采用扩张状态观测器双闭环复合策略的液压支架新型阀控缸系统平滑精准控制方法

廖瑶瑶[1,2]，魏光耀[1,2]，张嘉哲[1,2]，廉自生[1]
（1. 太原理工大学机械工程学院，030024，太原；
2. 太原理工大学智能采矿装备技术全国重点实验室，030024，太原）

摘要：针对煤矿井下液压支架因采用高压、大流量、高水基开关阀控缸系统而普遍存在的位姿控制精度低、支护群组直线度差及启停液压冲击大等问题，发明了一款三芯随动式矿用高压大流量水基比例阀，提出了基于线性扩张状态观测器（LESO）的双闭环速度-位置复合控制方法，进而采用改进灰狼算法（IGWO）对PID参数进行离线优化。通过搭建仿真模型与试验平台，分别对传统开关控制、PID控制和所提复合控制进行对比测试，结果表明：开关控制和PID控制方式下的最大位置跟踪误差分别为7.50、4.51 mm，而新型速度位置复合控制下的误差仅为1.22 mm，相比前两种传统控制方式，误差降幅分别达83.73%和72.95%；在前两种传统控制方式下，液压缸启停阶段压力超调量分别为102.1%和48.0%，而速度位置复合控制方式下，液压缸压力无超调产生。该研究提出的新型水基比例阀及改进灰狼算法优化参数的扩张状态观测器速度-位置双闭环复合控制策略，成功实现了液压支架推移缸速度与位置的连续平滑调节，消除了系统液压冲击，提升了控制精度，为煤矿智能开采中液压支架高精度姿态控制、支护群组直线度自动校正提供了有效参考。

关键词：液压缸；阀控缸；水基比例阀；改进灰狼算法；液压冲击
中图分类号：TH137 **文献标志码**：A
DOI：10.7652/xjtuxb202611012 **文章编号**：0253-987X(2026)11-0133-12

Smooth and Precise Control Method for a Novel Valve-Controlled Cylinder System in Hydraulic Supports Based on a Dual Closed-Loop Compound Strategy with Extended State Observer

LIAO Yaoyao[1,2], WEI Guangyao[1,2], ZHANG Jiazhe[1,2], LIAN Zisheng[1]
(1. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China; 2. State Key Laboratory of Intelligent Mining Equipment Technology, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: To address the common issues of hydraulic supports in underground coal mines caused by conventional high-pressure, large-flow, and high-water-based on-off valve control systems (such as low posture control accuracy, poor straightness of the support group, and severe hydraulic shock during start and stop operations), a novel three-spool follow-up proportional valve for high-pressure and large-flow water-based mining applications is developed. A dual closed-loop velocity-position compound control method based on a linear extended state observer (LESO)is proposed, and an improved grey wolf optimizer (IGWO)is employed for the offline

收稿日期：2026-04-28。 作者简介：廖瑶瑶(1986—)，男，教授，博士生导师。 基金项目：国家自然科学基金资助项目(52575069)；山西省自然科学基金资助项目(202303021211064)；中国博士后科学基金资助项目(2021M702419)。
网络出版时间：2026-07-31 网络出版地址：https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20260731.1344.002

optimization of PID parameters. Through the establishment of a simulation model and an experimental platform, comparative tests were conducted among the traditional on-off control, PID control, and the proposed compound control. The results show that the maximum position tracking errors under the on-off control and PID control are 7.50 mm and 4.51 mm, respectively, whereas the error under the novel velocity-position compound control is only 1.22 mm. Compared with the two traditional control methods, the error is reduced by 83.7% and 72.9%, respectively. Under the two traditional control methods, the pressure overshoots during the start and stop phases of the hydraulic cylinder are 102.1% and 48%, respectively, whereas the proposed compound control method completely eliminates pressure overshoot. The novel water-based proportional valve and the IGWO-optimized velocity-position dual closed-loop compound control strategy proposed in this study successfully achieve continuous and smooth regulation of the velocity and position of the advancing cylinder in the hydraulic support, eliminate hydraulic shock in the system, and improve control accuracy. This provides an effective reference for high-precision posture control of hydraulic supports and automatic straightness correction of the support group in intelligent coal mining.

Keywords: water hydraulics; valve-controlled cylinder; proportional directional valve; electro-hydraulic control; hydraulic shock

液压支架是煤矿井下一种由多液压缸驱动的自移动式支护设备，与采煤机、刮板输送机协同作业，为井下人员和设备提供安全作业空间[1]。在煤炭开采过程中，有两个关键因素直接影响作业安全与效率。一是液压支架位姿的控制精度，它决定了液压支架与围岩的耦合状态，进而影响支架的承载状态[2-3]；二是由数百台支架组成的支架群组与刮板输送机之间的直线度，该直线度直接关系到采煤效率。实现上述两个关键点的核心均在于对液压支架油缸的精准控制。然而，目前所有液压支架均采用大流量开关阀进行控制，阀口的突然启闭会产生显著的压力、流量与机械冲击[4-5]，不仅对液压缸、阀体、弹簧等元件造成损坏，还严重降低了液压缸的位置控制精度，使液压支架姿态和群组直线度得不到保证，即使工程实际中有油缸位移传感器参与闭环控制，但推移缸定位误差仍高达 50～100 mm，常需要人为干预调节[6-8]，严重影响了采煤效率和工作面生产安全[9-10]。有一些矿山设备相关企业试图采用逻辑控制、PID 闭环[11-12]，以及多传感器监测方法提高液压支架控制精度[13-15]，但使用效果均不理想。

液压支架位姿精确调节的本质是阀控缸位置精确控制[16]，想要实现液压缸的平滑精准控制并消除压力冲击，就要使液压缸在启停时有加减速过程，这类似于高铁进站减速停车[17]和电梯到达楼层，而大流量开关阀无法连续平滑调节流量的固有特性，使得添加再多的传感器或应用再先进的算法也无法解决问题[18]。尤其在支架位姿精确调节、立柱下腔泄漏后补液、刮板输送机调直等需要小流量持续调节的工况下，开关阀完全不能满足工程需求。因此，阀口小开度的连续精准比例控制是实现液压支架位姿精确控制的基础。比例阀或伺服阀能实现开度平滑控制与流量连续调节[19-20]，为这一问题提供有效方案。由于煤矿井下粉尘多、污染严重，伺服阀易发生堵塞，本研究设计的矿用大流量水基比例阀抗污染能力更强，井下适用性更优[21-22]。液压支架采用高水基乳化液介质，由体积分数为 95%～97%的水和体积分数为 3%～5%的乳化油混合而成。介质具有黏度低、润滑弱[23-24]的特点，加上煤矿井下防爆阻燃等要求，使高水基比例阀的设计难度较高。尽管一些学者已针对液压支架开发新型高水基比例阀[25-26]，但这些成果仍停留在理论或原型阶段，当前行业暂无适配液压支架高压大流量工况的成熟商品化高水基比例阀产品，关于煤矿大流量水基阀控缸系统的研究报道更少[27]。

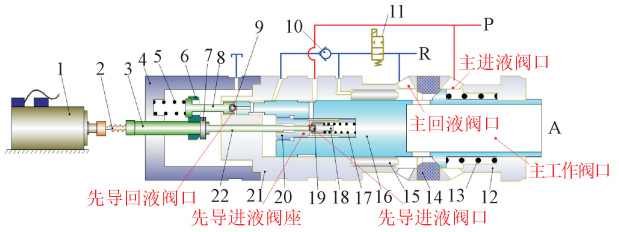
在前期课题组发明的新型三芯随动式高水基比例阀[28]的基础上，本文建立新型阀控液压缸模型，提出一种改进的灰狼优化算法(IGWO)，以达到离线优化 PID 参数组合的目的，并基于扩张状态观测器(LESO)，设计一种全新的速度位置复合控制器，能够实现液压缸速度与位置的同步控制，为水基介质阀控缸技术及煤矿井下支护群组调直技术提供了可行的参考。

