

压力脉冲测试系统滑模抗干扰控制方法

张勇¹, 汪成文^{1,2}, 赵二辉¹, 成磊^{2,3}

(1. 太原理工大学机械与运载工程学院, 030024, 太原; 2. 先进半导体光电器件与系统集成山西省重点实验室, 048000, 山西晋城; 3. 晋城市光机电产业研究院, 048000, 山西晋城)

摘要: 针对压力脉冲测试系统运用滑模控制在体积切换时抖振突出的问题, 提出一种滑模抗干扰控制方法。采用奇异值摄动理论对压力脉冲测试系统进行降阶简化, 方便控制器的设计以及应用。根据系统降阶模型, 构建扩张状态观测器, 用于估计系统中的不确定参数和工件体积切换等未知干扰, 并将估计的干扰值作为前馈信号补偿给滑模控制器, 从而减小干扰不确定上界, 减小切换增益来达到抑制抖振的目的。通过选择合适的 Lyapunov 函数对所提控制方法的稳定性进行了推导证明, 使用 AMESim、Matlab/Simulink 构建的联合仿真平台进行仿真分析, 并通过压力脉冲测试台进行了实验验证。研究结果表明: 在整体跟踪性能方向, 传统滑模控制方法相较于 PID 方法提升了 21.10%, 而所提控制方法相较于 PID 方法提升了 30.86%, 所提控制方法可以有效估计与补偿未知干扰, 实现更小切换增益的同时保持控制精度, 在工件体积切换时有效抑制了滑模抖振, 提高了系统的抗干扰能力。

关键词: 压力脉冲测试系统; 滑模控制; 未知干扰; 奇异值摄动; 扩张状态观测器

中图分类号: TP273 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202405007 **文章编号:** 0253-987X(2024)05-0064-11

Sliding Mode Anti-Disturbance Control Method for Pressure Pulse Testing System

ZHANG Yong¹, WANG Chengwen^{1,2}, ZHAO Erhui¹, CHENG Lei^{2,3}

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

2. Key Laboratory of Advanced Semiconductor Optoelectronic Devices and System Integration, Jincheng, Shanxi 048000, China;

3. Jincheng Research Institute of Opto-Mechatronics Industry, Jincheng, Shanxi 048000, China)

Abstract: A sliding mode anti-disturbance control method is proposed to solve the problem of chattering during volume switching in the application of sliding mode control in the pressure pulse testing system. The pressure pulse testing system is reduced and simplified by applying singular perturbation theory, facilitating the design and application of the controller. Based on the reduced-order model of the system, an extended state observer is constructed to estimate unknown disturbances such as uncertain parameters in the system and volume switching of the workpiece. The estimated disturbance values are then used as feedforward signals to compensate the sliding mode controller, thereby reducing the upper bound of disturbance uncertainty, thus

收稿日期: 2023-12-15。 作者简介: 张勇(1997—), 男, 硕士生; 汪成文(通信作者), 男, 副教授, 硕士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51505316); 山西省自然科学基金资助项目(20210302123155); 先进半导体光电器件与系统集成山西省重点实验室资助课题(2023SZKF05)。

网络出版时间: 2024-03-27

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20210322.1008.002>

achieving the goal of reducing the switching gain to mitigate chattering. The stability of the proposed control method is derived and demonstrated through the selection of an appropriate Lyapunov function. Simulation analysis is conducted using a joint simulation platform built with AMESim and Matlab/Simulink, and experimental verification is performed using the pressure pulse testing platform. The research results indicate that in terms of overall tracking performance, traditional sliding mode control has improved by 21.10% compared to PID, while the proposed control method has improved by 30.86% compared to PID. The proposed control method can effectively estimate and compensate for unknown disturbances, achieve smaller switching gains while maintaining control accuracy. During the volume switching of workpiece, it effectively reduces sliding mode chattering, enhancing the system's anti-disturbance capability.

Keywords: pressure pulse testing system; sliding mode control; unknown disturbances; singular perturbation; extended state observer

汽车散热器通过冷却液(水乙二醇)将发动机产生的多余热量有效地散发出去,以确保发动机的导管和其他关键部件维持在适宜的工作温度^[1-2]。在发动机运转时,散热器管道经历巨大的不稳定散热和水压冲击,可能造成散热器的疲劳损伤^[3]和材料的逐渐退化,在极端情况下,会导致散热器破裂、冷却液泄漏等问题,直接影响发动机的正常工作。压力脉冲测试系统可用于模拟汽车散热器在运行时所遭受的周期性冲击,这为评估汽车散热器在面对压力波动时的抗疲劳性能提供了有效手段^[4-5],具有重要的研究价值。

在生成压力脉冲波形时,脉冲测试系统广泛采用PID控制策略^[6-7]。然而,由于该系统的高阶非线性、参数不确定性,以及在工作运行时散热器破裂而引起的工件体积不确定性等问题,给压力跟踪带来巨大挑战,传统控制方法逐渐难以满足不断提高的控制精度要求^[8-9]。Wang等将重复控制运用于油冷器脉冲疲劳系统中,保证了良好的周期压力轨迹跟踪精度、提高了系统的鲁棒性,但缺少实验验证^[10]。Tony等将滑模控制(SMC)方法引入电液执行器,以克服摩擦和内泄漏引起的非线性和不确定性^[11]。Zhao等发挥滑模控制鲁棒性强的优势,提高了刹车压力跟踪控制的跟踪精度,但控制流量波动幅度大、频率高、抖振严重^[12]。李艳等针对滑模控制方法在使用中抖振现象突出的问题,提出一种改进快速变幂次趋近律的滑模控制方法,使系统状态在不同趋近阶段中针对性地调节速度,限制了抖振现象的产生^[13]。赵峰等针对永磁同步电机传统滑模控制系统中存在的滑模抖振,设计了一种基于新型趋近律的滑模控制策略来抑制抖振^[14]。然而,传统的滑模控制通常通过切换增益来抑制不确定

性,这种由符号函数带来的不连续切换会产生抖振,在处理大的不确定性和干扰时,需要采用较大的切换增益,使得抖振加剧。如果能对干扰进行估计,就可以通过补偿来减小干扰不确定上界,达到减小切换增益的目的,从而抑制抖振。扩张状态观测器(ESO)提供了观测不确定性和干扰的解决方案。金坤善等利用扩张状态观测器,对阀控非对称缸电液伺服系统中的各种不确定干扰进行实时估计,采用状态误差反馈控制律给予主动补偿^[15]。方靖荃等针对电液伺服系统中的未建模干扰,设计扩张状态观测器进行估计并由前馈项补偿^[16]。Wang等应用奇异值摄动理论,简化了液压伺服系统模型,通过扩张状态观测器有效地抑制了系统的非线性、参数不确定性和外部干扰^[17]。

