

用第V类连杆曲线逼近双曲线 综合槽轮连杆机构

邱 星 若

(机械工程系)

槽轮机构的主要优点在于结构简单,在自动机和半自动机中常用来实现间歇运动。对于外槽轮机构来说,槽轮作为输出运动的构件,在输出运动始末,角加速度不为零,且在转位过程中,出现峰值(或最大)角加速度;内槽轮机构则在转位始末出现峰值角加速度,引起冲击载荷,对机器工作产生不利影响。槽轮机构的这种运动特性,取决于槽数,槽数愈少,槽轮的峰值角加速度愈大,运动特性也愈差。假如槽轮处于高速运转,这个缺点将更加突出,因而限制了速度的提高。

要使槽轮在机器工作中转位,运转平稳可靠,应从降低槽轮转位运动始末的角加速度及降低峰值角加速度出发进行运动设计。以此为目的,本文提出了一种新的内槽机构设计方法:根据槽轮的槽数,以双曲线的一支作为给定函数,即利用双曲线上的一段近似直线,作为滚子进入和离开槽轮的轨迹。再根据 И.И. 阿尔托包列夫斯基提出的第V类对称连杆曲线^[1]的特性,综合铰链四杆机构,使得出的第V类对称连杆曲线逼近给定的双曲线,用这种方法综合的内接槽轮机构,将使滚子进出轮槽的角加速度为零,因而是一种无冲击的槽轮机构。

一、适合于槽轮机构运动的双曲线

双曲线的一般方程式为

$$\text{式中} \quad -\frac{x_0^2}{a^2} + \frac{y_0^2}{b^2} = 1 \quad (1)$$

b——实半轴, a——虚半轴。其参数方程式为

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= a \operatorname{ctg} T \\ y_0 &= \frac{b}{\sin T} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

双曲线的渐近线方程式为

$$y_0 = \pm \frac{b}{a} x_0$$

若有一点M在双曲线上移至无穷远处,则这点的切线与渐近线趋于重合。因此切线的极限必经原点(如图1)。于是可把该渐近线作为槽轮轮槽的等分角线。按照槽轮机构槽数不同。

有表1所列关系。

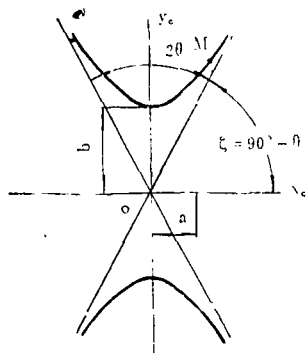


图1 用双曲线的渐近线作为槽轮的等分角线

表1

槽数	Z	4	5	6	8	10
等分角	2θ	90°	72°	60°	45°	36°
等分半角	θ	45°	36°	30°	22.5°	18°
双曲线渐近线 与X轴夹角	ζ	45°	54°	60°	67.5°	72°
连杆张开角	ω	270°	252°	240°	225°	216°
连杆张开角与槽 轮等分角关系		135°	126°	120°	112.5°	108°
$\frac{\omega}{2} = \frac{\pi}{2} + \theta$						

今欲确定适合于槽轮机构工作精度的双曲线，以作为给定函数。双曲线有对称性，为方便计，研究上面一支的第一象限部分，式(1)可写成

$$\left. \begin{aligned} \frac{y_c^2}{\operatorname{tg}^2 \zeta} - x_c^2 &= 1 \\ y_c^2 - (\operatorname{tg}^2 \zeta) x_c^2 &= \operatorname{tg}^2 \zeta \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中ζ为适合槽轮轮槽分度的角度。若为一族双曲线，则(3)式演化为

$$\left. \begin{aligned} \frac{y_c^2}{k \operatorname{tg}^2 \zeta} - \frac{x_c^2}{k} &= 1 \\ y_c^2 - (\operatorname{tg}^2 \zeta) x_c^2 &= k \operatorname{tg}^2 \zeta \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

