

# 球活塞式车辆转向泵流量递减控制特性研究\*

王官明 柯尊荣 贺兵

(南昌大学机电工程学院, 南昌 330031)

**摘要:** 基于流量递减式球活塞车辆转向泵的结构和工作原理,从力平衡和流量平衡出发,构建了该泵的动态特性方程组,据此对该泵的变流量控制特性进行了仿真和试验研究。结果表明,该泵转速在超过开启转速之后,泵的输出流量增速不升反降,与车辆行驶速度越高,需要的转向力越低的实际工况完全同步,为智能化车辆转向泵的研制奠定了基础。

**关键词:** 球活塞 转向泵 流量控制

**中图分类号:** TG156 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)12-0036-09

## Decreasing Flow Control Characteristics of Ball Piston Vehicle Steering Pump

Wang Guanming Ke Zunrong He Bing

(School of Mechatronic and Electrical Engineering, Nanchang University, Nanchang 330031, China)

**Abstract:** Based on the analysis of the structure and working principles of a ball piston vehicle steering pump, the dynamic characteristic equations of the new pump were set up from the force and flow balance. Then based on those equations, the corresponding simulations and experimental investigation were carried out. The results indicated that the output flow would decrease drastically when the rotation speed of the pump exceeded the opening speed of rotation, which met the requirements of the vehicle steering working condition.

**Key words:** Ball piston Steering pump Flow control

### 引言

车辆转向泵是车辆动力转向系统的核心部件,其推广使用,有利于降低驾驶者劳动强度,减少行车事故发生率,其性能对汽车动力转向系统的性能有决定性影响。当今国内外普遍采用叶片泵作为车辆的助力转向泵,尤以小轿车为甚。而球塞泵有着体积小,功率大,寿命长等特点。本文构建球活塞式转向泵的动态特性方程组,据此对泵的流量控制特性进行仿真与试验。

### 1 工作原理及结构

转向泵是在常规液压泵基础上增加了流量和压

力控制装置,可以实现开启转速之后的输出流量自动调节,并使最高压力能够自我限定控制。其工作原理如图1所示。

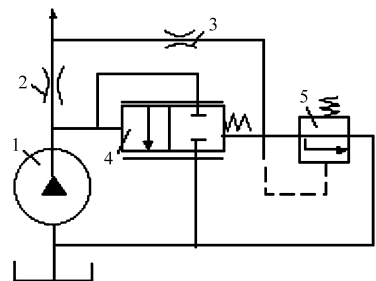


图1 转向泵工作原理简图

Fig.1 Steering pump working principle diagram

1. 泵本体 2. 流量阻尼 3. 压力阻尼 4. 稳流滑阀 5. 安全锥阀

转向泵恒流量控制的原理是当油介质通过流量控制阻尼孔时将产生压差,输出流量变化则引起压差变化,此变化直接反馈在滑阀的两端,打破了滑阀的平衡状态,需滑阀移动位置溢出部分流量后重新建立平衡状态,因此,稳定了流量控制阻尼孔的输出流量<sup>[1]</sup>。

转向泵理想的输出流量变化规律是随着泵转速的增大,流量逐渐减小<sup>[2]</sup>。为了实现转向泵流量递减控制,将稳流滑阀的位移作为反馈信号来控制流量阻尼,进而改变输出流量,如图 2 所示。

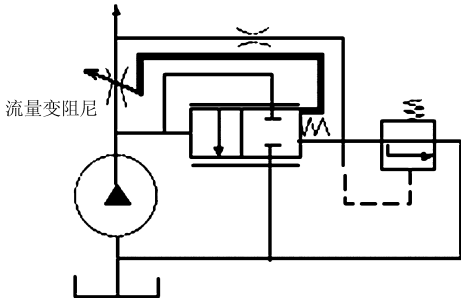


图 2 变流量控制转向泵工作原理简图  
Fig. 2 Variable flow control steering pump working principle diagram

球活塞式泵以高精度球体为活塞,采用轴配流,为径向容积泵。泵定子内壁为椭圆形轨道,转子高速旋转,球塞在惯性力、液压力和定子反作用力作用下沿定子内壁作椭圆运动,球塞、转子和配流心轴形成的工作腔体积发生周期变化,从而实现吸压油,配流轴使吸入和压出的液压油按规定方向流动。该泵结构简单、构件少,可靠性高,可实现大排量,高转速,在工农业领域有广泛的应用前景<sup>[3-4]</sup>。双列双作用球活塞式车辆转向泵是球活塞式泵与图 2 所示流量递减和压力控制机构相结合的产物,其结构如图 3 所示。其中图 3a 为节流锥阀在流量阻尼孔之前,而图 3b 为节流锥阀在流量阻尼孔之后。先以图 3a 结构,推导该泵的流量递减特性方程。

## 2 平衡方程

### 2.1 力平衡方程

转向泵在流量控制过程中,滑阀移动到某一位置时,必将处于平衡状态,使此刻的输出流量趋于稳定<sup>[5]</sup>。滑阀将受到 5 个力:滑阀弹簧力  $F_1$ 、溢流口液动力  $F_2$ 、滑阀油压差力  $F_3$ 、滑阀液压卡紧阻力  $F_4$  以及流量调节节流口液动力  $F_5$  (图 4),其合力为零。由滑阀受力平衡得<sup>[6]</sup>

$$\sum F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 = 0 \quad (1)$$

其中

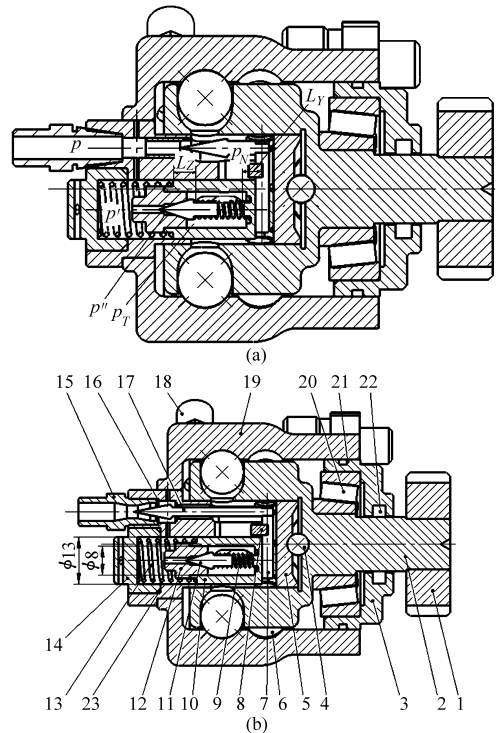


图 3 双列双作用球活塞式车辆转向泵结构图  
Fig. 3 Double row ball double-acting piston-type vehicle steering pump structure