本文结合滑模控制方法和扩张状态观测器,提出了一种滑模抗干扰控制方法(SMADC)。通过扩张状态观测器,对压力脉冲测试系统中的干扰、参数不确定性以及工件破裂引起的体积不确定性进行了准确估计与补偿,实现更小切换增益的同时保持控制精度,在工件体积切换时有效减弱了滑模抖振,提高了控制器对干扰的抑制能力。通过仿真与对比实验,验证了所提控制方法的有效性。

1 系统建模及问题分析

1.1 系统描述

本文所研究的压力脉冲测试系统如图1所示,系统主要包括:定量泵、电机、油箱、溢流阀、单向阀、伺服阀、压力传感器、位移传感器、减压缸(包括减压腔Ⅰ与Ⅱ)、旋拧阀以及被测工件。减压腔Ⅰ无杆腔与有杆腔中的介质为液压油,减压腔Ⅱ无杆腔与测试工件内的介质为水乙二醇冷却液,减压腔Ⅱ有杆

腔直接连通大气。图1中: P_1 和 P_2 分别为减压腔I两腔的压力; P_3 为减压腔II无杆腔与测试工件内的压力; P_s 为供油压力; P_r 为回油压力; u 为伺服阀控制输入。

该设备将压力传感器与位移传感器采集到的信号传输至PLC中进行运算,生成伺服阀控制输入信号。这些输入信号调整伺服阀的阀芯位移,以实现减压缸活塞位移的控制。通过有规律的挤压减压腔II无杆腔与工件内的介质,对工件进行压力脉冲测试,以检测工件的抗疲劳性能。在测试过程中,可能会出现工件疲劳破裂的情况,导致工件体积发生变化,因此涉及到工件体积不确定性的问题。

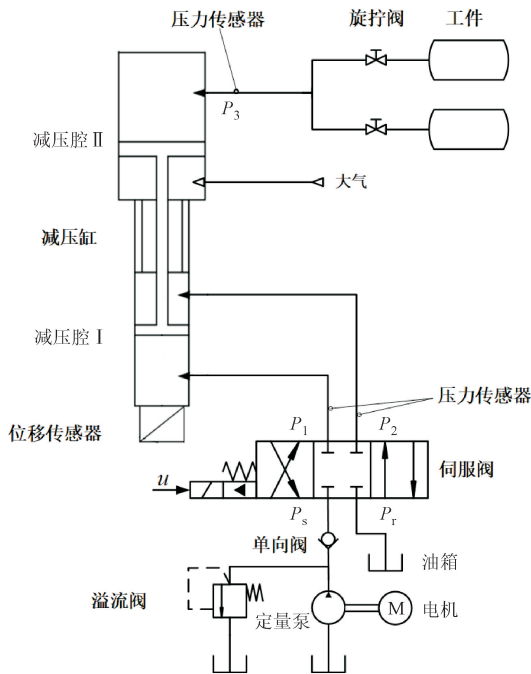


图1 压力脉冲测试系统

Fig. 1 Pressure pulse testing system

1.2 系统建模

减压缸的机械动力学方程为

$$m\ddot{x}_p = A_1 P_1 - A_2 P_2 - A_3 P_3 - mg - F_f \quad (1)$$

式中: m 为活塞及液体等活动件折算到活塞上的总质量; x_p 为减压缸活塞位移; A_1 和 A_2 分别为减压腔I无杆与有杆两腔活塞的有效面积; A_3 为减压腔II无杆腔的活塞有效面积; g 为重力加速度; F_f 为系统摩擦力。

减压缸的压力动力学方程^[18]为

$$\begin{cases} \beta_{e1}^{-1} \dot{P}_1 = V_1^{-1} [-A_1 \dot{x}_p - C_i (P_1 - P_2) + Q_1] \\ \beta_{e1}^{-1} \dot{P}_2 = V_2^{-1} [A_2 \dot{x}_p + C_i (P_1 - P_2) - Q_2] \\ \beta_{e2}^{-1} \dot{P}_3 = V_3^{-1} A_3 \dot{x}_p \end{cases} \quad (2)$$

式中: $V_1 = V_{10} + A_1 x_p$, $V_2 = V_{20} - A_2 x_p$, V_1 、 V_2 分别为减压腔I两腔的总容积,其中 V_{10} 和 V_{20} 分别为减压腔I两腔的初始容积; $V_3 = V_{30} - A_3 x_p$ 为减压腔II无杆腔和工件的总容积,其中 V_{30} 为减压腔II无杆腔和工件总的初始容积; β_{e1} 和 β_{e2} 分别为减压腔I中油液体弹性模量与减压腔II无杆腔与工件中测试介质的体积弹性模量; C_i 为内泄漏系数; Q_1 和 Q_2 分别为减压腔I两腔的流量。

由于伺服阀的响应速度比液压缸快得多^[19],所以可以简化伺服阀动态为比例环节

$$x_v = k_{xv} u \quad (3)$$

式中: x_v 为伺服阀阀芯位移; k_{xv} 为伺服阀的比例增益。

伺服阀流量方程为

$$\begin{cases} Q_1 = \eta R_1 u \\ Q_2 = \eta R_2 u \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} R_1 = \sqrt{|\Delta P_1|}, \quad \Delta P_1 = \begin{cases} P_s - P_1, & u \geq 0 \\ P_1 - P_r, & u < 0 \end{cases} \\ R_2 = \sqrt{|\Delta P_2|}, \quad \Delta P_2 = \begin{cases} P_s - P_2, & u \geq 0 \\ P_2 - P_r, & u < 0 \end{cases} \end{cases} \quad (5)$$

式中: $\eta = C_d \omega k_{xv} \sqrt{2/\rho}$; C_d 为伺服阀节流孔的流量系数; ω 为节流孔面积梯度; ρ 为液压油密度。

结合式(1)、(2)和(4)可得该压力脉冲测试系统的动力学方程为

$$\begin{cases} \ddot{x}_p = m^{-1} (A_1 P_1 - A_2 P_2 - A_3 P_3 - mg) - d \\ \beta_{e1}^{-1} \dot{P}_1 = V_1^{-1} [-A_1 \dot{x}_p - C_i (P_1 - P_2) + \eta R_1 u] \\ \beta_{e1}^{-1} \dot{P}_2 = V_2^{-1} [A_2 \dot{x}_p + C_i (P_1 - P_2) - \eta R_2 u] \\ \beta_{e2}^{-1} \dot{P}_3 = V_3^{-1} A_3 \dot{x}_p \end{cases} \quad (6)$$

式中: $d = m^{-1} F_f$ 。

1.3 问题分析

在工业应用中进行压力脉冲疲劳测试时,必须经历长时间高循环次数的测试过程,这一过程中,压力跟踪越准确工件所受的应力估计也更为准确,这对于疲劳寿命的精确预测具有重要意义。因此,本文的控制目标旨在实现实际压力波形 P_3 精确跟踪期望压力波形 P_{3d} 。通过式(6)可以观察到,压力脉冲测试系统是一个高阶非线性系统,同时具有不连续和不平滑的非线性特性,例如输入饱和、伺服阀开口方向的切换、摩擦、阀芯重叠等。除了这些非线性特性,测试系统中涉及大量不确定性,分为参数不确定性和不确定非线性^[20]。参数不确定性包括负载

