

优化设计摆动滚子从动件盘形凸轮机构

顾连森

(机械工程系)

前 言

为了配合文献^[1]解决摆动滚子从动件盘形凸轮机构按许用压力角确定最小尺寸的一个算法, 本文研究了按推程许用压力角与回程许用压力角相等和不相等两种情况建立目标函数和约束条件的问题, 得出了较为满意的结果。本文的特点是: 图示正确清晰, 目标函数简单, 约束方程式少, 优化计算方法的收敛速度比最优梯度法(即最速下降法)快。

主要符号的意义:

φ_1, φ_2 : 凸轮在推程和回程时的角位移

ψ_1, ψ_2 : 摆杆在推程和回程时的角位移

ψ_1', ψ_2' : 摆杆在推程和回程时的类角速度

$$\psi_1' = \frac{d\psi_1}{d\varphi_1}, \quad \psi_2' = \frac{d\psi_2}{d\varphi_2},$$

ψ_1'', ψ_2'' : 摆杆在推程和回程时的类角加速度

$$\psi_1'' = \frac{d^2\psi_1}{d\varphi_1^2}, \quad \psi_2'' = \frac{d^2\psi_2}{d\varphi_2^2},$$

ψ_{max} : 摆杆的最大摆动角

$[\alpha_1], [\alpha_2]$: 推程和回程时的许用压力角

$[\gamma_1], [\gamma_2]$: 推程和回程时的许用传动角 $[\gamma_1] = 90^\circ - [\alpha_1], [\gamma_2] = 90^\circ - [\alpha_2]$

l : 摆杆长度

a : 机构中心距

r_0 : 凸轮基圆半径

X_1, Y_1 : 推程包络界限线的直角坐标

X_2, Y_2 : 回程包络界限线的直角坐标

X_3, Y_3 : 推程起点直界线的直角坐标

X_4, Y_4 : 推程终点直界线的直角坐标

$\varphi_{11}, \varphi_{12}$: 凸轮的推程和回程运动角

本文 1986 年 12 月 31 日收到。

一、基本型式和四条界限线方程式

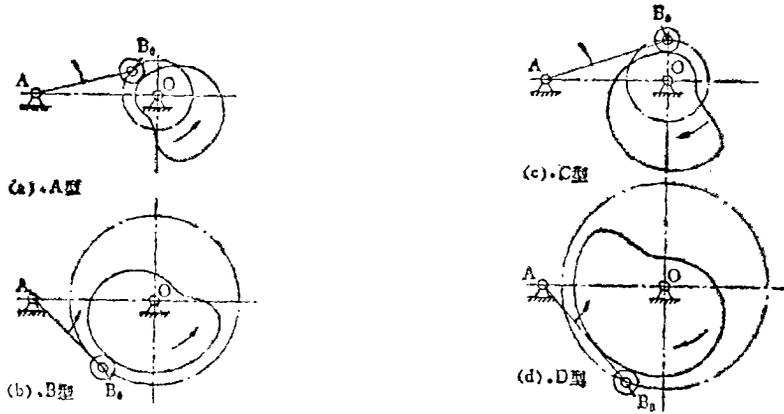


图1 摆动滚子从动件盘形凸轮机构的基本型式

根据凸轮与摆杆在推程时的转向和安置方式不同有如图1所示的四种基本型式,文献^[1]中已称为A型、B型、C型与D型凸轮机构,这四种型式的凸轮机构,它们的基本特征是:

①A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

②A型和C型凸轮的基圆半径是理论轮廓的最小向径,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型凸轮机构的基圆半径是其理论轮廓的最大向径,滚子中心在推程过程中移近凸轮中心,而在回程时则移离中心

同时,文献^[1]已经给出了这四种型式的凸轮机构许用压力角确定凸轮回转中心可行区的四条界线通用方程式,因下面需要,这四条界限线的通用方程式列出如下:

