

## 水压机分配器凸轮过渡曲线改进设计\*

黄长征<sup>1</sup> 谭建平<sup>2</sup>

(1 韶关学院, 韶关 512005) (2 中南大学 机电工程学院, 长沙 410083)

Improvement design of cam's profile in hydraulic press's distributor

HUANG Chang-zheng<sup>1</sup>, TAN Jian-ping<sup>2</sup>(<sup>1</sup>Shaoguan University, Shaoguan 512005, China)(<sup>2</sup>School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

**【摘要】**某巨型水压机分配器的原有凸轮过渡曲线压力角过大, 导套经常断裂。从过渡曲线的升程、转动行程、曲线形状三方面优化设计过渡曲线。长期工程应用表明, 过渡曲线设计合理, 导套至今工作正常。

**关键词:** 水压机; 凸轮; 优化

**【Abstract】**The original profile of cam in hydraulic press's distributor is not proper, its pressure angle is excessive, so that the guide sleeve is broken. Based on lift range, rotary range and profile, the profile of the cam is optimized. Long practical application shows that the profile is proper and the guide sleeve works normally till now.

**Key words:** Hydrostatic press; Cam; Optimization

中图分类号: TG112.2 文献标识码: A

## 1 引言

某巨型水压机是我国国防建设和基础建设的重要设备。水

\* 来稿日期: 2006-04-25 \* 国防科工委项目(科工技字 2000(589))

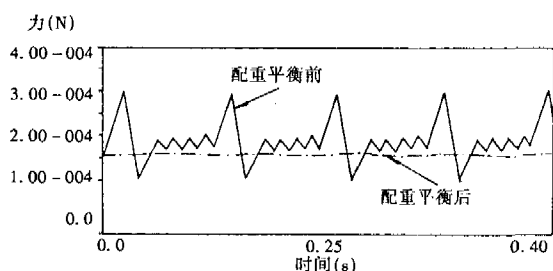


图3 配重平衡前、后前端盖轴承处支撑反力

## 4.2 结构改进方案的确定

由仿真分析结果可以得出, 在低速旋转时配重平衡后轴承处受力波动已大大减小, 但在高速运转时却难以平衡。此时可采用结构优化的方法使高速旋转时的受力分配达到最佳。通过对往复惯性力和惯性力矩的理论分析及仿真分析, 提出了以下改进方案: 因柱塞的往复惯性力矩与输入轴转速的平方成正比, 使得该往复惯性力矩对主轴的转速变化很敏感, 因此采用减小柱塞质量的方案将明显地改善动不平衡量。具体改进方案如图4所示。

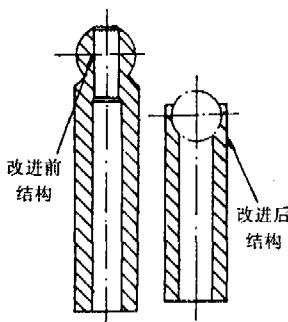


图4 柱塞结构的改进

压机主分配器采用凸轮顶杆机构驱动分配器进、出水阀阀杆的升降, 通过控制阀芯的开启程度, 控制水压机水路系统的流向和流量, 最终实现水压机各机构的正确动作。但是其中一个驱

## 5 结论

虚拟样机技术是机械行业的一项新兴技术。孕育着一种先进的设计和开发理念, 使传统的设计试验、再设计再试验的产品开发流程变革为设计、仿真分析、试验验证, 从而减少了产品开发中反复的试验和修改设计的工作。本文通过对变速器传动装置的速度、加速度及轴承处的支撑反力等性能的仿真分析, 设计了配重装置以减小低速运转时轴承处载荷的波动幅值; 依据理论分析及仿真结果提出了结构改进方案, 从而减小高速运转时轴承处载荷波动的幅值。

通过仿真得出的运动规律及动力特性对该新型液压机械无级变速器研制开发具有现实性指导意义。

## 参考文献

- 1 陈立平主编. 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- 2 闻德生. 开路式柱塞泵. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- 3 王国强主编. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践. 陕西: 西北工业大学出版社, 2002.
- 4 (美) MSC. Software 著; 李军, 陶永忠 译. MSC. ADAMS FSP 基础培训教程. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- 5 王术新. 机械传动功率流的研究现状及进展. 北京: 现代制造工程出版社, 2004.
- 6 DU Hongliu. Pressure control with power limitation for hydraulic variable displacement piston pumps. proceedings of the american control conference. 2002(5): 940 ~ 945.

