doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.09.070

伺服电机驱动水压比例阀设计与动态特性研究

张　鹤[1]　赵继云[2]　曹会杰[1]　张　斌[1]　赵春晓[3]　王云飞[4]

（1.浙江大学机械工程学院，杭州 310058；2.中国矿业大学机电工程学院，徐州 221116；
3.浙江大学电气工程学院，杭州 310058；4.中国矿业大学安全工程学院，徐州 221116）

摘要：水介质具有成本低、对环境污染小及粘度受温度变化小等优势，但常规电液伺服阀与比例阀在水介质下，因滑阀式阀芯结构导致泄漏严重，难以直接应用于水液压系统中。本文提出一种先导双阀芯高压大流量水压比例阀新构型，先导级为双伺服电机驱动的两位三通阀，主级为“主动式阀芯”二通插装阀结构，双先导级分别控制主阀上、下控制腔。分别建立先导级和主级数学模型，并仿真分析先导级阶跃响应，阀芯位移无超调，上升时间为 62.7 ms；突加负载时伺服电机转速经过 1.27 ms 恢复到正常。先导供液压力、先导阻尼和控制腔直径为影响主级性能的关键因素，分别将其取为 10 MPa、2.5 mm、40 mm 可得最佳性能；最后，设计样机并搭建基于 xPC Target 试验平台，结果表明：伺服电机优选 20 000 脉冲/r，当先导阀 0.2 mm 阶跃响应时，无超调阶跃响应时间小于 140 ms，误差为 -3 ~ 3 μm；整阀空载 10 mm 阶跃上升时，均有延迟，调整时间约 400 ms；整阀加载 5 mm 阶跃上升时，上升时间为 194 ms，调整时间为 752 ms。研究结果为水液压阀研制提供了参考。

关键词：水液压；比例阀；伺服电机；负载口独立

中图分类号：TH137　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2025)09-0798-11　　**OSID**：

Design and Dynamic Characteristics Investigation of Servo Motor-driven Water Pressure Proportional Valve

ZHANG He[1]　ZHAO Jiyun[2]　CAO Huijie[1]　ZHANG Bin[1]　ZHAO Chunxiao[3]　WANG Yunfei[4]

(1. *College of Mechanical Engineering*, *Zhejiang University*, *Hangzhou* 310058, *China*
2. *College of Mechanical and Electrical Engineering*, *China University of Mining and Technology*, *Xuzhou* 221116, *China*
3. *College of Electrical Engineering*, *Zhejiang University*, *Hangzhou* 310058, *China*
4. *School of Safety Engineering*, *China University of Mining and Technology*, *Xuzhou* 221116, *China*)

Abstract: Water medium presents multiple benefits, such as low cost, minimum pollution of the environment, and minor viscosity fluctuations due to temperature. Conventional electro-hydraulic servo valve and proportional valve have significant leakage due to their slipping valve core construction in water-based environments, making them difficult to adapt directly to hydraulic systems. A pilot double spool high-pressure, high-flow water pressure proportional valve structure was presented. The pilot stage was a two-position three-way valve powered by two servo motors, while the main stage was a “active spool” two-way plug-in valve construction. The twin pilot stages managed upper and lower control chambers of main valve respectively. A mathematical model for pilot stage and main valve was established. The step response of pilot stage was simulated and analyzed, ensuring no overshoot of valve core displacement, and a rise time of 62.7 ms was achieved. When the load was suddenly applied, the servo motor speed returned to normal after 1.27 ms. The key factors affecting performance of main stage were pilot supply pressure, pilot damping, and control chamber diameter. The optimal performance can be obtained by setting them at 10 MPa, 2.5 mm, and 40 mm, respectively. Finally, a prototype was developed and a test platform based on xPC Target was built. The results showed that when servo motor was optimized for 20 000 pulses per revolution and the pilot valve had a 0.2 mm step response, the non overshoot step response time was less than 140 ms, with an error of approximately ±3 μm. When entire valve rose in a

收稿日期：2024-11-26　修回日期：2025-04-21

基金项目：国家自然科学基金项目(U1910212、52404268)

作者简介：张鹤(1993—)，男，助理研究员，博士，主要从事流体传动与控制研究，E-mail：Zhang_eh@zju.edu.cn

通信作者：赵继云(1966—)，男，教授，博士生导师，主要从事水液压技术研究，E-mail：jyzhao@cumt.edu.cn

10 mm step without load, there was a delay, and the adjustment time was about 400 ms. When the entire valve was loaded with a 5 mm step up, the rise time was 194 ms and the adjustment time was 752 ms. The research results can provide a reference for the development of similar hydraulic valves.

Key words: water hydraulic; proportional valve; servo motor; independent load port

0　引言

水液压具有成本低、对环境污染小及粘度受温度变化小等优势，应用广泛[1-2]。因水介质具有粘度低、气化压力高等特点，采用滑阀式结构会有较大的泄漏、润滑性差、摩擦力大、容易卡死等缺点。

国内外学者开展了众多水液压阀相关研究。PARK[3-4]首次将 Valvistor 阀原理引入水液压阀，其先导阀采用可 PWM 调制的高速开关阀驱动。赵瑞豪等[5-6]提出一款水液压比例方向阀，其兼具手动控制模式与电液比例控制的功能。弓永军[7]提出一种采用板式结构的二位二通比例水阀。刘可等[8]对一款新型水液压比例阀进行动态建模与仿真。李成[9]提出一种主阀异步跟随先导阀动作的新型比例阀方案，通过驱动电机来控制先导进液量及回液量进而控制主阀开启及关闭。张鹤等[10]提出一种双阀芯水液压阀，实现了负载口独立控制。Hauhinco 与 Tiefenbach 公司水液压阀产品均为二位二通球阀芯结构，其驱动部采用比例电磁铁结合杠杆放大结构。韩明兴等[11-12]采用音圈电机结合杠杆放大机构作为先导球阀芯驱动部。卜凡强等[13]开发出一种增量数字式水液压流量阀，利用步进电机驱动丝杠运动，该阀额定压力为 14 MPa，额定流量为 40 L/min。金铭[14]采用伺服电机驱动滚珠丝杠直接驱动水液压阀。文献[15-16]设计了以混合式直线步进电机作为先导阀驱动器的先导式纯水溢流阀，其额定压力分别为 21、40 MPa，流量分别为 100、350 L/min。

大流量比例阀一般采用多级结构，主级均采用插装阀形式[17-19]，Moog、Rexroth、Parker 等液压生产商的大流量阀采用多级放大结构，在主阀芯上安装有位移传感器进行阀芯位移的闭环控制。

由以上研究发现，目前水液压阀大都采用球阀或者锥阀结构，先导级一般为多个二位二通阀协同使用，导致控制难度增大，尚未见到单个三位四通比例水液压比例阀；驱动部一般采用电磁铁、音圈电机或者步进/伺服电机结合丝杠使用；伺服电机因其高性能在工程机械[20-21]、农业机械[22-24]使用广泛，但其驱动器参数调节大多采用试凑法[25-26]，难以发挥伺服电机最佳性能。

目前水液压阀大多为二位二通阀结构，为提高控制性能采用多阀协同的控制方式，但增加了控制复杂性。本文提出一种先导双阀芯高压大流量水压比例阀新构型，先导为伺服电机驱动的双二位三通比例阀结构，主级为锥滑阀结构形式，通过伺服电机参数整定提高先导阀响应特性，以期为水液压阀研究提供参考。

1　结构原理

图 1 为整阀原理图，先导 B 与先导 A 分别控制主阀上下控制腔，图 1a 为主阀未动作时，主阀控制腔的介质均可通过先导阀回液箱；图 1b 为主阀芯动作时，先导 A 在步进电机丝杠推动下先导阀芯打开，泵站高水基介质流向主阀下控制腔，主阀上腔介质可通过先导 B 流回液箱，此时主阀芯打开，配合主阀位移传感器实现高精度位移控制。

