

DOI:10.11918/202208111

# 车辆用内控可调速的液压优先阀设计

杨尚儒<sup>1</sup>, 刘宇<sup>1</sup>, 袁钰博<sup>1</sup>, 柳虎<sup>1</sup>, 姜宏暄<sup>2</sup>, 杨庆俊<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨工业大学 机电工程学院, 哈尔滨 150001; 2. 中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** 常规的液压优先阀在工作负载流量突变时, 阀的动态响应存在一定的滞后现象, 阀芯开启和关闭的响应速度均较慢, 受限于保证压力稳定性和开启的响应速度在设计范围内, 固定阻尼孔的设计尺寸较小, 使得工况切换时, 阀芯关闭速度慢, 流经阻尼孔的补充油液流量小, 无法满足系统快速补油的需求。为解决上述问题, 在液压优先阀的主阀阀芯内部设计并集成了一个速度调节微阀, 该微阀利用不同油液流动方向下阻尼孔不同的原理调节主阀的启闭响应速度, 实现阀芯的缓开快关, 根据阀内动力学方程, 利用仿真对设计的微阀进行建模和优化, 确定了最佳匹配参数并初步证明了设计的有效性。实验结果表明: 通过合理匹配阻尼孔过流面积, 当转向或换挡回路急需大流量时, 速度调节微阀能够加快主阀的关闭速度, 及时将辅路油液补充到主路, 集成微阀相比传统主阀芯采用固定阻尼孔时的关闭速度提升了1倍; 当转向或换挡完成后, 速度调节阀能够实现主阀的开启速度比关闭速度慢, 抑制压力冲击。速度调节微阀的设计解决了优先阀切换时主阀芯关闭速度慢的问题, 有助于辅泵快速向主泵补油, 满足系统工况改变的大流量需求, 提升了系统的响应速度。

**关键词:** 液压优先阀; 速度可调; 先导式溢流阀; 内控式; 换挡和转向

中图分类号: TH137.52

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2023)12-0134-07

## Design of hydraulic priority valve with internal control and adjustable speed for vehicles

YANG Shangru<sup>1</sup>, LIU Yu<sup>1</sup>, YUAN Zhengbo<sup>1</sup>, LIU Hu<sup>1</sup>, JIANG Hongxuan<sup>2</sup>, YANG Qingjun<sup>1</sup>

(1. School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

**Abstract:** The dynamic response of conventional hydraulic priority valve will lag when there is a sudden change in load flow. The response of spools opening and closing is slow because it is limited by ensuring that the pressure stability and the opening response speed are within the designed range. Consequently, the size of the fixed orifice is small so that when working conditions are switched, the closing speed of valves is slow, resulting in a small flow of oil through the orifice, which cannot meet the needs of the system for rapid oil supplementation. In order to solve the above problems, we designed and integrated a speed regulating microvalve in the main spool of the hydraulic priority valve. This microvalve uses the principle of different orifices in different oil flow directions to adjust the opening and closing response speed of the main valve, and achieve slow opening and quick closing of the valve core. According to the dynamic equations of the valve, the designed microvalve is modeled and optimized by simulation. The best matching parameters are determined and the effectiveness of the design is demonstrated. The experimental results show that by reasonably matching the flow area of the fixed orifice, the microvalve can speed up the closing speed of the main valve and replenish the auxiliary circuit oil to the main circuit in a timely manner. Moreover, compared with the traditional main spool with fixed orifice, the closing speed of the microvalve is doubled. When the steering or shifting operation is completed, the speed regulating microvalve can realize that the opening speed of the main valve is slower than the closing speed and reduce the impact of the pressure. This design solves the problem of slow closing speed of the main valve core when switching the priority valve. In addition, it helps the auxiliary pump to quickly supply oil to the main pump and meet large flow demands under different working conditions as well as improve the response speed of the system.

**Keywords:** hydraulic priority valve; adjustable speed; pilot relief valve; internal control; shifting and steering

收稿日期: 2022-08-29; 录用日期: 2022-10-06; 网络首发日期: 2023-09-14

网络首发地址: <https://link.cnki.net/urlid/23.1235.T.20230913.1744.004>

作者简介: 杨尚儒(1997—), 男, 博士研究生; 杨庆俊(1972—), 男, 教授, 博士生导师

通信作者: 杨庆俊, yqj@hit.edu.cn

目前工程机械中的液压转向系统、换挡操纵系统等多采用负荷传感系统, 液压优先阀则是该系统中的关键元件, 其功能是控制泵组为不同油路供油的先后顺序, 从功能需求上看, 可以被认为是一种三通型定差分流阀, 优先阀可以根据转向速度、换挡操纵的需要优先将进口流量分配给转向油路和操纵油路。其在工作过程中, 不仅需要在转向过程中保持转向器、换挡器前后压差不变, 还要能在转向负载、换挡负载和工作负载变化时保持转向与换挡流量不变, 使转向与换挡速度平稳可靠。