参数方程式(2)又可写成

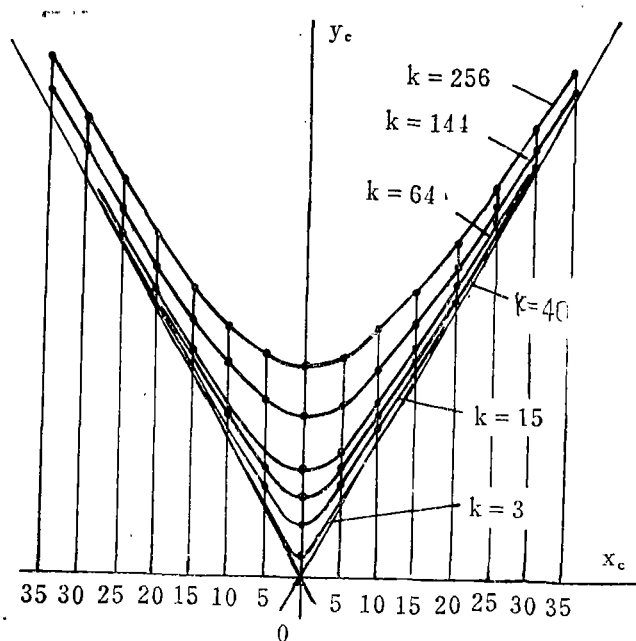
$$\left. \begin{aligned} x_c &= \sqrt{k} \operatorname{ctg} T \\ y_c &= \frac{\sqrt{k} \operatorname{tg} \zeta}{\sin T} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

若所设计的是六槽轮机构，则ζ=60°(如图2)

于是可取不同的k值，作出一族双曲线，如图2所示，离原点愈远，双曲线愈接近于直线。为了分析双曲线是否适合于六槽轮机构的等分精度，可在双曲线的近似直线部分验算其斜率。现以k=3这一支双曲线为例，其相应坐标值如表2

表2

x_{c1}	y_{c1}	x_{c2}	y_{c2}	x_{c3}	y_{c3}	x_{c4}	y_{c4}
0	3	5	9.1651513	10	17.578396	15	26.153993
x_{c5}	y_{c5}	x_{c6}	y_{c6}	x_{c7}	y_{c7}	x_{c8}	y_{c8}
20	34.7706	25	43.405069	30	52.048054	35	60.695963

图 2 槽轮等分角为 60° 时的一族双曲线

取 $(x_{c6}, y_{c6}), (x_{c7}, y_{c7}), (x_{c8}, y_{c8})$ 三点。顺序相邻两点连线的斜率为 m_{67}, m_{78} 。与 x 轴的夹角分别为 ζ_{67}, ζ_{78}

$$\zeta_{67} = \tan^{-1} m_{67} = 59^\circ 57' 2''$$

$$\zeta_{78} = \tan^{-1} m_{78} = 59^\circ 57' 53''$$

与六槽轮的等分角 60° 的分度误差为 $2' 58''$ 与 $2' 07''$ ，对照[4]，适用于精密零件。

从上例可知，只要在双曲线上选取离开顶点足够远的坐标点，双曲线在该点的切线就充分接近它的渐近线。为了说明选择这些点作为滚子进入和离开轮槽的位置点，对槽轮机构运动特性的影响，可对以隐函数表示的双曲线一般方程式(1)进行二次求导

$$\begin{aligned} \text{得出} \quad & -\frac{x_c^2}{a^2} + \frac{y_c^2}{b^2} \\ \ddot{y} = & \left(-\frac{b^2}{a^2} - \dot{y}^2 \right) \frac{1}{y} \end{aligned}$$

欲使 $\ddot{y} = 0$ ，则 $y \rightarrow \infty$ 或 $\dot{y} = -\frac{b}{a} = m$ ，这正说明在极限条件下，双曲线上点的切线趋向于和渐近线重合。而 $\ddot{y} = 0$ ，其几何意义是双曲线上远离原点的线段，其曲率为零或曲率半径为无穷大。若把滚子看作是沿双曲线运动的一个动点，它的加速度可分解为沿曲线的法向和切向两个分量。在滚子处于远离原点的变速运动中，法向加速度为零。这时滚子在进入或离开轮槽时所作的一段直线运动中，由于滚子走出的绝对轨迹与相对轨迹重合，使槽轮的牵连切向加速度为零，因此槽轮的角加速度为零。证明了把双曲线作为给定函数来逼近，将使滚子进入和离开轮槽时不发生冲击。

从上面的分析可以看出，在一族对应于槽轮等分角的双曲线中，总可找到适合于槽轮机构运动的一支双曲线，取其一段近似直线作为给定轨迹。第 V 类对称连杆曲线没有特殊点，但如

