



中国科技期刊卓越行动计划项目入选期刊

控制与决策

CONTROL AND DECISION



阀控电液伺服压力脉冲实验自抗扰控制方法

苏春波, 汪成文, 苑永亮, 赵二辉, 权龙, 成磊

引用本文:

苏春波, 汪成文, 苑永亮, 赵二辉, 权龙, 成磊. 阀控电液伺服压力脉冲实验自抗扰控制方法[J]. 控制与决策, 2024, 39(6): 1927–1935.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2022.1600>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

磁悬浮开关磁阻电机的自适应终端滑模控制

Adaptive terminal sliding mode control of bearingless switched reluctance motor
控制与决策. 2021, 36(6): 1449–1456 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.1064>

基于PID参数整定的线性自抗扰控制参数整定

Tuning of linear active disturbance rejection controllers based on PID tuning rules
控制与决策. 2021, 36(7): 1592–1600 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.1408>

基于强化学习的小型无人直升机有限时间收敛控制设计

Finite time control based on reinforcement learning for a small-size unmanned helicopter
控制与决策. 2020, 35(11): 2646–2652 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.0328>

基于免疫优化的平面Acrobot线性自抗扰鲁棒镇定

Robust stabilization of planar Acrobot using linear active disturbance rejection control with immune optimization
控制与决策. 2020, 35(12): 3053–3058 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.0289>

考虑气动效应不确定性的气动辅助变轨制导算法

Aeroassisted orbital transfer robust guidance method considering atmosphere effect uncertainty
控制与决策. 2020, 35(11): 2773–2779 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.0333>

阀控电液伺服压力脉冲实验自抗扰控制方法

苏春波¹, 汪成文^{1,3†}, 苑永亮¹, 赵二辉¹, 权龙¹, 成磊^{2,3}

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

摘要: 针对压力脉冲疲劳测试系统在测试过程中工件体积的不确定性以及脉冲疲劳测试系统的机械与液压双动态耦合问题, 首先, 提出通过奇异值摄动理论将压力脉冲疲劳测试系统的多动态耦合进行解耦降阶; 然后, 利用自抗扰控制算法实现对系统模型降阶误差以及体积参数不确定性等干扰的补偿, 保证测试系统输出的压力对指令信号的准确跟踪; 最后, 对基于降阶模型的自抗扰算法的稳定性和误差收敛性进行理论和定量分析, 并对算法的可行性和有效性进行联合仿真和实验验证. 研究表明, 基于降阶模型的自抗扰控制算法对压力脉冲疲劳测试系统中工件体积参数的变化具有良好的鲁棒性且能够有效估计和补偿系统模型降阶误差等干扰, 其跟踪性能相比于传统的 PID 控制器最大提升 35.4%.

关键词: 电液伺服系统; 自抗扰控制; 体积不确定干扰; 压力控制; 奇异值摄动; 系统解耦

中图分类号: TP273 文献标志码: A

DOI: 10.13195/j.kzyjc.2022.1600

引用格式: 苏春波, 汪成文, 苑永亮, 等. 阀控电液伺服压力脉冲实验自抗扰控制方法[J]. 控制与决策, 2024, 39(6): 1927-1935.

Active disturbance rejection control method for valve-controlled electro-hydraulic servo pressure-pulse system

SU Chun-bo¹, WANG Cheng-wen^{1,3†}, YUAN Yong-liang¹, ZHAO Er-hui¹, QUAN Long¹, CHENG Lei^{2,3}

(1. School of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China; 2. Jincheng Research Institute of Opto-mechatronics Industry, Jincheng 048000, China; 3. Key Laboratory of Advanced Semiconductor Optoelectronic Devices and Systems Integration of Shanxi Province, Jincheng 048000, China)

Abstract: To address the uncertainty of the workpiece volume and the mechanical and hydraulic dynamic coupling of the test system during the test process, firstly, the multi-dynamic coupling of the pressure pulse fatigue test system is decoupled and downgraded by means of singular value uptake theory. Secondly, the compensation of the downgraded error and volume uncertainty of the system is achieved by using the active disturbance rejection control algorithm, so as to ensure the accurate tracking of the pressure output of the test system to the command signal. Finally, the stability and error convergence of the active disturbance rejection control algorithm based on the simplified model are theoretically and quantitatively analyzed. The feasibility and validity of the control method are verified by co-simulation and experiment. The results show that the active disturbance rejection control algorithm based on the reduced-order model has good robustness to the variation of workpiece volume parameters in the pressure pulse test system and can effectively estimate and compensate for the disturbances such as the reduced-order error of the system model, and its tracking performance is improved by up to 35.4% compared with that of the PID controller.

Keywords: electro-hydraulic servo system; active disturbance rejection control; volume uncertainty interference; pressure control; singular value perturbation; system decoupling

0 引言

液压系统是航空航天和汽车等领域的重要系统. 在航空和汽车领域中, 液压系统应用于飞机起落

架和减速板的收放, 平尾、副翼、方向舵的操纵以及汽车散热器中冷却液的循环等^[1-3]. 这些应用要求液压管路、汽车散热器等工作元件能够承受周期性的

收稿日期: 2022-09-08; 录用日期: 2023-03-12.

基金项目: 山西省自然科学基金面上项目(20210302123155); 先进半导体光电器件与系统集成山西省重点实验室课题项目(2023SZKF05); 山西省回国留学人员科研教研项目(HGKY2019016).

责任编辑: 孙宗耀.

†通讯作者. E-mail: cwwang@yeah.net.

压力脉冲,一旦元件失效会造成不可估计的损失. 据统计,当前我国飞机液压系统的故障约占飞机系统总故障的30%左右;汽车厂家也多由于液压元件故障,造成刹车失灵等问题而紧急召回隐患车辆. 因此,工作元件的寿命预测以及疲劳寿命实验也越来越引起工程师和相关学者的关注与研究^[4]. 脉冲疲劳测试设备是进行元件寿命实验的关键设备. 电液伺服系统因其功率密度大、动态响应快等优点,广泛应用于压力脉冲疲劳测试设备上. 但是,阀控电液伺服系统的非线性、参数不确定性以及压力脉冲设备在工作运行时,工件破裂或工件个数的增加而引起的工件体积的不确定性等,均会对压力测试的精度产生影响,进而影响工作元件的寿命检测. 针对电液伺服系统中存在的问题,刘福才等^[5]针对电气比例阀控气动加载系统存在的参数不确定性、时滞性、强耦合等非线性问题,提出了非线性自抗扰控制方法. Wang等^[6]针对阀控电液位置伺服系统,应用奇异值理论设计了二阶自抗扰控制算法,通过扩张状态观测器实现了对系统非线性、参数不确定性和外界干扰的抑制. 周兰等^[7]针对伺服系统中的非匹配状态相关不确定性和外界干扰,利用降阶扩张状态观测器的重复控制方法实现了对不确定性扰动的估计和补偿. Gao等^[8]设计了速度补偿和自抗扰复合控制策略,有效抑制了系统的扰动,进一步提高了电液位置伺服系统的跟踪精度. 沙磊等^[9]针对未知负载的二质量伺服系统,利用扩张状态观测器估计系统扰动,并将估计值作为系统的前馈项对未知扰动进行补偿,有效增加了系统的抗扰能力.