1　阀控缸模型

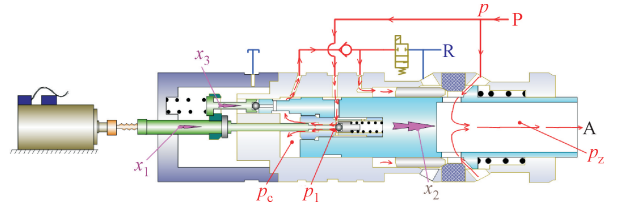
1.1　新型比例阀介绍

图 1 为三芯随动式水基比例阀结构[28]与工作原理。

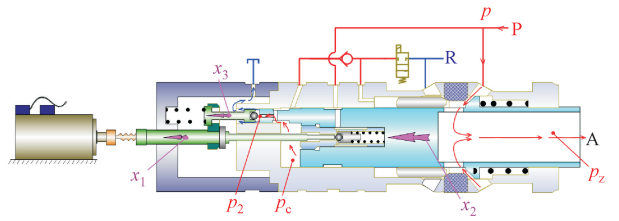
图 1 中 P 为供液口，R 为回液口，A 为工作口，x_1 为驱动杆位移，x_2 为主阀芯位移，x_3 为先导回液阀芯位移，p_c 为控制腔压力，p 为供液压力，p_1 为先导进液阀口压力，p_2 为先导回液阀口压力，p_z 为主阀出口压力，也是液压缸无杆腔压力。红色线代表高压，蓝色线代表低压。



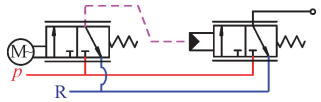
(a)初始状态



(b)开启过程



(c)关闭过程



(d)图形符号

1—伺服电机；2—丝杠螺母机构；3—驱动杆；4—主阀套；5—先导回液弹簧；6—连接器；7—锁紧螺母；8—副随动杆；9—先导回液阀芯；10—单向阀；11—开关阀；12—主进液阀套；13—主弹簧；14—主阀座；15—主回液阀芯；16—主进液阀芯；17—先导进液弹簧；18—球座；19—先导进液阀芯；20—先导进液阀座；21—主回液阀套；22—主随动杆。

图 1　三芯随动式水基比例阀结构与原理

Fig. 1　Structure and principle of the three-core follow-up water-based proportional valve

开启过程如下，图 1(a)为三芯随动式水基比例阀的初始状态，当先导进液阀芯 19 在伺服电机 1 和驱动杆 3 的作用下向右移动一定距离，如图 1(b)所示，先导进液阀口打开一定的开度，高压液先迫使主回液阀芯 15 右移，将主回液阀口 R 关闭，再迫使主进液阀芯 16 与先导进液阀座 20 同步右移，使主进液阀口 P-A 通道打开一定的开口。此过程中先导进液阀口开口量逐步减小至 0 时，主阀阀口保持稳定。这个过程中先导回液阀口在先导回液阀弹簧 5 下始终保持关闭状态，当电机不断重复这个过程，主进液阀口开口量就能连续不断增加。

关闭过程如下，当直流伺服电机 1 反向转动一定的角度，主随动杆 22 跟随驱动杆 3 向左移动一定的距离，如图 1(c)所示，先导回液阀口开启，主阀控制腔液体沿图中箭头所示路径排出，主进液阀芯 16 向左移动。先导回液阀口开口量逐渐减小直至 0，这个过程先导进液阀口始终保持关闭。当先导进液阀口和先导回液阀口都关闭时，主进液阀芯 16 开口量维持稳定。电机不断重复上述过程，主进液阀芯 16 开口量和流量就能逐渐减小。

该水基比例方向阀为二位三通机能，图 1(d)为该新型比例阀的职能符号，采用两组二位三通三芯随动比例阀对称组合，实现单液压缸双向伸缩控制。

1.2　阀控缸系统模型

新型比例阀控缸系统示意图如图 2 所示，主要包括 2 个新型比例阀、1 个液压缸、1 个位移传感器与 1 个控制器。通过调节比例阀中伺服电机的转速和转角，就能控制比例阀主阀芯的速度和位置，进而实现流量连续调控和液压缸位置的精准控制。

图 2 中 q_4 为液压缸无杆腔流量；q_5 为液压缸有杆腔流量；p_4 为有杆腔压力；A_1 为无杆腔面积；A_2 为有杆腔面积；V_1 为无杆腔体积；V_2 为有杆腔体积；F_L 为负载力；g 为液压缸外的泄漏系数；o 为液压缸内的泄漏系数；y 为液压缸位移；u 为电压。

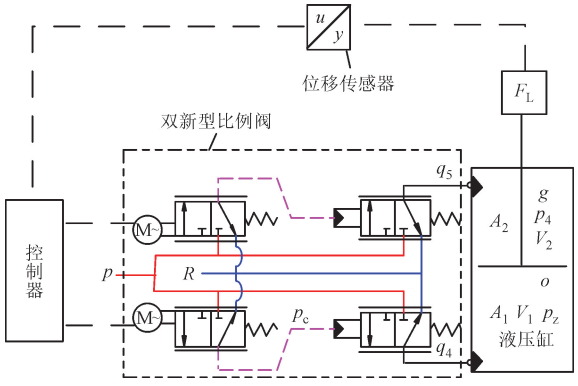


图 2　阀控缸系统示意图

Fig. 2　Schematic of the valve-controlled cylinder system

先导进液阀口流量 Q_{R1} 为

$$Q_{R1}=C_1k_{R1}(x_1-x_2)\sqrt{\frac{2(p-p_1)}{\rho}} \tag{1}$$

式中：k_{R1} 为先导阀口面积梯度；C_1 为先导口流量系数；ρ 为液体密度。

流经环形间隙的流量 Q_{R2} 为

$$Q_{R2}=\frac{\pi d_6\delta^3}{12\mu l}(p_1-p_c) \tag{2}$$

式中：d_6 为驱动杆直径；μ 为介质黏度；l 为环形间隙长度；δ 为环形间隙宽度。由于流量处处相等，则有

$$Q_{R1}=Q_{R2} \tag{3}$$

在平衡点处将流量线性化，表达式为

$$Q_{R1}=-k_1p_1+k_2x_1-k_2x_2 \tag{4}$$

$$Q_{R2}=k_3p_1-k_3p_c \tag{5}$$

其中 $k_1=C_1k_{R1}(x_1-x_2)/\sqrt{2\rho(p-p_1)}$，$k_2=C_1k_{R1}\sqrt{2(p-p_1)/\rho}$，$k_3=\pi d_6\delta^3/12\mu l$。

主阀芯流量连续方程为

$$\frac{V}{E}\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}t}=Q_{R2}-A_c\dot{x}_2 \tag{6}$$

主阀芯力平衡方程为

$$p_cA_c=m\ddot{x}_2+b_1\dot{x}_2+(k_8+k_9)x_2=m\ddot{x}_2+b_1\dot{x}_2+k_fx_2 \tag{7}$$

式中：V 为控制室初始容积；E 为水的体积模量；k_8 为主进液阀芯弹簧刚度；k_9 为液动力刚度，$k_f=k_8+k_9$；A_c 为控制腔面积；b_1 黏滞阻尼系数；m 为阀芯质量。

对式(4)～(7)做拉普拉斯变换，得到

$$\begin{cases}Q_{R1}(s)=-k_1p_1(s)+k_2x_1(s)-k_2x_2(s)\\ Q_{R2}(s)=k_3p_1(s)-k_3p_c(s)\\ \dfrac{V}{E}sp_c(s)=Q_{R2}(s)-A_csx_2(s)\\ A_cp_c(s)=ms^2x_2(s)+b_1sx_2(s)+k_fx_2(s)\end{cases} \tag{8}$$

