

高速开关阀控电液位置伺服系统 自适应鲁棒控制

高 强, 朱玉川, 王 睿, 罗 樟

(南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016)

摘 要: 为研究高精度的液压缸位置跟踪控制问题, 设计了高速开关阀和换向阀组合控制液压缸的结构方案, 并通过实验分析了高速开关阀的静态流量特性。建立了液压缸的连续可微摩擦模型, 利用粒子群优化算法对其参数进行辨识。建立了系统的非线性数学模型, 基于非连续参数映射和反步法设计了直接自适应鲁棒控制器, 通过参数在线自适应调节来更新估计值和鲁棒反馈项支配参数不确定性, 实验结果表明: 在跟踪幅值为 5 mm, 频率为 0.4 Hz 的正弦信号时, 最后一个周期的最大跟踪误差、平均跟踪误差及其标准差分别为 0.638、0.25 mm 和 0.405 mm, 与传统 PID 控制器相比, 控制精度显著提升, 旨在为实现高精度的数字阀控位置伺服技术提供有价值的参考。

关 键 词: 自适应鲁棒控制; 反步法; 高速开关阀; 粒子群优化算法; 连续可微摩擦模型

中图分类号: TH137

文献标志码: A

Adaptive robust control of electro-hydraulic position servo system using high speed on/off valve

GAO Qiang, ZHU Yuchuan, WANG Rui, LUO Zhang

(College of Mechanical and Electrical Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A electro-hydraulic position servo system based on a high speed on/off valve (HSV) and a directional valve was designed to obtain the high-precision position control of hydraulic cylinder using HSV, in existence of large parametric uncertainties and nonlinearities. Static flow characteristic of HSV was analyzed to choose appropriate experiment frequency. Nonlinear model of hydraulic system was established with friction model and the parameters of continuous differentiable friction model were identified by particle swarm optimization (PSO) algorithm. Direct adaptive robust controller (DARC) was proposed based on nonlinear projection mapping technology and back-stepping control theory. Parametric uncertainties and nonlinearities were handled by parameter online adaptation and robust feedback in DARC. Experimental results showed that the proposed controller achieved higher control performance which was better than proportion integration differentiation (PID) controller. In tracking a sinusoidal trajectory with amplitude of 5 mm, frequency of 0.4 Hz, the maximum tracking error was 0.638 mm, average tracking error was 0.25 mm, and standard deviation of the tracking error was 0.405 mm during the last cycle. This method would be of

收稿日期: 2018-05-10

基金项目: 国家自然科学基金(51575258); 江苏高校“青蓝工程”

作者简介: 高强(1990—), 男, 博士生, 主要从事数字液压元件及其控制技术研究。

引用格式: 高强, 朱玉川, 王睿, 等. 高速开关阀控电液位置伺服系统自适应鲁棒控制[J]. 航空动力学报, 2019, 34(2): 503-512. GAO Qiang, ZHU Yuchuan, WANG Rui, et al. Adaptive robust control of electro-hydraulic position servo system using high speed on/off valve[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(2): 503-512.

valuable guiding significance to the development of digital servo control system.

Key words: adaptive robust controller; back-stepping; high speed on/off valve; particle swarm optimization algorithm; continuous differentiable friction model

电液伺服阀因具有死区小、频响快以及精度高等优势^[1],在航空发动机燃油流量控制系统中占据着重要地位,是实现计量活门高精度位置控制的核心元件。电液伺服阀在追求高频响的同时,由于受到自身结构特性的约束,同时在工作过程中又受到高温、高压及强振动的环境影响,不可避免存在卡死或零漂等问题,长期工作可靠性难以保证,进而导致发动机产生重大故障^[2]。高速开关阀(high speed on/off valve, HSV)作为典型的数字液压元件,其阀芯为锥阀或球阀形式^[3],且仅工作在全开或全关状态,具有无零漂、无泄漏、油液敏感度低以及可靠性高等优点^[4-5],可以代替电液伺服阀完成燃油计量活门的位置伺服控制。

针对高速开关阀控位置伺服系统,国内外学者在系统结构和控制策略上开展了相关研究工作。如日本岐阜大学的 Muto 等^[6]采用 2 个两位三通高速开关阀实现液压缸的阶跃和斜坡位置控制;伊朗阿扎德大学的 Adeli 等^[7]采用 2 个两位三通高速开关阀完成液压缸的位置控制,并提出一种滑模控制算法抑制模型中的不确定性因素;加拿大麦克马斯特大学的 Van Varseveld 等^[8]采用 2 个两位三通气动高速开关阀控制气缸,并对死区/饱和区进行补偿,采用比例-积分-微分(PID)和前馈相结合的控制算法,实验误差小于 0.2 mm;美国普渡大学的 Long 和 Lumkers 等^[9]认为高速开关阀控缸的控制策略不仅要保证精度,还要兼顾开关阀的开关次数,并在此基础上提出了相位控制和脉冲控制等控制算法;伊朗阿米尔卡比尔理工大学的 Saeedzadeh 等^[10]构建了位置控制精度和功率损耗的代价函数,设计了鲁棒控制器,与传统的伺服阀控缸相比,控制误差和能耗分别降低了 35% 和 21%。美国普渡大学的 Yao 等^[11]针对系统不确定性,并结合反步设计理论,提出了自适应鲁棒控制(direct adaptive robust controller, DARC)理论与方法,实验效果优于传统 PID 控制器;浙江大学的冯瑞琳和魏建华^[12]将该方法用于粉末成型运动控制中,获得了较好的控制效果;北京航空航天大学的焦宗夏等^[13]将高速开关阀用于自馈能刹车系统中,并运用反步法获得了精确的压力控制。浙江大学的孟

德远和陶国良等^[14]则利用 4 个气动高速开关阀控制气缸,采用考虑黏性和库伦摩擦效应的自适应鲁棒控制器,实验误差低于 2.4%。总体来看,在结构方面,以上学者一般采用多个高速开关阀实现液压缸的正弦位置跟踪,而在控制方面,更多的关注高速开关阀自身的流量补偿,增加了系统结构的复杂程度和控制难度,而忽略了系统中存在的大量不确定参数和非线性因素,本文尝试采用单个高速开关阀和换向阀组合控制液压缸,具体研究内容如下。