1. 推程包络界限线通用方程式

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= l \sin[\gamma_1] \left\{ (1 - N\psi_1') \sin([\gamma_1] + NT\psi_1) - \frac{T\psi_1''}{\psi_1'} \cos([\gamma_1] + NT\psi_1) \right\} \\ Y_1 &= l \sin[\gamma_1] \left\{ -NT(1 - N\psi_1') \cos([\gamma_1] + NT\psi_1) - \frac{N\psi_1''}{\psi_1'} \sin([\gamma_1] + NT\psi_1) \right\} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

2. 回程包络界限线通用方程式

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= l \sin[\gamma_2] \left\{ (1 - N\psi_2') \sin([\gamma_2] - NT\psi_2) + \frac{T\psi_2''}{\psi_2'} \cos([\gamma_2] - NT\psi_2) \right\} \\ Y_2 &= l \sin[\gamma_2] \left\{ NT(1 - N\psi_2') \cos([\gamma_2] - NT\psi_2) - \frac{N\psi_2''}{\psi_2'} \sin([\gamma_2] - NT\psi_2) \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

3. 推程起点直线通用方程式

$$Y_3 = -NT(X_3 - l) \tan[\gamma_1] \quad (3)$$

4. 推程终点直线通用方程式

$$Y_4 = -NT(X_4 - l \cos\psi_{max}) \tan([\gamma_1] - NT\psi_{max}) + l \sin\psi_{max} \quad (4)$$

式中

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: $N = -1$
- T ——型号系数
- A型和C型凸轮机构: $T = -1$
- B型和D型机构: $T = 1$

二、 $[\alpha_1] = [\alpha_2]$ 时的优化设计方法

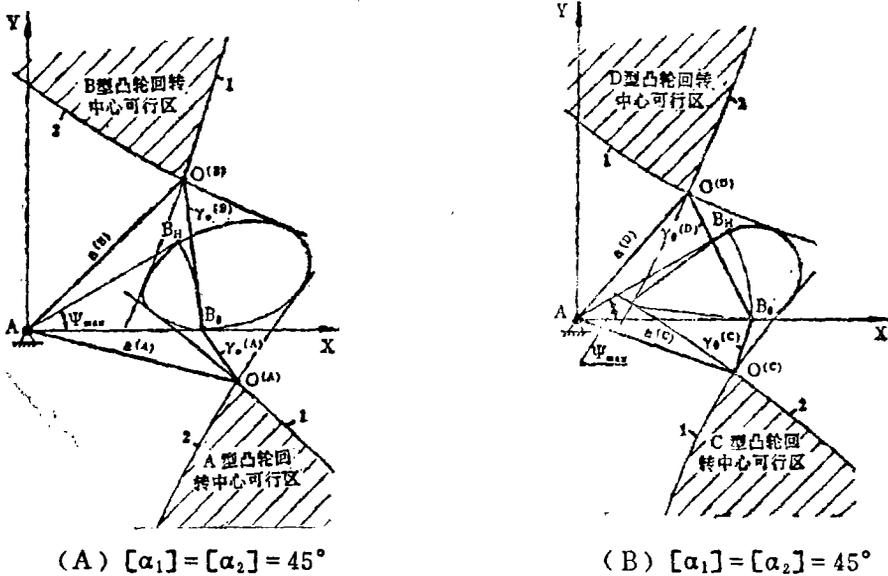


图2 $[\alpha_1] = [\alpha_2]$ 时的凸轮回转中心可行区

由图2可知,当回程许用压力角和推程许用压力角取得一样大小时,所有这四种型式的凸轮回转中心可行区皆被它们各自的推程与回程两条包络界限所限定,如图中的阴影线部分所示。

由图2还可知,推程包络界限线1与回程包络界限线2的交点即是取得最小基圆半径凸轮的回转中心位置。在这种情况下,优化设计问题变成了求推程包络界限线1与回程包络界限线2的交点问题,求解的方法因此得到了简化。