恰当的选择机构尺寸参数, 会出现直线部分, 因此, 可作为逼近函数曲线。

二、第V类对称连杆曲线的存在条件 及给定双曲线在机构中的坐标变换

1. 第V类对称连杆曲线的存在条件

如图3所示的铰链四杆机构中, 要获得对称连杆曲线, 必须满足条件^[1]

$$b = c = k$$

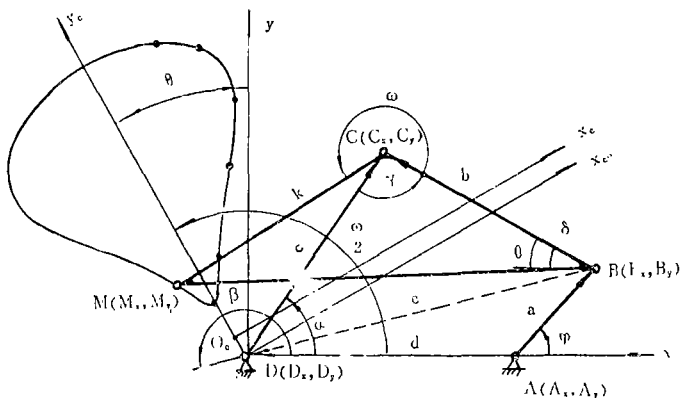


图3 获得第V类对称连杆曲线的铰链四杆机构

第V类连杆曲线的特点是, 当铰链四杆机构的各杆长度配置适当时, 该曲线有可能与直线或圆弧相接。就其形状来说, 其下半部分顶点, 不与摇杆的摆动中心D相重合。综合槽轮连杆机构, 需要按照槽轮的槽数来确定适当的第V类对称连杆曲线。连杆点M的位置角 θ 的大小(如图4(a)所示), 直接与槽数相应的分度角有关。如图3位置所示, 相邻两槽对称中心线与x轴之间的夹角为 $\frac{\omega}{2}$ ^[1]。由位置角 θ , 可按式确定连杆的张开角 ω

$$\frac{\omega}{2} = \frac{\pi}{2} + \theta \quad (6)$$

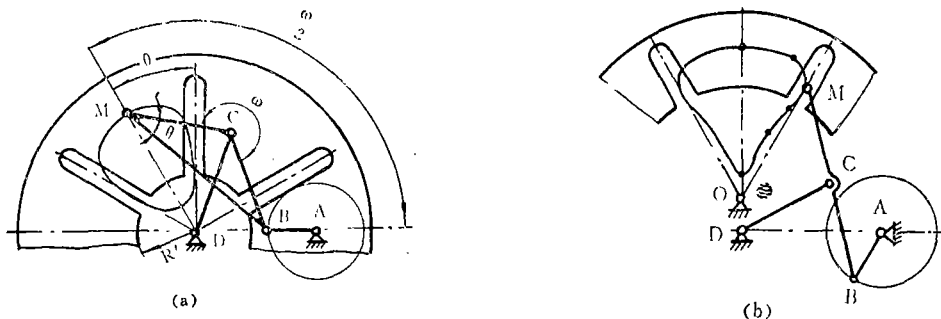


图4

(a) $\omega = 240^\circ$ 时第V类对称连杆曲线的位置

(b) $\omega = 180^\circ$ 时第V类对称连杆曲线的位置

对于六槽轮机构,若 $\theta = 30^\circ$,则 $\omega = 240^\circ$,槽轮的安装位置如图4(a)所示。设计同一个六槽轮机构, θ 的大小还与槽轮分度运动的起始位置有关。如当 $\theta = 90^\circ$ 时, $\omega = 180^\circ$ 。这时连杆结构等腰三角形将成一直线(图4(b)),分度运动的起始位置将较图4(a)所示机构超前 30° ,对称连杆曲线的形状也将不同。第V类对称连杆曲线的形状与 a 、 b 、 d 的相对长度有关。为了在初选机构尺寸 a 、 b 、 d 时有可靠的依据,还必须进一步研究第V类对称连杆曲线的存在条件,如图5所示,当机构处于外中间位置时,最大传动角 $\gamma_{\max}$ 和尺寸参数 a 、 b 、 d 有如下关系

$$\sin \frac{\gamma_{\max}}{2} = \frac{d+a}{2b}$$

$$\gamma_{\max} = 2\sin^{-1} \frac{d+a}{2b}$$

第V类对称连杆曲线的特征是

$$DM > 0$$

即
$$DM = 2b \sin \left(\pi - \frac{\omega + \gamma_{\max}}{2} \right)$$

$$DM = 2b \sin \frac{\omega + \gamma_{\max}}{2} \quad (7)$$

经适当推导可得出如下条件:

若

则可得
$$DM = 0,$$

$$\sin \frac{\omega_{\max}}{2} = \frac{d+a}{2b} \quad (8)$$

式(8)表示的是第IV类对称连杆曲线的存在条件^[1]。

若

$$DM = 2b, \text{ 则可得}$$

$$\sin \frac{\omega_{\min}}{2} = \sqrt{\frac{4b^2 - (d+a)^2}{4b^2}} \quad (9)$$

式(9)所表示的是第V类对称连杆曲线的极限存在条件。综合以上,第V类连杆曲线的存在条件为

$$\omega_{\min} \leq \omega < \omega_{\max} \quad (10)$$

如表1所示,当槽轮槽数为4,5,6,8,10时,相应的连杆张开角的范围为 $\omega = 270^\circ \sim 216^\circ$ 。因此,槽数或 ω 一经确定,若取 $DM = 2b$,即可获得与槽数对应的极限状态下的第V类对称连杆曲线。当连杆长度不变时,若使 $DM < 2b$,增加 $d+a$ 对 $2b$ 的相对长度或增大 $\gamma_{\max}$,就可用试凑法获得所需任意第V类对称连杆曲线。

2. 作为给定函数的双曲线在机构中的坐标变换

如图6所示,为了把连杆上M点形成的对称连杆曲线上的一段逼近双曲线,必须将给定函数双曲线从所在的 $x_0O_0y_0$ 坐标系中转换至坐标系 x_Dy_D 中。应用坐标转换矩阵

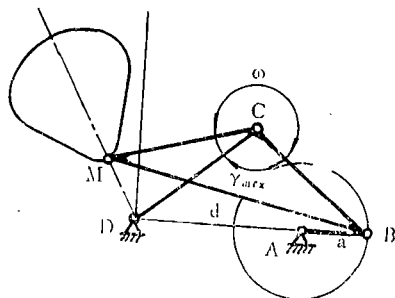


图5 机构处于外中间位置

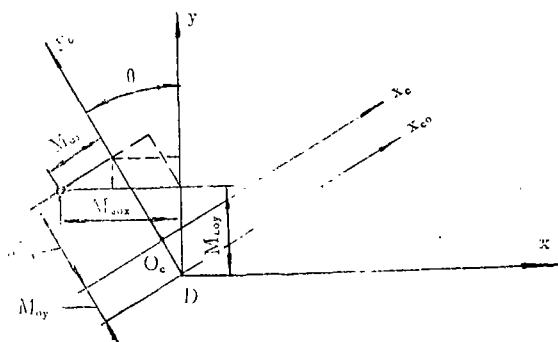


图6 坐标变换

即

$$\begin{bmatrix} M_{cox} \\ M_{coy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{cx} \\ M_{cy} + M_{oy} \end{bmatrix}$$

$$\left. \begin{aligned} M_{cox} &= M_{cx} \cos \theta - (M_{cy} + M_{oy}) \sin \theta \\ M_{coy} &= M_{cx} \sin \theta + (M_{cy} + M_{oy}) \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式(11)中 M_{cx} 应以“-”号, M_{cy} 应以“+”代入。

每取定双曲线上一点的坐标,即可换算到表示铰链四杆机构位置的坐标系 xOy 中,形成给定的轨迹点的坐标。为了能用铰链四杆机构实现这一给定轨迹上的若干点,求解出合理的机构位置参数,把这一问题作为实现轨迹,兼作平面刚体导向机构的最优综合来进行研究。

三、铰链四杆机构优化设计的数学模型

1. 设计变量

再现双曲线轨迹点的问题,实际上是给定连杆的若干个位置,求解机构的尺寸参数问题。若连杆转角用 δ_{1j} 表示, $j=1, \dots, 5$,可以图3所示的封闭向量回路,用复数极向量方程式得出 δ_{1j} 与 φ_{1j} 之间的关系

$$ae^{i\varphi} + ce^{i\beta} = \vec{d} \quad (12)$$

分解成实部和虚部

$$a(\cos \varphi + i \sin \varphi) + e(\cos \beta + i \sin \beta) = -d$$

$$\therefore \cos \beta = \frac{-d - a \cos \varphi}{e}$$

$$\sin \beta = -\frac{a \sin \varphi}{e}$$

$$\therefore \tan \beta = \frac{a \sin \varphi}{d + a \cos \varphi}$$

$$\text{又} \quad \beta = \arctan \left(\frac{a \sin \varphi}{d + a \cos \varphi} \right)$$

$$be^{i\delta} = ce^{i\beta} + ce^{i\alpha}$$

可求得

$$\cos(\delta - \beta) = \frac{b^2 + e^2 - c^2}{2be}$$

$$\therefore \delta = \arccos\left(\frac{b^2 + e^2 - c^2}{2be}\right) + \beta$$

上式中

$$e = \sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos \varphi}$$

也可将 β 和 δ 分别表示成各位置参数

$$\beta_{1i} = \arctan\left(\frac{a \sin \varphi_{1i}}{d + a \cos \varphi_{1i}}\right)$$

