

文章编号: 1671-251X(2025)06-0105-08

DOI: 10.13272/j.issn.1671-251x.2025040095

# 基于准滑动模态的液压支架推移系统高精度位置控制

高钰豪<sup>1,2</sup>, 孙星<sup>1,2</sup>, 李洋<sup>1,2</sup>, 刘伟<sup>3</sup>, 李婧妍<sup>4</sup>

(1. 宁夏天地奔牛实业集团有限公司, 宁夏 石嘴山 753001;

2. 煤炭智能开采与岩层控制全国重点实验室, 宁夏 石嘴山 753001;

3. 天地宁夏支护装备有限公司, 宁夏 银川 750021; 4. 西安电子科技大学 杭州研究院, 浙江 杭州 311231)

**摘要:** 液压支架推移系统的控制精度直接影响综采工作面直线度。目前液压支架推移系统位置控制算法普遍存在状态感知维度单一、动态扰动耦合复杂等问题, 导致控制算法的实际效果受限, 特别是移架过程中的非线性摩擦效应与未建模动态特性, 进一步加剧了系统控制偏差的累积效应。针对上述问题, 提出了一种基于准滑动模态的液压支架推移系统高精度位置控制方法。首先, 建立了融合液压缸动力学、流量特性及扰动耦合的非线性模型, 提出了“双幂次趋近律-新型饱和函数”协同框架, 解决传统滑模控制(SMC)中快速收敛与抖振抑制的矛盾。其次, 设计了一种基于扩张状态观测器(ESO)的准滑动模态控制器(QSMC), 该控制器引入 ESO 估计液压支架推移系统未建模动态和外部扰动, 采用非线性反馈饱和函数加快系统状态收敛, 有效抑制 SMC 固有的抖振现象。仿真结果表明: 相比传统 SMC, 所提方法在阶跃响应中稳态时间缩短至 1.1 s, 降幅为 47.6%, 稳态误差趋近于零; 在正弦响应中, 0.2 s 即可实现稳定跟踪, 峰值误差为 0.001 m, 减小了 94.7%, 且具备更宽的频带特性; 在方波输入下所提方法实现了平滑切换, 鲁棒性更强。

**关键词:** 液压支架推移系统; 工作面直线度控制; 位置控制; 滑模控制; 准滑动模态; 扩张状态观测器  
中图分类号: TD355.4 文献标志码: A

High-precision position control of hydraulic support pushing system based on quasi-sliding mode

GAO Yuhao<sup>1,2</sup>, SUN Xing<sup>1,2</sup>, LI Yang<sup>1,2</sup>, LIU Wei<sup>3</sup>, LI Jingyan<sup>4</sup>

(1. Ningxia Tiandi Benniu Industrial Group Co., Ltd., Shizuishan 753001, China; 2. State Key Laboratory of Intelligent Coal Mining and Strata Control, Shizuishan 753001, China; 3. Tiandi Ningxia Support Equipment Co., Ltd., Yinchuan 750021, China; 4. Hangzhou Institute of Technology, Xidian University, Hangzhou 311231, China)

**Abstract:** The control accuracy of the hydraulic support pushing system directly affects the straightness of the fully mechanized mining face. At present, most position control algorithms for front hydraulic support pushing systems suffer from limited state perception dimensions and complex dynamic disturbance coupling, which limits the actual effectiveness of the control algorithms. In particular, nonlinear friction effects and unmodeled dynamic characteristics during the advancing process further aggravate the cumulative effect of system control deviations. To address the above problems, a quasi-sliding mode-based high-precision position control method for hydraulic support pushing systems was proposed. First, a nonlinear model integrating hydraulic cylinder dynamics, flow characteristics, and disturbance coupling was established. A "double-power reaching law and novel saturation function" coordinated framework was proposed to address the contradiction between fast convergence and chattering suppression in traditional sliding mode control(SMC). Then, a quasi-sliding mode controller (QSMC) based on an extended state observer (ESO) was designed. The controller employed ESO to estimate unmodeled

收稿日期: 2025-04-30; 修回日期: 2025-06-23; 责任编辑: 王晖, 郑海霞。

基金项目: 宁夏回族自治区重点研发计划重大资助项目(2023BEE01002)。

作者简介: 高钰豪(1998—), 男, 山西运城人, 工程师, 硕士, 研究方向为矿山机械智能化, E-mail: 305898185@qq.com。通信作者: 孙星(1986—), 男, 山东泰安人, 助理研究员, 硕士, 研究方向为矿山机械智能化, E-mail: srmsrd@163.com。

引用格式: 高钰豪, 孙星, 李洋, 等. 基于准滑动模态的液压支架推移系统高精度位置控制[J]. 工矿自动化, 2025, 51(6): 105-112.

GAO Yuhao, SUN Xing, LI Yang, et al. High-precision position control of hydraulic support pushing system based on quasi-sliding mode[J]. Journal of Mine Automation, 2025, 51(6): 105-112.



扫码移动阅读

dynamics and external disturbances of the hydraulic support pushing system. A nonlinear feedback saturation function was adopted to accelerate system state convergence and effectively suppress the inherent chattering of sliding mode control. Simulation results showed that, compared with traditional sliding mode control methods, the proposed method shortened the steady-state time in the step response to 1.1 s, representing a reduction of approximately 47.6%, and the steady-state error approached zero. In the sinusoidal response, stable tracking was achieved within 0.2 s, with a peak error of about 0.001 m, representing a reduction of approximately 94.7%, and it exhibited broader bandwidth characteristics. Under square wave input, the proposed method achieved smooth switching and exhibited stronger robustness.

