基于煤机调高液压系统的阀控缸自适应死区 补偿控制研究

陈振豪

中煤科工集团上海有限公司,上海

收稿日期: 2025年6月24日; 录用日期: 2025年7月17日; 发布日期: 2025年7月25日

摘要

针对煤机调高液压系统中比例阀存在的结构死区引起的跟踪精度不足的问题,本文基于阀控非对称液压 缸系统,建立其状态方程,设计了基于比例阀死区模型的自适应补偿控制器。利用Lyapunov稳定性理论 设计死区参数自适应律以获得不确定参数实时估计值,最后,通过MATLAB/simulink仿真验证了所提控 制方法可以降低煤机调高液压系统跟踪的定位偏差,改善比例阀死区对煤机截割系统性能的影响。

关键词

煤矿机械,调高液压系统,死区自适应补偿

Study on Adaptive Dead Zone Compensation Control of Valve Controlled Cylinder Based on Coal Machine Height Adjusting Hydraulic System

Zhenhao Chen

China Coal Technology and Engineering Group Shanghai Co., Ltd., Shanghai

Received: Jun. 24th, 2025; accepted: Jul. 17th, 2025; published: Jul. 25th, 2025

Abstract

Aiming at the problem of insufficient tracking accuracy caused by the structural dead zone of the proportional valve in the hydraulic system of coal machine height adjustment, this paper is based on the valve-controlled asymmetric hydraulic cylinder system, establishes its state equations, and

designs an adaptive compensation controller based on the dead zone model of the proportional valve. The Lyapunov stability theory is utilized to design the dead zone parameter adaptive law to obtain the real-time estimation value of the uncertain parameters, and finally, the proposed control method is verified by MATLAB/simulink simulation to reduce the positioning deviation of the tracking of the hydraulic system of the coal machine heightening, and to improve the influence of the dead zone of the proportional valve on the performance of the coal machine cutting system.

Keywords

Coal Mining Machinery, Height Adjustment Hydraulic System, Dead Zone Adaptive Compensation

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc. This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/

1. 引言

电液比例系统由于其大的功率密度、抗污染能力强以及具有成本优势的特点,故往往是煤矿机械液 压系统的最合适的选择。采煤机滚筒的高度自适应调节是采煤机智能割煤的基础和关键[1][2]。在控制油 缸行程过程中,受电液比例系统中阀死区的影响,导致滚筒动态调节的控制精度较低。煤矿井下同一煤 层沿综采走向的厚度会有很大不同,故需要对滚筒高度进行实时调整。比例换向阀是作为煤机调高电液 比例控制系统中的核心控制元件,通常存在 5%~20%的结构死区[3],对于采煤机调高系统滚筒电液驱动 系统来说,这类死区将对滚筒的割煤产生不利影响,容易造成多割或欠割等作业难题,因此就比例阀结 构死区对煤机调高电液系统的位置控制影响展开研究。

文献[4]通过融合动态面方法、滑模方法和扩展状态观测器,提出基于非线性扩展状态观测器的液压 锚杆钻机自适应滑模摆角控制方法,有效解决系统液压比例阀死区的影响,并提高控制性能。文献[5][6] 结合阀的死区特性,基于光滑的死区逆,将阀的死区特性线性参数化,提出了含阀的死区主动补偿的鲁 棒自适应控制策略,通过自适应律对死区参数进行估计,并通过逆运算对死区的影响进行有效补偿,提 高了系统的跟踪性能。文献[7]提出了一种基于死区直接补偿的 BP 神经网络控制算法,在一定程度上解 决了系统中的死区和非线性等问题,同时具有良好的抗干扰能力,显著提高了系统的控制性能。文献[8] 对形成零位死区的各个影响因素进行了分析,基于不同的影响因素提出了零位电流阶跃与衰减式位置指 令跳跃的补偿策略,有效地消除由于系统非线性和时变性所带来的比例方向阀的零位位置控制死区。文 献[9]针对比例阀死区采用了光滑死区逆补偿方法,并将死区补偿误差引入自抗扰控制器,从而改善了阀 控缸系统的跟踪精度。