上述研究大部分是以电液位置伺服系统为研究对象,针对未知干扰力的补偿,而针对压力脉冲负载模拟系统以及体积参数变化补偿方面的研究较少. 本文分析压力脉冲疲劳测试系统存在的非线性、系统耦合以及压力脉冲测试过程中工件体积参数变化等外部干扰对系统跟踪性能的影响,提出基于奇异值扰动理论对系统模型进行简化,并通过系统辨识的数据表明简化的合理性,最后在简化模型上设计线性反馈控制律. 同时利用自抗扰控制算法本身结构简单,对系统数学模型精度不敏感等特点,成功地实现对压力脉冲模拟系统的简化、解耦以及抗干扰,并应用于工程.

1 系统描述

1.1 压力脉冲测试系统描述

本文研究的压力脉冲疲劳测试系统构成如图1所示. 减压缸由驱动端I和减压腔II两部分组成,两者

通过活塞杆连接. 驱动端I通过伺服阀与泵连通,减压腔II的无杆腔直接与工件连通,形成密闭的容腔. 同时,为了避免减压腔II中的介质与驱动端I中的介质混叠,设计减压腔II有杆腔侧与大气连通,其与大气连通后,为了防止减压腔II中工作介质从活塞处泄露至环境中,对环境造成污染,减压腔II活塞处采用严格的单向密封来确保无泄漏. 压力脉冲测试系统在实际测试中,多采用多组工件同时测试的方式,会存在工件破裂等情况,导致被测体积发生变化,因此,系统会存在体积的不确定性.

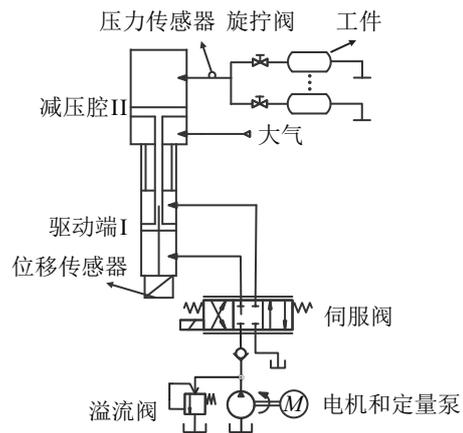


图1 压力脉冲测试系统示意图

1.2 压力脉冲测试系统数学模型

压力脉冲测试系统的机械加速度动态可描述为

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

其中: m 为活塞和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, P_1 和 P_2 分别为驱动端I两腔的压力, A_1 和 A_2 分别为驱动端I活塞的有效面积, P_3 为减压腔II无杆腔的压力, A_3 为减压腔II活塞有效面积, f_f 为系统摩擦力.

流量连续性方程推导过程基于以下假设:1)伺服阀为匹配对称的理想零开口阀;2)伺服阀、驱动端I和减压腔II的外泄不计;3)油源压力恒定. 则驱动端I的流量连续性方程为

$$\begin{cases} \beta_{e_1}^{-1} \dot{P}_1 = V_1^{-1}(t)[Q_1 - A_1 \dot{x}_p - C_i(P_1 - P_2)], \\ \beta_{e_1}^{-1} \dot{P}_2 = V_2^{-1}(t)[A_2 \dot{x}_p - Q_2 + C_i(P_1 - P_2)]. \end{cases} \quad (2)$$

其中: V_1 、 V_2 分别为驱动端I两腔的体积, β_{e_1} 为油液体弹性模量, Q_1 为驱动端I进油流量, Q_2 为驱动端I回油流量, C_i 为减压缸的总内泄漏系数.

减压腔II的流量连续性方程为

$$\beta_{e_2}^{-1} V_3 \dot{P}_3 = A_3 \dot{x}_p. \quad (3)$$

其中: $V_3 = V_{30} - A_3 x_p$ 为减压腔II和工件的总体积, V_{30} 为减压腔II和工件总的初始体积, A_3 为减压腔II活塞的有效面积; β_{e_2} 为工件和减压腔II中介质的体

积弹性模量. 定义如下函数:

$$h(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0; \\ 0, & x < 0. \end{cases}$$

则伺服阀的流量方程为

$$\begin{cases} Q_1 = \sigma x_v [h(x_v) \sqrt{P_s - P_1} + h(-x_v) \sqrt{P_1 - P_r}], \\ Q_2 = \sigma x_v [h(-x_v) \sqrt{P_s - P_2} + h(x_v) \sqrt{P_2 - P_r}]. \end{cases}$$

其中: $\sigma = C_d \omega \sqrt{2/\rho}$, C_d 为伺服阀节流口流量系数, ω 为伺服阀节流口面积梯度, ρ 为油液密度; x_v 为伺服阀阀芯位移; P_s 为供油压力; P_r 为回油压力.

伺服阀的动态响应远高于所研究系统的动态特性, 故将伺服阀的动态特性近似为比例环节, 有

$$x_v = k_{xv} u. \quad (4)$$

其中: k_{xv} 为伺服阀的比例增益, u 为控制器输出.

为了进一步简化, 令

$$\begin{cases} K_1 = h(u) \sqrt{P_s - P_1} + h(-u) \sqrt{P_1 - P_r}, \\ K_2 = h(-u) \sqrt{P_s - P_2} + h(u) \sqrt{P_2 - P_r}, \\ \eta = \sigma k_{xv}. \end{cases} \quad (5)$$

将式(4)和(5)代入伺服阀流量方程, 得到

$$\begin{cases} Q_1 = \eta K_1 u, \\ Q_2 = \eta K_2 u. \end{cases} \quad (6)$$

结合式(1)~(6), 得到系统的动态方程组为

$$\begin{cases} \ddot{x}_p = [A_1 P_1 - A_2 P_2 - A_3 P_3 - mg - f_f]/m, \\ \beta_{e1}^{-1} \dot{P}_1 = V_1^{-1} (t) [\eta K_1 u - A_1 \dot{x}_p - C_i (P_1 - P_2)], \\ \beta_{e1}^{-1} \dot{P}_2 = V_2^{-1} (t) [A_2 \dot{x}_p + C_i (P_1 - P_2) - \eta K_2 u], \\ \beta_{e2}^{-1} \dot{P}_3 = A_3 V_3^{-1} \dot{x}_p. \end{cases}$$