动分配器两个进水阀阀杆升降的凸轮顶杆机构在工作中易断裂。文中分析了导套断裂的原因,优化了凸轮曲线,并成功应用于生产。

## 2 原凸轮过渡曲线分析

凸轮顶杆机构如图 1 所示。凸轮机构工作时,导向顶杆承受较大的侧向推力,侧向推力由导套承受,如果侧向推力过大将导致导套断裂。在阀开启力一定的情况下,侧向推力的大小与凸轮工作时刻压力角大小相关,压力角越大,侧向推力越大;反之,侧向推力越小。压力角的大小又与凸轮过渡曲线形状相关。阀芯开启瞬间阀杆与凸轮实际接触位置还跟阀杆与顶杆的初始间隙相关,初始间隙越大,凸轮转动的空行程越大。原凸轮升程 30mm,对应凸轮转动行程 39 度,过渡曲线为一直线。凸轮压力角随升程变化情况如图 2 所示。从图 2 可看出,凸轮压力角随凸轮升程增大逐渐增大;凸轮在上升前半部分的压力角较小,尤其是在开始部分凸轮压力角很小,阀门很容易开启。但是实际工作中,凸轮顶杆与阀杆之间存在很大初始间隙,有时初始间隙大于 10mm,且阀芯的阀杆还有约 2mm 的空行程。所以凸轮顶杆与阀杆开始接触时刻,凸轮有十几毫米的空行程,凸轮顶杆才能开始与阀杆接触,从图 2 可看出,此时阀芯开启的压力角很大,致使导套工作时受到很大的倾翻力矩,超过强度极限直至断裂。导套断裂时分配器凸轮轴、操纵手柄转角曲线如图 3 所示。从图 3 中可看出,导套断裂时凸轮转角为 87 度,由分配器的开启图知,凸轮实际转动角度为 25 度,对应的升程为 18.5mm,从图 2 可知此时的压力角为 25 度,也就是说当压力角为 26 度时,导套断裂。导套断裂的原因是凸轮曲线不合理。

因此必须对凸轮曲线进行优化设计,使其压力角变化情况满足实际要求,阀杆与凸轮顶杆开始接触时的压力角必须小于 25 度。针对实际状况,从三个方面进行优化:一是优化凸轮升程;二是优化凸轮转动行程;三是优化凸轮过渡曲线。

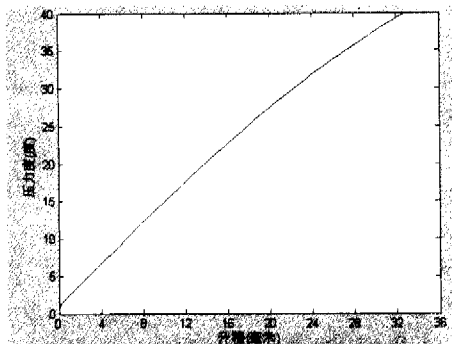


图 2 过渡曲线为直线时凸轮升程—压力角曲线

## 3 凸轮升程优化

该凸轮驱动机构是控制分配器的进水阀芯(图 4)的开启,它的升程取决于水压机最大压下速度。水压机最大压下速度,由进水阀阀下过水截面积决定。

进水阀阀下过水截面积  $A_v = A_1 v_1 / v$

式中:  $A_1$ —阀控制的工作柱塞的工作面积;

$v_1$ —工作柱塞的速度(m/s);