**Key words:** hydraulic support pushing system; mining face straightness control; position control; sliding mode control; quasi-sliding mode; extended state observer

## 0 引言

液压支架作为煤矿综采工作面“三机”配套中的核心支护设备,其可靠性和推移精度直接影响煤矿生产水平与开采效率<sup>[1-2]</sup>。在采煤过程中,推移千斤顶通过连接刮板输送机中部槽,顺序执行 4 个关键动作:升架、降架、移架、推溜。因此,液压支架推移系统的控制精度直接影响综采工作面的直线度<sup>[3-4]</sup>。现有的液压支架推移系统的执行机构为基于开关阀控制的液压驱动系统,难以实现工作面调直所需的毫米级精度<sup>[5-7]</sup>。推移直线度偏差将放大采煤机滚筒定位误差,造成顶板截割不平整度增加,进而加剧周期来压异常、煤壁片帮等安全隐患<sup>[8]</sup>。某矿区实测数据显示,在倾角 $>8^\circ$ 的复杂工况下,传统开关阀控制的液压支架协同定位误差显著增加,导致刮板输送机蛇形弯曲度异常,维护成本大幅上涨。这表明液压支架推移系统的直线度控制不仅影响支架群与刮板输送机的配合精度,更决定着采煤机运行轨迹的平顺性,其控制偏差将导致设备异常磨损、支护效能下降等问题。因此,实现液压支架推移系统的毫米级位置控制,已成为突破综采装备群协同控制效能的关键技术瓶颈。

当前,液压支架推移系统位置控制研究呈现多学科多维度交叉融合的发展态势,国内外学者在控制策略优化、系统建模与实验验证等方面取得了显著进展。Hou Tengyan 等<sup>[9]</sup>提出了一种 Bang-Bang 控制与在线预测控制相结合的分段控制策略,采用在线预测控制方法实现小流量、小量程的精确定位控制,实现了液压支架推移系统的毫米级位置控制。Zhang Zihang 等<sup>[10]</sup>针对液压缸与泵站耦合导致的位移-力动态耦合问题,提出了一种前馈补偿解耦方法,并结合自适应滑模控制(Adaptive Sliding Mode Control, ASMC)抑制系统抖振和外部干扰,仿真结果表明,该方法可在 3 s 内实现稳定控制,显著提升了

推移机构的定位精度。曹昊<sup>[11]</sup>采用 BP 神经网络训练数据模型预测推移误差,输入工作面直线度,通过滑模变结构控制方法动态调整推移机构输出,该方法较传统 PID 控制具有更高的控制精度和响应速度。张帅<sup>[12]</sup>提出了一种 BP 神经网络预测加自动跟机策略的精准推移算法,有效提升了推移精度,优化了多液压缸协同动作逻辑,减少了系统波动对控制效果的影响,提升了推移精度与速度。

上述研究表明,现代控制算法在液压支架推移系统的工程化应用可显著提升推移系统的位置精度,对实现工作面毫米级直线度控制具有重要研究价值。然而,现代控制算法存在需要精确数学模型或海量数据训练、依赖在线算法调整增益、硬件设备要求高、需预设扰动范围等缺点,且受井下复杂工况制约,当前液压支架推移系统普遍存在状态感知维度单一、动态扰动耦合复杂等问题,导致现代控制算法的实际效果受限,特别是移架过程中的非线性摩擦效应与未建模动态特性,进一步加剧了系统控制偏差的累积效应。

针对上述问题,本文聚焦液压支架群协同调直控制需求,以提高液压支架推移系统的直线度为目标,建立液压支架推移系统数学模型;提出“双幂次趋近律-新型饱和函数”协同框架,解决滑模控制(Sliding Mode Control, SMC)中快速收敛与抖振抑制的矛盾;设计“扰动-模型解耦”的扩张状态观测器(Extended State Observer, ESO)补偿机制,通过四阶扩张状态观测器将系统未建模动态与外部扰动统一视为“总扰动”,实时补偿至控制律,突破传统方法对精确模型的依赖。

## 1 液压支架推移系统原理与模型建立

### 1.1 液压支架推移系统原理

工作面直线度控制本质上是一个多体动力学耦合问题,其核心控制机制源于液压支架推移系统的

动态特性与结构设计的相互作用。综采工作面液压支架推移系统如图 1 所示, 其中,  $A_1$  和  $A_2$  分别为无杆腔和有杆腔有效作用面积,  $P_1$  和  $P_2$  分别为无杆腔和有杆腔的压力,  $Q_1$  和  $Q_2$  分别为无杆腔和有杆腔流量,  $m$  为中部槽及落煤的等效总质量,  $y$  为活塞杆位移,  $b$  为黏性阻尼系数,  $F_d$  为集成扰动力,  $u$  为输入电压。液压支架通过推移千斤顶调整直线度, 活塞杆连接千斤顶, 通过推杆将力传递至刮板输送机中部槽的连接头。这种推移千斤顶—活塞杆—推杆—中部槽的三级连接结构, 在力学传递过程中会因结构间隙和柔性连接产生响应迟滞和位移偏差。其中, 在拉架过程中, 液压支架推移系统为大惯量系统, 其相邻支架的动作具有较强相互独立性; 在推溜过程中, 液压支架推移系统为小惯量系统, 由于采用柔性连接, 会产生显著的动态耦合效应。这种结构迟滞与耦合力的共同作用导致推移不齐现象, 不仅加剧了相邻支架动作的相互干扰, 更放大了位移偏差, 最终直接影响工作面直线度的控制精度。

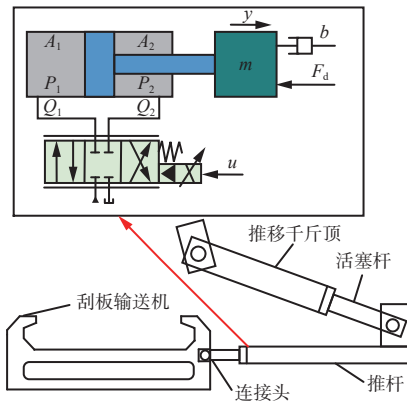


图 1 综采工作面液压支架推移系统

Fig. 1 Hydraulic support pushing system of fully mechanized mining face

## 1.2 液压支架推移系统数学模型

液压支架推移系统位置控制的核心在于精确控制活塞杆位移  $y$ 。该位移由作用于活塞的液压力驱动, 而液压力取决于液压缸无杆腔和有杆腔的压力  $P_1$  和  $P_2$ 。压力的变化则受控于流入/流出液压缸无杆腔和有杆腔的流量  $Q_1$  和  $Q_2$ 。流量直接由阀芯位移  $y_v$  和阀口压差决定。因此, 建立精确的阀控液压缸系统模型是位置控制的基础。