煤机调高电液比例控制系统具有典型的强非线性和参数不确定性等特征,对于比例阀结构死区问题, 最直接的方式是利用其逆来进行抵消,但是现实中的死区参数不能准确获得且是存在变化的,故这种策 略较难在实际中应用[10]。故本文设计了死区自适应补偿控制器,考虑了非对称死区情况,采用自适应死 区补偿,无需构造死区,对死区具有较好的鲁棒性,整体上可提高煤机调高液压系统跟踪的定位精度。

2. 系统建模

比例阀的结构死区可以通过阀芯位移 x_f 和阀口开度 x_i 。或者阀芯位移与阀口流量 Q_v 的关系来表示, 另外,由于阀芯机械制造和安装的精度限制,比例阀阀芯的结构死区会有一定的不对称性。用阀芯的实际位移 u_f 和死区电压阈值 u_d 来描述比例阀死区特征,在此假设本研究使用的比例阀内部使用位移传感器 和电流传感器,并采用双闭环控制,可不考虑过度死区特征,用 u_{dr} 和 u_{dl} 表示比例阀左和右的死区电压阈值, u_{dr} 和 u_{dl} 的值均为正数,故比例阀的死区特性可以被描述为:

$$u_{\rm io} = K_{\rm xu} x_{\rm io} = u_{\rm f} - sat(u_{\rm f}) \tag{1}$$

上式中, u_{io} 为比例阀实际开度, K_{xu} 比例阀阀芯位移传感器的转换增益; x_{io} 为阀口开度。 $sat(\cdot)$ 函数表达式为:

$$sat(u_{\rm f}) = \begin{cases} u_{\rm dr}, & u_{\rm f} \ge u_{\rm dr} \\ u_{\rm f}, & -u_{\rm dl} < u_{\rm f} < u_{\rm dr} \\ -u_{\rm dl}, & u_{\rm f} \le -u_{\rm dl} \end{cases}$$
(2)

比例阀调高油缸的输出力Fout。比例阀的流量方程为:

$$\begin{cases} Q_{1} = s(u_{f})C_{d}w\frac{u_{io}}{K_{xu}}\sqrt{\frac{P_{s}-P_{1}}{\rho}} + s(-u_{f})C_{d}w\frac{u_{io}}{K_{xu}}\sqrt{\frac{P_{1}-P_{h}}{\rho}} \\ Q_{2} = s(u_{f})C_{d}w\frac{u_{io}}{K_{xu}}\sqrt{\frac{P_{2}-P_{h}}{\rho}} + s(-u_{f})C_{d}w\frac{u_{io}}{K_{xu}}\sqrt{\frac{P_{s}-P_{2}}{\rho}} \end{cases}$$
(3)

式中: Q_1 为无杆腔流量; Q_2 为有杆腔流量; P_s 为系统供油压力; P_h 为系统回油压力; C_d 为流量系数; w为伺服阀阀芯面积梯度; ρ 为液压油液密度; $u_f \ge 0$ 时, $s(u_f)=1$; $u_f < 0$ 时, $s(u_f)=0$ 。在不考虑油液泄露的情况下,液压缸的流量连续性方程为:

$$\begin{cases} Q_1 = \frac{V_1 \dot{P}_1}{\beta_e} + A_1 \dot{x} \\ Q_2 = \frac{V_1 \dot{P}_2}{\beta_e} - A_2 \dot{x} \end{cases}$$
(4)

式中: β_e 为液压油弹性模量; $V_1 = V_{01} + A_1 x$, V_1 为调高油缸无杆腔的有效容积, V_{01} 为调高油缸无杆腔的 初始容积; $V_2 = V_{02} - A_2 x$, V_2 为调高油缸有杆腔的有效容积, V_{02} 为调高油缸有杆腔的初始容积; $P_1 = P_1 - P_2$ 。采煤机滚筒调高系统的力平衡方程为:

$$A_1P_1 - A_2P_2 = m\ddot{x} + k\dot{x} + F \tag{5}$$

式中, A_1 为调高油缸无杆腔的有效作用面积; P_1 为调高油缸无杆腔内的压力; A_2 为调高油缸有杆腔的有效作用面积; P_2 为调高油缸有杆腔内压力; m为负载质量; x为调高油缸活塞杆的位移; k为液压缸粘滞阻尼系数; F为调高油缸输出力。另外,定义 $A_2/A_1 = \eta$, $P_1 = P_2 - \eta P_1$,再结合(3)和(4)可得:

$$\begin{cases} P_{1} = \frac{\eta^{3} P_{s} + P_{L}}{\eta^{3} + 1} \\ P_{2} = \frac{\eta^{2} \left(P_{s} - P_{L} \right)}{\eta^{3} + 1} \end{cases}$$
(6)