$v$ —阀下过水截面处液体流速,进水阀阀下截面处允许流速。

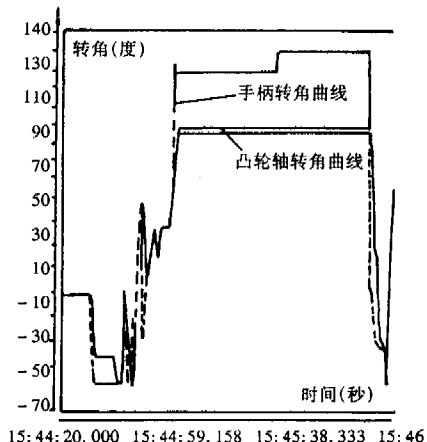


图 3 导套断裂时凸轮轴、手柄转角曲线

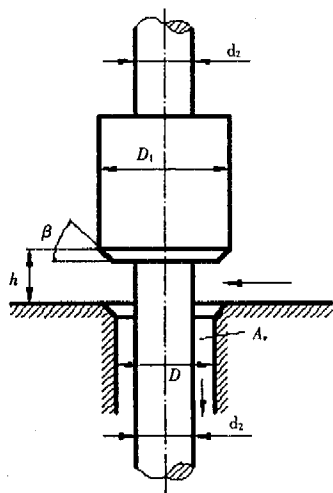


图 4 阀芯示意图

$[v] = 0.1 p (\text{m/s})$

式中:  $p$ —液体压力(bar)。

因为采用了两个阀,所以单个进水阀所需阀下过水截面积为  $A_v$  的一半。实际进水阀阀下过水截面积大于所需进水阀阀下过水截面积,符合工作要求。

阀的最大开启高度  $h$  由阀开启后阀口处最小过流截面  $A_2$  和阀下自由过水截面积  $A_v$  相等的条件来确定。阀口简图如图 5 所示。两个阀同时工作时,阀芯开启所需高度  $h$  计算如下:

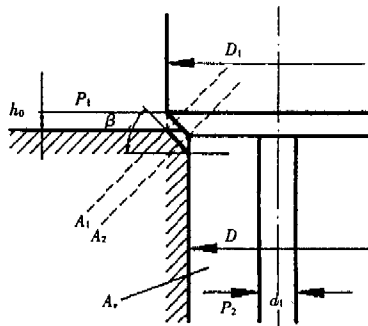


图 5 阀口示意图

$$A_2 = A_c$$

$$A_c = \pi((2D\cos\beta + 2h\cos\beta)^2 - (2D\cos\beta)^2)/4$$

$\beta$  为  $45^\circ$ , 所以求得阀芯所需开启高度  $h$  为 10mm。

但考虑阀杆与顶杆的初始间隙, 初步确定开启高度为 20mm<sup>[1]</sup>。

#### 4 凸轮转动行程的确定

原来凸轮转动行程为 39 度, 在上升之前有 4.5 度的空行程。考虑阀杆与顶杆的初始间隙比较大, 所以凸轮转动上升之前的空行程减少至 2.5 度。因此优化后的凸轮转动行程增加至 41 度。

#### 5 过渡曲线的设计

分配器凸轮工作速度慢, 冲击力小, 但静载荷大。设计时主要考虑其压力角满足要求。在凸轮开启高度和转动行程已定的情况下, 为便于加工测量, 过渡曲线选用一段圆弧。凸轮过渡曲线如图 6 所示。过渡曲线  $BC$  圆弧半径为  $R_3$ , 基圆半径为  $R_1$ , 远休止圆弧半径为  $R_2$ , 凸轮压力角为  $\alpha$ , 转动行程为  $\theta$ , 过渡曲线对应中心角为  $\varphi$ , 凸轮升程为  $h$ ,  $A$  为过渡曲线的圆心。B 点坐标  $[0, R_1]$ , C 点坐标  $[-R_1\sin\theta, R_1\cos\theta]$ , A 点坐标  $[x_A, y_A]$ , 则:

$$x_A^2 + (y_A - R_1)^2 = R_3^2$$

$$(x_A + R_2\sin\theta)^2 + (y_A - R_2\cos\theta)^2 = R_3^2$$

满足该条件的点有两点, 这两点处于  $BC$  的中垂线上, 由图可知应取较小值的工 A 点, 所以  $y_A$  取较小值, 并由此求得  $x_A$ , 即得 A 点坐标  $[x_A, y_A]$ 。则过渡圆弧  $BC$  方程为

$$(x - x_A)^2 + (y - y_A)^2 = R_3^2$$

D 为圆弧上任一点, 直线  $AD$  与  $DO$  的夹角  $\alpha$  为凸轮曲线压力角。直线  $AD$  的斜率

$$K_1 = \frac{y_D - y_A}{x_D - x_A}$$

直线  $DO$  的斜率

$$K_2 = \frac{y_D - y_O}{x_D - x_O}$$

因  $K_1$  大于零,  $K_2$  小于零, 而压力角为锐角, 所以压力角  $\alpha$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{K_1 - K_2}{1 + K_1 K_2}\right)$$

