DOI: 10.3901/JME.2020.18.216

电液比例伺服力加载自抗扰控制*

王立新¹ 赵丁选¹ 刘福才² 孟凡亮¹ 刘 谦¹

(1. 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004;

2. 燕山大学工业计算机控制工程河北省重点实验室 秦皇岛 066004)

摘要: 针对电液比例加载系统中力控制精度较低这一问题, 提出一种由死区逆补偿与线性自抗扰器构成的串联控制器。所设计的串联控制器充分考虑了比例阀死区非线性、液压参数扰动、外部未知扰动等因素。首先, 在分析电液比例力加载系统模型机理基础上, 根据系统相对阶次, 设计二阶线性自抗扰控制器, 通过扩张状态观测器对系统“总扰动”进行实时估计, 并采用线性误差反馈控制律给予主动补偿。此外, 为解决比例阀死区引起的系统响应滞后与稳态误差过大等问题, 建立光滑死区逆模型, 以消除死区带来的不利影响。大量对比试验表明, 提出的串联控制器有效地改善了系统动静特性, 可达到更高的力控制精度, 具有较强的鲁棒性和抗干扰性, 为工程应用提供了参考。

关键词: 电液比例加载系统; 力控制; 自抗扰控制; 死区逆补偿

中图分类号: TP237

Active Disturbance Rejection Control for Electro-hydraulic Proportional Servo Force Loading

WANG Lixin¹ ZHAO Dingxuan¹ LIU Fucui² MENG Fanliang¹ LIU Qian¹

(1. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004;

2. Key Laboratory of Industrial Computer Control Engineering of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: To solve the problem of rough force control precision in electro-hydraulic proportional loading system, a cascade controller consisting of a dead-zone inverse compensation and a linear active disturbance rejection controller(LADRC) is proposed. Various disadvantages in the force control system are taken into account, including the non-linearity of the proportional valve dead-zone, hydraulic parameter perturbation, unknown external disturbances and so on. Based on the analysis of the mechanism of the electro-hydraulic proportional force loading system model, a second-order LADRC is designed, according to the relative order of the system. The “generalized disturbances” are estimated by a linear extended state observer (LESO) and compensated by a linear state error feedback control law(LSEF). In addition, the dead-zone inverse model is constructed to deal with the system output lag problem caused by the proportional valve dead-zone. The extensive comparative experiments show that the proposed approach improves the dynamic and static characteristics of the electro-hydraulic proportional loading system, achieves higher accuracy of force control, and possesses strong robustness and anti-interference, provides reference for engineering application.

Key words: electro-hydraulic proportional loading system; force control; active disturbance rejection control; dead-zone inverse compensation

0 前言

力伺服控制系统广泛应用于试验机及工业设备中, 如摩擦磨损试验机^[1]、仿生足式机器人^[2]、

主动悬挂及隔振装置^[3]等。力加载形式有电驱动、气动以及液动^[4]。由于液压传动所具有的功率——质量比高、调速范围大以及使用寿命长等优势, 使得液压力伺服加载得到了广泛的关注。液压控制元件通常采用伺服阀或比例阀, 鉴于比例阀性价比、抗污能力强等特点, 在动态特性要求不高的场合占有一定的市场。液压力伺服控制系统存在

* 国家重点研发计划资助项目(2016YFC0802902)。20191203 收到初稿, 20200729 收到修改稿

参数不确定、机液耦合、模型非线性^[4]等问题,且比例伺服系统中还存在死区非线性,这都增加了力控制的难度,传统的 PID 控制难以满足高精度力控制要求。针对上述问题,本文对比例伺服力加载系统展开深入研究。

针对电液力控制伺服系统如何获取更优异的控制品质,国内外学者进行了广泛而深入的研究。巴凯先等^[5]针对液压驱动的高性能足式仿生机器人关节运动的液压驱动单元进行了位置/力的阻抗控制研究,为仿生机器人关节运动控制提供了理论和试验参考;SHANG 等^[6]提出一种运动同步复合解耦方法,实现了飞机结构载荷试验机多通道力控制,且减少了力传感器的数量;熊璐等^[7]针对电液力伺服系统提出了一种离线反馈控制器和自适应控制器相结合的控制方法,提高了闭环系统带宽,改善了力跟踪控制精度;SHEN 等^[8]采用自整定定量反馈理论设计了鲁棒自适应控制器,提高了力控制系统的鲁棒性,实现了宽范围条件内的力控制;高炳微等^[9]采用基于修正因子的模糊切换控制方法,削弱了电液伺服系统位置控制和力控制切换时产生的振动,实现了力控制与位置控制切换的平滑过渡;ZHAO 等^[10]提出一种由前馈逆模型和鲁棒控制相结合的控制策略,提高了飞行模拟器中力控制跟踪性能;WANG 等^[11]开发了一种非线性鲁棒双闭环控制策略,有效地抑制了液压缸运动过程中的非线性及摩擦因素,提高了系统力控制品质;CHEN 等^[12]设计了自适应鲁棒串联控制器,解决了模型不确定及未知参数等问题,并在液压拟人骨骼机构上得到了应用。此外,在比例伺服系统中如何消除死区对系统性能造成的影响,彭熙伟等^[13]提出采用模糊自适应补偿方法,大幅降低了比例阀死区对位置伺服系统造成的影响,提高了位置跟踪控制精度;GU 等^[14]建立死区逆模型,与控制器相串联,并通过自适应方法在线更新参数,削弱了死区带来的不利影响,但自适应控制律设计需精确系统模型^[15],且设计复杂,限制因素较多,在实际中难以推广。

