

设计经编机中共轭凸轮廓线的解析法

顾连森

(机械工程系)

摘要 本文探讨了设计经编机中共轭凸轮廓线的解析法, 由于应用复数法导得了机构类角速度和类角加速度的简单表达式, 并为凸轮理论廓线上任意点曲率半径以及凸轮实际廓线建立了二个新的方程式, 具有一定的理论意义和实用价值。

主题词 共轭凸轮廓线; 复数法; 类角速度; 类角加速度; 曲率半径

共轭凸轮机构在机器中, 尤其在纺织机械中有着广泛的应用。这种凸轮机构由于采用双滚子和双凸轮廓线不但传动平稳, 噪音小, 而且运动准确可靠。

本文探讨了设计经编机中共轭凸轮廓线的解析法。文中一些公式早在1984年推导出来, 今用复数法重新推导机构类角速度和类角加速度, 获得了简单的表达式。另外, 为摆动滚子从动件盘形凸轮理论廓线上任意点的曲率半径和此种凸轮的实际廓线建立了二个新的方程式。这二个新的方程式不同于迄今为止的教科书和专著, 例如文献[1]、[2]和[3]、[4]中介绍的形式, 它们完全适用于经编机中的共轭凸轮设计。

1 共轭凸轮机构的运动分析

图1(a)所示为某经编机针床传动机构简图。针床5作有停歇的往复移动, 它的运动由共轭凸轮通过连杆控制来实现, 这是一种由共轭凸轮机构和摇杆滑块机构串联而成的组合机构。针床的运动如图1(b)所示。当共轭凸轮转角 φ 在OA区间时, 针床自最低位置按确定的运动规律上升至最高位置; 在AB区间时, 针床休止不动; 到BC区间时, 针床自最高位置再按确定的运动规律返回至最低位置, 从而完成一个运动循环。

针床运动时, 各杆的位置关系可以用复数来表示。

今以摇杆3(共轭凸轮摆杆1和2与之固连)的摆动中心 O_2 为坐标原点建立复平面, 见图1(a)。实轴X设在与针床导路垂直的方位, 也即设在摆杆1的初始位置, 指向右; 虚轴Y平行于针床导路, 方向向上。机构的初始位置在图中用粗实线表示。任意位置用虚线表示。针床在任意位置的复数表示式如下:

$$L_3 e^{i\theta_3} + L_4 e^{i\theta_4} + L_5 e^{i\pi} = (S_0 + S) e^{i\pi/2} \quad (1)$$