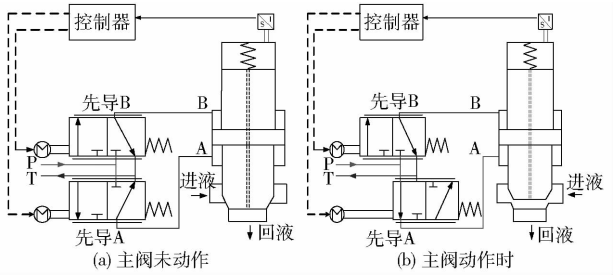
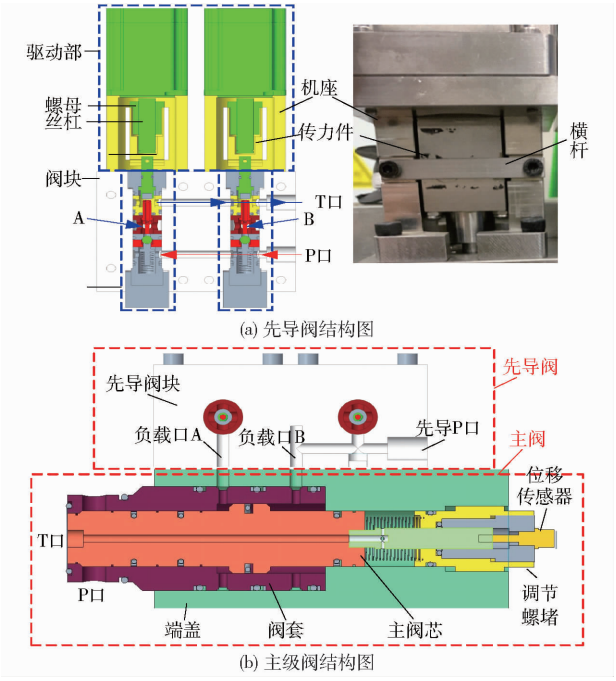


图 1　整阀原理图

Fig. 1　Schematics of whole valve

数字流量阀主级采用插装式结构，先导级为 2 个二位三通比例阀，驱动部采用伺服电机滚珠丝杠，图 2a 为先导阀结构示意图，包括驱动部、阀块、阀芯组件 3 部分。驱动部由伺服电机、滚珠丝杠（C5 级）、机座和横杆组成，通过螺栓将螺母和传力件固定在一起，横杆用来限制螺母旋转运动，电机旋转运动便可转换为先导阀芯竖直运动，实现了阀芯驱动。在阀柱内安装不同阻尼可实现不同先导阀特性。阀块上开有 P、T、A、B 4 个工作口；由于该先导阀采用双阀芯结构，相较于传统单阀芯比例阀，消除了进回液口联动关系，提高了控制性能与自由度；图 2b 为整阀结构图，先导阀负载口 A、负载口 B 分别控制主阀上下腔，配合主阀位移传感器实现主阀位移闭环控制。

图 3a 为先导阀芯关闭/开启状态，当先导阀处于关闭状态时，球阀芯在先导弹簧作用下紧紧压在阀座上，泵站高压高水基介质被阻隔在先导阀口外，

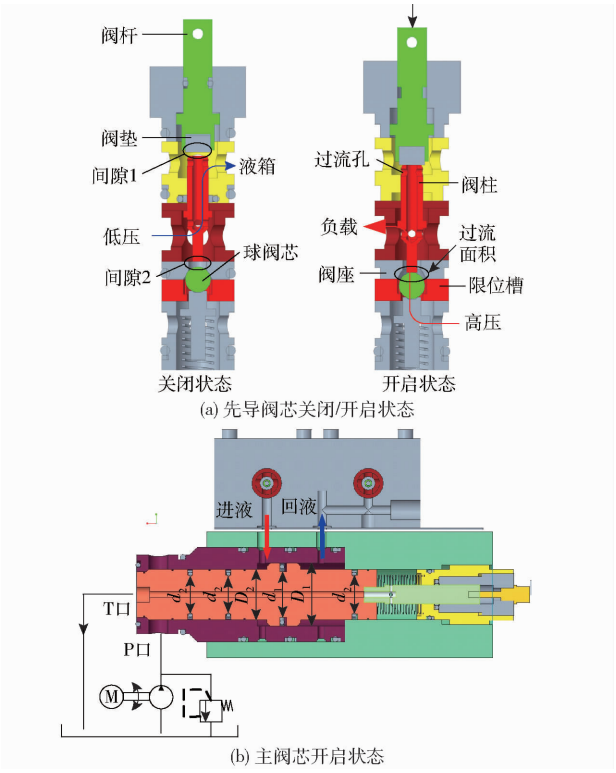


(a) 先导阀结构图

(b) 主级阀结构图

图 2 设计的数字流量阀结构示意图

Fig. 2 Schematics of structure of digital flow valve designed



(a) 先导阀芯关闭/开启状态

(b) 主阀芯开启状态

图 3 先导阀与主阀动作示意图

Fig. 3 Schematics of pilot valve and main valve operation

而系统低压高水基介质则可通过阀柱流回液箱。依据电机丝杠驱动器接收脉冲信号数量,先导阀有 3 种状态:①阀杆在电机丝杠推动下,逐渐接近阀柱上端,间隙 1 被克服,此时,阀垫与阀柱上端接触,先导阀处于关闭状态,系统低压高水基介质可通过阀柱流回液箱。②随着脉冲数量持续增加,阀杆推动阀柱向球阀芯靠近,间隙 2 被克服,此时阀柱下端面与球阀芯接触,先导阀仍没有被打开。③脉冲数量的进一步增加导致阀柱推动球阀运动,泵站高压高水基介质通过先导阀口流向负载口,负载口高水基介质仍通过阀柱流回液箱,由此发现,通过先导阀口的流量分为两路:①流向负载端。②通过阀柱流向液箱。球阀芯不同运动位移对应着不同流量,通过控制脉冲信号数量,实现先导阀的比例控制。限位槽作用是增加球阀芯运动稳定性,其周向开有通孔并不阻碍流量。图 3b 为主阀芯开启状态,主阀下控制腔进液,上控制腔回液,泵站高压液通过主阀口流回液箱,主阀不同的过流面积对应不同流量。

2 数学建模

2.1 先导级建模

先导阀作为整阀关键元件,先导阀工作状态直接影响整阀性能,因此发挥先导阀最佳性能,对于提升整阀工作表现有重要意义。因先导阀采用伺服电机作为电-机械转换器,其为一个复杂的非线性系统,作如下假设[14]:①忽略涡流和磁滞损耗。②电流为对称的三相正弦波电流,可得到以下方程:

伺服电机 $d-q$ 轴电压方程为

$$\begin{cases} u_d = Ri_d + \dfrac{\mathrm{d}(i_d L_d + \psi_f)}{\mathrm{d}t} - wP_n L_q i_q \\ u_q = Ri_q + L_q \dfrac{\mathrm{d}i_q}{\mathrm{d}t} + wP_n(i_d L_d + \psi_f) \end{cases} \tag{1}$$

式中 u_d、u_q——等效电压

R——定子绕组阻值

i_d、i_q——等效电流

L_d、L_q——等效自感

ψ_f——转子等效磁链

w——转子角速度

P_n——极对数

伺服电机电磁转矩 T_e 方程为

$$\begin{aligned} T_e &= 1.5P_n(\psi_d i_q - \psi_q i_d) = \\ &1.5P_n[\psi_f i_q - (L_d - L_q) i_d i_q] \end{aligned} \tag{2}$$

伺服电机机械运动方程为

$$T_e = T_L + B_m w + J\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}t} \tag{3}$$

式中 T_L——负载转矩

B_m——粘滞摩擦系数

J——电机转子转动惯量[15]

