 b) 从动件位移线图

凸轮的推程角 Φ 、远休止角 Φ_s 、回程角 Φ' 和近休止角 Φ'_s 以及从动件的位移 s 、速度 v 、加速度 a 和跃度 j ，全面反映了凸轮机构的运动特性及其变化的规律性，是凸轮机构的运动学参数，也是凸轮轮廓曲线设计的基本依据，它们均必须在设计（或绘制）凸轮廓线之前根据工作要求确定下来。

四、凸轮机构的设计内容

凸轮机构的设计主要有以下内容：

(1) 凸轮机构的选型 即确定采用何种形式的凸轮，其中包括凸

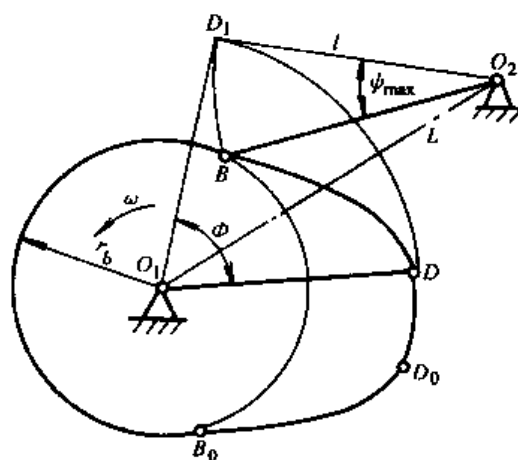


图 7-6 摆动从动件凸轮机构

轮的形状、从动件的形状、从动件的运动方式、从动件与凸轮维持接触的方式等等。

(2) 凸轮机构的运动学尺度设计 凸轮机构的尺度设计主要有:

1) 计算从动件的位移参数。由执行构件的运动要求计算从动件的升距或最大摆角。

2) 确定凸轮的各个转角。根据工作循环图, 确定凸轮的推程角、回程角和远休止角、近休止角。

3) 设计从动件运动规律。设计从动件在推程和回程阶段的运动规律, 满足系统的工作要求。

4) 凸轮轮廓曲线设计。根据凸轮机构的基本尺寸和从动件运动规律, 确定凸轮轮廓曲线的坐标。

5) 凸轮机构基本尺寸设计。移动从动件凸轮机构的基本尺寸包括: 基圆半径 r_b 及偏心距 e (见图 7-7 所示); 摆动从动件凸轮机构的基本尺寸包括: 基圆半径 r_b 、凸轮转动轴心到从动件摆动中心的距离 L 及从动件的摆杆长 l (见图 7-6)。

(3) 凸轮机构的结构设计 包括凸轮与轴的组合件结构、从动件与导轨或摆动支承的组合件结构设计。设计时, 应当考虑凸轮机构在机器上的安装、调整、润滑, 以及便于更换、便于加工和其他一些因素。设计时, 必须运用有关标准和规范。

(4) 刀具中心轨迹坐标计算 当采用数控机床加工凸轮轮廓时, 还应当计算刀具中心轨迹, 以加工出准确的凸轮轮廓曲线。

(5) 凸轮机构的动力学分析与设计 对于高速凸轮机构, 根据需要还应当进行动力学分析与设计。

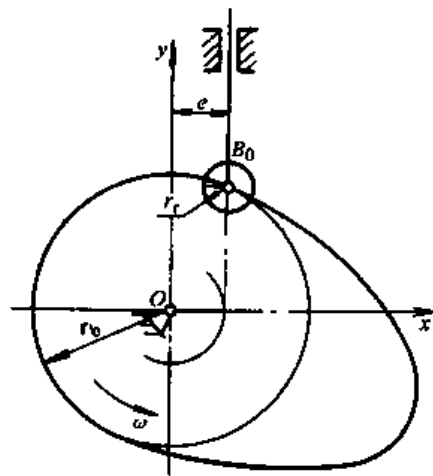


图 7-7 偏置式滚子直动从动件盘形凸轮

五、从动件运动规律设计

凸轮轮廓曲线的形状取决于从动件的运动规律。正确选择和设计从动件的运动规律, 是凸轮机构设计的重要环节。下面介绍几种从动件的常用运动规律及其特性, 供运动规律设计时参考。

下面列举几种最基本的运动规律来说明其类型和特点。

(一) 多项式类基本运动规律

这类运动规律的位移方程的一般形式为

$$s = c_0 + c_1\varphi + c_2\varphi^2 + \dots + c_n\varphi^n \quad (7-1)$$

式中 φ ——凸轮转角单位为 rad;

c_0 、 c_1 、 c_2 ……、 c_n ——系数。

常用的多项式类基本运动规律 $n < 3$ 。

1. $n = 1$ (等速运动规律)

这时式 (7-1) 可写成

$$s = c_0 + c_1 \varphi$$

当 ω 为常数时, 将上式对时间逐次求导, 可得

$$v = \frac{ds}{dt} = c_1 \frac{d\varphi}{dt} = c_1 \omega$$

$$a = \frac{dv}{dt} = 0$$

在停—升—停型运动中的推程阶段, 根据边界条件, 容易求得

$$c_0 = 0 \quad c_1 = \frac{h}{\Phi}$$

所以运动方程为

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{h}{\Phi} \varphi \\ v &= \frac{h}{\Phi} \omega \\ a &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7-2)$$

由于凸轮作等速转动, 由上式可知 v 为常数, 从动件作等速运动, 其运动线图如图 7-8 所示。由图可知, 位移曲线为斜直线, 速度曲线是水平直线, 加速度为零。但是在运动的开始和终止两个位置, 由于速度有突变, 故加速度理论上为无穷大, 产生的惯性力在理论上也是无穷大 (由于构件材料的弹性变形, 加速度和惯性力不至于达到无穷大), 致使机构受到强烈冲击, 这种冲击称为“刚性冲击”。等速运动规律只适用于低速的场合。

2. $n = 2$ (等加速等减速运动规律)

这时, 运动方程为

$$s = c_0 + c_1 \varphi + c_2 \varphi^2$$

$$v = c_1 + 2c_2 \varphi \omega$$

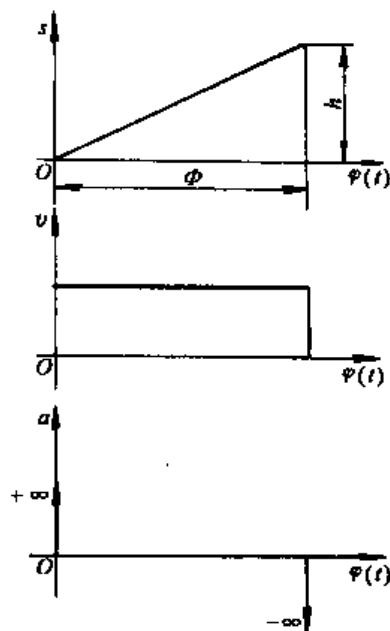


图 7-8 等速运动规律

$$a = 2c_2\omega^2$$

$$j = 0$$

将停—升—停型运动的推程分前后两段，并设前半程和后半程对应的凸轮转角均为 $\Phi/2$ ，从动件对应的位移亦为 $h/2$ ，由前半程的边界条件容易确定

$$c_0 = c_1 = 0, \quad c_2 = \frac{2h}{\Phi^2}$$

因此推程前半程的运动方程为

$$\left. \begin{aligned} s &= 2h \left(\frac{\varphi}{\Phi} \right)^2 \\ v &= 4h\omega \frac{\varphi}{\Phi^2} \\ a &= 4h \frac{\omega^2}{\Phi^2} \\ j &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7-3)$$

推程后半程的运动方程为

$$\left. \begin{aligned} s &= h - \frac{2h}{\Phi^2} (\Phi - \varphi)^2 \\ v &= \frac{4h\omega}{\Phi^2} (\Phi - \varphi) \\ a &= -\frac{4h\omega^2}{\Phi^2} \\ j &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7-4)$$

等加速等减速运动规律的运动线图如图 7-9 所示。由图可见，加速度曲线是水平直线，速度曲线是斜直线，而位移曲线是两条光滑相接的反向抛物线。

这种运动规律在推程始末两点和前后半程交接处，加速度曲线不连续，故其加速度虽然为有限值，但跃度为无穷大，表示惯性力的变化率极大。这种突变形成的冲击称为“柔性冲击”，在高速下仍将导致相当严重的振动、噪声和磨损。所以这种运动规律不宜用于高速，只适用于中速和低速凸轮机构。

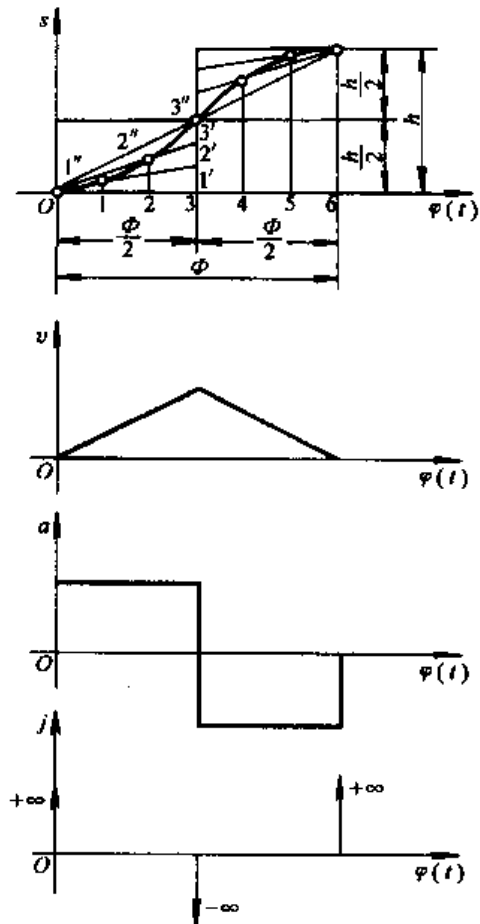


图 7-9 等加速等减速运动规律

3. $n \geq 3$ (高次多项式运动规律)