式中

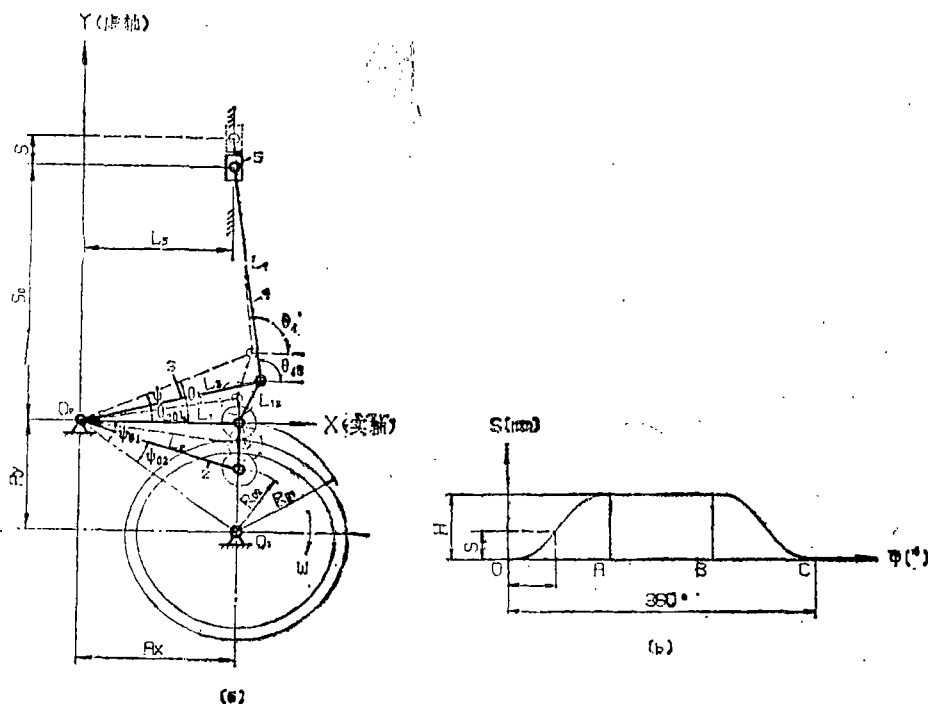


图1 经编机针床传动机构

L_3, L_4 ——分别为杆3和杆4的长度

θ_3, θ_4 ——分别为杆3和杆4与实轴X正向所夹的角

L_5 ——针床5在实轴X上的投影离坐标原点 O_2 的距离

S_0 ——针床5的初始位置在虚轴Y上的投影离坐标原点 O_2 的距离

S ——针床5的位移, 在虚轴Y方向上, 由确定的运动规律决定

为求杆3和杆4的位置, 取方程(1)的实部和虚部:

$$\left. \begin{aligned} L_3 \cos \theta_3 + L_4 \cos \theta_4 &= L_5 \\ L_3 \sin \theta_3 + L_4 \sin \theta_4 &= S_0 + S \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

联立解之可得

$$\theta_3 = 2 \tan^{-1} \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C}$$

式中

$$\left. \begin{aligned} A &= S_0 + S \\ B &= L_5 \\ C &= \frac{L_3^2 - L_4^2 + L_5^2 + (S_0 + S)^2}{2L_3} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中“ $\pm$ ”号表示 θ_3 有二个解, 亦即表示摆杆3可以有两个位置, 按机构运动的连续性, 这里应取“-”号, 所以针床5运动时杆3的位置可以用位置角 θ_3 来确定。 θ_3 的方程如下:

$$\theta_3 = 2 \tan^{-1} \frac{A - \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} \quad (4)$$

若令

$$z_1 = \frac{L_5 - L_3 \cos \theta_3}{L_4}$$

于是可得连杆4的位置角 θ_4 的方程如下:

$$\theta_4 = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - z_1^2}}{z_1} \quad (5)$$

为求角速度将方程(1)对时间求导一次, 并设

$$\omega_3 = \frac{d\theta_3}{dt} \quad \omega_4 = \frac{d\theta_4}{dt}$$

于是有

$$iL_3\omega_3 e^{i\theta_3} + iL_4\omega_4 e^{i\theta_4} = iS'\omega \quad (6)$$

式中

S' ——针床5的位移 S 对共轭凸轮转角 φ 的一阶导数, 即 $S' = ds/d\varphi$

ω ——共轭凸轮的角速度, $\omega = d\varphi/dt$

方程(6)的实部和虚部为

$$\left. \begin{aligned} -L_3\omega_3 \sin \theta_3 - L_4\omega_4 \sin \theta_4 &= 0 \\ L_3\omega_3 \cos \theta_3 + L_4\omega_4 \cos \theta_4 &= S'\omega \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

联立求解可得杆3和杆4的角速度方程为

$$\omega_3 = - \frac{S' \sin \theta_4}{L_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \cdot \omega \quad (8)$$

$$\omega_4 = \frac{S' \sin \theta_3}{L_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \cdot \omega \quad (9)$$

为求角加速度将方程(1)对时间求导二次或将方程(6)对时间求导一次, 并设

$$\varepsilon_3 = \frac{d^2\theta_3}{dt^2} = \frac{d\omega_3}{dt} \quad \varepsilon_4 = \frac{d^2\theta_4}{dt^2} = \frac{d\omega_4}{dt}$$

通常共轭凸轮作等速转动, 其角加速度 $\varepsilon = 0$, 于是有

$$(-\omega_3^2 + i\varepsilon_3)L_3 e^{i\theta_3} + (-\omega_4^2 + i\varepsilon_4)L_4 e^{i\theta_4} = iS''\omega^2 \quad (10)$$

式中

S'' ——针床5的位移 S 对共轭凸轮转角 φ 的二阶导数, 即 $S'' = d^2S/d\varphi^2$

方程(10)的实部和虚部为

$$\left. \begin{aligned} -L_3(\omega_3^2 \cos \theta_3 + \varepsilon_3 \sin \theta_3) - L_4(\omega_4^2 \cos \theta_4 + \varepsilon_4 \sin \theta_4) &= 0 \\ -L_3(\omega_3^2 \sin \theta_3 - \varepsilon_3 \cos \theta_3) - L_4(\omega_4^2 \sin \theta_4 - \varepsilon_4 \cos \theta_4) &= S''\omega^2 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