1. 输入齿轮 2. 转子与主轴 3. 轴承座 4. 中心滚球 5. 配流轴(滑阀阀体) 6. 球塞 7. 立杆 8. 导向块 9. 锥阀弹簧 10. 滑阀阀芯(溢流锥阀阀体) 11. 溢流锥阀芯 12. 锥阀座 13. 滑阀弹簧 14. 滑阀弹簧座 15. 压力油输出口 16. 密封垫片 17. 节流锥阀芯 18. 低压油入口 19. 泵体(定子) 20. 单列圆锥滚子轴承 21, 22, 23. O 形橡胶密封圈

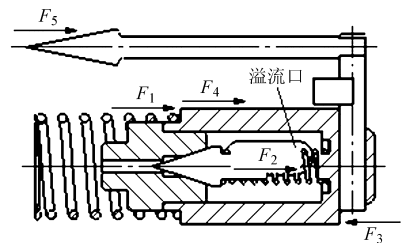


图 4 滑阀受力图

Fig. 4 Slide valve force figure

$$\begin{cases} F_1 = -K(S + \Delta S) \\ F_2 = -C(p_N - p_T)A \cos \alpha \\ F_3 = (p_N - p)A \\ F_4 = \pm [0.27\lambda_y L_y D(p_N - p_T) + 0.27\lambda_z L_z D(p' - p_T)]f \\ F_5 = -C_{zL}(p_N - p)A_{zL} \cos \frac{\beta}{2} \end{cases} \quad (2)$$

式中  $p_N$ ——转向泵内腔压力  
 $p'$ ——滑阀左端弹簧腔压力  
 $K$ ——滑阀弹簧刚度  
 $\Delta S$ ——滑阀零开口时弹簧预压缩量

$S$ ——滑阀开口量

$C$ ——溢流口流量系数(取 0.65)

$A$ ——溢流口面积(与滑阀开口量  $S$  有关)

$\alpha$ ——溢流口液流角(与滑阀开口量  $S$  有关)

$C_{zL}$ ——流量调节节流口流量系数,取 0.65

$A_{zL}$ ——流量调节节流口面积(与滑阀开口量  $S$  有关)

$\beta$ ——流量调节节流口锥角

$p_T$ ——溢流回油腔压力

$D$ ——滑阀直径

$\lambda_Y$ ——滑阀右端液压卡紧系数(右端有较长的匀压槽,取 0.06)

$L_Y$ ——滑阀右侧油封长度

$\lambda_Z$ ——滑阀左端液压卡紧系数(左端的匀压槽较短,取 0.4)

$L_Z$ ——滑阀左侧油封长度

$f$ ——滑阀与阀孔之间的静摩擦因数,取 0.08

$p$ ——转向泵的输出压力

令:  $K_1 = CA\cos\alpha$ ;  $K_2 = 0.27\lambda_Y L_Y D f$ ;  $K_3 = 0.27\lambda_Z L_Z D f$ ;  $K_4 = C_{zL} A_{zL} \cos \frac{\beta}{2}$ , 则式(1)简化为

$$(p_N - p') \frac{\pi D^2}{4} - K_4 (p_N - p_{LZ}) \pm [K_2 (p_N - p_T) + K_3 (p - p_T)] - K_1 (p_N - p_T) - K(S + \Delta S) = 0 \quad (3)$$

滑阀左端弹簧腔压力  $p'$  在滑阀内部溢流锥阀未开启时即为式(2)中的  $p$ ,  $p_{LZ}$  是图 3 所示节流锥阀阀锥体周围的液压力,可将其视为转向泵的输出压力  $p$ 。式(3)中,仅有  $p_N, p', p_{LZ}$  是待求变量,其余的均为已知条件,此式为滑阀受力关系式。

式(2)和(3)中的  $\pm$  号为:当转速由低到高进行变化时取“ $-$ ”号,当转速由高到低进行变化时取“ $+$ ”号。

## 2.2 流量平衡方程

转向泵理论流量  $Q$  等于心脏件间隙泄漏流量  $Q_x$ 、滑阀右侧间隙泄漏流量  $Q_x$ 、溢流口溢油流量  $Q_Y$ 、流量阻尼孔输出的流量  $Q_Z$  之和<sup>[7-9]</sup>, 即

$$Q = Q_x + Q_x + Q_Y + Q_Z \quad (4)$$

$$Q = nq = 5 \times 10^{-7} \pi d^2 (a - b) N n \quad (5)$$

$$Q_x = \sum_{i=1}^{N/2} Q_{Ni} + 4(C_q Q_o + Q_L) \quad (6)$$

$$Q_o = \frac{\pi L' \xi^3}{12 \mu \theta R} (p_N - p_0) \quad (7)$$

$$Q_L = \frac{\gamma R \xi^3}{6 \mu L} (p_N - p_0) \quad (8)$$

$$Q_x = \frac{2.5 \pi D \sigma^3}{12 \mu L_Y} (p_N - p_T) \quad (9)$$

$$Q_Y = CA \sqrt{\frac{2(p_N - p_T)}{\rho}} \quad (10)$$

$$Q_Z = C_{LZ} A_{LZ} \sqrt{\frac{2(p_N - p_{LZ})}{\rho}} = \frac{A_Z}{\rho} \sqrt{\frac{\rho g^2 d_{LZ}^2 (p_{LZ} - p)^2}{196 \mu l_{LZ}}} \quad (11)$$

$$Q_{Ni} = \frac{4(r + h_0)(p_N - p_0)}{9 \mu \sqrt{dh_0}} h_0^3 + \frac{2}{3} \pi \omega r (a - b) h_0 \sin(2\omega t + \varphi_i) \quad (12)$$

