

文章编号: 1003-7837(2003)02--0147-06

# 摆动式砂浆泵工作凸轮机构的优化设计

黄步玉

(广州有色金属研究院耐磨材料机械研究所, 广东 广州 510651)

**摘要:** 介绍了摆动式双柱塞砂浆泵的工作原理, 确定了摆动式砂浆泵工作机构的设计参数、设计变量、约束条件和目标函数, 得到了工作凸轮机构的优化模型。在 Matlab 环境下, 采用复合形法, 编写了优化设计的程序框图。

**关键词:** 砂浆泵; 设计参数; 约束条件; 目标函数

**中图分类号:** TU646 **文献标识码:** A

砂浆泵工作时出浆不均匀或间隔脉动都会造成管路堵塞, 损坏零部件, 同时产生振动和噪声。双柱塞砂浆泵与国内原有的单柱塞砂浆泵相比, 主要特点是在工作凸轮轴上装有使补偿柱塞运动的补偿凸轮, 可保证出浆口处连续输出砂浆且流量恒定。摆动滚子从动件的凸轮机构比移动滚子从动件的凸轮机构具有更大的优势。目前, 国际上先进的双柱塞砂浆泵都采用摆动滚子从动件的凸轮机构。

摆动式双柱塞砂浆泵的机构如图 1 所示。工作机构为一摆动从动件凸轮与一移动从动件凸轮串联而成。双柱塞砂浆泵的工作原理: 工作凸轮采用偏心圆凸轮, 在工作行程中, 工作缸柱塞向右运动, 工作缸排出的砂浆一部分由出浆口排出, 另一部分被压入补偿缸; 回程时, 柱塞向左运动, 砂浆被吸入工作缸, 这时由补偿缸排浆, 这样保证了出浆口连续排浆。因工作凸轮为圆廓, 柱塞运动不是匀速的, 所以在工作缸行程的某些瞬时仍需补偿缸排浆, 以保证出口排浆量的恒定。

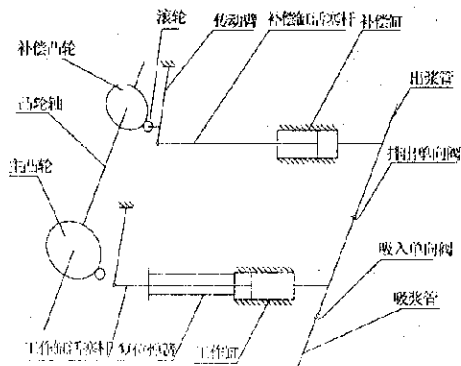


图 1 摆动式双柱塞砂浆泵的机构简图

Fig. 1 Sketch of double-piston mortar pump with swing rolls

收稿日期: 2003-06-17

作者简介: 黄步玉 (1963-), 女, 福建莆田人, 高级工程师, 硕士。

## 1 工作凸轮机构优化模型的建立

由于砂浆泵通常是在施工现场使用,且经常需要移动作业,因此除要求砂浆泵满足既定的流量和排出压力外,还要求其重量轻和外形尺寸尽可能小.在摆动式双柱塞砂浆泵的实际应用中,考虑到工作凸轮机构和补偿凸轮机构的互换性和通用性,常把补偿凸轮摆动滚子从动件的尺寸做成与工作凸轮摆动从动件的一样,且两工作机构的柱塞缸径相等.

在缸径和摆动从动件尺寸相同的情况下,从运动学分析可知,补偿缸比工作缸排量小即柱塞行程  $S$  短,而且压浆时间长,这样整个过程相对和缓平稳.因此,在结构尺寸能满足工作缸的前提下,一定能在相同的范围内找到适合补偿凸轮机构的尺寸.这样在进行双活套砂浆泵的优化设计时,可以只对砂浆泵的工作凸轮机构进行优化设计.

现取凸轮工作机构的运动位置总体长度  $L$ (横向)和高度  $H$ (纵向)乘积的最小值为设计目标函数,将其它条件作为约束条件.优化结果是在满足约束条件的前提下,得到一个受力良好、结构紧凑的工作凸轮机构.