上述方法针对各自系统都取得了较好的控制效果,但设计时多依赖于系统模型或需要较多模型信息。而由液压缸与被作用对象共同构成的串联耦合力控制系统,受到液压参数不确定、比例阀死区特性以及外部未知扰动等因素的影响,使得建立精确的模型变得非常困难。鉴于在实际工程中系统精确模型难以建立的困境,设计一种不依赖于被控对象精确数学模型,且易于实现的控制器,对提高电液伺服力控制精度具有重要的工程实用价值。

自抗扰控制是由韩京清教授于 1998 年提出的一项新型控制技术^[16],该控制技术立足于工程实践,突破了线性与非线性系统的界限,开拓性地提出“总扰动”概念及其估计补偿方法。自抗扰控制器以简洁的形式、优异的性能,打破了 PID 控制技术多年来“一统天下”的局面^[17]。十几年来,经过诸多研究者与工程师的不断努力,自抗扰控制在机械系统、电力系统、化工过程控制、导航制导与飞行控制等众多领域得到了发展和应用^[18-19]。尤其是高志强^[20-21]提出的线性形式,在稳定性分析、参数整定等方面进展巨大,为自抗扰控制器的工程化奠定了坚实基础。

本文其余章节安排如下:第 1 节,分析电液比例伺服力加载系统工作机理,并建立数学模型;第 2 节,对模型进行简化,获取控制器设计所需的相关信息,进而设计二阶线性自抗扰控制器,并通过参数辨识构造死区逆补偿器;第 3 节,在电液比例伺服力加载试验平台上对所提出的控制方法进行试验验证,控制效果与传统 PID 控制进行对比;第 4 节,对全文进行总结。

1 系统描述与建模

电液比例伺服力加载系统结构原理如图 1 所示,主要由液压动力源、电液比例换向阀、非对称液压缸、力传感器以及负载弹簧组成,其中负载弹簧用于模拟具有一定刚度系数的弹性负载。系统控制目标是使液压缸活塞杆输出力快速准确跟踪期望的力加载信号。

图 1 电液比例伺服力加载装置液压系统原理图

图 1 所示液压系统中, 液压缸活塞向前运动对弹性负载施力, 力平衡方程可表示为

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 = m \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + K_s x_p + f \quad (1)$$

式中, p_1 为液压缸无杆腔压力; p_2 为液压缸有杆腔压力; A_1 为液压缸无杆腔活塞有效作用面积; A_2 为液压缸有杆腔活塞有效作用面积; m 为运动部件质量; B_p 为运动阻尼系数; x_p 为液压缸活塞位移; K_s 负载弹簧的弹性刚度系数; f 为未建模干扰力, 包括活塞运动摩擦力及外部未知干扰力。

忽略外泄漏因素, 液压缸负载流量方程为

$$\begin{cases} Q_1 = A_1 \dot{x}_p + C_{ip}(p_1 - p_2) + \beta_e^{-1} V_1 \dot{p}_1 \\ Q_2 = A_2 \dot{x}_p + C_{ip}(p_1 - p_2) - \beta_e^{-1} V_2 \dot{p}_2 \end{cases} \quad (2)$$

式中, Q_1 为流入液压缸无杆腔的流量; Q_2 为流出液压缸有杆腔的流量; C_{ip} 为液压缸内泄漏系数; β_e 为液压油有效体积弹性模量; V_1 为液压缸无杆腔容积, $V_1 = V_{01} + A_1 x_p$, V_{01} 为液压缸无杆腔初始容积; V_2 为液压缸有杆腔容积, $V_2 = V_{02} - A_2 x_p$, V_{02} 为液压缸有杆腔初始容积。