式中  $d$ ——球塞直径, mm

$a$ ——定子内壁椭圆轨道长半轴

$b$ ——定子内壁椭圆轨道短半轴

$N$ ——球塞总数  $r$ ——球塞半径

$n$ ——转子转速, r/min

$Q_{Ni}$ ——第  $i$  个压油球塞副的瞬时泄漏流量

$h_0$ ——球塞副配合间隙

$\omega$ ——转子角速度

$\varphi_i$ ——第  $i$  个压油球塞的相位角

$Q_o$ ——配流轴(图 5)高压腔内液压介质沿配流轴外圆柱面周向向低压腔的单片缝隙泄漏量

$Q_L$ ——配流轴高压腔内液压介质沿配流轴外圆柱面轴向向泵定子容腔的单片缝隙泄漏量

$L'$ ——缝隙宽度  $L$ ——配流副密封长度

$\xi$ ——转子和配流轴之间的单边配合间隙(缝隙高度)

$\theta$ ——密封角度  $R$ ——缝隙半径

$C_q$ ——流量系数,考虑到缸孔的分布与其实工作实际情况,取 1.5

$\sigma$ ——滑阀单边配合间隙

$\mu$ ——油液动力粘度

$\rho$ ——油介质密度

$C_{LZ}$ ——流量阻尼孔入口锥孔流量系数,取 0.82

$A_{LZ}$ ——流量阻尼孔入口锥孔的面积

$A_Z$ ——流量阻尼孔面积

$d_{LZ}$ ——流量阻尼孔直径

$l_{LZ}$ ——流量阻尼孔长度

该泄漏量分球塞两侧压差泄漏和球塞运动剪切

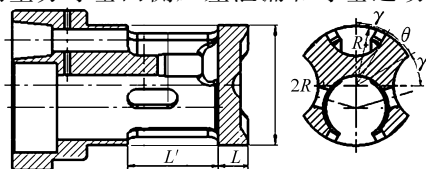


图 5 配流轴结构尺寸

Fig. 5 Pintle valve structure size

泄漏两部分,以前者为主。

双列双作用球塞式车辆转向泵流量节流孔和流量阻尼孔做成一体,其相关结构和流动参数如图 6 所示(节流孔在流量阻尼孔之前)。流量阻尼孔和流量节流孔加工过程中,必须采取适当的加工工艺,以保证足够的尺寸和形位精度<sup>[10]</sup>。

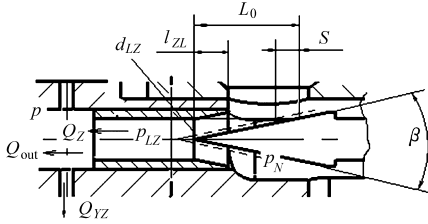


图 6 流量节流与阻尼双重结构示意图

Fig. 6 Dual structure diagram with damping and flow throttle

联立式(3)~(12)可得

$$nq = \left[ \frac{2N(1+\varepsilon^2)(r+h_0)h_0^3}{9\mu\sqrt{dh_0}} + \left( \frac{\pi C_q L'}{3\mu\theta R} + \frac{2\gamma R}{3\mu L} \right) \xi^3 \right] (p_N - p_0) + \frac{2.5\pi D\sigma^3}{12\mu L_Y} (p_N - p_T) + CA \sqrt{\frac{2(p_N - p_T)}{\rho}} + C_{LZ} A_{LZ} \sqrt{\frac{2(p_N - p_{LZ})}{\rho}} + \frac{2}{3} C_{q3} \pi \omega r (a-b) h_0 \sum_{i=1}^{N/2} \sin(2\omega t + \varphi_i)$$

$$\begin{aligned} \text{令} \quad K_5 &= \frac{2N(1+\varepsilon^2)(r+h_0)h_0^3}{9\mu\sqrt{dh_0}} + \left( \frac{\pi C_q L'}{3\mu\theta R} + \frac{2\gamma R}{3\mu L} \right) \xi^3 \\ K_6 &= \frac{2.5\pi D\sigma^3}{12\mu L_Y} \quad K_7 = CA \sqrt{\frac{2}{\rho}} \\ K_8 &= C_{LZ} A_{LZ} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad K_9 = \frac{A_Z}{\rho} \sqrt{\frac{\rho g^2 d_{YZ}^2}{196\mu l_{YZ}}} \\ Q_\tau &= \frac{2}{3} C_{q3} \pi \omega r (a-b) h_0 \sum_{i=1}^{N/2} \sin(2\omega t + \varphi_i) \end{aligned}$$

则其可简化为

$$\begin{cases} nq = K_5(p_N - p_0) + K_6(p_N - p_T) + \\ K_7 \sqrt{p_N - p_T} + K_8 \sqrt{p_N - p_{LZ}} + Q_\tau \quad (13) \\ K_8 \sqrt{p_N - p_{LZ}} = K_9 (p_{LZ} - p)^{\frac{2}{3}} \end{cases}$$

式中  $Q_\tau$ ——所有球塞副的剪切泄漏流量  
 $n$ 、 $p_{LZ}$  和  $p_N$  未知,其余已知。

通过流量阻尼孔的流量与泵的输出流量及通过压力阻尼孔的流量相匹配。据此可得

$$Q_Z = Q_{YZ} + Q_{out} \quad (14)$$

$$\begin{cases} Q_Z = C_{LZ} A_{LZ} \sqrt{\frac{2(p_N - p_{LZ})}{\rho}} \\ Q_{YZ} = \frac{A_{YZ}}{\rho} \sqrt{\frac{\rho g^2 d_{YZ}^2}{196\mu l_{YZ}}} (p - p')^{\frac{2}{3}} \end{cases} \quad (15)$$

式中  $Q_{out}$ ——出口流量

$Q_{YZ}$ ——通过压力阻尼孔的流量

$A_{YZ}$ ——压力阻尼孔面积

联立式(14)、(15)得

$$Q_{out} = K_8 \sqrt{p_N - p_{LZ}} - \frac{A_{YZ}}{\rho} \sqrt{\frac{\rho g^2 d_{YZ}^2}{196\mu l_{YZ}}} (p - p')^{\frac{2}{3}}$$

$$\text{令} \quad K_{10} = \frac{A_{YZ}}{\rho} \sqrt{\frac{\rho g^2 d_{YZ}^2}{196\mu l_{YZ}}}$$

$$\text{可得} \quad Q_{out} = K_8 \sqrt{p_N - p} - K_{10} (p - p')^{\frac{2}{3}} \quad (16)$$

