

ICS 25.060.99

J 93

团 体 标 准

T/WLJC 15—2018

弧面凸轮机构设计规范

Design specification for globoidal cam mechanism

2018—12—06 发布

2018—12—16 实施

温岭市机床装备行业协会 发布

前 言

本标准按照 GB/T 1.1-2009 给出的规则起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利，本文件发布机构不承担识别这些专利的责任。

本标准由温岭市机床装备行业协会秘书处牵头组织制订并负责解释。

本标准主要起草单位：温岭市华驰机械有限公司。

本标准参加起草单位：呼和浩特众环（集团）有限公司、温岭市机床装备行业协会。

本标准主要起草人：颜建军、金腾飞、杜淑逞、关耀东、麻江峰、丁昆。

本标准为首次发布。

全国团体标准信息平台

弧面凸轮机构设计规范

1 范围

本标准规定了弧面凸轮机构设计的基本原则、典型过程和主要方法。
本标准适用于高速无间隙传动装置用弧面凸轮机构。

2 术语和定义

下列术语和定义适用于本标准。

2.1

弧面凸轮机构 globoidal cam mechanism

主动凸轮的基体为圆弧回转体，凸轮轮廓制成凸脊状，通过工作面螺旋升角的变化实现分度盘的间歇运动和定位，从动转盘上装有轴线沿分盘圆周均布的滚子。如图 1 所示。

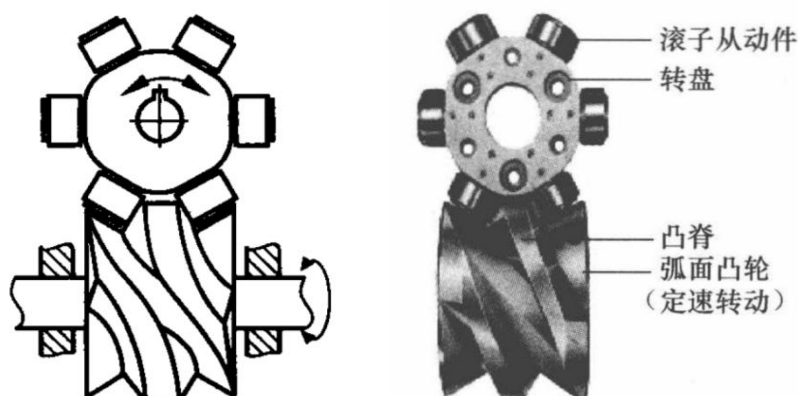


图 1 弧面凸轮机构

3 工作原理和基本形式

3.1 工作原理

当凸轮旋转时，在分度段，凸轮的轮廓推动转盘滚子，使转盘分度转位；在停歇段，转盘上相邻的两个滚子跨夹在凸轮凸脊的两侧，使转盘停止转动；如图 2 所示。从动转盘的运动规律可按转速、负载等工作要求设计，可以通过调整中心距来消除滚子与凸轮槽间的间隙及补偿磨损。

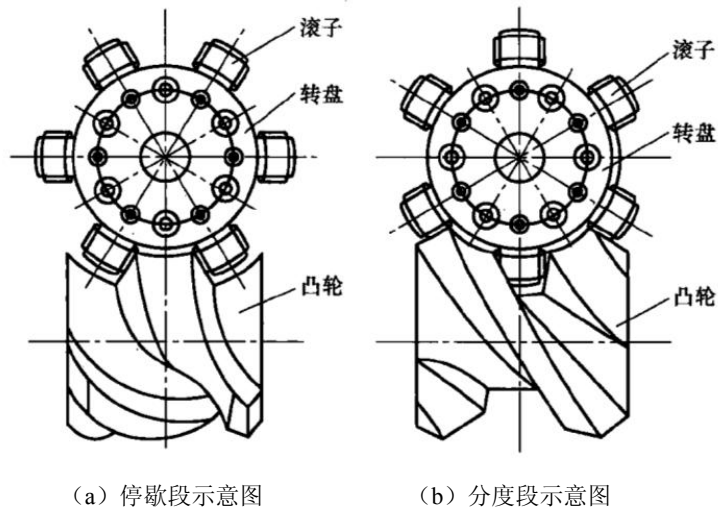


图2 弧面凸轮机构工作原理

3.2 特点

弧面凸轮机构具有以下特点：

- 1) 结构简单，刚性好，承载能力在凸轮机构中是最大的。
- 2) 设计限制少，分度范围宽： $n=1\sim 24$ ，在小分度数时，与圆柱凸轮机构相比，具有明显的优势。
- 3) 中心距可作微调，即可加预紧，消除间隙，使得该机构可获得较好的动力特性和运动特性，运行平稳，可用于高速、中速和低速各种场合。
- 4) 精度高，分度精度可达 $\pm(15''\sim 30'')$ 。
- 5) 凸轮工作面复杂，加工难度大、成本高。
- 6) 若分度数超过 24，预紧易卡死，该机构优势变得不明显。

3.3 基本形式

弧面凸轮机构有以下两种基本形式（如图 3 所示）：

- a) 脊型：输出运动静止时，由两个相邻的滚子骑在凸轮的凸脊上，使从动盘保持确定的位置。
- b) 槽型：输出运动静止时，一个滚子处于凸轮的沟槽内，两相邻的滚子骑在沟槽两边的凸脊上，使从动盘定位。