### 1.1 设计参数的选取

取工作机构的主要结构参数和工作参数,即以凸轮机构的结构参数和工作相对位置、柱塞缸的直径、曲柄的转速和转向作为设计参数.图2是摆动滚子从动件凸轮机构的简图,  $A$ —偏心圆凸轮的圆心,  $B$ —滚子圆心,  $C$ —摆杆推动活塞的接触点,  $P$ —摆杆转动中心,  $O$ —偏心圆凸轮的圆心.  $x = [r_1, r_2, r_3, r_4, r_6, \gamma, \delta, r, n, \omega, S, D]$ , 其中  $r_1$ —主凸轮圆心  $A$  点到驱动轴心  $O$  点的距离, mm;  $r_2$ —主凸轮圆心  $A$  点到摆动滚子中心  $B$  点的距离, mm;  $r_3$ —摆动滚子中心  $B$  点到摆动中心  $P$  点的距离, mm;  $r_4$ —曲柄回转中心  $O$  点到摆动中心  $P$  点的距离, mm;  $r_6$ —摆动从动件与柱塞接触点  $C$  到摆动中心  $P$  点的距离, mm;  $\gamma$ —摆动从动件  $BP$  和  $CP$  的夹角, rad;  $\delta$ —两回转中心的连线  $OP$  与水平方向的夹角, rad;  $r$ —摆动滚子的半径, mm;  $n$ —曲柄的转速, r/min;  $S$ —柱塞的行程, mm;  $D$ —柱塞缸的直径, mm;  $\omega$ —曲柄的角速度, rad/s (正值为逆时针转动, 负值为顺时针转动).

若设计流量为  $Q$ , 根据实际工况选取容积效率  $\eta_v$ , 则设计理论流量<sup>[1]</sup>:

$$Q_d = Q / \eta_v, \text{ m}^3/\text{h}. \quad (1)$$

在满足柱塞的平均速度的条件下,  $n$  尽可能取大值, 这样就可以大大减小工作机构的尺寸. 在满足行程径比  $\psi$  的前提下, 设计理论流量  $Q_d$  一定, 则柱塞行程  $S$  越大, 工作机构的尺寸就会越大.  $S$  尽可能取小值, 即行程径比  $\psi$  先试取最小值, 这样就可确定出缸径:  $D = \frac{S}{\psi_{\min}}$ .

由  $Q_d = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \cdot n$ , 求出

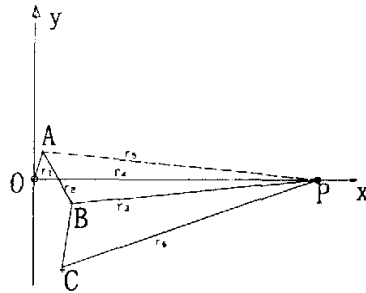


图2 摆动滚子从动件凸轮机构的简图

Fig. 2 Sketch of the cam mechanism with swing rolls

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q_s}{15\pi\psi_{\text{min}} \cdot n}} \times 10^3, \text{mm.} \quad (2)$$

缸径  $D$  必须符合 GB/T1047-1995 管道中心公称通径<sup>[2]</sup>, 在圆整后取定  $D$ , 再算出  $S$ , 即

$$S = \frac{Q_s}{15\pi D^2 \cdot n} \times 10^3, \text{mm.} \quad (3)$$

摆动滚子半径  $r_r$  可依据外形大致尺寸和结构受力等选取。

## 1.2 设计变量的选取

$x = [r_3, r_4, r_6, \gamma, \delta, \theta_{3\text{max}}]$ , 其中  $\theta_{3\text{max}}$  为摆杆滚子相对  $OP$  的最大摆角,

$$R_R = r_1 + r_2 = \sqrt{r_3^2 + r_4^2 - 2r_3 \cdot r_4 \cos \theta_{3\text{max}}}. \quad (4)$$

柱塞最大行程位置:

$$x_{1\text{max}} = r_4 \cos \delta - r_6 \cos (\theta_{3\text{max}} + \gamma + \delta), \quad (5)$$

柱塞最小行程位置:

$$x_{1\text{min}} = x_{1\text{max}} - S = r_4 \cos \delta - r_6 \cos (\theta_{3\text{min}} + \gamma + \delta). \quad (6)$$

从上面可求出

$$\theta_{3\text{min}} = \arccos \frac{S + CP \cdot \cos (\theta_{3\text{max}} + \gamma + \delta)}{CP} - \gamma - \delta. \quad (7)$$

基圆半径为:

$$R_a = r_2 - r_1 = \sqrt{r_3^2 + r_4^2 - 2r_3 \cdot r_4 \cos \theta_{3\text{min}}}. \quad (8)$$

$$\text{所以} \begin{cases} r_1 = \frac{1}{2}(R_R - R_a), \\ r_2 = \frac{1}{2}(R_R + R_a). \end{cases} \quad (9)$$