通过压力阻尼孔的流量与滑阀左侧间隙泄漏流量及锥阀座、螺纹等综合泄漏流量及通过锥阀座阻尼孔的流量相匹配。据此可得

$$Q_{YZ} = Q_{ZX} + Q_{ZH} + Q_{ZF} \quad (17)$$

$$\text{其中} \quad Q_{YZ} = K_{10} (p - p')^{\frac{2}{3}}$$

$$Q_{ZX} = \frac{2.5\pi D\sigma^3}{12\mu L_Z} (p' - p_T)$$

$$Q_{ZH} = C_{ZH} (p' - p_T)$$

$$Q_{ZF} = \frac{A_{ZZ}}{\rho} \sqrt{\frac{\rho g^2 d_{ZZ}^2}{196\mu l_{ZZ}}} (p' - p'')^{\frac{1}{2}}$$

式中  $Q_{ZX}$ ——滑阀左侧间隙泄漏流量

$Q_{ZH}$ ——锥阀座、螺纹等综合泄漏流量

$Q_{ZF}$ ——通过锥阀座阻尼孔的流量

$C_{ZH}$ ——锥阀综合泄漏系数

$A_{ZZ}$ ——锥阀座阻尼孔面积

$d_{ZZ}$ ——锥阀阻尼孔直径

$l_{ZZ}$ ——锥阀阻尼孔长度

$p''$ ——滑阀右端弹簧腔压力

$$\text{令} \quad K_{11} = \frac{2.5\pi D\sigma^3}{12\mu L_Z} \quad K_{12} = C_{ZZ} A_{ZZ} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

$$\text{可得} \quad K_{10} (p - p')^{\frac{2}{3}} = K_{11} (p' - p_T) +$$

$$K_{12} \sqrt{p' - p''} + C_{ZH} (p' - p_T) \quad (18)$$

式中  $C_{ZZ}$ ——锥阀座阻尼孔流量系数

式中  $p'$  和  $p''$  待求,其余已知。

假设锥阀被颗粒等杂质垫起,那么锥阀将产生泄荷,此时通过锥阀座阻尼孔的流量与锥阀泄荷的流量相匹配,据此流量条件,可得

$$Q_{ZF} = Q_{XH} \quad (19)$$

锥阀泄荷流量

$$Q_{XH} = \pi C_{XH} D_{XH} \delta_{XH} \sin \frac{\phi}{2} \sqrt{\frac{2(p' - p_T)}{\rho}} \quad (20)$$

式中  $C_{XH}$ ——锥阀密封口流量系数,取 0.8

$D_{XH}$ ——锥阀密封口直径

$\phi$ ——锥阀锥角

$\delta_{XH}$ ——锥阀开口量(在这里指锥阀被杂质垫起的高度)

令  $K_{13} = \pi C_{XH} D_{XH} \sin \frac{\phi}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ , 可得

$$K_{12} \sqrt{p' - p''} = K_{13} \delta_{XH} \sqrt{p'' - p_T} \quad (21)$$

再令  $K_{14} = \left(\frac{K_{13}}{K_{12}}\right)^2$ , 可得

$$p' - p'' = K_{14} \delta_{XH}^2 (p'' - p_T) \quad (22)$$

整理式(22)得

$$p'' = \frac{1}{K_{14} \delta_{XH}^2 + 1} p' + \frac{K_{14} \delta_{XH}^2 p_T}{K_{14} \delta_{XH}^2 + 1} \quad (23)$$

令  $K_{15} = \frac{1}{K_{14} \delta_{XH}^2 + 1}$ ,  $K_{16} = \frac{K_{14} \delta_{XH}^2 p_T}{K_{14} \delta_{XH}^2 + 1}$ , 可得

$$p'' = K_{15} p' + K_{16} \quad (24)$$

式中,  $p'$  和  $p''$  待求, 其余已知。

将式(24)代入式(18), 整理得

$$K_{11} (p' - p_T) + C_{ZH} (p' - p_T) +$$

$$K_{13} \delta_{XH} \sqrt{K_{15} p' + K_{16} - p_T} - K_{10} (p - p')^{\frac{2}{3}} = 0 \quad (25)$$

联立式(13) ~ (25) 即可解出转向泵特定工况下的输出。

### 3 不同流量阻尼形式

常规车辆转向泵不带节流结构, 此种泵无法实现流量递减功能<sup>[11]</sup>。

而对于球活塞式转向泵节流口(位置如图3a所示), 同样由滑阀受力平衡得

$$\begin{aligned} & (p_N - p') \frac{\pi D^2}{4} - K_4 (p_{LZ} - p) \pm [K_2 (p_N - p_T) + \\ & K_3 (p' - p_T)] - K_1 (p_N - p_T) - K(S + \Delta S) = 0 \end{aligned} \quad (26)$$

由流量平衡得

$$\begin{aligned} nq &= K_5 (p_N - p_0) + K_6 (p_N - p_T) + \\ & K_7 \sqrt{p_N - p_T} + K_9 (p_N - p_{LZ}) \end{aligned} \quad (27)$$

其中

$$K_9 =$$

$$\frac{\pi D_{LZ}^4}{128 \mu L} \left[ 1 - \left( \frac{d_{LZ}}{D_{LZ}} \right)^2 \right] \left[ 1 + \left( \frac{d_{LZ}}{D_{LZ}} \right)^2 - \frac{1 - \left( \frac{d_{LZ}}{D_{LZ}} \right)^2}{\ln \frac{D_{LZ}}{d_{LZ}}} \right]$$

式中  $d_{LZ}$ ——节流锥阀芯的直杆直径  
输出流量为

$$Q_{out} = C_{ZL} A_{ZL} \cos \frac{\beta}{2} \sqrt{p_{LZ} - p} \quad (28)$$

同心环状流量阻尼孔的输出流量等于泵的输出流量与通过压力阻尼孔的流量之和

$$K_9 (p_N - p_{LZ}) = Q_{out} + K_{10} (p_{LZ} - p')^{\frac{2}{3}} \quad (29)$$

式(25)变为

$$\begin{aligned} & K_{11} (p' - p_T) + K_{13} (\delta_{XH} + \delta_x) \sqrt{K_{15} p' + K_{16} - p_T} - \\ & K_{10} (p_{LZ} - p')^{\frac{2}{3}} = 0 \end{aligned} \quad (30)$$

式中,  $\delta_{XH}$  为锥阀关闭时锥阀密封面之间的自然间隙, 它与该锥形密封面的表面粗糙度有关;  $\delta_x$  为锥阀泄荷开度, 当滑阀弹簧腔的压力小于锥阀调定压力时, 其值为零。当滑阀弹簧腔的压力大于锥阀调定压力时, 其值为

$$k(\delta_x + \Delta s) =$$

$$\left( \frac{\pi D_{XH}^2}{4} + C_{ZF} A_{ZF} \cos \frac{\phi}{2} \right) (p' - p_T) + N \quad (31)$$