国内、外学者针对优先阀的外部系统输入如转向器转速、工作负载、转向负载、供油流量和内部关键的参数进行研究, 进行了仿真分析或试验验证, 通过参数优化提高系统的性能。文献[1-8]中研究了优化阻尼器阻尼、阀口结构、阀口开度、管路和弹簧性能匹配等关键参数对系统静动态特性的影响, 尤其是对优先口流量变化特性的影响, 均改善了优先阀的动态特性。在优化阀芯阀口结构参数方面, 侯友山等<sup>[9]</sup>提出一种基于损失模型的稳健设计方法对优先阀参数优化。李亚<sup>[10]</sup>采用流场仿真和静态特性分析结合方法, 提出了一种对优先阀改进设计方法。王同建等<sup>[11]</sup>提出了建立优先阀的精确模型模拟系统转向负载的多体动力学模型。Coskun等<sup>[12]</sup>研究了优先阀输入参数在一维流道模型下的性能模型, 通过试验与仿真相契合。有学者针对负荷传感系统中的压力振荡进行研究, Axin等<sup>[13]</sup>在研究中指出负荷敏感系统中由负载的反馈信号对泵进行控制, 由于系统动态特性较差, 会导致系统压力震荡。Sakurai<sup>[14]</sup>采用键图模型针对负荷传感液压系统中的总动态效率仿真计算, 研究了由于负荷感应装置和载荷之间的相互动态作用引起的振动。Wang等<sup>[15]</sup>研究了转向系统中转向控制阀旁通节气门阻尼对转向稳定性的影响, Kumar等<sup>[16]</sup>和 Mahato等<sup>[17]</sup>都采用优先阀和蓄能器并入动力液压系统, 减小系统振荡的方法。李涛等<sup>[18]</sup>研究了优先阀开启时间、管路长度、管径和壁厚对液压冲击的影响规律。Fu等<sup>[19]</sup>研究了一种电液比例转向控制系统, 实现装载机系统手动优先转向切换。Wang<sup>[20]</sup>研究了一种定向钻机液压系统, 采用负荷传感和可变恒压技术, 提高系统效率。

上述研究表明, 传统的液压优先阀存在两个问题, 一方面当车辆转向回路、换挡操纵回路急需油时, 存在主阀关闭速度滞后的情况, 补油缓慢, 降低了主路负载的反应速度; 另一方面, 当转向回路、换挡操纵回路用油需求满足, 优先阀将多余的油分配给其他工作回路时, 这种设计可能存在主阀开启速

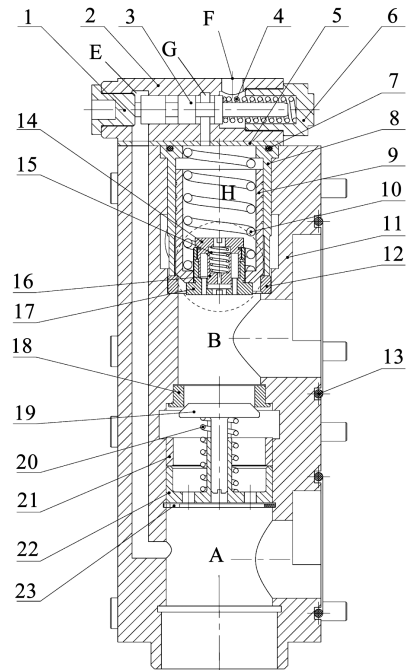
度较快, 导致转向器、换挡器前后压力冲击较大, 进而影响机械总体的工作性能。因此, 本文为解决上述问题, 在主阀芯上设计了速度调节微阀, 实现了快速补油和缓开快关两个重要功能。

## 1 液压优先阀模型建立

分别建立优先阀的结构模型和数学模型。

### 1.1 优先阀结构设计和原理剖析

优先阀的结构设计如图 1 所示, 其主要由先导阀、主阀、速度调节微阀和单向阀 4 个模块组成, 其中速度调节阀集成在主阀阀芯的内部, 单向阀和主阀共用一个阀体, 内部分为 5 个容腔, A 腔为主路并与主泵连通, B 腔为辅路并与辅泵连通, H 腔为主阀容腔, E 腔为先导阀反馈腔, G 腔为先导阀容腔; 车辆的转向和换挡操作实际上是负载切换的过程, 在液压优先阀内体现为短时间内由于负载突变使得 A 腔所在液压回路急需大流量, 此时辅泵油液会经过 B 腔补充到 A 腔, 与主泵油液共同为车辆转向或换挡回路提供大流量。



- 1—先导阀堵头; 2—先导阀阀体; 3—先导阀阀芯;  
4—先导阀弹簧; 5—先导阀配流板; 6—先导阀端盖;  
7—O型密封圈; 8—主阀衬套; 9—主阀阀芯; 10—主阀弹簧;  
11—主阀阀体; 12—主阀阀芯座套; 13—O型密封圈;  
14—速度调节阀阀芯座套; 15—速度调节阀弹簧;  
16—速度调节阀阀芯; 17—主阀配流套筒; 18—单向阀座套;  
19—单向阀阀芯; 20—单向阀弹簧; 21—单向阀轴瓦;  
22—单向阀衬套; 23—弹性挡圈