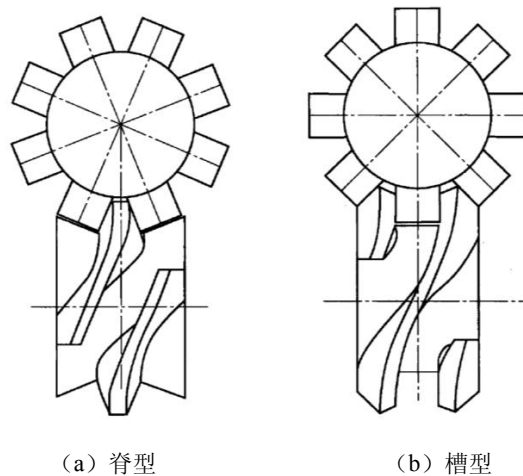


图3 弧面凸轮机构的基本形式

在分度较少时，多采用脊型结构，凸轮加工比较简单。在分度数较多时，脊型结构在预紧时易用卡死，多采用槽型结构。

3.4 旋向形式

针对输入和输出运动方向不同，弧面凸轮机构有左旋和右旋，分别用 L 和 R 表示，如图 4 所示。两种旋向形式输入运动方向不同，而输出运动的方向是一样的。

3.5 从动滚子形式

弧面凸轮机构的从动滚子有圆柱滚子、圆锥滚子、球面滚子等形式，从加工方便性考虑，圆柱滚子使用较多。

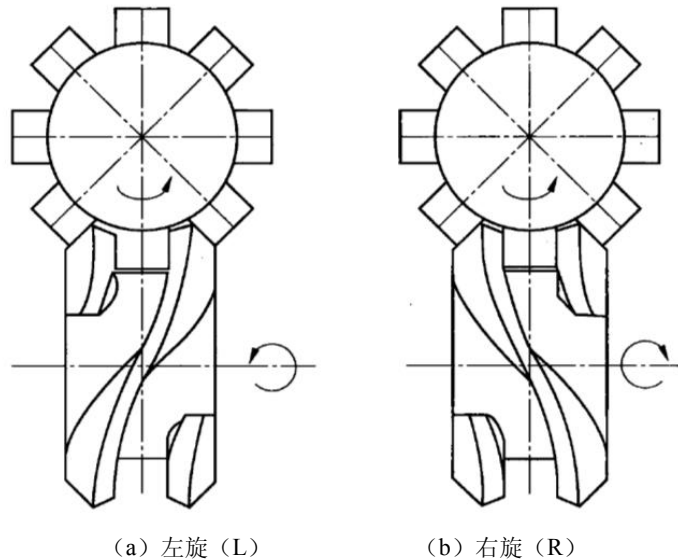


图 4 弧面凸轮机构的旋向

4 基本参数

4.1 概述

弧面凸轮机构的基本参数包括运动参数和几何参数。其中与圆柱凸轮机构基本参数的定义和计算是完全一致的有：分度数、分度角、动静比、动程角、从动滚子数、凸轮头数、中心距。反映自身特点的结构几何尺寸有：滚子尺寸、从动盘尺寸、径距比、凸轮尺寸等。见图 5。

4.2 分度数 n

从动盘输出轴在回转一周的过程中转动或停歇的次数称为分度数 n ，一次转动和停止的一个运动循环为一个分度。

分度数 n 由刀具自动交换装置的动作要求确定。若 n 选取太小，压力角大，传动特性差；若 n 选取太大，从动盘径向尺寸大，结构复杂，使得转动惯量大，运动速度受到限制，功率消耗也较大。

4.3 分度角 δ_n

一个分度从动件转过的角度称为分度角 δ_n ，见式 (1)。

$$\delta_n = \frac{2\pi}{n} \dots \dots \dots (1)$$

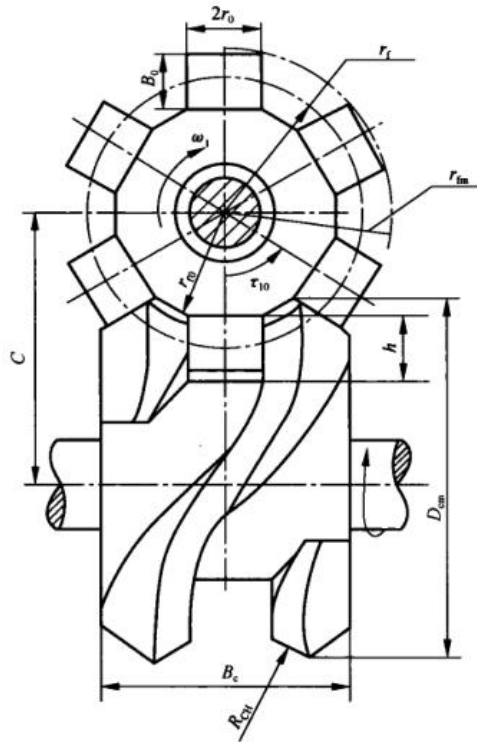


图 5 弧面凸轮机构几何尺寸关系

4.4 动静比劣_儼

在一个分度中，从动件运动时间兼_a与静止时间兼_y的比值，见式（2）。

$$\text{兼}_a \frac{\text{兼}_a}{\text{兼}_y} \dots\dots\dots (2)$$

动静比由刀具自动交换装置的动作要求确定，一般是给定值。

4.5 动程角勳_儼

凸轮在从动件运动时间内转过的角度。给定劣_儼后，动程角勳_a见式（3）。

$$\text{勳}_a \frac{\text{兼}_a}{1 + \text{兼}_a} \cdot \text{勳}_y \dots\dots\dots (3)$$