质量的变化,随温度和磨损而变化的液压弹性模量、伺服阀流量增益、工件破裂导致的体积变化等。不确定非线性涵盖外部干扰、泄漏、摩擦等不能精确建模的因素。这些问题的存在,使得传统的PID控制难以取得理想的加载精度,且单独的滑模控制在面对大的干扰,如工件破裂引起的显著、突发的系统扰动时,需要采用较大的切换增益,又会导致控制输入产生抖振。ESO将影响控制输入的扰动扩张成可观测的状态变量^[21],并通过反馈机制进行补偿,从而消除扰动影响。鉴于ESO在非线性系统中出色的估计性能与相对简单的设计和实现过程,将ESO与滑模控制相结合设计了控制器。相较于传统滑模控制,该控制器能够借助ESO更好地应对系统中的不确定性,有助于减小切换增益的取值,从而减弱滑模抖振。同时,这一设计也克服了传统PID控制在面对复杂非线性系统时控制精度较低的问题。

2 系统简化

如式(6)所示,第1个方程表示了机械动力学,后3个方程分别描述减压腔I与II的液压瞬态行为。该系统的液压和机械动力学相互耦合,但一般情况下油液体积弹性模量非常大($7 \times 10^8 \sim 14 \times 10^8$ Pa)^[18],换句话说,液压动力学的速度远远快于机械动力学。这些特点与标准的奇异值摄动模型非常吻合^[17, 22]。因此,采用奇异值摄动方法来处理式(6)是合理的,定义 $P_L = P_1 - P_2$ 为负载压力, $\bar{P}_1$ 、 $\bar{P}_2$ 和 $\bar{P}_L$ 分别代表 P_1 、 P_2 和 P_L 的准稳态。对减压腔I的液压动态进行处理,表达式如下

$$\epsilon \dot{P}_L = (R_1 V_1^{-1} + R_2 V_2^{-1}) \eta u - (A_1 V_1^{-1} + A_2 V_2^{-1}) \dot{x}_p - (V_1^{-1} + V_2^{-1}) C_i P_L \quad (7)$$

式中: $\epsilon = \beta_{e1}^{-1}$,因为油液体积弹性模量非常大^[18],因此将 ϵ 视为0是合理的。所以,载荷压力准稳态 $\bar{P}_L$ 可由式(7)求解

$$\bar{P}_L = g_1 u - g_2 \dot{x}_p \quad (8)$$

$$\begin{cases} g_1 = (R_1 V_1^{-1} + R_2 V_2^{-1}) \eta / [(V_1^{-1} + V_2^{-1}) C_i] \\ g_2 = (A_1 V_1^{-1} + A_2 V_2^{-1}) / [(V_1^{-1} + V_2^{-1}) C_i] \end{cases} \quad (9)$$

式中: g_1 、 g_2 是为了简化表达式而引入的变量。

定义 $n = P_L - \bar{P}_L$ 及时间尺度 $\tau = t/\epsilon$,求 n 对 τ 的导数

$$\frac{dn}{d\tau} = \epsilon \frac{dP_L}{dt} - \epsilon \left(\frac{\partial \bar{P}_L}{\partial t} + \frac{\partial \bar{P}_L}{\partial x_p} \dot{x}_p + \frac{\partial \bar{P}_L}{\partial u} \dot{u} \right) \quad (10)$$

将式(7)代入式(10)中,且设置 $\epsilon = 0$,可得到边界层模型为

$$\begin{aligned} \frac{dn}{d\tau} &= (R_1 V_1^{-1} + R_2 V_2^{-1}) \eta u - (A_1 V_1^{-1} + A_2 V_2^{-1}) \dot{x}_p - \\ &\quad (V_1^{-1} + V_2^{-1}) C_i (n + \bar{P}_L) \end{aligned} \quad (11)$$

将式(8)(9)代入到式(11)中,可得

$$\frac{dn}{d\tau} = - (V_1^{-1} + V_2^{-1}) C_i n \quad (12)$$

由于 $(V_1^{-1} + V_2^{-1}) C_i$ 恒为正值,说明边界层模型式(12)是指数稳定的,因此可用 $\bar{P}_L$ 代替 P_L 。

由式(6)和式(8),可得系统降阶模型为

$$\begin{cases} \dot{P}_3 = V_3^{-1} A_3 \beta_{e2} \dot{x}_p \\ \ddot{x}_p = m^{-1} A_1 g_1 u - m^{-1} A_1 g_2 \dot{x}_p + \\ \quad m^{-1} (A_1 - A_2) P_2 - m^{-1} A_3 P_3 - g - d \end{cases} \quad (13)$$

设 V_{3n} 、 m_n 和 β_{e2n} 分别为 V_3 、 m 和 β_{e2} 的名义值,为简化表达式引入变量 $b = V_3^{-1} m^{-1} A_3 \beta_{e2} A_1 g_1$,其名义值为 $b_n = V_{3n}^{-1} m_n^{-1} A_3 \beta_{e2n} A_1 g_1$,定义 $\tilde{b} = b - b_n$ 。

定义系统的复合干扰 ζ 为

$$\zeta = \tilde{b} u + V_3^{-1} A_3 \beta_{e2} [-m^{-1} A_1 g_2 \dot{x}_p + m^{-1} (A_1 - A_2) P_2 - m^{-1} A_3 P_3 - g - d] \quad (14)$$

在压力脉冲测试过程中观察到,活塞位移 x_p 的变化范围约为1 mm,将这一变化与整个液压腔活塞冲程的0.24 m相比较,变化仅占总冲程的约0.42%。考虑到 $V_3 = V_{30} - A_3 x_p$ 的关系,由活塞位移变化引起的减压腔体积变化相对于总减压腔体积来说十分微小。基于这一实验观察,合理假设 V_3 为常数,这样也有助于导数运算,方便了模型简化。在压力脉冲测试实验中,着重关注测试压力 P_3 及其动态特性,通过降阶模型式(13),可以观察到 P_3 的二阶导数与伺服阀控制输入 u 相关。因此,定义系统状态为 $\mathbf{x} = [x_1, x_2]^T = [P_3, \dot{P}_3]^T$,尽管这种定义可能在高频范围内导致模型失真,从而在一定程度上限制了模型的适用性,然而,这种降阶的选择与压力脉冲测试的控制目标保持一致,并提供了足够的系统状态信息,有助于实现对压力波形的精确控制,表示为如下状态空间方程形式

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = b_n u + \zeta \end{cases} \quad (15)$$

3 控制器设计及稳定性分析

3.1 扩张状态观测器设计

扩展系统状态 $\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3]^T = [P_3, \dot{P}_3, \zeta]^T$,假设 ζ 可微,令 $\dot{\zeta} = h(t)$, $h(t)$ 为有界的不确定函数,则式(15)经过扩张后的数学模型为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = b_n u + x_3 \\ \dot{x}_3 = h(t) \end{cases} \quad (16)$$