可得三芯随动式比例阀传递函数为

$$G_V(s)=\frac{k_2k_3A_c}{k_1k_3ms^2+[k_1k_3b_1+A_c^2(k_1+k_3)]s+A_ck_2k_3+k_1k_3k_f}=\frac{K_V}{s^2/\omega_v^2+2\xi_v/\omega_vs+1} \tag{9}$$

其中

$$\omega_v=\sqrt{\frac{A_ck_3}{k_1m}+\frac{k_f}{m}};\ \xi_v=\frac{k_1k_3b_1+A_c^2(k_1+k_3)}{2k_3\sqrt{k_1k_2mA_c+k_1^2k_fm}}$$

液压缸负载流量 q_L 与负载压力 p_L 为

$$\begin{cases}p_L=p_z-np_4\\ q_L=q_4\end{cases} \tag{10}$$

式中：n 为面积比。流经主阀的流量为

$$q_L=C_1\psi x_2\sqrt{\frac{2(p-p_z)}{\rho}} \tag{11}$$

式中：ψ 为面积梯度。线性化式(11)可得时域量表达式为

$$q_L=k_qx_2-k_5p_L \tag{12}$$

液压缸流量连续方程为

$$q_4=A_1\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}+o(p_z-p_4)+gp_z+\frac{V_1}{\beta_e}\frac{\mathrm{d}p_z}{\mathrm{d}t} \tag{13}$$

$$q_5=A_2\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}+o(p_z-p_4)-gp_4-\frac{V_2}{\beta_e}\frac{\mathrm{d}p_4}{\mathrm{d}t} \tag{14}$$

忽略外泄漏和内泄漏，负载流量可表示为

$$q_L=A_9\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}+\frac{V_6}{\beta_e}\frac{\mathrm{d}p_L}{\mathrm{d}t} \tag{15}$$

式中：β_e 为介质等效弹性模量；A_9 为圆柱的有效面积，即 $A_9=A_1$；V_6 为等效体积，$V_6=4V_1/(1+n_3)$。根据液压缸力平衡方程

$$A_9p_L=m_2\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}t^2}+B_1\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}+K_7y+F_L \tag{16}$$

式中：B_1 为负载黏性阻尼系数；K_7 为负载刚度；m_2 为负载质量。对式(12)(15)(16)做拉普拉斯变换可得复频域表达式为

$$\begin{cases}Q_L(s)=K_qX_2(s)-K_5p_L(s)\\ Q_L(s)=A_9sY(s)+\dfrac{V_6}{4\beta_e}sp_L(s)\\ A_9P_L(s)=m_2s^2Y(s)+B_1sY(s)+K_7Y(s)+F_L(s)\end{cases} \tag{17}$$

系统主要为惯性负载，$K_7=0$，$B_1K_5/A_9^2\ll1$。故式(17)可简化为

$$Y(s)=\frac{K_q}{A_9}X_2-\frac{K_5}{A_9^2}\left(1+\frac{V_6}{4\beta_eK_5}s\right)F_L\Big/s\left(\frac{s^2}{\omega_n^2}+\frac{2\xi_n}{\omega_n}s+1\right) \tag{18}$$

其中

$$\omega_n=\sqrt{\frac{4\beta_eA_9^2}{V_6m_2}};\ \xi_n=\frac{K_5}{A_9}\sqrt{\frac{\beta_em_2}{V_6}}+\frac{B_1}{4A_9}\sqrt{\frac{V_t}{\beta_em_2}}$$

仅考虑与液压缸位移相关的部分，可得液压缸的传递函数为

$$G_n(s)=\frac{Y(s)}{X_2(s)}=\frac{K_q/A_9}{s(s^2/\omega_n^2+2\xi_ns/\omega_n+1)} \tag{19}$$

阀控缸系统的开环传递函数为

$$G(s)=\frac{K_1K_2K_vK_fK_q}{A_9s(s^2/\omega_n^2+(2\xi_n/\omega_n)s+1)(s^2/\omega_v^2+(2\xi_v/\omega_v)s+1)}=\frac{K_6}{s(s^2/\omega_n^2+(2\xi_n/\omega_n)s+1)(s^2/\omega_v^2+(2\xi_v/\omega_v)s+1)} \tag{20}$$

阀控缸的系统关键参数见表 1，这些参数均是后续试验系统真实值。阀控缸系统根轨迹如图 3 所示，所有根位于左半平面，表示系统稳定。当增益增加时，系统极点会逐渐从复平面左半部分向右半部分迁移，这种迁移行为提升了系统的动态响应速度。

表 1　阀控缸系统关键参数

Table 1　Key parameters of the valve-controlled cylinder system

参数	数值
液压介质密度 ρ/(kg·m^{-3})	1 000
流量系数 C_1	0.7
有效体积弹性模量 β_e/Pa	2.18×10^9
伺服电机系数 K_1/((°)·mm^{-1})	0.03
丝杠滑台系数 K_2/(mm·(°)$^{-1}$)	0.013 8
比例阀流量增益 K_q/(m^3·s^{-1}·m^{-1})	3.33
比例阀阻尼比系数 ξ_v	0.11
比例阀固有频率 ω_v	90.3
推移缸杆直径 d_1/mm	70
推移缸内径 d_2/mm	100
液压缸有效面积 A_9/m^2	0.004 63
液压缸阻尼比系数 ξ_n	0.23
液压缸固有频率 ω_n	67.41
负载质量 m_2/kg	3×10^3
液压缸等效总容积 V_6/m^3	0.039
比例阀流量压力系数 K_5/(10^{-10} m^3·s^{-1}·Pa^{-1})	1.336
负载黏性阻尼系数 B_1/(N·s·m^{-1})	80
主进液阀芯质量 m/kg	0.05
稳态液动力刚度 k_9/(N·m^{-1})	1×10^4
先导进液阀芯系数 k_1	1×10^{-7}
先导进液阀芯系数 k_2	7.34
环形缝隙阻尼系数 k_3	0.55
主进液阀芯弹簧刚度 k_8/(N·m^{-1})	5×10^3

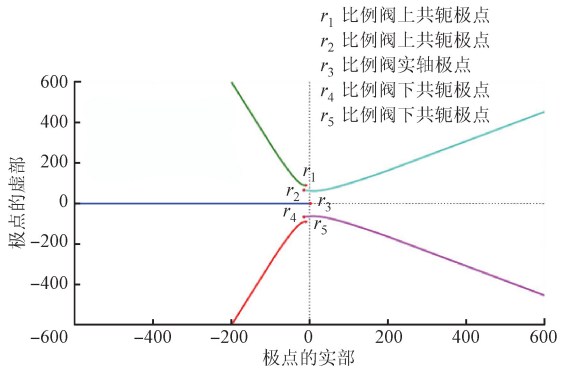


图 3　阀控缸系统根轨迹

Fig. 3　Root locus diagram of the valve-controlled cylinder system

液压缸闭环传递函数为

$$G_6(s)=\frac{G(s)}{1+G(s)} \tag{21}$$

以 x_8 为目标输入的系统输出为

$$Y(s)=\frac{x_8}{s}\frac{G(s)}{1+G(s)} \tag{22}$$

将阶跃信号输入闭环传递函数，也可证明系统是收敛和稳定的，由于篇幅限制，这里不多赘述。

2　控制器设计

2.1　改进灰狼算法

传统灰狼算法(GWO)在处理高维问题时会出现收敛时间长、效率低、易陷入局部寻优的问题[29-30]。因此，本文基于种群交叉变异、自适应惯性权重、Levy 飞行变异[31]提出一种改进灰狼算法，IGWO 的原理如下。