式中，勳₁由凸轮每转一周驱动从动件的分度次数 *I* 来确定，见式（4）。

$$\text{勳}_1 \frac{2\text{勳}_y}{\text{竟}} \dots\dots\dots (4)$$

一般地，凸轮每转一周，驱动从动件分度一次，即 *I*=1，勳₁一般为 2π。

4.6 从动滚子数 *m*

从动滚子数 *m* 为从动盘上滚子的总数。

4.7 凸轮头数功_允

每一个分度凸轮拨过的滚子数，见式（5）。

$$\text{兜}_m \frac{\text{兵}}{\text{其}} \dots\dots\dots (5)$$

兜_m 越大, 凸轮的形状越复杂。在压力角和分度数允许的情况下, 常取 $\text{兜}_m=2$ 。

4.8 中心距 C

输入轴与输出轴的轴线间距。它是机构设计时重要的原始参数。

4.9 滚子尺寸

滚子宽度 兜_0 和滚子半径 岔_0 , 可根据接触刚度确定, 也常用类比法设计, 选用标准件。

4.10 从动盘节圆半径 岔_f

从动盘回转中心到滚子宽度中点轴线的半径, 是从动盘的主要尺寸, 可用式(6)估算:

$$\text{岔}_f \frac{\text{岔}_0}{\sin \frac{\text{刘}}{4}} \pm (1 \sim 5\text{mm}) \dots\dots\dots (6)$$

4.11 从动盘基圆半径 岔_{f0}

从动盘基圆半径 岔_{f0} 是从动盘制造时用到的尺寸, 见式(7)。

$$\text{岔}_{f0} \text{ 堉}_f - \frac{1}{2} \text{B}_0^2 r_0^2 \dots\dots\dots (7)$$

4.12 从动盘基圆半径 岔_{fm}

从动盘基圆半径 岔_{fm} 是装配中需要保证的, 它影响到 岔_f , 并且用于零件之间是否干涉的检测, 见式(8)。

$$\text{岔}_{fm} \text{ 堉}_f - \frac{1}{2} \text{B}_0^2 r_0^2 \dots\dots\dots (8)$$

4.13 径距比劣 魑_m

从动盘节圆半径 岔_f 与中心距 C 之比, 它是影响压力角、曲面的曲率等的重要参数, 分度数越大, 径距比可以取得较大, 见式(9)。

$$\text{魑}_m \frac{\text{岔}_f}{\text{兑}} \leq \frac{1}{1 + \frac{\tau_h \cdot v_m}{\theta_h \tan \alpha_m}} \dots\dots\dots (9)$$

式中, 魑_m 为运动规律无因次最大速度; α_m 为允许最大压力角。

4.14 凸轮弧面半径努 堉_{CH}

一般取值, 见式(10)。

$$\text{堉}_{CH} r_{f0} (1 \sim 5\text{mm}) \dots\dots\dots (10)$$

4.15 凸轮最大外圆直径允 兒_{em}

一般取值, 见式(11)。

$$\text{兒}_{em} \approx 2C - R_{CH} \cos \tau_h - 2r_0 \sin \tau_h \dots\dots\dots (11)$$

4.16 凸轮宽度 b

一般取值，见式 (12)。

$$b \approx 2 r_f \sin \frac{\tau_h}{2} \frac{r_0}{\cos \frac{\tau_h}{2}} \dots \dots \dots (12)$$

