

# 球塞式液压泵配流轴平衡特性

胡纪滨, 邹云飞<sup>\*</sup>, 张心俊, 苑士华

(北京理工大学, 车辆传动国家重点实验室, 北京 100081)

**摘要:** 在轴向压力线性分布的条件下, 建立了配流副的流场模型, 同时建立了配流轴支承系统在突变载荷下的动态仿真模型, 在此基础上对球塞式液压泵配流轴的平衡特性进行了研究。结果表明配流轴支承系统具有压力反馈的闭环调节作用, 配流轴在压力反馈作用下恢复到偏心率为 0 的平衡状态, 且没有超调量。为高效球塞式液压泵配流副的设计提供了理论依据, 同时为高功率密度球塞式液压元件的深入研究打下了基础。

**关键词:** 球塞式液压泵, 平衡特性, 压力反馈, 配流轴

**中图分类号:** TH137.51

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1002-6819(2008)-12-0093-04

胡纪滨, 邹云飞, 张心俊, 等. 球塞式液压泵配流轴平衡特性[J]. 农业工程学报, 2008, 24(12): 93—96.

Hu Jibin, Zou Yunfei, Zhang Xinjun, et al. Balancing characteristics of flow divider pintle in ball piston pump[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(12): 93—96.(in Chinese with English abstract)

## 0 引言

球塞式液压泵(以下简称球塞泵)是一种新型的缸体转动的轴配流式径向液压泵, 其主要由变量机构即行程调节器 1、缸体 2、作用环 3、球塞 4、配流轴 5、配流套 6 等组成, 如图 1 所示。当缸体转动时, 球塞在随缸体转动的同时, 沿缸体孔轴线作往复运动, 使球塞、缸体孔和配流机构之间工作腔的容积发生变化, 完成吸油和排油的过程<sup>[1,2]</sup>。

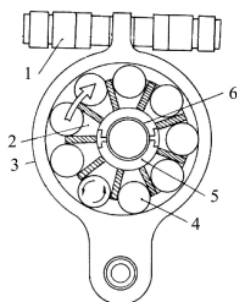


图 1 球塞泵结构简图  
Fig.1 Structure diagram of ball piston pump

它具有以下优点: 在相同的技术指标下比其他类型泵尺寸更小, 结构简单紧凑, 功率密度高; 构件少, 可靠性高; 变量机构简单可靠, 排量可以很容易的实现连续无级变化。因此在军用履带车辆的无级变速和转向中得到了广泛应用<sup>[3,4]</sup>。

配流副是配流轴与缸体间形成的圆柱副, 是球塞泵中一对关键的摩擦副<sup>[5]</sup>。为在循环载荷和突变载荷条件下保证配流轴与缸体间存在一定的间隙, 须建立配流副间的静压支承系统和压力反馈机制。王明智、王春行在发明专利中提出了一种单向径向柱塞泵配流副的过平衡压力补偿方法, 此方法有效地避免了缸体偏磨和抱轴现象的发生<sup>[6]</sup>。孟正华针对配流轴高低压沟通的两种方案进行了缸体平衡度计算, 得出了两种沟通方案缸体静压支承平衡度基本一致的结论<sup>[7]</sup>, 但并没涉及到压力反馈机制。申永军针对径向柱塞泵配流副的静压支承系统, 采用动压反馈设计思想增加压力补偿元件, 有效地避免了配流轴“抱轴”现象的发生<sup>[8]</sup>, 但并没进行配流轴的动态特性研究。由于球塞泵是高压、大排量液压泵, 其配流轴的平衡特性对球塞泵的性能影响极大。本文在前人的基础上, 采用压力反馈机制, 建立配流副的流场模型和动态特性模型, 对球塞泵配流轴的平衡特性进行较为全面的研究。

## 1 配流轴静态特性

球塞泵配流副是由支承在精度等级要求不高轴承上的缸体和完全处于浮动状态的配流轴组成的。球塞泵处于高压大排量工作状态时, 缸体所受径向力完全由轴承承受, 而配流轴的径向力则由静压支承作用实现平衡, 从而形成配流轴支承系统。图 2 所示为配流轴径向受力分析及配流副流场模型简图。