定义 $\mathbf{z} = [z_1, z_2, z_3]^T$ 为ESO对扩张后的系统状态 $\mathbf{x}$ 的观测值,则对式(16)构造ESO^[23]

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 + 3\omega_0(x_1 - z_1) \\ \dot{z}_2 = b_n u + z_3 + 3\omega_0^2(x_1 - z_1) \\ \dot{z}_3 = \omega_0^3(x_1 - z_1) \end{cases} \quad (17)$$

式中: $\omega_0 > 0$ 是观测器的唯一可调参数。

定义 $\tilde{z}_i = x_i - z_i$ 为观测误差, 由式(16)(17)可得

$$\begin{cases} \dot{\tilde{z}}_1 = -3\omega_0\tilde{z}_1 + \tilde{z}_2 \\ \dot{\tilde{z}}_2 = -3\omega_0^2\tilde{z}_1 + \tilde{z}_3 \\ \dot{\tilde{z}}_3 = -\omega_0^3\tilde{z}_1 + h(t) \end{cases} \quad (18)$$

由式(18)得

$$\dot{\tilde{\mathbf{z}}} = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{z}} + \mathbf{B} \quad (19)$$

$$\text{式中 } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} -3\omega_0 & 1 & 0 \\ -3\omega_0^2 & 0 & 1 \\ -\omega_0^3 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ h(t) \end{bmatrix}$$

由式(19)可解得^[24]

$$\tilde{\mathbf{z}}(t) \leq e^{\mathbf{A}(t-t_0)}\tilde{\mathbf{z}}(t_0) + \int_{t_0}^t e^{\mathbf{A}(t-\tau)}\mathbf{B}(\tau)d\tau, \forall t \geq t_0 \geq 0 \quad (20)$$

因为 $\omega_0 > 0$, 可知 $\mathbf{A}$ 为 Hurwitz 矩阵, 又因为 $h(t)$ 有界, 所以存在 $\phi > 0$ 使得 $|b_i| \leq \phi, b_i$ 为矩阵 $\mathbf{B}$ 的第 i 个元素, 所以可知观测误差 $\tilde{\mathbf{z}}$ 在有限时间 t_0 后有界, 即存在 $\varphi > 0$, 使得 $|\tilde{z}_i| \leq \varphi$ 成立, 且通过增大 ω_0 , 可以使得观测误差任意小。因为 $\mathbf{A}$ 为 Hurwitz 矩阵, 所以可以选择一个正定矩阵 $\mathbf{Q}$, 存在唯一对应的实对称正定矩阵 $\mathbf{P}$, 且满足 $|p_{ij}| \leq \delta, \delta > 0$, 其中 p_{ij} 为矩阵 $\mathbf{P}$ 的第 i 行第 j 列的元素, 使得 Lyapunov 方程 $\mathbf{A}^T\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A} = -\mathbf{Q}$ ^[25] 成立。

3.2 滑模抗干扰控制器设计

定义压力跟踪误差 $e = P_{3d} - x_1$, 其中 P_{3d} 为期望压力值, 定义滑模函数为

$$s = \dot{e} + \lambda e \quad (21)$$

式中: $\lambda > 0$ 为可调参数。

结合式(16), 令滑模函数 s 对时间 t 求导

$$\dot{s} = \ddot{e} + \lambda \dot{e} = \ddot{P}_{3d} - b_n u - x_3 + \lambda(\dot{P}_{3d} - x_2) \quad (22)$$

根据式(22), 可以设计出控制律

$$u = b_n^{-1}[\ddot{P}_{3d} - z_3 + \lambda(\dot{P}_{3d} - z_2) + k_1 s + k_2 \text{sgn}(s)] \quad (23)$$

式中: k_1, k_2 为正的可调增益。

在滑模控制律的设计中, 通常采用切换增益 k_2 来抑制建模不确定性和干扰, 在面对较大的不确定性和干扰时, 必须相应增加切换增益, 这往往导致系

统产生显著的抖振现象。为解决这一问题, 本文提出的控制律式(23)巧妙地利用了 ESO 实时观测到的干扰值 z_3 , 作为前馈信号补偿给滑模控制器, 从而减小干扰不确定上界, 达到减小切换增益的目的。通过后续稳定性分析也可知, 切换增益的设置与扰动观测误差密切相关, 当扰动观测准确时, 能够有效避免采用过大的切换增益, 从而减小系统抖振的风险。

3.3 稳定性分析

滑模函数 s 与观测误差 $\tilde{\mathbf{z}}$ 是否收敛, 这决定了系统是否稳定, 因此定义了一个由 s 与 $\tilde{\mathbf{z}}$ 组成的正定候选 Lyapunov 函数

$$V = (1/2)s^2 + \tilde{\mathbf{z}}^T \mathbf{P} \tilde{\mathbf{z}} \quad (24)$$

结合式(19)、(22)和(23), 令 V 对时间 t 求导

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \dot{s}s + \tilde{\mathbf{z}}^T \mathbf{P} \dot{\tilde{\mathbf{z}}} + \dot{\tilde{\mathbf{z}}}^T \mathbf{P} \tilde{\mathbf{z}} = \\ &= -k_1 s^2 - k_2 |s| - s(\lambda \tilde{z}_2 + \tilde{z}_3) - \tilde{\mathbf{z}}^T \mathbf{Q} \tilde{\mathbf{z}} + 2\tilde{\mathbf{z}}^T \mathbf{P} \mathbf{B} \end{aligned} \quad (25)$$

由 $|\tilde{z}_i| \leq \varphi, |b_i| \leq \phi$ 和 $|p_{ij}| \leq \delta$ 得

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -k_1 s^2 - \tilde{\mathbf{z}}^T \mathbf{Q} \tilde{\mathbf{z}} - k_2 |s| - \\ &\quad s(\lambda \tilde{z}_2 + \tilde{z}_3) + 6\phi\varphi\delta \end{aligned} \quad (26)$$

取 $k_2 \geq \varphi(\lambda + 1)$, 可以确保

$$-k_2 |s| - s(\lambda \tilde{z}_2 + \tilde{z}_3) \leq 0 \quad (27)$$

所以得

$$\dot{V} \leq -\mathbf{q}^T \mathbf{A}_1 \mathbf{q} + \beta \leq -\alpha V + \beta \quad (28)$$

式中: $\mathbf{q} = [s, \tilde{\mathbf{z}}^T]^T \in \mathbf{R}^4$; $\mathbf{A}_1 = \text{diag}\{k_1, \mathbf{Q}\} \in \mathbf{R}^{4 \times 4}$ 为正定矩阵; $\mathbf{A}_2 = \text{diag}\{1, 2\mathbf{P}\} \in \mathbf{R}^{4 \times 4}$ 为正定矩阵; $\alpha = 2\lambda_{\min}(\mathbf{A}_1)/\lambda_{\max}(\mathbf{A}_2) > 0$, $\lambda_{\min}(\mathbf{A}_1)$ 为矩阵 $\mathbf{A}_1$ 的最小特征值, $\lambda_{\max}(\mathbf{A}_2)$ 为矩阵 $\mathbf{A}_2$ 的最大特征值; $\beta = 6\phi\varphi\delta$ 。