为了求出式(31)中的  $\delta_x$ , 必须先算出锥阀开启的临界压力  $p_c$ , 显然

$$k \Delta s = \left( \frac{\pi D_{XH}^2}{4} + \pi C_{ZF} D_{XH} \delta_{XH} \cos \frac{\phi}{2} \right) (p_c - p_T) \quad (32)$$

由式(32)得

$$p_c = \frac{k \Delta s}{\frac{\pi D_{XH}^2}{4} + \pi C_{ZF} D_{XH} \delta_{XH} \cos \frac{\phi}{2}} + p_T \quad (33)$$

当  $p' > p_c$  时, 式(31)变为

$$\begin{aligned} & k(\delta_x + \Delta s) = \\ & \left[ \frac{\pi D_{XH}^2}{4} + \pi C_{ZF} D_{XH} (\delta_x + \delta_{XH}) \cos \frac{\phi}{2} \right] (p' - p_T) \end{aligned} \quad (34)$$

由式(34)即可解出

$$\delta_x = \frac{\left( \frac{\pi D_{XH}^2}{4} + \pi C_{ZF} D_{XH} \delta_{XH} \cos \frac{\phi}{2} \right) (p' - p_T) - k \Delta s}{k - \pi C_{ZF} D_{XH} \cos \frac{\phi}{2} (p' - p_T)} \quad (35)$$

联立式(26) ~ (35) 得一个五元一次方程组

$$\begin{cases} (p_N - p') \frac{\pi D^2}{4} - K_4 (p_{LZ} - p) \pm [K_2 (p_N - p_T) + \\ K_3 (p' - p_T)] - K_1 (p_N - p_T) - K(S + \Delta S) = 0 \\ nq = K_5 (p_N - p_0) + K_6 (p_N - p_T) + \\ K_7 \sqrt{p_N - p_T} + K_9 (p_N - p_{LZ}) \\ K_9 (p_N - p_{LZ}) = C_{ZL} A_{ZL} \cos \frac{\beta}{2} \sqrt{p_{LZ} - p} + K_{10} (p_{LZ} - p')^{\frac{2}{3}} \\ K_{11} (p' - p_T) + K_{13} (\delta_x + \delta_{XH}) \sqrt{K_{15} p' + K_{16} - p_T} = K_{10} (p_{LZ} - p')^{\frac{2}{3}} \\ \delta_x = \begin{cases} \frac{\left( \frac{\pi D_{XH}^2}{4} + \pi C_{ZF} D_{XH} \delta_{XH} \cos \frac{\phi}{2} \right) (p' - p_T) - k \Delta s}{k - \pi C_{ZF} D_{XH} \cos \frac{\phi}{2} (p' - p_T)} & (p' > p_c) \\ 0 & (p' \leq p_c) \end{cases} \end{cases} \quad (36)$$

该方程组算法见 4.1.2 节。

## 4 仿真

### 4.1 算法

#### 4.1.1 流量阻尼孔前带节流口

先设定泵的期望输出压力  $p$  以及滑阀的期望位

移  $S$ , 然后针对式 (25) 利用牛顿迭代法, 求解唯一的未知变量  $p'$ , 因此可转换为

$$f(x) = K_{11}(x - p_T) + C_{ZH}(x - p_T) + K_{12}\delta_{XH}\sqrt{K_{15}x + K_{16} - p_T - K_{10}(p - x)^{\frac{2}{3}}} \quad (37)$$

$$f'(x) = K_{11} + C_{ZH} + \frac{K_{12}K_{15}\delta_{XH}}{2\sqrt{K_{15}x + K_{16} - p_T}} + \frac{2K_{10}}{3\sqrt[3]{p - x}} \quad (38)$$

利用牛顿迭代公式

$$x_{k+1} = x_k - \frac{f(x_k)}{f'(x_k)}$$

经过 5 次迭代, 可求得  $p'$ , 并保证小数点后 12 位准确有效。将  $p'$  代入式 (3), 即可求出  $p_N$ , 再将  $p_N$  代入式 (13), 可求出转速  $n$ 。也可以设定转速  $n$ , 由式 (13) 求出  $p_N$ , 再将  $p_N$  代入式 (3) 中求得  $p'$ , 最后根据  $p'$  和外负载压力  $p$  算出相应转速下滑阀的位移量  $S$ 。

#### 4.1.2 流量阻尼孔后带节流口

方程组 (36) 的数值计算流程如图 7 所示。

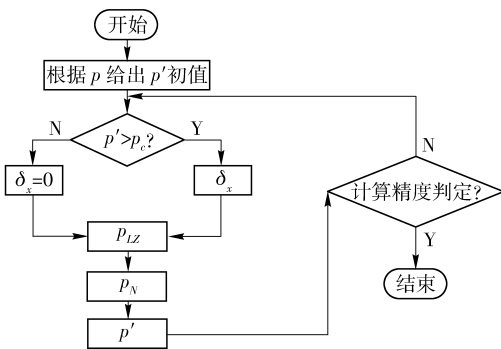


图 7 计算流程图

Fig.7 Calculation flowchart

计算过程是: 根据外负载  $p$ , 估计  $p'$  的初始值, 根据  $p'$  与  $p_c$  的比较, 算出  $\delta_x$ , 由方程组 (36) 第 4 个等式算出  $p_{LZ}$ , 再由方程组 (36) 第 3 个等式算出  $p_N$ , 将算得的  $p_{LZ}$  和  $p_N$  代入第 1 个方程式, 反解出  $p'$ , 然后重复上述计算过程, 进行多次迭代运算, 直到得到满意的结果。最后算出转速  $n$ 。

#### 4.1.3 基本仿真参数

用 Matlab 进行仿真计算时定义参数如下:

常数

$$\pi = 3.14159;$$

$$p_0 = 0.11035 \text{ MPa}; \text{标准大气压力}$$

$$\mu = 0.035 \text{ Pa}\cdot\text{s}; \text{液压油的动力粘度}$$

$$\rho = 850 \text{ kg/m}^3; \text{液压油的密度}$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2; \text{重力加速度}$$