以上分析表明, $n=2$ 的动力学性能比 $n=1$ 的好。适当增加多项式的幂次, 就有可能获得性能更为良好的运动规律。但是 n 愈大, 计算愈复杂, 并且高次曲线对加工误差非常敏感, 从而要求更高的加工精度。因此, 在采用高次曲线作为凸轮廓线时, 常用的是五次或七次多项式, 其速度曲线和加速度曲线均连续而无突变, 故既无刚性冲击又无柔性冲击。

(二) 三角函数类基本运动规律

这类运动规律主要由三角函数构成。一般地说, 三角函数运动规律不仅本身连续, 如果选择恰当, 还可以使它的两个端点具有确定的 v 、 a 或 j 值。因此, 无论停—升—停型还是升—降—升型运动, 都有可能获得全程光滑连续的曲线。

下面列举两种最基本的三角函数运动规律。

1. 余弦加速度运动规律 (简谐运动规律)

动点在固定周上作匀速运动时, 它在这个圆的直径上的投影所形成的运动称为简谐运动。从动件在推程作简谐运动时, 其位移方程为

$$s = \frac{h}{2}(1 - \cos\theta)$$

式中, θ 与凸轮转角 φ 成正比, 当 $\theta = \pi$ 时, $\varphi = \Phi$ 时, 即 $\theta = \frac{\pi}{\Phi}\varphi$ 。将 θ 值代入上式并对时间求导, 可得运动方程

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\Phi} \varphi \right) \\ v &= \frac{\pi h \omega}{2\Phi} \sin \frac{\pi}{\Phi} \varphi \\ a &= \frac{\pi^2 h \omega^2}{2\Phi^2} \cos \frac{\pi}{\Phi} \varphi \\ j &= -\frac{\pi^3 h \omega^3}{2\Phi^3} \sin \frac{\pi}{\Phi} \varphi \end{aligned} \right\} (7-5)$$

余弦加速度运动规律的运动线图如图 7-10 所示。由图可见, 加速度曲线为余弦曲线, 它在全程范围内光滑连续, 但在始末两处具有一定值, 故对停—升—停型运动, 由于加速度有突变, 也会引起柔性冲击, 故不宜用于高速。但动力性能比等加速等减

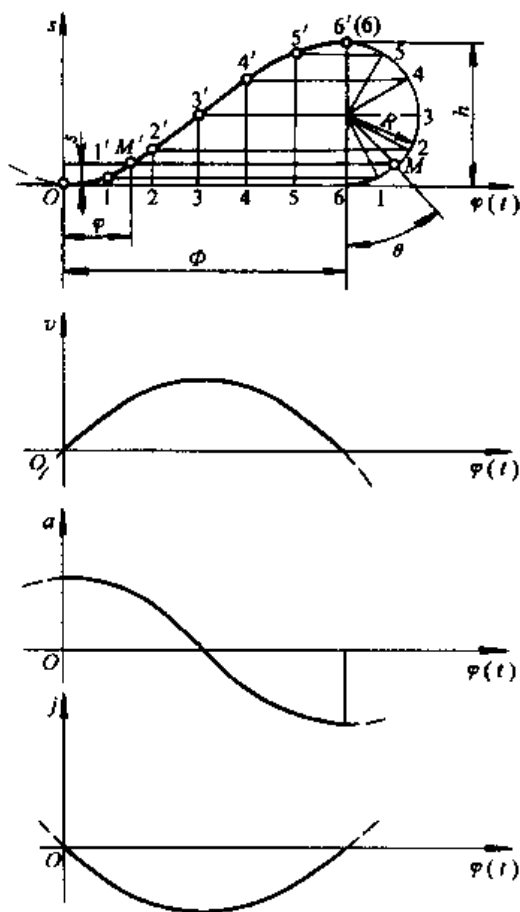


图 7-10 余弦加速度运动规律

速运动规律好。若用于升—降—升型运动，加速度曲线就成了连续曲线，无柔性冲击，这时可用于高速。

2. 正弦加速度运动规律（摆线运动规律）

当滚圆沿纵轴匀速纯滚动时，圆周上的一点将描出一条摆线，这时该点在纵轴上的投影构成摆线运动规律，其位移方程为

$$s = \frac{h}{2\pi}(\theta - \sin\theta)$$

式中， $\theta = \frac{2\pi}{\Phi}\varphi$ 。将 θ 值代入上式并对时间求导，可得从动件在推程阶段的运动方程

$$\left. \begin{aligned} s &= h \left(\frac{\varphi}{\Phi} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\Phi} \varphi \right) \\ v &= \frac{h\omega}{\Phi} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\Phi} \varphi \right) \\ a &= \frac{2\pi h\omega^2}{\Phi^2} \sin \frac{2\pi}{\Phi} \varphi \\ j &= \frac{4\pi^2 h\omega^3}{\Phi^3} \cos \frac{2\pi}{\Phi} \varphi \end{aligned} \right\} (7-6)$$

正弦加速度运动规律的运动线图如图 7-11 所示。由图可见，加速度曲线为正弦曲线，它在全程范围内光滑连续，所以振动、噪声和磨损都比较小，可在较高速度下工作。

除了上面介绍的几种从动件常用运动规律之外，还可以选择其他的运动规律，或者将上述常用运动规律加以组合或改进，以满足各种不同工作的需要。

在选择或设计从动件的运动规律时，除了考虑刚性冲击和柔性冲击外，还应注意各种运动规律的最大速度 v_{\max} 、最大加速度 a_{\max} 的影响。 v_{\max} 决定从动件系统的最大动量，当动量较大时，在从动件起动和停止时都会产生较大的冲击。为了使机构停动灵活和安全运行，希望动量值以小为好。 a_{\max} 决定从动件系统的最大惯性力，而惯性力又是影响机构动力学性能的主要因素，所以对于转速较高的凸轮机构，应选用或设计加速度曲线既连续、 a_{\max} 值又尽可能小的运动规律。

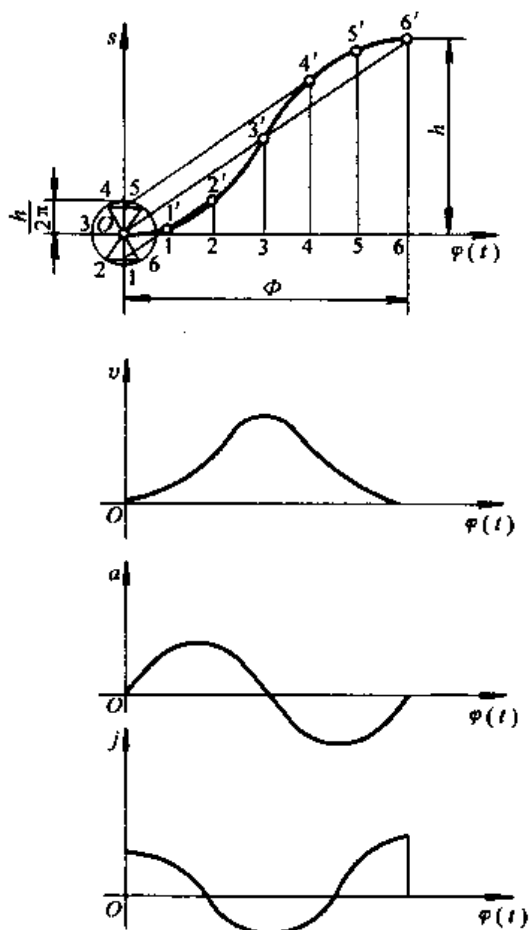


图 7-11 正弦加速度运动规律

六、凸轮轮廓曲线的设计

当根据使用要求确定了凸轮机构的类型、基本尺寸和从动件运动规律以后，即可进行凸轮轮廓曲线的设计。设计方法有图解法和解析法，两者所依据的设计原理基本相同。图解法简便、直观，但误差较大，只适用于精度要求较低的凸轮机构的设计。对于高速凸轮或精度要求较高的凸轮机构，应采用解析法进行设计。本书只结合盘形凸轮介绍图解法。有关解析法的设计方法，可参阅有关教材和专著。

(一) 直动从动件盘形凸轮机构

图 7-12a 所示为一偏置式尖顶直动从动件盘形凸轮机构，从动件的位移曲线如图 7-12b 所示。设凸轮以等角速度 ω 沿逆时针方向转动，凸轮基圆半径为 r_b ，偏距为 e ，要求绘出此凸轮的轮廓曲线。