优化设计的数学模型如下:

1. 设计变量

由方程式(1)和(2)可知,对于这四种型式的机构,在 l (或 a) 和 $[\alpha_1]$ 、 $[\alpha_2]$ 已定的条件下,推程包络界限线取决于摆杆在推程时的运动规律 ψ_1 ,而回程包络界限线取决于摆杆在回程时的运动规律 ψ_2 ,但前者是凸轮推程时的角位移 φ_1 的函数,后者是凸轮回程时的角位移 φ_2 的函数,所以设计变量有二个,为

$$\begin{aligned}
 X &= [X(1), X(2)]^T \\
 &= [\varphi_1, \varphi_2]^T
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

2. 目标函数

回程包络界限线 1 与回程包络界限线 2 相交时, 它们的座标有这样的关系:

$$X_1 = X_2, Y_1 = Y_2$$

所以可以建立如下的目标函数:

$$\min F(X) = (X_1 - X_2)^2 + (Y_1 - Y_2)^2 \quad (6)$$

式中, X_1, Y_1 由方程式(1)决定, 它们是设计变量 φ_1 的函数; X_2, Y_2 由方程式(2)决定, 它们是设计变量 φ_2 的函数, 由于方程式(1)和(2)的非线性性质, 所以这是一个二维非线性规划问题。

优化时可设摆杆长度等于 1, 并设交点座标为 X_0 和 Y_0 , 这样在求得两条包络界限线的交点(X_1, Y_1)和(X_2, Y_2)后有

$$X_0 = X_1 \text{ 或 } X_0 = X_2,$$

$$Y_0 = Y_1 \text{ 或 } Y_0 = Y_2,$$

在已知摆杆长度 l 的情况下, 凸轮的最小基圆半径为

$$\gamma_0 = \mu_1 \sqrt{(X_0 - 1)^2 + Y_0^2} \quad (7)$$

中心距为

$$a = \mu_1 \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} \quad (8)$$

μ_1 ——按摆杆长度定的长度比例系数, 这里

式中

$$\mu_1 = \frac{l}{1} = l$$

在已知中心距 a 的情况下, 则摆杆长度可由式(8)求出,

3. 约束条件

凸轮推程时的角位移 φ_1 在 $[\theta, \varphi_{r1}]$ 范围内变化, 回程时的角位移 φ_2 在 $[\theta, \varphi_{r2}]$ 范围内变化, 因此有边界条件:

$$1. g_1(X) = \varphi_1 \geq 0 \quad (9)$$

$$2. g_2(X) = \varphi_{r1} - \varphi_1 \geq 0 \quad (10)$$

$$3. g_3(X) = \varphi_2 \geq 0 \quad (11)$$

$$4. g_4(X) = \varphi_{r2} - \varphi_2 \geq 0 \quad (12)$$

可见, 这还是一个带不等式约束的二维非线性规划问题。

4. 优化方法与收敛准则

当前工程优化设计中应用广泛的是惩罚函数法, 它是求解约束非线性规划问题的一种基本方法, 这种方法又有内点法, 外点法和混合法, 由于内点法能够严格地满足约束条件, 所以本文采用内点法, 对于内点法, 可以建立下列增广目标函数:

$$P(X, v_k) = F(X) + v_k \sum_{i=1}^m \frac{1}{g_i(X)} \quad (13)$$

式中

m ——约束方程的数目, 这里 $m = 4$

v_k ——惩罚参数

收敛准则由无约束极小化前后二次迭代计算所得选取下列二者之一:

$$\textcircled{1} |X^{*(k)}(I) - X^{*(k+1)}(I)| \leq \varepsilon_1 \quad I = 1, 2 \quad (14)$$