联立求解可得杆3和杆4的角加速度方程为

$$e_3 = - \frac{L_3 \omega_3^2 \cos(\theta_3 - \theta_4) + L_4 \omega_4^2 + S'' \omega^2 \sin \theta_4}{L_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (12)$$

$$e_4 = \frac{L_3 \omega_3^2 + L_4 \omega_4^2 \cos(\theta_3 - \theta_4) + S'' \omega^2 \sin \theta_3}{L_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (13)$$

由以上的推导可求得共轭凸轮机构中滚子摆杆 1 和 2 的角位移方程为

$$\psi = \theta_3 - \theta_{30} \quad (14a)$$

式中

θ_{30} 为杆 3 的初位角 (即杆 3 的初始位置与 X 轴正向之间所夹的角)。

若令

$$z_{13} = \frac{L_1^2 + L_3^2 - L_{13}^2}{2L_1L_3}$$

$$\theta_{13} = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - z_{13}^2}}{z_{13}} \quad (15)$$

θ_{13} 为杆 1 与杆 3 之间的夹角。这里 $\theta_{30} = \theta_{13}$, 所以把式 (4) 和式 (15) 代入式 (14a) 可得

$$\psi = 2 \tan^{-1} \frac{A - \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} - \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - z_{13}^2}}{z_{13}} \quad (14b)$$

滚子摆杆 1 和 2 皆与杆 3 固连, 所以它们的角速度和角加速度与杆 3 完全相同, 即等于 ω_3 和 e_3

滚子摆杆 1 和 2 的类角速度和类角加速度分别为

$$\psi' = \frac{d\psi}{d\varphi} = - \frac{S' \sin \theta_4}{L_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (16)$$

$$\psi'' = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = - \frac{L_3 S'^2 \sin \theta_3 + L_3 L_4 S'' \sin \theta_4 \sin^2(\theta_3 - \theta_4) + L_4 S'^2 \sin \theta_4 \cos(\theta_3 - \theta_4)}{L_3^2 L_1 \sin_3(\theta_3 - \theta_4)} \quad (17)$$

曾经用过的类角速度方程为

$$\psi' = \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{[A' \sqrt{A^2 + B^2 - C^2} - (AA' - CC')](B + C) - [A \sqrt{A^2 + B^2 - C^2} - (A^2 + B^2 - C^2)]C'}{(A^2 + B^2 + BC) \sqrt{A^2 + B^2 - C^2} - A(A^2 + B^2 - C^2)} \quad (18)$$

式中

$$A' = (S_0 + S)' = S'$$

$$C' = \left[\frac{L_3^2 - L_4^2 + L_5^2 + (S_0 + S)^2}{2L_3} \right]' = \frac{S_0 + S}{L_3} \cdot S'$$

2 共轭凸轮廓线通用方程式

滚子摆动从动件共轭凸轮机构有两种结构形式, 如图 (2a) 和 (b) 所示。按文献 [5] 和 [6], 2(a) 所示的结构形式称为主回凸轮机构 (文献 [3] 中称为双外缘凸轮机构); 图 2(b) 所示的结

构形式称为凸缘凸轮机构(文献[3]中称为内外缘凸轮机构)。又文献[6]中指出:主回凸轮机构实为A型和B型(文献[5]中称A型和B型凸轮为F型和P型凸轮)或C型和D型(后简称为A-B

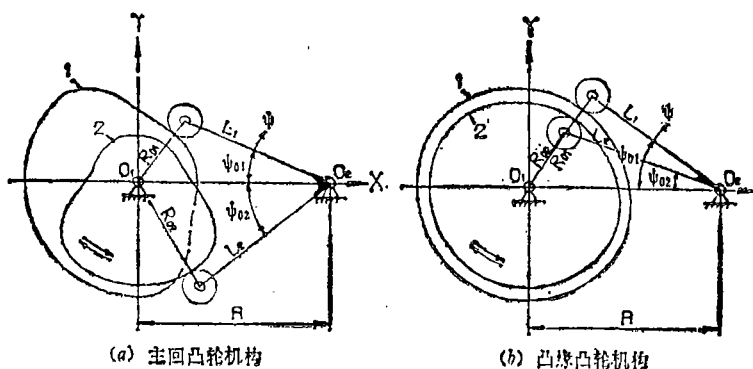


图2 滚子摆杆式共轭凸轮机构

型或C-D型)凸轮机构的组合;凸缘凸轮机构实为两个相同型式如A型或C型(后简称为A-A型或C-C型)凸轮机构的组合。

对于A、B、C和D型四种基本型式的凸轮机构,文献[6]和[7]中有详细介绍,这里为了有助于说明问题,把这四种凸轮机构的二个基本特征叙述如下:

(1)A型和B型凸轮机构的摆杆与凸轮在推程时转向相同,C型和D型则相反。

(2)A型和C型凸轮的基圆半径是理论廓线的最小向径,滚子中心在推程过程中移离凸轮回转中心,而在回程时则移近中心;B型和D型凸轮的基圆半径是理论凸轮的最大向径,滚子中心在推程过程中移近凸轮回转中心,而在回程时则移离中心。

这里还要附带说一句,关于凸轮基圆半径的定义,本文与现有教科书中的定义不同,现有教科书中对基圆半径定义为凸轮(理论)廓线的最小向径。本文的定义则为凸轮(理论)廓线起始点的向径。因此,对于A型和C型凸轮的基圆半径则为最小向径,而B型和D型凸轮的基圆半径则为最大向径。

应用直角坐标变换公式可以导出上述A、B、C和D型四种基本型式的凸轮廓线通用方程式。

2.1 理论廓线通用方程式

$$\left. \begin{aligned} X_T &= A \cos \varphi - L \cos[\varphi - N(\psi - T\psi_0)] \\ Y_T &= N\{A \sin \varphi - L \sin[\varphi - N(\psi - T\psi_0)]\} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

式中

A——凸轮回转中心至摆杆摆动中心的距离,即中心距

L——摆杆长度

φ ——凸轮转角

ψ ——摆杆的角位移

ψ_0 ——摆杆的初位角,不论凸轮为何种型式皆取正值

T——型号系数

A型和C型凸轮机构: $T = -1$

B型和D型凸轮机构: $T = 1$

N ——转向系数

A 型和 B 型凸轮机构: $N = 1$

C 型和 D 型凸轮机构: $N = -1$

2.2 实际廓线通用方程式

$$\left. \begin{aligned} X_P &= X_T \mp TN\gamma_r \sin[\varphi - N(\psi - T\psi_0 + \alpha)] \\ Y_P &= Y_T \pm T\gamma_r \cos[\varphi - N(\psi - T\psi_0 + \alpha)] \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

式中

γ_r ——滚子半径

α ——摆杆压力角

又式中上面一组符号用于外凸轮廓线, 即滚子圆轨迹的内包络线, 下面一组符号用于内凸轮廓线, 即滚子圆轨迹的外包络线。

式(19)和式(20)也就是以直角坐标形式表示的共轭凸轮廓线通用方程式。

共轭凸轮实际廓线的极坐标值可用下列方程计算

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{X_P^2 + Y_P^2} \\ \varphi_P &= \tan^{-1} \frac{Y_P}{X_P} \quad (X_P > 0, Y_P \geq 0) \\ \varphi_P &= \frac{\pi}{2} \quad (X_P = 0, Y_P > 0) \\ \varphi_P &= \pi + \tan^{-1} \frac{Y_P}{X_P} \quad (X_P < 0) \\ \varphi_P &= \frac{3\pi}{2} \quad (X_P = 0, Y_P < 0) \\ \varphi_P &= 2\pi + \tan^{-1} \frac{Y_P}{X_P} \quad (X_P > 0, Y_P < 0) \end{aligned} \quad (21)$$

摆杆压力角的通用方程式为

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{L(1 - N\psi') - A \cos(\psi_0 - T\psi)}{TA \sin(\psi_0 - T\psi)} \quad (22)$$

α 角有正负, 它在 $\pm\pi/2$ 范围内变化。

3 共轭凸轮廓线的曲率半径

在机构运动学尺寸 A (中心距)、 L 、 R_0 (基圆半径)和 r_r 以及滚子摆杆的运动规律 $\psi(\varphi)$ 已知的条件下, 应用文献[2]第132页方程(f)*可以不通过凸轮廓线方程导出滚子摆杆式共轭凸轮廓线上任意点的曲率半径方程式

$$\left(\frac{1}{\rho_2 + l} + \frac{1}{\rho_1 - l} \right) \cos \beta = \frac{\omega}{u} \quad (f)$$