$$\delta_{1i} = \arccos\left(\frac{b^2 + e^2 - c^2}{2be}\right) + \beta_{1i}$$

由上两式可见, 当 a 、 b 、 d 为最优解时, δ_{1i} 将随 φ_{1i} 而定。

要在滚子进入和离开槽轮时, 使第V类连杆曲线逼近直线段, 可取给定的五个精确点。假如取定 A 、 D 两点的坐标 $A(A_x, A_y)$, $D(D_x, D_y)$, 并初取连杆的四个转角 δ_{12} , δ_{13} , δ_{14} , δ_{15} (如图3所示), 最终要求综合出 B 、 C 、 M 三点的坐标 $B(B_{1x}, B_{1y})$, $C(C_{1x}, C_{1y})$, $M(M_{1x}, M_{1y})$, 因此, 共有十二个未知数, 其中六个已预先给定, 尚有六个未知数作为机构位置的独立设计变量, 现以向量形式表示如下

$$\begin{aligned} X &= [B_{1x}, B_{1y}, C_{1x}, C_{1y}, M_{1x}, M_{1y}]^T \\ &= [X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6]^T \end{aligned} \quad (13)$$

2. 目标函数^[4]

在最优综合过程中, 把目标函数式分二部分

$$f(X) = f_1(X) + f_2(X) \quad (14)$$

其中 $f_1(X)$ 是考虑到实现轨迹和给定轨迹之间的误差, 采用函数平方逼近法达到极小优化的目标函数, 可用矩阵表示

$$f_1(X) = \sum_{i=1}^5 (\vec{M}_{coj} - \vec{M}_j)^T (\vec{M}_{coj} - \vec{M}_j) \rightarrow \min \quad (15)$$

式(15)中 $\vec{M}_{coj}$ 是双曲线经坐标变换后给定的轨迹点, $\vec{M}_j$ 是要求实现的第V类连杆曲线的轨迹点。若曲柄转角为 φ_{1i} , 对应的连杆转角 δ_{1i} 。于是式(15)中

$$(\vec{M}_{1i}) = [R_{\delta_{1i}}] (\vec{M}_1 - \vec{B}_1) + (\vec{B}_1) \quad (16)$$

$$(\vec{B}_1) = [R_{\varphi_{1i}}] (\vec{B}_1 - \vec{A}) + (\vec{A}) \quad (17)$$

上二式中

$(\vec{A})$ —— A 点的初始估计坐标

$[R_{\varphi_{1i}}]$ ——曲柄旋转矩阵

$[R_{\delta_{1i}}]$ ——与曲柄旋转矩阵相对应的连杆旋转矩阵

$$[R_{\varphi_{1i}}] = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{1i} & -\sin \varphi_{1i} \\ \sin \varphi_{1i} & \cos \varphi_{1i} \end{bmatrix}$$

$$[R_{\delta_{1j}}] = \begin{bmatrix} \cos \delta_{1j} & -\sin \delta_{1j} \\ \sin \delta_{1j} & \cos \delta_{1j} \end{bmatrix}$$

为便于编制计算机程序, 将(15), (16)(17)写成展开式

$$f_1(X) = \sum_{j=1}^5 (M_{x_{0j}} - M_{x_j})^2 + (M_{y_{0j}} - M_{y_j})^2 \rightarrow \min \quad (18)$$

$$\begin{bmatrix} M_{jx} \\ M_{jy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta_{1j} & -\sin \delta_{1j} \\ \sin \delta_{1j} & \cos \delta_{1j} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{1x} - B_{1x} \\ M_{1y} - B_{1y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{jx} \\ B_{jy} \end{bmatrix} \quad (19)$$

由式(19)可得

$$\begin{aligned} M_{jx} &= (M_{1x} - B_{1x}) \cos \delta_{1j} - (M_{1y} - B_{1y}) \sin \delta_{1j} + B_{jx} \\ M_{jy} &= (M_{1x} - B_{1x}) \sin \delta_{1j} + (M_{1y} - B_{1y}) \cos \delta_{1j} + B_{jy} \\ \begin{bmatrix} B_{jx} \\ B_{jy} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \varphi_{1j} & -\sin \varphi_{1j} \\ \sin \varphi_{1j} & \cos \varphi_{1j} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_{1x} - A_x \\ B_{1y} - A_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (20)$$

由式(20)可得

$$\begin{aligned} B_{jx} &= (B_{1x} - A_x) \cos \varphi_{1j} - (B_{1y} - A_y) \sin \varphi_{1j} + A_x \\ B_{jy} &= (B_{1x} - A_x) \sin \varphi_{1j} + (B_{1y} - A_y) \cos \varphi_{1j} + A_y \end{aligned}$$