总体结构参数

$$d = 12.0 \text{ mm}; \text{球塞直径}$$

$$r = d/2 \text{ mm}; \text{球塞半径}$$

$$n = 16; \text{球塞数量}$$

$$a = 22.0 \text{ mm}; \text{定子椭圆轨道长半轴}$$

$$b = 18.5 \text{ mm}; \text{定子椭圆轨道短半轴}$$

负载参数

$$p = 12.0 \text{ MPa}; \text{外负载}$$

球塞副参数

$$h_0 = 0.002 \text{ mm}; \text{球塞副单边配合间隙}$$

$$\delta = 0.0 \text{ mm}; \text{球塞与缸孔之间接触变形量}$$

$$C_{q1} = 0.65; \text{球塞副流量系数}$$

$$C_{q2} = 2.0; \text{球塞副流量系数}$$

$$C_{q3} = 1.65; \text{球塞副流量系数}$$

配流副参数

$$\delta = 0.003 \text{ mm}; \text{配流副单边配合间隙}$$

$$L_1 = 18.0 \text{ mm}; \text{配流副压力腔长度}$$

$$L = 6.0 \text{ mm}; \text{配流副密封长度}$$

$$R = 12.0 \text{ mm}; \text{配流轴半径}$$

$$\gamma = 30.0^\circ; \text{配流轴压力腔半角}$$

$$\theta = 30.0^\circ; \text{配流轴密封角度}$$

$$C_q = 1.5; \text{球塞副沿配流轴周向泄漏流量系数}$$

滑阀参数

$$S = 0.0 \text{ mm}; \text{滑阀位移}$$

$$L_2 = 4.0 \text{ mm}; \text{滑阀零位移时溢流口开度}$$

$$\text{Open} = L_2 + S; \text{溢流口开度 (mm)}$$

$$\Delta S = 2.0 \text{ mm}; \text{滑阀弹簧的预压缩量}$$

$$K = 20.0 \text{ N/mm}; \text{滑阀弹簧的刚度}$$

$$B = 4.0 \text{ mm}; \text{滑阀溢流口宽度}$$

$$C = 0.65; \text{滑阀溢流口流量系数}$$

$$A = 0.0 \text{ mm}^2; \text{滑阀溢流口面积}$$

$$L_y = 0.0 \text{ mm}; \text{滑阀右端密封长度}$$

$$L_{y\max} = 3.0 \text{ mm}; \text{滑阀右端最大密封长度}$$

$$L_z = 5.0 \text{ mm}; \text{滑阀左端密封长度}$$

$$D = 13.0 \text{ mm}; \text{滑阀直径}$$

$$e = 0.005 \text{ mm}; \text{滑阀单边配合间隙}$$

$$\alpha = 0.0^\circ; \text{滑阀溢流角}$$

$$\lambda_z = 0.4; \text{滑阀左端液压卡紧系数}$$

$$\lambda_y = 0.06; \text{滑阀右端液压卡紧系数}$$

$$f = 0.08; \text{滑阀与阀孔之间的摩擦因数}$$

$$Re_{no} = 400; \text{滑阀右端偏心环状缝隙临界雷诺数}$$

$$Re = 0.0; \text{滑阀右端偏心环状缝隙瞬时雷诺数}$$

$$v = 0.0; \text{滑阀右端偏心环状缝隙流动平均流速}$$

节流口参数

$$C_{zL} = 0.85; \text{节流口流量系数}$$

$$A = 0.0 \text{ mm}^2; \text{节流口面积}$$

$$L_{zL} = 2.2 \text{ mm}; \text{节流口长度}$$

$$L_0 = 7.5 \text{ mm}; \text{节流口完全关闭行程}$$

$\beta = 22^\circ$ ; 节流口锥角

流量阻尼孔参数

$D_{LZ} = 3.0 \text{ mm}$ ; 流量阻尼孔直径

$L_{LZ} = 7.5 \text{ mm}$ ; 流量阻尼孔长度

$A_{LZ} = 0.25\pi D_{LZ} D_{LZ}$ ; 流量阻尼孔面积( $\text{mm}^2$ )

压力阻尼孔参数

$D_{YZ} = 1.0 \text{ mm}$ ; 流量阻尼孔直径

$L_{YZ} = 4.75 \text{ mm}$ ; 流量阻尼孔长度

$A_{YZ} = 0.25\pi D_{YZ} D_{YZ}$ ; 流量阻尼孔面积( $\text{mm}^2$ )

锥阀参数

$D_{ZZ} = 1.5 \text{ mm}$ ; 锥阀阻尼孔直径

$L_{ZZ} = 7.0 \text{ mm}$ ; 锥阀阻尼孔长度

$A_{ZZ} = 0.25\pi D_{ZZ} D_{ZZ}$ ; 锥阀阻尼孔面积( $\text{mm}^2$ )

$C = 0.8$ ; 锥阀卸荷流量系数

$D_{XH} = 2.4 \text{ mm}$ ; 锥阀卸荷口密封带直径

$\phi = 36^\circ$ ; 锥阀锥角

$h = 0.001 \text{ mm}$ ; 锥阀开口量

$k = 18.0 \text{ N/mm}$ ; 锥阀弹簧的刚度

$\Delta s = 3.0 \text{ mm}$ ; 锥阀弹簧的预压缩量

⋮

#### 4.2 仿真结果

泵输出流量的仿真结果如图8所示。可见:泵没有流量调节机构时的输出流量曲线变化规律为与泵转速呈比例关系;泵不带节流锥阀的输出流量曲线分两段,在开启转速(约为 $1000 \text{ r/min}$ )之前,输出随转速增加较快;开启转速之后,输出随转速的增益大幅下降。节流锥阀在流量阻尼孔之前和节流锥阀在流量阻尼孔之后之泵的输出流量曲线亦分两段,在开启转速(开启转速较泵不带节流锥阀的输出流量曲线有所提前)之前,输出随转速增加较快;开启转速之后,输出随转速的增大而递减;其中节流锥阀在流量阻尼孔之后的输出流量曲线下降得更快,且其开启转速亦较节流锥阀在流量阻尼孔之前的输出流量曲线有所提前。随着转速的进一步加大,节流锥阀在流量阻尼孔之后的输出流量最终会下降到零,而节流锥阀在流量阻尼孔之前的输出流量曲线则永远不会下降到零,节流锥阀在流量阻尼孔之前的输出流量曲线的最小流量为滑阀泄漏流量。