首先,建立各部分数学模型,并通过实验分析高速开关阀的静态流量特性,以选择实验最佳频率;其次,通过粒子群优化算法对连续可微摩擦模型的参数进行辨识;最后,结合非连续参数映射和反步法设计一种直接自适应鲁棒控制器来实现液压缸的高精度位置跟踪。实验结果表明,所提出的控制方法通过参数在线自适应调节来更新估计值和鲁棒反馈项支配参数不确定性,可以有效提高位置控制精度,旨在为实现高精度的数字阀控伺服技术提供有价值的参考。

1 系统结构与工作原理

高速开关阀控电液位置伺服系统的结构原理如图 1 所示。采用高速开关阀和换向阀组合控制液压缸的结构方案,前者控制进入液压缸的流量,后者控制活塞杆的换向运动,进而可以代替比例/伺服阀实现液压缸的正弦位置伺服控制。系统设有位移传感器和压力传感器,以便将实时信号传输至数据采集卡(PCI 6251),经 A/D 转换后传输

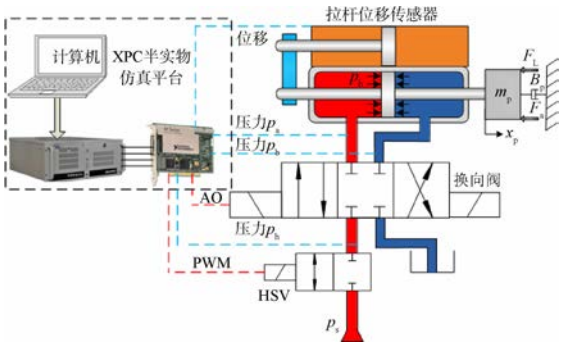


图 1 位置控制系统结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of position control system

至计算机,计算机根据指令信号和状态反馈信息,经过控制器求解得到占空比,并经过功率放大板驱动高速开关阀,以调节液压缸的进口流量,完成液压缸的位置跟踪控制。

2 数学模型

2.1 高速开关阀数学模型

高速开关阀由衔铁、线圈、阀体以及球阀等主要部分组成,其结构如图 2 所示。高速开关阀的驱动电压为 24 V,线圈电阻为 10 Ω,额定压力为 10 MPa,流量为 2~9 L/min,最大开关频率为 50 Hz。高速开关阀采用 PWM(pulse width modulation)信号控制,当脉冲信号为高电平时,电磁线圈通电产生吸力,衔铁推动顶杆克服液压力和弹簧力向下运动打开阀芯;当脉冲信号为低电平时,线圈失电,此时阀芯在弹簧力和液压力的作用下回到初始位置。

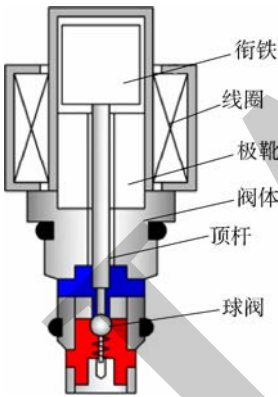


图 2 HSV 结构示意图

Fig. 2 Structure of HSV

励磁线圈电压平衡方程为

$$u_c = i_c R_c + L_c \frac{di_c}{dt} \quad (1)$$

瞬态电流为

$$i_c = i_0 + \left(\frac{u_c}{R_c} - i_0 \right) \left(1 - e^{-t_d \frac{R_c}{L_c}} \right) \quad (2)$$

其中 R_c 、 L_c 、 u_c 、 i_0 、 i_c 分别为线圈电阻、电感、电压、初始电流和瞬态电流。由式(2)可知,线圈控制电流相对于电压存在滞后时间 t_d ,其对阀芯的开启和关闭时间有重要的影响。根据电磁学原理, N 匝电磁线圈通入电流后,衔铁受到的轴向电磁吸力为

$$F_c = \frac{N^2 i_c^2 \mu_0 S}{2 (L_0 - x_v)^2} \quad (3)$$

阀芯在运动过程中,受到电磁力、液压力以及

弹簧力共同作用,运动状态较为复杂,为便于求解模型,对其动力学模型简化,如图 3 所示。

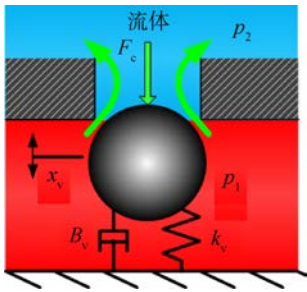


图 3 球阀动力学简化模型

Fig. 3 Kinetic model of ball valve

将阀芯运动简化为单自由度的弹簧阻尼系统,以便建立其数学模型,此时阀芯的力平衡方程为

$$m_v \ddot{x}_v = F_c - F_y - k_v (x_0 + x_v) - B_v \dot{x}_v \quad (4)$$

其中 m_v 、 F_y 、 F_c 、 k_v 、 B_v 、 x_0 分别表示阀芯的质量、液压力、液动力、弹簧刚度、阻尼以及弹簧预压缩量。阀口过流面积由下式可得

$$A_v = \pi x_v \cos \theta_v (2 \sin \theta_v + x_v \sin \theta_v \cos \theta_v) \quad (5)$$

通过球阀的流量可表示为^[15]

$$q_v = c_d A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (6)$$

其中 A_v 、 c_d 、 Δp 、 q_v 分别表示阀芯的通流面积、速度系数、流量系数、压差以及流量。高速开关阀仅工作在全开或全关状态,因此输出流量为离散型。在实际测试过程中,可以用平均流量 Q 来表征高速开关阀的静态流量特性。其流量-占空比测试曲线如图 4 所示。

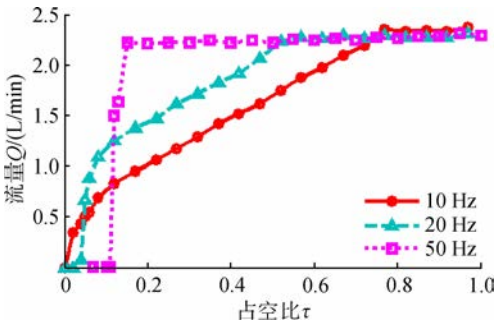


图 4 在 3 MPa 压力下静态流量测试曲线

Fig. 4 Static flow test curves of HSV under 3 MPa

由图 4 可知,高速开关阀的流量随占空比的增加逐渐增加,但是频率的增加导致死区和饱和区增大,且使用寿命降低。为了兼顾控制精度、流量以及使用寿命,实验采用 20 Hz 的驱动频率。