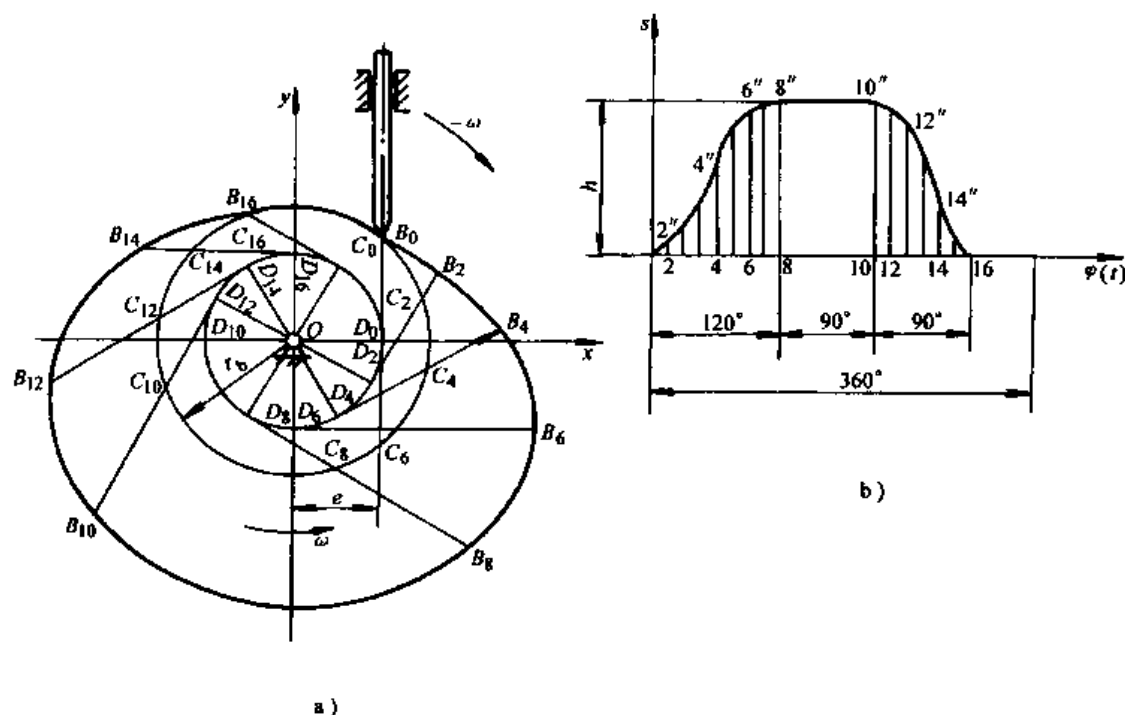


图 7-12 偏置式尖顶直动从动件盘形凸轮机构

凸轮机构工作时，凸轮和从动件都在运动。为了在图纸上画出凸轮轮廓曲线，应当使图纸平面相对静止。为此，可采用反转法。设想给整个机构加上一绕凸轮轴心 O 转动的公共角速度 $(-\omega)$ ，凸轮与从动件之间的相对运动并不改变，但凸轮固定不动，导路和从动件一方面以角速度 $(-\omega)$ 绕 O 转动，同时从动件又以预期运动规律相对于导路移动。根据这种关系，不难求出一系列从动

件尖顶的位置。由于尖顶始终与凸轮轮廓接触，所以反转后尖顶的运动轨迹就是凸轮轮廓曲线。

运用反转法绘制尖顶直动从动件盘形凸轮机构凸轮轮廓曲线的方法和步骤如下：

1) 将图 7-12b 中推程和回程区间位移曲线的横坐标分成若干等分。

2) 以 O 为圆心，按与位移比例尺 μ_s 相同的长度比例尺 μ_l 作半径为 r_b 和 e 的基圆及偏距圆。过偏距圆与 x 轴交点 D_0 作从动件导路与偏距圆相切，此导路与基圆的交点 B_0 (C_0) 即是从动件尖顶的初始位置。

3) 自 D_0 开始沿 $(-\omega)$ 方向将偏距圆分成与图 7-12b 的横坐标对应的区间和等分，得 D_1 、 D_2 …等点 (图 7-12a 中未全部标出)，过这些点作偏距圆的切线，它们就是反转后从动件导路的相应位置。

4) 在这些切线上，从基圆起截取线段与图 7-12b 中对应的纵坐标相等，即作 $\overline{C_2B_2} = 22''$ 、 $\overline{C_4B_4} = 44''$ ，…，得 B_2 、 B_4 …等点。

5) 将 B_0 、 B_2 …等点连成光滑曲线 (图中 B_8B_{10} 和 $B_{16}B_0$ 是以 O 为圆心的圆弧) 即得到所求的凸轮轮廓线。

如果采用滚子从动件，可以把滚子中心当作尖顶从动件的尖顶，先按上述方法画出理论廓线 β_0 ，再以 β_0 上各点为圆心，以滚子半径 r_r 为半径画一系列滚子圆，作这些滚子圆的包络线，就得到凸轮的实际廓线 β ，如图 7-13 所示。由作图过程可知，在滚子从动件凸轮机构设计中， r_b 是指理论轮廓曲线的基圆半径，实际廓线是理论廓线的法向等距曲线，其距离始终等于滚子半径 r_r 。在图 7-12、图 7-13

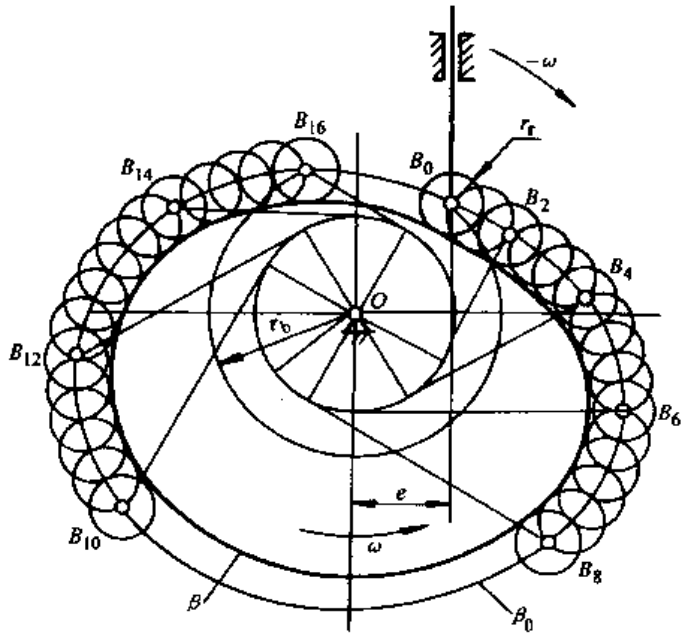


图 7-13 偏置式滚子直动从动件盘形凸轮机构

中，当 $e=0$ 时，即得对心直动从动件凸轮机构。这时，偏距圆的切线化为过点 O 的径向射线，其设计与上述相同。如果采用平底直动从动件，凸轮实际轮廓曲线的绘制仍与上述方法相仿，可把平底与导路的交点 B_0 当作尖顶，应用上述方法得到 B_1 、 B_2 、 B_3 …等一系列点，过这些点画出各位置的平底，并作这

些平底线的包络线，就得到凸轮的实际廓线。为了保证在所有位置平底都能与廓线相切，平底左右两侧的宽度必须分别大于导路至左右最远切点的距离 l_{\max} 与 l'_{\max} ，如图 7-14 所示。

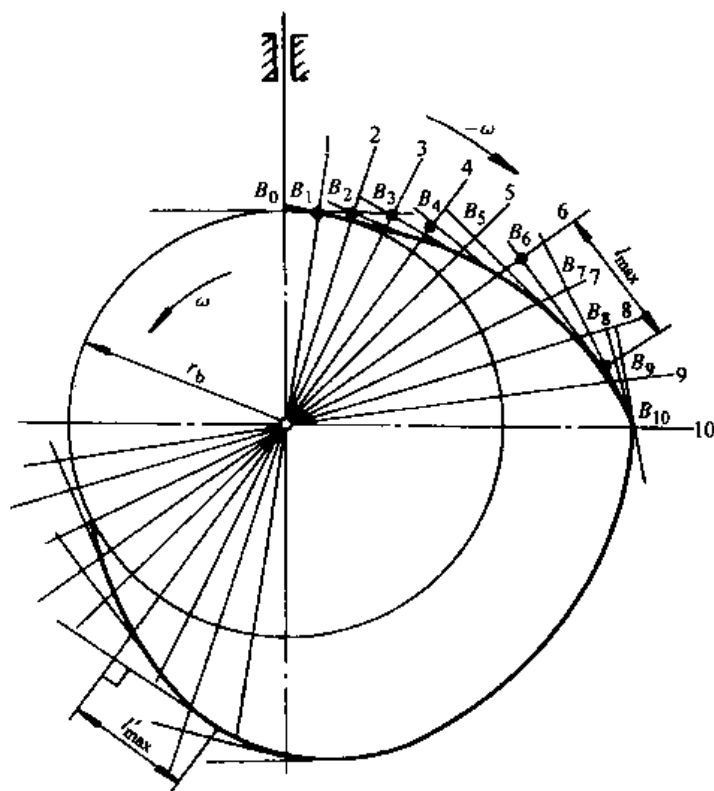


图 7-14 平底直动从动件盘形凸轮机构

(二) 摆动从动件盘形凸轮机构的绘制

已知从动件的角位移曲线（图 7-15b），凸轮与摆动从动件轴心的中心距 L ，摆动从动件长度 l ，凸轮基圆半径 r_b 。凸轮以等角速 ω 逆时针方向回转，要求绘出此凸轮的轮廓线。

当应用反转法给整个凸轮机构附加一绕 O 点转动的等角速度 $(-\omega)$ 后，凸轮不动，摆动从动件既随机架以 $(-\omega)$ 绕 O 点转动，又按预期运动规律绕 A 点摆动。因此，尖顶摆动从动件盘形凸轮轮廓曲线的绘制可按以下步骤进行：

- 1) 将图 7-15b 中推程和回程区间角位移曲线的横坐标分成若干等分。
- 2) 选择长度比例尺 μ_l ，以 O 为圆心，以 r_b 和 L 为半径分别作基圆和中心圆。
- 3) 自 A_0 点开始沿 $(-\omega)$ 方向把中心圆分成与图 7-15b 中横坐标对应的区间和等分，得到 A_1 、 A_2 、 \dots 等点。再以这些点为圆心，以 l 为半径作弧与基

圆交于 B_0 、 B_1 、 B_2 、 \dots ，并从连线 A_1B_1 、 A_2B_2 、 \dots 起向外量取与图 7-15b 对应的摆角 ψ_1 、 ψ_2 、 ψ_3 、 \dots ，得 B_1 、 B_2 、 \dots 等点。