泵心脏件泄漏流量的仿真结果如图9所示,在开启转速之前,该流量基本上是正比快速上升,到达开启转速后,增益放缓。其中,相较泵不带节流锥阀之泄漏流量曲线,节流锥阀在流量阻尼孔之前的泄漏流量曲线开启转速更小,增益更大。而相较节流锥阀在流量阻尼孔之前的泄漏流量曲线,节流锥阀在流量阻尼孔之后的泄漏流量曲线的开启转速稍

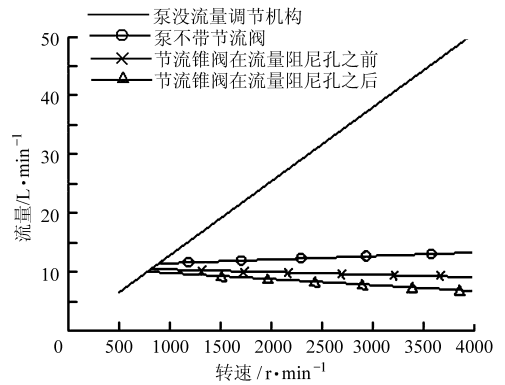


图8 泵输出流量

Fig. 8 Pump output flow

小,增益稍大。该流量的变化趋势大体与泵输出流量的变化趋势是相对应的。

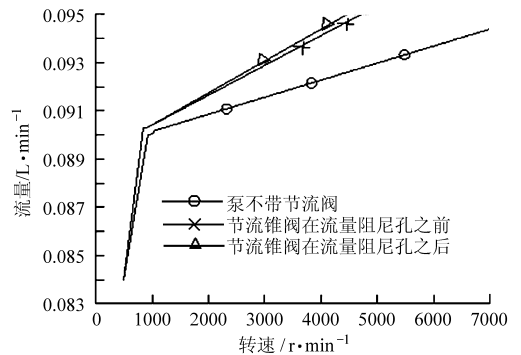


图9 泵心脏件泄漏流量

Fig. 9 Flow of leakage in heart parts of pump

滑阀右侧泄漏流量的仿真结果如图10所示。在开启转速之前,该泄漏量几乎为零,开启转速之后急剧上升到 $1.4 \text{ L/min}$ ,并基本维持在该值;由于该流量只与滑阀两侧压差和滑阀结构有关,故上述3种情况下,该流量相差甚微。

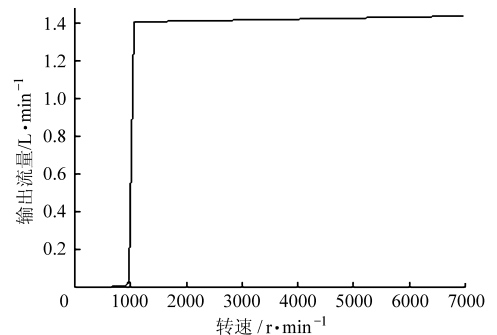


图10 滑阀右侧间隙泄漏流量

Fig. 10 Right side of the slide valve clearance leakage flow

溢流阀溢流流量的仿真结果如图11所示。开启转速之前,该溢流量几乎为零,开启转速之后,该溢流流量随泵转速正比增加。正是该溢流量的存在,使得泵输出流量不致于增加太快;该流量的变化趋势大体亦与泵输出流量的变化趋势相对应。

锥阀泄漏流量的仿真结果如图12所示。该泄

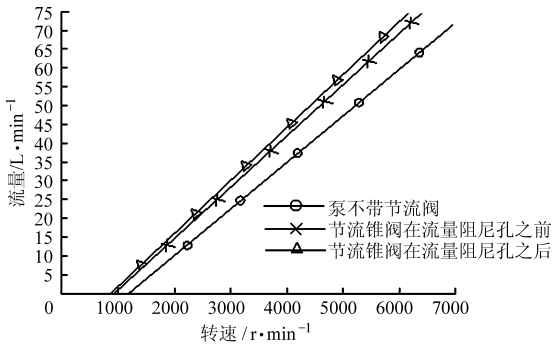


图 11 溢流阀溢流流量

Fig. 11 Overflow traffic of relief valve

漏流量较小。只有在泵工作压力超出锥阀调定压力后,该流量才会迅速增加,以便为泵快速卸荷。

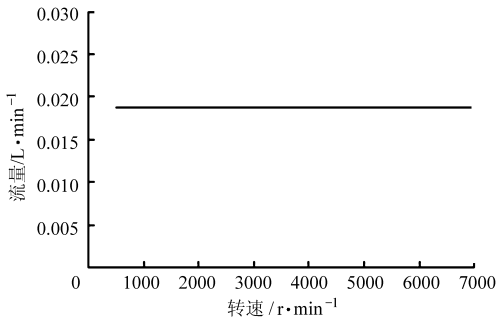


图 12 锥阀泄漏流量

Fig. 12 Leakage flow of poppet valve

## 5 试验

### 5.1 车辆转向泵试验台

车辆转向泵试验平台系统如图 13 所示。变频电动机驱动被试转向泵运动,转速表用来实时测量电机转速,直动型溢流阀作安全阀用,压力表测量转向泵出口处压力,用比例溢流阀取代传统的节流阀做负载对转向泵进行加载<sup>[12-13]</sup>。比例阀是介于普

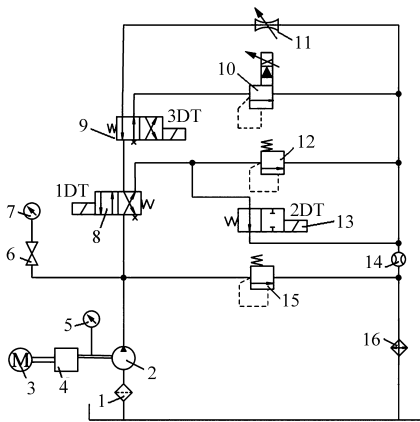


图 13 转向泵试验台液压系统图

Fig. 13 Hydraulic steering pump test bench

1. 过滤器 2. 被试转向泵 3. 变频电动机 4. 扭矩仪 5. 转速表 6. 截止阀 7. 压力表 8, 9, 13. 电磁换向阀 10. 比例溢流阀 11. 节流阀 12, 15. 直动型溢流阀 14. 流量计 16. 冷却器

通液压阀和电液伺服阀之间的一种液压阀,它可以接受电信号的指令,连续地控制液压系统的压力、流量等参数,使之与输入电信号呈比例地变化。当比例溢流阀出现故障时,启用节流阀,通过手动加载完成试验。流量计用来测量系统流量。系统主要元件型号如表 1 所示。