在参数约束范围内随机取值生成种群 P，根据性能指标函数计算种群对应的适应度。将种群对应的适应度依据性能优势从优到劣排序，对应的位置为 P_1、$P_{n/5}$、$P_{n/2}$、$P_{4n/5}$、P_n，其中 n 为种群规模。适应度被分为 4 个部分，分别对应 θ_1、θ_2、θ_3、θ_4，由于粒子群算法随机性，将适应度分为优良组 θ_1、θ_2 与恶劣组 θ_3、θ_4。对 θ_2、θ_3 交叉操作，产生具有多样性的后代并使恶劣组粒子向优良组粒子移动，算术交叉公式如下

$$X_{\theta_3}=r_8X_{\theta_2}+(1-r_8)X_{\theta_3} \tag{23}$$

式中：r_8 为 0～1 之间的随机数，将种群按适应度排序后，适应度最优的参数定义为灰狼 α，次优及更次优的参数定义为灰狼 β 和 δ(α、β、δ 为适应度最优、次优、更次优的标签)，这 3 只头狼将引导并指示整个狼群的粒子，位置分别为 X_α、X_β、X_δ。灰狼 i(灰狼种群中的任一只狼)在灰狼引导下的位置为

$$X_{ai,k}=X_{\alpha,k}-N_1X_{\alpha,k} \tag{24}$$

$$D_{\alpha,k}=|\zeta X_{\alpha,k}-X_{i,k}| \tag{25}$$

$$\zeta=2r_2 \tag{26}$$

$$N_1=2ar_1-a \tag{27}$$

其中 $X_{ai,k}$ 的含义为第 i 只普通狼在受到 α 头狼引导后所计算出新位置的第 k 个坐标分量。α 随着迭代次数增加逐渐由 2 递减至 0，r_1 与 r_2 为 0～1 内的随机数。在 GWO 算法中，参数 N_1 的绝对值决定整支种群的捕食策略，当绝对值 N_1 大于 1，狼群远离猎物，全局探索能力增强；当绝对值 N_1 小于 1，狼群靠近猎物，局部搜索能力增强。因此，本文提出一种非线性收敛因子用于提升算法的最优解搜索性能，α 的表达式为

$$a = a_{\min} + \frac{1}{2}(a_{\text{initial}} - a_{\min})\left(\frac{1+\cos(S-1)\pi}{M-1}\right) \tag{28}$$

式中：$\alpha_{\min}$ 为最小值 0；α_{initial} 为初始值 2；S 为当前迭代次数；M 为最大迭代次数。相较传统的线性收敛因子，新型收敛因子在迭代初期与末期分别保持了更长时间的局部与全局搜索能力。

根据式(25)(27)(28)(29)，能够计算灰狼 i 在灰狼 β 和 δ 引导下的位置 $X_{\beta i,j}$ 与 $X_{\delta i,j}$。计算灰狼 i 在头狼 α、β 和 δ 同时引导下的最终位置 $X_{i,j}$ 时，相比传统灰狼算法的直接取位置平均值，本文根据头狼的重要程度设计了随迭代次数变化的自适应线性权重。$X_{i,j}$ 为狼群中任意灰狼 i 在新位置中第 j 维空间分量下的坐标值。本文需要调节 K_{P}、K_{I}、K_{D}，则任意灰狼位置中有 3 个分量值。最优、次优、第三优解的权重分别为

$$\begin{cases} H_\alpha = 0.5 + 0.35(1 - S/M) \\ H_\beta = 0.5 + 0.15(1 - S/M) \\ H_\delta = 0.2 \end{cases} \tag{29}$$

$$X_{i,j} = \frac{H_\alpha X_{\alpha i,j} + H_\beta X_{\beta i,j} + H_\delta X_{\delta i,j}}{H_\alpha + H_\beta + H_\delta} \tag{30}$$

通过式(29)(30)，就能在大规模种群中更快逼近位置最优解。在通过元启发式算法计算最优参数组合的过程中，可能存在多个局部最优解。因此，本文将 Levy 飞行变异策略引入 GWO，使 $X_{i,j}$ 有 0.1 的概率发生变异，从而跳出局部最优。由常数 ε 决定的缩放因子 I 的计算式如下

$$I = \left(\frac{\Gamma(1+\varepsilon)\sin(\pi\varepsilon/2)}{\Gamma((1+\varepsilon)/2)\varepsilon 2^{(\varepsilon-1)/2}}\right)^{1/\varepsilon} \tag{31}$$

$$J = \frac{\phi}{|W|^{1/\varepsilon}};\ \phi = r_{\text{n}} I \tag{32}$$

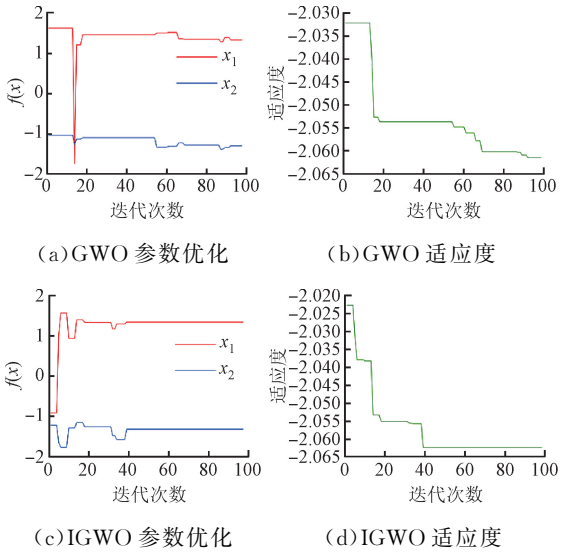
$$X_{\text{new}} = X_{\text{old}} + 0.1J(Ub - Lb) \tag{33}$$

式中：ϕ 和 W 为正态分布随机变量；ε 为常数，一般取 1.5；J 为步长；X_{old} 为已有的 X_i；X_{new} 作为飞行变异后的 X_i 进入下一次迭代。

本文通过著名的 Cross-In-Tray 标准测试函数验证 IGWO 的性能。该函数在[−10，10]的范围内具有 4 个全局最优解及多个局部最优解，其表达式如下

$$f(x) = -0.000\,1\left(\left|\sin x_{\text{a}} \sin x_{\text{b}} \exp\left(\left|100 - \frac{\sqrt{x_{\text{a}}^2 + x_{\text{b}}^2}}{\pi}\right|\right)\right| + 1\right)^{1/10} \tag{34}$$

其中有最小值最优解 $f_{\min}(x) = -2.626\ 1$，$(x_1, x_2) = (\pm 1.349\ 1, \pm 1.349\ 1)$。设定种群规模 120，迭代次数为 100，分别对比 GWO 与 IGWO 的优化性能，如图 4 所示。



(a)GWO 参数优化 (b)GWO 适应度

(c)IGWO 参数优化 (d)IGWO 适应度

图 4 标准函数测试结果

Fig. 4 Test results of standard functions

图 4(a)、图 4(b)为 GWO 的迭代优化结果，x_1、x_2 分别收敛到 1.306 81、−1.311 7，$f_{\min}(x)$ 迭代结果为 −2.061 62，迭代 93 次后收敛到最优解。x_1、x_2 相较最优解相差 0.042 29、0.037 4，偏差分别为 3.06% 与 2.7%；$f(x)$ 最优解相差 0.000 99。图 4(c)、图 4(d)为 IGWO 的迭代优化结果，x_1、x_2 分别收敛到 1.334 39、−1.319 2，$f_{\min}(x)$ 迭代结果为 2.062 45，迭代 39 次后收敛到最优解。x_1、x_2 相较最优解相差 0.014 71、0.029 9，偏差分别为 1.1% 与 2.21%；$f(x)$ 最优解仅为 0.000 16。相较传统 GWO，IGWO 的收敛速度提升 58%，变量寻优综合收敛精度提升 42.53%，$f_{\min}(x)$ 收敛精度提高近 5 倍。IGWO 在处理多目标优化问题时具有显著优势。

