

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2020.09.016

基于输出反馈的电液作动器自适应指令滤波控制

叶 宁¹, 宋锦春¹, 高曦莹², 于忠亮¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819;
2. 国网辽宁省电力有限公司电力科学研究院 客服计量中心, 辽宁 沈阳 110006)

摘 要: 针对电液作动器跟踪控制中存在的结构化和非结构化的不确定问题, 本文提出了一种输出反馈自适应鲁棒指令滤波跟踪控制方法. 该方法结合了改进的 LuGre 摩擦补偿技术和自适应鲁棒指令滤波控制技术. 自适应法则用来处理结构化不确定性; 控制器鲁棒设计用来解决非结构化不确定性. 除了位置信号外, 速度、压力和摩擦力值均来自观测器, 来自观测器的模型误差通过鲁棒设计进行补偿. 指令滤波控制技术用来解决经典反步控制中固有的“复杂性爆炸”问题. 控制器可以保证系统渐进稳定. 通过对比实验证明了该方法在跟踪性能上的有效性.

关 键 词: 指令滤波控制; 输出反馈; 摩擦补偿; 电液作动器; 自适应鲁棒

中图分类号: TP 273 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2020)09-1310-06

Output Feedback Adaptive Command Filtered Control of Electrohydraulic Actuator

YE Ning¹, SONG Jin-chun¹, GAO Xi-ying², YU Zhong-liang¹

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;
2. Customer Service Measurement Center, State Grid Liaoning Electric Power Research Institute, Shenyang 110006, China. Corresponding author: YE Ning, E-mail: yening_neu@outlook.com)

Abstract: This paper proposed an output feedback adaptive robust command filtered control (CFC) scheme for tracking control of electrohydraulic actuator subjected to both structured and unstructured uncertainties. The proposed output feedback controller is developed by combining a modified LuGre friction compensation method and an adaptive robust CFC method. The adaptive law is raised to deal with the structured uncertainties. The robust design of the proposed controller is used to deal with unstructured uncertainty. Except for the available position signals, speed, pressure, and friction status are all received by observation. Modeling errors from observation are compensated with a robust design. CFC technology is utilized to deal with the inherently complex explosion problem of the classic backstepping technology. The proposed controller can guarantee asymptotic stability. Comparative experiments were carried out to verify the tracking performance of the proposed approach.

Key words: command filtered control; output feedback; friction compensation; electrohydraulic actuator; adaptive robust

电液作动器由于具有大负载能力、高尺寸功率比,快速响应等不可替代的特点而广泛应用于各种工业场合^[1-2]. 由于液压伺服系统中固有的结构化和非结构化不确定性^[3]使得高性能控制一直是一项挑战. 为此许多学者进行了深入研究, Ahn 等采用自适应反步控制技术应用在泵控液压缸系统中取得了较好的跟踪效果^[4]. 姚建勇等采用了鲁棒自适应控制解决液压系统不确定问题^[5]. Garagic 等使用了反馈线性化自适应控制技术在电液伺服机构验证了跟踪性能^[6]. 上述方法有效解决了结构性不确定问题如参数自适应问题, 但却未考虑非结构性不确定性问题如非线性

摩擦。

针对伺服系统的摩擦补偿研究很多,尤其以 LuGre 模型最为常用,该模型可以抓住非线性摩擦的主要特征,同时又便于计算. 该模型的一些改进方法提高了补偿效果^[7-8]. 在液压作动器的实际应用中,受到体积、质量或结构的限制,速度、压力等传感器一般不会配备,内摩擦状态也无法测量,所以控制系统采用输出反馈方法是解决该问题的有效方法. Li 等在电液伺服系统中采用输出反馈加摩擦补偿的方法取得了良好的控制效果^[8]. Guo 等使用高增益观测器输出反馈控制方法在高频响应及大负载未知的情况下取得较好的跟踪精度^[9]. 上述方法都使用了经典的反步控制方法,虽然取得了良好的实验效果,但是由于反步法固有的多次求导问题,对现场应用带来了许多限制,而指令滤波控制技术解决了这一问题,相对动态面控制方法具有更好的跟踪精度^[10-13].

本文提出了一种基于输出反馈的指令滤波控制方法,结合改进的 LuGre 摩擦补偿技术有效地解决了电液作动器中的结构化和非结构化不确定问题,仅使用一阶导数即可实现反步控制计算,降低了系统在线计算负担,指令滤波对控制输入具有良好的约束作用,更适合实际应用. 此外,使用李雅普诺夫函数分析闭环系统的渐进稳定性. 最后,通过对比实验验证了该方法的有效性.