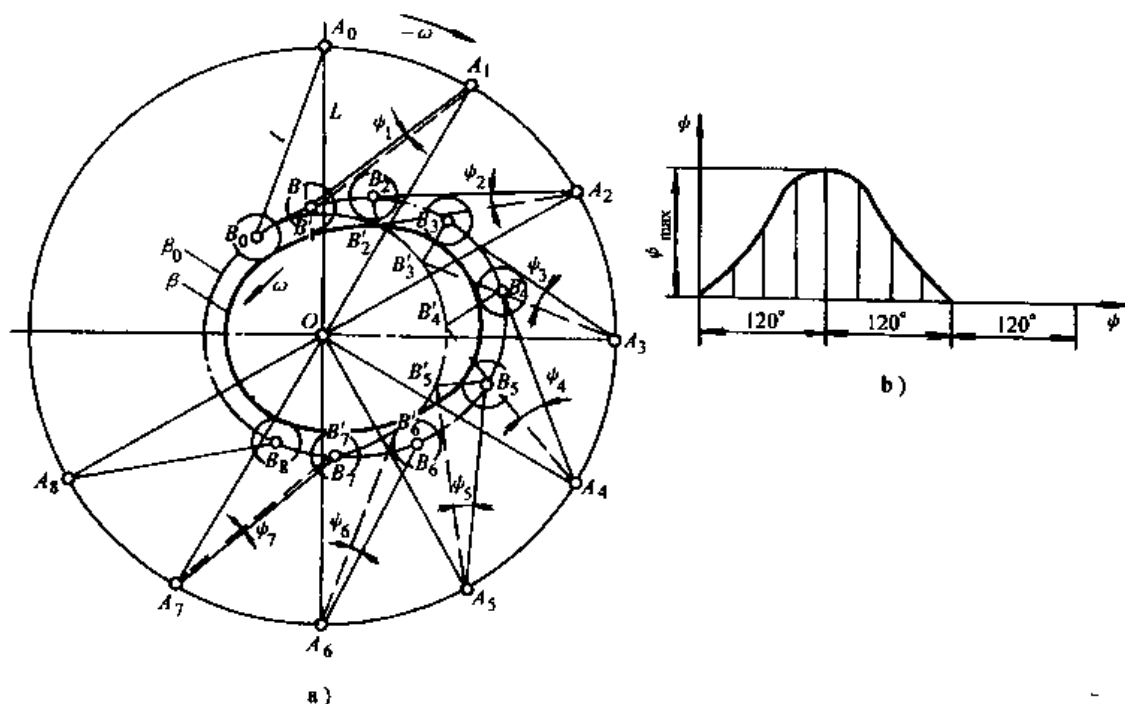


图 7-15 摆动从动件盘形凸轮机构

4) 将点 B_0 、 B_1 、 B_2 、 \dots 连成光滑曲线，它就是所求的凸轮轮廓曲线。

如前所述，如果采用滚子或平底从动件，则上述凸轮轮廓曲线为理论廓线，只要在理论轮廓曲线上选一系列点作滚子或平底，最后作它们的包络线，就可以得出相应的实际轮廓曲线。

七、凸轮机构基本尺寸设计

如前所述，在设计凸轮轮廓曲线前，除了需要根据工作要求确定从动件的运动规律外，还需要确定凸轮机构的基圆半径 r_b 、偏距 e 、滚子半径 r_r 等。下面着重讨论基圆半径 r_b 、滚子半径 r_r 的确定以及从动件偏置方向的选择。

1. 压力角与作用力的关系

同连杆机构一样，压力角也是衡量凸轮机构传力特性好坏的一个重要参数。凸轮机构的压力角，是指在不计摩擦的情况下，凸轮从动件作用力的方向线与从动件上力作用点的速度方向之间所夹的锐角。如图 7-16 所示的滚子直动从动件盘形凸轮机构，过滚子中心所作理论轮廓曲线的法线 nn 与从动件运动方向线之间的夹角 α ，就是凸轮机构在图示位置时的压力角。

由图 7-16 可以看出, 力 F 可分解为沿从动件运动方向的有效分力 F' 和使从动件紧压导路的有害分力 F'' 。即

$$F' = F \cos \alpha$$

$$F'' = F \sin \alpha$$

上式表明, 压力角 α 越大, 有害分力 F'' 越大, 机构的效率就越低。当 α 增加到某一数值时, 有害分力 F'' 所引起的摩擦阻力将大于有效分力 F' , 这时无论凸轮给从动件的作用力有多大, 从动件都不能运动, 这时机构将发生自锁。

为了保证凸轮机构正常工作并具有一定的传动效率, 必须对压力角加以限制。凸轮轮廓曲线上各点的压力角一般是变化的, 设计时应使最大压力角 α_{\max} 不超过许用值 $[\alpha]$ 。根据工程实践经验, 推程时, 对直动从动件凸轮机构, 建议取许用压力角 $[\alpha] = 30^\circ$; 对于摆动从动件凸轮机构, 建议取许用压力角 $[\alpha] = 45^\circ$ 。回程时, 由于从动件不是由凸轮推动的, 发生自锁的可能性极小, 因此对直动从动件和摆动从动件的凸轮机构, 回程的许用压力角值 $[\alpha'] = 70^\circ \sim 80^\circ$ 。

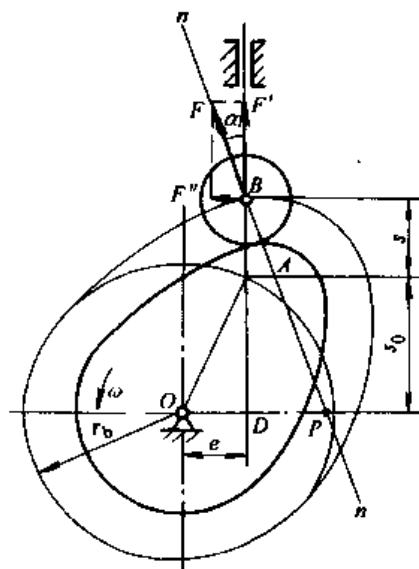


图 7-16 滚子直动从动件盘形凸轮

2. 压力角与凸轮机构尺寸的关系

设计凸轮机构时, 除了应使机构具有良好的受力状况外, 还希望机构结构紧凑。而凸轮尺寸的大小取决于凸轮基圆半径的大小。下面以图 7-16 为例来讨论这种关系。

由图可知, P 点为凸轮与从动件在此位置时的相对瞬心, 且 $\overline{OP} = \frac{v}{\omega}$ 。由图可得

$$\tan \alpha = \frac{\overline{OP} \mp e}{s_0 + s} = \frac{v/\omega \mp e}{\sqrt{r_b^2 - e^2} + s} \quad (7-7)$$

式中, v 为从动件在该位置时的速度。

上式说明, 在其他条件不变的情况下, 基圆半径 r_b 越小, 压力角 α 越大。基圆半径过小, 压力角就会超过许用值。因此实际设计中, 只能在保证凸轮轮廓的最大压力角不超过许用压力角的情况下, 考虑缩小凸轮的尺寸。

在式 (7-7) 中, 当导路和瞬心 P 在凸轮轴心 O 的同侧时, 取“-”号, 压力角将减小; 当导路和瞬心 P 在凸轮轴心 O 的异侧时, 取“+”号, 压力角将增大。因此, 为了减小推程压力角, 应将从动件导路向推程相对速度瞬心的同

侧偏置。但是应该注意，用导路偏置法虽然可以使推程压力角减小，但同时却使回程压力角增大，所以偏距 e 不宜过大。

3. 凸轮基圆半径的确定

盘形凸轮的基圆半径主要受三个条件的限制：

- 1) 凸轮的基圆半径应大于凸轮轴的半径。
- 2) 最大压力角 α_{\max} 应小于或等于许用压力角 $[\alpha]$ 。
- 3) 凸轮轮廓曲线的最小曲率半径 ρ_{\min} 大于零。

设计时，可根据某一限制条件确定其最小基圆半径，然后用其他两个条件进行校核。当凸轮轴的直径 d_s 已知时，可按 $r_b > (0.8 \sim 1)d_s$ 确定基圆半径；给定了许用压力角 $[\alpha]$ 后，可以根据式(7-7)确定基圆半径。

4. 滚子半径的确定

从减小凸轮与滚子间的接触应力来看，滚子半径越大越好。但是必须注意，当凸轮的理论轮廓曲线确定以后，滚子半径的增大对凸轮的轮廓曲线有很大影响。由前面的讨论可知，滚子从动件盘形凸轮的轮廓曲线 β 与理论轮廓曲线 β_0 沿法线方向处处相差一滚子半径 r_r 。因此，在从理论廓线作实际廓线时，如果滚子半径选择不当，会使从动件不能准确地实现预期的运动规律。