矢量控制是通过坐标变换,实现定子电流转矩分量与励磁分量的解耦[16],常用的矢量控制有:$i_d=0$ 矢量控制、最大效率控制、弱磁控制、$\cos\phi=1$ 控制等。因 $i_d=0$ 矢量控制简单可靠,电流控制效率高,是最为常用的一种电流控制方法,故采用 $i_d=0$ 矢

量控制方法。由式(2)结合 $i_d=0$ 矢量控制,则电磁转矩方程可转换为

$$T_e=1.5P_n\psi_d i_q=K_t i_q \tag{4}$$

式中　K_t——电机转矩常数

式(1)中 q 轴电压可转换为

$$u_q=Ri_q+L_q\frac{\mathrm{d}i_q}{\mathrm{d}t}+wP_n\psi_f \tag{5}$$

对式(3)~(5)进行拉氏变换,得到

$$w=\frac{T_e-T_L}{B_m+Js} \tag{6}$$

$$T_e=K_t i_q \tag{7}$$

$$i_q(s)=\frac{u_q-P_n w\psi_f}{R+L_q s} \tag{8}$$

由式(6)~(8)可得到伺服电机传递函数。在实际应用中,为最大程度发挥伺服电机控制性能,一般会加入电流环、速度环及位置环。

在滚珠丝杠模型中,同时有刚性元件和粘性元件,滚珠丝杠系统由于负载引起的刚度变化相对于阀芯位移忽略不计,忽略伺服电机输出轴与丝杠输入端联接处的弹性变形[17],滚珠丝杠数学方程可表示为

$$\frac{x_v(s)}{\theta_m(s)}=\frac{iK_L}{J_{L1}s^2+B_{L1}s+K_L} \tag{9}$$

式中　x_v——先导阀芯位移

θ_m——丝杠输入角位移

i——传动比

J_{L1}——丝杠转动惯量

K_L——丝杠扭转刚度

B_{L1}——丝杠粘性阻尼系数

由式(9)发现滚珠丝杠由比例环节与二阶系统组成,在滚珠丝杠运动过程中可将二阶环节忽略,因此滚珠丝杠系统可看为比例环节。

对先导阀芯进行受力分析可得

$$M\frac{\mathrm{d}^2x_v(t)}{\mathrm{d}t^2}+B_x\frac{\mathrm{d}x_v(t)}{\mathrm{d}t}+F_v+k(l_0+x_v)=F_a(t) \tag{10}$$

式中　M——螺母与先导阀传力件总质量

B_x——先导阀芯螺母粘性阻尼系数

F_v——液动力　　k——弹性系数

l_0——预压缩量

$F_a(t)$——滚珠丝杠驱动力

滚珠丝杠驱动力 $F_a(t)$ 与丝杠扰动负载 T_g 关系为

$$F_a(t)p=2\pi\eta T_g(t) \tag{11}$$

$$F_a(t)=\frac{\eta}{i}T_g(t) \tag{12}$$

式中　η——传动效率　　p——丝杆导程

伺服电机转角、角速度、角加速度与先导阀位移、速度、加速度关系可表示为

$$\frac{x_v(t)}{\theta_s(t)}=\frac{p}{2\pi}=i \tag{13}$$

$$\frac{\mathrm{d}x_v(t)}{\mathrm{d}t}=i\frac{\mathrm{d}\theta_s(t)}{\mathrm{d}t} \tag{14}$$

$$\frac{\mathrm{d}^2x_v(t)}{\mathrm{d}t^2}=i\frac{\mathrm{d}^2\theta_s(t)}{\mathrm{d}t^2} \tag{15}$$

由式(3)、(10)、(13)~(15)可得伺服电机滚珠丝杠数学模型为

$$J_{L1}s^2\theta_s(s)+B_{L1}s\theta_s(s)+K_L\theta_s(s)+\frac{k}{\eta}i^2\theta_s(s)=K_L\theta_m(s)-\frac{i}{\eta}(F_v+kl_0) \tag{16}$$

式中　F_v——液动力

将伺服电机数学模型和滚珠丝杠系统进行组合处理,可得到伺服电机作为电-机械转换器,滚珠丝杠作为运动转换机构先导阀控制系统框图,如图 4 所示,输入为伺服电机 q 轴电压 u_q,输出为先导阀芯位移 x_v。需注意的是,整个伺服控制系统是开环的,其控制精度完全依赖于伺服电机及传动机构精度。在实际伺服电机工作过程中,其位置控制模式采用电流环、转速环和位置环工作方法,提高了控制精度与准确性。

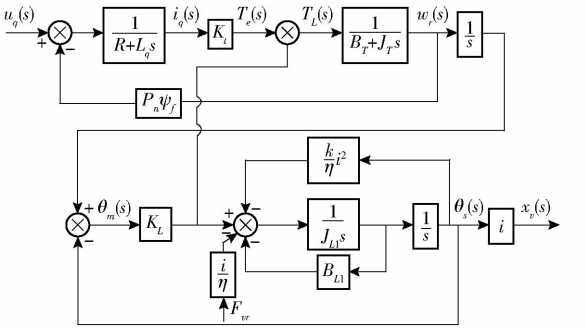


图 4　先导阀控制系统框图

Fig. 4　Block diagram of pilot valve control system

矢量控制是将三相电流等效为对定转子相电流控制,由电流环、速度环及位置环构成,伺服电机性能取决于各环节性能,电流环作为矢量控制最根本一环,其性能直接影响矢量控制策略能否实现,因此首先进行电流研究。

电流环一般采用 PI 控制,PI 控制器理想阻尼系数一般为 0.6~0.8,PI 控制器系数为[18]

$$\begin{cases}k\approx\dfrac{L_q}{6\xi^2T_s}\\[2ex] k_i=\dfrac{k_p}{T_i}=\dfrac{R}{6\xi^2T_s}\end{cases}$$

令阻尼比 $\xi=0.707$，$G_{ii}(s)=1/(3T_s s+1)$，转速环可转换为二阶系统传递函数，即

$$G_n(s)=k_{gg}k_{pp}\frac{1}{T_{s2}s+1}\frac{1}{s}=\frac{w_n^2}{s^2+\dfrac{1}{T_{s2}}s+w_n^2} \tag{17}$$

其中 $k_{pp}=1/(4k_{gg}T_{s2}\xi^2)=\pi J/(180P_n\psi_f\xi^2T_{s2})$

$$w_n=\sqrt{\frac{k_{gg}k_p}{T_{s2}}}\qquad \xi=\frac{1}{2}\frac{1}{\sqrt{k_{gg}k_pT_{s2}}}$$

式中 ξ——阻尼系数

T_{s2}——速度环采样时间

k_p——弹簧刚度

位置控制系统的闭环传递函数为

$$G_a=\frac{\theta_s}{\theta_{ref}}=\frac{k_{ppp}}{s(1+T_{s2}s)+k_{ppp}}=\frac{\dfrac{k_{ppp}}{T_{s2}}}{s^2+\dfrac{1}{T_{s2}}s+\dfrac{k_{ppp}}{T_{s2}}} \tag{18}$$

令位置环闭环传递函数为二重极点，其特征角频率为 w_p，从而位置环增益 $k_{ppp}=w_p/2$。

2.2 整阀数学模型

由上述结构原理可知，主级阀芯插装阀受到的力包括惯性力、液压力、摩擦力、弹力以及外干扰力，其力平衡方程为[9]

$$\begin{cases} m\ddot{x}_p=F_d-F_u-mg-F_f-F_{flow}-B\dot{x}_p-k_p(l+x_p)+\hat{f}(x_p,\dot{x}_p,t)\\ F_d=\dfrac{\pi}{4}(D_1^2-D_2^2)p_c=A_pp_c\\ F_u=\dfrac{\pi}{4}(D_1^2-D_2^2)p_t\\ F_f=\displaystyle\sum_{i=1}^{4}1.57fd_i\sqrt{4R_1^2-0.25\Delta H^2}\Delta p_i \end{cases} \tag{19}$$