图 1 优先阀剖面视图

Fig. 1 Sectional drawing of priority valve

优先阀的工作原理如下: 压力控制油液从 A 腔经主阀内部孔道经进入先导阀反馈腔 E 腔, E 腔与

A 腔始终相通,先导阀容腔 G 与主阀容腔 H 始终相通。当来自换向、换挡回路的油压克服先导阀的定压弹簧 4 的弹簧力时,先导阀阀芯 3 右位工作,此时先导阀的油腔与卸油口 F 相通,主阀容腔 H 开始卸压。当 A 腔油压不足以克服定压弹簧 4 的弹簧力时,先导阀阀芯 3 左位工作,先导阀容腔 G 与卸油口 F 断开连通,主阀容腔 H 开始增压。

当 A 腔压力使得先导阀阀芯 3 右位工作,即先导阀开启时,并且当 B 腔压力克服主阀容腔 H 压力与主阀的定压弹簧 10 的弹簧力时,主阀阀芯 9 打开,B 腔油液可从速度调节微阀的阻尼孔 1 通过,阻尼孔 1 起阻尼作用,如图 2 所示,此时阻尼孔 2 的过流面积相比阻尼孔 1 足够大,因此不起阻尼作用,辅泵的油液进入普通负载回路驱动负载工作,主阀阀芯打开速度慢;当 B 腔压力不足以克服 H 腔压力与定压弹簧 10 的弹簧力时,主阀阀芯 9 关闭,此时,辅泵运行传输的油液导致 B 腔油压上升,当 B 腔油压克服单向阀定压弹簧 20 的弹簧力时,单向阀阀芯 19 被打开,B 腔油液通过单向阀轴套上的孔洞进入 A 腔,主泵和辅泵同时为转向、换挡回路供油。

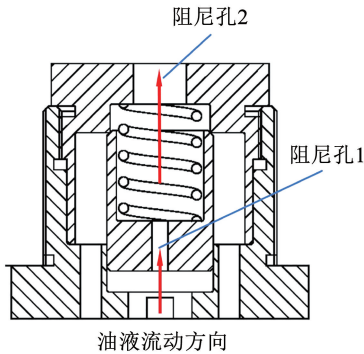


图 2 速度调节阀关闭状态

Fig. 2 Closed state of speed control valve

当先导阀阀芯 3 左位工作时,H 腔变成封闭空间,与 B 腔内外压力平衡,主阀阀芯 9 将会关闭,但阀芯关闭会导致封闭的 H 腔容积增大,此时只能通过阻尼孔补油,常规的优先阀采用固定阻尼孔,过流面积小导致补油速度慢,从而使得油路切换速度慢。因此本文设计了速度调节阀,在 H 腔封闭后阀芯 16 被压下,B 腔油液可通过阻尼孔 2 和阀芯 16 上的阻尼孔 1 两路进入阀芯内部对 H 腔进行补油,如图 3 所示,由于阻尼孔 2 的过流面积更大且阀口打开,因此大部分油液从阀口流过,此设计的补油速度大于从阻尼孔 1 补油的速度,主阀阀芯 9 会加速关闭。

### 1.2 优先阀数学模型建立

首先,建立各阀芯和容腔的动力学关系,分别有力平衡方程、流量连续性方程、阀口压力流量方程。

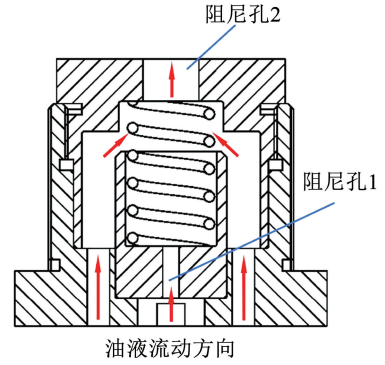


图 3 速度调节阀开启状态

Fig. 3 Open state of speed control valve

1) 单向阀阀芯上的液压力、弹簧力和稳态液动力的受力平衡方程为

$$P_m A_{11} = m_1 \ddot{x}_1 + B_1 \dot{x}_1 + k_1(x_{01} + x_1) + A_{12} P_z + C_{d1} \pi D_1 \sin(2\alpha_1) P_m \quad (1)$$

式中: $P_m$  为 B 腔压力, $A_{11}$  为单向阀阀芯 B 腔受力作用面积, $m_1$  为单向阀阀芯质量, $x_1$  为单向阀阀芯阀口开度, $B_1$  为单向阀阀芯黏性阻尼系数, $k_1$  为单向阀阀芯复位弹簧刚度, $x_{01}$  为单向阀阀芯复位弹簧预压缩量, $A_{12}$  为单向阀阀芯 A 腔受力作用面积, $P_z$  为 A 腔压力, $C_{d1}$  为单向阀阀芯阀口流量系数, $D_1$  为单向阀阀座孔直径, $\alpha_1$  为单向阀芯半锥角。