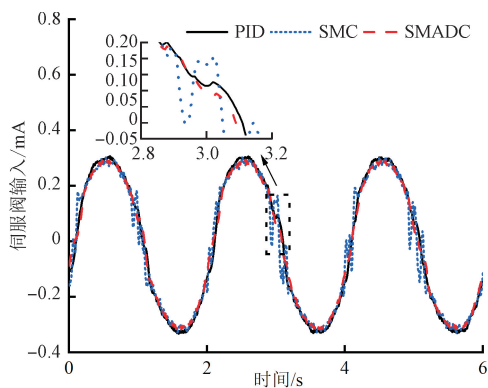
由式(28)可解得^[24]

$$V(t) \leq e^{-\alpha(t-t_1)}V(t_1) + \int_{t_1}^t e^{-\alpha(t-\tau)}\beta d\tau, \forall t \geq t_1 \geq 0 \quad (29)$$

因为 $\alpha > 0, \beta$ 有界, 所以 V 在有限时间 t_1 后有界, 即 $s, \tilde{\mathbf{z}}$ 有界, 所以压力跟踪误差 e 有界, 通过调节观测器和控制器参数, 可使压力跟踪误差与观测误差任意小。

通过稳定性分析, 可以观察到切换增益 k_2 的取值与扰动估计误差上限 φ 呈正相关, 如式(27)所示, 因此借助 ESO 实时观测干扰值, 可以有效降低干扰的影响, 进而降低了切换增益的取值。传统滑模控制中, 切换增益的增大可能引起控制器对系统状态的快速变化, 从而导致高频振荡。相

终选择 PID 控制器参数 $k_p = 1$ 、 $k_i = 0.2$ 、 $k_d = 0$ ；对于 SMC 来说，首先初步选择参数 k_1 、 k_2 、 λ 的值，以确保压力可以初步跟踪，通过增大参数 k_2 来减小跟踪误差，最终选择 SMC 的参数为 $k_1 = 150$ 、 $k_2 = 8\,000$ 、 $\lambda = 690$ ；对于 SMADC 来说，选择与 SMC 同样的 k_1 、 λ 的值来确保控制输入具有相似的强度，通过调整参数 ω_o 使得 ESO 的压力观测值 z_1 可以跟踪系统的输出压力，无需增大 k_2 ，也能够实现更高的跟踪精度，最终选择 SMADC 参数为 $k_1 = 150$ 、 $k_2 = 50$ 、 $\lambda = 690$ 、 $\omega_o = 40$ 。



(b) 伺服阀控制输入

图 4 工件体积为 4 L 时的仿真控制对比

Fig. Simulation control comparison for workpiece volume of 4 L

由图 3、4 可以看出，3 种控制器在伺服阀控制输入强度大致相同的情况下，SMC 和 SMADC 跟踪误差比 PID 更小，但 SMC 相较于 SMADC 的伺服阀控制输入存在抖振，且在工件体积切换为 4 L 后抖振加剧，说明 SMADC 相较于 SMC 抗干扰能力更强。

为定量分析 3 个控制器的控制效果以及确保对比环境的公平性，现引入以下 3 个性能指标。

最大跟踪误差的绝对值

$$E_{APE} = \max_i \{ |e(i)| \} \quad (30)$$

跟踪误差的均方值

$$E_{MSE} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [e(i)]^2 \quad (31)$$

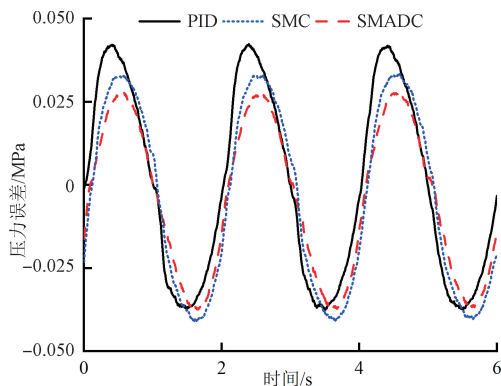
伺服阀控制输入均方值

$$U_{MSC} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [u(i)]^2 \quad (32)$$

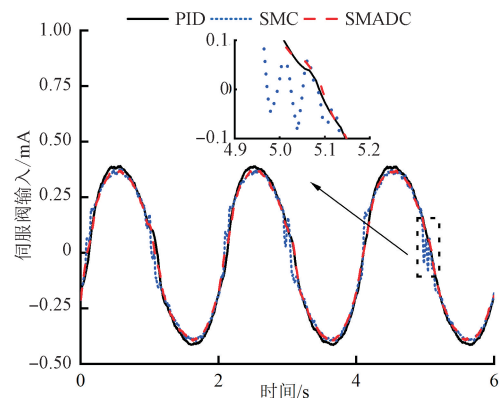
式中： $e(i)$ 为第 i 次采样时的跟踪误差； N 为记录的跟踪误差数据数； $u(i)$ 为第 i 次采样时的伺服阀控制输入值； E_{APE} 与 E_{MSE} 可以反映控制效果，值越大表明控制效果越差； U_{MSC} 可以反映伺服阀控制输入的强度。

由表 2 可知，3 种控制器的 U_{MSC} 大致相同，SMADC 的 E_{APE} 与 E_{MSE} 都是 3 种控制器中最小的，SMC 次之，PID 最大。定量说明在伺服阀控制输入强度大致相同的情况下，SMADC 可以实现更高精度的伺服跟踪效果。

可以注意到，在一个循环周期内，有些时刻的控制精度提升并不显著。然而，疲劳测试需要对工件进行长时间高次数脉冲循环，以 0.5 Hz 的频率为例，完成 15 万次循环需要约 3.47 d。在这样长时间高循环次数的测试中，即使是微小的改进也对测试准确性产生积极影响，这种累积效应确保了工件在