1.3 压力脉冲测试系统问题描述

由系统的动态方程组可知, 压力脉冲测试系统为一个多动态相互耦合的系统. 测试压力 P_3 的动态是在减压腔 II 的液压动态中, 而减压腔 II 的液压动态 \dot{P}_3 与机械动态 \dot{x}_p 相互耦合, 机械动态 \dot{x}_p 的变化会直接决定摩擦对系统的影响. 同时, 结合动态方程(3)可知, 工件介质弹性模量 β_{e2} 、工件体积 V_3 等参数的不确定性也会对系统测试压力的动态产生影响. 在实际测试过程中, 会存在工件中介质含气量的不确定性引起介质弹性模量的变化, 测试温度的变化会改变介质黏度进而影响系统摩擦以及测试工件个数变化引起体积参数的不确定性等. 通常在高压脉冲疲劳测试过程中, 由于测试压力和频率较高^[10], 测试过程中产生的控制力较大, 系统响应也快, 摩擦等一些干扰因素在系统控制过程中影响占比较小, 工业中传统 PID 控制算法可满足加载精度的需求. 而低压脉冲测试则正好相反, 压力和测试频率较低^[11], 参数不确定

性以及摩擦等干扰影响显著, 这对于基于固定参数的 PID 控制器而言, 往往很难取得理想的加载精度. 为此, 所提出的基于阀控液压作动器实现的压力脉冲疲劳测试系统, 主要是针对航空和汽车领域中的低压脉冲疲劳测试.

2 系统简化

2.1 系统模型简化

奇异值摄动理论的基本思想是通过将系统模型中的动态行为转化为标准奇异值摄动模型, 再依据奇异值摄动理论对系统模型进行降阶^[12-13]. 本文将系统动态方程组中驱动端 I 的液压动态转化为如下标准奇异值摄动模型, 定义 $\kappa = \beta_{e1}^{-1}$, 有

$$\begin{cases} \kappa \dot{P}_1 = V_1^{-1} [\eta K_1 u - A_1 \dot{x}_p - C_i (P_1 - P_2)], \\ \kappa \dot{P}_2 = V_2^{-1} [A_2 \dot{x}_p + C_i (P_1 - P_2) - \eta K_2 u]. \end{cases} \quad (7)$$

定义 $\bar{P}_L = \bar{P}_1 - \bar{P}_2$, $P_L = P_1 - P_2$, 则由式(7), 得到

$$\begin{aligned} \kappa \dot{P}_L &= \left(\frac{K_1}{V_1} + \frac{K_2}{V_2} \right) \eta u - \left(\frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2}{V_2} \right) \dot{x}_p - \\ &\quad \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) C_i P_L. \end{aligned} \quad (8)$$

油液的体积弹性模量通常为 7×10^8 ^[14], 则 $\kappa \approx 1.4 \times 10^{-9}$ 是一个非常小的值, 因此, 认为 κ 近似等于 0, 则由式(8), 得到准稳态 \bar{P}_L 为

$$\bar{P}_L = \frac{(K_1 V_1^{-1} + K_2 V_2^{-1}) \eta u - (A_1 V_1^{-1} + A_2 V_2^{-1}) \dot{x}_p}{C_i (V_1^{-1} + V_2^{-1})}. \quad (9)$$

由式(7), 得到准稳态 \bar{P}_1 、 \bar{P}_2 为

$$\begin{cases} \bar{P}_1 = h(u) P_s + h(-u) P_r + \\ \quad [h(-u) - h(u)] \frac{(A_1 \dot{x}_p + C_i \bar{P}_L)^2}{\eta^2 u^2}, \\ \bar{P}_2 = h(u) P_r + h(-u) P_s + \\ \quad [h(u) - h(-u)] \frac{(A_2 \dot{x}_p + C_i \bar{P}_L)^2}{\eta^2 u^2}. \end{cases} \quad (10)$$

定义 $n = P_L - \bar{P}_L$ 以及新的时间常数 $\tau = t/\kappa$, 有

$$\frac{dn}{d\tau} = \kappa \frac{dP_L}{dt} - \kappa \left(\frac{\partial \bar{P}_L}{\partial t} + \frac{\partial \bar{P}_L}{\partial x_2} \dot{x}_2 + \frac{\partial \bar{P}_L}{\partial u} \dot{u} \right). \quad (11)$$

将式(8)代入(11), 得到边界层模型为

$$\begin{aligned} \frac{dn}{d\tau} &= \left(\frac{K_1}{V_1} + \frac{K_2}{V_2} \right) \eta u - \left(\frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2}{V_2} \right) \dot{x}_p - \\ &\quad C_i \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) (n + \bar{P}_L). \end{aligned} \quad (12)$$

将式(11)代入(12), 得到

$$\frac{dn}{d\tau} = -C_i (V_1^{-1} + V_2^{-1}) n. \quad (13)$$

由 Tikhonov 定理^[14]可知, 系统的解可由简化系统和边界层系统的解逼近, 只需边界层系统或简化系

统的平衡点满足一定的稳定性。\$C_i(V_1^{-1} + V_2^{-1})\$ 总为正数,因此边界层模型(12)指数稳定。结合上述推导可知,当 \$t_b > 0\$ 时,存在 \$\varphi'\$,使得当 \$t > t_b\$ 时,总有 \$\varphi < \varphi'\$,使得 \$P_L - \bar{P}_L = O(\varphi)\$ 一致成立。

由式(10)和(12)可知, \$\dot{x}_p, u, \bar{P}_L\$ 有界,因此 \$\bar{P}_1, \bar{P}_2\$ 也是有界稳定的。结合系统动态方程组,定义 \$x_1 = P_3\$, 得到系统降阶模型为

$$\dot{x}_1 = \frac{\beta_{e2} A_3 (K_1 V_1^{-1} - K_2 V_2^{-1}) u \eta - C_i \bar{P}_L (V_1^{-1} + V_2^{-1})}{V_3 (A_1 V_1^{-1} + A_2 V_2^{-1})} \quad (14)$$

通过奇异值摄动理论,实现了机械动态与液压动态的解耦。同时,由系统降阶模型(14)可知,对于系统中工件体积参数 \$V_3\$ 的变化、系统摩擦 \$\dot{x}_p\$、弹性模量 \$\beta_{e2}\$ 参数变化等干扰均包含于系统降阶模型中,之后基于降阶模型设计自抗扰控制算法,可通过扩张状态观测器进行在线观测并实时补偿。

2.2 系统模型简化说明

由式(14)可知,系统模型简化的结果为一阶系统,利用 AMESim 仿真软件中的线性化工具对系统模型进行辨识,系统模型如图2所示,AMESim 线性化工具分析的系统状态变量的设置如表1所示。