在 PID 自整定技术中，常用的性能指标通常为适用于连续解的各种误差积分，但针对实际离散情况存在无法应用的问题。为此，本文针对 PID 控制器的离散解设计一种简单可靠的性能指标 Z，表达式为

$$Z = \sum_{k=0}^{\infty}\left(\frac{1}{2}(E(k))^2\right) + P(x) \tag{35}$$

$$P(x) = 10\,000(y_{\max} - \chi)^2 \tag{36}$$

式中：Z 为性能指标；$E(k)$ 为当前时刻被控对象实际位置与目标位置的差值；$P(x)$ 为惩罚函数；$y_{\max}$ 为全行程中实际位置的最大值；χ 为理想目标位置。式(35)的原理是在被控对象误差平方和的基础上引入了惩罚函数，当且仅当 $P(x)$ 逼近 0 时，Z 才能收敛到最小值，此时被控对象一定不存在超调和误差。

2.2　速度位置复合控制策略

离散化 PID 的通用表达形式为

$$u(k)=K_{\mathrm{P}}\left\{e(k)+\frac{T}{T_I}\sum_{i=0}^{k}e(i)+\frac{T_D}{T}[e(k)-e(k-1)]\right\}=K_{\mathrm{P}}e(k)+K_{\mathrm{I}}\sum_{i=0}^{k}e(i)+K_{\mathrm{D}}[e(k)-e(k-1)] \tag{37}$$

式中：K_{P}、K_{I}、K_{D} 为 PID 控制器的参数组合；$u(k)$ 为离散控制系统输入；$e(k)$ 为目标信号与位移信号的差值。在通过 PID 控制液压缸位置时，无法同时实现对液压缸的速度进行控制。为了解决该问题，本文将双闭环串级 PID 应用至阀控缸系统，实现液压缸的速度与位置复合控制。位置反馈量经数值模块，转化为步进电机可识别的信号。

串级 PID 的双闭环系统分为外环 PID 位置闭环与内环 PID 速度闭环，位置外环信号不直接作用于阀控缸系统，而是作为内环 PID 的输入信号。然而，在实际应用中，使用串级 PID 需要额外配置速度传感器，因此，本文通过 ESO 估计串级 PID 所需的液压缸速度并将其作为内环 PID 的反馈量，速度-位置复合控制器控制框图如图 5 所示。本文将能够同时控制液压缸的速度与位置，本文将其命名为速度-位置复合控制方法。串级 PID 会导致控制器的调参难度显著提高，而 IGWO 能够很好地解决这一问题。

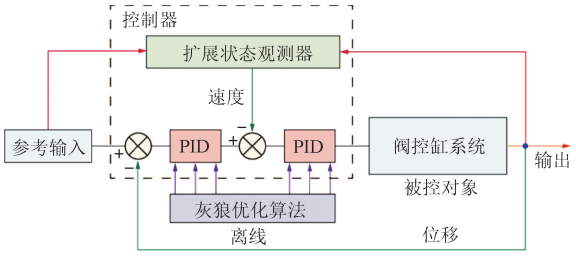


图 5　速度-位置复合控制器控制框图

Fig. 5　Block diagram of the speed-position composite controller

传统的控制方法往往直接使用位置信号作为被控对象的参考输入。本文则独立设计了一种速度开环控制方法，该方法将期望速度对应的控制信号直接叠加在比例阀控制信号上。该方法的基本思想如下：依据液压缸目标位置与初始位置的差值，液压缸的动作过程被分为 3 个阶段：第 1 阶段，液压缸动作至目标位置的 25%，对应 $0\sim t_1$；第 2 阶段，液压缸动作至目标位置的 75%，对应 $t_1\sim t_3$；第 3 阶段，液压缸动作至目标位置的 100%，对应 $t_3\sim t_4$。在这 3 个阶段中，速度开环信号分别为斜坡信号、常数信号、斜坡信号，速度开环信号经积分后再输入至外环 PID。也就是说，在液压缸开始动作或即将抵达目标位置时，速度信号占主导，保证液压缸不产生压力与流量冲击，保证其控制精度；在液压缸的连续动作过程中，位置信号占主导，保证液压缸的动作速度。速度开环控制方法的数学表达式为

$$y(t)=\begin{cases}\dfrac{1}{2}\ddot{y}t^2, & 0<t\leqslant t_1\\ \dfrac{1}{2}\ddot{y}t_1^2+\dot{y}_r(t-t_1), & t_1<t\leqslant t_3\\ x_r-\dfrac{[v_r-\ddot{y}(t-t_3)]^2}{2\ddot{y}}, & t_3<t\leqslant t_4\end{cases} \tag{38}$$

在式(37)中，实时计算出的设定位移的速度就是设定的期望速度，最终实现速度位置复合控制。式(19)转化为状态空间方程

$$\begin{cases}\dot{y}_1=y_2\\ \dot{y}_2=y_3\\ \dot{y}_3=f_1(x)+bu\\ y=y_1\end{cases} \tag{39}$$

式中：$f_1(x)=-\omega_{\mathrm{n}}2x_2-2\varphi_{\mathrm{n}}\omega_{\mathrm{n}}x_3$；$b=1$。根据状态空间方程，设计 LESO[32] 为

$$\begin{cases}\dot{\hat{y}}_1=\hat{y}_2+\beta_1(y_1-\hat{y}_1)\\ \dot{\hat{y}}_2=\hat{y}_3+\beta_2(y_1-\hat{y}_1)\\ \dot{\hat{y}}_3=\hat{y}_4+\beta_3(y_1-\hat{y}_1)+bu\\ \dot{\hat{y}}_4=\beta_4(y_1-\hat{y}_1)\end{cases} \tag{40}$$

式中：u 为系统输入；β 为观测器增益。扩张总扰动状态定义为 $y_4=h(t)$。

定义系统观测误差为

$$e_{oi}=y_i-\hat{y}_i \tag{41}$$

系统状态的误差方程组如下

$$\begin{cases}\dot{e}_{o1}=e_{o2}-\beta_1e_{o1}\\ \dot{e}_{o2}=e_{o3}-\beta_2e_{o1}\\ \dot{e}_{o3}=e_{o4}-\beta_3e_{o1}\\ \dot{e}_{o4}=h(t)-\beta_4e_{o1}\end{cases} \tag{42}$$

式(41)可写为 $\dot{\boldsymbol{e}}_{\mathrm{o}}=\boldsymbol{A}_{\mathrm{o}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{o}}+\boldsymbol{B}_{\mathrm{o}}h(t)$ 的矩阵形式，其中

$$\boldsymbol{A}_{\mathrm{o}}=\begin{bmatrix}-\beta_1 & 1 & 0 & 0\\ -\beta_2 & 0 & 1 & 0\\ -\beta_3 & 0 & 0 & 1\\ -\beta_4 & 0 & 0 & 0\end{bmatrix};\ \boldsymbol{B}_{\mathrm{o}}=\begin{bmatrix}0\\0\\0\\1\end{bmatrix} \tag{43}$$

设计外环控制为 PI 控制，计算其控制律为

$$v_d = K_{P1} e_{P1} + K_{I1} e_{I1} \tag{44}$$

式中：v_d 为速度指令；e_{P1} 为位置误差；e_{I1} 为积分误差；K_{P1} 与 K_{I1} 分别为比例增益与积分增益。设内环为 PD 控制

$$u = K_{P2} e_2 - K_{D2} \hat{y}_3 - \frac{\hat{y}_4}{b} \tag{45}$$

式中：K_{P2} 为速度比例增益；e_2 为速度误差；$-K_{D2}\hat{y}_3$ 为速度微分反馈。将控制律代入原系统，定义状态向量 $\boldsymbol{z} = [e_1,\ e_2,\ x_1,\ x_2]^T$，得到跟踪子误差

$$\dot{\boldsymbol{z}} = \boldsymbol{A}_c \boldsymbol{z} + \boldsymbol{B}_c \boldsymbol{e}_0 \tag{46}$$

$$\boldsymbol{A}_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ b_0 K_{P2} K_{P1} & b_0 K_{P2} K_{I1} & -b_0 K_{P2} & -b_0 K_{D2} \end{bmatrix} \tag{47}$$

$$\boldsymbol{B}_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_0 K_{P2} & b_0 K_{D2} & 1 & 0 \end{bmatrix} \tag{48}$$

$$\boldsymbol{e}_0 = [e_{o1} \quad e_{o2} \quad e_{o3} \quad e_{o4}]^T \tag{49}$$