表 1 车辆转向泵试验平台主要元件

Tab. 1 Main components of vehicle steering pump test

序号	名称	型号
1	节流阀	SCG-03-50
2	直动型溢流阀	DT-02-B-22
3	过滤器	RF-60X5LC
4	旋流式油冷却器	SL-303
5	针阀	GCT-02-3
6	电磁换向阀	DSG-03-3C2-A240-N1-50
7	电液比例溢流阀	EBG-03-C-50
8	流量计	LC-A
9	压力表	YN20

### 5.2 车辆转向泵试验结果

试验用车辆转向泵最终采用图 3b 结构。由于试验平台所限,无法得到转向泵输出流量的实时数据。试验中,电动机转速(由变频器直接控制)每提高 100 r/min,调节加载节流阀,使转向泵输出压力基本维持在 12 MPa,然后记录一次流量,得到车辆转向泵输出流量曲线如图 14 所示。

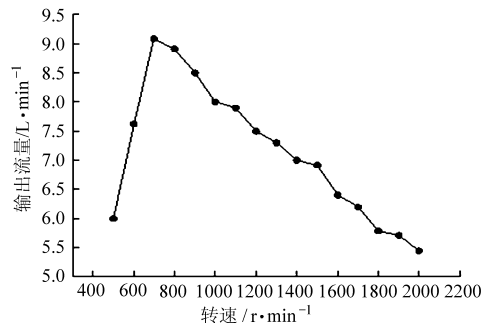


图 14 ZXB0812 型车辆转向泵实际输出流量

Fig. 14 Actual pump output flow of ZXB0812 type vehicle steering

图 14 表明,在开启转速之前,ZXB0812 型车辆转向泵的输出流量与转速成正比上升。到开启转速(约 750 r/min)后,转向泵输出流量基本上随转速的上升而线性递减<sup>[14-16]</sup>。实际输出的流量曲线与图 7 的仿真曲线的变化趋势符合得较好。

## 6 结束语

常规无节流调节机构的车辆转向泵,无法实现泵输出流量随转速而递减的功能,车辆在高速行驶状态下,由于所需转向力大幅变小,故常规转向泵有可能使车辆“发飘”,进而影响车辆的操控性;带节



流锥阀的新型球活塞式车辆转向泵可实现开启转速之后输出流量递减,更符合车辆转向阻力随车速上升而下降的实际情况;节流锥阀布置在流量阻尼孔

之后,压力阻尼孔之前,可以实现流量递减至零,符合车辆高速状态下零助力工况。

### 参 考 文 献

- 1 胡阳. 转向泵的一种节流结构[J]. 液压与气动, 2004(7):31
- 2 季学武,陈奎元. 动力转向系统的发展与节能[J]. 世界汽车,1999(10):9~10.
- 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.  
Yuan Shihua, Zhang Xinjun, Hu Jibin. Changes in oil viscosity on the ball piston leakage of pump ball plugvice [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(4): 135~137,157. (in Chinese)
- 4 Yuan Shihua,Zhang Xinjun,Hu Jibin, et al. Experimental study on integrated hydraulic pump-motor system[C]//Proceedings of 6th International Symposium on Test and Measurement,2005:4 421~4 424.
- 5 吴膺. ZF 液压转向助力泵的结构与原理[J]. 汽车与配件,2003(15):22~23.
- 6 侯训波,唐洪荣,寇西征,等. 汽车转向泵恒流量控制的计算分析[J]. 汽车科技,2009(1):19~20.  
Hou Xunbo, Tang Hongrong, Kou Xizheng, et al. Calculation and analysis on controlling constant flour for power steering pump [J]. Auto Mobile Science & Technology, 2009(1): 19~20. (in Chinese)
- 7 徐辅仁. 关于液压阀环状缝隙泄漏量的研究[J]. 组合机床与自动化加工机床,1990(6):22~24.
- 8 王东,李壮云,朱玉泉. 柱塞中柱塞摩擦副泄漏流量的分析[J]. 液压气动与密封,2002(2):22~23.  
Wang Dong,Li Zhuangyun,Zhu Yuquan. Flow rate analysis of the piston friction pair in hydraulic piston pump[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2002(2): 22~23. (in Chinese)
- 9 廖建勇. 高压圆缝泄漏数学模型及其计算仿真[J]. 机床与液压,1994(2):83~86.
- 10 姜平山,易震海. 转向泵阀孔加工工艺的改进[J]. 机械工程师,2008(10):121~122.  
Jiang Pingshan, Yi Zhenhai. Improvement of technology of the valve hole in steering pump[J]. Mechanical Engineer, 2008 (10): 121~122. (in Chinese)
- 11 江能军,柯尊荣,黄丹. 新型球活塞式车辆转向泵的流量控制特性研究[J]. 液压与气动,2012(2):73~77.  
Jiang Nengjun, Ke Zunrong, Huang Dan. Flour control characteristics investigation of near ball piston vehicle steering pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2012(2): 73~77. (in Chinese)
- 12 王洁,关新,李笑,等. 转向泵性能测试软件的研究[J]. 沈阳工业大学学报,1999(8):334~335.  
Wang Jie, Guan Xin, Li Xiao, et al. Study on performance test software of steering pump[J]. Journal of Shenyang Polytechnic University, 1999(8): 334~335. (in Chinese)
- 13 宋旭,曾忆山,张东速,等. 转向泵综合性能检测试验台的研究与开发[J]. 液压与气动,2010(3):48~50.  
Song Xu, Zeng Yishan, Zhang Dongsu, et al. Research and development of comprehensive performance test bed for turning pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010(3): 48~50. (in Chinese)
- 14 曹付义,周志立,贾鸿社. 履带车辆转向性能计算机仿真研究概况[J]. 农业机械学报,2007,38(1):184~187.  
Cao Fuyi, Zhou Zhili, Jia Hongshe. Research summarization on simulation of turning performance of tracked vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(1):184~187. (in Chinese)
- 15 Lghani Menhour, Daniel Lechner, Ali Charara. Design and experimental validation of linear and nonlinear vehicle steering control strategies[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(6):903~938.
- 16 翟江,赵勇刚,周华. 水压轴向柱塞泵内部空化流动数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012,43(11):244~250.  
Zhai Jiang,Zhao Yonggang, Zhou Hua. Numerical simulation of cavitating flow in water hydraulic axial piston pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(11):244~250. (in Chinese)