阀的流量方程为

$$Q_L = K_q y_v - K_c P_L \quad (1)$$

式中:  $Q_L$  为负载流量;  $K_q$  为流量增益;  $K_c$  为流量压力系数;  $P_L$  为负载压力。

活塞运动时, 无杆腔流量  $Q_1$  和有杆腔流量  $Q_2$

分别为

$$\begin{cases} Q_1 = A_1 \frac{dy}{dt} \\ Q_2 = A_2 \frac{dy}{dt} \end{cases} \quad (2)$$

式中  $t$  为时间。

无杆腔和有杆腔的有效作用面积比  $N = A_1/A_2$ , 为消除面积比  $N$  的影响, 对两腔流量进行加权合并:

$$Q_L = \frac{Q_1 + N Q_2}{1 + N^2} \quad (3)$$

油液压缩性导致的流量变化为

$$\Delta Q = \frac{V_t}{2\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (4)$$

式中:  $V_t$  为液压缸总容积;  $\beta_e$  为油液等效弹性模数。

为比较两腔的流量变化  $\Delta Q$ , 需根据面积比  $N$  对其进行归一化处理。

$$\Delta Q = \frac{V_t}{2(1+N^2)\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (5)$$

外泄漏流量  $C_{le}$  与负载压力  $P_L$  呈正比, 内泄漏流量  $C_{teo}$  与供油压力  $P_S$  呈正比。综合考虑活塞运动、油液压缩性的流量变化及泄漏效应的影响, 在式 (3) 基础上推导得到液压缸流量方程:

$$Q_L = A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_t}{2(1+N^2)\beta_e} \frac{dP_L}{dt} + C_{le} P_L + C_{teo} P_S \quad (6)$$

液压杆力平衡方程为

$$A_1 P_1 - A_2 P_2 = M \ddot{y} + B_c \dot{y} + M y + F_L \quad (7)$$

式中:  $M$  为负载的弹性刚度;  $B_c$  为活塞及负载的黏性阻尼系数;  $F_L$  为负载力。

将式 (1)、式 (6) 和式 (7) 联立, 进行拉普拉斯变换及推导简化, 可得系统传递函数:

$$\frac{Y}{Y_v} = \frac{\frac{K_q A_1}{K_c} \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_m}{\omega_h} s + 1 \right)}{\left( \frac{s}{\omega_t} + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\xi_0}{\omega_0} s + 1 \right)} \quad (8)$$

式中:  $Y$  为经过拉普拉斯变换后的活塞杆位移;  $Y_v$  为经过拉普拉斯变换后的阀芯位移;  $s$  为复变量;  $\omega_h$  为机械固有频率;  $\xi_m$  为机械阻尼系数,  $\xi_m = \frac{B_c}{2\sqrt{mk}}$ ;

为转折频率,  $\omega_t = \frac{MK_{cc}}{A_1^2}$ ,  $K_{cc}$  为总的流量压力系数;  $\omega_0$  为固有频率,  $\omega_0 = A_1 \sqrt{1 + \frac{M}{M_h}} \sqrt{\frac{2(1+N^2)\beta_e}{mV_t}}$ ;  $\xi_0$  为液

压与机械阻尼系数,  $\xi_0 = \frac{K_{cc}}{1+M/M_h} \sqrt{\frac{(1+N^2)\beta_e m}{2V_t}} + \frac{B_c}{2A_1} \sqrt{\frac{V_t}{2(1+N^2)\beta_e m}}$ ,  $M_h$  为液压弹簧刚度。

状态空间方程是 SMC 赖以实施的基础模型, 定义系统状态空间为  $[x_1 \ x_2 \ x_3]^T = [y \ \dot{y} \ \ddot{y}]^T$ , 其中  $x_1, x_2, x_3$  为系统状态向量, 系统的状态空间方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 \\ \dot{x}_3 = f(x) + gu(t) + E(t) \\ y = x_1 \end{cases} \quad (9)$$

式中:  $f(x)$  为系统内部动态,  $f(x) = \omega_h \left( 1 + \frac{K_q k}{2A_1 - A_2} \right) \times x_2 + \omega_h \xi_0 x_3$ ;  $g$  为控制电压的增益系数,  $g = \frac{K_q \omega_h^2}{2A_1 - A_2}$ ;

$u(t)$  为控制电压;  $E(t)$  为未知干扰。

## 2 准滑动模态控制器设计

本文设计了一种基于 ESO 的准滑动模态控制器 (Quasi-Sliding Mode Controller, QSMC) (ESO-QSMC)。该控制器引入 ESO 估计系统未建模动态和外部扰动, 采用非线性反馈饱和函数加快系统状态收敛, 有效抑制了传统 SMC 固有的抖振现象<sup>[13-14]</sup>。液压支架推移系统控制框架如图 2 所示, 其中  $U_0(t)$  为准滑动模态控制器的输出电压,  $U_1(t)$  为经扩张状态观测器补偿后的控制电压。