缸体绕着配流轴旋转时, 排油区中的高压油流经间隙(可变阻尼  $R_0$ )到达高压侧平衡油槽, 压力降至  $P_1$ , 然后再流经间隙(可变阻尼  $R_1$ )外泄到壳体及流经阻尼孔(固定阻尼  $R_2$ )到达吸油区, 此流场定义为 I 流场。同时高压油也流经阻尼孔(固定阻尼  $R_2$ )到达低压侧平衡油槽, 压力降至  $P_2$ , 然后再流经间隙(可变阻尼  $R_3$ )外泄到壳体及流经间隙(可变阻尼  $R_4$ )内泄到吸油区; 并流经平衡油槽周向间隙(可变阻尼  $R_5$ )到达高压侧平

收稿日期: 2008-06-11 修订日期: 2008-10-16

基金项目: 国防基础科研十五项目

作者简介: 胡纪滨(1970—), 男, 黑龙江哈尔滨人, 副教授, 主要从事液  
压机械无级转向的理论研究, 转向装置总体结构设计等。北京 北京理工大  
学机械与车辆工程学院, 100081。Email: hujibin@bit.edu.cn

※通讯作者: 邹云飞(1980—), 男, 江西赣州人, 博士生, 主要从事液  
压传动及液压元件润滑与密封研究。北京 北京理工大学机械与车辆工程学  
院, 100081。Email: zybackstreet@bit.edu.cn

衡油槽, 此流场定义为 II 流场。排油区左右侧的流场几何模型相同, 在此只分析单侧即可。由于球塞泵是双向变量泵, 为了实现双向变量及配流轴径向受力平衡, 设

计时保证配流轴高低压两侧平衡油槽的尺寸相等, 同时阻尼孔的沟通方式和直径均相同。

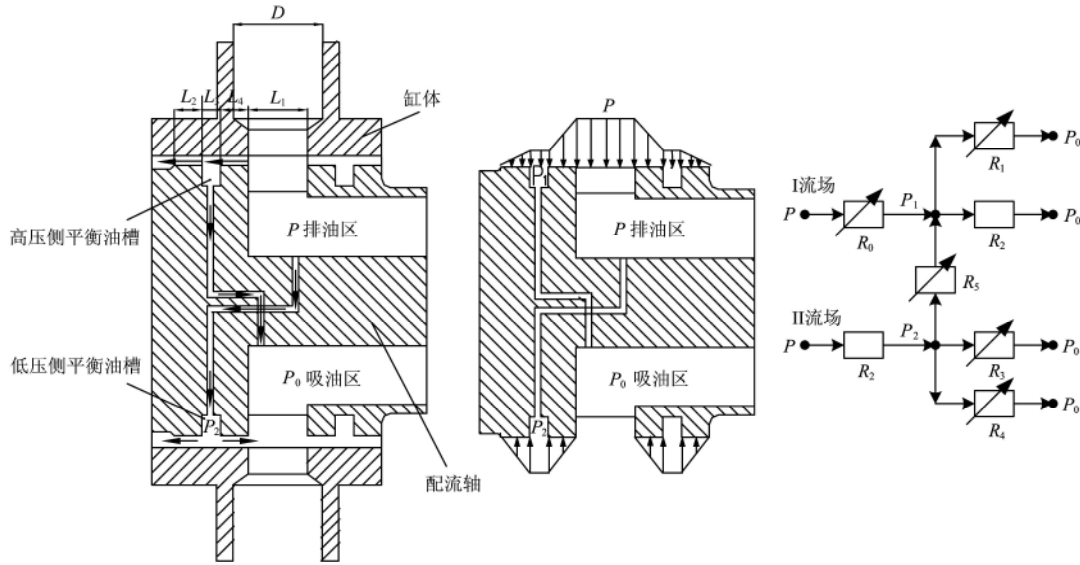


图 2 配流轴径向受力分析及配流副流场模型简图

Fig.2 Diagrams of flow divider pintle's radial force analysis and port plate pair's flow field model

假设配流间隙间油液的流动状态为层流<sup>[9]</sup>, 由流量连续原理, 可得

I 流场:

$$\frac{P-P_1}{R_0} + \frac{P_2-P_1}{R_5} = \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \cdot (P_1-P_0) \quad (1)$$

II 流场:

$$\frac{P-P_2}{R_2} = \left( \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} \right) \cdot (P_2-P_0) + \frac{P_2-P_1}{R_5} \quad (2)$$