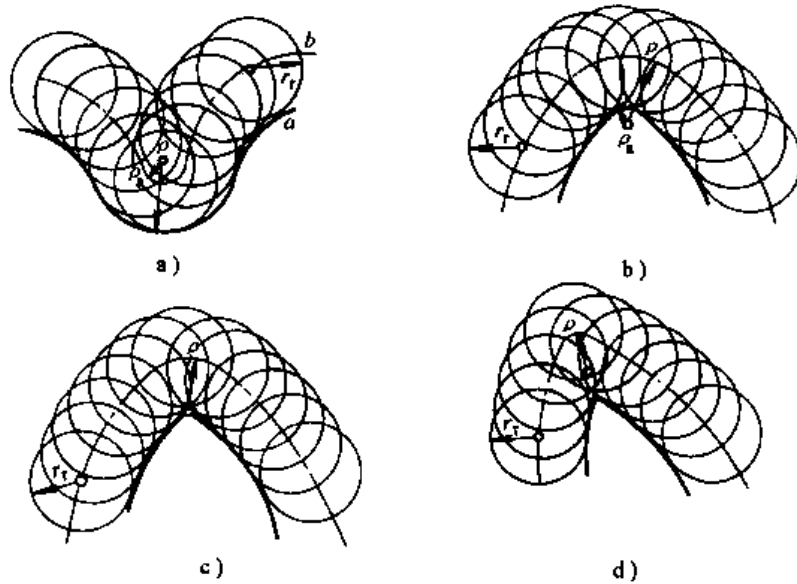


图 7-17 ρ_a 与 ρ 及 r_r 的关系

- a) 凸轮轮廓曲线内凹 b) 凸轮轮廓曲线外凸 ($\rho_a > 0$)
 c) 凸轮轮廓曲线外凸 ($\rho_a = 0$) d) 凸轮轮廓曲线外凸 ($\rho_a < 0$)

如图 7-17 所示, b 为凸轮理论轮廓曲线, a 为实际轮廓曲线。理论轮廓曲线曲率半径 ρ 、实际轮廓曲线曲率半径 ρ_a 与滚子半径 r_r 有下列关系:

当凸轮轮廓曲线内凹时 (如图 7-17a)

$$\rho_a = \rho + r_r \quad (7-8)$$

这时, ρ_a 总是大于 ρ , 因此, 无论滚子半径的大小如何, 实际轮廓曲线总可以根据理论轮廓曲线作出。

当凸轮轮廓曲线外凸时

$$\rho_a = \rho - r_r \quad (7-9)$$

这时有以下三种情况:

1) $\rho > r_r$ 。这时, $\rho_a > 0$, 可以根据理论轮廓曲线作出光滑的实际轮廓曲线, 如图 7-17b 所示。

2) $\rho < r_r$ 。这时, $\rho_a < 0$, 实际轮廓曲线将出现交叉, 如图 7-17d 所示。在加工时, 交点以外的部分将会被切去, 致使从动件无法准确实现预期的运动规律, 这种现象称为运动失真。

3) $\rho = r_r$ 。这时, $\rho_a = 0$, 实际轮廓曲线将出现尖点, 如图 7-17c 所示。由于尖点处极易磨损, 凸轮工作一段时间后也会出现运动失真现象。

为了避免运动失真, 减小应力集中和磨损, 设计时应保证实际轮廓曲线的最小曲率半径 ρ_{amin} 满足

$$\begin{aligned} \rho_{amin} &= \rho_{min} - r_r \geq 3\text{mm} \\ r_r &\leq \rho_{min} - 3\text{mm} \end{aligned}$$

式中, ρ_{min} 为理论轮廓曲线的最小曲率半径。另一方面, 从强度、结构等因素考虑, 滚子半径也不能太小。如果 ρ_{min} 过小, 使得满足上述条件的滚子半径 r_r 太小以致不能满足安装和强度要求, 就应当加大凸轮基圆半径 r_b , 重新设计凸轮轮廓线。

八、凸轮机构的结构设计

1. 凸轮的结构设计

凸轮的结构设计主要是确定曲线轮廓的轴向厚度和凸轮与传动轴的连接方式。当工作载荷较小时, 曲线轮廓的轴向厚度一般取为轮廓曲线最大矢径的 $1/10 \sim 1/5$; 对于受力较大的重要场合, 需按凸轮轮廓面与从动件间的接触强度进行设计。

在确定凸轮与传动轴的连接方式时, 应综合考虑凸轮的装拆、调整和固定等问题。对于执行机构较多的设备, 其各执行构件之间的运动协调性通常由运动循环图确定, 因此在装配凸轮机构时, 凸轮轮廓曲线起始点 (推程开始点) 的相对位置需按运动循环图进行调整, 以保证各执行构件能按预定程序协调动作。为

由此防止从动件圆柱绕自身轴线回转。摆动从动件的结构形式如图 7-21 所示，它可以是整体结构，如图 7-21a、c、f，也可以是组合式，如图 7-21b、d、e；既可做成直形，如图 7-21a、f，也可作成角形，如图 7-21b、c、d、e。

尖底从动件极易磨损，实际应用不多。工程中应用最多的是滚子从动件。图 7-22 所示为常用的滚子结构形式。

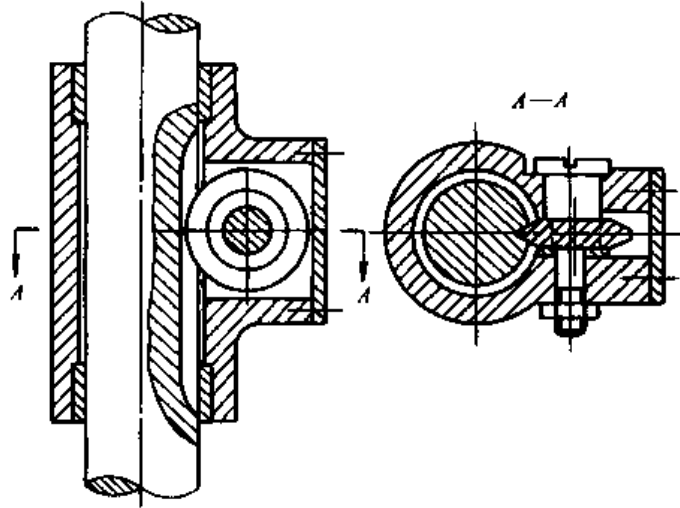


图 7-20 直动从动件防旋转的结构设计

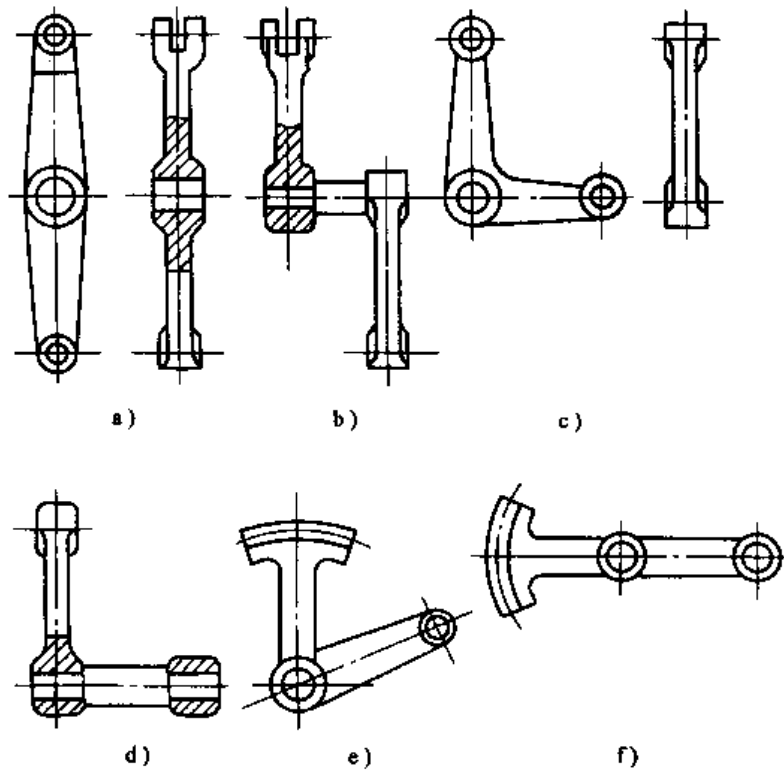


图 7-21 摆动从动件的结构型式

由此防止从动件圆柱绕自身轴线回转。摆动从动件的结构形式如图 7-21 所示，它可以是整体结构，如图 7-21a、c、f，也可以是组合式，如图 7-21b、d、e；既可做成直形，如图 7-21a、f，也可作成角形，如图 7-21b、c、d、e。