式中, $X^{*(k)}(I)$ 和 $X^{*(k+1)}(I)$ 分别为 k 次和 $k+1$ 次迭代计算增广目标函数时设计变量各分量的最优值, ε_1 为设计变量移动的收敛精度。

$$\textcircled{2} |F(X^{*(k)}) - F(X^{*(k+1)})| \leq \varepsilon_2 \quad (15)$$

式中, $F(X^*)$ 和 $F(X^{*(k+1)})$ 分别为 k 次和 $k+1$ 次迭代计算目标函数的最优值, ε_2 为目标函数移动的收敛精度。

当上述两者之一被满足时, 就认为目标函数值 $F(X^{*(k+1)})$ 收敛于目标函数的最优值 $F(X^*)$ 。

5. 设计举例

例 1. 试设计一槽凸轮机构, 机构型式选择 A 型, 已知中心距 $a = 100$ 毫米, 凸轮等速转动, 摆杆的运动规律见表 1, 推程时的许用压力角 $[\alpha_1] = 45^\circ$, 要求确定凸轮的最小基圆半径 r_0 和摆杆长度 l

表 1

凸 轮 角 位 移	摆 杆 运 动 规 律
$0^\circ - 180^\circ$	按 345 次多项式规律摆动 30°
$180^\circ - 270^\circ$	按正弦加速度规律摆回 30°
$270^\circ - 360^\circ$	静止

解: ①摆杆的运动方程式如下:

$$\text{推程时:} \quad \psi_1 = \psi_{\max} \left[10 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)^3 - 15 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)^4 + 6 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)^5 \right]$$

$$\psi_1' = \psi_{\max} \left[30 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)^2 - 60 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)^3 + 30 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)^4 \right]$$

$$\psi_1'' = \psi_{\max} \left[60 \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} - 180 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)^2 + 120 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)^3 \right]$$

$$\text{回程时:} \quad \psi_2 = \psi_{\max} \left\{ 1 - \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_{r2}} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \frac{\varphi_2}{\varphi_{r2}} \right) \right] \right\}$$

$$\psi_2' = \psi_{\max} \left[1 - \cos \left(2\pi \frac{\varphi_2}{\varphi_{r2}} \right) \right]$$

$$\psi_2'' = \psi_{\max} \sin\left(2\pi \frac{\varphi_2}{\varphi_{r2}}\right)$$

式中, $X_{\max} = 30^\circ$, $\varphi_{r1} = 180^\circ$, $\varphi_{r2} = 270^\circ - 180^\circ = 90^\circ$

②因为是槽凸轮机构, 所以 $[\alpha_1] = [\alpha_2]$ ^[1]

③初始点取 $\varphi_1 = 0.2$, $\varphi_2 = 0.2$

④惩罚参数初始值取 $v_1 = 1$, 递减系数取 $\sigma = 0.001$

⑤收敛精度取 $\varepsilon_1 = 1E-6$, $\varepsilon_2 = 1E-12$

⑥在 IBM-PC 机上应用 BASIC 编译程序运行结果如下:

k	v_k	$X^*(1)$	$X^*(2)$	$P(X^*, v_k)$	$F(X^*)$
1	1	0.3981122	0.8034333	30810.92	30807.04
2	0.001	1.574487	3.24333	1920.17	1920.168
3	0.000001	5.994564	13.01574	119.1643	119.1643
4	1E-09	20.13742	40.83194	5.704196	5.701496
5	1E-12	44.25029	48.75583	2.066128E-02	2.066128E-02
6	1E-15	47.4073	49.01359	1.33249E-05	1.33249E-05
7	1E-18	47.4922	49.02498	7.520551E-09	7.520551E-09
8	1E-21	47.49418	49.02513	5.955236E-12	5.955236E-12
9	1E-24	47.49424	49.02514	2.069456E-13	2.069456E-13
10	1E-27	47.49424	49.02514	2.069456E-13	2.069456E-13