4.17 凸轮槽深 h

凸轮外表面是旋转弧面，使得凸轮槽深 h 不好确定，以滚子不与底面相碰为宜，一般取值，见式 (13)。

$$h \approx 1.1 \sim 1.25 r_0 \dots \dots \dots (13)$$

5 凸轮轮廓方程、压力角及工作曲面曲率分析

5.1 凸轮轮廓方程

弧面凸轮的工作曲面为不可展的空间曲面，需要运用微分几何的曲面理论及其包络理论，由从动滚子的曲面出发，推导出滚子曲面的包络面方程，即凸轮轮廓参数方程。

按图 6 所示建立坐标系，由曲纹坐标 (ϕ, δ) 如图 7 所示， ϕ 和 δ 分别为凸轮和从动盘转角，可得凸轮轮廓参数方程，见式 (14)。

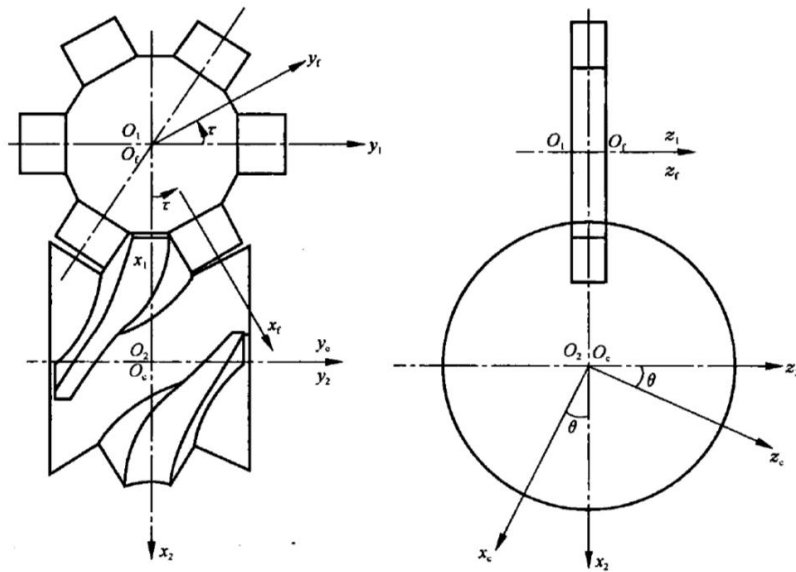


图 6 弧面凸轮轮廓方程坐标系

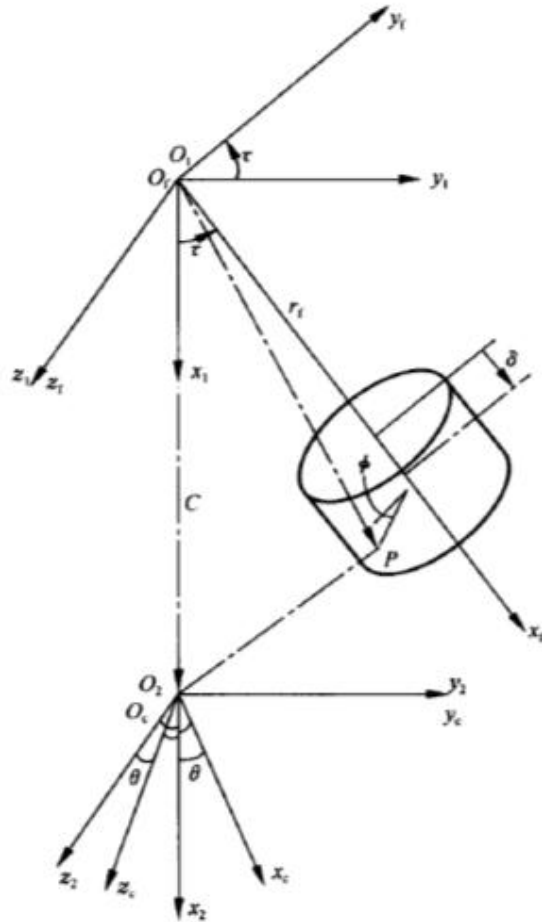


图7 曲纹坐标 ϕ 和 δ 的设定

$$\begin{aligned} x_c &= r_f \delta \cos \tau \cos \theta - r_0 \sin \tau \cos \phi - C \cos \theta - r_0 \sin \theta \sin \phi \\ y_c &= r_f \delta \sin \tau - r_0 \cos \tau \cos \phi \\ z_c &= -r_f \delta \cos \tau \sin \theta - r_0 \sin \tau \sin \theta \cos \phi - C \sin \theta - r_0 \cos \theta \sin \phi \end{aligned} \quad \dots (14)$$

接触方程，见式 (15)。

$$\tan \alpha = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{r_f \delta}{\delta \cos \tau - C} \dots (15)$$

5.2 压力角分析

压力角是指滚子曲面上接触点 P 的受力方向与从动件该点速度的夹角。受力方向是 P 点的法向（与矢径 r_0 的方向一致），速度方向为滚子曲面的矢量的切线方向，如图 8 所示。

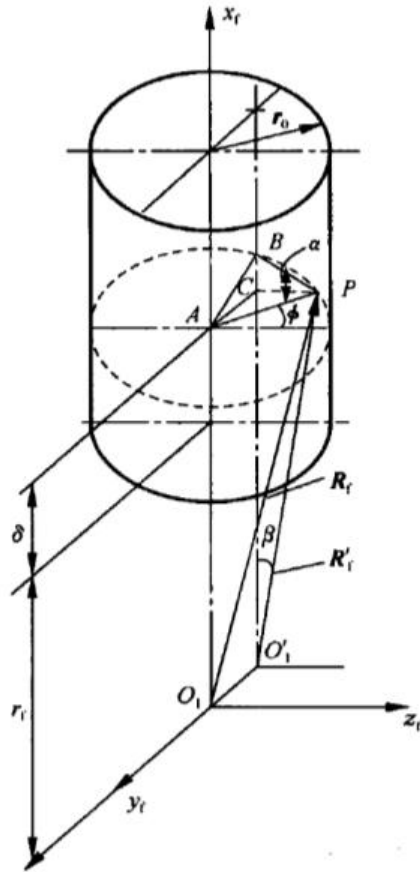


图8 压力计算关系

压力角计算公式，见式(16)。

$$\cos \alpha = \frac{r_f \delta \cos \phi}{r_f \delta^2 + r_0^2 \cos^2 \beta} \dots \dots \dots (16)$$

压力角是影响凸轮机构受力情况和效率的一个重要参数，同时，对结构尺寸也有很大影响。构件强度、刚性、接触摩擦大小、构件制造精度等因素，对压力角的取值都有影响。当其他参数一定时，径距比 K_{rc} 越小， α_m 也越小。弧面凸轮机构，许用压力角 $[\alpha] \leq 50^\circ$ 。最大压力角 α_m 发生在 $T=0.5$ 处，见式(17)。

$$\alpha_{\text{max}} = \tan^{-1} \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{K_{rc}}{1 - K_{rc}} \cdot \nu_m \dots \dots \dots (17)$$