尖底从动件极易磨损，实际应用不多。工程中应用最多的是滚子从动件。图 7-22 所示为常用的滚子结构形式。

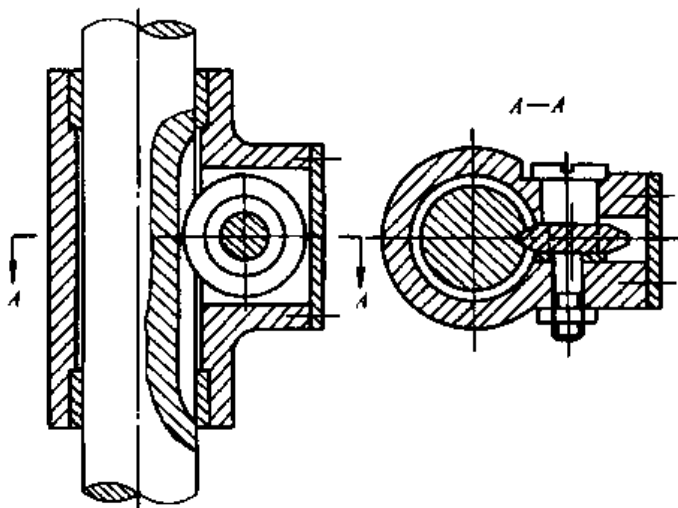


图 7-20 直动从动件防旋转的结构设计

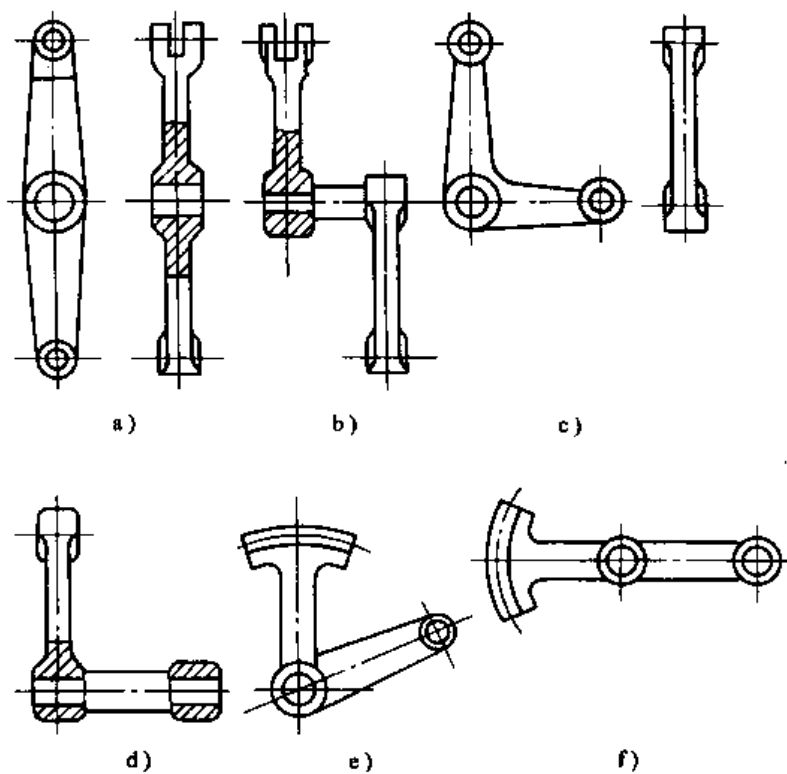


图 7-21 摆动从动件的结构型式

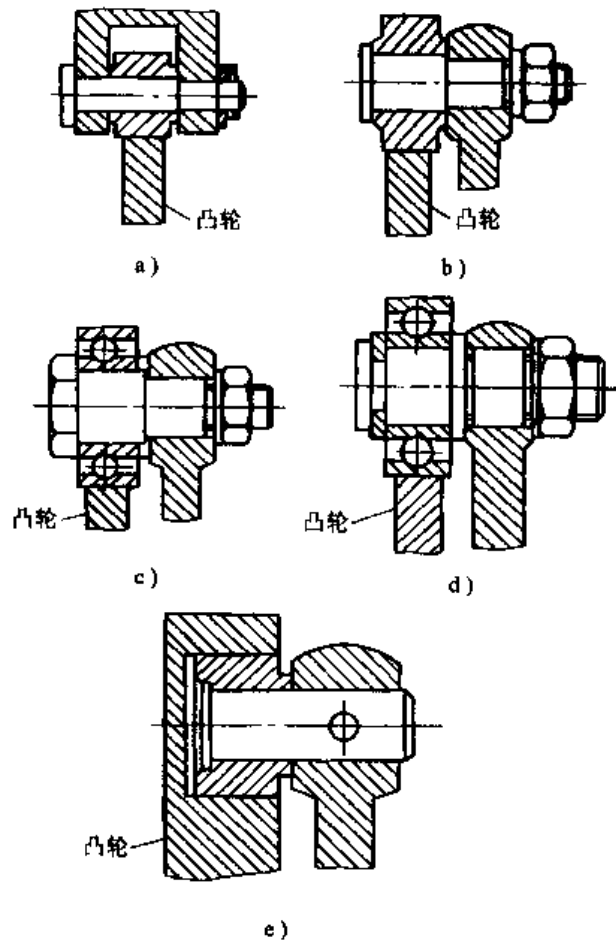


图 7-22 滚子结构形式

第二节 间歇运动机构

在许多机械中，常常要求某些机构的原动件连续运动，而从动件作周期性时动时停的间歇运动，实现这种间歇运动的机构称为间歇运动机构。本节着重介绍几种常用的间歇运动机构。

一、棘轮机构

1. 棘轮机构的工作原理

图 7-23 所示的棘轮机构，主要由棘轮、主动棘爪、止回棘爪和机架组成。当主动摆杆 1 逆时针摆动时，摆杆上铰接的主动棘爪 2 插入棘轮 3 的齿内，推动棘轮同向转动一定角度。当主动摆杆顺时针摆动时，止回棘爪 4 阻止棘轮反向转动，此时主动棘爪在棘轮的齿背上滑回原位，棘轮静止不动，从而实现将主动件的往复摆动转换为从动棘轮的单向间歇转动。为保证棘爪工作可靠，常利用弹簧 6 使棘爪紧压齿面。

改变原动件的结构形状，可以得到如图 7-24 所示的双动式凸轮机构。原动件在绕 O_1 轴的往复摆动过程中，通过主动棘爪 2 和 2' 两次推动棘轮转动。

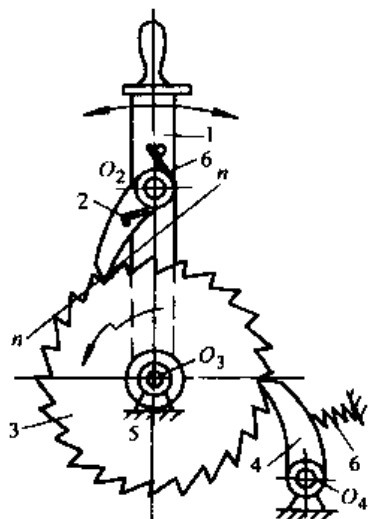


图 7-23 棘轮机构

1—摆杆 2—主动棘爪 3—棘轮
4—止回棘爪 5—机架 6—弹簧

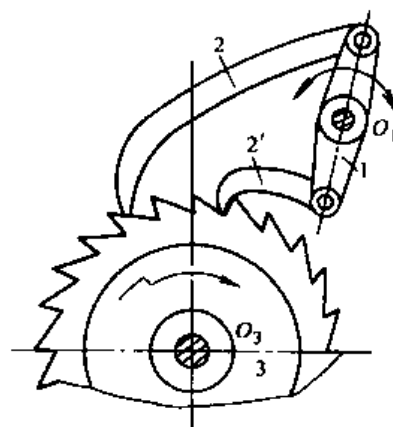
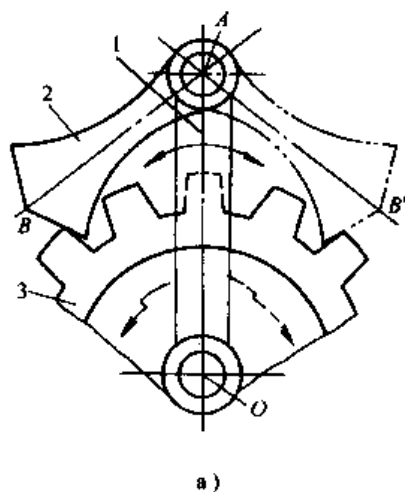
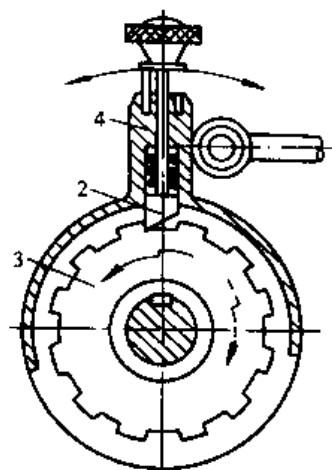


图 7-24 双动式棘轮机构

1—摆杆 2、2'—主动棘爪 3—棘轮



a)



b)

图 7-25 可变向棘轮机构

1—摆杆 2—棘爪 3—棘轮 4—壳体

当棘轮轮齿加工成方形时，成为可变向棘轮机构，如图 7-25a 所示。当棘爪在双点划线位置时，棘轮 3 沿顺时针方向作间歇运动；当棘爪在实线位置时，棘轮 3 沿逆时针方向作间歇运动。图 7-25b 所示为另一种可变向棘轮机构，若将棘爪提起并绕自身轴线旋转 180° ，即可改变棘轮 3 的间歇转动方向。若将棘爪

提起绕自身轴线旋转 90° 后放下，架在壳体顶部的平台上，使轮与爪脱开，则当棘爪往复摆动时，棘轮静止不动。这种棘轮机构常用于牛头刨床工作台的进给机构。

上述棘轮机构都是齿式棘轮机构，棘轮的转角都是相邻两齿所夹中心角的倍数，也就是说，棘轮的转角是有级变化的。如果要无级改变棘轮转角，可采用图 7-26 所示的摩擦式棘轮机构。这种机构在传动过程中很少发生噪声，但其接触表面间容易发生滑动。

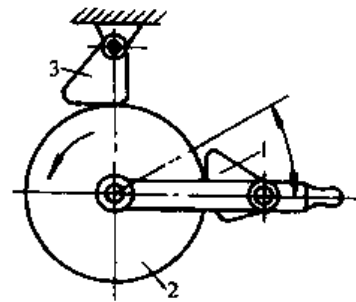


图 7-26 摩擦式棘轮机构

1、3—棘爪 2—棘轮

棘轮机构除了常用于实现间歇运动外，还能实现超越运动。图 7-27 所示为自行车后轮轴上的棘轮机构。当脚蹬踏板，经链轮 1 和链条 2 带动内圈具有棘齿的链轮 3 顺时针转动，再通过棘爪 4 的作用，使后轮轴 5 顺时针转动，从而驱使自行车前进。自行车前进时，如果令踏板不动，后轮轴 5 便会超越链轮 3 而转动，让棘爪 4 在棘轮齿背上滑过，从而实现不蹬踏板的自由滑行。