式中 m——主阀芯质量

x_p——主阀芯位移

$\dot{x}_p$——主阀芯速度

$\ddot{x}_p$——主阀芯加速度

F_d——控制腔下腔液压力

F_u——控制腔上腔液压力

F_{flow}——液动力

B——粘性摩擦系数

A_p——主阀控制腔作用面积

$\hat{f}(x_p,\dot{x}_p,t)$——总干扰力及建模误差

l——复位弹簧预压缩量

p_c——先导阀负载口压力

p_t——先导阀背压

C_{d0}——先导阀口流量系数

Δp_i——主阀下腔有效作用面积

f——主阀摩擦因数

F_f——密封圈和阀套产生的摩擦力

D_1、D_2——主阀芯直径

d_i——密封槽底径

ΔH——密封槽宽度

R_1——密封圈截面直径

假设阀口打开为主阀运动正方向，当主阀芯向负方向运动时，在复位弹簧作用下，主阀下控制腔流量经过先导阀 A（图 1）流出，此过程并不需要先导级提供流量，因此，仅对主阀芯正向运动进行分析，进入主阀下控制腔流量，由质量守恒定律可得

$$\begin{cases} q_c=q_0-q_1\\ q_0=C_{d0}A_0\sqrt{\dfrac{2(p_s-p_c)}{\rho}}\\ q_1=C_{d1}A_1\sqrt{\dfrac{2(p_c-p_t)}{\rho}} \end{cases} \tag{20}$$

式中 q_c——经过先导阀口的流量

q_1——通过节流口回水箱的流量

p_s——先导级压力

C_{d1}——固定阻尼流量系数

ρ——高水基介质密度

分析先导控制容腔容积可得

$$V_c=V_{01}+A_px_p \tag{21}$$

式中 V_c——制腔容积

V_{01}——芯关闭时下控制腔容积

将下控制腔介质作为控制体，其流量连续性方程为

$$q_c=A_p\dot{x}_p+c_{ip}(p_s-p_c)+c_{tp}p_c+V_c\dot{p}_c/\beta_e$$

假设 $V_{01}=V_c/2$，$V_c\gg A_px_p$，可得

$$\frac{V_c}{\beta_e}\dot{p}_c=q_0-A_p\dot{x}_p-c_{ip}(p_s-p_c)-c_{tp}p_c-q_1 \tag{22}$$

式中 c_{ip}——内泄漏系数

c_{tp}——外泄漏系数

β_e——高水基介质有效体积弹性模量

由数字模型可得到整阀数学模型为

$$\begin{cases} \ddot{x}_p=\dfrac{1}{m}[A_pp_c-B\dot{x}_p-k_p(l+x_p)-F_{fc}+\hat{f}(x_p,\dot{x}_p,t)]\\ \dfrac{V_c}{\beta_e}\dot{p}_c=q_0-A_p\dot{x}_p-c_{ip}(p_s-p_c)-c_{tp}p_c-q_1\\ \ddot{x}_v=-\dfrac{B_v}{m_v}\dot{x}_v+\dfrac{k_a}{m_vR}u-\dfrac{k_vl_o}{m_v}-\dfrac{k_v}{m_v}x_v-\dfrac{F_{ss}}{m_v} \end{cases} \tag{23}$$

其中 $F_{fc}=mg+F_f+F_{flow}$

3 仿真

依据表 1 伺服电机参数，基于伺服电机参数整

定，得到各个环节控制器参数。在 Simulink 中建立伺服电机仿真模型，伺服电机三闭环控制系统 Simulink 模型如图 5 所示。

表 1　伺服电机参数

Tab. 1　Parameters of explosion proof servo motor

参数	数值	参数	数值
额定功率/W	600	最大转矩/(N·m)	5.73
额定转矩/(N·m)	1.91	最高转速/(r·min^{-1})	4 000
额定转速/(r·min^{-1})	3 000	反电动势/(V·rad^{-1})	50
额定电压/V	220	峰值电流/A	11.5
额定电流/A	3.8	转矩常数/(N·m·A^{-1})	0.5
转子惯量/(kg·m^2)	0.000 016	线电感/mH	10.4
线电阻/Ω	4.4	极对数	4

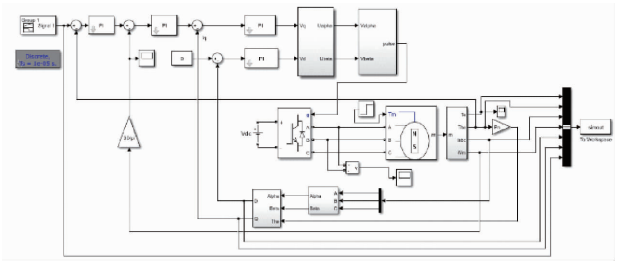


图 5　伺服电机三闭环控制系统 Simulink 模型

Fig. 5　Simulink model of explosion proof servo motor three loop control system

研究电流环阶跃响应性能，取 $\xi = 0.707$，经参数整定并进行微调，可得 $k_p = 200$、$k_i = 49\,200$。在初始时，给电流环 q 轴 5 A 的阶跃信号，观测 q 轴和 d 轴的电流响应，因采用 $i_d = 0$ 的矢量控制，d 轴电流在 0 A 附近波动，q 轴经过 0.6 ms 达到峰值电流 5.26 A，随后在目标值 5 A 附近波动，其最大超调量为 5.2%，上升时间为 0.35 ms，峰值时间为 0.6 ms，调整时间为 5.7 ms，如图 6 所示，经过参数整定的电流环响应快，误差小。

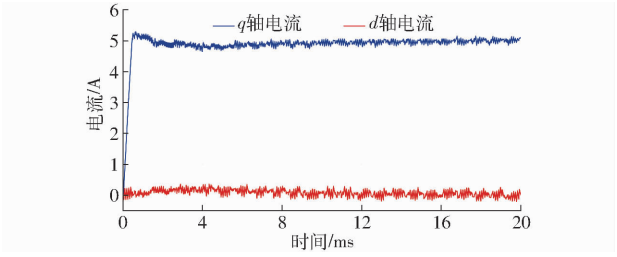


图 6　q 轴、d 轴电流曲线

Fig. 6　q-axis and d-axis current curves

伺服电机速度环参数整定微调得到控制器参数为：$k_p = 0.1$，$k_i = 200$，给定转速指令为 1 000 r/min，在 0.1 s 突加负载 2 N·m 研究伺服电机响应特性。如图 7a 所示，伺服电机 q 轴电流瞬间上升到 6 A，随后回落到 5 A，并且发现在电机启动瞬间，q 轴电流瞬间达到幅值，较大的瞬时电流使电磁转矩瞬间最大，能够快速达到指令转速。在 0 ~ 0.1 s，q 轴一直有 1 A 左右电流，其原因在于克服粘性阻尼和摩擦力矩。如图 7b 所示，定子电流均为理想正弦波形，且负载发生变化时电流响应迅速，表明建模及参数设定的正确性。

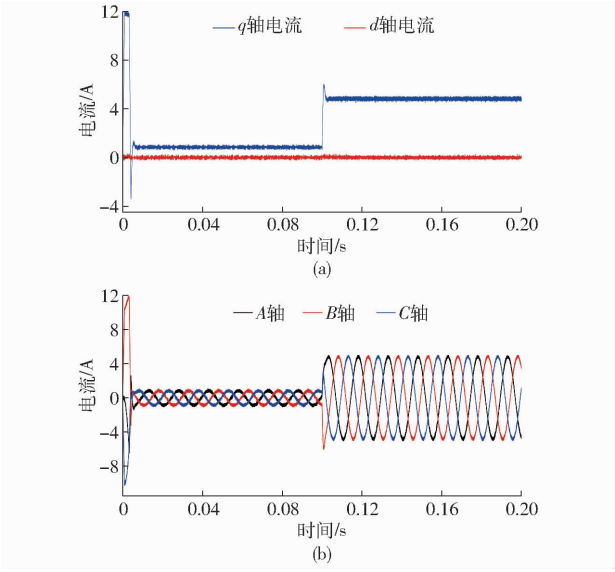


图 7　转速环仿真结果

Fig. 7　Simulation analysis of speed loop

设定伺服电机带载启动时负载转矩为 1 N·m，在 0.1 s 时负载转矩突变为 2 N·m，如图 8a 所示，伺服电机在阶梯阶跃激励信号下响应快速无超调，调整时间为 0.053 s，由转速曲线发现，阶梯阶跃信号下最大转速分别为 2 677 r/min 和 2 484 r/min，最大转速下降原因在于 0.1 s 后负载转矩增加，并且相较于空载时 2 832 r/min，最大转速均降低。如图 8a 所示，在 0.1 s 突加负载转矩至 2 N·m 时，转角基本无超调达到指定位置处，电磁转矩快速升至 2 N·m，表明电机在应对突变负载时响应迅速。