1 系统动态模型

系统被控对象为泵控电液作动器,由定排量泵、伺服电机、双出杆液压缸等组成,如图 1 所示. 根据牛顿第二定律,活塞动力学方程为

$$\ddot{x}_p = (p_a A - p_b A - F)/m. \quad (1)$$

式中: F 为摩擦力和外干扰集合; A 为活塞环形面积; p_a 和 p_b 为液压缸两端压力; \ddot{x}_p 为活塞加速度; m 是等价质量. 忽略外泄漏,作动器两侧 a 端和 b 端的连续方程为

$$\begin{cases} \dot{p}_a = \beta_e (q\omega - Q_1 + Q_2 - A\dot{x}_p) / (V_{01} + Ax_p), \\ \dot{p}_b = \beta_e (q\omega + Q_1 - Q_2 + A\dot{x}_p) / (V_{02} - Ax_p). \end{cases} \quad (2)$$

式中: β_e 是有效弹性模量; V_{01} 和 V_{02} 为作动器活塞两侧体积(含管路); Q_1 和 Q_2 为油源流量. 定义状态变量 $x = [x_1, x_2, x_3]^T = [x_p, \dot{x}_p, Ap_1/m]^T$, x_p 和 \dot{x}_p 为活塞的位置和速度. $p_1 = p_a - p_b$ 为作动器负载压力; K_{leak} 为内泄漏系数; q 为液压泵每转流量; ω 为伺服电机转速. $Q_1 = K_{leak} p_1$ 为内泄漏量. F 可以表示为 F_f 摩擦力和 F_e 外干扰的和. F_f 表示为

$$\begin{cases} F_f = \sigma_0 + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 x_2, \\ \dot{z} = x_2 (1 - z/g(x_2)). \end{cases} \quad (3)$$

式中: z 为内摩擦状态; σ_0 为鬃毛刚度; σ_1 为硬毛的阻尼系数; σ_2 为黏性摩擦系数; $g(x_2)$ 为 stribeck 效应,静摩擦的近似表示方式为^[8]

$$g(x_2) = (f_s - f_c) [\tanh(c_1 x_2) - \tanh(c_2 x_2)] + f_c \tanh(c_3 x_2). \quad (4)$$

式中: f_c 为标准库伦摩擦力; f_s 为静摩擦力; c_1, c_2, c_3 为图形参数. 方程 $N(x_2) = x_2/g(x_2)$. 结合方程 (1) ~ (4), 动态模型方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = x_3 - \sigma_0 z/m + \sigma_1 N(x_2) z/m - (\sigma_1 + \sigma_2) x_2/m + F_e/m, \\ \dot{x}_3 = g_1(x_1) (q\omega - K_1 x_3 - Ax_2) + g_2(x_1). \end{cases} \quad (5)$$

式中: $K_1 = mK_{leak}/A$; $\beta = A\beta_e/m$; $g_1(x_1) = \beta(V_{01} + V_{02})/(V_{01} + Ax_1)(V_{02} - Ax_1)$; $g_2(x_1) = \beta Q_1/(V_{01} + Ax_1) - \beta Q_2/(V_{02} - Ax_1)$.