式(14)中, 目标函数 $f(X)$ 中的第二项 $f_2(X)$ 是为了实现 M 点轨迹, 使连杆获得导向的摇杆 CD 的定长约束方程式

$$f_2(X) = \sum_{j=1}^5 [(\vec{C}_j - \vec{D})^T (\vec{C}_j - \vec{D}) - (\vec{C}_1 - \vec{D})^T (\vec{C}_1 - \vec{D})] \rightarrow \min \quad (20)$$

$$(\vec{C}_i) = [R_{\delta_{1i}}] (\vec{C}_1 - \vec{B}_1) + \vec{B}_i \quad (22)$$

把式(21)和(22)写成展开式

$$f_2(X) = \sum_{j=1}^5 [(C_{jx} - D_x)^2 + (C_{jy} - D_y)^2 - (C_{1x} - D_x)^2 - (C_{1y} - D_y)^2] \rightarrow \min$$

$$\begin{bmatrix} C_{jx} \\ C_{jy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta_{1j} & -\sin \delta_{1j} \\ \sin \delta_{1j} & \cos \delta_{1j} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{1x} - B_{1x} \\ C_{1y} - B_{1y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{jx} \\ B_{jy} \end{bmatrix} \quad (24)$$

由式(24)可得

$$\begin{aligned} C_{jy} &= (C_{1x} - B_{1x}) \cos \delta_{1j} - (C_{1y} - B_{1y}) \sin \delta_{1j} + B_{jx} \\ C_{jy} &= (C_{1x} - B_{1x}) \sin \delta_{1j} + (C_{1y} - B_{1y}) \cos \delta_{1j} + B_{jy} \end{aligned}$$

3. 约束条件

1) 为获得第V类对称连杆曲线, 必须满足下述约束条件

$$\begin{aligned}
 a &< d \\
 a + d &< 2b \\
 b &= c = k \\
 \overline{DM} &> 0
 \end{aligned}$$

$$\textcircled{1} \quad a < d \text{ 或 } \sqrt{(B_x - A_x)^2 + B_y^2} < A_x$$

化简后得

$$g_1(\vec{X}) = 2A_x B_x - B_x^2 - B_y^2 > 0 \quad (25)$$

$$\textcircled{2} \quad a + d < 2b$$

或

$$\sqrt{(B_x - A_x)^2 + B_y^2} + A_x < 2\sqrt{(B_x - C_x)^2 + (C_y - B_y)^2}$$

$$\therefore g_2(\vec{X}) = 2\sqrt{(B_x - C_x)^2 + (C_y - B_y)^2} - \sqrt{(B_x - A_x)^2 + B_y^2} - A_x > 0 \quad (26)$$

$$\textcircled{3} \quad b = c$$

$$\sqrt{(B_x - C_x)^2 + (C_y - B_y)^2} = \sqrt{C_x^2 + C_y^2}$$

$$h_1(\vec{X}) = B_x^2 + B_y^2 - 2B_x C_x - 2B_y C_y = 0 \quad (27)$$

$$b = k$$

$$\sqrt{(B_x - C_x)^2 + (C_y - B_y)^2} = \sqrt{(C_x - M_x)^2 + (C_y - M_y)^2}$$

$$\therefore h_2(\vec{X}) = B_x^2 + B_y^2 - M_x^2 - M_y^2 - 2B_x C_x - 2B_y C_y + 2C_x M_x + 2C_y M_y = 0 \quad (28)$$

④ $\overline{DM} > 0$, 使机构处于外中间位置, 按所要求设计的槽轮槽数, 以给定连杆张开角 ω 作为限制条件。

$$\overline{DM} = 2b \sin\left(\frac{\omega}{2} + \frac{\gamma_{\max}}{2}\right) > 0$$

或

$$2b \sin \frac{\omega}{2} \cos \frac{\gamma_{\max}}{2} + 2b \cos \frac{\omega}{2} \sin \frac{\gamma_{\max}}{2} > 0$$

即

$$\sqrt{4b^2 - (d+a)^2} \sin \frac{\omega}{2} + (d+a) \cos \frac{\omega}{2} > 0$$

$$\therefore g_3(\vec{X}) = \sqrt{3B_x^2 + 4C_x^2 + 4C_y^2 - 8B_x C_x} \sin \frac{\omega}{2} + B_x \cos \frac{\omega}{2} > 0 \quad (29)$$