2.2 液压缸动力学模型

活塞杆是在液压缸两腔压差的作用下作往复运动,其动力学模型如图5所示。由图5可知,活塞杆的动态特性受到惯性力、黏性阻尼力和外负载力等多种外力的影响。

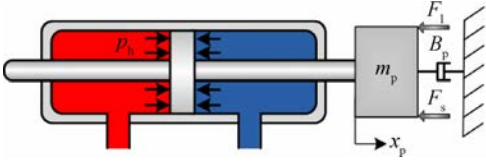


图5 液压缸的动力学模型

Fig. 5 Kinetic model of hydraulic cylinder

在不考虑液压缸泄漏的情况下,液压缸的动力学方程为

$$m_p \ddot{x}_p = (p_a - p_b) A_p - F_l - F_s \quad (7)$$

式中 m_p 为负载质量, x_p 为活塞杆位移, p_a 和 p_b 分别为液压缸两侧压力, F_l 为外负载力, F_s 为摩擦力, A_p 为液压缸有效面积,其大小由最大静摩擦力、库伦摩擦力、黏性摩擦力和 Stribeck 效应组成,其模型为^[16]

$$F_f = \left[F_c + (F_{ss} - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{x}_p}{\dot{x}_s}\right)} \right] \text{sgn}(\dot{x}_p) + B_p \dot{x}_p \quad (8)$$

式中 F_l 为库伦摩擦力, F_{ss} 为最大静摩擦力, $\dot{x}_s$ 为 Stribeck 速度, B_p 为液压缸的黏性摩擦因数。其中参数 F_c 、 F_s 、 B_p 、 $\dot{x}_s$ 可通过实验数据辨识得到。

液压缸左侧(进油侧)压力动态方程为

$$\dot{p}_a = \frac{\beta_e}{V_{01} + A_p x_p} (-A_a \dot{x}_p + Q_1 - C_l p_l) \quad (9)$$

液压缸左侧(回油侧)压力动态方程为

$$\dot{p}_b = \frac{\beta_e}{V_{02} - A_p x_p} (A_a \dot{x}_p - Q_2 + C_l p_l) \quad (10)$$

在此假设高速开关阀与伺服阀之间无泄漏,其中

$$Q_1 = c_d A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_h)} = c_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_h - p_a)} \quad (11)$$

$$Q_2 = c_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_b - 0)} \quad (12)$$

式中 β_e 为有效体积弹性模量, p_s 为供油压力, p_h 为高速开关阀和换向阀之间压力, V_{01} 为进油腔初始容积, V_{02} 为回油腔初始容积, A_2 为伺服阀的最大开口面积, C_l 为液压缸泄漏系数。

2.3 液压缸摩擦模型辨识

摩擦特性对高速开关阀控位置系统的控制性能影响较大,如果没有对摩擦力进行补偿,可能会导致被控对象运动振荡,甚至出现诸如死区、低速爬行、稳态误差、产生速度波动等现象^[17]。为了实现液压缸的高精度位置控制,需对其进行摩擦补偿,由于式(8)存在符号函数,在零点不可导,无法直接用于反步法控制器。为提高摩擦效应建模的精度,采用基于双曲正切近似的连续可微摩擦模型^[18]

$$F_f = a_1 [\tanh(a_2 \dot{x}_p) - \tanh(a_3 \dot{x}_p)] + a_4 \tanh(a_5 \dot{x}_p) + a_6 \dot{x}_p \quad (13)$$

粒子群优化 (particle swarm optimization, PSO) 具有计算速度快,收敛性强的优点^[19],因此采用 PSO 对模型参数进行辨识。 $t+1$ 时刻,第 i 个粒子的位置与速度的计算公式如下^[20]:

$$\begin{cases} v_i(t+1) = v_i(t) + c_1 r_1 [p_i(t) - x_i(t)] + c_2 r_2 [p_g(t) - x_i(t)] \\ x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t+1) \end{cases} \quad (14)$$

其中 $p_i(t)$ 为第 i 个粒子自身寻找到的最优值即局部最优值, $p_g(t)$ 是所有粒子找到的最优值即全局最优值, c_1 、 c_2 为加速度常数, r_1 、 r_2 为 $[0, 1]$ 之间的随机数。由于粒子在速度更新时可能会超过限定的速度,因此需对其速度进行限制,采用以下公式进行限制

$$\begin{cases} v_i^d = v_{\max} & v_i^d > v_{\max} \\ v_i^d = -v_{\max} & v_i^d < -v_{\max} \end{cases} \quad (15)$$

采用模型输出摩擦力 $F_{f_{\text{pso}}}$ 与实测摩擦力 F_f 的方均根误差 e_{rms} 作为标准测试函数^[20]

$$e_{\text{rms}} = \sqrt{\sum_{j=1}^i (F_{f_{\text{pso}}} - F_f)^2 / i} \quad (16)$$

将实测数据带入粒子群辨识算法中,可以得到6个参数 $a_1 \sim a_6$ 的值,其中各参数的收敛如图6所示。

通过 PSO 算法辨识得到的参数如下: $a_1 = 48.197$, $a_2 = 693.89$, $a_3 = 120.471$, $a_4 = 24.525$, $a_5 = 274.413$, $a_6 = 188.437$,通过辨识参数拟合的曲线如图7所示。

由图7可知,通过 PSO 辨识得到的摩擦模型可近似表征执行机构的摩擦特性。其中 a_2 、 a_3 、 a_5 表征形状系数, a_1 、 a_4 、 a_6 表征不同摩擦特性的幅值水平,在此假设形状系数已经精确可知,幅值水平参数在运动过程中发生较大的变化,即存在参