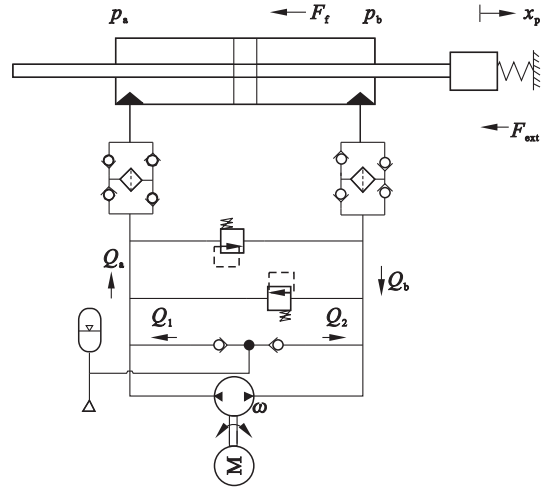


图 1 双出杆电液伺服作动器

Fig. 1 Double-rod electrohydraulic servo actuator

2 输出反馈自适应鲁棒指令滤波设计

2.1 控制模型设计

为了简化模型,定义 $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3]^T$, 其中 $\theta_1 = \sigma_0/m$, $\theta_2 = \sigma_1/m$, $\theta_3 = (\sigma_1 + \sigma_2)/m$. $d_1 = F_e/m$, $d_2 = (\beta/(V_{01} + Ax_1) - \beta/(V_{02} - Ax_1)) \Delta p$, Δp 为模型误差. 重新定义系统方程:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = x_3 - \theta_1 z + \theta_2 N(x_2) z - \theta_3 x_2 + d_1, \\ \dot{x}_3 = g_1(x_1) (Du - K_1 x_3 - Ax_2) + g_2(x_1) + d_2. \end{cases} \quad (6)$$

式中: $D = k_m q\omega$ 为自定义参数, k_m 为常数; u 为输入值.

$$g_3(x_2) = \theta_2 N(x_2) z - \theta_3 x_2, \tilde{g}_3 = g_3(\hat{x}_2) - g_3(x_2).$$

从而

$$|\tilde{g}_3| \leq h_1 |\tilde{x}_2|. \quad (7)$$

假设 1 期望位置轨迹值 x_d 和速度值 \dot{x}_d 光滑有界. 作动器两侧压力 p_a 和 p_b 有界.

假设 2 设定参数及模型不确定性需满足:

$$\theta_{\min} \leq \theta \leq \theta_{\max}, |d_1| \leq \Delta f_1, |d_2| \leq \Delta f_2, \quad (8)$$

$\Delta f_1, \Delta f_2$ 为正常数.

2.2 投影映射和参数自适应

为了解决参数不确定性问题,引入非连续投影映射. 设定 $\hat{\theta}$ 为参数 θ 的估计值, $\bar{\theta}$ 为估计误差 $\bar{\theta} = \hat{\theta} - \theta$.

非连续投影映射可定义为

$$\text{Proj}_{\hat{\theta}_i}(Y_i) = \begin{cases} 0, & \text{如果 } \hat{\theta}_i = \theta_{i\max} \text{ 且 } Y_i > 0; \\ 0, & \text{如果 } \hat{\theta}_i = \theta_{i\min} \text{ 且 } Y_i < 0; \\ Y_i, & \text{否则.} \end{cases} \quad (9)$$

式中 $i = 1, 2, 3$. 自适应法则表达式为

$$\dot{\hat{\theta}} = \text{Proj}_{\hat{\theta}}(\Gamma \tau). \quad (10)$$

式中: Γ 为正对角阵; τ 为自适应函数, 该投影映射可以保证:

$$\bar{\theta}^T [\Gamma^{-1} \text{Proj}_{\hat{\theta}}(\Gamma \tau) - \tau] \leq 0. \quad (11)$$

2.3 全状态估计

由于系统为输出状态反馈,除了活塞位置信号可用,速度、压力、内摩擦状态均需要观察或估计. 速度状态通过不连续速度状态 x_2 观察器来估计^[8].

$$\left. \begin{aligned} \hat{x}_2 &= \dot{\hat{x}}_1 = p + h_2 \tilde{x}_1, \\ \dot{p} &= h_3 \text{sgn}(\tilde{x}_1) + (h_2 - 1) \tilde{x}_1. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中: p 为辅助变量; h_2, h_3 为常数. 估计误差 $\tilde{x}_i = \hat{x}_i - x_i, i = 1, 2, 3$, 可以保证观测器全局渐进稳定. 压力状态量 x_3 的估计方程将在控制器设计时给出. 摩擦状态量 z 是未知的, 为了估计采用双投影观测器, 表达式如下:

$$\dot{\hat{z}}_1 = \text{Proj}_{\hat{z}_1}(\epsilon_1), \dot{\hat{z}}_2 = \text{Proj}_{\hat{z}_2}(\epsilon_2). \quad (13)$$

式中: \hat{z}_1, \hat{z}_2 是内摩擦状态 z_1, z_2 的估计值; ϵ_1, ϵ_2 是学习函数. 投影函数为

$$\text{Proj}_{\hat{z}_i}(\epsilon_i) = \begin{cases} 0, & \text{如果 } z_i = z_{\max} \text{ 且 } \epsilon_i > 0; \\ 0, & \text{如果 } z_i = z_{\min} \text{ 且 } \epsilon_i < 0; \\ \epsilon_i, & \text{否则.} \end{cases} \quad (14)$$