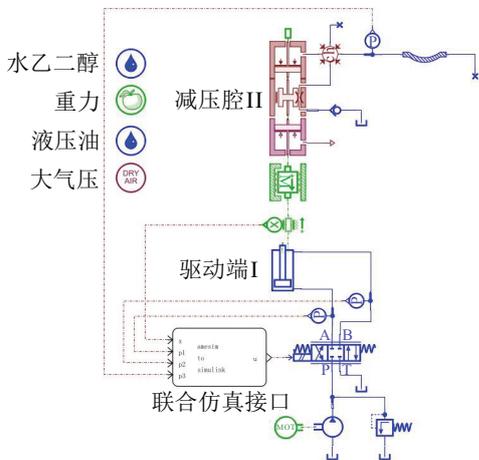


图2 联合仿真模型

表1 AMESim线性化分析设置

变量	设置
减压腔II压力	观测状态变量
活塞位移	固定状态变量
活塞速度	固定状态变量
驱动端I两腔压力	自由状态变量
伺服阀阀芯位移	自由状态变量
伺服阀输入信号	控制变量
其余状态变量	固定状态变量
其余变量	清除变量

图3为系统在稳定时刻的 bode 图。由图3可见:在 10Hz 信号内,幅频特性曲线的斜率近似为 \$-20 \text{ dB/dec}\$,相频特性曲线近似为 \$-90^\circ\$,与积分环

节相近。因此,认为在信号频率低于 10Hz 的情况下,将系统简化为一阶系统是合理的。

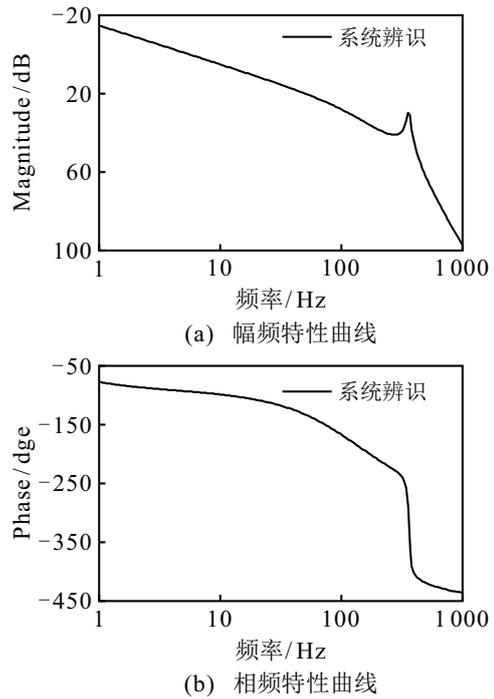


图3 系统辨识结果 bode 图

3 自抗扰控制器设计

扩张状态观测器(ESO)^[15-16]是自抗扰控制器的核心结构,其不仅可对系统状态进行实时估计,且扩张态可对系统模型中的不确定性和外部干扰进行在线观测并实时补偿至系统。通过反馈控制律对输入输出信号以及扩张态进行组合,使得系统达到满意的闭环控制性能。

3.1 扩张状态观测器的设计

设 \$\beta_{e2n}, \eta_n, V_{3n}\$ 为 \$\beta_{e2}, \eta, V_3\$ 名义值,定义 \$b = \frac{\beta_{e2} A_3 (K_1 V_1^{-1} - K_2 V_2^{-1}) \eta}{V_3 (A_1 V_1^{-1} + A_2 V_2^{-1})}\$, 则其名义值为 \$b_n\$, 定义 \$\tilde{b} = b - b_n\$。

对系统的总扰动进行估计,定义 \$z_2 = \Gamma(z, t) = \tilde{b}u - \frac{\beta_{e2} A_3 C_i \bar{P}_L (V_1^{-1} + V_2^{-1})}{V_3 (A_1 V_1^{-1} + A_2 V_2^{-1})}\$ 为系统的扩张状态变量,并假设 \$\Gamma(z, t)\$ 是可微的。令 \$\dot{\Gamma}(z, t) = \Gamma_1(z, t)\$, 其中 \$z = [z_1, z_2]\$, 则系统的降阶模型(14)可变为

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 + b_n u, \\ \dot{z}_2 = \Gamma_1(z, t). \end{cases} \quad (15)$$

其中 \$\Gamma_1(z, t)\$ 为系统扰动的变化率。

由式(14)和(15)可知,引起系统扰动的机械动态 \$\dot{x}_p\$、介质体积弹性模量 \$\beta_{e2}\$ 变化和工件体积 \$V_3\$ 的变化均被考虑到扩张状态 \$z_2\$ 中,因此,只要扩张状态观测器能够准确地估计系统扰动,通过反馈控制律即可实时将扰动补偿至控制律 \$u\$,实现对扰动的抑制。

定义 \$\hat{z} = [\hat{z}_1, \hat{z}_2]\$ 为扩张状态观测器对系统状态

$z = [z_1, z_2]$ 的估计值, 则扩张状态观测器^[17-19]被设计为

$$\begin{cases} \dot{\hat{z}}_1 = \hat{z}_2 + 2\omega_0(z_1 - \hat{z}_1) + b_n u, \\ \dot{\hat{z}}_2 = \omega_0^2(z_1 - \hat{z}_1). \end{cases} \quad (16)$$

其中 ω_0 为扩张状态观测器的带宽参数值。

定义 $\tilde{z}_i = z_i - \hat{z}_i$, 由式(15)和(16)可知

$$\begin{cases} \dot{\tilde{z}}_1 = \tilde{z}_2 - 2\omega_0 \tilde{z}_1, \\ \dot{\tilde{z}}_2 = \Gamma_1(z, t) - \omega_0^2 \tilde{z}_1. \end{cases} \quad (17)$$

令 $\varepsilon_i = \frac{\tilde{z}_i}{\omega_0^{i-1}}$ ($i=1, 2$), 定义 $\varepsilon = [\varepsilon_1 \ \varepsilon_2]^T$, 则

$$\dot{\varepsilon} = \omega_0 A \varepsilon + B \frac{\Gamma_1(z, t)}{\omega_0}. \quad (18)$$

其中: $A = \begin{bmatrix} -2 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}$, $B = [0 \ 1]^T$. 显然, A 为Hurwitz矩阵, $A^{-1} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & -2 \end{bmatrix}$, 解得式(18)为

$$\varepsilon(t) = e^{\omega_0 A t} \varepsilon(0) + \int_0^t e^{\omega_0 A(t-\tau)} B \frac{\Gamma_1(z, t)}{\omega_0} d\tau. \quad (19)$$