根据式(6),对其求导得:

$$\begin{cases} \dot{P}_{1} = \frac{\dot{P}_{L}}{\eta^{3} + 1} \\ \dot{P}_{2} = \frac{-\eta^{2} \dot{P}_{L}}{\eta^{3} + 1} \end{cases}$$
(7)

再结合式(4)可得:

DOI: 10.12677/mos.2025.147527

$$(A_{1} + A_{2})\dot{x} = \frac{K_{q}(1+\eta)}{K_{xu}}\sqrt{\frac{P_{s} - \text{sgn}(\dot{x})P_{L}}{\eta^{3} + 1}}u_{io}$$
(8)

式(8)中, K_q 为比例阀流量系数, $K_q = C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, $sgn(\cdot)$ 为符号函数。定义系统输入为 u_{io} , 系统状态变量 为 $\mathbf{x} = [x_1, x_2]^T = [x_c, \dot{x}_c]^T$, 系统输出为调高油缸伸出杆位移 \mathbf{x} , 得到系统的二阶状态空间模型:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1} = x_{2} \\ \dot{x}_{2} = \frac{A_{1}P_{L} - F}{m_{1}} - \frac{K_{q}BP_{L}}{K_{xu}A_{1}m_{1}}\sqrt{\frac{P_{s} - \text{sgn}(\dot{x})P_{L}}{\eta^{3} + 1}}u_{io} \end{cases}$$
(9)

3. 控制器设计

3.1. 控制器设计

综合上一节系统的二阶状态空间模型并定义状态变量,可得到液压调高系统的状态空间方程,具体的状态空间方程如下式(10)所示,可为后续控制器设计提供精准"数学映射"。

$$\begin{cases} \dot{x}_{1} = x_{2} \\ \dot{x}_{2} = f_{1} + g_{1}u_{io} \end{cases}$$
(10)

式中, $f_1 = \frac{A_1P_L - F}{m_1}$, $g_1 = \frac{K_qBP_L}{K_{xu}A_lm_1}\sqrt{\frac{P_s - \operatorname{sgn}(\dot{x})P_L}{\eta^3 + 1}}$ 。 接下来进行死区定义, 首先, 定义比例阀的死区参数 $\boldsymbol{D} = [u_{dr}, u_{dl}]^{\mathrm{T}}$:

$$u_{\rm com} = u_{\rm in} + \hat{\boldsymbol{D}}^{\rm T} \boldsymbol{\mu}$$
(11)

上式中, u_{com} 为进入死区后的控制量, u_{in} 为进入死区前的控制量, $\hat{D} = [\hat{u}_{dr}, \hat{u}_{dl}]^T$ 为死区宽度的估计值, $\mu = [\mu_l, \mu_l - 1]^T$, μ_l 的值取决于输入量 u_{in} , 当 $u_{in} \ge 0$ 时, $\mu_l = 1$; 当 $u_{in} \le 0$ 时, $\mu_l = 0$

根据式(2)可知道,比例阀实际的开口量为:

$$u_{\rm io} = K_{\rm xu} x_{\rm io} = u_{\rm in} + \hat{\boldsymbol{D}}^{\rm T} \boldsymbol{\mu} - sat \left(u_{\rm in} + \hat{\boldsymbol{D}}^{\rm T} \boldsymbol{\mu} \right)$$
(12)

在此, 定义死区宽度的估计误差为:

$$\tilde{\boldsymbol{D}} = \boldsymbol{D} - \hat{\boldsymbol{D}} \tag{13}$$

通过推导可将式(11)重写为:

$$u_{\rm io} = u_{\rm in} + \tilde{\boldsymbol{D}}^{\rm T} \boldsymbol{\delta} - \hat{\boldsymbol{D}}^{\rm T} \boldsymbol{\mu}$$
(14)