对于式(40)的观测器增益，设计参数 β 使 $\boldsymbol{A}_0$ 为 Hurwitz 矩阵，采用带宽参数法可得

$$\begin{cases} \beta_1 = 4\omega_0 \\ \beta_2 = 6\omega_0^2 \\ \beta_3 = 4\omega_0^3 \\ \beta_4 = \omega_0^4 \end{cases} \tag{50}$$

式中：ω_0 为观测器带宽，$\omega_0 > 0$。此时 $\boldsymbol{A}_0$ 的特征多项式为 $(s+\omega_0)^4$。

同理，可推导得出控制器状态矩阵 $\boldsymbol{A}_c$ 的特征多项式为

$$\Delta(s) = s^4 + b_0 K_{D2} s^3 + b_0 K_{P2} s^2 + b_0 K_{P2} K_{P1} s + b_0 K_{P2} K_{I1} \tag{51}$$

采用带宽参数法设计控制器增益

$$(s+w_c)^4 = s^4 + 4w_c s^3 + 6w_c^2 s^2 + 4w_c^3 s + w_c^4 \tag{52}$$

式中：w_c 为控制器带宽。由于观测状态矩阵 $\boldsymbol{A}_0$ 和控制器状态矩阵 $\boldsymbol{A}_c$ 均为 Hurwitz 矩阵，且 $\boldsymbol{A}_0$ 和 $\boldsymbol{A}_c$ 的所有顺序主子式均大于 0，因此控制器和观测器渐近稳定。

3 研究方法

3.1 仿真模型与方法

建立 AMESim 和 Matlab 联合仿真模型：在 AMESim 中建立三芯随动比例阀控缸模型，在 Simulink 中建立控制器模块并将误差平方输出至 Matlab 工作区。在 Matlab 中生成种群并将参数赋值到 Simulink 及 AMESim，计算对应的适应度并通过 IGWO 计算最优 PID 参数组合，仿真参数见表 2。关于仿真中比例阀及液压缸的参数均来自试验系统实物，在表 3 中列出。

表 2 仿真参数设置

Table 2 Simulation parameter settings

名称	参数
灰狼种群规模	50
迭代次数	50
种群维度	3
LESO	$\beta_1 = 200$，$\beta_2 = 15\,000$ $\beta_3 = 500\,000$，$\beta_4 = 6\,250\,000$
Levy 飞行变异概率	10%

3.2 实验方法

现场实验设备共安装 3 个位移传感器，分别用于测量比例阀驱动杆位移、主阀芯位移、液压缸位移。通过压力传感器实时监测各阀口压力。为模拟实际工况，使用高度 1.5 m 的小型液压支架进行实验，液压支架底部的推移缸作为待测执行器。整个液压支架系统安装在测试平台上，推移缸的活塞杆与平台固定，缸体与液压支架牢固连接。向推移缸供液时，活塞杆保持静止，而缸体与液压支架同步移动。两组三芯随动比例阀工作口分别对接推移缸无杆腔、有杆腔，实现双向推拉动作。

表 3 实验设备及测试参数

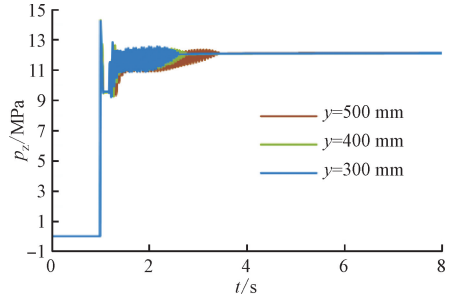
Table 3 Experimental equipment and test parameters

名称	参数	数值或型号
推移缸	最大行程/mm	600
	活塞杆径/mm	70
	缸径/mm	100
液压支架	长/mm	2 245
	宽/mm	1 300
	高/mm	1 500
采集仪	通道数	8
	采样频率/Hz	500
	分辨率误差/%	0.01
	AD 精度	24
控制器	单片机型号	STM32F407
	工作频率/MHz	168
	供电方式/V	DC12

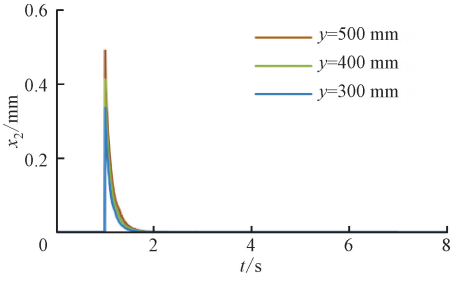
4　结果分析

4.1　仿真结果

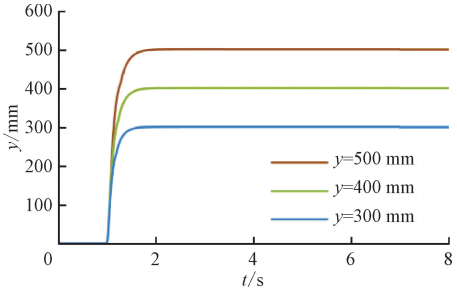
考虑到液压支架的动作频率较慢且对动作速度的要求并不严格，LESO 完全能够满足对液压缸位置和速度的跟踪。在 Simulink 中调节好 LESO 参数，令 $\beta_1=200$、$\beta_2=15\,000$、$\beta_3=500\,000$、$\beta_4=6\,250\,000$。图 6 为基于 IGWO 的 PID 阀控缸仿真结果，给定阶跃信号分别为 300、400、500 mm，IGWO-PID 仅依靠单环位置反馈可实现无超调定位，但阀芯快速全开或全关会引发剧烈腔压振荡，如图 6(a)所示。结合图 6(b)可知，比例阀主阀口先快启至某一开度，继而缓慢关闭。阀芯突然开启诱发压力与流量冲击，此即为煤矿井下 PID 控制下冲击的直接成因。高压大流量工况下，仅以液压缸位移差为反馈的控制器无法规避此类冲击，因位移差与主阀开度正相关，大位移量必对应阀口突启。冲击虽对位置精度影响有限，但长期作用将损伤管路及元件，缩短液压支架系统寿命。