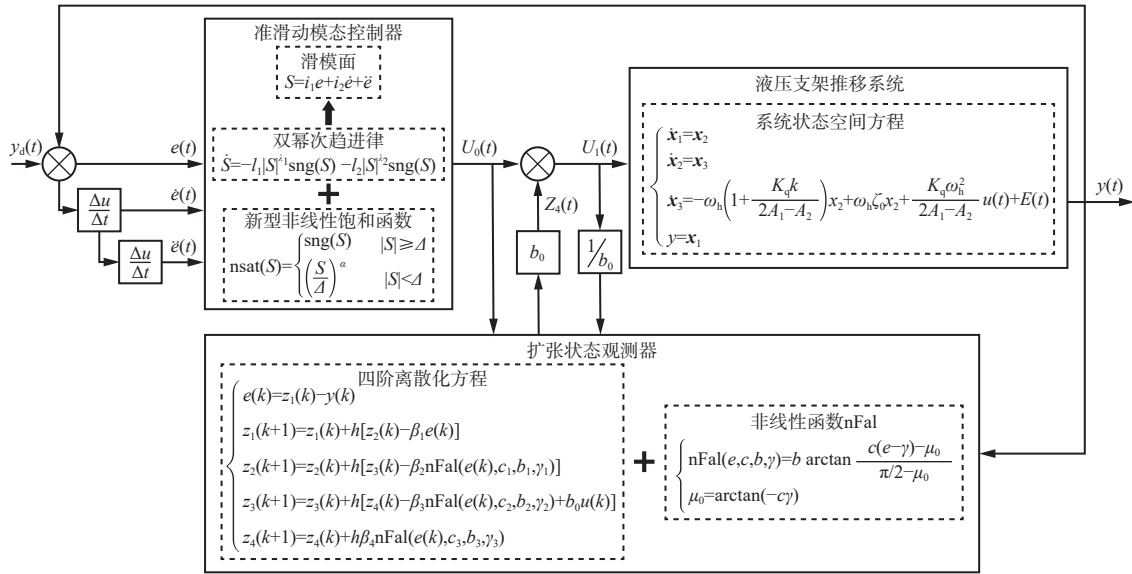


图 2 液压支架推移系统控制框架

Fig. 2 Control framework of hydraulic support pushing system

### 2.1 ESO

设计 ESO 的核心目标是将系统中难以精确建模的动态特性及外部扰动的总和, 视为一个统一的“总扰动”项, 并对其进行实时在线估计和补偿。这能有效解除控制器对精确数学模型的依赖, 增强系统的鲁棒性<sup>[15-16]</sup>。但传统 ESO 中非线性分段函数 Fal 切换不平滑, 可能使得系统响应产生不必要的颤振<sup>[17-18]</sup>。因此, 本文采用一种切换平滑新型的非线性函数 nFal<sup>[19]</sup>:

$$\begin{cases} \text{nFal}(e, c, b, \gamma) = b \arctan \frac{c(e - \gamma) - \mu_0}{\pi/2 - \mu_0} \\ \mu_0 = \arctan(-c\gamma) \end{cases} \quad (10)$$

式中:  $e$  为误差;  $c, b, \gamma$  为设计参数, 分别控制 nFal 函数曲线的形状、取值范围和中心位置;  $\mu_0$  为与参数有关的常量。

新型四阶 ESO 离散化方程为

$$\begin{cases} e(k) = z_1(k) - y(k) \\ z_1(k+1) = z_1(k) + h(z_2(k) - \beta_1 e(k)) \\ z_2(k+1) = z_2(k) + h(z_3(k) - \beta_2 \text{nFal}(e(k), c_1, b_1, \gamma_1)) \\ z_3(k+1) = z_3(k) + h(z_4(k) - \beta_3 \text{nFal}(e(k), c_2, b_2, \gamma_2) + b_0 u(k)) \\ z_4(k+1) = z_4(k) - h\beta_4 \text{nFal}(e(k), c_3, b_3, \gamma_3) \end{cases} \quad (11)$$

式中:  $e(k)$  为误差,  $k$  为某一时刻;  $z_1(k), z_2(k), z_3(k)$  分别为液压缸的位移、速度和加速度的估计值;  $z_4(k)$  为对系统扰动的总和估计;  $h$  为步长;  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  为可调增益;  $b_0, c_1, c_2, c_3, b_1, b_2, b_3, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  为设计参数。

### 2.2 滑模面设计

由式(9)可知, 被控对象为三阶系统, 设  $y_d$  为目标位移, 误差  $e = y_d - y$ , 则系统的误差向量为

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} e \\ \dot{e} \\ \ddot{e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_d - y \\ \dot{y}_d - \dot{y} \\ \ddot{y}_d - \ddot{y} \end{bmatrix} \quad (12)$$

滑模面定义了滑模控制系统最终要达到并维持



的理想运行状态,在这个状态下系统具有期望的动态性能和强鲁棒性。选取线性滑模面:

$$S = i_1 e + i_2 \dot{e} + \ddot{e} \quad (13)$$

式中  $i_1, i_2$  分别为误差、微分增益系数,均满足 Hurwitz 多项式,即  $i_1 > 0, i_2 > 0$ 。

为满足滑模可达性条件,定义 Lyapunov 函数:

$$W = \frac{1}{2} S^2 \quad (14)$$

则有

$$\begin{aligned} \dot{S} &= i_1 \dot{e} + i_2 \ddot{e} + \ddot{\ddot{e}} = \\ & i_1 \dot{e} + i_2 \ddot{e} + \ddot{\ddot{e}}_d - \ddot{y} = \\ & i_1 \dot{e} + i_2 \ddot{e} + \ddot{\ddot{e}}_d - f(x) - gu(t) \end{aligned} \quad (15)$$

$$S \dot{S} = S (i_1 \dot{e} + i_2 \ddot{e} + \ddot{\ddot{e}}_d - f(x) - gu(t)) \quad (16)$$

### 2.3 控制率设计

QSMC 的特点是系统运动轨迹被限制在被称为边界层的理想滑动模态邻域内。从相频特性看,系统状态点的相轨迹被吸引进滑模面的边界层内进行滑模运动。在厚度为  $\Delta$  的边界层内,系统处于准滑动模态,此时滑模可达性条件不再被严格要求,采用连续的饱和函数  $\text{sat}(S)$  代替不连续的符号函数  $\text{sgn}(S)$ ,准滑动模态控制系统的控制律可实现连续的状态反馈,从根本上抑制抖振现象。但饱和函数  $\text{sat}(S)$  在边界层内采用线性反馈,梯度固定为  $1/\Delta$ ,导致远离滑模面时控制增益不足,系统状态空间内的点在无穷时间内渐近到达滑模面,不能满足 SMC 的快速性,且依赖高频切换补偿误差。