2) 满足传动角条件

$$2bc \cos[\gamma] - b^2 - c^2 + (d-a)^2 \geq 0$$

$$\begin{aligned} \therefore g_4(\vec{X}) &= 2\sqrt{(B_x - C_x)^2 + (C_y - B_y)^2} \sqrt{C_x^2 + C_y^2} \cos[\gamma] \\ &\quad - (B_x - C_x)^2 - (C_y - C_y)^2 - C_y^2 + (A_y - \\ &\quad - \sqrt{(B_x - A_x)^2 + B_y^2})^2 \geq 0 \end{aligned} \quad (30)$$

4. 优化设计方法的选择^[2]

本文研究的问题是同时具有等式约束和不等式约束的非线性约束问题,为求得其极小值,可把这个有约束的优化设计问题转化为无约束求极值的问题,采用混合惩罚函数法求解。

取惩罚函数为

$$\phi(\vec{X}, r^{(k)}) = f(X) - \gamma^{(k)} \sum_{u=1}^4 \frac{1}{g_u(X)} + (\gamma^{(k)})^{\frac{1}{2}} \sum_{v=1}^2 [h_v(X)]^2 \quad (31)$$

式中

$r^{(k)}$ ——惩罚因子

$$(r^{(0)} > r^{(1)} > r^{(2)} > \dots, \lim_{k \rightarrow \infty} r^{(k)} \rightarrow 0)$$

用鲍威尔的共轭方向法,可求出已转化为无约束的内点法与外点法混合的惩罚函数 $\phi(\vec{X}, r^{(k)})$ 的极值。从整个优化设计方法来说,采用了鲍威尔直接搜索法。

四、结 束 语

1) 本文论证了把双曲线的一支作为给定函数曲线,以实现内槽轮机构无冲击转位的适用条件,并从推导第Ⅴ类对称连杆曲线的存在条件出发,推断作为逼近函数曲线的可行性

2) 减小滚子进入和离开轮槽时对槽轮机构的冲击,尚可利用阿尔托包列夫斯基第Ⅱ,Ⅳ类对称连杆曲线中可能出现的拐点,亦有 $y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = 0$ 的特性。但拐点坐标求解复杂。且在实用时,滚子刚好要在拐点处进出轮槽,尺寸设计不易达到。用第Ⅴ类对称连杆曲线逼近双曲线的方法,其优点是便于确定内槽轮的内径 R' , (见图 4(a)), 且能有效控制所需的近似直线段的长度。

3) 从初步摸索的规律来看,各杆长度 a, b, d 之间的相对长度,变化虽然很小,但对第Ⅴ类连杆曲线的形状影响却很敏感,适于确定合适的连杆曲线。

4) 本文用矩阵方法建立目标函数,并用鲍威尔直接搜索法求解混合惩罚函数的极小值,最后求出各铰链点的坐标。

5) 用优化方法进行设计的实例,动停比,运动分析等将另文发表。

参 考 文 献

- [1] И.И.阿尔托包列夫斯基等著,孙可宗等译,《平面机构综合》,(下册),高等教育出版社,1965
- [2] 陈立周等编著,《机械优化设计》,上海科学技术出版社,1982
- [3] 东北工学院编,《机械零件设计手册》,1974
- [4] "Kinematics and Mechanisms Design", C.H. Suh. Copyright © 1978 by John Wiley & Sons, Inc.

86005

中小型甘蔗糖厂自动检测控制系统《无锡轻工业学院学报》1986年, 第五卷, 第一期

主题词 自动检测; 调节阀; 同轴电缆; pH测量电极组; PID调节器

摘要 本文介绍了糖厂中末效蒸发罐的糖浆锤度自动控制和中管道内的pH自动控制系统。用选择一定温度下的压差作为糖浆锤度的间接指标, 结合各效蒸发罐液位调节解决了糖浆锤度的测量和控制问题。选用铂电极—甘汞电极测量电极组, 解决了中和管道内的pH值测量, 和不溶性钙盐和镁盐的积垢现象。通过实验解决了中和pH值调节系统中存在的技术问题。

作者: 蒋锡康

86007

用第V类连杆曲线逼近双曲线综合槽轮连杆机构《无锡轻工业学院学报》1986年, 第五卷, 第一期

主题词 分度; 运动; 冲击; 槽轮机构/对称连杆曲线; 内槽轮机构; 双曲线; 分度运动

摘要 本文提出了一种新的综合内槽轮机构的方法, 利用双曲线的特性, 把双曲线的一支作为给定轨迹, 滚子作为一个连杆点, 使滚子的轨迹按给定条件成为第V类对称连杆曲线来逼近给定双曲线的近似直线部分。用优化设计方法, 综合槽轮连杆机构, 达到在槽轮机构分度转位时无冲击的目的。