5.3 曲率分析

与滚子曲面的第一方向共轭成 ν 角的一切线方向上的诱导法曲率，见式(18)

$$\kappa_{\sigma}^{(2)} = \frac{\kappa_1^{(1)} \kappa_2^{(1)}}{2} - \frac{\kappa_1^{(1)} + \kappa_2^{(1)}}{2} \cos 2\tau - \frac{\kappa_1^{(2)} + \kappa_2^{(1)}}{2} - \frac{\kappa_1^{(2)} + \kappa_2^{(2)}}{2} \cos \tau \dots \dots (18)$$

式中， $\kappa_1^{(1)}$ 、 $\kappa_2^{(1)}$ 为滚子曲面的第一、第二主曲率，见式(19)、式(20)。

$$\kappa_1^{(1)} = \tau \frac{1}{\rho_{\tau 0}} \dots \dots \dots (19)$$

$$\kappa_2^{(1)} = 0 \dots \dots \dots (20)$$

$\kappa_1^{(2)}$ 、 $\kappa_2^{(2)}$ 为凸轮曲面的第一、第二主曲率，见式(21)、式(22)。

$$\begin{aligned} & \kappa_1^{(2)} \\ &= \frac{1}{2} \kappa_1^{(1)} + \kappa_2^{(1)} \tau \frac{\rho_1^2 + \rho_2^2}{\rho_3 + \rho_1 \mu_1^{(12)} + \rho_2 \mu_2^{(12)}} + \frac{\kappa_1^{(1)} + \kappa_2^{(1)}}{\cos 2\theta} \\ & \tau \frac{\rho_1^2 + \rho_2^2}{\rho_3 + \rho_1 \mu_1^{(12)} + \rho_2 \mu_2^{(12)} \cos 2\theta} \dots \dots \dots (21) \end{aligned}$$

$$\kappa_2^{(2)} = \kappa_{其1}^{(2)} + \kappa_{其2}^{(2)} \tau \kappa_1^{(2)} \dots \dots \dots (22)$$

σ 为凸轮曲面第一主方向和滚子曲面第一主方向的夹角，见式(23)。

$$\tan 2\theta = \frac{2\rho_1 \rho_2}{\kappa_1^{(1)} + \kappa_2^{(1)} \rho_3 + \rho_1 \mu_1^{(12)} + \rho_2 \mu_2^{(12)} \rho_1^1 + \rho_2^2} \dots \dots \dots (23)$$

$\mu_1^{(12)}$ 、 $\mu_2^{(12)}$ 为相对滑动速度在滚子曲面两个单位主方向上的分量，见式(24)、式(25)。

$$\mu_1^{(12)} = \omega \sin \theta + \tau \omega_0 \sin \theta + \omega \cos \theta + \tau \omega_0 \cos \theta \dots \dots \dots (24)$$

$$\mu_2^{(12)} = \tau \omega_0 \cos \theta + \omega \sin \theta \dots \dots \dots (25)$$

$\mathbf{e}_1^{(1)}$ 、 $\mathbf{e}_2^{(1)}$ 为滚子曲面的两个单位主方向的向量，见式(26)、式(27)。

$$\mathbf{e}_1^{(1)} = \sin \theta \mathbf{i} + \tau \cos \theta \mathbf{j}, \cos \theta \mathbf{k} \dots \dots \dots (26)$$

$$\mathbf{e}_2^{(1)} = \cos \theta \mathbf{i}, \sin \theta \mathbf{j}, 0 \mathbf{k} \dots \dots \dots (27)$$

$\kappa_{其1}^{(2)}$ 、 $\kappa_{其2}^{(2)}$ 为凸轮曲面在滚子曲面两个主方向上的法曲率，见式(28)、式(29)。

$$\kappa_{其1}^{(2)} = \kappa_1^{(1)} \tau \frac{\rho_1^2}{\rho_3 + \rho_1 \mu_1^{(12)} + \rho_2 \mu_2^{(12)}} \dots \dots \dots (28)$$

$$\kappa_{其2}^{(2)} = \kappa_2^{(1)} \tau \frac{\rho_2^2}{\rho_3 + \rho_1 \mu_1^{(12)} + \rho_2 \mu_2^{(12)}} \dots \dots \dots (29)$$

参数 a_1 、 a_2 、 a_3 ，见式(30)、式(31)、式(32)。

$$\rho_1 = \kappa_1^{(1)} \mu_1^{(12)} + a_1 \times \mathbf{e}_1^{(1)} \mathbf{e}_1^{(1)} \dots \dots \dots (30)$$

$$\rho_2 = \kappa_2^{(1)} \mu_2^{(12)} + a_2 \times \mathbf{e}_2^{(1)} \mathbf{e}_2^{(1)} \dots \dots \dots (31)$$

$$\text{兩}_3 = \text{刘,其}^{(1)}, \text{初}^{(12)} + \text{其}^{(1)}, \text{刘,兜}_1 + \text{其}^{(1)}, \text{初}^{(12)}, \text{奠}_六 \dots\dots\dots (32)$$