若不计起始段效应修正系数的影响<sup>[10]</sup>, 则:

$$R_0 = \frac{1}{\frac{r h_0^3}{12 \mu L_4} \left[ 2\theta_e + 6\varepsilon \sin \theta_e + 3\varepsilon^2 \left( \theta_e + \frac{1}{2} \sin(2\theta_e) \right) \right]}$$

$$R_1 = \frac{1}{\frac{r h_0^3}{12 \mu L_2} \left[ 2\theta_e + 6\varepsilon \sin \theta_e + 3\varepsilon^2 \left( \theta_e + \frac{1}{2} \sin(2\theta_e) \right) \right]}$$

$$R_2 = \frac{128 \mu L_z}{\pi d_z^4}$$

$$R_3 = \frac{1}{\frac{r h_0^3}{12 \mu L_2} \left[ 2\theta_e - 6\varepsilon \sin \theta_e + 3\varepsilon^2 \left( \theta_e + \frac{1}{2} \sin(2\theta_e) \right) \right]}$$

$$R_4 = \frac{1}{\frac{r h_0^3}{12 \mu L_4} \left[ 2\theta_e - 6\varepsilon \sin \theta_e + 3\varepsilon^2 \left( \theta_e + \frac{1}{2} \sin(2\theta_e) \right) \right]}$$

$$R_5 = \frac{\pi \mu r}{L_3 h_0^3 (1 - \varepsilon^2 \cos^2 \theta_e)^2}$$

式中  $P_0$ ——壳体内和吸油区的压力, 均可近似认为等于环境压力。

$$\text{令 } A = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5}, \quad B = \frac{1}{R_0} + \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_5},$$

则式 (1) 与 (2) 联立求解可得:

$$\text{I 流场的压降系数 } a_1 = \frac{P_1}{P} = \frac{A/R_0 + 1/(R_2 R_5)}{AB - 1/R_5^2}$$

$$\text{II 流场的压降系数 } a_2 = \frac{P_2}{P} = \frac{B/R_2 + 1/(R_0 R_5)}{AB - 1/R_5^2}$$

式中  $r$ ——配流轴半径;  $h_0$ ——配流副配合间隙;  $\mu$ ——油液粘度;  $\varepsilon$ ——偏心率;  $\theta_e$ ——配流包角的一半;  $L_z$ ——阻尼孔长度;  $d_z$ ——阻尼孔直径。

假设轴向压力为线性分布, 则配流轴所受向下和向上的径向力  $F_{y1}$  和  $F_{y2}$  分别为:

$$F_{y1} = 2 \sin \theta_e r \left[ a_1 (L_2 + 2L_3 + L_4) + (L_1 + L_4) \right] P$$

$$F_{y2} = 2 \sin \theta_e r (L_2 + 2L_3 + L_4) a_2 P$$

当球塞泵处于恒定载荷、无偏心状态时, 其配流轴所受的径向力是平衡的, 因此配流副的设计应满足下面的配流轴径向平衡关系式:

$$F_{y1} = F_{y2} \\ a_2 - a_1 = \frac{L_1 + L_4}{L_2 + 2L_3 + L_4} \quad (3)$$

图 3 所示为压降系数及压降系数差随偏心率的变化曲线。可以看出, 压降系数的变化趋势均相同, 随着偏心率的增加而增加。当配流轴向吸油区偏移, 即偏心率正向增大时, 由于配流轴内部阻尼器及配流副间隙节流作用的存在, 使配流副流场液阻发生改变, 压降系数差增大, 产生促使配流轴恢复到偏心率为 0 的平衡状态的反馈力, 构成一个压力自动调节的闭环系统, 使支承系

统能够适应负载的变化, 反之亦然。即配流轴支承系统具有压力反馈的闭环调节作用。

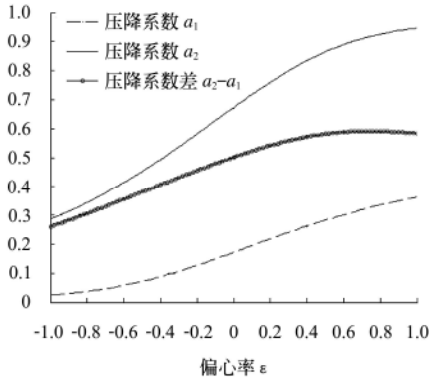


图 3 压降系数随偏心率的变化曲线

Fig.3 Change curves of pressure drop coefficient and eccentricity

## 2 配流轴动态特性

当球塞泵在突变载荷条件下, 其排油区的压力有一阶跃性变化, 由于沟通排油区与低压侧平衡油槽的阻尼孔负载响应时间的存在, 低压侧平衡油槽的压力响应将会滞后时间  $\Delta t$ 。此时, 配流轴将失去平衡状态, 偏离中心位置。

设由外界载荷阶跃增大引起的排油区压力突变为  $\Delta P$ , 配流轴向吸油区侧偏移, 产生油膜挤压效应和压力反馈作用, 则配流轴支承系统的动态方程为:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + F_j + \Delta F_{y2} = \Delta F \quad (4)$$