## 1.3 约束条件

### 1.3.1 结构布置约束

$$OP \text{ 的长度大于 } OA \text{ 的长度, 即 } r_1 - r_2 < 0. \quad (10)$$

$$\text{摆杆 } CP \text{ 的长度大于 } BP \text{ 的长度, 即 } r_3 - r_6 < 0. \quad (11)$$

$$OP \text{ 长度的水平分量小于柱塞最大行程, 即 } r_4 \sin \delta - x_{1\text{max}} < 0. \quad (12)$$

工作凸轮运动的最低位置到  $O$  点的距离小于摆杆  $CP$  的长度与  $OP$  长度的垂直分量之差, 即

$$r_1 + r_2 - r_r - (r_6 - r_4 \sin \delta) < 0. \quad (13)$$

工作凸轮运动的最高位置到  $O$  点的距离小于  $OP$  长度的垂直分量, 即

$$r_1 + r_2 - r_r - r_4 \sin \delta < 0. \quad (14)$$

### 1.3.2 平面四杆机构约束

$r_1, r_2, r_3, r_4$  为四杆机构一平面的四个边, 任意三边之和大于第四边, 必须满足:

$$r_4 - (r_1 + r_2 + r_3) < 0, \quad (15)$$

$$r_3 - (r_1 + r_2 + r_4) < 0, \quad (16)$$

$$r_2 - (r_1 + r_3 + r_4) < 0. \quad (17)$$

### 1.3.3 工作凸轮曲率半径为偏心圆半径的约束

$$r_2 - r_r \geq r_r + 3, \text{ 即 } 2r_r + 3 - r_2 < 0. \quad (18)$$

### 1.3.4 许用压力角 $\alpha$ 的约束

根据运动分析可以求出

$$\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{ctg}\theta_3 - \frac{r_3 \left( 1 - \frac{d\theta_3}{d\theta_1} \right)}{r_4 \cdot \sin\theta_3} \quad (19)$$

分别判断  $\alpha$  的绝对值的极大值, 在推程时,  $\alpha_{1\max}$  应小于推程许用压力角  $[\alpha_1]$ ; 在回程时,  $\alpha_{2\max}$  应小于回程许用压力角  $[\alpha_2]$ .

### 1.3.5 目标函数的确定

欲使砂浆泵的工作凸轮机构的整体尺寸最小, 必须使凸轮机构的运动范围最小. 取凸轮机构水平运动范围  $L$  和纵向运动范围  $H$  乘积的最小值为目标函数. 因  $L=r_1+r_2-r_r+x_{1\max}$  和  $H=r_6$ , 所以目标函数为  $F(x)=L \cdot H=r_6(r_1+r_2-r_r+x_{1\max})$ .

### 1.3.6 优化模型的建立

通过对以上约束条件和目标函数的分析, 在  $x=[r_3, r_4, r_6, \gamma, \delta, \theta_{3\max}]$  时, 工作凸轮机构的优化模型如下:

$$\begin{aligned} f(x) &= r_6(r_1+r_2-r_r+x_{1\max}) \rightarrow \min & (20) \\ \text{st: } g_1(x) &= r_1-r_2 < 0, \\ g_2(x) &= r_3-r_6 < 0, \\ g_3(x) &= r_4 \sin\delta - x_{1\max} < 0, \\ g_4(x) &= r_1+r_2-r_r - (r_6-r_4 \sin\delta) < 0, \\ g_5(x) &= r_1+r_2-r_r - r_4 \sin\delta < 0, \\ g_6(x) &= r_4 - (r_1+r_2+r_3) < 0, \\ g_7(x) &= r_3 - (r_1+r_2+r_4) < 0, \\ g_8(x) &= r_2 - (r_1+r_3+r_4) < 0, \\ g_9(x) &= 2r_r + 3 - r_2 < 0, \\ g_{10}(x) &= \alpha_1 - [\alpha_1] \leq 0, \\ g_{11}(x) &= \alpha_2 - [\alpha_2] \leq 0. \end{aligned}$$

## 2 工作凸轮机构优化设计的程序框图

此设计问题的约束为不等式约束, 并且设计变量较多, 目标函数复杂, 而复合形法<sup>[3]</sup>正是处理这类问题的有效方法, 并有一定的收敛精度.