式中 $i = 1, 2$. z 有物理边界且保证如下性质:

$$z_{\min} \leq \hat{z} \leq z_{\max}, z_1 [\dot{\hat{z}}_2 - \epsilon_1] \leq 0, z_2 [\dot{\hat{z}}_2 - \epsilon_2] \leq 0. \quad (15)$$

2.4 指令滤波控制器设计

为了克服传统反步法的多次求导问题,指令

滤波方程设计如下:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\varphi}_{i,1} &= \omega_i \varphi_{i,2}, \\ \dot{\varphi}_{i,2} &= -2\zeta \omega_i \varphi_{i,2} - \omega_i (\varphi_{i,1} - \alpha_i). \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中: $x_{(i+1),c}(t) = \varphi_{i,1}$ 和 $\dot{x}_{(i+1),c}(t) = \omega_i \varphi_{i,2}$ 为滤波器输出; ω_i 为自然频率; ζ 为阻尼参数. 滤波初始条件为 $\varphi_{i,1}(0) = \alpha_i(0), \varphi_{i,2}(0) = 0, i = 1, 2, |\varphi_{i,1} - \alpha_i| \leq \rho_i$. 指令滤波反步法跟踪误差定义为

$$e_i = x_i - x_{i,c}, i = 1, 2, 3. \quad (17)$$

式中, $x_{i,c}$ 是指令滤波输出, $x_{i,c} = x_d$. 选择虚拟输入控制函数 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= -k_1 e_1 + \dot{x}_d, \\ \alpha_2 &= x_{2,c} - e_1 + \hat{\theta}_1 \hat{z}_1 - g_3(\hat{x}_2) - k_2 (\hat{x}_2 - x_{2,c}) - \\ &\quad (1/(4\epsilon_1)) (\hat{x}_2 - x_{2,c}), \\ \alpha_3 &= u = u_a + u_s. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

误差补偿信号 $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ 定义为

$$\left. \begin{aligned} \dot{\gamma}_1 &= -k_1 \gamma_1 + \gamma_2 + (x_{2,c} - \alpha_1), \\ \dot{\gamma}_2 &= -(k_2 + 1/(4\epsilon_1)) \gamma_2 - \gamma_1 + \gamma_3 + (x_{3,c} - \alpha_2), \\ \dot{\gamma}_3 &= -(k_3 - 1/(4\epsilon_2) + g_1 K_1) \gamma_2. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

补偿跟踪误差定义为

$$v_i = \tilde{x}_i - \gamma_i, i = 1, 2, 3. \quad (20)$$

实际控制输入 $u = u_a + u_s, u_s = u_{s1} + u_{s2}$.

$$\left. \begin{aligned} u_a &= 1/(g_1 D) (g_1 (k_1 \hat{x}_1 + A \hat{x}_2) - g_2), \\ u_{s1} &= 1/(g_1 D) (\dot{x}_{3,c} - k_3 (\hat{x}_3 - x_{3,c}) - e_2), \\ u_{s2} &= -1/(g_1 D) (1/(4\epsilon_2) + g_1 K_1) (\hat{x}_3 - x_{3,c}). \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

式中, ϵ_2 为设计参数, 可任意小.

步骤 1 设定李雅普诺夫函数为 $V_1 = (1/2)v_1^2$, 则 v_1 的导数为

$$\dot{v}_1 = v_2 - k_1 v_1; \quad (22)$$

V_1 的导数为

$$\dot{V}_1 = -k_1 v_1^2 + v_1 v_2. \quad (23)$$

步骤 2 设定李雅普诺夫函数为 $V_2 = (1/2)v_2^2$, 反步跟踪误差导数为

$$\dot{e}_2 = x_3 - \theta_1 z + g_3 + d_1 - \tilde{g}_3 - \dot{x}_{2,c}. \quad (24)$$

$\dot{v}_2 = \dot{e}_2 - \dot{\gamma}_2, V_2$ 的导数为

$$\dot{V}_2 = v_2 v_3 - v_1 v_2 - k_2 v_2^2 - v_2 (\bar{\theta}^T \varphi_1 + \theta_1 \tilde{z}_1 - \theta_2 N(x_2) \tilde{z}_2 - g_3 + d_1 + \alpha_{2s2}). \quad (25)$$

在式 (25) 中, $\varphi_1 = [\hat{z}_1, -N(\hat{x}_2) \hat{z}_2, \hat{x}_2]^T, \alpha_{2s2} = -(1/(4\epsilon_1)) (\hat{x}_2 - x_{2,c}), \epsilon_1$ 为设计参数, 可任意小.