式中  $M$ ——配流轴的质量;  $F_j$ ——由油膜挤压效应产生的挤压承载力<sup>[11]</sup>。

$$F_j = \frac{12\mu v r^3}{h_0^3 \varepsilon} \left[ \frac{2 \sin \theta_e}{(1-\varepsilon^2)(1-\varepsilon \cos \theta_e)} + \frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} a \tan \left( \sqrt{\frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon}} \tan \frac{\theta_e}{2} \right) - \frac{2 \sin \theta_e}{(1-\varepsilon^2)^2} \right] (L_2 + L_4)$$

$\Delta F_{y2}$ —— $\Delta t$  后, 低压侧平衡油槽的滞后力:

$$\Delta F_{y2} = 2 \sin \theta_e r (L_2 + 2L_3 + L_4) [\Delta P a_2 + P_c (a_2 - a_1)_e - P_c (a_2 - a_1)_0]$$

式中  $(a_2 - a_1)_0$ 、 $(a_2 - a_1)_e$ ——分别为在 0 和  $\varepsilon$  偏心率条件下的压降系数差;  $P_c$ ——球塞泵未受突变载荷前排油区的初始压力。

$\Delta F$ —— $\Delta P$  引起的突变载荷力:

$$\Delta F = 2 \sin \theta_e r [(L_1 + L_4) + a_1 (L_2 + L_4)] \Delta P$$

利用 MATLAB/Simulink 工具, 建立配流轴支承系统在突变载荷条件下的动态特性模型, 其仿真模型如图 4 所示。配流轴支承系统参数:  $L_1 = L_3 = 26 \text{ mm}$ ,  $L_2 = L_4 = 10 \text{ mm}$ ,  $\theta_e = 75^\circ$ ,  $r = 60 \text{ mm}$ ,  $\Delta P = 30 \text{ MPa}$ ,  $P_c = 5 \text{ MPa}$ ,  $\mu = 0.0408 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ,  $h_0 = 6 \times 10^{-5} \text{ m}$ 。

图 5 所示为配流轴支承系统特性模型的仿真结果。由图可以看出, 在滞后时间  $\Delta t = 0.001 \text{ s}$ <sup>[12]</sup>之前, 由于突变

载荷的作用,  $F_{y1} > F_{y2}$ , 配流轴瞬间向吸油区侧偏移, 到达偏心率 0.24; 在滞后时间之后, 低压侧平衡油槽压力跟踪上阶跃压力, 由于压力反馈的闭环调节作用, 压降系数差超过配流轴平衡状态时的压降系数差 0.5, 使得  $F_{y1} < F_{y2}$ , 配流轴在  $F_{y2} - F_{y1}$  的作用下, 0.06 s 之后又恢复到偏心率为 0 的平衡状态, 且没有超调量。