本文设计的新型非线性饱和函数  $\text{nsat}(S)$  通过分段非线性特性平衡抖振抑制与收敛速度,通过梯度调节系数  $\alpha (\alpha = (p/q), 0 < \alpha < 1, p, q$  为常数),从而在边界层内动态调整非线性梯度,当  $|S|$  较小时,梯度增大,从而增强反馈强度以加速收敛;当  $|S|$  较大时,梯度降低至接近线性,从而避免控制量突变,进而在全局范围内平滑切换,既抑制了控制信号的高频抖振,又克服了线性边界层反馈导致的收敛速度慢和稳态精度不足的缺陷。

$$\text{nsat}(S) = \begin{cases} \text{sgn}(S) & |S| \geq \Delta \\ \left(\frac{S}{\Delta}\right)^\alpha & |S| < \Delta \end{cases} \quad (17)$$

为确保  $\text{nsat}(S)$  在边界层内实现平滑过渡,避免在  $S = 0$  处因梯度突变引起抖振,同时消除奇异点,避免函数在定义域内出现数学异常,保证函数全局可导,  $p, q$  均为奇数。系统在保证稳定的前提下通过试错法优化,选取  $p = 3, q = 5$  时系统响应收敛时间最短。

趋近律描述了系统状态轨迹趋近滑模面的动态过程,其直接影响系统的趋近速度和控制输入的抖

振程度。传统的指数趋近律虽能保证有限时间到达,但在接近滑模面时速度较慢,且容易引发抖振。为了同时获得快速的全局收敛和平滑的趋近过程,本文采用双幂次趋近律<sup>[20]</sup>,表达式为

$$\dot{S} = -l_1 |S|^{\lambda_1} \text{sgn}(S) - l_2 |S|^{\lambda_2} \text{sgn}(S) \quad (18)$$

式中:  $l_1, l_2$  分别为小滑模量增益和大滑模量增益,  $l_1 > 0, l_2 > 0$ ;  $\lambda_1, \lambda_2$  分别为渐进收敛幂次和有限时间收敛幂次,  $\lambda_1 > 1, 0 < \lambda_2 < 1$ 。

当系统接近滑模面时,  $-l_2 |S|^{\lambda_2} \text{sgn}(S)$  起主导作用;当系统远离滑模面时,  $-l_1 |S|^{\lambda_1} \text{sgn}(S)$  起主导作用<sup>[21]</sup>。因此,双幂次趋近律使得系统在任意初始状态都能够平稳快速地到达滑模面。

控制律  $U$  是 QSMC 最终输出的指令,其任务是驱动系统状态轨迹快速、平稳地到达并维持在滑模面  $S$  上。联立式(15)和式(18),可得滑模控制率:

$$U = \frac{1}{g} (i_1 \dot{e} + i_2 \ddot{e} + \ddot{\ddot{e}}_d - f(x) + l_1 |S|^{\lambda_1} \text{nsat}(S) + l_2 |S|^{\lambda_2} \text{nsat}(S)) \quad (19)$$

根据 Lyapunov 稳定性定理,当  $|S| \geq \Delta$  时,则有

$$\begin{cases} \dot{W} = S \dot{S} = \\ S (-l_1 |S|^{\lambda_1} \text{sgn}(S) - l_2 |S|^{\lambda_2} \text{sgn}(S)) = \\ -l_1 |S|^{\lambda_1+1} - l_2 |S|^{\lambda_2+1} \\ \dot{W} < 0 \end{cases} \quad (20)$$

当  $|S| < \Delta$  时,则有

$$\begin{cases} \dot{W} = S \dot{S} = -l_1 |S|^{\lambda_1} \frac{S^{\frac{p+q}{p}}}{\Delta^\alpha} - l_2 |S|^{\lambda_2} \frac{S^{\frac{p+q}{p}}}{\Delta^\alpha} \\ \dot{W} < 0 \end{cases} \quad (21)$$

由式(20)和式(21)可知系统稳定,滑模面  $S$  最终收敛为 0。

### 3 仿真结果与分析

以 ZY3200/08/18D 液压支架为例,基于液压支架推移系统的数学模型及所设计的控制器,在 Matlab/Simulink 中建立仿真模型,如图 3 所示,系统仿真参数见表 1。为验证本文所提方法的有效性,采用指数趋近律的 SMC 和 ESO-QSMC 进行对比分析。

系统在阶跃响应、正弦响应和方波响应下 ESO 的估计输出位移和实际输出位移对比与误差曲线如图 4 所示。可看出在阶跃响应时,系统估计位移与实际位移的最大偏差为 1.4%,且在 2.4 s 内收敛至  $\pm 0.005$  m,符合 ESO 的渐近稳定性理论。在正弦响应时,系统估计位移与实际位移的波形高度重合,最大偏差为 1.2%,相位滞后可忽略不计,误差呈周期性波动,主要由未建模高频扰动引起,但 ESO 通过低频补偿有效抑制了误差幅值。在方波响应时,信号切