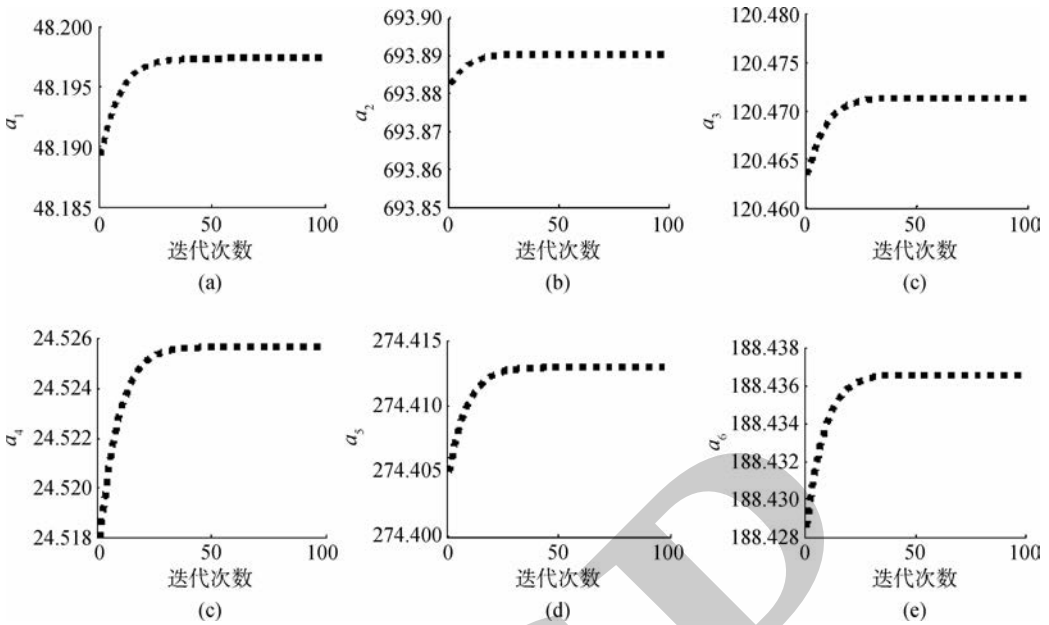


图 6 辨识参数收敛曲线
Fig. 6 Convergence curves of identification parameters

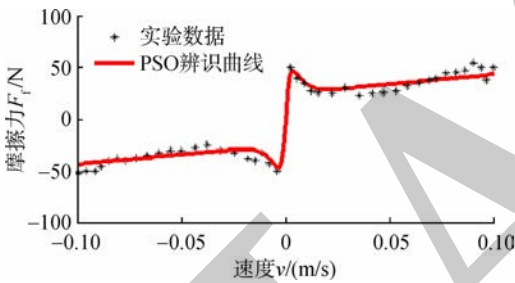


图 7 静摩擦力及其拟合曲线

Fig. 7 Static friction force and its curve fitting

$$\begin{cases} f_1 = \frac{\beta_e A_p}{V_{o1} + A_p x_1} c_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_s - p_h) \\ f_2 = \frac{\beta_e A_p}{V_{o2} - A_p x_1} c_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_h \\ f_c = \left(\frac{1}{V_{o1} + A_p x_1} + \frac{1}{V_{o2} - A_p x_1} \right) A_p^2 \beta_e x_2 \\ f_u = \left(\frac{1}{V_{o1} + A_p x_1} + \frac{1}{V_{o2} - A_p x_1} \right) A_p \beta_e p_l \\ S_f(x_2) = \tanh(a_2 x_2) - \tanh(a_3 x_2) \\ P_f(x_2) = \tanh(a_5 x_2) \end{cases}$$

(19)

数不确定性,将通过设计相应的自适应控制器来估计这些未知的摩擦参数。

3 控制器设计

3.1 系统模型与理论概述

为简化系统方程,便于调试控制器,定义未知参数矢量 $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4]^T$, 其中 $\theta_1 = a_6$, $\theta_2 = a_1$, $\theta_3 = a_4$, $\theta_4 = C_1$, 并假设系统只具有参数不确定性,定义系统的状态变量为

$$x_1 = x_p, x_2 = \dot{x}_p, x_3 = (p_a - p_b) A_p \quad (17)$$

则系统的状态空间非线性模型为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ m_p \dot{x}_2 = x_3 - \theta_1 x_2 - \theta_2 S_f(x_2) - \theta_3 P_f(x_2) - \tilde{d} \\ \dot{x}_3 = f_1 A_v + f_2 A_2 - f_c - f_u \theta_4 \end{cases} \quad (18)$$

式中

尽管未知参数的精确值无法直接获得,但是其范围已知,均有界,作以下假设:

$$\begin{cases} \theta \in \Omega_\theta \stackrel{\text{def}}{=} [\theta: \theta_{\min} \leq \theta \leq \theta_{\max}] \\ |\tilde{d}(x_1, x_2, t)| \leq \delta_d(x_1, x_2, t) \end{cases} \quad (20)$$

式中 $\tilde{d}(x_1, x_2, t)$ 为未建模不确定性及外部干扰, $\delta_d(x_1, x_2, t)$ 为已知函数, $\theta_{\min} = [\theta_{1\min}, \theta_{2\min}, \theta_{3\min}, \theta_{4\min}]^T$ 和 $\theta_{\max} = [\theta_{1\max}, \theta_{2\max}, \theta_{3\max}, \theta_{4\max}]^T$ 分别代表 θ 的上下界。

基于反步法设计理论,将复杂的高阶系统分解为若干低阶的子系统,然后为每个子系统设计相应的虚拟控制器,最终控制信号通过一系列虚拟信号以递归的方式得到。运用不连续的参数映射保证控制律的稳定性,使液压缸活塞的位移精确跟踪期望轨迹,并随时间的变化逐渐收敛于一个球域。

3.2 参数映射与估计

定义非连续性参数映射,其中 $\hat{\theta}$ 为 θ 的估计, $\tilde{\theta}(\hat{\theta}=\hat{\theta}-\theta)$ 为估计误差

$$\text{Proj}_{\hat{\theta}_i}(\cdot_i)=\begin{cases} 0, \hat{\theta}_i=\theta_{i\max}, \cdot_i>0 \\ 0, \hat{\theta}_i=\theta_{i\min}, \cdot_i<0 \\ \cdot_i, \text{其他} \end{cases} \quad (21)$$

参数自适应率如下:

$$\dot{\hat{\theta}}=\text{Proj}_{\hat{\theta}}(\Gamma\tau), \quad \hat{\theta}(0)\in\Omega_{\hat{\theta}} \quad (22)$$

其中 $\text{Proj}_{\hat{\theta}}(\cdot)$ 为标准投影映射, Γ 为正定对称自适应率矩阵, τ 为参数自适应函数。

容易证明,参数不连续映射具有如下性质:

$$\begin{cases} \hat{\theta}\in\Omega_{\hat{\theta}}\stackrel{\text{def}}{=}[\hat{\theta}:\theta_{\min}\leq\hat{\theta}\leq\theta_{\max}] \\ \hat{\theta}^T[\Gamma^{-1}\text{Proj}_{\hat{\theta}}(\Gamma\tau)-\tau]\leq 0, \forall \tau \end{cases} \quad (23)$$