(a)无杆腔压力



(b)主阀芯位移

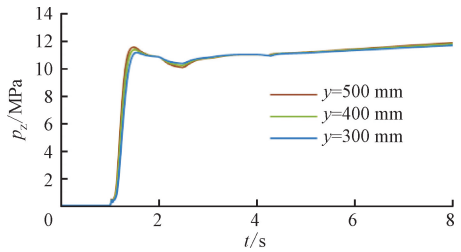


(c)液压缸位移

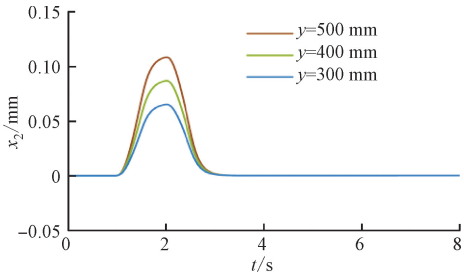
图 6　PID 控制仿真结果

Fig. 6　Simulation results of the PID controller

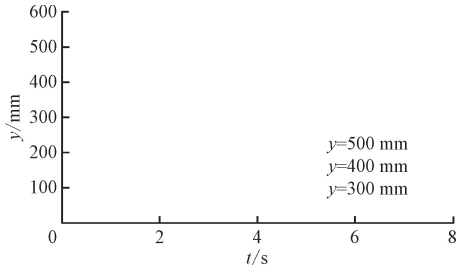
在 PID 参数和适应度迭代优化过程中，y 为 300、400 和 500 mm 时，K_P、K_I、K_D 及适应度值均能在 30 次以内收敛到最优解。随后，为控制系统添加开环速度信号，PID 参数组合保持不变，使液压缸形如式(39)运动至指定位置。IGWO 优化的内环 PID 最优参数如下：y 分别为 300、400、500 mm 时，K_P、K_I 的收敛结果为 0.001，K_I 的收敛结果分别为 3.934 5，3.982 1，4.219 8。图 7 为速度-位置复合控制方法在相同工况下的仿真结果。如图 7(a)所示，相比图 6(a)，此时无杆腔的压力与流量冲击显著降低，压力曲线平滑且无振荡。如图 7(b)，采用速度-位置复合控制方法后，主阀芯的开启与关闭过程趋于平滑，液压缸抵达目标位置 300、400、500 mm 时所用时间分别为 2.88、2.93、2.96 s。速度、位置复合控制通过引入加减速平滑过渡过程，使得调节时间小幅增加。鉴于液压支架对动作速度的要求并不高，该增量不影响其在低速平稳支护工况下的适用性。



(a)无杆腔压力



(b)主阀芯位移



(c)液压缸位移

图 7　速度-位置复合控制仿真结果

Fig. 7　Simulation results of the speed-position composite controller

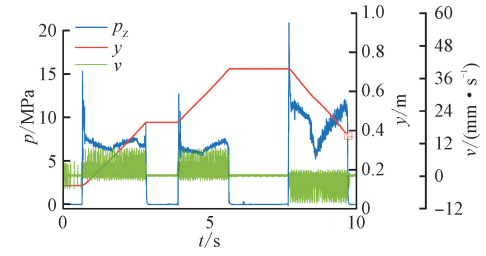
4.2　实验结果

由于新型比例阀能实现阀口开口量高精度控制

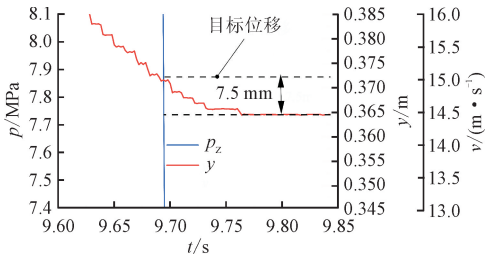
和斜坡控制[28]，便能实现液压缸的速度位置调节，图 8(a)为开关阀控缸系统的控制性能。液压缸伸出和缩回的目标位移均为 300 mm。开关阀突然启闭致使无杆腔压力 p_z 产生明显冲击，连续 3 次峰值分别达 15.23、12.62 和 20.21 MPa，而正常的无杆腔压力为 10 MPa，因此，最大压力超调为 102.1%。图 8(b)为图 8(a)中红色方框部分的局部放大，揭示了开关阀位置控制精度不足的原因：开关阀直接向液压缸供给大流量高压液，即便阀门已关闭且 p_z 快速下降，仍难以精确制动，产生 7.5 mm 的位置误差。

图 9 为目标位移 300 mm 时，三芯随动式比例阀控缸系统在 PID 控制器下的控制特性。图 9(a)显示，液压缸调节时间为 2.03 s，超调量为 0.59%，位置误差为 4.51 mm。PID 控制显著减小速度振荡并提高位置精度，验证了 IGWO 优化参数的有效性，且 LESO 在短暂延迟后能追踪速度。图 9(b)为主阀芯位移及压力变化，阀芯开启引起 p_z 和 p_c 波动，导致主阀芯位移存在超调和波动，无杆腔压力也存在冲击，峰值为 14.8 MPa，压力超调量为 48%，冲击大幅减弱但未完全消除。

图 10 为在目标位移 300 mm 下的速度-位置复合控制器实验结果。由图 10(a)可知，液压缸调节时间为 2.83 s，无超调产生，最大位置误差仅为 1.22 mm，位移在启停阶段具有明显加减速，速度连续平滑，LESO 能有效跟踪速度。图 10(b)显示无杆腔压力和控制腔压力随主阀芯位移同步变化，验证了比例阀的良好比例控制效果。



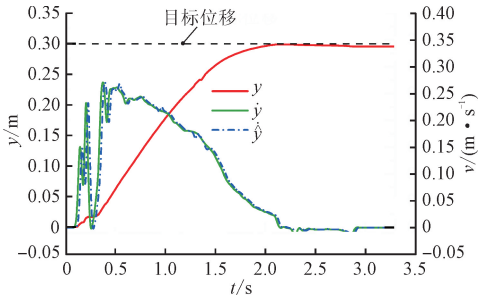
(a)位移、速度与压力



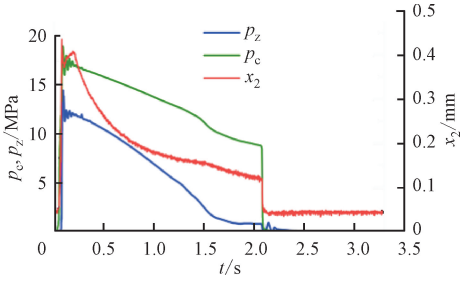
(b)图 8(a)的局部放大图

图 8 开关阀控缸系统控制特性

Fig. 8 Control characteristics of switch valve-controlled cylinder system



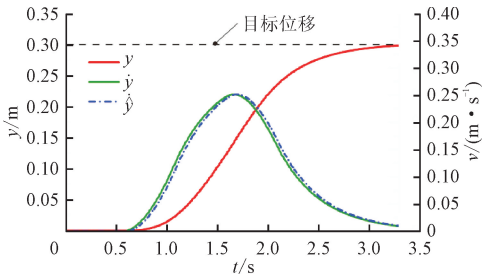
(a)液压缸位移与速度



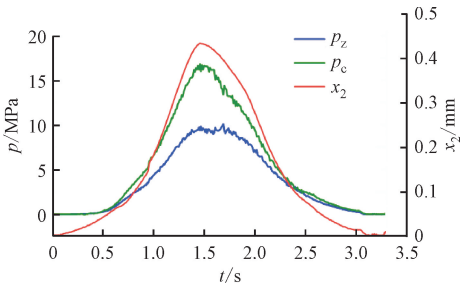
(b)主阀位移与控制腔压力

图 9 比例阀控缸系统 PID 控制特性

Fig. 9 PID control characteristics of proportional valve-controlled cylinder systems



(a)液压缸位移与速度



(b)主阀芯位移与控制腔压力

图 10 比例阀控缸系统速度-位置复合控制器实验结果

Fig. 10 Experimental results of the velocity-position compound controller for a proportional valve-controlled cylinder systems

5 结 论

为解决煤矿井下液压支架位姿控制和压力冲击

难题，发明了一款新型水基比例方向阀，基于此，通过仿真与实验研究比例阀控缸的连续平滑精准控制方法，得出以下结论。

(1)新型三芯随动式水基比例阀能实现小开度工况下阀芯位移与速度的连续平滑精准控制，为液压缸平滑调速定位提供硬件基础。

(2)相比传统灰狼算法易陷入局部最优、收敛速度慢等缺陷提出改进灰狼算法，可离线自整定双闭环 PID 全部控制参数，避免人工反复调参，收敛精度与速度显著提高。以 Cross-In-Tray 函数为例，IGWO 的收敛精度提高了 58%，收敛速度提高了 42.53%。

(3)基于扩张状态观测器的速度位置双闭环复合控制策略，可同步实现主阀芯、推移缸位移精准定位与运动速度平滑连续调控；实测最大位置跟踪误差相比传统开关阀控制、单环 PID 比例阀控制分别下降了 83.73%和 72.95%；液压缸启停阶段压力超调量分别降低了 102.1%和 48.0%。

参考文献：

[1] Szurgacz D, Borska B, Diederichs R, et al. Development of a hydraulic system for the automatic expansion of powered roof support [J]. Energies, 2020, 15(3): 680.