3.1 理论廓线上任意点曲率半径通用方程

$$\rho_T = \frac{A(1-N\psi')M_1^2}{\cos\alpha[(1-N\psi')^2 \cdot M_1 + T\psi''\cos\alpha \cdot M_3 + N\psi'(1-N\psi')\cos\alpha \cdot M_2]} \quad (23)$$

式中

$$M_1 = \sin(\psi_0 - T\psi)$$

$$M_2 = \sin[\psi_0 - T(\psi + \alpha)]$$

$$M_3 = \cos[\psi_0 - T(\psi + \alpha)]$$

3.2 实际廓线上任意点曲率半径通用方程

$$\rho_x = \rho_T \mp r_t \quad (24a)$$

或

$$\rho = \frac{A(1-N\psi')M_1^2}{\cos\alpha[(1-N\psi')^2 M_1 + T\psi''\cos\alpha M_3 + N\psi'(1-N\psi')\cos\alpha \cdot M_2]} \mp r_t \quad (24b)$$

式中“-”号用于外凸轮廓线；“+”号用于内凸轮廓线。

4 示例

例1 设计图1所示经编机针床传动机构中的共轭凸轮廓线。工作时要求凸轮顺时针回转，针床在升程和回程过程中加速度曲线连续，无刚性和柔性冲击，其运动规律见表1，各杆尺寸和有关参数给定如下：

$$L_1 = 185\text{mm}, L_2 = 195\text{mm}, L_3 = 216\text{mm}, L_{13} = 56\text{mm}$$

$$L_4 = 250\text{mm}, L_5 = 175\text{mm}, A_X = 185\text{mm}, A_Y = 130\text{mm}$$

$$R_{01} = 130\text{mm}, R_{02} = 75\text{mm}, r_{r1} = 20\text{mm}, r_{r2} = 20\text{mm}$$

$$\omega = 20\text{r/s}$$

表 1 针床的运动规律

共轭凸轮转角	针床运动规律
0°—120°	按正弦加速度运动上升 25mm
120°—240°	休止不动
240°—360°	按正弦加速度运动下降 25mm

解：由于共轭凸轮在推程时的回转方向与摆杆相反，且滚子摆杆1和2皆远离凸轮回转中心 O_1 ，所以为C—C型共轭凸轮， $T = -1$ ， $N = -1$ 。根据工作时对针床的运动要求，升程和回程按表1都选用正弦加速度运动规律，因此

$$0 \leq \varphi \leq \frac{2\pi}{3}$$

$$S = \frac{25}{2\pi} (3\varphi - \sin 3\varphi)$$

$$S' = \frac{3 \times 25}{2\pi} (1 - \cos 3\varphi)$$

$$S'' = \frac{9 \times 25}{2\pi} \sin 3\varphi$$

$$\frac{2\pi}{3} < \varphi \leq \frac{4\pi}{3}$$

$$S = 25 \text{ mm}, S' = 0, S'' = 0$$

$$\frac{4\pi}{3} < \varphi \leq 2\pi$$

$$S = 25 \left[3 - \frac{1}{2\pi} (3\varphi - \sin 3\varphi) \right]$$

$$S' = -\frac{3 \times 25}{2\pi} (1 - \cos 3\varphi)$$

$$S'' = -\frac{9 \times 25}{2\pi} \sin 3\varphi$$

针床的速度 v 和加速度 a 分别为

$$v = \frac{S' \omega}{1000} \quad (\text{m/s})$$

$$a = \frac{S'' \omega^2}{1000} \quad (\text{m/s}^2)$$

由此, 可以按前面导出的公式编制程序, 在IBM—XT微型计算机上运行结果如下

$$\theta_{30} = 13.39769^\circ, \theta_{40} = 98.07599^\circ, S_0 = 297.57 \text{ mm},$$

$$\psi_{01} = 35.09582^\circ, \psi_{02} = 18.70436^\circ$$

针床和摆杆的运动参数见表2, 共轭凸轮廓线的压力角、曲率半径和极坐标值见表3

例2 上例若要求工作时凸轮逆时针回转, 并选A—B型共轭凸轮, 且B型凸轮廓线的最大向径不能超过C—C型内凸轮廓线的最大向径, 其它要求和尺寸参数都不变, 试设计该共轭凸轮廓线。