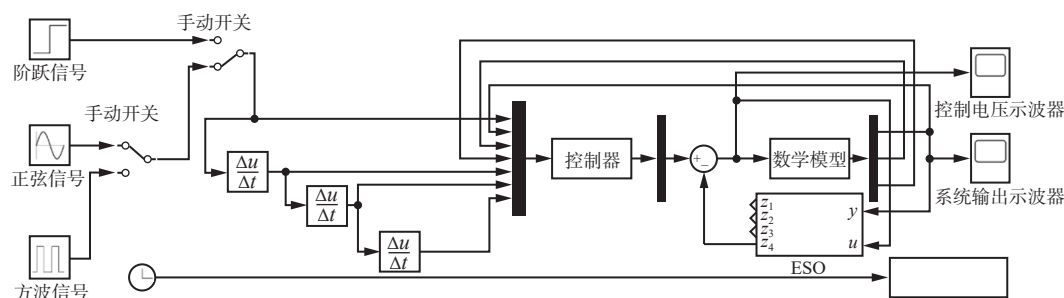


图 3 液压支架推移系统仿真模型

Fig. 3 Simulation model of hydraulic support pushing system

表 1 系统仿真参数

Table 1 System simulation parameters and values

参数	取值	参数	取值
无杆腔面积/m <sup>2</sup>	0.015 4	进油腔初始体积/m <sup>3</sup>	0.02
有杆腔面积/m <sup>2</sup>	0.008 3	回油腔初始体积/m <sup>3</sup>	0.02
阻尼系数/(N·m)	2 000	供油压力/MPa	31.5
质量/kg	320	回油压力/Pa	0
弹性模量/MPa	700	内泄漏系数/(m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ·Pa <sup>-1</sup> )	4×10 <sup>-13</sup>

换瞬间 ESO 估计输出延迟小于 0.03 s, 切换瞬间误差瞬态峰值为 0.01 m, 到达稳态时, 估计误差小于 1.4%, 但在 0.1 s 内衰减至 ±0.5%。仿真结果表明, ESO 在各类信号响应下均能实现高精度和低延迟的状态估计, 验证了其对系统动力学模型和外部扰动的强适应性, 其高动态特性完全满足液压支架推移系统对多工况实时状态观测的需求。

将目标指令为 0.7 m 的阶跃信号输入 2 种控制器, 阶跃响应曲线如图 5 所示。可看出 SMC 的稳态时间为 2.1 s, 稳态误差为 0.002 m, 存在一定程度的

抖振现象。ESO-QSMC 将稳态时间缩短至 1.1 s, 较 SMC 降低了 47.6%, 稳态误差趋近于零, 无明显抖振。ESO-QSMC 展现出更优的动态性能和稳态性能, 这是由于 ESO 能够更准确地估计并补偿系统的不确定性, 从而提高系统的控制精度和稳定性, 而双幂次趋近律和非线性饱和函数则通过优化趋近过程, 减少了系统的到达时间并抑制了抖振现象。

将幅值为 0.7 m、频率为 0.2 Hz 的正弦信号输入 2 种控制器, 正弦响应曲线如图 6 所示。可看出 SMC 在 0.9 s 实现对正弦信号的跟踪, 在信号高频段误差明显增大, 峰值处误差为 0.019 m, 表明 SMC 带宽受限。而 ESO-QSMC 在 0.2 s 迅速实现信号跟踪, 峰值处误差为 0.001 m, 较 SMC 降低了 94.7%, 表明其具有更宽的频带特性。ESO 对正弦信号高频成分的补偿有效抑制了谐波失真, 与双幂次趋近律的平滑特性协同作用, 共同提升了 ESO-QSMC 在频域内的跟踪性能。

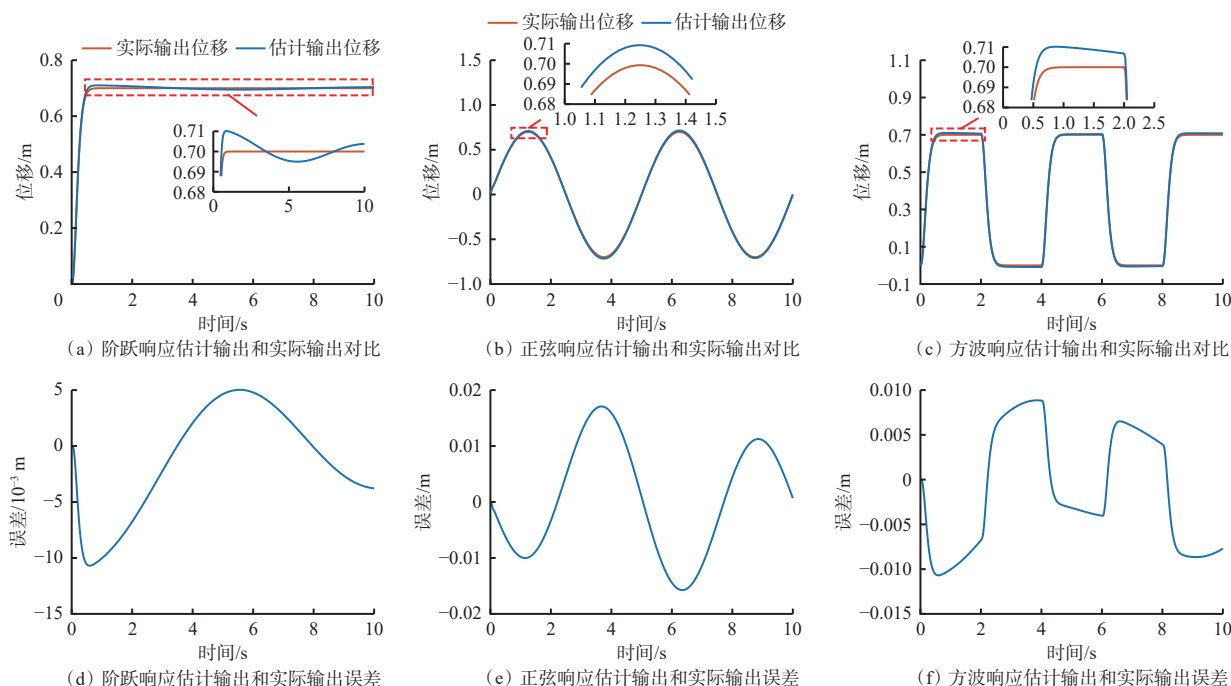


图 4 不同响应下系统估计输出位移和实际输出位移对比与误差曲线

Fig. 4 Comparison of estimated and actual system output displacements and error curves under different responses