先导阀作为数字流量阀核心部件，其性能直接影响整阀性能。先导阀控制本质在于先导阀芯位移控制，可将滚珠丝杠看成比例环节进行处理；在仿真中忽略先导阀芯阀座间隙，研究先导阀在突加负载响应规律。在 0.05 s 给定伺服电机负载转矩为 1.9 N·m，调节 PID 控制器参数为：$P = 0.001$，$I = 80$，$D = 0.000\,000\,1$。

如图 9a 所示，先导阀芯位移无超调，上升时间为 62.7 ms，调整时间为 102.8 ms；在 0.05 s 时由于突加负载转矩，转速由 167 r/min 瞬间下降到 142 r/min 后经过 1.27 ms 转速恢复到正常，在施加突加负载时，转速能迅速调节恢复到正常状态，说明转速环工作性能优，PI 控制器抗干扰能力强。由图 9b 可知，在 0.05 s 时，q 轴电流迅速上升伴随着轻微超调，随后回落到 4 A 附近；电磁转矩在电机工作瞬间上升

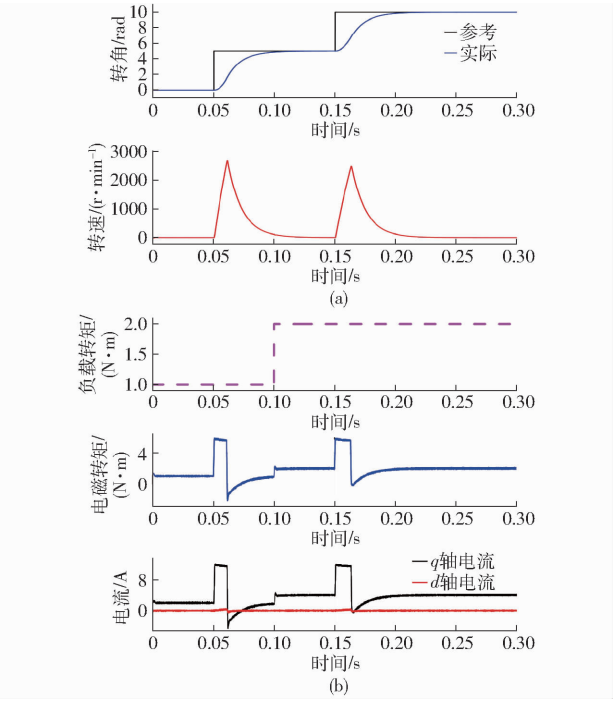


图 8 位置环仿真结果

Fig. 8 Simulation analysis of position loop

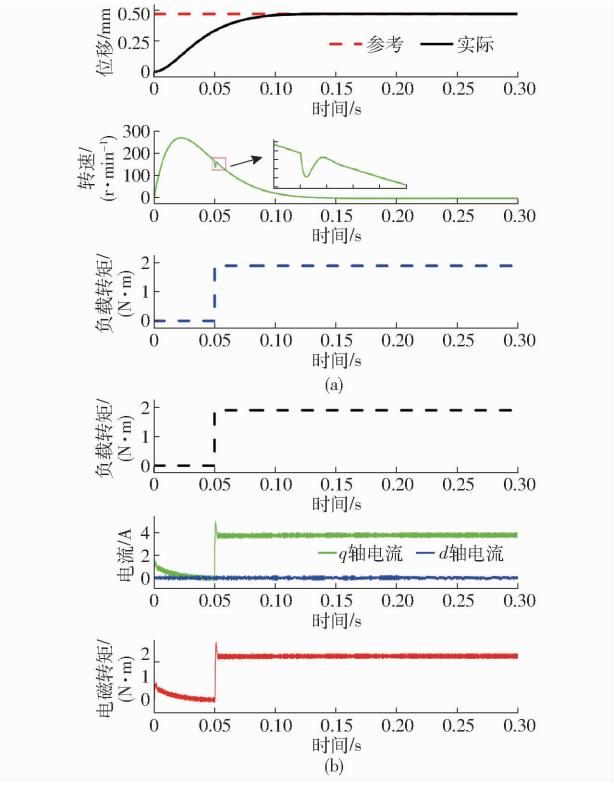


图 9 先导阀仿真结果

Fig. 9 Simulation analysis of pilot valve

到 0.76 N·m，此转矩用来提供驱动阀芯所需的驱动力，在 0.05 s 之后，电磁转矩经过调整一直维持在 1.9 N·m。

基于上述先导阀仿真，在 AMESim 中搭建整阀模型，进一步研究影响主阀关键影响因素。如图 10 所示，先导级供液压力为 5 ~ 10 MPa 时，随着先导级供液压力的增大会加快响应速度，不会导致超调量产生；当压力为 15 ~ 20 MPa 时，增大供液压力不能显著提高主阀响应速度，但会导致超调量增大，将先导级供液压力定为 10 MPa。

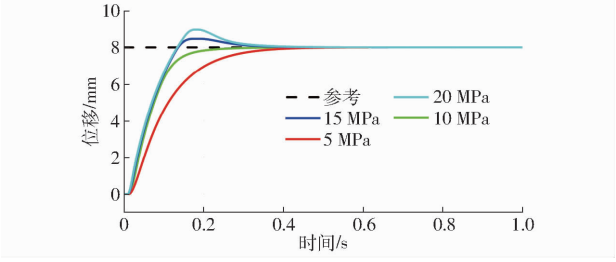


图 10 导级供液压力对主级阶跃性能的影响

Fig. 10 Effect of pilot stage supply pressure on step performance of main stage

如图 11 所示，随着先导阻尼增大，主阀芯响应速度降低，当先导阻尼为 2.5 ~ 3.0 mm 时，主阀芯响应速度较慢，当先导阻尼为 1.5 ~ 2.0 mm 时，主阀阶跃响应有较大超调，当先导阀阻尼大于 3.5 mm 时，先导阀难以驱动主级，为了提高主阀的响应速度同时兼顾超调量，应将先导阀阻尼选为 2 ~ 2.5 mm，将阻尼定为 2.5 mm。

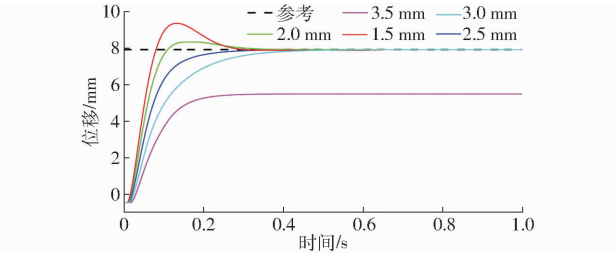


图 11 不同先导阻尼阶跃响应曲线

Fig. 11 Different lead damping step response curves

如图 12 所示，主级响应初始阶段有 0.01 s 延迟，随着控制腔直径增加，阶跃响应上升时间有所缩短；控制腔直径为 35、40、45、50 mm 阶跃上升时间分别为 0.164、0.109、0.093、0.09 s，当误差为 -2% ~ 2% 时，调整时间分别为 0.335、0.233、0.35、0.37 s；控制腔直径 45、50 mm 超调量分别为 3.5%、10%。由以上分析可知，增大控制腔直径并不一定会加快阶跃响应速度，还可能造成较大的超调，同时随着控制腔直径增大，对先导阀流量提出了更高要求，依据