其中, $\boldsymbol{\delta}$ 为模型非匹配项, $\boldsymbol{\delta} = \left[\mu u_{-1}(\tilde{u}_{dr}), \mu u_{-1}(\tilde{u}_{dl}) \right]^{T} \Lambda(u_{io})$, 其中, $u_{-1}(\cdot)$ 是单位阶跃函数, $\Lambda(u_{io})$ 定 义为如下:

$$\Lambda(u_{io}) = \begin{cases} 0 , & u_{io} > u_{dr} \\ 1 - u_{io} / u_{dr}, & 0 < u_{io} \le u_{dr} \\ 1 - u_{io} / u_{dl}, & u_{dl} < u_{io} \le 0 \\ 0 , & u_{io} \le u_{dl} \end{cases}$$
(15)

上式中,可以看出 $\|\delta\| < 1$,从式(12)死区宽度的估计值 \hat{D} 越接近实际的死区宽度 D 时, $u_{io} \rightarrow u_{in}$,则说明 比例阀死区得到了有效的补偿。接下来进行控制器的设计,目标是合成一个有界的控制输入,使得系统 对于给定的期望运动轨迹都能以尽可能高的精度跟踪。定义一组误差变量:

(20)

$$\begin{cases} z_1 = x_1 - x_{1d} \\ z_2 = \dot{z}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_{1d} \end{cases}$$
(16)

对上式求导可得:

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 \\ \dot{z}_2 = f_1 + g_1 u_{io} - \ddot{x}_d \end{cases}$$
(17)

定义误差变量 $y = z_2 - \varphi(z_1)$, 其中 $\varphi(z_1) = -l_n sig^{\alpha}(z_1)$, $sig^{\alpha}(z_1) = |z_1|^{\alpha} sgn(z_1)$, $l_n > 0$, $\alpha > 0$, 则 式(17)可被转换为:

$$\begin{cases} \dot{z}_{1} = \varphi(z_{1}) + y \\ \dot{y} = f_{1} + g_{1}u_{io} - \dot{\varphi}(z_{1}) - \ddot{x}_{d} \end{cases}$$
(18)

定义 Lyapunov 函数 $V_1 = \frac{1}{2}z_1^2$, 则:

$$\dot{V}_{1} = z_{1}\dot{z}_{1} = z_{1} \Big[\varphi(z_{1}) + y \Big] = -2^{\lambda} l_{n} V_{1}^{\lambda} + z_{1} y$$
(19)

其中
$$\lambda = (1+\alpha)/2$$
, 定义 $V_2 = V_1 + \frac{1}{2}y^2$, 则:
 $\dot{V}_2 = -l_n z_1 sig^{\alpha}(z_1) + y(z_1 + f_1 + g_1 u_{io} - \dot{\phi}(z_1) - \ddot{x}_d)$

则系统输入u_{io}可被设计为:

$$u_{\rm io} = g_1^{-1} \left(\boldsymbol{\psi} + \tilde{\boldsymbol{D}}^{\rm T} \boldsymbol{\delta} - \hat{\boldsymbol{D}}^{\rm T} \boldsymbol{\mu} \right)$$
(21)

其中, $\psi = \ddot{x}_{d} + \dot{\varphi}(z_{1}) - z_{1} - f_{1} - l_{m}z_{1}sig^{\alpha}(y) + y^{-1}\tilde{D}^{T}\Gamma^{-1}\tilde{D}$, $l_{m} > 0$, $\Gamma = diag(r_{1}, r_{2})$, $r_{1} > 0$, $r_{2} > 0$ 为了避免 $\varphi(z_{1})$ 在求导时产生奇异, 对其导数进行修正:

$$\dot{\varphi}(z_1) = \begin{cases} -l\alpha |z_1|^{\alpha - 1} \dot{z}_1, z_1 \neq 0\\ -l\alpha |\varepsilon|^{\alpha - 1} \dot{z}_1, z_1 = 0 \end{cases}$$
(22)