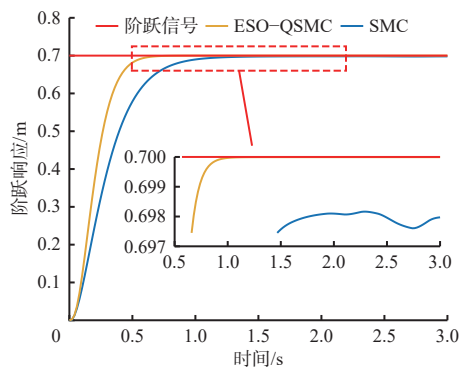


图5 阶跃响应曲线

Fig. 5 Step response curves

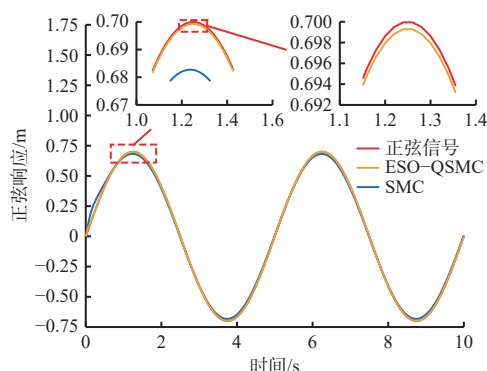


图6 正弦响应曲线

Fig. 6 Sinusoidal response curves

将幅值为 0.7 m、周期为 4 s、脉宽为 1.6 s 的方波信号输入 2 种控制器, 方波响应曲线如图 7 所示。可看出 2 种控制器在信号切换瞬间均输出平滑过渡, 未观察到高频抖振, 但原因却大不相同。SMC 是因为到达稳态时间过短, 而 ESO-QSMC 得益于 ESO 对突变扰动的实时补偿、双幂次项和边界层内非线性反馈的快速收敛特性。

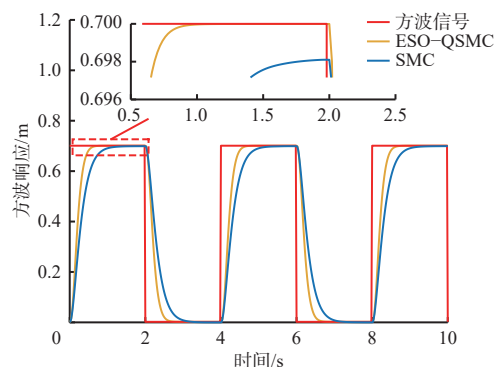


图7 方波响应曲线

Fig. 7 Square-wave response curves

#### 4 结论

1) 建立了液压支架推移系统的非线性数学模型, 综合考虑液压缸动力学、流量特性及外部扰动的影响。在此基础上, 设计了结合双幂次趋近律与新型

非线性饱和函数的 ESO-QSMC, 通过 ESO 实时估计并补偿系统未建模动态和外部扰动, 显著抑制了传统 SMC 的抖振现象, 并大幅提高了系统响应速度。

2) 仿真研究表明, 相较于 SMC, ESO-QSMC 在阶跃响应中将稳态时间缩短至 1.1 s, 降低了 47.6%, 稳态误差趋近于零; 在正弦跟踪中峰值处误差为 0.001 m, 减小了 94.7%, 且具备更宽的频带特性; 在方波输入下, ESO-QSMC 通过动态补偿实现了平滑切换, 验证了其响应的快速性与强鲁棒性。ESO-QSMC 实时估计总扰动, 对未建模动态具有强鲁棒性, 可间接抑制井下多源复杂干扰。

3) 所提方法为液压支架推移系统因结构迟滞、耦合力扰动导致的直线度偏差问题提供了有效解决方案, 为综采工作面智能化调直控制提供了理论支持, 可降低设备异常磨损与维护成本。

4) 未来研究将聚焦于实际井下复杂工况的控制器参数自适应优化, 并开展多支架协同调直的实验验证, 以推动该技术在工程中的应用。

#### 参考文献(References):

- [1] 张婧, 李冰, 张科学, 等. 综采工作面液压支架压力预测下人员安全保障研究[J]. 西安科技大学学报, 2024, 44(2): 379-390.  
ZHANG Jing, LI Bing, ZHANG Kexue, et al. Personnel safety guarantee under pressure prediction of hydraulic support in fully mechanized mining face[J]. Journal of Xi'an University of Science and Technology, 2024, 44(2): 379-390.
- [2] 葛世荣, 郝雪弟, 田凯, 等. 采煤机自主导航截割原理及关键技术[J]. 煤炭学报, 2021, 46(3): 774-788.  
GE Shirong, HAO Xuedi, TIAN Kai, et al. Principle and key technology of autonomous navigation cutting for deep coal seam[J]. Journal of China Coal Society, 2021, 46(3): 774-788.
- [3] 张民, 王海锐, 梁顺, 等. 不规则工作面注浆锚索代替单体及液压支架主动式超前支护技术[J]. 金属矿山, 2023(7): 176-184.  
ZHANG Min, WANG Hairui, LIANG Shun, et al. Active advanced support technique with grouting cables instead of hydraulic props and supports in irregular working face[J]. Metal Mine, 2023(7): 176-184.
- [4] 王云飞, 赵继云, 张鹤, 等. 基于神经网络补偿的液压支架群推移系统直线度控制方法[J]. 煤炭科学技术, 2024, 52(11): 174-185.  
WANG Yunfei, ZHAO Jiyun, ZHANG He, et al. Straightness control method of hydraulic support group pushing system based on neural network compensation[J]. Coal Science and Technology, 2024, 52(11): 174-185.
- [5] 王国强, 朱帅, 赵泽泽, 等. 强采动大采高厚砂岩组顶板围岩破坏特征及稳控机理研究[J/OL]. 金属矿山: 1-

