

文章编号:1000-582x(2001)05-0018-04

UB8.0型砂浆泵砂浆补偿机构的设计

郭建, 顾学仁, 袁礼平, 张大可, 刘振军

(重庆大学机械工程学院, 重庆 400044)

摘要:介绍了UB8.0型砂浆泵的工作原理。UB8.0型砂浆泵增加了使补偿缸活塞运动的补偿凸轮机构,在UB8.0型砂浆泵的工作缸和补偿缸的作用下,保持砂浆泵出口处输出的砂浆在任意瞬时不仅连续,并且排量相等,从而使砂浆上墙平衡、无脉动、减少落地灰,同时也改善了操作工作的劳动强度,提高了生产效率。补偿凸轮曲线的设计制造,将直接影响砂浆泵吸浆量与排出量的大小,是保证砂浆泵均匀出浆的技术关键。还介绍了一种补偿凸轮曲线的设计分析方法和计算机设计程序。利用“基本杆组分析法”分析工作凸轮机构的运动,利用解析法设计补偿凸轮曲线,运动分析程序和凸轮设计程序ROFD CD由FORTRAN语言编写而成。

关键词:砂浆泵;凸轮机构;计算机设计程序

中图分类号:TH 317.321

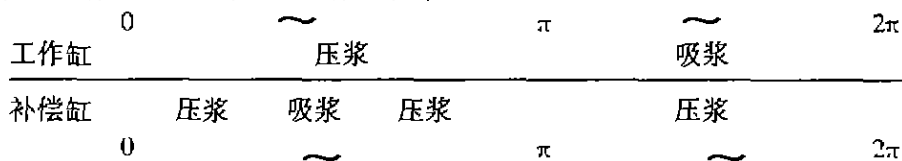
文献标识码:A

砂浆泵均匀出浆是砂浆泵的主要性能指标之一。出浆不均匀或有间隔脉动,易造成管路堵塞,影响施工,浪费能源,损坏设备零部件,同时产生振动和噪音。双活塞砂浆泵与国内原有的单活塞泵砂浆相比,其突出特点是:双活塞砂浆泵在工作凸轮轴上同轴安装有使补偿缸活塞运动的补偿凸轮。在工作缸和补偿缸的联合作用下,可保持砂浆泵出口处输出的砂浆在任意瞬时不仅连续,并且排量相等,从而使砂浆输送平稳、无脉动、减少落地灰,同时也改善了操作工人的劳动强度,提高施工生产效率。

补偿缸活塞的运动规律由补偿凸轮机构的补偿凸轮轮廓曲线决定。在工作缸压浆时,由于工作凸轮采

用偏心圆凸轮,所以在压浆的中期,工作活塞压出的砂浆一部分进入补偿缸,一部分经出浆管输出;在工作缸吸浆时,补偿缸活塞在补偿凸轮作用下,将补偿缸中的砂浆压入出浆管;而在工作缸压浆的初期和末尾,补偿缸中的砂浆亦将压入出浆管,补偿工作缸压浆的不足。由此可见,补偿凸轮曲线的设计制造,将直接影响砂浆泵吸浆量与排出量的大小,是保证砂浆泵均匀出浆的技术关键。

当工作凸轮轴上工作缸工作凸轮(是偏心圆凸轮)和补偿缸补偿凸轮一同转动一周时,工作缸与补偿缸的工作关系为:



作者参加研究的“UB8.0型砂浆泵”是国家“九五”科技攻关项目,于2000年4月通过建设部部级技术鉴定。

1 双活塞砂浆泵工作凸轮机构和补偿凸轮机构运动分析

由于砂浆泵是在工作缸和补偿缸的联合作用下,保持砂浆泵出口处输出的砂浆在任意瞬时不仅连续,并且排量相等。在已知工作凸轮为偏心圆凸轮条件下,确定补偿凸轮机构运动按以下步骤进行:

工作凸轮机构运动分析

• 收稿日期:2001-03-08

基金项目:国家重点科技攻关项目(96-730-05-02)