3.3 反步法控制器设计

为保证系统具有较高的控制精度和较强的鲁棒性,采用反步法设计非线性 DARC。

步骤 1

定义误差变量

$$e_1=x_1-x_{1d} \quad (24)$$

$$e_2=\dot{e}_1+k_1e_1=x_2-x_{2\text{eq}} \quad x_{2\text{eq}}\triangleq\dot{x}_{1d}-k_1e_1 \quad (25)$$

式中 e_1 为位置跟踪误差, x_{1d} 为位置期望值, k_1 为正反馈增益系数, k_1 可以保证 $1/s+k_1$ 是稳定的, 即 e_2 趋近于 0 时, e_1 同样收敛于 0。对 e_2 微分可得

$$m_p\dot{e}_2=x_3-\theta_1x_2-\theta_2S_f(x_2)-\theta_3P_f(x_2)-\ddot{x}_1-m_p\dot{x}_{2\text{eq}} \quad (26)$$

在式(26)中,为保证 e_2 趋近于 0,将 x_3 当作步骤 1 的虚拟控制输入,并为其设计鲁棒控制律以达到控制目标。鲁棒控制律 F_{ld} 结构如下:

$$\begin{cases} F_{ld}=F_{lda}+F_{lds1}+F_{lds2} \\ F_{lda}=m_p\dot{x}_{2\text{eq}}+\hat{\theta}_1x_2+\hat{\theta}_2S_f(x_2)+\hat{\theta}_3P_f(x_2) \\ F_{lds1}=-k_{21}e_2 \end{cases} \quad (27)$$

式中 F_{lda} 为包含参数估计的模型补偿项, $\hat{\theta}_i$ 为 θ_i 的估计值, F_{lds1} 为线性稳定反馈, F_{lds2} 为鲁棒反馈。令 $e_3=x_3-F_{ld}$ 为实际虚拟控制和期望控制虚拟的误差,并将式(27)代入式(26)可得

$$m_p\dot{e}_2=e_3-k_{21}e_2+F_{lds2}-\varphi_2^T\tilde{\theta} \quad (28)$$

其中

$$\varphi_2^T\stackrel{\text{def}}{=}[-x_2,-S_f(x_2),-P_f(x_2),0] \quad (29)$$

则可设计 F_{lds2} 满足以下镇定条件:

$$\begin{cases} e_2[F_{lds2}-\varphi_2^T\tilde{\theta}-\ddot{x}_1]\leq\epsilon_2 \\ e_2F_{lds2}\leq 0 \end{cases} \quad (30)$$

定义选择任意光滑函数满足以下条件:

$$h_2\geq\|\varphi_2\|^2\|\theta_m\|^2+\delta_d^2, (\theta_m=\theta_{\max}-\theta_{\min}) \quad (31)$$

设计 F_{lds2} 满足如下表达式,可以看出 F_{lds2} 是针对参数不确定性,未建模误差以及未知干扰所设计的。

$$F_{lds2}=-\frac{h_2}{2\epsilon_2}e_2\stackrel{\text{def}}{=} -k_{22}e_2 \quad (32)$$

利用杨氏不等式容易证明 F_{lds2} 满足

$$e_2[F_{lds2}-\varphi_2^T\tilde{\theta}-\ddot{x}_1]\leq\epsilon_2 \quad (33)$$

取 Lyapunov 半正定函数 V_2 为

$$V_2=\frac{1}{2}m_pe_2^2 \quad (34)$$

将 V_2 对时间微分,并将式(30)代入可得

$$\dot{V}_2=m_pe_2\dot{e}_2=e_2(e_3-k_{21}e_2-k_{22}e_2-\varphi_2^T\tilde{\theta}-\ddot{x}_1) \quad (35)$$

显然

$$\dot{V}_2\leq e_2e_3-k_{21}e_2^2+\epsilon_2 \quad (36)$$

可知, V_2 全局稳定有界,如果 e_3 趋近于 0,即 x_3 可以精确跟踪 F_{ld} ,则 e_1 和 e_2 同样随时间变化可以收敛一个球域内,因此下一步的设计目标是保证 e_3 趋近于 0。

步骤 2

根据步骤 1 的设计过程,将 e_3 对时间微分

$$\begin{aligned} \dot{e}_3 &= \dot{x}_3 - \dot{F}_{ld} = \\ & f_1A_v + f_2A_2 - f_c - f_u\theta_4 - \dot{F}_{ldc} - \dot{F}_{ldu} \end{aligned} \quad (37)$$

式中

$$\begin{cases} \dot{F}_{ld}=\dot{F}_{ldc}+\dot{F}_{ldu} \\ \dot{F}_{ldc}=\frac{\partial F_{ld}}{\partial t}+\frac{\partial F_{ld}}{\partial x_1}x_2+\frac{\partial F_{ld}}{\partial x_2}\dot{x}_2+\frac{\partial F_{ld}}{\partial \hat{\theta}}\dot{\hat{\theta}} \\ \dot{F}_{ldu}=\frac{\partial F_{ld}}{\partial x_2}\tilde{x}_2 \\ \dot{\tilde{x}}_2\stackrel{\text{def}}{=}\frac{x_3-\hat{\theta}_1x_2-\hat{\theta}_2S_f(x_2)-\hat{\theta}_3P_f(x_2)}{m_p} \end{cases} \quad (38)$$

其中 $\dot{F}_{ldc}$ 为微分可计算项,用于控制器的设计, $\dot{F}_{ldu}$ 为微分不可计算项,需设计鲁棒控制器以镇定此不确定性, $\dot{\tilde{x}}_2$ 为 $\tilde{x}_2$ 的估计值。

在实验过程中,实际控制对象为高速开关阀的占空比,在此假设高速开关阀的平均过流面积与占空比成线性关系,则过实时计算平均过流面积 A_v 间接求得其占空比,则可设计自适应鲁棒控制器 $A(A=A_v)$,其结构如下:

$$\begin{cases} A = A_a + A_{s1} + A_{s2} \\ A_a = \frac{1}{f_1}(f_c + f_u \theta_4 - f_2 A_2 + \dot{F}_{ldc}) \\ A_s = \frac{1}{f_1}(A_{s1} + A_{s2}) \\ A_{s1} = -k_{31} e_3 \end{cases} \quad (39)$$