2) A 腔流量连续性方程为

$$q_1 + q_T - q_L + A_1 \dot{x}_1 = \frac{V_1}{\beta_e} \dot{P}_z \quad (2)$$

式中: $q_1$  为主泵流量; $q_T$  为单向阀阀芯阀口流量; $q_L$  为负载流量; $A_1$  为单向阀阀芯阀座孔横截面积; $V_1 = V_{01} - A_1 x_1$  为 A 腔容积,其中  $V_{01}$  为 A 腔初始容积; $\beta_e$  为油液弹性模量。

3) 单向阀阀口压力流量方程为

$$q_T = C_{d1} \pi D_1 x_1 \sin \alpha_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_m - P_z)} \quad (3)$$

式中  $\rho$  为油液密度。

4) B 腔流量连续性方程为

$$q_2 - q_T - q_C - q_R - A_1 \dot{x}_1 - A_2 \dot{x}_2 = \frac{V_2}{\beta_e} \dot{P}_m \quad (4)$$

式中: $q_2$  为辅泵流量; $q_C$  为主阀芯阀口流量; $q_R$  为主阀芯阻尼孔流量; $A_2$  为主阀芯阀座孔横截面积; $x_2$  为主阀芯阀口开度; $V_2 = V_{02} - A_1 x_1 - A_2 x_2$  为 B 腔容积,其中  $V_{02}$  为 B 腔初始容积。

5) 主阀芯受力平衡方程为

$$P_m A_{21} = m_2 \ddot{x}_2 + B_2 \dot{x}_2 + k_2(x_{02} + x_2) + A_{22} P_y + C_{d2} \pi D_2 \sin(2\alpha_2) P_m \quad (5)$$

式中: $A_{21}$  为主阀芯 B 腔受力作用面积, $m_2$  为主阀芯质量, $x_2$  为主阀芯阀口开度, $B_2$  为主阀芯黏性阻尼系数, $k_2$  为主阀芯复位弹簧刚度, $x_{02}$  为主阀芯复位

弹簧预压缩量,  $A_{22}$  为主阀芯 H 腔受力作用面积,  $P_y$  为 H 腔压力,  $C_{d2}$  为主阀芯阀口流量系数,  $D_2$  为主阀芯阀座孔直径,  $\alpha_2$  为主阀芯半锥角。

6) 主阀阀口处压力流量方程为

$$q_c = C_{d2} \pi D_2 x_2 \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_m - P_c)} \quad (6)$$

式中  $P_c$  为辅泵出口压力。

7) H 腔流量连续性方程为

$$q_R - q_X = \frac{V_3}{\beta_c} \dot{P}_y \quad (7)$$

式中:  $q_X$  为先导阀流入流量;  $V_3 = V_{03} - A_{22} x_2$  为 H 腔容积, 其中  $V_{03}$  为 H 腔初始容积。

8) 先导阀芯受力平衡方程为

$$P_z A_3 = m_3 \ddot{x}_3 + B_3 \dot{x}_3 + k_3 (x_{03} + x_3) + 2C_{d3} \pi D_3 \cos \alpha_3 P_y \quad (8)$$

式中:  $A_3$  为先导阀芯 E 腔受力作用面积,  $m_3$  为先导阀芯质量,  $x_3$  为先导阀芯阀口开度,  $B_3$  为先导阀芯

黏性阻尼系数,  $k_3$  为先导阀芯复位弹簧刚度,  $x_{03}$  为先导阀芯复位弹簧预压缩量,  $C_{d3}$  为先导阀芯阀口流量系数,  $D_3$  为先导阀芯 G 腔直径,  $\alpha_3$  为先导阀芯阀口射流角。

9) 先导阀阀口处压力流量方程为

$$q_X = C_{d3} A_x \sqrt{\frac{2}{\rho} P_y} \quad (9)$$

式中:  $A_x = \frac{A_{x1} A_{x2}}{\sqrt{A_{x1}^2 + A_{x2}^2}}$  为主阀芯与先导阀的等效节流面积, 其中  $A_{x1}$  为主阀芯与先导阀连接处节流口面积,  $A_{x2} = \pi D_3 x_3$ 。

## 2 液压优先阀参数仿真分析

根据优先阀数学模型中对液压优先阀的数学模型进行仿真分析, 利用 MATLAB/Simulink 软件对优先阀按照方程 (1) ~ (9) 搭建模型, 如图 4 所示, 仿真中使用的部分重要参数值见表 1。