上述各式中:

- τ ——从动盘角速度;
- $\text{初}^{(12)}$ ——凸轮与从动盘角速度矢量差;
- τ ——从动盘角加速度向量;
- $\text{奠}^{(12)}$ ——相对速度列向量;
- $\text{奠}_六$ ——牵连速度向量。

诱导法曲率的计算, 需要利用计算机进行处理。凸轮曲面不产生曲率干涉的判别条件应为诱导法曲率大于或等于零, 见式 (33)。

$$\text{关}_o^{12} \geq 0 \dots\dots\dots (33)$$

6 弧面凸轮机构设计

6.1 概述

对弧面凸轮机构的工作曲面设计, 传统的方法是图解法, 即对弧面凸轮按某一半径(平均半径或外径)展开为平面图形, 用廓线代表工作曲面进行设计, 用这样方法设计出来的凸轮, 运动规律和精度都具有很大有误差。

弧面凸轮的设计应建立在对三维空间曲面分析计算的基础上。利用 CAD/CAM 技术, 将设计结果以数控文件的形式直接转化为 NC 数控程序, 通过计算机与数控机床接口通信, 直接将程序传输到数控机床。

6.2 设计步骤

6.2.1 选择运动规律

选择运动规律的依据是机构的载荷、输入转速、运动学和动力学要求。由于弧面凸轮机构多用于低、中速的中载和重载场合, 因此, 多选择修正正弦运动规律和修正梯形运动规律。

6.2.2 确定基本参数

基本参数中一部分是原始参数, 由使用要求给定。包括:

- 分度数 n (分度数常用的有: 3, 4, 6, 8, 12, 16 和 24);
- 动静比 K_d ;
- 输入转速 n_2 ;
- 中心距 C ;
- 负载。

由原始参数可以根据基本参数计算公式确定:

- 分度角 刘_h (分度角越大, 负荷惯性矩越小, 应尽量采用较大的分度角);
- 动程角 刘_h ;
- 凸轮头数 兜_n ;
- 滚子数 m 。

在确定几何参数时, 基本步骤如下:

1) 确定滚子的半径 瓮_o 和宽度 兜_o 。可根据负载, 用接触应力条件确定, 也可用类比法确定。一般将 瓮_o 确定为优先系列尺寸, 可以方便凸轮的加工和选配标准滚子。满足啮合条件下, 兜_o 不宜取太大。

2) 计算从动盘节圆半径 瓮_f 、凸轮基圆直径 兜_ω 、凸轮外径 $\text{兜}_{\omega w}$ 、槽深 h 、凸轮宽度 兜_c 和中心距 C 。

3) 确定凸轮轴线到从动盘基面的高度 l , 见式 (34)。从动盘基面由设计者给定, 若以从动盘的下表面作基面, 则:

$$l = \frac{1}{2} r_{\text{基}} + r_{\text{兴}} \dots \dots \dots (34)$$

根据机构的大小, $\Delta l = 1 \sim 5 \text{ mm}$ 。

6.2.3 计算弧面凸轮轮廓

基本参数确定后, 可由凸轮轮廓方程和接触方程对凸轮轮廓(工作曲面)进行设计计算。这个计算过程是十分复杂的, 需要借助计算机, 才可能计算出凸轮工作曲面的任意一点坐标。

6.2.4 计算强度、寿命和刚性

- 1) 计算作用在凸轮上的接触应力;
- 2) 计算凸轮面上的滚动疲劳寿命;
- 3) 计算从动件滚子的强度(静载荷强度);
- 4) 计算从动件滚子的滚动疲劳寿命(动载荷时);
- 5) 计算机构元件的强度, 如轴的弯曲强度, 螺栓的强度等;
- 6) 确定零件的许用应力值及机构刚性的取值范围。

6.2.5 绘制凸轮零件图

弧面凸轮的工作曲面是不可展的空间曲面, 不可能在凸轮零件图上真实地反映出凸轮工作曲面, 在图纸上只需画出凸轮外形图, 注明运动规律、基本参数和凸轮材料即可。参见图 9。