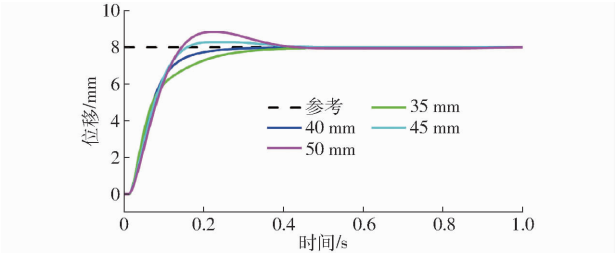


图 12 不同控制腔直径阶跃响应

Fig. 12 Step response of different control cavity diameters

上述仿真结果，将控制腔直径定为 40 mm。

4　试验

4.1　样机设计

为进一步验证该阀的控制性能，结合整阀使用工况及可靠性要求，加工改整阀样机。阀芯各零部件采用的材料如下：先导球阀芯采用“硬材料”氮化硅材料，因先导阀芯和阀座、限位槽频繁地接触避免造成磨损，阀座和限位槽均采用“软材料”聚甲醛；电机座采用 45 号钢；其余先导阀材料均采用 316L 不锈钢。由于主阀工况为高水基介质并应用于高压环境中，阀块和端盖采用 45 号钢，进行镀锌防锈处理；阀芯、阀套等核心零部件采用马氏体沉淀硬化不锈钢 17－4PH，其具有高强度和硬度以及良好的耐腐蚀性，阀芯与阀套通过配磨完成阀口的密封，图 13 为整阀样机及主要零部件。

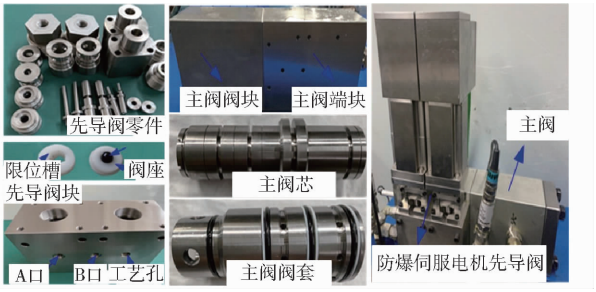


图 13　先导阀/主级主要零部件及整阀样机

Fig. 13　Pilot valve/main stage main components and whole valve prototype

4.2　试验原理

搭建三泵联合泵源系统，其由流量 30、80 和 125 L/min 共 3 个乳化液泵进行联合供液，其最大流量为 235 L/min，最高压力为 31.5 MPa，如图 14 所示。

通过调节变频器或伺服泵电机转速实现系统输出流量变化、系统压力通过调节溢流阀来实现，电液换向阀控制整阀主级高水基介质的通断。整个系统动作原理为：当启动先导级泵站及主级泵站、电液换向阀右侧电磁铁得电时，高水基介质此时流入主阀进口，当先导阀得到动作指令时，此时高压高水基介质通过主阀出口流回乳化液箱，主级背压通过调节节流阀实现。测控系统采用 xPC 实时控制系统，采集主阀进出口压力，主阀流量以及主阀芯位移，发送控制信号到先导阀驱动部、电液换向阀电磁铁。

4.3　试验结果

伺服电机有位置控制模式、速度控制模式以及转矩控制模式，伺服电机调至位置控制模式，结合前文对电流环、转速环及位置环研究，调节伺服电机至

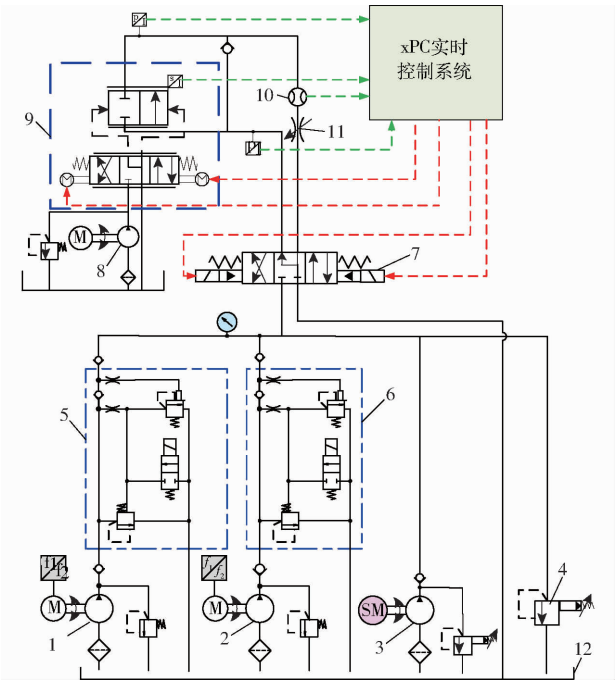


图 14　试验系统液压原理

Fig. 14　Hydraulic principle of whole valve test system

1. 125 L/min 变频泵组　2. 80 L/min 变频泵组　3. 30 L/min 伺服泵　4. 溢流阀　5、6 卸荷阀组　7. 电液换向阀　8. 乳化液泵站　9. 被试阀　10. 流量传感器　11. 节流阀　12. 液箱

合适的参数。位置控制模式下接受两路控制信号，一路控制转速，一路控制方向。伺服电机仍然存在响应速度与分辨率的矛盾关系，调节 PA84，研究伺服电机响应规律。

如图 15 所示，对比不同 PA84 值的位移响应，PA84 值越小，先导阀响应速度越快，但过小的 PA84 值会导致位移震荡，因此伺服电机优选 PA84 值为 2，其电机参数为 20 000 脉冲/r。

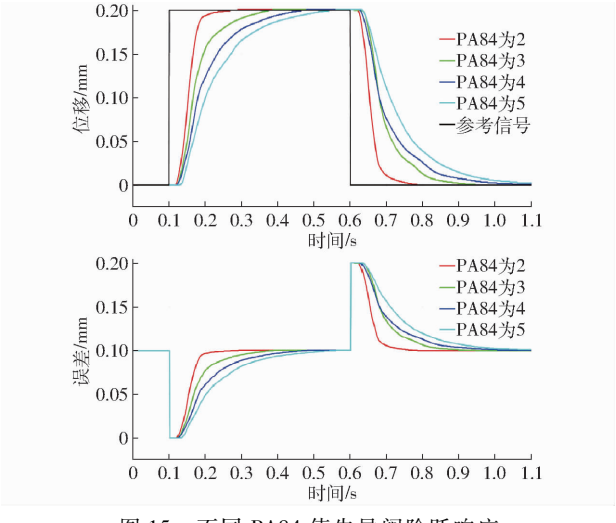


图 15　不同 PA84 值先导阀阶跃响应

Fig. 15　Step response of pilot valve with different PA84 values

采用伺服电机编码器度量先导阀芯位移作为闭环反馈参量，对应先导阀 8 MPa 加载压力，先导阀不同幅值阶跃响应特性如图 16 所示，先导阀芯不同幅

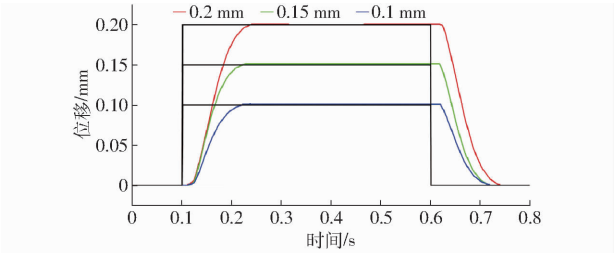


图 16 先导阀阶跃响应曲线

Fig. 16 Pilot valve step response

值下均能无超调达到指令位移。幅值为 0.1、0.15、0.2 mm 时，阶跃上升调整时间分别为 121、123、139 ms，阶跃下降调整时间分别为 123、125、140 ms，稳态误差均在 ±3 μm 范围内。