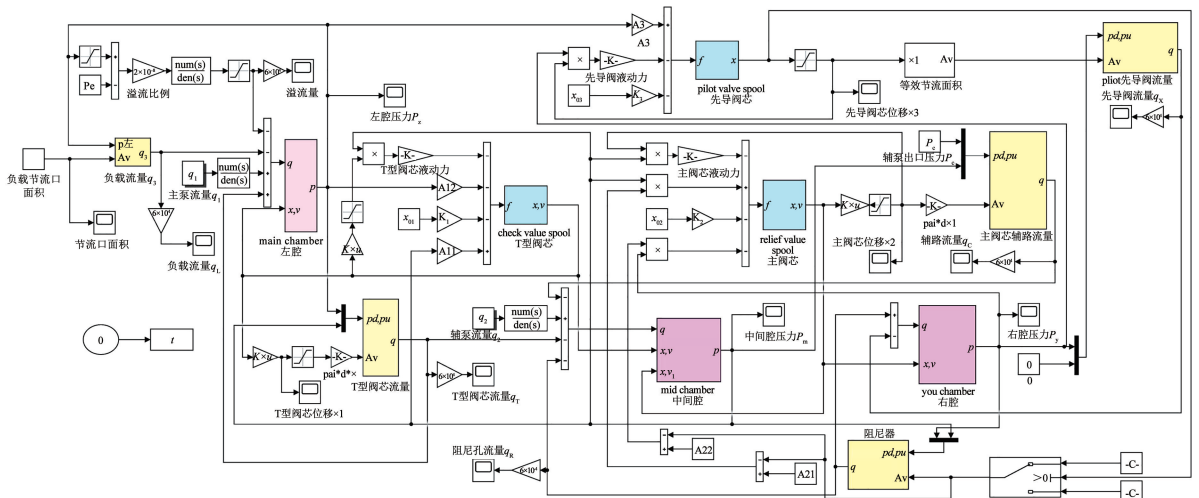


图 4 优先阀仿真模型

Fig. 4 Simulation model of priority valve

表 1 仿真参数设置

Tab. 1 Simulation parameter settings

参数	值	参数	值
单向阀阀口流量系数 $C_{d1}$	0.8	先导阀芯弹簧刚度 $k_3 / (N \cdot m^{-1})$	16 000
主阀芯阀口流量系数 $C_{d2}$	0.8	单向阀阀芯处阀座孔直径 $D_1 / m$	0.030
先导阀芯阀口流量系数 $C_{d3}$	0.7	主阀芯处阀座孔直径 $D_2 / m$	0.035
单向阀黏性阻尼系数 $B_1 / ((N \cdot m^{-1}) \cdot s)$	25	先导阀内腔凹槽直径 $D_3 / m$	0.006
主阀芯黏性阻尼系数 $B_2 / ((N \cdot m^{-1}) \cdot s)$	30	单向阀阀芯无杆腔受力截面直径 $D_{11} / m$	0.028
先导阀芯黏性阻尼系数 $B_3 / ((N \cdot m^{-1}) \cdot s)$	20	单向阀阀芯有杆腔受力截面直径 $D_{12} / m$	0.034
油液弹性模量 $\beta_c / MPa$	700	单向阀阀芯有杆腔杆径直径 $D_{13} / m$	0.007
油液密度 $\rho / (kg \cdot m^{-3})$	890	主阀芯受力截面直径 $D_{21} / m$	0.031
单向阀阀芯质量 $m_1 / kg$	0.10	主阀芯内腔直径 $D_{22} / m$	0.032
主阀芯质量 $m_2 / kg$	0.14	先导阀芯凸肩直径 $d_1 / m$	0.006
先导阀芯质量 $m_3 / kg$	0.04	先导阀芯杆径直径 $d_2 / m$	0.003
单向阀阀芯弹簧刚度 $k_1 / (N \cdot m^{-1})$	2 306	H 腔与先导阀连接阻尼孔直径 $d_3 / m$	0.001
主阀芯弹簧刚度 $k_2 / (N \cdot m^{-1})$	10 891		

优先阀仿真模型中,设定主泵流量 100 L/min,辅泵流量 80 L/min,辅泵出口压力 0.5 MPa,主阀芯开启压力 1.8 MPa,为模拟突然换挡的补油过程,在 A 腔设置了模拟负载的节流模拟元件,通过给定节流口面积变化信号对负载流量变化进行模拟,节流口面积最小时流量为 54 L/min,最大时流量为 150 L/min;主阀芯打开方向的固定阻尼孔直径为 0.001 m。

### 2.1 阻尼孔匹配对优先阀性能影响分析

基于上述参数调整主阀芯关闭方向阻尼孔直径,得到不同尺寸阻尼孔尺寸匹配下的 A 腔压力(也称主压压力)响应结果,如图 5 所示,从仿真结果可以看出,当阻尼孔直径为 1.500 mm 时,当模拟负载突变时,A 腔压力降低过多,对系统稳定性影响巨大,当阻尼孔直径增大至 5.000 mm 时,相对于 3.500 mm 时压降无明显变化。