作者: 邱星若

86006

摆动从动杆盘状凸轮机构按压力角的优化设计《无锡轻工业学院学报》1986年, 第五卷, 第一期

主题词 凸轮机构; 压力角; 最优设计/摆动从动杆凸轮机构; 凸轮最小基圆半径

摘要 本文利用优化原理, 提出了根据许用压力角进行摆动从动杆盘状凸轮机构运动设计的新方法。它在只给出许用压力角从动杆运动规律及其摆动角度和相应的凸轮转角的情况下, 借助计算机直接求出凸轮的最小基圆半径、摆杆长度和摆杆初始位置角。这种数学分析法在原理上兼有图解法简明、易懂的优点, 同时又克服了图解法繁复、精度低, 以致实际上不大被采用的缺陷。它是一种精确简便的方法。

作者: 吕庸厚 周榴明

86008

动态称量理论与结构参数设计《无锡轻工业学院学报》1986年, 第五卷, 第一期

主题词 自动秤; 结构参数; 设计参数/动态参数, 动态称量; 秤体结构参数; 给料工艺

摘要 本文研究、分析了秤体的性能、给料工艺、以及各种给料方式的称量原理, 提出了最佳的秤体结构设计参数及合理的称重方法。首次提出动态称量理论, 并提供了一个新的设计方法。

作者: 虞定华

86007

APPROACH to HYPERBOLIC SYNTHESIZED GENEVA MECHANISM
DRIVEN by a FOUR-BAR LINKAGE《Journal of the Wuxi Institute of
Light Industry》, Vol.5, No.1, 1986

SUBJECTWORD indexing; motion; shocks; maltese mechanisms/symmetrical coupler curve; internal geneva mechanism; hyperbola; indexing motion
ABSTRACT A new method is introduced to synthesize the internal geneva mechanism which makes use of a hyperbola and a roller as a point of the connecting rod. The path of roller becomes a fifth type symmetrical coupler curve according to conditions given and to approach the path of the straight line of hyperbola given. An optimized method is to synthesize geneva mechanism driven by a four-bar linkage to achieve shockless index rotation.

Author, Qiu Xingruo

86008

THEORETICAL ANALYSIS and STRUCTURE PARAMETER DESIGN
for DYNAMIC WEIGHING《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.5, No.1, 1986

SUBJECTWORD automatic weighers, structure parameter, design parameter dynamic parameter/dynamic weighing, structural parameters of weighers, feeding techniques

ABSTRACT The functions of weighers, the feeding techniques, and the weighing mechanisms of various feeding patterns are studied and discussed. The optimal design parameters on the structure of the weighers and the suitable weighing methods are also suggested, the dynamic weighing theory is the first time to be posed here, subsequently, a new design method is provided for in-motion weighing.

Author, Yu Dinghua

86005

THE AUTOMATIC MEASURING and CONTROLLING SYSTEMS for
MIDDLE-SIZED and SMALL-SIZED CANE SUGAR PLANTS《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.5, No.1, 1986

SUBJECTWORD automatic detection, regulating valves; coaxial cables; pH determination/measuring electrodes, proportional-integral-derivative
ABSTRACT The automatic controlling systems of syrup brix in the evaporation and pH valves inside the neutralization tube in sugar plants which can be solved by using pressure difference as indirect index of syrup brix, combining with the liquid level regulation of every evaporation pan are introduced. To measure pH, a pair of stibium-calomel detective electrodes are used. The deposition of indissoluble calcium and magnesium salts and other problems existed in pH regulation system off neutralization has been eliminated with appropriate technical measures.

Author, Jiang Xikang

86006

OPTIMAL DESIGN of DISC CAM MECHANISM with SWINGING FOLLOWER BASED on PRESSURE ANGLE《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.5, No.1, 1986

SUBJECTWORD cam mechanism; pressure angle; optimal design/cam mechanism with swinging follower; the minimum radius of the cam base circle
ABSTRACT Using the optimal principle and basing on the permissible pressure angle, a new method of kinematic design of disc cam mechanism with swinging follower is presented. For the permissible pressure angles, the motion law and the swinging angle of follower as well as the cam rotation angle are given, using computer, the minimum radius of the cam base circle, the length and the initial position angle of follower can be obtained directly. The mathematical analysis has the advantages of being both simple and demonstrative and easily understood. The disadvantages of the complicated and inaccurate graphical method have been overcome.

Author, Leu Yonghou, Zhou Liuming