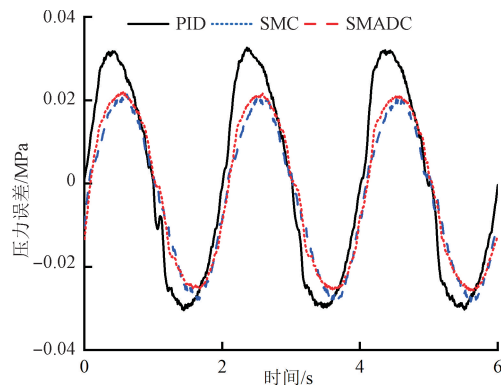
(a) 跟踪误差



(b) 伺服阀控制输入

图 3 工件体积为 8 L 时的仿真控制对比

Fig. 3 Simulation control comparison for workpiece volume of 8 L



(a) 跟踪误差

测试期间所受的应力更为准确,从而提高了对工件疲劳寿命预测的精确性。

表 2 仿真性能评价指标对比

Table 2 Comparison of simulation performance evaluation indicators

仿真方法	E_{APE}/MPa		$E_{MSE}/10^{-4}(\text{MPa})^2$		$U_{MSC}/(\text{mA})^2$	
	体积	体积	体积	体积	体积	体积
	为 8 L	为 4 L	为 8 L	为 4 L	为 8 L	为 4 L
PID	0.042	0.033	8.2	5.1	0.090	0.057
SMC	0.041	0.028	7.7	3.1	0.082	0.054
SMADC	0.038	0.026	5.4	2.9	0.081	0.051

4.2 实验分析

在压力脉冲测试台上进行实验验证,本实验的上位机人机交互界面由 LabVIEW 软件编写,涵盖控制器参数设置、指令信号下达、运行过程实时监控以及实验数据记录等功能。下位机采用西门子 S71500 系列的 PLC,通过以太网实时与上位机进行数据交互,使用模拟量输入 AI 模块接收压力传感器和位移传感器的模拟量信号,由 PLC 进行模拟量与数字量的转换,并根据所编写的控制算法生成相应的控制指令,通过模拟量输出 AQ 模块传递给伺服阀控制输入信号。实验设备如图 5 所示,设备主要部件及其型号见表 3。

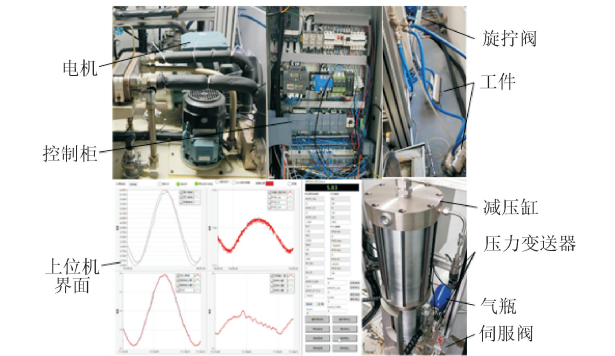


图 5 压力脉冲测试台实验设备

Fig. 5 Experimental equipment for pressure pulse testing platform

表 3 主要部件及型号

Table 3 Main equipment and models

设备	型号
CPU 控制器	Simens-1511-1 PN
分布式 I/O	PROINRET/IM155-6 PN HS
AQ 模块	AQ 2×U/I HS
AI 模块	AI 2×U/I 2-,4-wire HS
伺服阀	MOOG-G761-3007B
压力传感器	DG-1210-GW-B-1.6/CJ/AM/FC
位移传感器	DMC-G-200 mm-AF4M10AH

实验测试结果与仿真结果一致,但受到传感器噪声、摩擦系数不确定、负载质量变化、体积弹性模量变化等因素的影响,实验设备与仿真模型存在一定的差异,因此实验中所使用的控制参数与仿真模型中的参数值并不完全相同,但仿真参数可以为实验参数选取提供一定的参考范围。实际调试过程中观测到,在 PID 控制器中适度增大比例项 k_p 有助于减小跟踪误差,积分项 k_i 主要表现为使误差曲线上下移动,鉴于误差微分受噪声影响较大,通常将 k_d 设定为 0,最终选择 PID 参数 $k_p = 0.6, k_i = 0.01, k_d = 0$ 。在 SMC 与 SMADC 的调试过程中,参数 λ 与仿真设置一致,增大 k_1 和 k_2 有利于降低跟踪误差,前者会导致伺服阀控制输入整体增大,而后者会引起控制输入的局部抖振,SMC 与 SMADC 设置相同的 k_1 值,以确保两者的伺服阀控制输入具有相似的强度,值得注意的是,为了降低跟踪误差,SMC 通过增大 k_2 来优化跟踪性能,而 SMADC 在较小的 k_2 下也能够实现相近的跟踪精度。在实验中观察到,ESO 的压力观测值 z_1 能够有效跟踪系统的输出压力(如图 6 所示),继续增大 ESO 参数 ω_o 对于压力观测性能的提升并不显著,但是会对扰动观测值 z_3 产生影响,所以通过微调 ω_o ,以实现对该系统跟踪性能的进一步精确调整。最终设置 SMC 参数 $k_1 = 80, k_2 = 3\ 600, \lambda = 690$, SMADC 参数 $k_1 = 80, k_2 = 40, \lambda = 690, \omega_o = 40$ 。

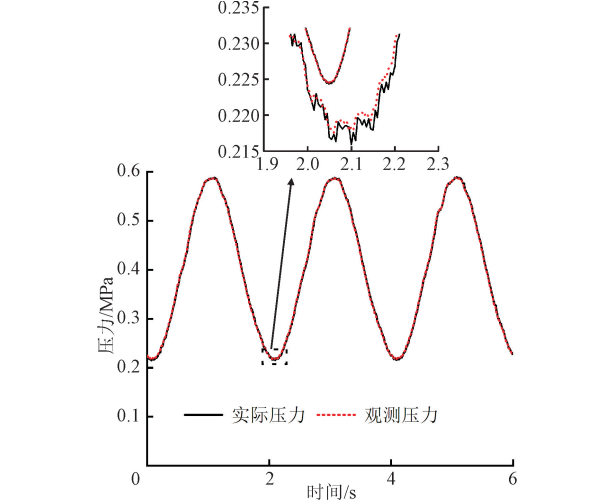


图 6 工件体积为 8 L 时的压力观测情况

Fig. 6 Pressure observation for workpiece volume of 8 L

保持指令信号与控制器参数都不改变的情况下,将工件体积由 8 L 切换到 4 L 来进行 PID、SMC 与 SMADC 的对比研究。

由图 7、8 可知,实验结果与仿真结果一致,在跟踪误差方面,SMC 与 SMADC 均优于 PID,然而,需要注意的是,与 SMADC 相比,SMC 表现出更为明显的抖振现象。这种抖振现象的产生可以归因于

SMC 采用了较大的切换增益以应对模型不确定性和干扰,这不可避免地导致了伺服阀控制输入的抖振。特别值得指出的是,在工件体积由 8 L 切换到 4 L 后,SMC 的跟踪误差与伺服阀控制输入的抖振均显著增加,而 SMADC 通过 ESO 来实时观测与补偿未知干扰,成功避免了使用过大的切换增益,从而有效减小了系统的抖振幅度。图 9 是 ESO 在不同工件体积时的干扰观测情况,该扰动观测值同时也代表着 SMADC 中干扰补偿量的大小,可知,8 L 时的干扰补偿要大于 4 L 时。