解 由于共轭凸轮在针床升程时的回转方向与滚子摆杆相同, 且为A—B型共轭凸轮, 其中A型凸轮为主凸轮, 它的摆杆1在升程时远离凸轮回转中心, 所以转向系数 $N = 1$, 型号系数 $T = -1$; 而B型凸轮为回凸轮, 它的摆杆2在升程时靠近凸轮回转中心, 所以 $N = 1$, $T = 1$, 另外, 要求B型凸轮廓线的最大向径不能超过C—C型中内凸轮廓线的最大向径, 故参考表3选A型凸轮的基圆半径 $R_{02} = 120 \text{ mm}$

针床的运动规律, 无论是升程还是回程也都选用正弦加速度运动规律, 又因为各杆尺寸参数都不变, 因此针床和摆杆的运动参数同例1, 见表2, 共轭凸轮廓线的压力角、曲率半径和极坐标值见表4

由表3和表4可见, 选用A—B型共轭凸轮时, 主凸轮1在升程过程中的压力角和回凸

表2 针床和摆杆的运动参数

$\varphi(^{\circ})$	针 床			摆 杆		
	$S(\text{mm})$	$v(\text{m/s})$	$a(\text{m/s}^2)$	$\psi(^{\circ})$	ψ'	ψ''
0	0	0	0	.00001	0	0
10	.0939	.03198	7.16197	.02477	.00736	.08245
20	.72086	.11937	12.4049	.19019	.02749	.14307
30	2.27113	.23873	14.32394	.5995	.05504	.16608
40	4.88753	.3581	12.4049	1.29139	.08272	.14565
50	8.42723	.44548	7.16197	2.22982	.10323	.08705
60	12.5	.47746	0	3.31354	.11111	.00522
70	16.57277	.44548	-7.16197	4.40218	.10417	-.0787
80	20.11247	.3581	-12.4049	5.35292	.08414	-.14219
90	22.72888	.23873	-14.32394	6.05875	.05631	-.16726
100	24.27914	.11937	-12.4049	6.4783	.02823	-.14623
110	24.9061	.03198	-7.16197	6.64827	.00757	-.08473
120	25	0	0	6.67374	0	0
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
240	25	0	0	6.67374	0	0
250	24.9061	-.03198	-7.16197	6.64827	-.00757	-.08473
260	24.27914	-.11937	-12.4049	6.4783	-.02823	-.14623
270	22.72888	-.23873	-14.32394	6.05875	-.05631	-.16726
280	20.11247	-.3581	-12.4049	5.35292	-.08414	-.14219
290	16.57277	-.44548	-7.16197	4.40218	-.10417	-.0787
300	12.5	-.47746	0	3.31354	-.11111	.00522
310	8.42723	-.44548	7.16197	2.22982	-.10323	.08705
320	4.88753	-.3581	12.4049	1.29139	-.08272	.14565
330	2.27113	-.23873	14.32394	.5995	-.05504	.16608
340	.72089	-.11937	12.4049	.19019	-.02749	.14307
350	6.0939	-.03198	7.16197	.02477	-.00736	.08245
360	0	0	0	.00001	0	0