由于系统的扰动有界, 假定 $|\Gamma_1(z, t)| \leq \delta$, 由式(19)可知

$$|\varepsilon_i(t)| \leq |e^{\omega_0 A t} \varepsilon_i(0)| + \frac{\delta}{\omega_0^2} [|(A^{-1}B)_i| + |(A^{-1}e^{\omega_0 A t}B)_i|].$$

由于 $|(A^{-1}B)_i| \leq 2$, A 为Hurwitz矩阵, 则存在有限时间 t_1 使得 $|(e^{\omega_0 A t})_{ij}| \leq \omega_0^{-2}$, 对于 $\forall t \geq t_1$, 有 $|(A^{-1}e^{\omega_0 A t}B)_i| \leq \frac{3}{\omega_0^2}$. 又由 $\tilde{z}_i = \varepsilon_i \omega_0^{i-1}$ ($i=1, 2$), 有

$$|\tilde{z}_i(t)| \leq \left[\frac{\sum |z_i(0)|}{\omega_0^2} + \delta \left(\frac{2}{\omega_0^{3-i}} + \frac{3}{\omega_0^{5-i}} \right) \right]. \quad (20)$$

由式(20)可知, 扩张状态观测器的估计误差是有界的, 即可通过调整扩张状态观测器的带宽参数 ω_0 来实现对系统状态的估计。

3.2 反馈控制律的设计

非线性的反馈控制律设计可能会优化系统的控制性能, 但是, 其在算法的实施以及控制参数调整上的难度也会大幅增加, 针对所提出系统, 线性的控制律^[20]如下式所示:

$$\begin{cases} u_0 = k_1 l_1, \\ u = \frac{(u_0 - \hat{z}_2)}{b_n}, \end{cases} \quad (21)$$

k_1 为控制器参数, 定义 $l_1 = P_{3d} - \hat{z}_1$. 式(21)可满足控制性能的要求, 并给出了控制律设计的理论依据。

采用上述扩张状态观测器的稳定性验证式(20)可知, 选择参数 ω_0 使得 $z_1 \approx \hat{z}_1$, $\tilde{z}_2 \approx 0$. 将所设计的反馈控制律 u 代入系统降阶模型(15), 得到

$$\dot{z}_1 = z_2 - \hat{z}_2 + u_0 = \tilde{z}_2 + u_0 = u_0.$$

定义 \dot{P}_{3d} 的最大值为 ξ , 并对误差 l_1 求导, 得到

$$\dot{l}_1 = \dot{P}_{3d} - \dot{\hat{z}}_1 = \dot{P}_{3d} - u_0 = \dot{P}_{3d} - k_1 l_1. \quad (22)$$

解式(22), 得到

$$l_1 = e^{-k_1(t-t_0)} l_1(t_0) + \int_{t_0}^t e^{-k_1(t-\tau)} \xi d\tau.$$

其中: t_0 为系统初始时刻, $l_1(t_0)$ 为系统初始时刻压力值与指令压力的差值, τ 为积分变量。

$k_1 > 0$, $l_1(t_0)$ 为有界常数, $\lim_{t \rightarrow \infty} l_1(t) = \xi/k_1$, 所以理论上选择合适的控制参数 k_1 可使得压力跟踪误差任意小. 因此, 所设计的线性控制律可满足系统压力跟踪性能的需求。

4 仿真与实验研究

4.1 仿真研究

为了验证降阶模型的正确性以及所提出自抗扰控制算法对工件体积参数变化、系统非线性和参数不确定性等不利因素的抑制作用, 采用AMESim与Matlab/Simulink联合仿真平台对算法进行仿真研究. 所搭建的联合仿真模型如图2所示, 仿真模型的主要参数如表2所示. 在联合仿真过程中考虑系统的内泄露、摩擦力、工件体积变化等对系统的影响. 仿真的采样步长与实验设备PLC的采样步长一致, 为0.005 s. 选取低压脉冲测试中常用的周期性指令信号为 $P_{3d} = 1 \times 10^5 \sin(2\pi \times 2t) + 3 \times 10^5$ Pa, 仿真测试中, 选取圆柱形工件, 设置底面直径为100 mm, 长度可选为0.5 m或1 m, 通过改变工件的长度尺寸来模拟体积切换; 实验测试中, 通过手动旋拧阀门开关来模拟实际工况中工件破裂和增加的工况. 在仿真与实验中, 将自抗扰控制器与PID控制器对比研究, 两种控制器均在一组参数下, 将工件体积从4 L变为8 L下进行的算法测试。

表2 仿真模型参数

参数	值
活塞质量/kg	5
驱动端I活塞直径/mm	40
驱动端I活塞杆直径/mm	28
减压腔II活塞直径/mm	180
减压缸行程/mm	106
油源压力/(MPa)	16
伺服阀额定压降/(MPa)	7
驱动端I静摩擦力/N	50
减压腔II静摩擦力/N	100
库仑摩擦力/N	30
黏性摩擦力/(N·s/m)	10
油液体积弹性模量/(MPa)	700
工件介质弹性模量/(MPa)	1 200
伺服阀额定流量/(L/min)	38

根据工业上压力脉冲疲劳测试的要求,控制器参数调节的思路是在保证跟踪压力峰值精度的基础上,再实现更高精度的伺服跟踪.因此,在PID和自抗扰控制器参数的选取上,首先通过保证压力跟踪峰值的性能,依次调整PID的 K_p 、 K_i 参数,最终选择PID控制器参数为 $K_p = 0.5$, $K_i = 2$, $K_d = 0$;对于ADRC而言,首先初步选择 k_1 、 ω_0 、 b_n 的值,保证压力可初步跟踪,然后调整参数 ω_0 ,保证扩张状态观测器的观测值 z_1 可跟踪系统的输出压力,再依据系统实时运行数据得到参数 b_n 的实际值曲线(如图4所示),这里选择中间值 $b_n = 65$ 为自抗扰控制器参数值,最后依据压力跟踪曲线的跟踪性能,调整参数 k_1 的值,并最终选择ADRC的参数值为 $k_1 = 70$, $\omega_0 = 40$, $b_n = 65$.