作者简介:郭建(1959),男,讲师,主要从事机械设计、制造及自动化方面的教学和科研工作。

工作缸活塞运动分析
 补偿缸活塞运动分析
 补偿凸轮机构运动分析

1.1 工作凸轮机构运动分析

工作缸凸轮机构原理如图1所示,利用高副低代的原理将工作缸凸轮机构转换为图2所示的曲柄摇杆机构^[1]。

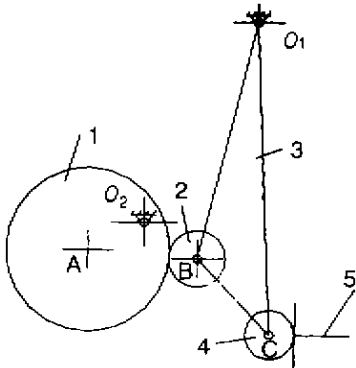


图1 工作缸凸轮机构简图

1-偏心圆廓凸轮;2-凸轮副滚子;3-摆杆;
 4-摆杆滚子;5-工作缸活塞杆。

对于这一类平面机构的运动分析的方法很多,大体上可归纳为两类:解析法和图解法。随着计算机的发展和普及,用解析法进行机构的运动分析精度高、速度快、调整计算方便等优点,所以我们采用解析法进行该曲柄摇杆机构的运动分析。而平面机构运动分析的解析法又有很多种,采用的方法称之为“基本杆组分析法”^[2]。其分析计算如下:

1.1.1 计算曲柄(O₂A)上A点的位移P、速度VP和加速度AP

在已知1点(图2中O₂点)为回转中心的条件下,可得2点(图2中A点)的位置解析式

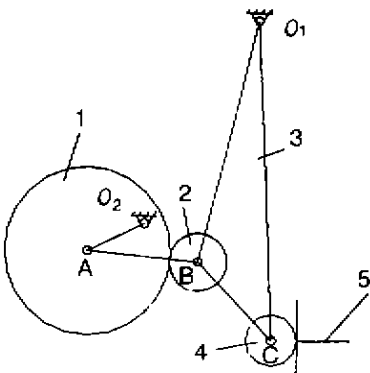


图2 曲柄摇杆机构

1-偏心圆廓凸轮;2-凸轮副滚子;3-摆杆;
 4-摆杆滚子;5-工作缸活塞杆;O₂A-曲柄;AB-连杆

$$\begin{cases} P_{2x} = P_{1x} + r \cos \theta \\ P_{2y} = P_{1y} + r \sin \theta \end{cases}$$

求导可得速度、加速度的解析式

$$\begin{cases} \dot{P}_{2x} = \dot{P}_{1x} - \theta r \sin \theta \\ \dot{P}_{2y} = \dot{P}_{1y} + \theta r \cos \theta \end{cases}$$

$$\begin{cases} \ddot{P}_{2x} = \ddot{P}_{1x} - \theta^2 (P_{2x} - P_{1x}) - \ddot{\theta} (P_{2y} - P_{1y}) \\ \ddot{P}_{2y} = \ddot{P}_{1y} + \ddot{\theta} (P_{2x} - P_{1x}) - \theta^2 (P_{2y} - P_{1y}) \end{cases}$$

θ ——曲柄转角; r ——A点的矢径(O₂A)

调用CRANK子程序,当曲柄转到任意角度时,可求得A点的位移P、速度VP和加速度AP。

1.1.2 计算摇杆上B点(凸轮副滚子的圆心)的位移P、速度VP和加速度AP。

摇杆即是推动工作缸活塞移动的摆杆,B点为凸轮副滚子中心,在求得A点位移、速度、加速度,且4点(图2中O₁点)固定的条件下,可得3点(图2中B点)的位置解析式。

$$\begin{cases} P_{3x} = P_{2x} + R_3 \cos \theta_2 \\ P_{3y} = P_{2y} + R_3 \sin \theta_2 \end{cases}$$

求导可得速度、加速度的解析式

$$\begin{cases} \dot{P}_{3x} = \dot{P}_{2x} - (\dot{P}_{3y} - \dot{P}_{2y}) \theta_2 \\ \dot{P}_{3y} = \dot{P}_{2y} + (\dot{P}_{3x} - \dot{P}_{2x}) \theta_2 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \ddot{P}_{3x} = \ddot{P}_{2x} - \theta_2^2 (P_{3x} - P_{2x}) - \ddot{\theta}_2 (P_{3y} - P_{2y}) \\ \ddot{P}_{3y} = \ddot{P}_{2y} + \ddot{\theta}_2 (P_{3x} - P_{2x}) - \theta_2^2 (P_{3y} - P_{2y}) \end{cases}$$

R₃——连杆AB $R_3 = O_2A + \text{滚子2的半径} = \text{常数}$

调用KP21、KV21、KA21子程序,可求得当曲柄转到任意角度时,B点的位移P、速度VP和加速度AP。

1.1.3 计算摇杆上摆杆滚子4的圆心的位移P、速度VP和加速度AP

摇杆上C点(图2中摆杆滚子4的圆心)在X方向的位移P_{4x},实际上即是工作缸活塞杆及活塞的位移,在已知B点的位移P、速度VP和加速度AP的条件下,调用POS子程序、VEL子程序、ACC子程序可求得当曲柄转到任意角度时,C点及工作缸活塞所对应的位移P_{4x}、速度VP_{4x}和加速度AP_{4x}。