表3 C—C型共轭凸轮廓线的压力角、曲率半径和极坐标值

$\varphi(^{\circ})$	外凸轮廓线				内凸轮廓线			
	$\alpha_1(^{\circ})$	$\rho_1(\text{mm})$	$R_{P1}(\text{mm})$	$\varphi_{P1}(^{\circ})$	$\alpha_2(^{\circ})$	$\rho_2(\text{mm})$	$R_{P2}(\text{mm})$	$\varphi_{P2}(^{\circ})$
0	0	110	110	90	14.807	95	95	88.41504
10	-0.625	127.35	110.08	100.109	13.701	115.03	95.08	98.17471
20	-2.419	143.53	110.63	110.4034	10.495	140.46	95.59	107.455
30	-5.004	150.67	112.01	120.791	5.854	155.18	96.82	116.393
40	-7.761	145.23	114.32	131.153	.998	142.97	98.93	125.2805
50	-10.049	132.58	117.42	141.3963	-2.797	120.63	101.9	134.4208
60	-11.421	119.82	120.93	151.4831	-4.753	104.09	105.5	143.9786
70	-11.705	110.38	124.4	161.4224	-4.731	94.660	109.25	153.9577
80	-10.995	105.12	127.39	171.2474	-3.067	90.45	112.63	164.2588
90	-9.602	104.28	129.58	181.0035	-4.02	90.410	115.16	174.7373
100	-7.994	108.21	130.89	190.7487	2.449	94.46	116.66	185.2371
110	-6.704	117.33	131.42	200.5508	4.639	103.14	117.26	195.6145
120	-6.2	131.51	131.51	210.4741	5.475	117.35	117.35	205.7574
130	-6.2	131.51	131.51	220.4741	5.475	117.35	117.35	215.7574
140	-6.2	131.51	131.51	230.4741	5.475	117.35	117.35	225.7574
150	-6.2	131.51	131.51	240.4741	5.475	117.35	117.35	235.7574
160	-6.2	131.51	131.51	250.4741	5.475	117.35	117.35	245.7574
170	-6.2	131.51	131.51	260.4741	5.475	117.35	117.35	255.7574
180	-6.2	131.51	131.51	270.4741	5.475	117.35	117.35	265.7574
190	-6.2	131.51	131.51	280.4741	5.475	117.35	117.35	275.7574
200	-6.2	131.51	131.51	290.4741	5.475	117.35	117.35	285.7574
210	-6.2	131.51	131.51	300.4741	5.475	117.35	117.35	295.7574
220	-6.2	131.51	131.51	310.4741	5.475	117.35	117.35	305.7574
230	-6.2	131.51	131.51	320.4741	5.475	117.35	117.35	315.7574
240	-6.2	131.51	131.51	330.4741	5.475	117.35	117.35	325.7574
250	-5.65	117.25	131.42	340.3905	6.37	103.25	117.26	335.9097
260	-4.051	107.8	130.89	350.1464	8.933	95.05	116.66	346.3481
270	-1.669	103.45	129.59	359.7801	12.674	91.840	115.16	357.0033
280	1.028	104.23	127.39	9.36317	16.827	92.910	112.65	7.77407
290	3.481	110.02	124.41	18.98804	20.56	97.74	109.3	18.55011
300	5.179	120.37	120.94	28.74718	23.173	106.01	105.58	29.22029
310	5.789	133.75	117.42	38.70686	24.204	117.47	101.99	39.67054
320	5.251	146.23	114.32	48.88146	23.494	130.78	98.99	49.7988
330	3.821	151.05	112.01	59.21658	21.291	139.78	96.84	59.57194
340	2.04	143.58	110.63	69.59741	18.349	133.78	95.59	69.097
350	.575	127.35	110.08	79.89101	15.819	114.31	95.08	78.62033
360	0	110	110	89.99998	14.807	95	95	88.41501