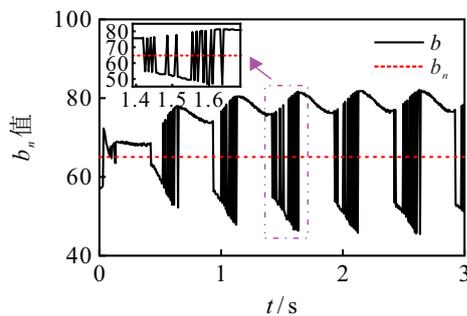
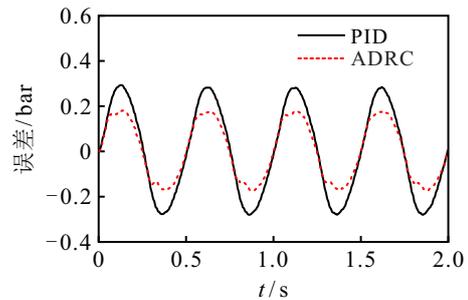


图4 参数 b 的选取

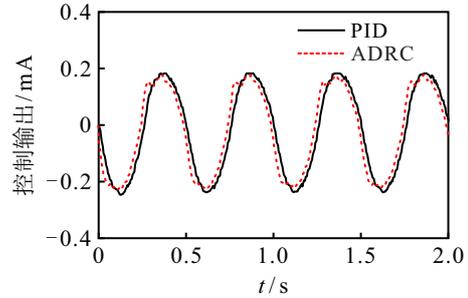
对于系统的非线性增益 b ,实际上是由 β_{e_2} 、 η 、 V_3 等值随着系统运行而不断变化(如图4所示),这里选择 b 实际值的中间值为 b_n ,即选定了名义值 $\beta_{e_{2n}}$ 、 η_n 、 V_{3n} .这样选择的原因一是由于其值的变化考虑到扩张态 z_2 中,可通过控制律进行补偿;二是从工程实际应用角度来看,当取其不断变化的值时,会对系统的稳定性产生影响,甚至其可能会出现符号转换,会对系统产生冲击,这均是对实际应用不利的方面.因此,仿真时可取其变化范围中的一个中间值作为其恒值.在实验中,则将其视为一个可调参数,在仿真的基础上调整.

图5为4L控制对比,图6为8L控制对比.由图5和图6可见,在考虑工件体积变化等的干扰情况下,ADRC算法与PID控制算法在近似相同的输出强度下,ADRC算法可实现更小的跟踪误差,表明ADRC控制算法对体积参数变化等干扰的抑制效果要优于PID控制算法.

传统PID控制器是利用目标与实际行为的误差来消除误差的,当被控对象处于变化的环境时,PID控制器的积分项常常对抑制常值扰动有较好的控制效果,但是,对压力脉冲测试系统中工件体积参数以及弹性模量 β_{e_2} 等造成的时变扰动,往往导致跟踪误差值较大,使得控制性能下降.而ADRC控制器中的

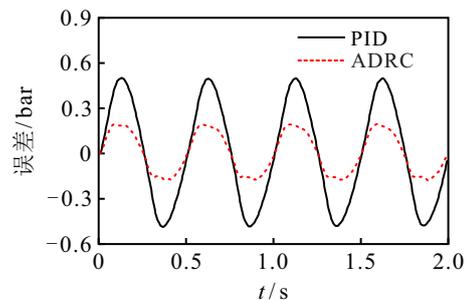


(a) 跟踪误差

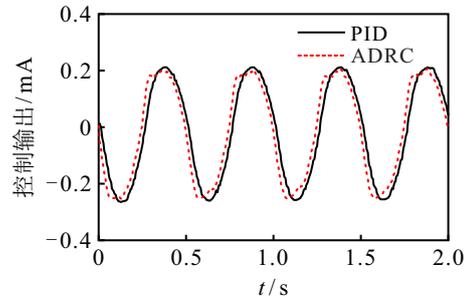


(b) 控制输出

图5 4L控制对比



(a) 跟踪误差



(b) 控制输出

图6 8L控制对比

扩张状态观测器考虑了非线性系统中参数的时变等干扰,并通过扩张态 z_2 补偿至系统输出,对时变的扰动有更好的抑制和补偿作用,因此具有更好的控制效果.

4.2 实验研究

实验中,压力脉冲疲劳测试系统的实现是以PLC为控制核心,其与伺服阀以及压力、位移传感器进行数字量与模拟量的数据交互,并通过上位机与PLC实时通信,在线监测系统运行状态并及时做出调整.实验中的测试过程与仿真一致,实验设备如图7所示,设备主要部件及其型号如表3所示.在调试过程中

发现,当扩张状态观测器的 z_1 已对系统输出进行估计后(如图8所示),再调节状态观测器参数对于估计 z_1 性能的提升不大,参数 ω_0 的调节主要影响总扰动 z_2 的估计大小.因此,为了实现高性能的加载测试,可通过观察系统跟踪性能来进一步精确调整扩张状态观测器参数.对于PID控制参数,实验测试误差的微分噪声很大(如图9(a)所示),即使设置很小的微分参数 K_d ,也会引起控制器输出的振荡,不仅对压力跟踪效果的改善不大,同时也易引起系统的振荡,不利于系统的稳定,因此,将参数 K_d 置0.同时,调试中设定PID参数中比例项 K_p 较大时,控制效果如图9(b)所示,峰值跟踪精度不能保证,同时控制输出也出现较大震动(如图9(c)所示),若再增加比例项,则参数值会导致系统震荡.综上,PID控制器参数为 $K_p=0.35$, $K_i=3.5$;ADRC控制器参数为 $k_1=25$, $\omega_0=35$, $b_n=86$.实验设备与仿真模型存在一些差距,如传感器噪声、系统的泄露、摩擦模型以及阀的动态误差等;同时,所设算法经离散化也与仿真中的计算结果有一些偏差,因此,为了达到与仿真中相近的伺服跟踪效果,实验中的控制参数值会与仿真中的参数值有一定的差异.

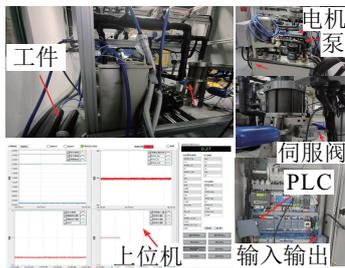


图7 压力脉冲疲劳测试实验设备

表3 实验设备主要部件及其型号

部件	型号
PLC	西门子-CPU 1511-1 PN
伺服阀	MOOG-G 761-3002
模拟量输入/输出模块	AI/AQ 2/timesU/I 2, 4-wire HS
压力传感器	DG-1210-GW-B-1.6/CJ/AM/FC
位移传感器	DMC-G-200 mm-AF 4 M 10 AH
分布式IO接口模块	PROINRET/IM 155-6 PN HS