$r_0 = 28.80622$ 毫米, $l = 80.91887$ 毫米

若采用最优梯度法, 所得结果几乎相同, 其值为

$r_0 = 28.80729$ 毫米, $l = 80.9178$ 毫米

上述运算也是在 IBM-PC 机上应用 BASIC 编译程序来运行的, 从运算开始至打印结果前者所需时间为 46 秒, 后者为 1 分 55 秒, 可见内点法有比最优梯度法(即最速下降法)更快的收敛速度。

对于正反转工作的凸轮机构, 凸轮廓线的工作状态经常互换, 设计时应按 $[\alpha_1] = [\alpha_2]$ 的情况进行。

三、 $[\alpha_1] \neq [\alpha_2]$ 时的优化设计方法

由图 3 可知, 当回程许用压力角与推程许用压力角取得不相等时, 具有最小基圆半径凸轮的回转中心位置有三种情况:

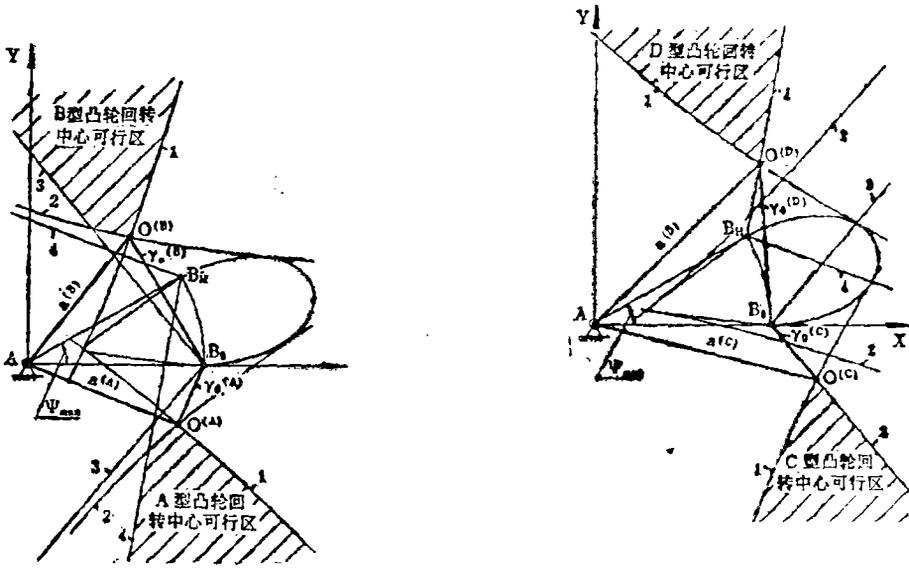
①凸轮回转中心在推程与回程两条包络界限线的交点上, 如图 3(A) 中的 $O^{(A)}$ 点 $O^{(B)}$ 点

②凸轮回转中心在推程包络界限线与推程起点直界线的交点上, 如图 3(B) 中的 $O^{(C)}$ 点

③凸轮回转中心在推程包络界限线与推程终点直界线的交点上, 如图 3(B) 中的 $O^{(D)}$ 点

优化设计的数学模型如下:

1. 设计变量



(A) $[\alpha_1] = 40^\circ, [\alpha_2] = 60^\circ$, (B) $[\alpha_1] = 40^\circ, [\alpha_2] = 70^\circ$

图3 $[\alpha_1] \neq [\alpha_2]$ 时的凸轮回转中心可行区

仍为凸轮推程时的角位移 φ_1 和回程时的角位移 φ_2 二个。

2. 目标函数

由于在 $[\alpha_1] \neq [\alpha_2]$ 时具有最小基圆半径凸轮的回转中心位置有三种情况，所以目标函数不能简单地决定，在微机经反复试验建立了如下的目标函数：

$$\min F(X) = \sqrt{(X_1 - l)^2 + Y_1^2} + \sqrt{(X_1 - X_2)^2 + (Y_1 - Y_2)^2} \quad (16)$$