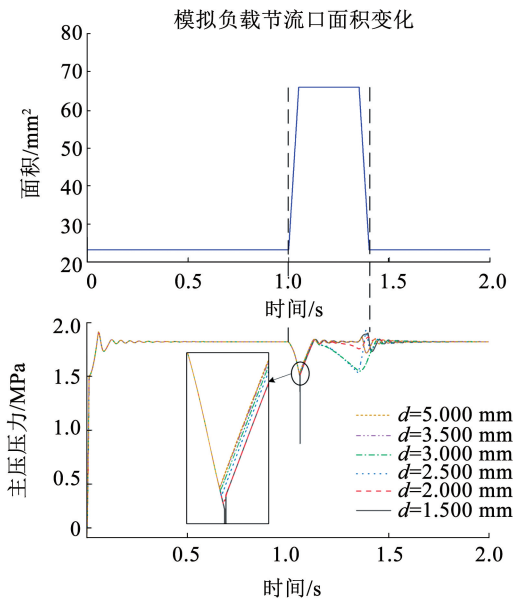


图 5 A 腔压力响应曲线

Fig.5 Response curves of main pressure

### 2.2 阻尼孔与主阀芯位移的关系

为了反映 A 腔压力变化时不同尺寸阻尼孔对主阀芯动作的影响,给出了如图 6 所示的主阀芯位移仿真结果,可以看出当阻尼孔直径设置为 3.500 mm 和 5.000 mm 时可以实现当 A 腔压力降低时主阀芯迅速关闭,当压力升高时主阀芯正常缓慢打开,从仿真上可以看出,实现了主阀芯缓开快关的效果。

### 3 液压优先阀实验分析

对液压优先阀进行实验的流程和液压系统原理如图 7 所示,被试优先阀安装在双联齿轮泵(主泵和辅泵)上,其中,单向阀和主阀均是优先阀的一部分,溢流阀作为安全阀保障液压系统安全,主阀的先

导部分受主路油压控制开启和关闭,从而控制主阀的开启和关闭,主辅路均安装有流量传感器和压力传感器,以此监测系统状态变化。

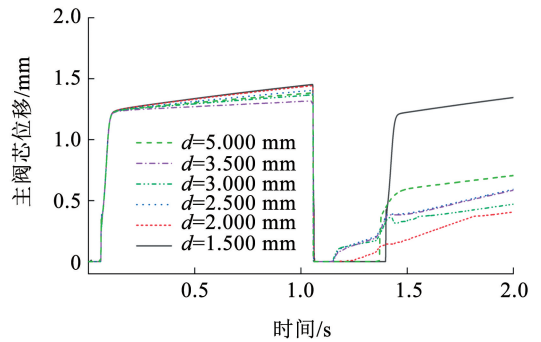


图 6 主阀芯位移变化曲线

Fig.6 Curves of main spool displacement

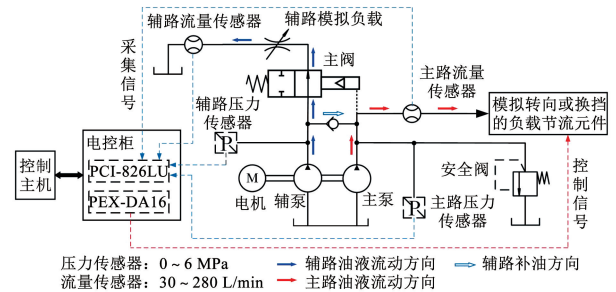


图 7 优先阀实验原理图

Fig.7 Schematic diagram of experiments

实验系统主要由控制主机、电控柜和液压执行系统组成,控制主机作为上位机与电控柜通信,电控柜内部集成了工控机和其他电子转换元件,工控机内部采用了泓格科技的 PEX-DA16 信号控制卡和 PCI-826LU 数据采集卡,PEX-DA16 可向模拟转向或换挡的负载发出控制信号,从而实现主路流量的突变和优先阀工作状态切换,PCI-826LU 可采集和处理压力和流量传感器的数据。采用的压力传感器型号为 Gems 的 3500B0040G05ER00,测量范围 0~6 MPa,流量传感器型号为上海鳌科的 NK-GF32,测量范围 30~280 L/min。

系统的双泵输出最大流量为 400 L/min,辅路压力为 0.6 MPa,主路压力保持为 1.8 MPa,模拟转向或换挡的负载节流元件含有不同的节流面积,通过主机控制信号切换节流元件,使主路流量由 50 L/min 突变到 150 L/min;主阀芯打开方向的固定阻尼孔直径为 0.001 m,与仿真时设置的参数相同。

为验证仿真的正确性,加工了多组不同尺寸的阻尼孔相应零件进行实验。图 8 是当阻尼孔直径为 3.500 mm 时的实验曲线,在运行的第 1 s 时刻,负载节流元件切换,压力降低约 0.3 MPa,与仿真结果几乎吻合。

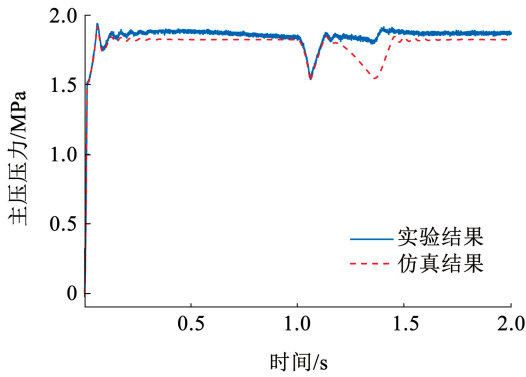


图 8 直径为 3.500 mm 时的 A 腔压力响应曲线

Fig. 8 Response curves of main pressure when the diameter is 3.500 mm

为验证本文速度调节阀可以实现主阀芯的缓开快关效果,同时加工了一种无速度调节微阀的固定阻尼孔阀芯作为实验对比,如图 9 所示为主阀芯位移的实验对比曲线,此时阻尼孔 2 直径仍然为 3.500 mm,当主阀芯打开时,集成速度调节阀和固定阻尼孔的响应时间相近,约为 60 ms,在第 1 s 时刻主阀芯关闭,可以看出固定阻尼孔的主阀芯关闭时间仍然约为 60 ms,而仿真曲线和集成速度调节阀的主阀芯响应时间约为 30 ms,因此,实现了预期功能。