图 17 为主阀空载下不同阶跃幅值的试验结果，在空载试验时仅控制主阀下控制腔，分别研究主阀芯阶跃幅值 2、5、10 mm 的响应特性，结果显示：在不同阶跃幅值下均能实现位移跟踪，且超调较小。在空载时，主阀芯不受液动力、液压力，主要受弹簧力以及摩擦力作用，阶跃下降较阶跃上升调整时间更长的原因在于，主阀芯位移阶跃下降时复位弹簧力作为驱动力，并且由于先导阀响应延迟导致下控制腔压力下降较慢，影响主阀芯阶跃下降速度。如图 17b 所示，阶跃上升时，先导 P 口压力快速下降，由 3.8 MPa 下降到 2.3 MPa，说明此时先导阀快速打开，从而导致 P 口压力快速下降，压力稳定的原因在于主阀芯达到指令位置，先导阀芯位置也维持在某一位置；在阶跃下降时，先导 P 口压力又恢复到 3.8 MPa。

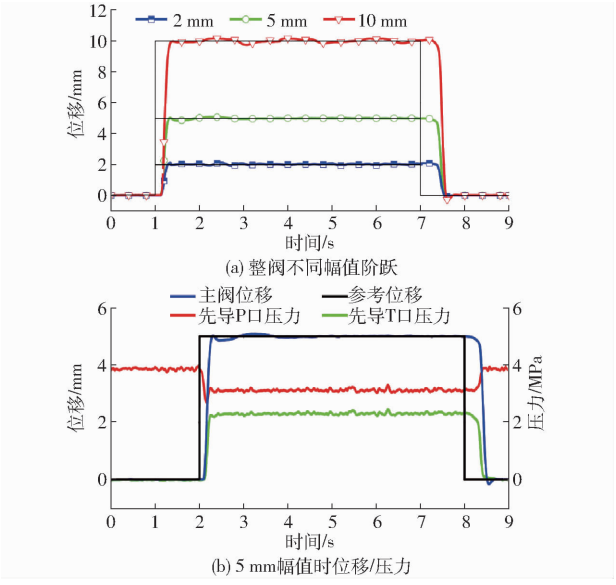


图 17 主阀空载阶跃

Fig. 17 No load step of main valve

如图 18 示，将先导阀 B 开度设置为 0.1、0.15、0.2 mm 研究对主阀幅值阶跃 10 mm 响应的影响。试验结果显示：在不同先导阀 B 开度下，主阀芯均能实现 10 mm 位移跟踪，先导阀 B 开度越大其阶跃上升时间越长，但其阶跃下降时间越短，因此，可将先导 B 等效成：在阶跃上升阶段为“阻力”、在阶跃下降阶段为“驱动力”，可通过配置不同先导阀 B 开度得到所需的整阀响应性能。

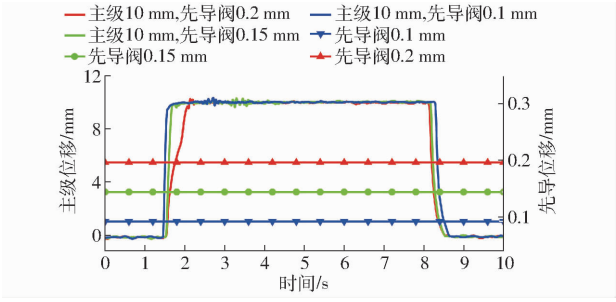


图 18 不同先导阀 B 开度对主阀阶跃的影响

Fig. 18 Effect of different pilot valve B openings on step of main valve

图 19 为在系统压力 8.1 MPa 下主阀阶跃 5 mm 响应测试曲线，上升时间为 194 ms，调整时间为 752 ms，对比主阀加载与空载工况下，加载时主阀位移波动明显大于空载。

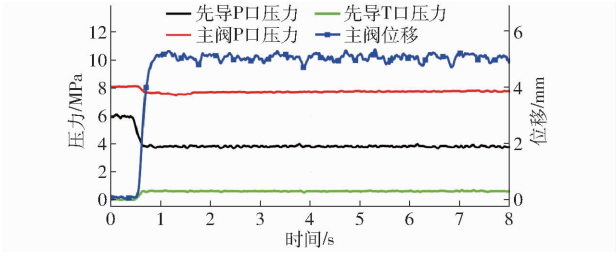


图 19 主阀加载时阶跃响应

Fig. 19 Step response during main valve loading

5 结论

(1)提出了一种先导双阀芯高压大流量水压比例阀新构型，先导级为双伺服电机驱动的两位三通阀，主级为“主动式阀芯”二通插装阀结构，双先导级分别控制主阀的上、下控制腔，实现了主级负载口独立控制。

(2)建立了该阀数学模型，通过仿真揭示了先导级及整阀响应特性，先导级阶跃无超调时间为 62.7 ms，先导级供油压力、先导阻尼和控制腔直径是影响整阀性能关键因素。

(3)搭建基于 xPC Target 试验平台并进行样机试验，试验结果表明，伺服电机优选 20 000 脉冲/r，先导阀无超调阶跃 0.2 mm 响应时间小于 140 ms，误差为 -3 ~ 3 μm；整阀空载 10 mm 阶跃上升时，调整时间约 400 ms；整阀加载 5 mm 阶跃上升时，上升时间为 194 ms，调整时间为 752 ms。

参 考 文 献

[1] WANG G,XU Y,REN H. Intelligent and ecological coal mining as well as clean utilization technology in China. Review and prospects[J]. International Journal of Mining Science and Technology, 2019, 29(2): 161 – 169.

[2] 满家祥. 低速大扭矩阀配流内曲线式高水基液压马达关键技术研究[D]. 徐州:中国矿业大学, 2022.
MAN Jiaxiang. Study on key technology of low speed, high torque and high water-based cam lobe hydraulic motor with flow distribution valve[J]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2022. (in Chinese)

[3] PARK S. Development of a proportional poppet-type water hydraulic valve[J]. Proc. IMechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science, 2009, 223(9):2099 – 2107.

[4] PARK S. Design and performance characteristic analysis of servo valve-type water hydraulic poppet valve[J]. J. Mech. Sci. Technol., 2009,23(9): 2468 – 2478.

[5] 赵瑞豪,廉自生,廖瑶瑶,等. 新型矿用比例方向阀动态特性及控制方法分析[J]. 液压与气动,2021,45(12):38 – 44.
ZHAO Ruihao, LIAN Zisheng, LIAO Yaoyao, et al. Dynamic characteristics and control method analysis of a novel mine proportional directional valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021,45(12):38 – 44. (in Chinese)

[6] ZHAO R, LIAO Y, LIAN Z, et al. Research on the performance of a novel electro-hydraulic proportional directional valve with position-feedback groove[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2021, 235(6): 1930 – 1944.

[7] 弓永军. 纯水液压控制阀关键技术研究[D]. 杭州:浙江大学, 2005.
GONG Yongjun. Research on key technology of pure water hydraulic control valve [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005. (in Chinese)

[8] 刘可,廖瑶瑶,廉自生,等. 矿用大流量比例阀动态特性建模与仿真研究[J]. 液压与气动,2020,44(1):112 – 117.
LIU Ke, LIAO Yaoyao, LIAN Zisheng, et al. Dynamic modeling and simulation of large-flow proportional valve for mining[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020,44(1): 112 – 117. (in Chinese)

[9] 李成. 矿用大流量水基电液比例阀阀口流动特性研究[D]. 太原:太原理工大学,2020.
LI Cheng. Flow characteristics of large flow and water based electro-hydraulic proportional valve port for mining[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology,2020. (in Chinese)

[10] 张鹤,赵继云,王云飞,等. 双阀芯增量式高水基数字阀的设计及实验研究[J]. 工程科学与技术, 2025, 57(1): 347 – 356.
ZHANG He, ZHAO Jiyun, WANG Yunfei, et al. The design and experimental research of two-element incremental high water based digital valve[J]. Engineering Science and Technology, 2025, 57(1): 347 – 356. (in Chinese)

[11] 韩明兴. 音圈电机驱动双先导级大流量水压比例插装阀关键技术研究[D]. 武汉:华中科技大学,2018.
HAN Mingxing. Research on large flow water hydraulic proportional cartridge valve controlled by double voice-coil-motor direct drive proportional valves[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology,2018. (in Chinese)

[12] HAN Mingxing, LIU Yinshui, LIAO Yitao, et al. Investigation on the modeling and dynamic characteristics of a novel hydraulic proportional valve driven by a voice coil motor[J]. Strojniški Vestnik—Journal of Mechanical Engineering, 2021, 67(5):223 – 234.