其中 A_a 为可调节模型补偿项, A_{s1} 为线性负反馈, A_{s2} 为鲁棒控制器反馈项, k_{31} 为反馈控制增益系数, 将式(39)代入式(37)可得

$$\dot{e}_3 = -k_{31} e_3 + A_{s2} - \boldsymbol{\varphi}_3^T \tilde{\boldsymbol{\theta}} + \frac{\partial F_{ld}}{\partial x_2} \cdot \frac{\tilde{d}}{m_p} \quad (40)$$

其中

$$\boldsymbol{\varphi}_3^T = \frac{1}{m_p} \left[\frac{\partial F_{ld}}{\partial x_2}, \frac{\partial F_{ld}}{\partial x_2} S_f(x_2), \frac{\partial F_{ld}}{\partial x_2} P_f(x_2), -m_p f_u \right] \quad (41)$$

则可设计 A_{s2} 满足以下镇定条件:

$$\begin{cases} e_3 \left(A_{s2} - \boldsymbol{\varphi}_3^T \tilde{\boldsymbol{\theta}} + \frac{\partial F_{ld}}{\partial x_2} \cdot \frac{\tilde{d}}{m_p} \right) \leq \epsilon_3 \\ e_3 A_{s2} \leq 0 \end{cases} \quad (42)$$

选择任意光滑函数满足以下条件:

$$h_3 \geq \|\boldsymbol{\varphi}_3\|^2 \|\tilde{\boldsymbol{\theta}}_m\|^2 + \left(\frac{\partial F_{ld}}{\partial x_2} \cdot \frac{\tilde{d}}{m_p} \right) \quad (43)$$

可设计 A_{s2} 满足如下表达式:

$$A_{s2} = -k_{22} e_3 \triangleq -\frac{h_3}{2\epsilon_3} e_3 \quad (44)$$

同样容易证明 A_{s2} 满足镇定条件式(42)。

取 Lyapunov 半正定函数

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} e_3^2 \quad (45)$$

时间微分为

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 + e_3 \dot{e}_3 \quad (46)$$

由镇定条件可知

$$\dot{V}_3 \leq e_2 e_3 - k_{21} e_2^2 + \epsilon_2 - k_{31} e_3^2 + \epsilon_3 \quad (47)$$

由此可见, V_3 全局有界且稳定, 所有信号均有界, 所设计的自适应鲁棒控制器可以保证 e_2 和 e_3 收敛于一个球域, 且可以通过调整增益参数来调节收敛性, 最终保证 e_1 有界, 跟踪误差保持在较小的范围内。

则高速开关阀的期望占空比为

$$u = \frac{1}{f_1 A_{\max}} (f_c + f_u \theta_4 + \dot{F}_{ldc} - f_2 A_2 - k_{31} e_3 - k_{32} e_3) \quad (48)$$

4 实验分析

为了进一步验证所设计系统结构的合理性以及所提出的自适应鲁棒控制器的正确性, 搭建了高速开关阀控液压缸的半实物仿真测试平台, 如图8所示。该测试平台由 XPC 半实物仿真系统、液动力站、高速开关阀、换向阀、液压缸、PWM 放大板以及位移、压力传感器等组成, 其中数据采集卡采样率为 1 kHz, PWM 放大板延迟 1 ms, 液动力站最大压力 10 MPa, 换向阀在单边压差为 3.5 MPa 时流量约为 7.9 L/min。系统关键参数如下: $p_s = 4$ MPa, $m_p = 20$ kg, $A_p = 6.28 \times 10^{-4}$ m², $V_{01} = V_{02} = 2.198 \times 10^{-5}$ m³。

通过将 DARC 控制器与传统的 PID 控制器对比, 以验证所提出控制器算法的有效性, 两种控

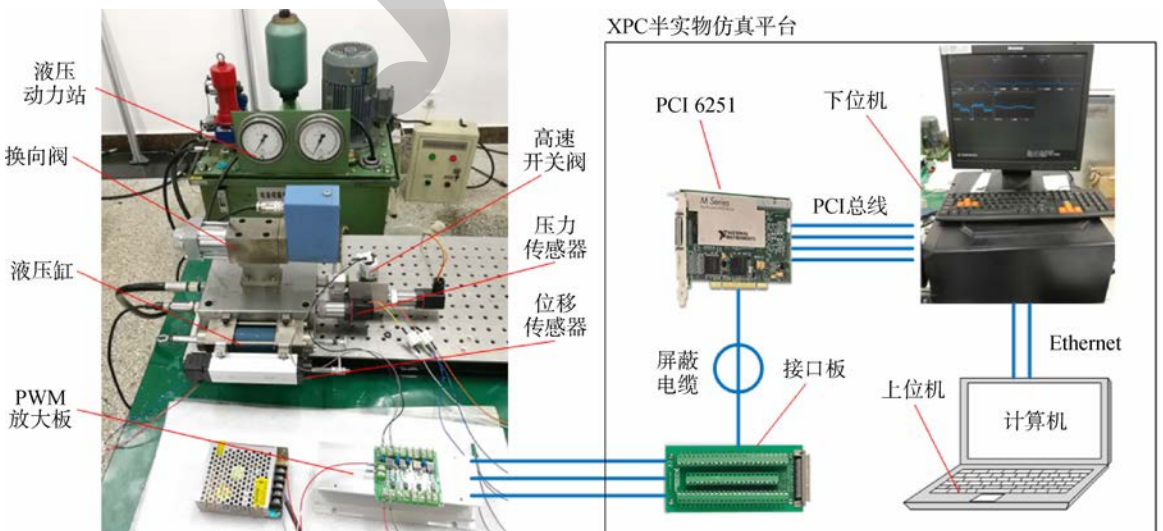


图8 高速开关阀控电液位置伺服系统半实物仿真测试平台

Fig. 8 Hardware-in-the-loop simulation test platform of servo position control system using HSV

制器的相关参数均是通过多次实验确定的,以确保对比的公平性。

1) DARC:实验中用到的主要模型参数为自适应鲁棒控制器增益参数 $k_1=200, k_{21}=k_{22}=50, k_{31}=k_{32}=30$;未知变量为 $\theta(0)=[160, 30, 0, 4\times 10^{-12}]^T, \theta_{\max}=[200, 60, 50, 10^{-11}]^T, \theta_{\min}=[160, 30, 0, 4\times 10^{-12}]^T$,参数自适应率矩阵 $\Gamma=[50, 20, 80, 10^{-25}]^T$ 。