2. 棘轮机构的运动设计

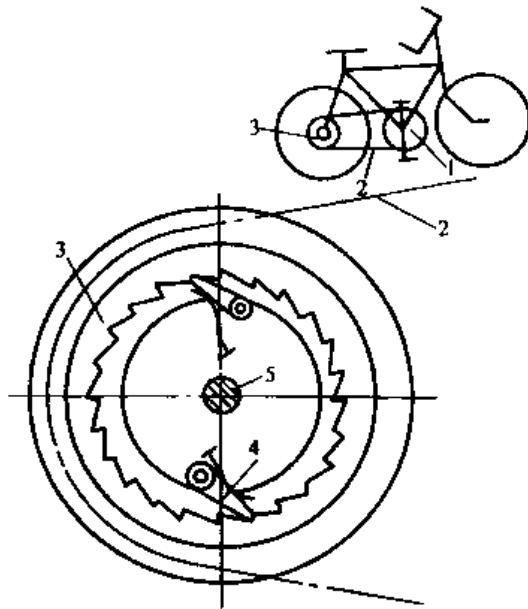


图 7-27 超越式棘轮机构

1、3—链轮 2—链条 4—棘爪 5—后轮轴

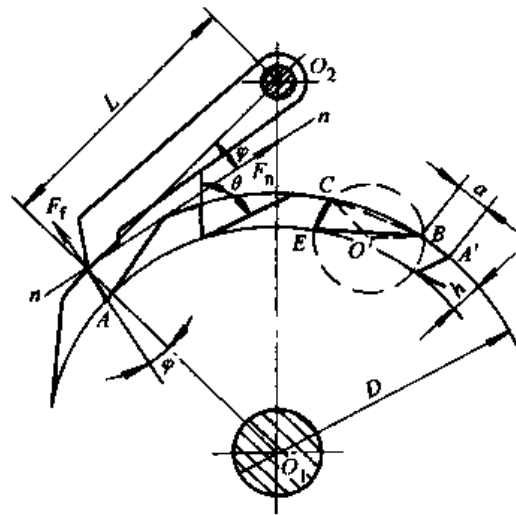


图 7-28 棘爪受力分析

(1) 棘爪工作条件 棘轮机构工作时，为保证棘爪能顺利地进入棘轮齿槽而又不致从齿槽中脱出，设计时应考虑使棘轮齿面有一倾角 φ 。如图 7-28 所示，为了使棘爪受力最小，应使棘轮齿顶 A 和棘爪的转动中心 O_2 的连线与棘轮半径

O_1A 垂直, 即 $\angle O_1AO_2 = 90^\circ$ 。轮齿对棘爪的作用力有: 正压力 F_n 和摩擦力 F_f 。当棘齿倾斜为 φ 时, 力 F_n 有使棘爪逆时针转动落向齿根的倾向; 而摩擦力 F_f 阻止棘爪落向齿根。为了保证正常工作, 使棘爪啮紧齿根, 必须使力 F_n 对 O_2 的力矩大于 F_f 对 O_2 的力矩, 即

$$F_n L \sin \varphi > F_f L \cos \varphi$$

因 $F_f = fF_n$; $f = \tan \rho$, 代入上式得

$$\tan \varphi > \tan \rho$$

故

$$\varphi > \rho \quad (7-10)$$

式中, ρ 为齿与爪之间的摩擦角, 当摩擦因数 $f=0.2$ 时, $\rho \approx 11^\circ 30'$ 。为可靠起见, 通常取 $\varphi = 20^\circ$ 。

(2) 几何尺寸计算 棘轮机构的主要参数有齿数 z 和模数 m 。考虑轮齿的强度, 齿数通常在 $z=8 \sim 30$ 范围内选用; 模数 m 应由强度计算确定, 并选用标准值。其他主要尺寸可按以下经验公式计算:

$$\text{齿顶圆直径 } D = mz$$

$$\text{齿高 } h = 0.75m$$

$$\text{齿顶厚 } a = m$$

$$\text{齿槽夹角 } \theta = 60^\circ \text{ 或 } 55^\circ$$

$$\text{棘爪长度 } L = 2\pi m$$

其他结构尺寸可查阅《机械设计手册》。

二、槽轮机构

1. 槽轮机构的工作原理

如图 7-29 所示, 槽轮机构由具有圆销 A 的主动拨盘 1、具有径向槽的从动槽轮 2 及机架组成。主动拨盘 1 顺时针作等速连续转动, 驱使从动槽轮 2 作单向间歇转动。当圆销 A 未进入径向槽时, 槽轮因其内凹锁止弧 β 被拨盘的外凸锁止弧 α 锁住而静止; 当圆销 A 开始进入径向槽时, 如图 7-29 所示位置, 锁止弧脱开, 槽轮 2 在圆销 A 的驱动下逆时针转动; 当圆销 A 转过 $2\varphi_1$ 角开始脱离径向槽时, 拨盘 1 的外凸锁止弧又将槽轮 2 内凹锁止弧锁住, 槽轮又静止不动, 直至圆销 A 再次进入槽轮的另一径向槽时, 又重复上述

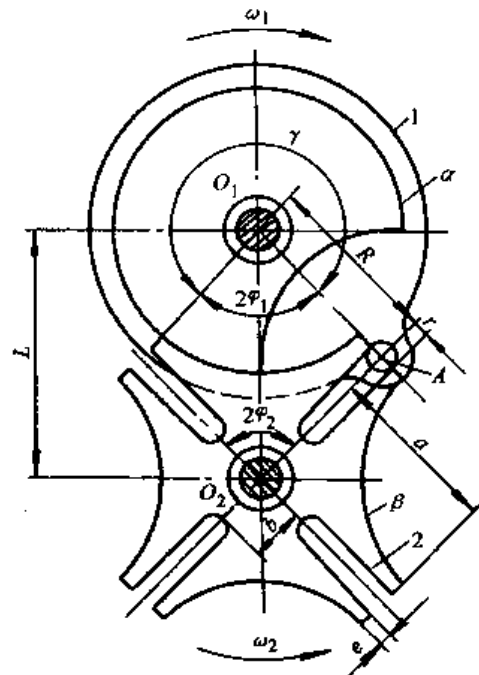


图 7-29 槽轮机构

1—拨盘 2—槽轮

循环,从而实现从动槽轮的单向间歇转动

槽轮机构构造简单,机械效率高,并且运动平稳,因此在机床自动转位机构、电影放映机卷片机构等自动机械中得到广泛应用。图7-30所示为电影放映机卷片机构。当槽轮2间歇运动时,胶片上的画面依次在方框中停留,以适应人眼的视觉暂留现象。

2. 槽轮机构的主要参数

槽轮机构的主要参数是槽轮的槽数 z 和拨盘圆销数 K 。

如图7-29所示,为了使槽轮2在开始和终止转动时的瞬时角速度为零,以避免圆柱销与槽发生撞击,圆销A进入或脱出径向槽的瞬间,槽的中心线 O_2A 应与 O_1A 垂直。设 z 为均匀分布的径向槽数,则槽轮2转过 $2\varphi_2 = 2\pi/z$ 弧度时,拨盘1的转角 $2\varphi_1$ 将为

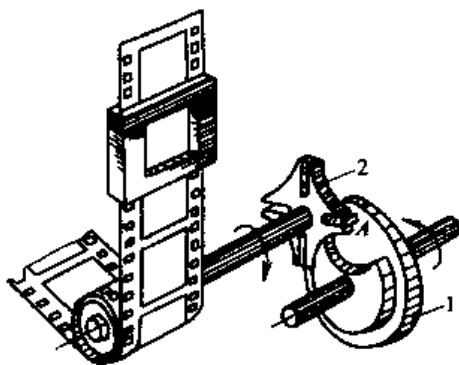


图7-30 电影放映机卷片机构
1—拨盘 2—槽轮

$$2\varphi_1 = \pi - 2\varphi_2 = \pi - \frac{2\pi}{z} \quad (7-11)$$

在一个运动循环内,槽轮2的运动时间 t_m 与主动拨盘1的运动时间 t 之比称为运动系数,用 τ 表示。当拨盘1等速转动时,这个时间之比可用转角之比来表示。对于只有一个圆柱销的槽轮机构, t_m 和 t 所对应的转角分别为 $2\varphi_1$ 和 2π ,因此

$$\tau = \frac{t_m}{t} = \frac{2\varphi_1}{2\pi} = \frac{\pi - \frac{2\pi}{z}}{2\pi} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z} = \frac{z-2}{2z} \quad (7-12)$$

为保证槽轮运动, τ 应大于零。由上式可知,径向槽的数目应大于或等于3。但槽数 $z=3$ 的槽轮机构,由于槽轮的角速度变化很大,圆销进入或脱出径向槽的瞬间,槽轮的角加速度也很大,会引起较大的振动和冲击,所以很少应用。又由上式可知,这种槽轮机构的运动系数 τ 总是小于0.5,即槽轮的运动时间总是小于静止时间。

如果拨盘1上装有数个圆销,则可以得到 $\tau > 0.5$ 的槽轮机构。设均匀分布的圆销数目为 K ,则一个运动循环中,槽轮2的运动时间为只有一个圆销时的 K 倍,即

$$\tau = \frac{K(z-2)}{2z} \quad (7-13)$$

运动系数 τ 还应当小于1 ($\tau=1$ 表示槽轮2与盘1一样作连续转动,不能实

现间歇运动), 故由上式得

$$K < \frac{2z}{z-2} \quad (7-14)$$

由上式可知, 当 $z=3$ 时, 圆销的数目可为 1~5, 当 $z=4$ 或 5 时, 圆销的数目可为 1~3; 而当 $z \geq 6$ 时, 圆销的数目可为 1 或 2。

槽数 $z > 9$ 的槽轮机构比较少见, 因为当中心距一定时, z 越大槽轮的尺寸也越大, 转动时的惯性力矩也增大。由式 (7-12) 也可知道, 当 $z > 9$ 时, 槽数虽增加, τ 的变化却不大, 起不到明显的作用, 故 z 常取为 4~8。