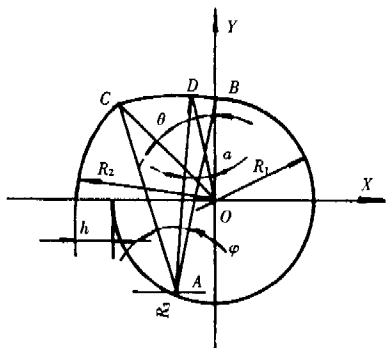


图6 凸轮过渡曲线

所以,  $R_3$  不同时凸轮升程和压力角的关系曲面如图 7 所示。但现场要求是: 过渡曲线前半部分压力角要小, 到中间部分压力角又不能过大, 不得超过  $25^\circ$ , 为加工计算方便, 分别对  $R_3$

分别为 100mm、150 mm、200 mm、250 mm、300 mm、350mm、400mm、450mm 8 种情况进行计算, 它们的压力角曲线如图 8 所示的 1、2、3、4、5、6、7、8 号曲线。实际工作中要求曲线开始部分的压力角要小, 且其压力角又不要增加太快。图 8 中, 只有  $R_3$  为 400mm 时, 即图中的 7 号曲线能满足要求, 即使在阀杆与顶杆的初始间隙为 10mm、另加上阀芯的初始间隙 2mm 时, 阀芯开启瞬间的压力角为  $7^\circ$ , 这也远小于导套断裂时的压力角  $25^\circ$ 。因此优化后的凸轮过渡曲线转动行程为  $41^\circ$ , 升程 20mm, 过渡曲线的半径为 400mm<sup>[2,3]</sup>。

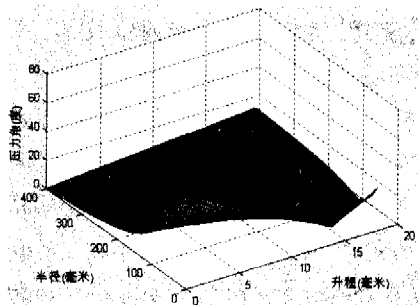


图7 不同半径时凸轮升程-压力角曲面

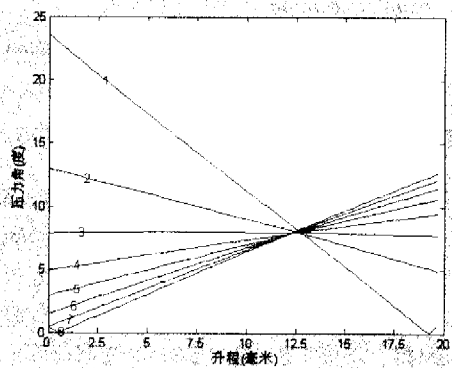


图8 凸轮升程-压力角曲线

#### 6 结束语

优化前后凸轮参数对照表如下表 1 所示。从表中可看出优化后凸轮压力角得到极大改善。改进设计后的凸轮应用于工程实际, 凸轮顶杆机构运动灵活, 导套受力得到明显改善, 至今工作正常。

表 1 优化前后凸轮参数对照表

	升程(mm)	转动行程( $^\circ$ )	曲线半径(mm)	最大压力角( $^\circ$ )
优化前	30	39	直线	39
优化后	20	41	400	12

#### 参考文献

- 俞新陆. 液压机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982: 88 ~ 92.
- 彭云柯, 周济, 余俊. 移动从动件平面凸轮机构基本尺寸的优化设计[J]. 华中理工大学学报, 1994, 122(7): 106 ~ 110.
- 任继文. 基于 OpenGL 的凸轮机构 CAD 及运动仿真[J]. 机械设计, 2004, 121(8): 60 ~ 62.