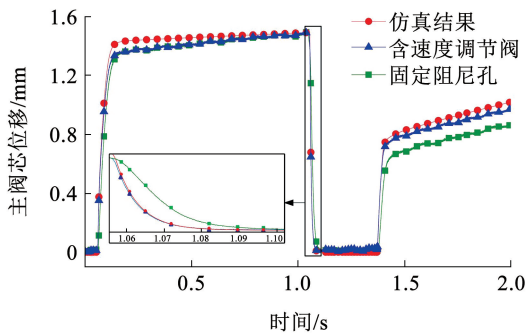


图 9 主阀芯位移变化实验曲线

Fig. 9 Experimental curves of main spool displacement

当模拟负载切换时,A 腔压力会下降并回升,根据主阀芯位移的上升时间绘制了表 2 所示的实验数据,分别为速度调节阀芯的不同尺寸阻尼孔 2 所对应的 A 腔压降  $\Delta P$  及主阀芯的开启和关闭时间  $\Delta t$ ,图 10 为根据表 2 做出的 A 腔压力变化量和响应时间曲线。可以看出,当直径为 3.500 mm 时,主阀芯的关闭响应时间达到了 31 ms,开启响应时间为 59 ms,压力下降 0.296 MPa,再继续增大阻尼孔 2 的尺寸没有明显性能提升,这与仿真结果相吻合,因此,本文实现了主阀芯的缓开快关功能。

表 2 压差变化量及响应时间

Tab. 2 Differential pressure and response time

直径 $d/\text{mm}$	压差 $\Delta P/\text{MPa}$	开启时间 $\Delta t/\text{ms}$	关闭时间 $\Delta t/\text{ms}$
1.000	0.631	65	67
1.500	0.598	63	39
2.000	0.334	62	36
2.500	0.304	60	35
3.000	0.298	60	32
3.500	0.296	59	31
5.000	0.296	59	30

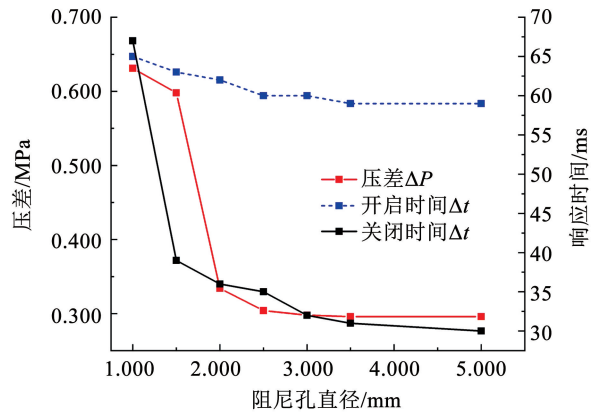


图 10 A 腔压差和响应时间

Fig. 10 Change of main pressure and response time

## 4 结 论

1) 本文在主阀阀芯内部设计并集成了一个速度调节阀,通过匹配优化速度调节阀的两个阻尼孔有效解决了系统从双泵优先为转向、换挡回路供油模式向双泵各自为不同负载回路供油模式切换过程中阀芯关闭速度过慢问题,而在主阀芯开启时开启速度低于关闭速度,降低压力冲击,同时优化了大流量切换时的压力降低并恢复的问题,使得优先阀性能更加优越。

2) 此外,阀的设计采用集成先导式,结构紧凑,进口流量的剩余部分可从旁路油口流出,用于控制其他油路的液压执行器,有效利用了液压泵输入的功率,提高了系统效率。

## 参考文献

[1] 范帅, 冀宏, 王宜前, 等. 液压优先阀动态特性优化研究[J]. 液压气动与密封, 2019, 39(10): 36  
 FAN Shuai, JI Hong, WANG Yiqian, et al. Research on dynamic characteristics optimization of hydraulic priority valve[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2019, 39(10): 36. DOI: 10.3969/j. issn. 1008-0813. 2019. 10. 012