上式中, $\varepsilon > 0$,至此完成了控制器的主体的设计。

3.2. 参数自适应设计

在本节进行参数自适应律的设计,结合后续稳定性分析,引用如下引理:对于非线性系统:

$$\dot{x} = f(x,u), f(0,0) = 0, x \in \mathbb{R}^n, u \in \mathbb{R}^m$$
(23)

如果存在一个原点的邻域 $U \in R^n$ 上的函数V(x)是正则和 C^1 光滑的,且同时存在实数 $0 < \lambda < 1$ 和 0 < c,当 $\forall x \in U \perp x \neq 0$ 时, $\dot{V}(x) + cV^{\lambda} \leq 0$ 成立,则系统是全局有限时间稳定的,且在初始状态 $x(0) = x_0$ 条件下的收敛时间满足:

$$t_{x=x_0} \le \frac{V^{1-\lambda}\left(x_0\right)}{c\left(1-\lambda\right)} \tag{24}$$

以此设计死区自适应律 $\dot{\hat{D}} = -\dot{\hat{D}} = \Gamma^{-1} \mu y - k_e \Gamma \hat{D} |y|$,如果死区参数上界满足: $D_{\rm h} \leq \sqrt{4k_e l_m |y|^{2\lambda-1}} - 1/k_e$,则系统是有限时间稳定的。

3.3. 稳定性证明

将控制律(21)代入至(20),得到:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{2} &= -l_{n}z_{1}sig^{\alpha}\left(z_{1}\right) - 2yl_{m}sig^{\alpha}\left(y\right) + y\left(\tilde{\boldsymbol{D}}^{\mathsf{T}}\boldsymbol{\delta} - \tilde{\boldsymbol{D}}^{\mathsf{T}}\boldsymbol{\mu}\right) + \tilde{\boldsymbol{D}}^{\mathsf{T}}\Gamma^{-1}\dot{\tilde{\boldsymbol{D}}} \\ &= -l_{n}z_{1}sig^{\alpha}\left(z_{1}\right) - 2yl_{m}sig^{\alpha}\left(y\right) + \tilde{\boldsymbol{D}}^{\mathsf{T}}\left(y\left(\boldsymbol{\delta}-\boldsymbol{\mu}\right) + \Gamma^{-1}\dot{\tilde{\boldsymbol{D}}}\right) \\ &= -l_{n}z_{1}sig^{\alpha}\left(z_{1}\right) - 2yl_{m}sig^{\alpha}\left(y\right) + \tilde{\boldsymbol{D}}^{\mathsf{T}}\left(y\boldsymbol{\delta} + k_{e}\left(\boldsymbol{D}-\tilde{\boldsymbol{D}}\right)y\right) \\ &\leq -l_{n}z_{1}sig^{\alpha}\left(z_{1}\right) - 2yl_{m}sig^{\alpha}\left(y\right) + \left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\| |y| + k_{e}D_{h}\left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\| |y| - k_{e}\left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\|^{2}|y| \\ \tilde{\boldsymbol{D}}\right\| |y| + k_{e}D_{h}\left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\| |y| = \gamma \left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\| |y|, \quad \forall |\mathbf{T}|\mathbf{H}|\mathbf{D}|\mathbf{T}|\mathbf{H}|\mathbf{H}|\mathbf{F}| + k_{e}\left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\|^{2}|y| \\ &= -l_{n}z_{1}sig^{\alpha}\left(z_{1}\right) - 2yl_{m}sig^{\alpha}\left(y\right) - \left(-\gamma \left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\| |y| + k_{e}\left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\|^{2}|y|\right) \\ &= -l_{n}z_{1}sig^{\alpha}\left(z_{1}\right) - 2yl_{m}sig^{\alpha}\left(y\right) - \left[l_{m}\left|y\right|^{2\lambda-1} - \gamma \left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\| + k_{e}\left\|\tilde{\boldsymbol{D}}\right\|^{2}\right]|y| \end{aligned}$$

$$\tag{26}$$

上式中,
$$\gamma = 1 + k_e D_h \le \sqrt{4k_e l_m |y|^{2\lambda - 1}}$$
, 因此 $l_m |y|^{2\lambda - 1} - \gamma \|\tilde{\boldsymbol{D}}\| + k_e \|\tilde{\boldsymbol{D}}\|^2 \ge 0$, 于是:
 $\dot{V_2} \le -l_n z_1 sig^{\alpha} (z_1) - 2y l_m sig^{\alpha} (y)$
 $= -2^{\lambda} l_n V_1^{\lambda} - 2^{\lambda} l_m \left(\frac{1}{2} y^2\right)^{\lambda} \le -\eta V_2^{\lambda}$
(27)