步骤 3 设定李雅普诺夫函数为 $V_3 = (1/2)v_3^2$, 反步跟踪误差导数为

$$\dot{e}_3 = -k_3 e_3 - k_3 \tilde{x}_3 - e_2 + u_s + d_2 + g_1 K_1 \tilde{x}_3 + g_1 A \tilde{x}_2. \quad (26)$$

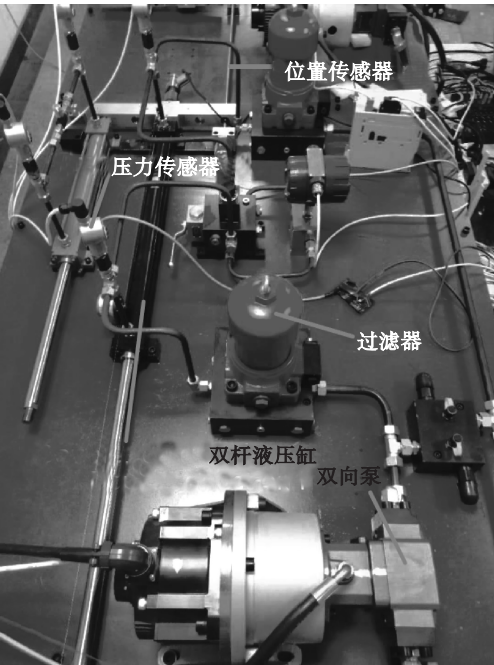


图 3 实验装置
Fig. 3 Experimental setup

为了验证有效性将两种控制器性能进行比较。

OFCFCLu:该控制器为本文提出的基于输出反馈具有改进 LuGre 摩擦模型补偿的指令滤波控制器. 参数为 $k_1 = 400, k_2 = 600, k_3 = 10, k_4 = 1\,000, \omega_1 = 1\,000, \omega_2 = 1\,000, h_2 = 300, h_3 = 0.01$, 参数估计范围是 $\theta_{\max} = [10^7, 1\,500, 200]^T, \theta_{\min} = [-10^7, 500, 100]^T$, 估计函数的初始条件是 $\hat{\theta}(0) = [8 \times 10^6, 1\,200, 150]^T$, 自适应速度矩阵 $\Gamma = \text{diag}\{2 \times 10^7, 4 \times 10^8, 2 \times 10^3\}$, 摩擦力估计速率 $\lambda_1 = 2 \times 10^{-4}, \lambda_2 = 2 \times 10^{-4}$, 估计变量 z 的边界. $z_{\max} = 2 \times 10^{-5}, z_{\min} = -2 \times 10^{-5}$.

PID:工业领域中常见控制器, 设定参数为 $k_p = 800, k_i = 40, k_d = 0$. 为了保证 PID 参数为最优值, 采用凑试法进行调定.

1) 工况 1: 将两种控制器性能进行比较, 参考轨迹为 $x_d = 0.01 \arctanh(\sin(\pi t/3))(1 - e^{-t})/0.7854$.

图 4 为参考轨迹的跟踪情况, 图 5 为两种控制器跟踪误差的比较, 表 1 为两种控制器误差性能指标的比较. 从中可以看出 OFCFCLu 控制器的跟踪性能优于 PID 控制器, 工况 1 运动速度较慢, 摩擦力对控制器影响较大, OFCFCLu 控制器摩擦补偿较好地提升了控制器性能. 图 6 为 OFCFCLu 控制器的输入电压值. 从图中可以看出起始阶段控制电压具有尖峰信号, 本实验将输入电压限定 $\pm 2\text{ V}$. 图 7 为 OFCFCLu 控制器参数估

计的收敛情况.