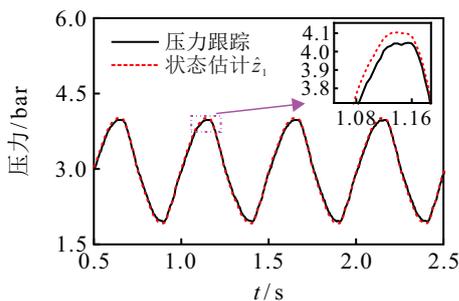
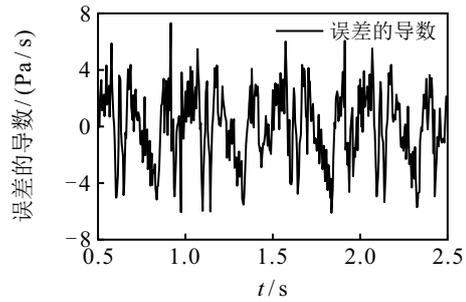
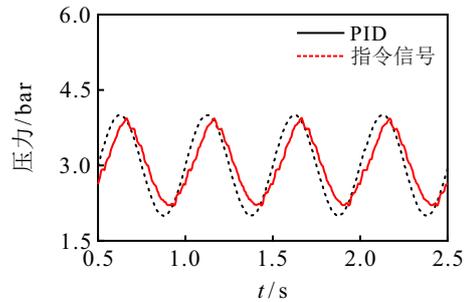


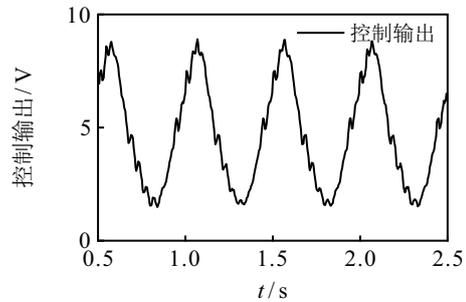
图8 ADRC状态估计 z_1 观测结果



(a) PID控制器误差的导数



(b) 压力跟踪



(c) 控制器输出

图9 PID调参说明

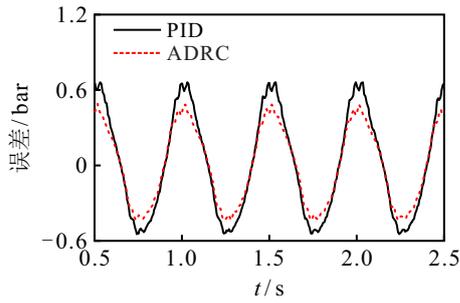
由图10(a)和图11(a)可见,在工件体积参数变化下,ADRC算法在跟踪误差上要小于PID算法.为了定量分析控制效果,定义如下3个参数:

$$I_{APE} = \max_i |e(i)|, I_{MSE} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [e(i)]^2,$$

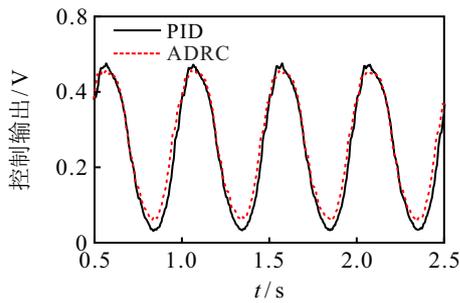
$$I_{MSC} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [u(i)]^2.$$

其中: $e(i)$ 为第 i 次采样时的误差, N 为采样的总个数, $u(i)$ 为第 i 次采样时的控制器输出, I_{APE} 为最大的稳态跟踪误差的绝对值, I_{MSE} 为稳态跟踪误差均方值, I_{MSC} 为控制输出均方值.由上述定义和实验数据得到表4的数据.由表4可见:4 L时ADRC控制算法最大跟踪误差为0.49 bar,PID控制算法最大跟踪误差为0.66 bar,ADRC控制算法相比于PID控制算法提升了约25.7%;8 L时ADRC控制算法最大跟踪误差为0.60 bar,PID控制算法最大跟踪误差为0.93 bar,ADRC控制算法相比PID控制算法提升了约35.4%,表明ADRC控制算法对体积参数的变化具有更好的鲁棒性,同时由 I_{MSE} 和 I_{MSC} 可知,ADRC算法可在更

小的控制输出下,实现更高精度的压力伺服跟踪效果.因此,通过实验也验证了ADRC控制算法在应对系统非线性和体积参数变化时的优越性能.图12中,曲线抖动是传感器的噪声引起的;同时,由图12可见,不同工件总体积引起减压缸活塞位移的不同.其中:4L时活塞位移量约为0.45 mm,8L时活塞位移量约为0.7 mm.而对于活塞位移的不同,是由于工件中介质变多,压缩量变大,使得活塞位移增加.所以测试工件组数越多,介质含气量越大,测试过程中位移越大,系统参数 β_{e2} 等变化也越大,带来的控制难度也会越大.由图13可见,8L的补偿量要大于4L的补偿量.

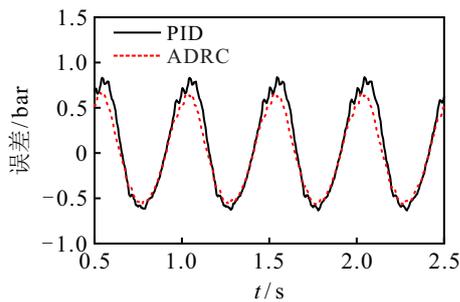


(a) 跟踪误差

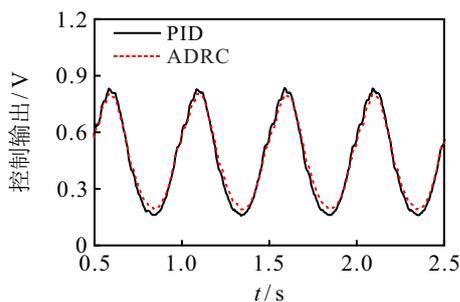


(b) 控制输出

图10 实验4L控制对比



(a) 跟踪误差



(b) 控制输出

图11 实验8L控制对比

表4 实验控制器对比指标

指标	工件体积					
	4L			8L		
	I_{APE}	I_{MSE}	I_{MSC}	I_{APE}	I_{MSE}	I_{MSC}
PID	$6.64e^4$	$1.69e^9$	0.027 4	$0.93e^4$	$2.59e^9$	0.265 3
ADRC	$4.91e^4$	$9.77e^8$	0.224 4	$6.04e^4$	$1.75e^9$	0.262 1

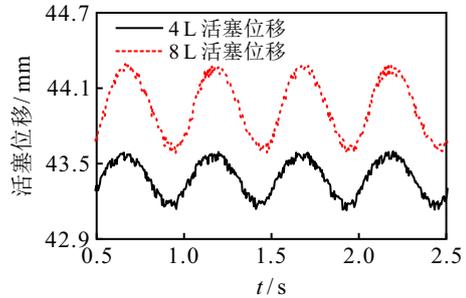


图12 活塞位移对比

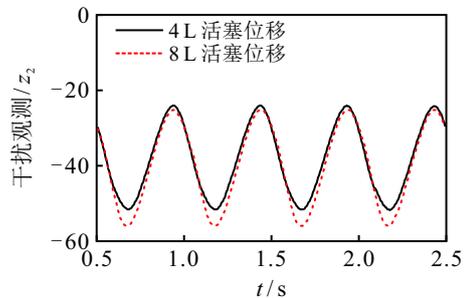


图13 扩张状态观测器干扰观测结果

5 结论

1) 在低压脉冲疲劳测试系统中,测试系统的摩擦以及工件体积参数的不确定性会对压力跟踪的性能产生较大的影响.