上式(27)中, $\eta = \min \{2^{\lambda} l_n, 2^{\lambda} l_m\}$,设计的死区自适应律可以保证系统有限时间内稳定。

4. 仿真分析

송||

为了能直观体现本文所提自适应死区补偿控制算法(DZAC)的控制性能,使用 Matlab/simulink 平台搭 建仿真模型并在相同极限工况下进行仿真分析,仿真模型的具体参数如表1所示。

参数	数值	
负载质量/kg	1200	
正向死区电压/V	0.6	
反向死区电压/V	0.5	
比例阀阀芯控制增益 Kxu/V·mm ⁻¹	0.1	
供油压力/MPa	18	
油缸的无杆腔直径/mm	250	
油缸的杆径/mm	180	
油缸行程/mm	800	
油缸粘滞阻尼系数/(N·s·m ⁻¹)	40000	
比例阀额定流量/(L·min ⁻¹)	80	
伺服阀流量系数/(Cd)	0.61	

Table 1. Patameters of simulation model 表 1. 仿真模型参数

为验证文中所提自适应死区补偿控制算法(DZAC)的有效性,分别与 PI + 传统死区补偿策略(PI + DZC)以及 PI 控制器进行对比。选择 3 个控制器各自表现较好的参数,PID 控制器的参数因手动调节困 难,目前没有较为成熟的参数整定方法,故给出的参数不是最优,DZAC 通过成熟的理论研究和经验进 行取值。其中:自适应死区补偿控制算法的参数为: $l_n = 0.6$, $\alpha = 0.6$, $l_m = 0.01$, $r_1 = 0.9$, $r_2 = 0.2$, $\varepsilon = 0.001$, $k_e = 280$; PI+传统死区补偿策略参数为: $K_p = 4500$, $K_i = 500$, 传统死区补偿算法的结构如 下式(28)所示; PI 参数为: $K_p = 4500$, $K_i = 500$ 。

$$u = \frac{e^{10|u_{\rm PI}|} - e^{-10|u_{\rm PI}|}}{e^{10|u_{\rm PI}|} + e^{-10|u_{\rm PI}|}} \left(u_{\rm PI} + 0.6s(u_{\rm PI}) - 0.5s(-u_{\rm PI}) \right)$$
(28)

煤机截割部在实际工作过程中,其受力会频繁发生变化,故需要验证该工况下的各个控制器的性能。 在此,使用 Matlab/simulink 平台搭建系统仿真模型和控制算法,将目标信号设为斜坡信号,系统1s开始 上升,12s时到达目标高度 200 mm 并保持,17s开始下降,21s时回到 100 mm 并保持,油缸在接近目标 位置过程中的最大误差被称为最大跟踪误差,过程中的平均误差为平均跟踪误差,这2个指标是衡量调高 系统定位能力强弱的重要参考,可考察系统的双向定位能力。为了能够定量评价上述3种控制算法的控制 器性能,本文选取调高油缸跟踪误差绝对值的最大值 *M*e和平均跟踪误差 *µ*。来进行具体的量化[11] [12]。