- 14[2025-03-27].<http://kns.cnki.net/kcms/detail/34.1055.TD.20250510.2126.002.html>.
- WANG Guoqiang, ZHU Shuai, ZHAO Zeze, et al. Research on the failure characteristics and stability control mechanism of the surrounding rock of the roof in large high-thickness sandstone formations driven by strong mining[J]. Metal Mine: 1-14[2025-03-27]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/34.1055.TD.20250510.2126.002.html>.
- [6] 王国法, 张德生. 煤炭智能化综采技术创新实践与发展展望[J]. 中国矿业大学学报, 2018, 47(3): 459-467.
- WANG Guofa, ZHANG Desheng. Innovation practice and development prospect of intelligent fully mechanized technology for coal mining[J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2018, 47(3): 459-467.
- [7] 王国法. 煤矿智能化最新技术进展与问题探讨[J]. 煤炭科学技术, 2022, 50(1): 1-27.
- WANG Guofa. New technological progress of coal mine intelligence and its problems[J]. Coal Science and Technology, 2022, 50(1): 1-27.
- [8] 孙志勇. 多重采动煤柱留巷累积损伤特征及围岩协同控制[J]. 西安科技大学学报, 2021, 41(5): 808-814.
- SUN Zhiyong. Cumulative damage characteristics and collaborative rock control of retaining roadway with multiple mining[J]. Journal of Xi'an University of Science and Technology, 2021, 41(5): 808-814.
- [9] HOU Tengyan, SHI Chaohong, KOU Ziming, et al. Research on positioning control strategy of hydraulic support pushing system based on multistage speed control valve[J]. Scientific Reports, 2024, 14. DOI: 10.1038/S41598-024-70087-1.
- [10] ZHANG Zihang, LIU Yang, BO Lei, et al. Enhanced path tracking control of hydraulic support pushing mechanism via adaptive sliding mode technique in coal mine backfill operations[J]. Heliyon, 2024, 10(19). DOI: 10.1016/J.HELIYON.2024.E38437.
- [11] 曹昊. 刮板输送机中部槽位姿测量与推移控制研究[D]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2017.
- CAO Hao. Research on position and attitude measurement and movement control of middle groove of scraper conveyor[D]. Fuxin: Liaoning Technical University, 2017.
- [12] 张帅. 智能化综采工作面液压支架精准快速推移控制研究[D]. 北京: 煤炭科学研究总院, 2023.
- ZHANG Shuai. Research on accurate and rapid push control of hydraulic support in intelligent fully mechanized mining face[D]. Beijing: China Coal Research Institute, 2023.
- [13] 田川, 刘鹏博, 刘灿, 等. 电液伺服系统的预设性能自适应抗扰控制[J]. 机床与液压, 2022, 50(14): 76-84.
- TIAN Chuan, LIU Pengbo, LIU Can, et al. Prescribed performance adaptive disturbance rejection control for electrohydraulic servo systems[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(14): 76-84.
- [14] 卢彬, 陈明和. 基于滑模观测器与径向基网络的电液位置伺服系统反步控制[J]. 机电工程, 2024, 41(3): 465-474.
- LU Bin, CHEN Minghe. Sliding mode observer and RBF based backstepping control for electro-hydraulic position servo system[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2024, 41(3): 465-474.
- [15] 秦耀, 杨杰, 刘书云, 等. 基于改进 Fal 函数的滤波器及扩张状态观测器研究[J]. 控制与决策, 2025, 40(2): 684-692.
- QIN Yao, YANG Jie, LIU Shuyun, et al. Research on filter and extended state observer based on improved Fal function[J]. Control and Decision, 2025, 40(2): 684-692.
- [16] 赵希梅, 孙文浩, 金鸿雁. 基于扩张状态观测器的永磁直线同步电机改进模型预测电流控制[J]. 电机与控制学报, 2024, 28(7): 34-42.
- ZHAO Ximei, SUN Wenhao, JIN Hongyan. Improved model predictive current control based on extended state observer for permanent magnet linear synchronous motor[J]. Electric Machines and Control, 2024, 28(7): 34-42.
- [17] 周振雄, 曲永印, 杨建东, 等. 一种改进型 ADRC 实现的机床进给用永磁直线同步电动机调速系统[J]. 中国机械工程, 2008, 19(21): 2561-2565.
- ZHOU Zhenxiong, QU Yongyin, YANG Jiandong, et al. Speed regulation system of permanent magnet linear synchronous motor for machine tool feeding based on improved ADRC[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(21): 2561-2565.
- [18] 周振雄, 杨建东, 曲永印, 等. 基于自抗扰控制器的磁浮平台水平推力控制[J]. 机械工程学报, 2008, 44(9): 193-199, 204.
- ZHOU Zhenxiong, YANG Jiandong, QU Yongyin, et al. Horizontal thrust control of magnetic suspension platform based on active disturbance rejection controller[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(9): 193-199, 204.
- [19] 李康. 某武器平衡及定位电液伺服系统液压系统设计与控制[D]. 南京: 南京理工大学, 2016.
- LI Kang. Design and control of hydraulic system of electro-hydraulic servo system for weapon balance and positioning[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2016.
- [20] 郭昕, 黄守道, 彭昱, 等. 基于改进型双幂次趋近律与全局快速终端滑模观测器的 IPMSM 调速系统滑模控制[J]. 电工技术学报, 2023, 38(1): 190-203.
- GUO Xin, HUANG Shoudao, PENG Yu, et al. Sliding mode control of IPMSM speed regulation system based on an improved double power reaching law and global fast terminal sliding mode observer[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2023, 38(1): 190-203.
- [21] 张紫方, 史涛. 改进双幂次指数趋近律的滑模控制设计[J]. 机床与液压, 2024, 52(1): 30-35.
- ZHANG Zifang, SHI Tao. Design of sliding mode control with improved double power exponential reaching law[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2024, 52(1): 30-35.