[2] 姜克壮, 黎志兴. 基于 AMESim 的动态优先阀静态特性仿真研究[J]. 计量与测试技术, 2018, 45(10): 34

- JIANG Kezhuang, LI Zhixing. Simulation research on static characteristics of dynamic priority valve based on AMESim [J]. Metrology & Measurement Technique, 2018, 45(10): 34. DOI: 10.15988/j.cnki.1004-6941.2018.10.013
- [3] 郑建丰, 安甫, 高荣. 液压流量优先阀动态特性仿真研究[J]. 流体传动与控制, 2015(5): 31  
ZHENG Jianfeng, AN Fu, GAO Rong. Simulation research of priority of hydraulic flow valve dynamic characteristic based on AMESim software [J]. Fluid Power Transmission & Control, 2015(5): 31. DOI:10.3969/j.issn.1672-8904.2015.05.008
- [4] 史新芳, 王力. 商用飞机液压系统直动式优先阀的研究[J]. 液气传动与密封, 2016, 36(7): 72  
SHI Xinfang, WANG Li. Research on E-Style priority valve of commercial aircraft hydraulic system [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2016, 36(7): 72. DOI: 10.3969/j.issn.1008-0813.2016.07.025
- [5] 刘昕晖, 李倩雯, 陈晋市, 等. 负荷传感优先阀建模及仿真分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2015, 45(6): 1817  
LIU Xinhui, LI Qianwen, CHEN Jinshi, et al. Mathematical modeling and simulation of load-sensing priority valve [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2015, 45(6): 1817. DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb201506013
- [6] 赵锋. 装载机全液压转向系统机液联合仿真与实验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2012  
ZHAO Feng. Mechanical-hydraulic co-simulation and experimental research on loader full hydraulic steering system [D]. Changchun: Jilin University, 2012
- [7] 杜恒, 魏建华, 冯瑞琳. 压力跟踪阀建模、仿真与试验研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2012, 46(6): 1034  
DU Heng, WEI Jianhua, FENG Ruilin. Modeling, simulation and experimental research on pressure tracking valve [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2012, 46(6): 1034. DOI:10.3785/j.issn.1008-973X.2012.06.012
- [8] ZHAO Zhiguo, HOU Youshan. Static flow stability analysis of priority valve [C]//2011 International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks (CECNet). Xianning, China: IEEE, 2011: 743. DOI:10.1109/CECNET.2011.5768954
- [9] 侯友山, 石博强, 谷捷. 负荷传感转向液压系统优先阀的稳健设计[J]. 农业工程学报, 2010, 26(10): 129  
HOU Youshan, SHI Boqiang, GU Jie. Robust design of priority valve in load sensing hydraulic steering system [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2010, 26(10): 129. DOI:10.3969/j.issn.1002-6819.2010.10.021
- [10] 李亚. 大流量液压优先阀静态特性的研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2010  
LI Ya. Investigation into the static and dynamic characteristics of the mass flow hydraulic priority valve [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2010
- [11] 王同建, 陈晋市, 赵锋, 等. 全液压转向系统机液联合仿真及试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, 43(3): 607  
WANG Tongjian, CHEN Jinshi, ZHAO Feng, et al. Mechanical-hydraulic co-simulation and experiment of full hydraulic steering systems [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2013, 43(3): 607. DOI: 10.7964/jdxbgxb201303009
- [12] COSKUN G, KOLCUOGLU T, DOGRAMACI T, et al. Analysis of a priority flow control valve with hydraulic system simulation model [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2017, 39(5): 1597. DOI:10.1007/s40430-016-0691-7
- [13] AXIN M, ERIKSSON B, KRUS P. Flow versus pressure control of pumps in mobile hydraulic systems [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2014, 228(4): 245. DOI: 10.1177/0959651813512820
- [14] SAKURAI Y. Calculation of dynamic overall efficiency of a load sensing hydraulic system by bond graphs [C]//2000 26th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. IECON 2000. 2000 IEEE International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation. 21st Century Technologies. Nagoya, Japan: IEEE, 2000: 1568. DOI: 10.1109/IECON.2000.972508
- [15] WANG Jiayi, LIU Xinhui, CHEN Jinshi, et al. Mechanical-hydraulic co-simulation of full hydraulic articulated steering system [J]. International Journal of Computer Systems Science & Engineering, 2021, 37(3): 381. DOI:10.32604/GSSE.2021.014011
- [16] KUMAR A, DASGUPTA K, KUMAR N. Modeling and analysis of a novel priority valve controlled cable reeling drum drive of load haul dump vehicle [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2021, 70(7): 6636. DOI: 10.1109/TVT.2021.3087541
- [17] MAHATO A C, GHOSHAL S K, SAMANTARAY A K. Reduction of wind turbine power fluctuation by using priority flow divider valve in a hydraulic power transmission [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 128: 234. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.019
- [18] 李涛, 杨斌, 张建波, 等. 基于 AMESim 的飞机液压能源系统优先阀动态特性分析[J]. 液压与气动, 2016(11): 98  
LI Tao, YANG Bin, ZHANG Jianbo, et al. Analysis of dynamic performance based on AMESim for aircraft hydraulic system priority valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016(11): 98. DOI: 10.11832/j.issn.1000-4858.2016.11.018
- [19] FU Weiqiang, WU Guangwei, CONG Yue, et al. Development of tractor automatic steering system with manual priority function [C]//2015 IEEE International Conference on Cyber Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER). Shenyang, China: IEEE, 2015: 555. DOI: 10.1109/CYBER.2015.7288000
- [20] WANG Jianwei. Structural modeling and performance analysis of rotary circuit in directional drilling rig based on load sensing technology [J]. International Journal of Wireless Information Networks, 2018, 25(3): 269. DOI: 10.1007/s10776-017-0382-z