在 Matlab<sup>[4]</sup>环境下编写优化程序, 其主程序流程图及约束条件函数与目标函数程序流程图分别如图 3 和图 4 所示. 我们所编写的摆动式双柱塞砂浆泵的工作凸轮机构优化设计程序通用性很强. 在已知设计流量的条件下, 利用该优化设计程序可很方便地求得所有工作机构的设计参数. 所设计的砂浆泵工作凸轮机构的外形更加紧凑.

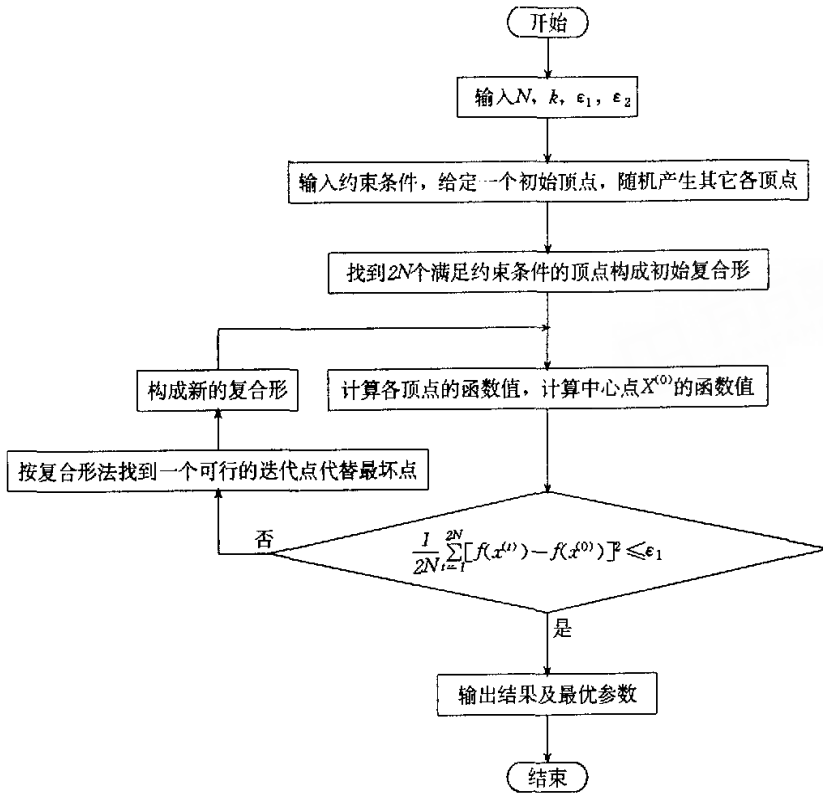


图 3 工作凸轮机构优化设计的主程序流程图

Fig. 3 Master programme flow diagramme of optimization design of work cam mechanism

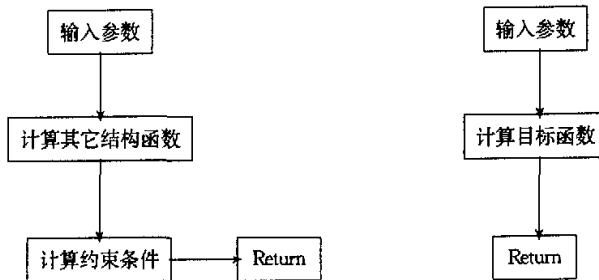


图 4 工作凸轮机构约束条件函数和目标函数的程序流程图

Fig. 4 Program flow chart of restrain condition and goal function on work cam mechanism

**参考文献:**

- [1] 往复泵设计编写组. 往复泵设计[M]. 北京:机械工业出版社,1987. 135—143.
- [2] 徐灏. 机械设计手册(第3卷)[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [3] 陈立周. 机械优化设计方法[M]. 北京:冶金工业出版社,1997. 163—167.
- [4] 尹泽明,丁春利. 精通 MATLAB 6[M]. 北京:清华大学出版社,2002.

## **Optimization design for work cam mechanism of double-piston mortar pump with swing rolls**

HUANG Bu-yu

*(Research Department of Wear-resistant Material and Machinery, Guangzhou Research Institute  
of Non-ferrous Metals, Guangzhou 510651, China)*

**Abstract:** This paper introduces working principle of double-piston mortar pump. Its design parameters, design variables, restrain conditions and objective functions are defined, and a model of optimization design on work cam mechanism is obtained. A program flow chart of optimization design is compiled by compound method in Matlab environment.

**Key words:** mortars pump; design parameters; constraint conditions; objective function