2) 针对带有减压腔的低压低频的压力脉冲测试系统,利用奇异值摄动理论对系统模型进行降阶是合理的.

3) 基于固定参数的PID控制器,针对压力脉冲测试系统的非线性、参数不确定性以及工件体积变化等干扰的抑制作用有限,不能实现高性能的压力脉冲测试.

4) 基于降阶模型的自抗扰控制算法能够有效抑制压力脉冲测试系统的非线性和参数不确定性,同时对工件体积参数的变化具有鲁棒性,跟踪性能相比于PID控制器最大提升了35.4%.

参考文献(References)

[1] 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 L Y. Study on fatigue resistance of automobile radiator under alternating pressure[J]. Auto Time, 2018(12): 143-146.)

[2] 李军, 陈明. 飞机液压系统的压力脉冲试验仿真研

- 究[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(23): 5380-5382.
(Li J, Chen M. Simulation research of transient impulse of pressure in hydraulic impulse system[J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(23): 5380-5382.)
- [3] 刘力平, 刘新福, 宫玉洁, 等. 基于LabVIEW的软管脉冲实验模糊PID控制系统研究[J]. 测试科学与仪器, 2015, 6(2): 161-168.
(Liu L P, Liu X F, Gong Y J, et al. Fuzzy PID control system for hose pulse experiment based on LabVIEW[J]. Journal of Measurement Science and Instrumentation, 2015, 6(2): 161-168.)
- [4] 朱磊. 充液管道流固耦合振动分析与疲劳寿命评估技术研究[D]. 长沙: 国防科技大学, 2018: 1-8.
(Zhu L. Research on fluid-structure interaction vibration analysis and fatigue life evaluation of liquid-filled pipelines[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2018: 1-8.)
- [5] 刘福才, 贾晓菁, 刘林, 等. 气动加载系统的建模及非线性自抗扰控制[J]. 控制与决策, 2017, 32(5): 906-912.
(Liu F C, Jia X J, Liu L, et al. Pneumatic loading system modeling and nonlinear active disturbance rejection control[J]. Control and Decision, 2017, 32(5): 906-912.)
- [6] Wang C W, Quan L, Zhang S J, 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.
- [7] 周兰, 姜福喜, 潘昌忠, 等. 基于降阶扩张状态观测器的重复控制系统设计[J]. 控制与决策, 2022, 37(4): 933-943.
(Zhou L, Jiang F X, Pan C Z, et al. A method of designing a reduced-order-extended-observer-based repetitive-control system[J]. Control and Decision, 2022, 37(4): 933-943.)
- [8] Gao B W, Shao J P, Yang X D. A compound control strategy combining velocity compensation with ADRC of electro-hydraulic position servo control system[J]. ISA Transactions, 2014, 53(6): 1910-1918.
- [9] 沙磊, 王树波, 刘逸坚. 基于扩张状态观测器的二质量系统非奇异快速终端滑模控制[J]. 控制与决策, 2023, 38(3): 850-856.
(Sha L, Wang S B, Liu Y J. Nonsingular fast terminal sliding mode control based on extended state observer for two mass systems[J]. Control and Decision, 2023, 38(3): 850-856.)
- [10] 袁朝辉, 滕炯华. 飞机液压系统压力脉冲试验波形控制[J]. 航空学报, 2003, 24(5): 395-399.
(Yuan Z H, Teng J H. Controlled pressure pulses for testing hydraulic pipes and components of aircrafts[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2003, 24(5): 395-399.)
- [11] 商辉, 刘波, 刘渊, 等. 一种飞机液压低压脉冲的实验方法[P]. 中国: CN103644170A. 2014-03-19.
- [12] Wang L K, Book W J, Huggins J D. Application of singular perturbation theory to hydraulic pump controlled systems[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(2): 251-259.
- [13] Merritt H E. Hydraulic control systems[M]. New York: John Wiley & Sons Inc., 1967: 14-18.
- [14] Khalil H K. Nonlinear Systems[M]. The 3rd edition. Upper Saddle River: Prentice Hall Inc., 1996: 423-460.
- [15] Han J Q. From PID to active disturbance rejection control[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(3): 900-906.
- [16] 韩京清. 自抗扰控制技术: 估计补偿不确定因素的控制技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008: 60-70.
(Han J Q. Active disturbance rejection control technique: The technique for estimating and compensating the uncertainties[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2008: 60-70.)
- [17] Gao Z Q. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning[C]. Proceedings of the American Control Conference. Denver, 2003: 4989-4996.
- [18] Zheng Q, Gaol L Q, Gao Z Q. On stability analysis of active disturbance rejection control for nonlinear time-varying plants with unknown dynamics[C]. The 46th IEEE Conference on Decision and Control. New Orleans, 2008: 3501-3506.
- [19] Yoo D, Yau S S T, Gao Z Q. On convergence of the linear extended state observer[C]. Proceedings of the IEEE International Symposium on Intelligent Control. Munich, 2006: 1645-1650.
- [20] 刘华, 汪成文, 郭新平, 等. 电液负载敏感位置伺服系统自抗扰控制方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2020, 46(11): 2131-2139.
(Liu H, Wang C W, Guo X P, et al. Active disturbance rejection control method for position servo system based on electro-hydraulic load sensing[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2020, 46(11): 2131-2139.)

作者简介

苏春波(1998—), 男, 硕士生, 从事电液伺服系统及其控制算法的研究, E-mail: xiaoxiaosubobo@163.com;

汪成文(1982—), 男, 副教授, 博士, 从事电液伺服控制理论及应用、工业机械手动力学及运动控制等研究, E-mail: cwwang@yeah.net;

苑永亮(1991—), 男, 硕士生, 从事电液伺服智能控制的研究, E-mail: yuanyongliang1995@163.com;

赵二辉(1985—), 男, 讲师, 博士, 从事弹流润滑、摩擦学等研究, E-mail: zhaoerhui@tyut.edu.cn;

权龙(1959—), 男, 教授, 博士生导师, 从事近代流体动力控制理论与方法、机电液一体化技术在机电装备中的应用等研究, E-mail: quanlong@tyut.edu.cn;

成磊(1980—), 男, 副研究员, 博士, 从事光机电互联技术、机电一体化应用等研究, E-mail: cenlei@126.com.