2) PID:工业常用比例-积分-微分控制器,参数 $K_P=100, K_I=0.1, K_D=0.01$ 。

分别采用以上两种控制方法跟踪幅值为 5 mm,频率为 0.4 Hz 的正弦位置信号(工况 1),其位置跟踪和位置误差曲线分别如图 9 和图 10 所示。由图可知,采用 DARC 控制器在第一个周期跟踪性能弱于 PID,但随着时间推移跟踪误差逐渐小于 PID,控制性能显著优于 PID。

为了准确评价控制器的性能,采用最后一个周期的最大跟踪误差 M_e ,平均跟踪误差 μ 以及误差的标准差 σ 作为性能评价指标^[17]。

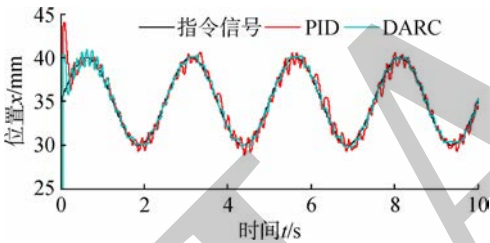


图 9 工况 1 位置跟踪曲线对比

Fig. 9 Comparative position tracking curves for case 1

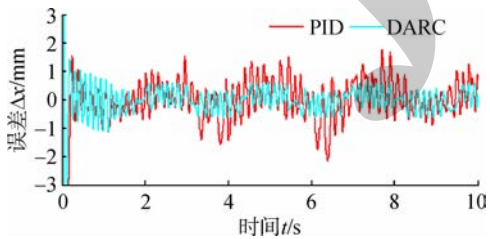


图 10 工况 1 位置跟踪误差曲线对比

Fig. 10 Comparative position tracking errors for case 1

正弦跟踪的评价指标如表 1 所示。

$$M_e = \max_{i=1, \dots, N} \{ |e_1(i)| \} \quad (49)$$

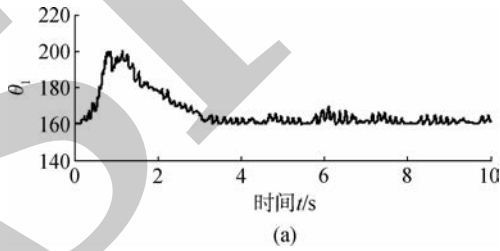
$$\mu = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |e_1(i)| \quad (50)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [|e_1(i)| - \mu]^2} \quad (51)$$

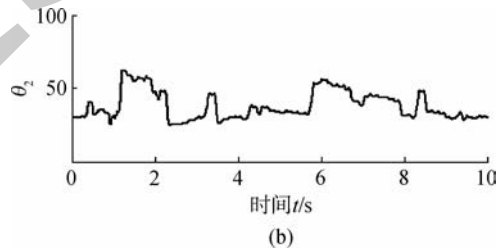
表 1 工况 1 位置跟踪最后一周期的评价指标
Table 1 Performance indices during the last one cycle
for case 1

控制方法	M_e/mm	μ/mm	σ/mm
PID	1.777	0.457	1.736
DARC	0.638	0.250	0.405

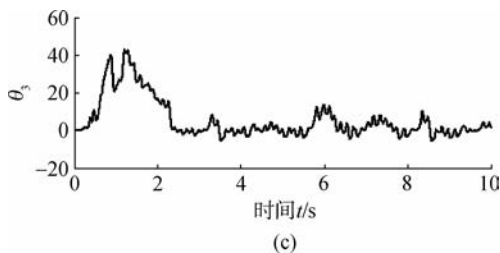
由表 1 中数据可以看出,采用 DARC 控制器最后一个周期的最大跟踪误差为 0.638 mm,平均跟踪误差为 0.25 mm,误差的标准差为 0.405 mm,均小于 PID 控制指标,控制性能显著提升。未知参数估计如图 11 所示,由于采用了直接参数自适应的方法,各参数之间相互耦合,且参数自适应的驱动力来自于误差,误差较小时,参数调整能力变差,该控制器的参数收敛性有待提高。



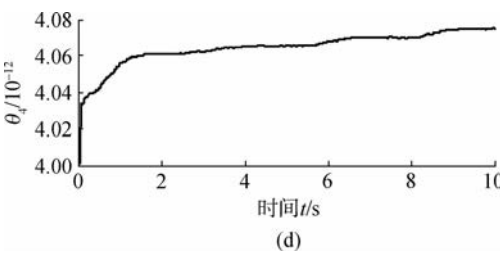
(a)



(b)



(c)



(d)

图 11 DARC 控制器参数估计

Fig. 11 Parameter adaptation of the DARC controller

为了进一步验证控制器的控制性能,跟踪类正弦信号(最大幅值为 10 mm,频率为 0.5 Hz) $x_{1d}=0.01\sin(\pi t)[1-\exp(-0.01t^3)]$ (工况 2),位置跟踪和误差曲线分别如图 12 和图 13 所示。

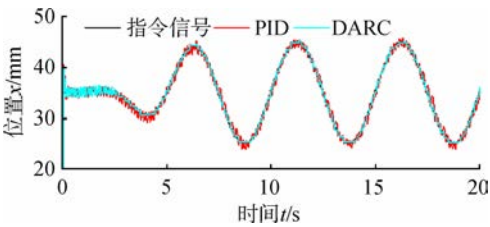


图 12 工况 2 位置跟踪曲线对比

Fig. 12 Comparative position tracking curves for case 2

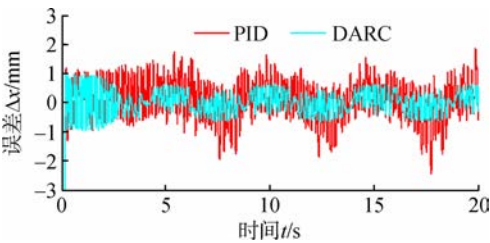


图 13 工况 2 位置跟踪误差曲线对比

Fig. 13 Comparative position tracking errors for case 2

与工况 1 类似,采用 DARC 控制器在开始阶段跟踪性能并不是很好,但由于参数自适应的效果,性能会逐渐改善,最终优于 PID 控制。

类正弦位置跟踪的评价指标如表 2 所示。

表 2 工况 2 位置跟踪最后一周期的评价指标

Table 2 Performance indices during the last one cycle for case 2

控制方法	M_e/mm	μ/mm	σ/mm
PID	2.426	0.596	0.969
DARC	0.631	0.254	0.394

通过以上 2 组实验可知,由于存在建模不确定性以及非线性摩擦行为,PID 控制器仅具有一定的鲁棒性,所设计的 DARC 控制器充分考虑到系统运行过程中参数的不确定性以及非线性摩擦特性,并对摩擦幅值参数进行在线估计,有效抑制了摩擦特性,提高了控制精度。