[13] 卜凡强,赵高晖,许仰曾,等. 水液压数字节流阀的研制与分析[J]. 液压气动与密封, 2009, 29(2): 59 – 63.
BU Fanqiang, ZHAO Gaohui, XU Yangzeng, et al. Development and analysis of hydraulic digital byte flow valve[J]. Hydraulic Pneumatic and Sealing, 2009, 29(2): 59 – 63. (in Chinese)

[14] 金铭. 伺服电机驱动式高压大流量水压控制阀及其系统的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2019.
JIN Ming. Research on servomotor driven high-pressure and high-flow water pressure control valve and its system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019. (in Chinese)

[15] 赵恩刚. 数字式纯水液压溢流阀的设计研究[D]. 昆明:昆明理工大学,2008.
ZHAO Engang. Design and research of digital pure water hydraulic relief valve [D]. Kunming: Kunming University of Technology, 2008. (in Chinese)

[16] 邹建. 数字式水压溢流阀的性能分析及结构设计[D]. 昆明:昆明理工大学,2010.
ZOU Jian. Performance analysis and structural design of digital hydraulic relief valve [D]. Kunming: Kunming University of Technology, 2010. (in Chinese)

[17] 姚静,寇成浩,尹钰鑫,等. 超高压大流量比例插装阀测试方法[J]. 中国机械工程,2020,31(6):638 – 646.
YAO Jing, KOU Chenghao,YIN Yuxin, et al. Test methods of ultra-high pressure and large flow proportional cartridge valves [J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(6):638 – 646. (in Chinese)

[18] 时文卓. 超高压大流量比例溢流阀与节流阀关键技术及应用研究[D]. 杭州:浙江大学,2019.
SHI Wenzhuo. Research on the key technology and application of utra-high pressure and large flow rate proportional relief valve and poppet valve[D]. Hangzhou:Zhejiang University,2019. (in Chinese)

[19] 傅林坚. 大流量高响应电液比例阀的设计及关键技术研究[D]. 杭州:浙江大学,2010.
FU Linjian. Research on the design and the key technology of the elec-hydraulic proportional valve with large flow rate and high

responsibility[D]. Hangzhou:Zhejiang University,2010. (in Chinese)
[20] ZHANG Z, YAN Y, LI L, et al. Reearch on multi-mode control of electro-hydraulic variable displacement pump driven by servo motor[J]. Actuators, 2024,13(5):1 - 20.
[21] YUAN Z, GILMARTIN M, DOUGLAS S. Design of hybrid machines for nonuniform motion production[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2005, 219(5): 491 - 499.
[22] 韩明兴,徐琨,廖宜涛,等. 液电混动履带底盘电液系统联合仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(1): 396 - 408,418.
HAN Mingxing, XU Kun, LIAO Yitao, et al. Co-simulation and test of electro - hydraulic system of novel hybrid track[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(1): 396 - 408,418. (in Chinese)
[23] 文兴娅. 履带拖拉机坡地自适应调平系统研究[D]. 重庆:重庆理工大学, 2024.
WEN Xingya. Research on adaptive slope leveling system of crawler tractor[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2024. (in Chinese)
[24] 高国民. 基于多源信息融合的红花采摘机器人田间导航系统研究[D]. 乌鲁木齐:新疆农业大学, 2023.
GAO Guomin. Research on field navigation system of redflower picking robot based on multi-source information fusion [D]. Urumqi: Xinjiang Agricultural University, 2023. (in Chinese)
[25] GAO D, WAND S, YANG Y, et al. An intelligent control method for servo motor based on reinforcement learning[J]. Algorithms, 2023, 17(1): 14 - 25.
[26] SHEN B, PAN J, NING D, et al. Research on trajectory tracking control method for agricultural robot permanent magnet synchronous motor servo system based on improved EMD threshold wavelet filtering[J]. AIP Advances, 2024, 14(10):12 - 26.

(上接第 797 页)

[17] BLEDT G, POWELL M J, KATZ B, et al. Mit cheetah 3: design and control of a robust, dynamic quadruped robot[C]// 2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. IEEE, 2018: 2245 - 2252.
[18] YANG C, YUAN K, ZHU Q, et al. Multi-expert learning of adaptive legged locomotion[J]. Science Robotics, 2020, 5(49): 2174.
[19] SHI F, HOMBERGER T, LEE J, et al. Circus anymal: a quadruped learning dexterous manipulation with its limbs[C]// IEEE International Conference on Robotics and Automation. IEEE, 2021: 2316 - 2323.
[20] ALTENDORFER R, MOORE N, KOMSUOGLU H, et al. Rhex: a biologically inspired hexapod runner[J]. Autonomous Robots, 2001, 11(3): 207 - 213.
[21] BLACKMAN D J, NICHOLSON J V, ORDONEZ C, et al. Gait development on minitaur, a direct drive quadrupedal robot [C]// Unmanned Systems Technology XVIII. SPIE,2016: 141 - 155.
[22] NEUNERT M, FARSHIDIAN F, WINKLER A W, et al. Trajectory optimization through contacts and automatic gait discovery for quadrupeds[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2017, 2(3): 1502 - 1509.
[23] BLEDT G, WENSING P M, INGERSOLL S, et al. Contact model fusion for event-based locomotion in unstructured terrains [C]// IEEE International Conference on Robotics and Automation. IEEE, 2018: 4399 - 4406.
[24] 刘忠振,蔡志勤,彭海军,等. 位-力驱动的线驱连续型机器人的动力学建模及实验验证[J]. 机器人,2022,44(4):410 - 417,430.
LIU Zhongzhen, CAI Zhiqin, PENG Haijun, et al. Dynamic modeling and experimental verification of a bit-force driven linear continuous robot[J]. Robot, 2022,44(4):410 - 417,430. (in Chinese)
[25] WANG S, BHATIA A, MASON M T, et al. Contact localization using velocity constraints[C]// IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. IEEE, 2020: 7351 - 7358.
[26] BLOESCH M, HUTTER M, HOEPFLINGER M A, et al. State estimation for legged robots- consistent fusion of leg kinematics and IMU[J]. Robotics, 2013, 17: 17 - 24.
[27] BLOESCH M, GEHRING C, FANKHAUSER P, et al. State estimation for legged robots on unstable and slippery terrain[C]// IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. IEEE, 2013: 6058 - 6064.
[28] HARTLEY R, GHAFFARI M, EUSTICE R M, et al. Contact-aided invariant extended Kalman filtering for robot state estimation[J]. The International Journal of Robotics Research, 2020, 39(4): 402 - 430.
[29] 陈腾,李贻斌,荣学文. 四足机器人动步态下实时足底力优化方法的设计与验证[J]. 机器人,2019,41(3):307 - 316.
CHEN Teng, LI Yibin, RONG Xuewen. Design and validation of a real-time foot force optimization method for quadruped robots in dynamic gaits[J]. Robot, 2019, 41(3): 307 - 316. (in Chinese)
[30] RAIBERT M H. Legged robots that balance[M]. MIT Press Cambridge, MA, 1986.