三、不完全齿轮机构

图 7-31 所示为不完全齿轮机构。这种机构的主动轮 1 上有 1 个或几个轮齿, 其余部分为外凸锁止弧, 从动轮 2 上有与主动轮轮齿相应的齿间和内凹锁止弧相间布置。

在不完全齿轮机构中, 主动轮 1 连续转动, 当轮齿进入啮合时, 从动轮 2 开始转动, 当轮 1 上的轮齿退出啮合后, 由于两轮的凸、凹锁止弧的定位作用, 齿轮 2 可靠停歇, 从而实现从动齿轮 2 的间歇转动。在图 7-31 中, 主动轮上有 3 个轮齿, 从动轮上有 6 段轮齿和 6 个内凹圆弧相间分布, 每段轮齿上有 3 个齿间与主动轮齿相啮合。当主动轮转动一周时, 从动轮转动六分之一周。

不完全齿轮机构的优点是设计灵活, 从动轮运动角范围大, 很容易实现一个周期中的多次动、停时间不等的间歇。缺点是加工复杂; 在进入和退出啮合时速度有突变, 引起刚性冲击, 因此一般只使用于低速、轻载场合。对于转速较高的不完全齿轮机构, 可在两轮的端面分别装上瞬心线附加杆 L 和 K , 如图 7-32 所示, 使从动件的角速度由零逐渐增加到某一数值, 从而避免了冲击。

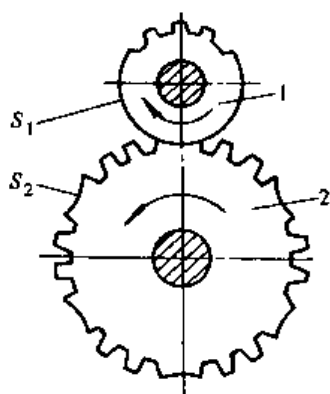


图 7-31 外啮合不完全
齿轮机构

1—主动轮 2—从动轮

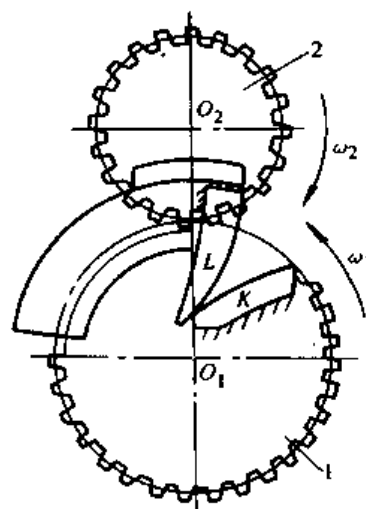


图 7-32 瞬心线附加杆

1—主动轮 2—从动轮

不完全齿轮机构常用于多工位、多工序的自动机械或生产线上，实现工作台的间歇转位和进给运动。

思考题及习题

7-1 试述尖顶、滚子、平底从动件的优、缺点及其应用场合。

7-2 什么是凸轮机构的压力角？压力角的大小对凸轮机构的尺寸有什么影响？压力角的大小对凸轮机构的传动有什么影响？

7-3 图 7-33 所示为凸轮机构的起始位置，试用反转法直接在图上标出：

- (1) 凸轮按 ω 方向转过 45° 时从动件的位移；
- (2) 凸轮按 ω 方向转过 45° 时凸轮机构的压力角；
- (3) 在图中作出基圆；
- (4) 在图中标出 Φ 、 Φ' 、 Φ_s 、 Φ'_s ；
- (5) 若凸轮实际廓线不变形，将图中的滚子半径改变，从动件的运动规律有无变化。

7-4 按图 7-34 所示的位移曲线作出盘形凸轮廓线。

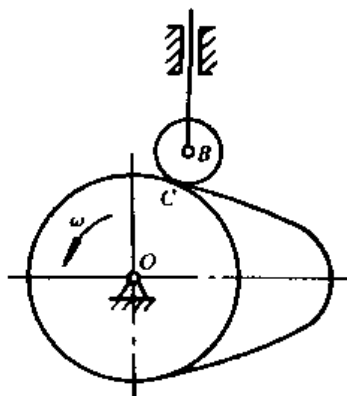


图 7-33 题 7-3 图

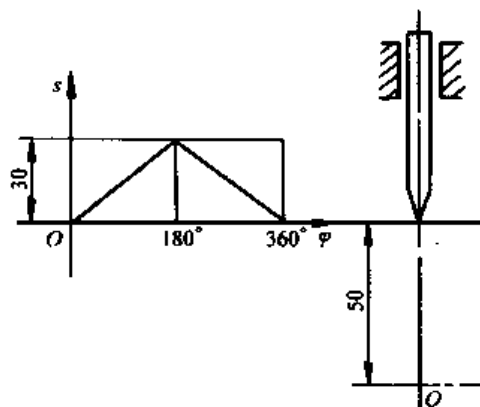


图 7-34 题 7-4 图

7-5 设计一偏置滚子直动从动件盘形齿轮，已知凸轮以等角速度顺时针方向转动，偏距 $e = 10\text{mm}$ ，如图 7-35 所示，凸轮基圆半径 $r_b = 40\text{mm}$ ，从动件的升程 $h = 30\text{mm}$ ，滚子半径 $r_r = 10\text{mm}$ ， $\Phi = 150^\circ$ ， $\Phi_s = 30^\circ$ ， $\Phi' = 120^\circ$ ， $\Phi'_s = 60^\circ$ ，从动件在推程作余弦加速度运动，在回程作等加速等减速运动，试用图解法绘出凸轮廓线。

7-6 在图 7-36 所示自动车床控制刀架移动的滚子摆动从动件盘形凸轮机构中，已知 $l_{OA} = 60\text{mm}$ ， $l_{AB} = 36\text{mm}$ ， $r_b = 35\text{mm}$ ， $r_r = 8\text{mm}$ ，从动件的运动规律为：当凸轮以等角速度 ω 逆时针回转 90° 时，从动件以等加速等减速运动向上摆 15° ；当凸轮自 90° 转到 180° 时，从动件停止不动；当凸轮自 180° 转到 270° 时，从动件以余弦加速度摆回原处；当凸轮自 270° 转到 360° 时，从动件又停止不动，试绘制凸轮的廓线。

7-7 等速运动规律，等加速度减速运动规律，余弦加速度运动规律，正弦加速度运动规律的特点是什么？

7-8 为了减少高速凸轮机构的冲击和振动，从动件的运动规律采用等速，还是等加速等减速，还是正弦加速度？为什么？

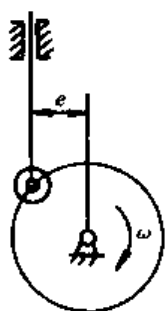


图 7-35 题 7-5 图

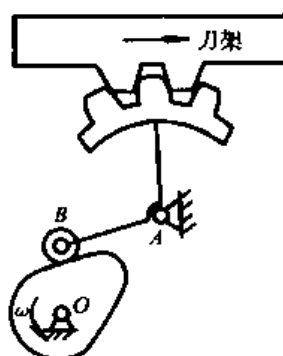


图 7-36 题 7-6 图

7-9 设计对心式直动从动件盘形凸轮机构时,在不改变从动件运动规律的情况下,为了减小该凸轮机构的压力角,应增大 r_b 还是减少 r_b ? 为什么?

7-10 一对心滚子移动从动件盘形凸轮机构,凸轮的推程运动角 $\Phi = 180^\circ$,从动件的升距 $h = 75\text{mm}$,若选用余弦加速度运动规律,并要求推程压力角不超过 25° ,试确定凸轮的基圆半径 r_b 。

7-11 一对心滚子移动从动件盘形凸轮机构,已知从动件运动规律如下:当凸轮转过 200° 时,从动件以余弦加速度运动规律上升 50mm ;当凸轮接着转过 60° 时,从动件停止不动;当凸轮转过一周中剩余的 100° 时,从动件以正弦加速度运动规律返回原处。若选取基圆半径 $r_b = 25\text{mm}$,试确定推程和回程的最大压力角 α_{\max} 和 α'_{\max} 。

7-12 在一对心滚子移动从动件盘形凸轮机构中,已知凸轮顺时针转动,推程运动角 $\Phi = 30^\circ$,从动件的升距 $h = 16\text{mm}$,从动件运动规律为正弦加速运动。若基圆半径 $r_b = 40\text{mm}$,试确定推程的最大压角 α_{\max} 。如果 α_{\max} 太大,而工作空间又不允许增大基圆半径,试问:为保证推程最大压力角不超过 30° ,应采取什么措施?

7-13 图 7-37 所示为滚子摆动从动件盘形凸轮机构。凸轮为一半径为 R 的偏心圆盘,圆盘的转动中心在 O 点,几何中心在 C 点,凸轮转向如图所示。试在图上作出从动件的初始位置,并在图上标出位置时凸轮转过的转角 φ 和从动件摆过的摆角 ψ 。

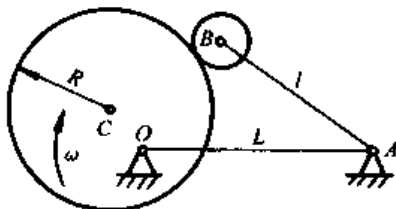


图 7-37 题 7-13 图

7-14 棘轮机构有几种类型? 它们分别有什么特点? 棘轮机构的功能是什么?

7-15 为什么槽轮的径向槽中心线应与拨盘的圆柱销运动轨迹圆相切?

7-16 槽轮机构的特点是什么?

7-17 对于不完全齿轮机构,当主动轮转动时,从动轮转动的角度应如何计算?

7-18 不完全齿轮机构和普通齿轮机构的啮合过程有什么异同点?