1.2 工作缸活塞和补偿缸活塞运动分析

1.2.1 确定补偿缸活塞与曲柄的转角对应关系

由工作缸和补偿缸单位时间所提供的砂浆量,即为双活塞砂浆泵的砂浆流量,由此可得流量关系式:

$$Q_{\text{工}} + Q_{\text{补}} = Q_{\text{总}} = \text{常量}$$

其中拐点A和拐点B为补偿凸轮机构凸轮的回程和升程的起始点

按 $Q_{工} + Q_{补} = Q_{口} = \text{常量}$ 以及工作缸活塞与补偿缸活塞的运动关系式可求得, 补偿缸活塞的位置、速度、加速度与工作缸活塞的位置、速度、加速度一一对应、与曲柄转角对应关系也就相互确定, 即:

$$X_{补偿活塞} = F(\theta) \text{ 关系式。}$$

1.2.2 确定拐点 A 和 B 对应的曲柄转角及补偿凸轮机构摆动从动杆运动规律

拐点 A 和拐点 B 相对应曲柄的转角可按以下方法求得:

$$\text{由 } Q_{工} + Q_{补} = Q_{口} = \text{常量}$$

$$\text{而在拐点 A 和拐点 B 处 } Q_{补} = 0$$

$$\text{即 } Q_{工} = Q_{口} = \text{常量}$$

在已知砂浆泵的流量和工作缸的截面尺寸的情况下

$$\text{按 } \text{流量} = \text{速度} \times \text{截面面积}$$

即可求得拐点 A 和拐点 B 相对应曲柄的转角 θ_A 和 θ_B 。

假设安装工作凸轮和补偿凸轮的转轴以转速 n 旋转, 将转轴 (工作凸轮和补偿凸轮同轴旋转) 一转 (360°) 等分为 N 等分, 则曲柄的转角为 $360^\circ/N$ 的整数倍, N 值取得越大, 补偿凸轮计算和设计精度越高。

$$\text{按 } X_{补偿活塞} = F(\theta) \text{ 关系式}$$

和补偿凸轮机构的具体结构, 求得补偿凸轮机构摆动从动杆运动规律,

$$\text{即 } \Phi = f(\theta)$$

θ — 凸轮轴 (或曲柄) 转角

Φ — 补偿凸轮机构摆杆对应的摆角

实际上是离散的对应关系:

$$\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_i, \dots, \theta_N, \Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_i, \dots, \Phi_N$$

2 补偿凸轮曲线设计计算

补偿缸凸轮机构为一滚子摆动从动杆盘状凸轮机构, 机构简图如图 3 所示。

设摆杆滚子中心的最初位置为 B_0 , 当凸轮转过 θ 角后, 根据反转法原理^[1], O_0 点转至 O_1 点, 与此同时, 摆杆绕 O_1 转过 Φ 角, 滚子中心移至 B 点, 取凸轮轴心 O 为坐标原点, 并取连心线 O_0 为 X 轴。

凸轮理论廓线上一点 B 的坐标可由下式求得:

$$\rho_B = \frac{[L^2 + l^2(1 + d\Phi/d\theta)^2 - 2Ll(1 + d\Phi/d\theta)\cos(\Phi_0 + \Phi)]^{3/2}}{-L^2 - l^2(1 + d\Phi/d\theta)^3 + Ll(1 + d\Phi/d\theta)(2 + d\Phi/d\theta)\cos(\Phi_0 + \Phi) + Ll^2d^2\Phi/d\theta^2\sin(\Phi_0 + \Phi)} \text{ 和}$$

$$\rho_{Bmin} > r_r + 3\text{mm}$$

$$\begin{cases} x_B = L\cos\theta - l\cos(\Phi_0 + \Phi + \theta) \\ y_B = l\sin(\Phi_0 + \Phi + \theta) - L\sin\theta \end{cases}$$

式中: L — 中心距; l — 摆杆长度; Φ_0 — 摆杆初始位置角

$$\Phi_0 = \cos^{-1} \frac{L_2 + l_2 - r_A^2}{2Ll}$$

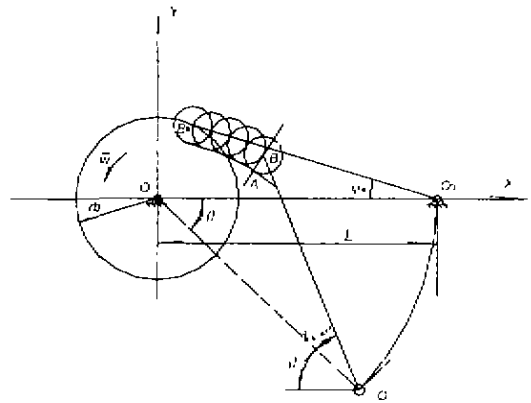


图 3 滚子摆动从动杆盘状凸轮机构

凸轮实际廓线是圆心在理论廓线上各点, 半径为滚子半径 r_r 滚子圆族的包络线, 其参数方程为:

$$\begin{cases} x_A = x_B \pm r_r \frac{dy_B/d\theta}{\sqrt{(dx_B/d\theta)^2 + (dy_B/d\theta)^2}} \\ y_A = y_B \mp r_r \frac{dx_B/d\theta}{\sqrt{(dx_B/d\theta)^2 + (dy_B/d\theta)^2}} \end{cases}$$