式中右边第一项开平方为基圆半径的计算公式，优化时也令摆杆长度 $l = 1$ ，因为 X_1, Y_1 和 X_2, Y_2 也是设计变量 φ_1 和 φ_2 的非线性函数，所以这也是一个二维非线性规划问题。

3. 约束条件

除式(9)~(12)四个边界条件外，要增加推程起点和终点二条直界线的约束条件，这两个条件为：

$$5. g_5(X) = T(Y_1 - Y_3) \geq 0 \quad (17)$$

$$6. g_6(X) = T(Y_1 - Y_4) \geq 0 \quad (18)$$

式中， Y_3 由式(3)计算，但须令 $X_3 = X_1$ ； Y_4 由式(4)计算，也须令 $X_4 = X_1$

特殊情况：当 $\psi_{max} + [\gamma_1] = 90^\circ$ 时，约束方程式(16)应改为：

$$6. g_6(X) = N(X_1 - X_4) \geq 0 \quad (19)$$

式中， $X_4 = l \cos \psi_{max}$

4. 优化方法和收敛准则与 $[\alpha_1] = [\alpha_2]$ 相同，但约束方程式的数目 $m = 6$

例2. 设计一C型凸轮机构，已知中心距 $a = 200$ 毫米，凸轮等速转动，摆杆的运动规律见表2，推程许用压力角 $[\alpha_1] = 30^\circ$ ，回程许用压力角 $[\alpha_2] = 60^\circ$ ，试确定凸轮的最小基圆半径

径 r_0 和摆杆长度 l 。

表2

凸 轮 角 位 移	摆 杆 运 动 规 律
$0^\circ-180^\circ$	按修正正弦加速度规律摆动 30°
$180^\circ-270^\circ$	按正弦加速度规律摆回 30°
$270^\circ-360^\circ$	静止

解: ①摆杆的运动方程式

推程时:
$$0 \leq \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \leq \frac{1}{8}$$

$$\psi_1 = \frac{\psi_{\max}}{4 + \pi} \left[\pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} - \frac{1}{4} \sin \left(4\pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right) \right]$$

$$\psi_1' = \frac{\pi \psi_{\max}}{(4 + \pi) \varphi_{r1}} \left[1 - \cos \left(4\pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right) \right]$$

$$\psi_1'' = \frac{4\pi^2 \psi_{\max}}{(4 + \pi) \varphi_{r1}^2} \sin \left(4\pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)$$

$$\frac{1}{8} < \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \leq \frac{7}{8}$$

$$\psi_1 = \frac{\psi_{\max}}{4 + \pi} \left\{ 2 + \pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} - \frac{9}{4} \sin \left[\frac{\pi}{3} \left(1 + 4 \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right) \right] \right\}$$

$$\psi_1' = \frac{\pi \psi_{\max}}{(4 + \pi) \varphi_{r1}} \left(1 - 3 \cos \left[\frac{\pi}{3} \left(1 + 4 \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right) \right] \right)$$

$$\psi_1'' = \frac{4\pi^2 \psi_{\max}}{(4 + \pi) \varphi_{r1}^2} \sin \left[\frac{\pi}{3} \left(1 + 4 \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right) \right]$$

$$\frac{7}{8} < \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \leq 1$$

$$\psi_1 = \frac{\psi_{\max}}{4 + \pi} \left[4 + \pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} - \frac{1}{4} \sin \left(4\pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right) \right]$$

$$\psi_1' = \frac{\pi \psi_{\max}}{(4 + \pi) \varphi_{r1}} \left[1 - \cos \left(4\pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right) \right]$$

$$\psi_1'' = \frac{4\pi^2 \psi_{\max}}{(4 + \pi) \varphi_{r1}^2} \sin \left(4\pi \frac{\varphi_1}{\varphi_{r1}} \right)$$