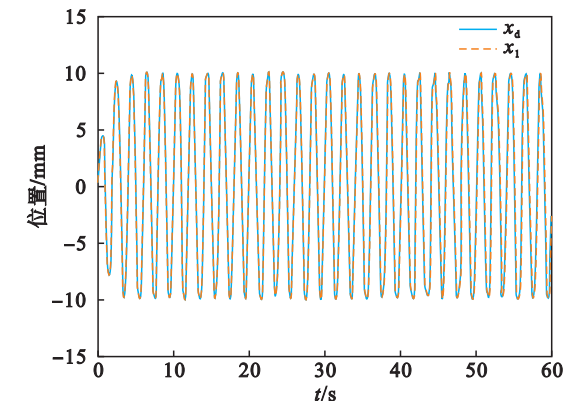


图 4 工况 1 OFCFCLu 控制器的轨迹及跟踪目标轨迹
Fig. 4 The position tracking of OFCFCLu for tracking demands for working condition 1

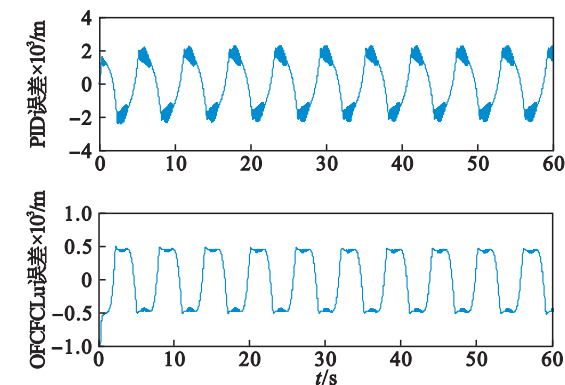


图 5 工况 1 PID 和 OFCFCLu 控制器跟踪误差
Fig. 5 The tracking errors of PID and OFCFCLu controllers for working condition 1

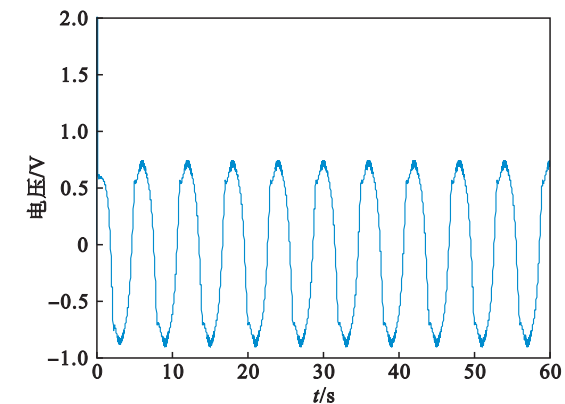


图 6 工况 1 OFCFCLu 控制器输入
Fig. 6 The control inputs of OFCFCLu for working condition 1

表 1 工况 1 下误差性能指标			
Table 1 The error performance indices for working condition 1			
控制器	m		
	M_e	μ	σ
PID	0.002 4	0.001 3	6.094 5e-6
OFCFCLu	5.116 5e-4	4.017 3e-4	1.281 8e-4

注: M_e 为误差最大值; μ 为误差均值; σ 为性能标准差.

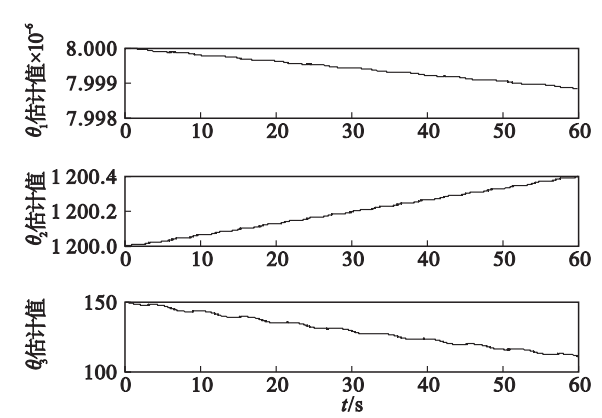


图7 工况1 OFCFCLu 控制器的参数估计情况
Fig. 7 Parameter estimation of OFCFCLu for working condition 1

2) 工况 2:提高作动器运动速度,参考轨迹为 $x_d=0.01\arctanh(\sin(\pi t))(1-e^{-t})/0.7854$. 图 8 为 PID 控制器和 OFCFCLu 控制器的跟踪误差比较,表 2 为误差统计性能指标的比较,从中可看出在快速运动中 OFCFCLu 控制器仍旧具有良好的性能.