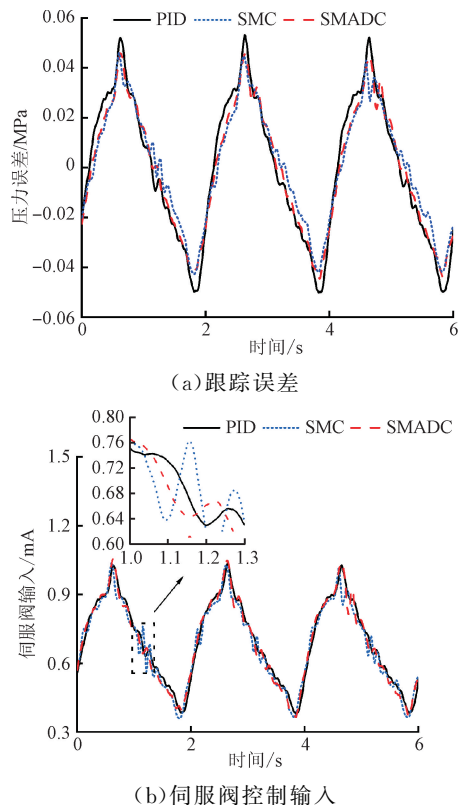


图 7 工件体积为 8 L 时的实验控制对比

Fig. 7 Experimental control comparison for workpiece volume of 8 L

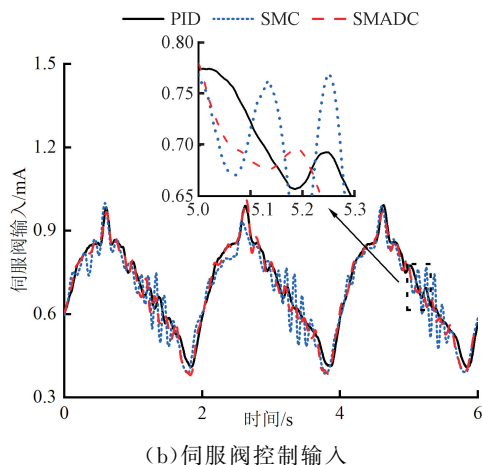


图 8 工件体积为 4 L 时的实验控制对比

Fig. 8 Experimental control comparison for workpiece volume of 4 L

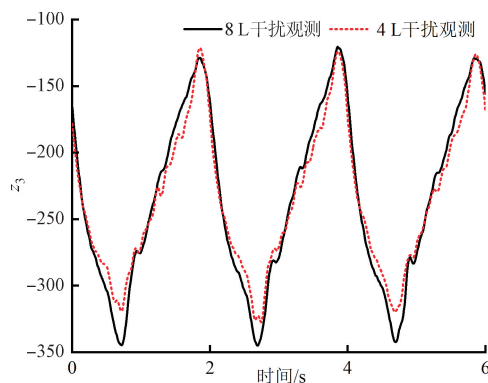


图 9 干扰观测情况

Fig. 9 Disturbance observation situation

图 10 是不同工件体积时液压缸活塞位移随时间的变化,8 L 时活塞位移量约为 1.24 mm,要大于 4 L 时的 0.98 mm,这是因为工件体积增大,工件中介质变多,压缩量也会相应增大,从而使得位移量增加。

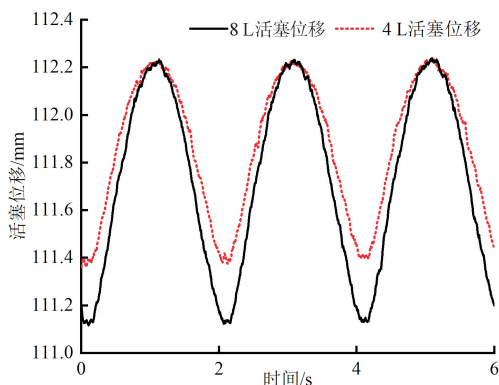
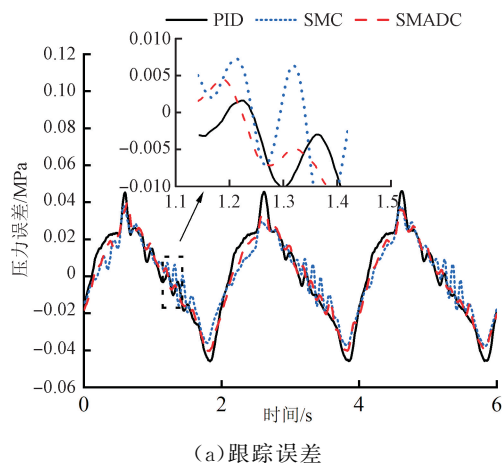


图 10 不同工件体积时液压缸活塞位移随时间的变化

Fig. 10 The variation of hydraulic cylinder piston displacement with time for different workpiece volumes



实验性能评价指标对比见表 4,在 E_{APE} 、 E_{MSE} 和 U_{MSC} 这 3 个指标中,PID 均呈现最大值。具体而言,尽管 PID 使用了更大的控制量,但却未能实现更高的控制精度。这主要是因为 PID 仅仅通过跟踪误差来进行控制,而 SMC 与 SMADC 充分利用了系统的模型信息,从而取得了更为良好的控制效果。在工件体积为 8 L 时,以最大跟踪误差的绝对值 E_{APE} 为考量,SMC 相较于 PID 提升了 14.36%,SMADC 相较于 PID 提升了 14.73%。在整体跟踪性能 E_{MSE} 方面,SMC 相较于 PID 提升了 21.10%,SMADC 相较于 PID 提升了 30.86%。当工件体积减至 4 L 时,SMC 的最大跟踪误差 E_{APE} 为 0.038,比 SMADC 的 0.040 小,这是因为在某些时刻 SMC 的控制量略大于 SMADC,具体来说,由于 SMC 并未随着工件体积减小而相应减小切换增益,导致在局部伺服阀控制输入较大的情况下,SMC 表现出了更小的最大跟踪误差,然而,这也同时引发了剧烈的抖振现象。从整体跟踪性能 E_{MSE} 的角度看,SMC 相较于 PID 提升了 18.18%,SMADC 相较于 PID 提升了 32.73%,SMADC 优于 SMC。

由表 4 与表 2 可知,实验结果相对于仿真偏大,即控制精度低,这或许与仿真条件的理想性有关,因为实验中的一些因素,如测试温度的变化、工件介质含气量的变化、振动、电磁干扰等因素,无法在仿真中得到完全模拟。但是,实验与仿真所呈现的核心内容是一致的,即 SMADC 与 SMC 均表现出优于 PID 的控制精度,且 SMADC 成功减弱了 SMC 固有的抖振现象。因此,尽管存在数值偏差,可以认为仿真仍为实验提供了有益的参考。

表 4 实验性能评价指标对比

Table 4 Comparison of experimental performance evaluation indicators

仿真 方法	E_{APE}/MPa		$E_{MSE}/10^{-4}(\text{MPa})^2$		$U_{MSC}/(\text{mA})^2$	
	工件 体积 为 8 L	工件 体积 为 4 L	工件 体积 为 8 L	工件 体积 为 4 L	工件 体积 为 8 L	工件 体积 为 4 L
PID	0.054	0.046	8.1	5.5	0.518	0.510
SMC	0.047	0.038	6.4	4.5	0.513	0.500
SMADC	0.046	0.040	5.6	3.7	0.501	0.493