5 结 论

1) 采用单个高速开关阀和换向阀组合控制液压缸的系统方案,并通过实验分析了高速开关阀的静态流量特性,以选择实验最佳频率。

2) 通过 PSO 算法对连续可微摩擦模型的 6 个参数进行辨识,所辨识的摩擦模型可表征液压缸的摩擦特性。

3) 建立了高速开关阀控电液位置系统的非线性数学模型,基于非连续参数映射和反步法设计了适用于数字阀控系统的直接自适应鲁棒控制器,实验结果表明,所提出的控制器在跟踪幅值为 5 mm,频率为 0.4 Hz 的正弦信号时,最后一周期的最大跟踪误差、平均跟踪误差及其标准差分别为 0.638、0.25 mm 和 0.405 mm,与传统 PID 相比,控制性能显著提升。

4) 由于采用误差直接驱动未知参数的自适应方法,尽管不影响控制性能,但易导致参数收敛性较弱,在某些要求在线监测与故障诊断的应用场合应予以改善。

参考文献:

[1] WU Shuai,ZHAO Xiangyu,LI Chunfang,et al. Multi-objective optimization of a hollow plunger type solenoid for high speed on/off valve[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics,2017,65(4):3115-3124.

[2] 尤裕荣,袁洪滨,王春民,等. PWM 高速开关阀动态调节特性仿真研究[J]. 火箭推进,2012,38(5):24-29.

YOU Yurong,YUAN Hongbin,WANG Chunmin,et al. Simulation of dynamic regulating characteristics of PWM high-speed on-off valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2012,38(5):24-29. (in Chinese)

[3] LINJAMA M,HUHTALA K. Digital hydraulic power management system-towards lossless hydraulic[R]. Tampere,Finland:The Third Workshop on Digital Fluid Power,2010.

[4] 王秋霞,樊丁,彭凯. AMESim 仿真技术在高速电磁阀中的应用[J]. 航空动力学报,2014,29(3):702-707.

WANG Qixia,FAN Ding,PENG Kai. High speed solenoid valve with the application of AMESim[J]. Journal of Aerospace Power,2014,29(3):702-707. (in Chinese)

[5] 杨华勇,王双,张斌,等. 数字液压阀及其阀控系统发展和展望[J]. 吉林大学学报(工学版),2016,46(5):1494-1505.

YANG Huayong,WANG Shuang,ZHANG Bin,et al. Development and prospect of digital hydraulic valve and valve control system[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition),2016,46(5):1494-1505. (in Chinese)

[6] MUTO T,YAMADA H,SUEMATSU Y. PWM-digital control of hydraulic actuator utilizing 2-way solenoid valves[J]. Transactions of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society,1988,19(7):564-571.

[7] ADELI M R,KAKAHAJI H. Modeling and position sliding mode control of a hydraulic actuators using on/off

valve with PWM technique[R]. Opol, Poland: International Students Conference on Electrodynamics and Mechatronics, IEEE, 2011; 59-64.

[8] VAN VARSEVELD R B, BONE G M. Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 1997, 2(3): 195-204.

[9] LONG G, LUMKES J R, Jr. Comparative study of position control with 2-way and 3-way on/off electrohydraulic valves[J]. International Journal of Fluid Power, 2010, 11(1): 21-32.

[10] SAEEDZADEH A, REZAEI S M, ZAREINEJAD M. Energy-efficient position control of an actuator in a digital hydraulic system using on/off valve[C]// Proceedings of 4th International Conference on Robotics and Mechatronics. Tehran, Iran: IEEE, 2017; 234-239.

[11] YAO Bin, BU Fanping, REEDY J, et al. Adaptive robust motion control of single-rod hydraulic actuators; theory and experiments [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 5(1): 79-91.

[12] 冯瑞琳, 魏建华. 粉末成形液压机自适应鲁棒运动控制[J]. 农业机械学报, 2015, 46(8): 352-360.

FENG Ruilin, WEI Jianhua. Adaptive robust motion control of powder compaction press[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(8): 352-360. (in Chinese)

[13] JIAO Zongxia, LIU Xiaochao, SHANG Yaoxing, et al. An integrated self-energized brake system for aircrafts based on a switching valve control[J]. Aerospace Science & Technology, 2017, 60: 20-30.

[14] 孟德远, 陶国良, 李艾民, 等. 高速开关阀控气动位置伺服系统的自适应鲁棒控制[J]. 机械工程学报, 2015, 51(10): 180-188.

MENG Deyuan, TAO Guoliang, LI Aimin, et al. Adaptive robust control of pneumatic cylinders using fast switching on/off solenoid valves[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(10): 180-188. (in Chinese)

[15] LIU Zhihao, GAO Qinhe, DENG Gangfeng, et al. The position control of hydraulic cylinder based on high-speed on-off valve[J]. International Journal of Modelling Identification & Control, 2014, 22(1): 54-67.

[16] MARTON L, FODOR S, SEPEHRI N. A practical method for friction identification in hydraulic actuators[J]. Mechatronics, 2011, 21(1): 350-356.

[17] YAO Jianyong, JIAO Zongxia, MA Dawei. Extended-state-observer-based output feedback nonlinear robust control of hydraulic systems with backstepping[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 61(11): 6285-6293.

[18] YAO Jianyong, DENG Wenxiang, JIAO Zongxia. Adaptive control of hydraulic actuators with LuGre model-based friction compensation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(10): 6469-6477.

[19] KANG Shuo, YAN Hao, DONG Lijing, et al. Finite-time adaptive sliding mode force control for electro-hydraulic load simulator based on improved GMS friction model[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2018, 102: 117-138.

[20] 朱斌, 朱玉川, 李宇阳, 等. 压电叠堆执行器迟滞建模与前馈补偿研究[J]. 压电与声光, 2018, 40(1): 38-41.

ZHU Bin, ZHU Yuchuan, LI Yuyang, et al. Research on modeling and feedforward compensation of the hysteresis of piezoelectric stack actuator[J]. Piezoelectrics & Acousto-optics, 2018, 40(1): 38-41. (in Chinese)

(编辑: 李岩梅)