表4 A—B型共轭凸轮的的压力角、曲率半径和极坐标值

$\varphi(^{\circ})$	外凸轮廓线				内凸轮廓线			
	$\alpha_1(^{\circ})$	$\rho_1(\text{mm})$	$R_{P1}(\text{mm})$	$\varphi_{P1}(\text{mm})$	$\alpha_2(^{\circ})$	$\rho_2(\text{mm})$	$R_{P2}(\text{mm})$	$\varphi_{P2}(^{\circ})$
0	0	110	110	90	1.592	100	100	204.4557
10	.575	127.35	110.08	79.89101	.882	85.73	99.92	194.5942
20	2.04	143.58	110.63	69.59743	-1.164	76.66	99.38	184.9816
30	3.821	151.05	112.01	59.21659	-4.191	72.43	98.06	175.5385
40	5.251	146.23	114.32	48.88147	-7.613	72.7	95.84	166.1456
50	5.789	133.75	117.42	38.70688	-10.739	77.36	92.79	156.6612
60	5.179	120.37	120.94	28.74718	-12.928	86.44	89.19	146.9452
70	3.481	110.02	124.41	18.98805	-13.727	99.71	85.46	136.8891
80	1.028	104.23	127.39	9.36318	-12.991	114.79	82.1	126.4544
90	-1.669	103.45	129.59	359.7801	-10.991	123.68	79.54	115.7202
100	-4.051	107.8	130.89	350.1464	-8.443	116.61	78.01	104.9015
110	-5.65	117.51	131.42	340.3905	-6.322	97.06	77.4	94.27659
120	-6.2	131.51	131.51	330.4741	-5.489	77.31	77.31	84.04871
130	-6.2	131.51	131.51	320.4741	-5.489	77.31	77.31	74.04871
140	-6.2	131.51	131.51	310.4741	-5.489	77.31	77.31	64.04871
150	-6.2	131.51	131.51	300.4741	-5.489	77.31	77.31	54.04871
160	-6.2	131.51	131.51	290.4741	-5.489	77.31	77.31	44.0487
170	-6.2	131.51	131.51	280.4741	-5.489	77.31	77.31	34.04872
180	-6.2	131.51	131.51	270.4741	-5.489	77.31	77.31	24.04873
190	-6.2	131.51	131.51	260.4741	-5.489	77.31	77.31	14.0487
200	-6.2	131.51	131.51	250.4741	-5.489	77.31	77.31	4.048694
210	-6.2	131.51	131.51	240.4741	-5.489	77.31	77.31	354.0487
220	-6.2	131.51	131.51	230.4741	-5.489	77.31	77.31	344.0487
230	-6.2	131.51	131.51	220.4741	-5.489	77.31	77.31	334.0487
240	-6.2	131.51	131.51	210.4741	-5.489	77.31	77.31	324.0487
250	-6.704	117.33	131.42	200.5508	-4.593	97.27	77.4	313.8299
260	-7.994	108.21	130.89	190.7486	-2.039	118.27	78.01	303.2606
270	-9.602	104.28	129.58	181.0035	1.575	126.98	79.55	292.5667
280	-10.995	105.12	127.39	171.2474	5.281	116.83	82.11	282.0213
290	-11.705	110.38	124.4	161.4224	8.141	99.51	85.48	271.8011
300	-11.421	119.82	120.93	151.4831	9.603	85.42	89.2	261.9241
310	-10.049	132.58	117.42	141.3963	9.565	76.67	92.79	252.3068
320	-7.761	145.23	114.32	131.153	8.273	72.56	95.84	242.8405
330	-5.004	150.67	112.01	120.791	6.204	72.56	98.06	233.4211
340	-2.419	143.53	110.63	110.4034	3.978	76.78	99.38	223.947
350	-.625	127.35	110.08	100.109	2.254	85.75	99.92	214.3197
360	0	110	110	90.0000	1.592	100	100	204.4558

轮2在回程过程中的压力角皆小于C—C型共轭凸轮相应的压力角,这就是说选用A—B型共轭凸轮有比C—C型共轭凸轮更好的传力特性。

如果针床的运动规律选择345次多项式或修正正弦加速度运动规律,则针床的最大速度和最大加速度值都将降低,这也就是说,针床的运动特性和动力特性都将得到改善,而共轭凸轮的传力特性也将进一步得到提高。

综上所述,本文的公式与结果对今后改进经编机中共轭凸轮机构的设计有一定的参考价值,式(19)—(24)则具有普遍意义,凡使用滚子摆动从动件盘形共轭凸轮机构的地方都可以应用这些公式来进行机构分析与设计。

致 谢

在本文写作过程中,曾参考过邱星若副教授和潘汉良老师分别在1985年和1987年编写的“机械原理课程设计指导书”(讲义),并得到宗平生教授和谈雅军实验员等同志的热情帮助,在此表示衷心的感谢。

参 考 文 献

- 1 黄锡恺,郑文纬.机械原理.(1981年修订版)人民教育出版社,1981
- 2 天津大学.机械原理.人民教育出版社,1979
- 3 华大年,唐元伟.机构分析与设计.纺织工业出版社,1985
- 4 Chen Fan Y. Mechanics and Design of Cam Mechanisms. New York: Pergamon Press Inc, 1982
- 5 伏尔默 J 等;郭连声,柴邦衡译.凸轮机构.机械工业出版社,1983
- 6 顾连森.确定摆动滚子从动件盘形凸轮机构最小尺寸的解析法.东北重型机械学院学报,1986, 4
- 7 顾连森.优化设计摆动滚子从动件盘形凸轮机构.无锡轻工业学院学报,1987, 2

Analytics of Designing Conjugate Cam Profile for Warp-weaving Machines

Gu Lianseng

(Dept. of Mach. Eng)

Abstract This paper seeks after the analytics of designing conjugate cam profile for warp-weaving machines. Due to complex number methods applied, a set of simple expressions for similar angular velocity and acceleration of mechanisms is derived and two new quations for curvature radius of any point on the cam profile and the practical cam profile are presented, which will have certain significance both in theory and practice.

Subjectwords Complex number methods, Similar angular velocity, Similar angular Acceleration, Curvature radius