回程时同例1。

②初始点取: $\varphi_1 = 179.8^\circ$, $\varphi_2 = 89.8^\circ$

③惩罚参数初始值取 $v_1 = 1$, 递减系数取 $e = 0.001$

④收敛精度取 $\varepsilon_1 = 1E-06$, $\varepsilon_2 = 1E-07$

在 IBM-PC 机上运行结果如下:

k	v_k	$X^*(1)$	$X^*(2)$	$P(X^*, v_k)$	$F(X^*)$
1	1	82.93883	59.32768	6931.295	0.2503728
2	0.001	84.66523	59.36113	0.2718968	0.2432569
3	0.000001	84.92564	59.36622	0.242345	0.2423198
4	1E-09	84.96609	59.36733	0.2421755	0.2421775
5	1E-12	84.97511	59.36736	0.2421453	0.2421453
6	1E-15	84.97538	59.36738	0.2421444	0.2421444
7	1E-18	84.97555	59.36738	0.2421439	0.2421439
8	1E-21	84.97555	59.36738	0.2421439	0.2421439

$r_0 = 43.11286$ 毫米, $l = 178.0466$ 毫米

如果回程许用压力角与推程许用压力角的差值大于 $30^\circ \sim 35^\circ$ 时, 可以不考虑回程包络界限线的作用, 这时设计变量只有一个凸轮推程时的角位移 φ_1 , 二维优化降维为一维优化, 因此, 目标函数和约束条件都可简化, 求优问题更简单, 用黄金分割法等一维求优方法都可以求得最优值。

如果按上述二种情况求得的凸轮理论轮廓的最小向径小于结构的实际需要时, 限于本文篇幅不再介绍, 但由图 2 和图 3 可知, 问题不难解决, 有兴趣的读者也可参考文献[1]和[5]。

四、结 束 语

在一般情况下, 摆动滚子从动件盘形凸轮机机构按许用压力角的优化设计问题是一个二维带不等式约束的非线性规划问题, 可以按 $[\alpha_1] = [\alpha_2]$ 和 $[\alpha_1] \neq [\alpha_2]$ 二种情况分别处理, 前者适用于槽凸轮机机构和工作情况可逆的凸轮, 后者适用于工作情况不可逆的力锁合凸轮机机构和共轭凸轮机机构。

优化计算的方法可以根据具体条件灵活采用, 如文献[3]采用最速下降法, 文献[5]采用网络法, 本文采用当前工程优化设计中常用的惩罚函数法^{[6][7]}, 惩罚函数法有比最速下降法更快的收敛速度。

在此谨向哈尔滨工业大学李华敏教授和在本文写作过程中曾给予作者热忱帮助的各位同志和朋友深表谢意。

参 考 文 献

- [1] 顾连森, “确定摆动滚子从动件盘形凸轮机机构最小尺寸的解析法”, 《东北重型机械学院学报》, 1986年, 第4期。
- [2] 蔡宣三编著, 《最优化与最优控制》, 清华大学出版社, 1982年12月第1版。
- [3] 华大年, “按许用压力角设计最小尺寸的摆动从动件平面凸轮的解析法”, 《机械工程学报》, VOL.18, N4, 1982
- [4] 陈金元, “摆动滚轮从动件盘形凸轮机机构的优化及计算机辅助设计”, 《无锡轻工业学院学报》, 1983年, 第1期
- [5] 吕庸厚、周榴明, “摆动从动杆盘状凸轮机机构按压力角的优化设计”, 《无锡轻

工业学院学报》 VOL.5.1986 №1.

- [6] 贺贤贵、徐振华合编,《机构最优化设计》,高等教育出版社,1984年1月第1版。
- [7] JOHSON, RAY C, "OPTIMUM DESIGN OF MECHANICAL ELEMENTS" SECOND EDITION (A WILEY-INTERSCIENCE PUBLICATION), 1980.