[2] Zhang Zhen, Guo Yinan, Gong Dunwei, et al. Global integral sliding-mode control with improved nonlinear extended state observer for rotary tracking of a hydraulic roofbolter [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2023, 28(1): 483-494.

[3] Meng Guohao, Zhang Jixiong, Li Meng, et al. Bearing characteristics and safety control of hydraulic support groups in shallow-buried thin bedrock ultra-long working faces [J]. Journal of Central South University, 2023, 30(5): 1662-1674.

[4] Gao Longlong, Wu Chuan, Zhang Dijia, et al. Research on a high-accuracy and high-pressure pneumatic servo valve with aerostatic bearing for precision control systems [J]. Precision Engineering, 2019, 60: 355-367.

[5] Ye Shaogan, Wang Yutao, Bao Yue, et al. Dynamic-model-based multi-objective optimization of valve plate for vibration reduction in axial piston pumps [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2026, 39(6): 104045.

[6] Peng Siyang, Cheng Zhihong, Che Linxian, et al. Kinematic performance analysis of a parallel mechanism for loading test of hydraulic support [J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 168: 104592.

[7] Zhang Yi, Zhang Hongyang, Gao Kuidong, et al. New method and experiment for detecting relative position and posture of the hydraulic support [J]. IEEE Access, 2019, 7: 181842-181854.

[8] Wei Guangyao, Liao Yaoyao, Yang Changwang. An electro-hydraulic water proportional directional valve with coaxially dual-drive servo mechanism and its control performance [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2026, 107: 103130.

[9] Hou Tengyan, Kou Ziming, Wu Juan, et al. Research on positioning control strategy for a hydraulic support pushing system based on iterative learning [J]. Actuators, 2023, 12(8): 306.

[10] 刘秀梅，刘威威，贺杰，等. 仿生引流式煤液化调节阀阀座空化抑制行为研究 [J]. 西安交通大学学报，2022，56(9)：28-36.
Liu Xiumei, Liu Weiwei, He Jie, et al. Cavitation suppression of bionic valve seat with drainage hole of coal liquefaction regulating valve [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(9): 28-36.

[11] Van Niekerk J A, Le Roux J D, Craig I K. Reinforcement learning based automatic tuning of PID controllers in multivariable grinding mill circuits [J]. Control Engineering Practice, 2025, 165: 106522.

[12] Zhang Wanjun, Wang Baomin, Wu Zaixin, et al. High-precision electro-hydraulic position servo system for machine tools utilizing mathematical model identification and control techniques [J]. Precision Engineering, 2025, 96: 563-586.

[13] Chen Hongyue, Chen Hongyan, Xu Yajun, et al. Research on attitude monitoring method of advanced hydraulic support based on multi-sensor fusion [J]. Measurement, 2022, 187: 110341.

[14] Mei Zhenhuai, Wang Xuewen, Xie Jiacheng, et al. A sensing system and solving method for dynamic detection of relative pose of hydraulic support group [J]. Measurement, 2025, 243: 116145.

[15] Liang Minfu, Zheng Daqian, Fang Xinqiu, et al. Research on attitude monitoring and decision-making of hydraulic support based on FBG sensor and BP neural network [J]. Optical Fiber Technology, 2025, 93: 104219.

[16] 刘恒，陶建峰，孙炜，等. 负载口独立阀控缸库普曼模型预测控制方法 [J]. 中南大学学报(自然科学版)，2025，56(3)：911-922.
Liu Heng, Tao Jianfeng, Sun Wei, et al. Model predictive control method for independent metering valve-

controlled cylinders by using Koopman operators [J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2025, 56(3): 911-922.

[17] Lee H S, Ko Y, Back J, et al. A double-loop robust position and speed control of an electromagnetic actuator against nonlinear model uncertainties [J]. Control Engineering Practice, 2025, 160: 106318.

[18] Liao Yaoyao, Zhao Wenbo, Feng Jiling, et al. Optimization of the control performance of a novel 3/2 water proportional directional valve with a special position following servo mechanism [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2024, 29(5): 3391-3400.

[19] Pedersen H C, Bak-Jensen T, Jessen R H, et al. Temperature-independent fault detection of solenoid-actuated proportional valve [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2022, 27(6): 4497-4506.

[20] 张宇航，闫桂山，杨明昆，等. 液压圆柱滑阀 K-K 型节流槽流量面积参数模型 [J]. 西安交通大学学报，2024，58(6)：215-226.
Zhang Yuhang, Yan Guishan, Yang Mingkun, et al. Flow area parameter model of K-K shape notch of hydraulic cylinder spool valve [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(6): 215-226.

[21] Zhang Chao, Guo Ziyong, Hu Qingyu, et al. Molecular characteristics of water-soluble organic aerosols under pollution conditions in a coal resource-based city revealed by FT-ICR MS: a significant role of sulfur-containing compounds [J]. Fuel, 2026, 407: 137528.

[22] Wei Guangyao, Liao Yaoyao, Yang Changwang, et al. Improved sliding mode control and structural optimization for a novel water proportional valve [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2025, 47(11): 539.

[23] Wu Hui, Zhao Jingwei, Xia Wenzhen, et al. A study of the tribological behaviour of TiO_2 nano-additive water-based lubricants [J]. Tribology International, 2017, 109: 398-408.

[24] De Castro V V, Dos Santos L M, Antonini L M, et al. Water-based lubricant containing protic ionic liquids and talc lubricant particles: wear and corrosion analysis [J]. Wear, 2023, 518/519: 204633.

[25] Zhao Ruihao, Chai Weifeng, Zhang Yang, et al. Dynamics and experimental study of a novel proportional directional valve with displacement feedback groove controlled by high-speed switching valves [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2024, 100: 102711.

[26] Zhang He, Zou Zijie, Zhao Jiyun, et al. Design and dynamic performance of a novel high water-based digital valve operated by explosion proof servo motor pilot dual valves [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2025, 106: 103032.

[27] Yoshida F, Miyakawa S, Iio S. Research on the stability of a system consisting of a water hydraulic control valve and cylinder [C]//BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York, USA: ASME, 2016: V001T01A017.

[28] 廖瑶瑶，陶泽，廉自生. 三芯随动式水基比例阀位置跟随特性 [J]. 机械工程学报，2023，59(6)：131-140.
Liao Yaoyao, Tao Ze, Lian Zisheng. Position control characteristics of the water proportional valve with three-core follow-up mechanism [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(6): 131-140.

[29] Chen Ke, Xiao Bo, Liu Xuelian, et al. Bidirectional long-short term memory predictor for material removal rate in computer-controlled optical surfacing [J]. Precision Engineering, 2024, 89: 473-491.

[30] Mughees A, Ahmad I, Mughees N, et al. Conditioned adaptive barrier-based double integral super twisting SMC for trajectory tracking of a quadcopter and hardware in loop using IGWO algorithm [J]. Expert Systems with Applications, 2024, 235: 121141.

[31] Wang Wentao, Tian Jun. Optimal parameters extraction for photovoltaic models utilizing an artificial rabbit optimizer incorporating swarm-elite learning mechanism's levy flight strategy [J]. Computers and Electrical Engineering, 2025, 127: 110582.

[32] Yang Anxin, Lu Ziguang, Qin Jiangchao. Ultra-local dual-torque model for model-free predictive torque control without weighting factors in induction motor drives [J]. Control Engineering Practice, 2025, 160: 106327.

（编辑　武红江）