压力角校核:

随着压力角的增大, 将使凸轮机构受力状况恶化, 效率降低, 甚至于发生自锁, 同时压力角对凸轮机构尺寸大小也有影响。因此, 在设计凸轮廓线时, 必须计算出凸轮廓线上任一点的压力角, 以便检查是否超过许用压力角 $[\alpha]$ 值, 其压力角计算公式为:

$$\text{tg}\alpha = \frac{1(1 + d\Phi/d\theta)}{L\sin(\Phi_0 + \Phi)} - \frac{1}{\text{tg}(\Phi_0 + \Phi)}$$

凸轮廓线上任一点的曲率半径的校核:

为了避免凸轮表面过大的接触应力, 凸轮实际廓线上任一点的曲率半径, 一般不应小于 3 - 5 毫米, 但是, 采用滚子从动杆时, 滚子半径的大小 r_r 对凸轮实际廓线的曲率半径颇有影响。因此, 必须分析凸轮廓线的曲率半径与滚子半径的关系, 其计算公式有:

只有当凸轮廓线的曲率半径同时满足以要求时,凸轮廓线才不会出现尖点和失真。以上所有计算公式,我们全部用 FORTRAN 语言^[1]编写成计算机凸轮设计程序 ROFDCD。利用凸轮设计程序 ROFDCD,可很方便的求得补偿凸轮曲线的全部参数。本设计子程序按给定的初始基圆半径设计时,若压力角超过许用值或实际廓线上任一点的曲率半径小于 3 毫米时,程序能自动的增加基圆半径或调整摆杆长度,以满足许用压力角和曲率半径的要求,并输出凸轮转角、凸轮机构各点的压力角、从动杆的位移、速度、加速度和加速度变化率以及凸轮理论廓线、实际廓线、刀具中心轨迹上各点的坐标值和实际廓线上各点的曲率半径,同时还打印出所设计推程和回程的最大压力角、凸轮最终的基圆半径、中心距、摆杆长度、摆杆初始位置角以及理论廓线上的最小曲率半径。

3 结束语

UB8.0 型砂浆泵砂浆补偿机构设计计算机软件均用 FORTRAN 语言编写。

利用已得加速度规律,可进行工作凸轮机构和补偿凸轮机构的受力分析,校核工作凸轮机构和补偿凸轮机构零件的强度、刚度等指标,有关内容我将另行撰文说明。

参考文献:

- [1] 黄锡恺,郑文纬.机械原理[M].北京:人民教育出版社,1981.
- [2] 朱有民,江裕金.机械原理[M].重庆:重庆重庆大学出版社,1986.
- [3] 谭浩强,田淑青.FORTRAN 语言[M].北京:清华大学出版社,1983.

Design of Compensaliav Mechancsm for UB8.0 Mortar Pump

GUO Jian, GU Xue-ren, YUAN Li-ping, ZHANG Da-ke, LIU Zhen-jun

(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, China)

Abstract: This paper introduces the working principle of mortar pump. The mortar pump is a kind of double-piston mortar pump. It consists of working cylinder and compensation cylinder. Compensation cylinder is drove by compensation cam-mechanism. This paper analyzes the movement analysis method of compensation cam-mechanism and introduces the computer programming. Using the computer programming we can design the CAM conveniently.

Key words: analytics mortar pump cam-mechanism computer programming

责任编辑 成孝义)



重庆市高校学报举行对口审读活动

为了认真贯彻执行国家关于新闻出版工作“调整结构、加强管理、提高水平、提高质量”的方针,重庆市高校学报研究会开展了学报(含高校办的期刊,下同)的分类、对口审读活动、总结经验,找出差距,改进工作,全面提高刊物质量,促进高校学报事业的发展,更好地为学校教学、科研和学科建设服务,为人才培养服务。

审读会于 2001 年 7 月 22—26 日在万盛区举行,到会 90 余人,有 20 多个学报编辑部的同志大会发言,介绍了审读情况,交流了审读心得,总结了办刊经验,最后,由副理事长成孝义同志进行了会议总结,部署了下半年开展“双优”(优秀编辑学论著,优秀编辑工作者)评比活动的工作。