陈振豪



图 4. 死区参数 û_a 估计

在此工况下,三种控制器作用下的系统位置响应曲线和跟踪误差曲线分别如图 1 和图 2 所示。在 1 s~17 s 调高油缸上升阶段中,DZAC、PI+DZC、PI 三种控制算法的最大跟踪误差分别为: 0.29 mm、0.58 mm 和 0.97 mm,平均误差分别为: 0.05 mm、0.31 mm 和 0.44 mm。从最大跟踪误差来看,在上升阶段中,DZAC 控制效果相比 PI 分别提高了 70.1%,从平均误差来看,DZAC 控制效果相比 PI 分别提高了 88.6%。在 17 s 至 25 s 的下降阶段中的最大误差分别为 0.19 mm、1.11 mm 和 1.55 mm,平均误差分别为: 0.08 mm、1.01 mm 和 1.42 mm,在该过程中 DZAC 的最大跟踪误差和平均误差相比 PI 均降低了 87%以上。整体上,DZAC 较大地提高了系统的控制精度。从图 2 跟踪误差曲线也可以直观地看出,DZAC 控制方法具有更小的稳态定位偏差,能有效地抑制了比例阀死区对系统跟踪与定位性能的影响,从图 3 和图 4 可以看出,采用的死区参数自适应算法可以有效匹配比例阀的正反向死区参数,进一步保证了比例阀持续工作的可靠性。

5. 结语

本文针对煤机调高液压系统中比例阀存在的结构死区引起的跟踪精度不足的问题,基于阀控非对称 液压缸系统建立系统状态方程,为控制器设计提供精准"数学映射",设计了基于比例阀死区模型的自 适应补偿控制器,并利用 Lyapunov 稳定性理论设计了死区参数自适应律,最终实现了跟踪误差的有限时 间收敛。最终,通过 MATLAB/simulink 仿真验证了所提控制方法相比传统 PI 和 PI + 传统死区补偿策略 可以降低煤机调高液压系统跟踪的定位偏差,在各种工况下,基于比例阀死区模型的自适应补偿控制器 的控制性能相比传统 PI 和 PI + 传统死区补偿策略提高 70%以上,能够较好改善比例阀死区对煤机截割 系统性能的影响,有效地提高煤机调高液压系统的控制性能。

基金项目

2024年中煤科工集团上海有限公司科研开发项目(02060420824X)资助。

参考文献

- [1] 赵亦辉, 赵友军, 周展. 综采工作面采煤机智能化技术研究现状[J]. 工矿自动化, 2022, 48(2): 11-18, 28.
- [2] 高有进,杨艺,常亚军,等.综采工作面智能化关键技术现状与展望[J].煤炭科学技术,2021,49(8):1-22.
- [3] 程伟. 基于围岩感知的锚钻装备推进回转协同自适应控制研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 中国矿业大学, 2018.
- [4] 张振, 郭一楠, 巩敦卫, 等. 基于改进扩展状态观测器的液压锚杆钻机滑模摆角控制[J]. 自动化学报, 2023, 49(6): 1256-1271.
- [5] 邓文翔. 兼顾各类不确定性的液压发射装置非线性控制研究[D]: [博士学位论文]. 南京: 南京理工大学, 2018.

- [6] Deng, W., Yao, J. and Ma, D. (2017) Robust Adaptive Precision Motion Control of Hydraulic Actuators with Valve Dead-Zone Compensation. *ISA Transactions*, 70, 269-278. <u>https://doi.org/10.1016/j.isatra.2017.07.022</u>
- [7] 刘霞勇, 张潜, 刘正浩, 等. 死区直接补偿的电液系统 BP 神经网络控制[J]. 液压与气动, 2022, 46(4): 165-172.
- [8] 张佳旭, 俞亚新, 翁之旦, 等. 双电磁铁比例方向阀零位位置控制死区补偿方法研究[J]. 机电工程, 2019, 36(3): 262-266.
- [9] 王立新,赵丁选,刘福才,等.基于死区补偿的电液位置伺服系统自抗扰控制[J].中国机械工程,2021,32(12): 1432-1442.
- [10] 王中华, 张勇. 运动控制中的鲁棒自适应死区补偿[J]. 控制理论与应用, 2008(3): 475-479.
- [11] Shen, W. and Zhao, H. (2022) Fault Tolerant Control of Nonlinear Hydraulic Systems with Prescribed Performance Constraint. ISA Transactions, 131, 1-14. <u>https://doi.org/10.1016/j.isatra.2022.04.052</u>
- [12] Shen, W., Huang, H. and Wang, J. (2018) Robust Backstepping Sliding Mode Controller Investigation for a Port Plate Position Servo System Based on an Extended States Observer. *Asian Journal of Control*, 21, 302-311. <u>https://doi.org/10.1002/asjc.1885</u>