87014

乳状液界面膜厚度与结构《无锡轻工业学院学报》1987年,第6卷,

第2期

主题词 后上蜡; 乳状液; 界面膜; 界面膜厚度; 界面膜结构; 电子显微镜; 表面张力; 粘度

摘要 对以混合非离子表面活性剂所乳化的82—123后上蜡乳状液用电镜法、粘度法和表面张力法等四种不同方法研究了其界面膜的厚度, 所得结果比较一致。同时论证了多层界面膜的结构模型。

作者: 徐文俊、曹光群、刘俊逸等

87015

摆动筛运动的数学分析《无锡轻工业学院学报》1987年,第6卷,

第2期

主题词 筛; 筛分; 运动规律; 数学分析

摘要 本文分析了摆动筛的运动规律, 并计算了位移、速度和加速度, 分析了筛面上颗粒物体的受力情况, 可供设计、制造和使用作参考。

作者: 周礼聰

87016

普通无心磨床提高磨削精度的几个问题《无锡轻工业学院学报》

1987年,第6卷,第2期

主题词 砂轮; 导轮; 托板; 动压轴承; 滑板

摘要 本文介绍普通无心磨床提高磨削精度的方法。对改进结构设计、改善静、动态成圆机理的条件进行了分析、试验, 取得了较好的效果。一般情况下圆度可小于1微米, 最高达0.3微米

作者: 严正

87017

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年,第6卷,第2期

主题词 压力角; 凸轮机构; 最佳化

摘要 本文按推程许用压力角与回程许用压力角相等和不相等两种情况, 分别提出了摆动滚子从动件盘形凸轮机构优化计算的目标函数和约束条件, 这样的数学模型在IBM—PC机上用内点惩罚函数法计算已证实是可行的, 在一般小型微机上也能进行

作者: 顾连森

87016

SOME PROBLEMS of IMPROVING the GRINDING ACCURACY on PLAIN CENTERLESS GRINDING MACHINES《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》Vol.6, No.2, 1987

SUBJECTWORDS grinding wheel, regulating wheel, workrest blade, dynamic bearing, oil wedge

ABSTRACT This article introduces the methods of improving the grinding accuracy as well as makes analyses and tests in improving machine structures and the conditions to lighten the static and dynamic rounding theory on plain centerless grinding machines. Good results have been achieved, normally the roundness after grinding is less than $1\ \mu\text{m}$ and the best can be as high as $0.3\ \mu\text{m}$.

Author, Yan Zheng

87017

THE OPTIMUM DESIGN of DISK CAM MECHANISM with SWINGING ROLLER FOLLOWER《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》Vol.6, No.2, 1987

SUBJECTWORDS pressure angles, cam mechanisms, optimization

ABSTRACT According to the equality or inequality of the permissible angles for rise and return, object function and constraints of optimum design of disk cam mechanism with swinging roller follower are proposed respectively in this paper. Such mathematical models are already proved to be feasible by interior penalty function method in the computer of IBM-PC, and in general microcomputer as well.

Author, Gu Liansen

87014

THICKNESS and STRUCTURE of the INTERFACIAL FILM of EMULSION《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》Vol.6, No.2, 1987

SUBJECTWORDS after wax, emulsion, interfacial film, thickness of interfacial film, structure of interfacial film, electron microscope, surface tension, viscosity

ABSTRACT The interfacial film thickness of after wax emulsion 82-123 emulsified by mixed non-ionic surfactant was studied by using electron-microscope method, Viscosity method, shell method and surface tension method. The results obtained from the four different methods are rather identical. At the same time, the structural models of polylayer interfacial films were confirmed and discussed.

Author, Xu Wenjun Cao Quanguan, Liu Junyi

87015

A MATHEMATICAL ANALYSIS of SIEVE SHAKER MOTION《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》Vol.6, No.2, 1987

SUBJECTWORDS sieve, screening, characteristics of motion, mathematical analysis

ABSTRACT This article analyzes the motion regularity of sieve shaker, calculates its displacement, velocity and acceleration, and makes analysis of the force bearing of the grain on the surface of sieve, which can be available for reference of designers, manufacturers and users.

Author, Zhou Licong