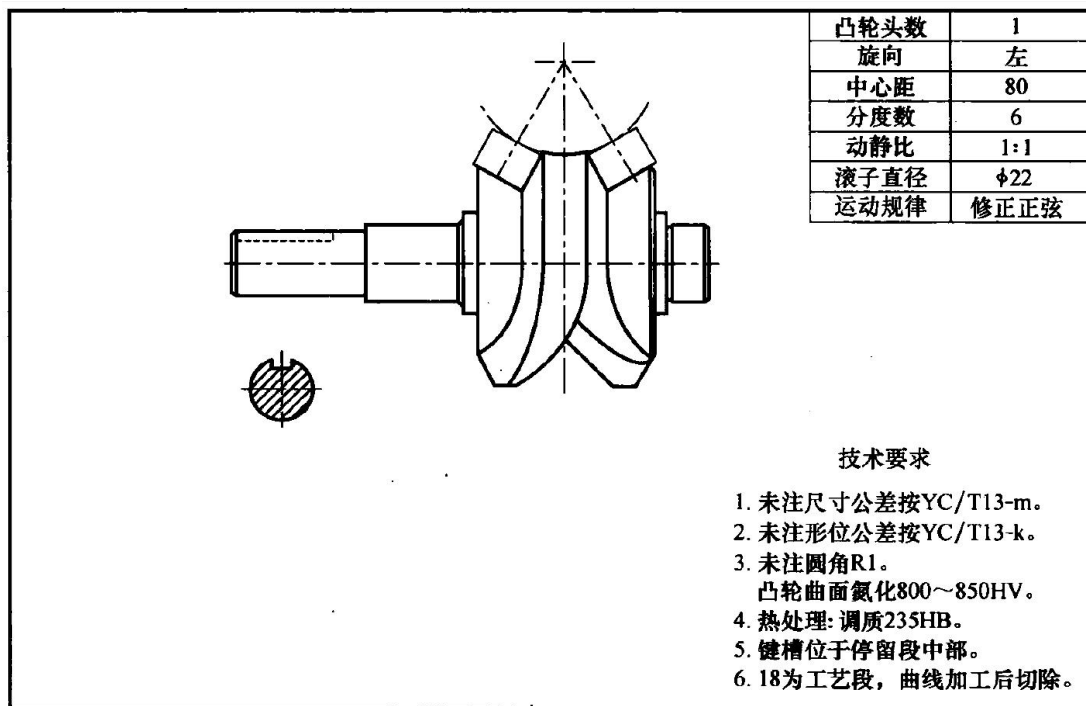


图 9 弧面凸轮轴图例

7 凸轮曲线设计准则

7.1 凸轮曲线的特性

7.1.1 最大无量纲速度 V_m

V_m 主要影响凸轮机构的压力角和尺寸的大小。在凸轮机构中, 其压力角一般会随速度

的增大而增大，而压力角过大会导致磨损加剧、效率降低甚至发生自锁。为了减小压力角，一般选用 V_m 较小的运动规律，同时较小的 V_m 可得到较小的基圆半径，从而减小凸轮机构的尺寸。

7.1.2 最大无量纲速度 A_m

A_m 是确定动态特性的主要因素之一。 A_m 主要影响凸轮机构的使用寿命和工作精度。在高速凸轮机构中，由于与加速度成正比的惯性力是主要载荷，而较大的惯性力会加剧构件之间的磨损，从而导致从动件振动，严重影响工作精度。一般在中、高速凸轮机构中，要选用 A_m 较小的凸轮曲线。

7.1.3 最大无量纲跃度 J_m

J_m 表示惯性力的变化率，主要影响高速凸轮机构的运动精度。在高速凸轮机构中，为了提高传动精度、减少机构的振动，并保证设计的凸轮轮廓光滑，通常情况下要控制 J_m 不超过某个数值。特别是在行程终了处使跃度值为零，对改善系统工作的平稳性是有益的。

7.1.4 加速度均方根值 A_{rms}

A_{rms} 反映了凸轮机构受惯性力后偏离平均位置的动力扭曲程度，在运动精度要求较高的条件下，应选用 A_{rms} 较小的运动规律。

7.1.5 最大动载转矩 $(AV)_m$

$(AV)_m$ 反映了动载转矩的最大值，由于动载惯性力与凸轮转矩 (AV) 成正比，为了减少凸轮转矩，降低电动机功率，应选用 $(AV)_m$ 较小的运动规律。

7.1.6 最大动载转矩变化率 τ_m

τ_m 反映了几何封闭凸轮机构中，当凸轮反向转动时，横向冲击造成的磨损以及产生的噪声，因此在实际使用中，除了通过预载或结构措施来消除间隙、减少噪声和磨损外，还应选用 τ_m 较小的运动规律。

7.2 连续性条件

为了避免凸轮机构在运动中产生速度或加速度的突变而带来冲击和振动，需要选择动特性优良的凸轮曲线。除极低速工作的凸轮外，设计凸轮机构需要符合如下连续性条件：凸轮曲线，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。即凸轮在全程范围内的位移函数必须具有连续的一阶和二阶导数。

7.3 应考虑的参数

常用的凸轮曲线有修正梯形曲线、修正正弦曲线和修正等速曲线，在确定凸轮曲线时应考虑如下参数：

- 1) 周期：凸轮转动一周所需要的时间；
- 2) 停留时间：工艺操作所需要的作业时间；
- 3) 最大加速度：加速度与惯性力成正比；
- 4) 最大速度：速度与作用在惯性体上的离心力成正比；
- 5) 最大输出载荷：载荷条件不同，运动特性也不相同；
- 6) 最大输出力：根据输出力来确定动力源功率。

上述参数中，有时候某个条件得到改善而另一个条件则变坏，为此需要综合平稳考虑，求得最佳效果。

7.4 选用原则

选择凸轮曲线的原则如下：

- 1) 选择速度 V 和加速度 A 连续的曲线；
- 2) 对于低速重载的使用条件，选择 λ_m 、 τ_m 值较低的凸轮曲线；
- 3) 对于高速轻载的使用条件，选择 λ_m 、 τ_m 值较低的凸轮曲线；
- 4) 对于要求停留精度高的使用条件，为避免残留振动，选择减速区间比加速区间长的

埋对称曲线;

- 5) 单停留运动 (在终端不停留立即返回的运动) 选择单停留运动曲线;
- 6) 要求中间等速且凸轮直径小时, 选择修正等速曲线;
- 7) 对于加速度小的运动, 选择修正梯形曲线;
- 8) 没有高速轻载或低速重载的特殊使用条件, 选择修正正弦曲线。