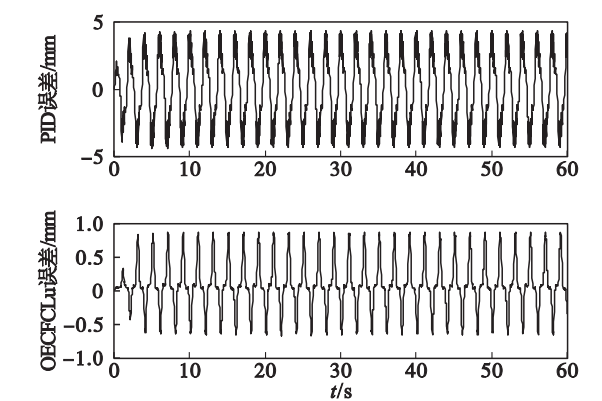


图8 工况2 PID 和 OFCFCLu 控制器跟踪误差
Fig. 8 The tracking errors of PID and OFCFCLu controllers for working condition 2

表2 工况2 下误差性能指标

Table 2 The error performance indices for working condition 2

控制器	m		
	M_e	μ	σ
PID	0.004 4	0.002 2	0.001 1
OCFCLu	8.557 3e-4	5.031 1e-4	2.600 8e-4

4 结 语

针对电液伺服作动器存在的结构和非结构化不确定性、现场应用中对传感器限制及传统反步计算中的“复杂性爆炸”问题,本文提出了基于输出反馈且具有摩擦补偿的指令滤波控制方法. 该设计使得系统具有渐进稳定性能. 通过在泵控电

液作动器实验台的实验结果验证了该方法的有效性,为解决上述问题提供了参考.

参考文献:

[1] 郭庆. 电液伺服非线性控制技术研究进展综述[J]. 液压与气动,2018,3(1): 1-9.
(Guo Qing. Development of nonlinear control technology for electro-hydraulic servo system [J]. *Chinese Hydraulic & Pneumatic*,2018,3(1):1-9.)

[2] 孙广斌,王宏,佟琨,等. 基于卡尔曼滤波器的液压驱动器状态估计[J]. 东北大学学报(自然科学版),2013,34(8): 1161-1165.
(Sun Guang-bin, Wang Hong, Tong Kun, et al. State estimation of robot hydraulic actuator based on extended Kalman filter [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*,2013,34(8):1161-1165.)

[3] Yao J Y, Jiao Z Z, Ma D W. High-accuracy tracking control of hydraulic rotary actuators with modeling uncertainties [J]. *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics*, 2014, 19(2):633-641.

[4] Ahn K K, Nam D N C, Jin M L. Adaptive backstepping control of an electrohydraulic actuator [J]. *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics*,2014,19(3):987-995.

[5] 姚建勇,焦宗夏,黄澄. 基于动态逆模型的电液位置伺服系统复合控制[J]. 机械工程学报,2011,47(10):145-151.
(Yao Jian-yong, Jiao Zong-xia, Huang Cheng. Compound control for electro-hydraulic positioning servo system based on dynamic inverse model [J]. *Journal of Mechanical Engineering*,2011,47(10):145-151.)

[6] Garagic D, Srinivasan K. Application of nonlinear adaptive control techniques to an electrohydraulic velocity servomechanism[J]. *IEEE Transactions on Control System Technology*,2004,12(2):303-314.

[7] Lu L, Yao B, Wang Q F. Adaptive robust control of linear motors with dynamic friction compensation using modified LuGre model [J]. *Automatica*,2009,45(12):2890-2896.

[8] Li X D, Yao J Y, Zhou C S. Output feedback adaptive robust control of hydraulic actuator with friction and model uncertainty compensation [J]. *Journal of the Franklin Institute*,2017,354(13):5328-5349.

[9] Guo Q, Yu T, Jiang D. High-gain observer-based output feedback control of single-rod electro-hydraulic actuator [J]. *IET Control Theory & Applications*, 2015, 9(16): 2395-2404.

[10] Ye N, Song J C, Ren G A. Model-based adaptive command filtering control of an electrohydraulic actuator with input saturation and friction [J]. *IEEE Access*, 2020, 8(1): 48252-48263.

[11] Yu J P, Shi P, Lin C, et al. Adaptive neural command filtering control for nonlinear MIMO systems with saturation input and unknown control direction [J]. *IEEE Transactions on Cybernetics*,2019,50(6): 1-10.

[12] Farrell J A, Polycarpou M, Sharma M, et al. Command filtered backstepping [J]. *IEEE Transactions Automatic Control*, 2009,54(6):1391-1395.

[13] Dong W, Farrell J A, Polycarpou M M, et al. Command filtered adaptive backstepping [J]. *IEEE Transactions Control System Technology*,2012,20(3):566-580.