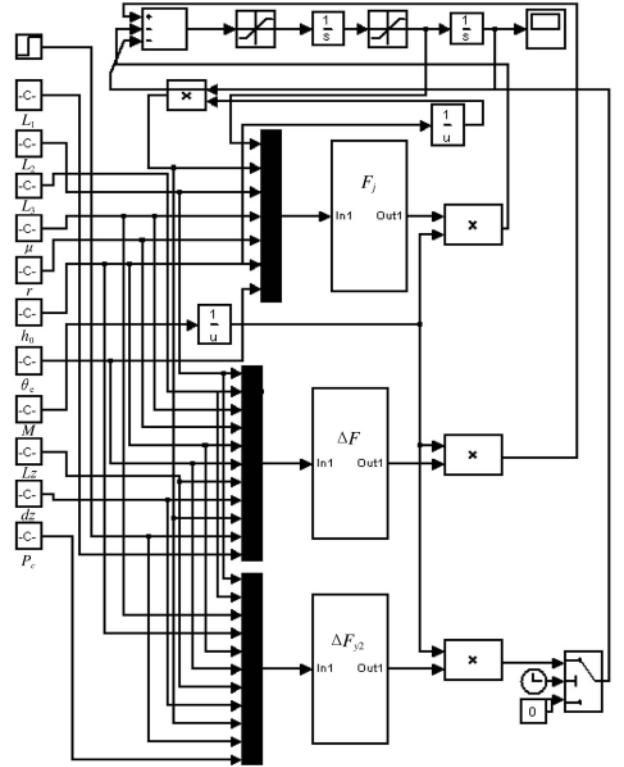


图 4 配流轴支承系统动态特性模型

Fig.4 Dynamic characteristics model of flow divider pintle supporting system

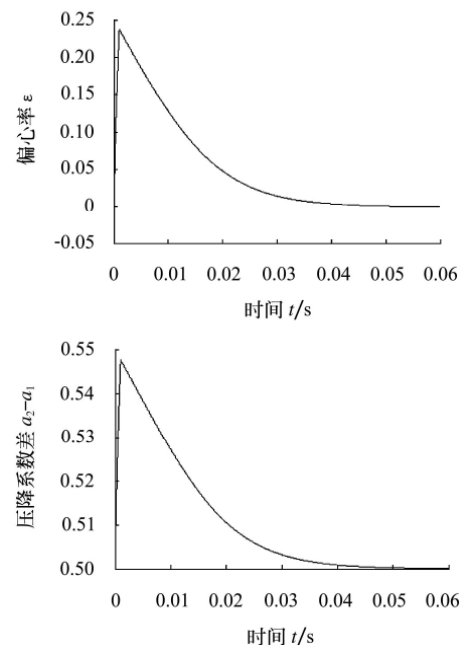


图 5 偏心率及压降系数差的变化曲线

Fig.5 Change curves of eccentricity and pressure drop coefficient difference

### 3 结 论

本文建立了配流副的流场模型,进行了配流轴径向受力平衡分析,得出了压降系数及压降系数差随偏心率的变化关系。建立了配流轴支承系统的动态特性模型,并进行了其动态特性的研究。主要结论如下:

1) 配流轴支承系统具有压力反馈的闭环调节作用。

2) 配流轴在压力反馈的闭环调节作用下,能在很短时间内恢复到偏心率为 0 的平衡状态,且没有超调量,具有良好的动态性能。从而充分保证了在突变载荷条件下配流轴与缸体间存在一定的油膜间隙,避免“抱轴”现象的发生。

#### [参 考 文 献]

- [1] 马忠旗. 现代军用车辆传动装置[M]. 北京: 兵器工业出版社, 1991.
- [2] 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [3] 苑士华, 张心俊, 胡纪滨. 油液粘度变化对球塞泵球塞副泄漏量的影响[J]. 农业机械学报, 2007, 38(4): 135—137, 157.
- [4] Yuan Shihua, Zhang Xinjun, Hu Jibin, et al. Experimental study on integrated hydraulic pump-motor system[A]. Proceedings of 6th International Symposium on Test and Measurement[C]. Dalian, 2005: 4421—4424.
- [5] 杨华勇, 艾青林, 周 华. 轴向柱塞泵配流副润滑特性的研究进展[J]. 中国机械工程, 2004, 15(17): 1578—1593.
- [6] 王明智, 王春行, 等. 过平衡压力补偿方法及双排柱塞径向柱塞泵[P]. 中国专利, 90100343. 1992—01—22.
- [7] 孟正华, 高洪福. 配流轴高压和低压区间沟通方案分析[J]. 山西机械, 2003, (1): 34—36.
- [8] 申永军, 史维祥. 具有动压反馈的配流轴设计方法[J]. 液压气动与密封, 2001, 85(1): 22—24.
- [9] 刘桓龙, 柯 坚, 王国志, 等. 水压轴向柱塞泵静压支承中的惯性影响[J]. 机械工程学, 2002, 38(4): 141—143.
- [10] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- [11] 徐文琴. 径向柱塞泵静压支承圆柱副性能研究[D]. 浙江: 浙江工业大学, 2004.
- [12] 王宝沛, 翟 鹏, 秦 磊, 等. 液体静压轴承动态特性的探讨[J]. 液压与气动, 2007, 8: 58—61.

## Balancing characteristics of flow divider pintle in ball piston pump

Hu Jibin, Zou Yunfei<sup>\*</sup>, Zhang Xinjun, Yuan Shihua

(National Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

**Abstract:** The flow field model of port plate pair in condition of the linear axial pressure distribution and dynamic model of flow divider pintle supporting system in abruptly variable load were established. Based on the two models, the balancing characteristics of flow divider pintle in ball piston pump was investigated. The results show that the flow divider pintle supporting system has a closed loop adjusting effect with pressure feedback. The flow divider pintle returns to the balancing state with a zero eccentricity under the pressure feedback and has no overshoot. It provides theoretical basis for designing flow divider pintle in ball piston pump with high efficiency and lays a foundation for further study of ball piston elements with high power density.

**Key words:** ball piston pumps, balancing characteristics, pressure feedback, flow divider pintle