8 强度计算方法

8.1 凸轮强度计算

将凸轮和滚子的接触视为两圆柱体的接触, 凸轮面强度适用赫兹公式计算, 见式 (35)、式 (36)。

$$F_{\text{容}} = \frac{1}{\rho_6} \sqrt{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}} \sqrt{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}} \sqrt{\frac{1}{\mu_1} + \frac{1}{\mu_2}} \sqrt{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}} \dots \dots \dots (35)$$

$$\frac{1}{\rho_6} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \dots \dots \dots (36)$$

式中:

- $F_{\text{容}}$ ——容许法向压缩载荷 (N);
- b ——接触长度 (m) (接触长度为滚子长度减去滚子两端倒角尺寸);
- ρ_6 ——等价曲率半径 (m);
- ρ_1 ——滚子半径 (m);
- ρ_2 ——凸轮曲率半径 (m) (为凸面时取正值, 为凹面时取负值);
- ρ_c ——容许面压应力 (Pa);
- μ_1 、 μ_2 ——材料泊松比;
- E_1 、 E_2 ——材料杨氏弹性模量 (Pa)。

当材料为钢铁时, 泊松比 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$; 弹性模量, 淬火钢 $E = 206 \times 10^9 \text{Pa}$, 铸铁 $E = 127 \times 10^9 \text{Pa}$ 。

对于相同大小的法向压缩力, 当凸轮的凸面上取最小曲率半径时, 赫兹应力最大。实际上, 作用在凸轮面上的法线力是变化的, 法线力变大处和 ρ_6 最小处是不一致的。为了安全, ρ_2 按凸轮轮廓凸曲率半径的最小值计算。

8.2 凸轮滚子强度计算

凸轮滚子有三种额定负载:

1) 基本动额定负载。为了在基本动额定负载条件下 90% 不会引起滚动接触疲劳, 必须在基本负荷条件下达到 100 万转作为寿命计算的基准。

2) 基本静额定负载。基本静额定负荷是在静止或低速旋转时, 把凸轮滚子内部的转动体和轨道的接触面压限制在一定范围内。静压强度决定于静弯曲强度和抗剪强度。

3) 最大容许负荷。根据基本动额定负荷的寿命计算, 可求出凸轮滚子的容许负荷, 可以将轴径强度视为最大容许负荷。

凸轮滚子的容许负荷 $F_{\text{容}}$ (N), 见式 (37)。

$$F_{\text{容}} = \frac{60 \text{其} \rho_6 \rho_c}{10^6} \left(\frac{3}{10} \right) \dots \dots \dots (37)$$

式中:

- ρ_6 ——凸轮滚子寿命时间 (h);
- ρ_c ——凸轮滚子转数 (r/min)。

9 凸轮材料选用准则

9.1 基本原则

选择凸轮材料时,首先应确定凸轮和滚子之间的接触表面应力的 σ 大小,根据表面应力程度来决定凸轮材料。经研究表明,许多凸轮轨道面的压力,一般都是在几百 MPa 到 1300 MPa 之间。当凸轮轨道面和从动件滚子表面受到应力高于许用应力时,在接触面上将产生点状腐蚀和剥落现象。

可以把轨道面压力由轻载到重载分为三个阶段,同样,也可把凸轮表面的圆周速度分为三个阶段,作为选择凸轮材料和热处理的基准。载荷和圆周速度的分类如下:

- 1) 轻载: 600 MPa 以下 (凸轮硬度 HRC10~HRC40), 低速 0.5 m/s 以下;
- 2) 中载: 600 MPa ~1000 MPa (凸轮硬度 HRC 40~HRC 60), 中速 0.5 m/s ~1 m/s;
- 3) 重载: 1000 MPa ~1300 MPa (凸轮硬度 HRC 60HRC 以上), 高速 1 m/s 以上。

9.2 凸轮材料

一般凸轮材料选用 45C、45Mn2、40Cr 等牌号的优质结构的钢,表面淬火到 HRC50~HRC55。当凸轮要求更高时,可用 15C、20C、20Mn2、20Cr 等低碳钢渗碳,淬火到 HRC58~HRC63,渗碳层厚度为 0.8 mm ~1.2 mm,也可用 GCr15 钢淬硬到 HRC60~HRC64,或采用 38CrMnAl 进行氮化处理。

一般用于低速轻载的凸轮可采用 20HT~40HT 和 25HT~47HT。采用球墨铸铁 QT600-3 经等温淬火到 HRC45~HRC50,可得到良好的耐磨性。

当凸轮受到大的冲击时,表面应力很大的场合最好采用 5CrW2Si、9CrWMn、W18Cr4V 等材料。对于冲击小的高速场合,可采用氮化钢。

9.3 滚子材料

选择滚子材料的原则是其磨损速度要比凸轮的磨损快一些,这是因为滚子加工容易,更换方便。但滚子要比凸轮小很多,工作频率比凸轮高,所以即使选用与凸轮相同的材料,滚子也会先期报废。

常用的滚子材料有 20Cr、18CrMnTi,淬硬到 HRC58~HRC63,或用 GCr15 滚子淬硬到 HRC60~HRC64,也常采用 45C、40Cr 等中碳钢。