5 结 论

本文针对压力脉冲测试系统运用 PID 控制精度低、运用 SMC 抖振严重的问题,将 ESO 与 SMC 相结合,提出了一种滑模抗干扰控制方法,通过仿真

和实验研究,得出以下结论。

(1)仿真与实验结果表明,利用奇异值摄动理论对压力脉冲测试系统进行降阶是合理的。

(2)当伺服阀控制输入保持在同一强度时,SMC 与 SMADC 具有优于 PID 的控制精度。此外,SMADC 相较于 SMC,实现更小切换增益的同时保持控制精度,在工件体积切换时有效减弱了滑模抖振。

(3)SMADC 采用 ESO 成功实现了对系统状态和干扰值的准确估计。这一技术不仅提高了 SMC 的抗干扰能力,还为系统稳定性和控制性能的改进提供了有力支持。

参考文献:

[1] MUKKAMALA Y. Contemporary trends in thermo-hydraulic testing and modeling of automotive radiators deploying nano-coolants and aerodynamically efficient air-side fins [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 76: 1208-1229.

[2] BARGAL M H S, ABDELKAREEM M A A, WANG Yiping. Parametric sensitivity analysis of automobile radiator performance [C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2019: 042038.

[3] KUMAR A, PRASAD P S, RAO M R. Experimental studies of water hammer in propellant feed system of reaction control system [J]. Propulsion and Power Research, 2018, 7(1): 52-59.

[4] 姜洋, 李妮妮, 张国锋. 汽车散热器疲劳试验方法研究及失效分析 [J]. 汽车零部件, 2017(6): 65-68.

JIANG Yang, LI Nini, ZHANG Guofeng. Fatigue test method and failure analysis of automobile radiator [J]. Automobile Parts, 2017(6): 65-68.

[5] 张丽英. 汽车散热器耐压力交变疲劳性研究 [J]. 时代汽车, 2018(12): 143-146.

ZHANG Liying. Research on pressure alternating fatigue resistance of automotive radiators [J]. Auto Time, 2018(12): 143-146.

[6] 吴晓明, 张晓明. 液压软管脉冲试验机液压伺服系统的设计与研究 [J]. 液压与气动, 2015, 39(7): 111-115.

WU Xiaoming, ZHANG Xiaoming. The design and research on electro-hydraulic pressure servo-control system for a high pressure hose pulse test machine [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015, 39(7): 111-115.

[7] COSKUN M Y, ITIK M. Intelligent PID control of an

- industrial electro-hydraulic system [J]. *ISA Transactions*, 2023, 139: 484-498.
- [8] 邵苏城. 密封件疲劳测试脉冲试验台设计与研究 [D]. 无锡: 江南大学, 2023: 6-7.
- [9] 李正伟, 张晓明, 李进宝, 等. 重复控制算法在脉冲试验机中的应用 [J]. *矿山机械*, 2019, 47(11): 61-64.
- LI Zhengwei, ZHANG Xiaoming, LI Jinbao, et al. Application of repetitive control algorithm in pulse testing machine [J]. *Mining & Processing Equipment*, 2019, 47(11): 61-64.
- [10] WANG Yun, LI Jie, SONG Xiaowen, et al. Repetitive control for the improvement of pressure tracking in fatigue test machine [C]//2010 International Conference on Electrical and Control Engineering. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2010: 5443-5446.
- [11] TONY THOMAS A, PARAMESHWARAN R, SATHIYAVATHI S, et al. Improved position tracking performance of electro hydraulic actuator using PID and sliding mode controller [J]. *IETE Journal of Research*, 2022, 68(3): 1683-1695.
- [12] ZHAO Zhiguo, LI Mengna, WANG Chen, et al. Dynamic modeling of brake in power-split DHT and pressure tracking control with sliding mode variable structure method [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2019, 20(3): 521-530.
- [13] 李艳, 孙蕊, 夏宇, 等. 采用改进快速变幂次趋近律的滑模控制方法 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(12): 118-126.
- LI Yan, SUN Rui, XIA Yu, et al. A sliding mode control method with improved rapid power approximation law [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(12): 118-126.
- [14] 赵峰, 罗雯, 高峰阳, 等. 考虑滑模抖振和扰动补偿的永磁同步电机改进滑模控制 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(6): 28-35.
- ZHAO Feng, LUO Wen, GAO Fengyang, et al. An improved sliding mode control for PMSM considering sliding mode chattering and disturbance compensation [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(6): 28-35.
- [15] 金坤善, 宋建丽, 李永堂, 等. 四辊卷板机侧辊位移线性自抗扰控制 [J]. *机械工程学报*, 2019, 55(24): 72-82.
- JIN Kunshan, SONG Jianli, LI Yongtang, et al. Linear active disturbance rejection control for the side roller displacement of four-roller plate bending machine [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(24): 72-82.
- [16] 方靖荃, 邓文翔, 姚建勇, 等. 电机伺服系统快速自适应抗扰控制 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(6): 44-52.
- FANG Jingquan, DENG Wenxiang, YAO Jianyong, et al. A fast adaptive disturbance rejection control for motor servo systems [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(6): 44-52.
- [17] WANG Chengwen, QUAN Long, ZHANG Shijie, et al. Reduced-order model based active disturbance rejection control of hydraulic servo system with singular value perturbation theory [J]. *ISA Transactions*, 2017, 67: 455-465.
- [18] MERRITT H E. *Hydraulic control systems* [M]. New York, USA: Wiley, 1967: 145-148.
- [19] WANG Chengwen, JI Xinhao, ZHANG Zhenyang, et al. Tracking differentiator based back-stepping control for valve-controlled hydraulic actuator system [J]. *ISA Transactions*, 2022, 119: 208-220.
- [20] MOHANTY A, YAO Bin. Indirect adaptive robust control of hydraulic manipulators with accurate parameter estimates [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2011, 19(3): 567-575.
- [21] 韩京清. *自抗扰控制技术* [M]. 北京: 国防工业出版社, 2008: 183-184.
- [22] KHALIL H K. *Nonlinear systems* [M]. 2nd ed. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice Hall, 1996: 423-460.
- [23] WANG Chengwen, QUAN Long, JIAO Zongxia, et al. Nonlinear adaptive control of hydraulic system with observing and compensating mismatching uncertainties [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2018, 26(3): 927-938.
- [24] IOANNOU P A, SUN Jing. *Robust adaptive control* [M]. Upper Saddle River, NJ, USA: PTR Prentice-Hall, 1996: 75-76.
- [25] SPONG M W, HUTCHINSON S, VIDYASAGAR M. *Robot modeling and control* [M]. 2nd ed. Hoboken, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2020: 323-325.

(编辑 武红江)