同时, Q_1 和 Q_2 又可表示为比例阀阀芯位移 x_v 的函数

$$\begin{cases} Q_1 = k_q x_v \left[s(x_v) \sqrt{p_s - p_1} + s(-x_v) \sqrt{p_1 - p_0} \right] \\ Q_2 = k_q x_v \left[s(x_v) \sqrt{p_2 - p_0} + s(-x_v) \sqrt{p_s - p_2} \right] \end{cases} \quad (3)$$

式中, x_v 为电液比例换向阀阀芯位移; $k_q = C_d w \sqrt{2/\rho}$, C_d 为阀口流量系数, w 为阀口面积梯度, ρ 为液压油密度; p_s 为供油压力; p_0 为回油压力。

式(3)中 $s(x_v)$ 为关于阀芯位移的符号函数

$$s(x_v) = \begin{cases} 1 & x_v \geq 0 \\ 0 & x_v < 0 \end{cases} \quad (4)$$

由于比例阀阀芯存在中位死区, 驱动电流 i 与阀芯位移 x_v 呈死区非线性关系 $DZ(\cdot)$, 若将死区之外, 比例阀阀芯位移与驱动电流等效为比例环节, 则比例阀动态模型可表示为^[15]

$$x_v(i) = DZ(i) = \begin{cases} k_{v1}(i - b_r) & i \geq b_r \\ 0 & b_l < i < b_r \\ k_{v2}(i - b_l) & i \leq b_l \end{cases} \quad (5)$$

式中, i 为比例放大器输出电流; k_{v1} 为控制电流 $i > 0$ 时与阀芯位移 x_v 线性段斜率, $k_{v1} > 0$; k_{v2} 为控制电流 $i < 0$ 与阀芯位移 x_v 线性段斜率, $k_{v2} > 0$; b_r 为死区正折点, $b_r > 0$; b_l 为死区负折点, $b_l < 0$, 一般情况下, $k_{v1} = k_{v2}$, $b_r \neq b_l$ 。

比例放大器将电压信号变换为驱动比例电磁铁运动的电流信号, 由于电信号的转换频率很高, 故视为比例环节, 即

$$i = K_p u \quad (6)$$

式中, u 为比例放大器输入电压; K_p 为比例放大器电流-电压增益。

力传感器输出频率很高, 视为比例环节

$$u_f = K_F F \quad (7)$$

式中, u_f 为力传感器反馈的电压信号; K_F 为力传感器增益; F 为力传感器输出。

2 控制器设计

2.1 模型简化

为进行控制器设计, 对非对称施力机构数学模型进行合理假设与简化。首先, 忽略液压缸活塞及力传感器的弹性形变, 则被加载部分简化为一个纯弹簧机构。因此, 施加到弹簧上的力与液压缸位移成正比, 即 $F = K_s x_p$, 则式(1)改写为

$$\ddot{F} = -\frac{B_p}{m} \dot{F} - \frac{K_s}{m} F + \frac{K_s}{m} (p_1 A_1 - p_2 A_2 - f) \quad (8)$$

忽略泄漏因素, 式(2)改写为

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{\beta_e}{K_s V_{01} + A_1 F} (K_s Q_1 - A_1 \dot{F}) \\ \dot{p}_2 = \frac{\beta_e}{K_s V_{02} - A_2 F} (A_2 \dot{F} - K_s Q_2) \end{cases} \quad (9)$$

暂忽略比例阀死区影响, 考虑线性部分, 将比例阀流量与驱动电流 i 近似为比例环节即

$$\begin{cases} Q_1 = K K_p u [s(\dot{x}_p) + \alpha s(-\dot{x}_p)] \\ Q_2 = K K_p u \left[\frac{1}{\alpha} s(\dot{x}_p) + s(-\dot{x}_p) \right] \end{cases} \quad (10)$$

式中, K 为比例阀阀芯驱动电流与流量的增益; 函数 $s(\dot{x}_p)$ 与式(4)定义相同; $\alpha = A_1/A_2$ 为液压缸两腔有效作用面积之比。

对式(8)两侧进行微分, 并将式(9)、(10)代入得到系统的动态模型为

$$\ddot{F} = a_3 \ddot{F} + a_2 g_1(F) \dot{F} + a_2 \dot{f} - a_2 g_2(F) u \quad (11)$$

式中, $a_3 = -B_p/m$, $a_2 = -K_s/m$, $g_1(F) =$

$$\frac{\beta_e A_1^2}{K_s V_{01} + A_1 F} + \frac{\beta_e A_2^2}{K_s V_{02} - A_2 F} + 1, \quad g_2(F) = \frac{\beta_e A_1 K_s K K_p R_1}{K_s V_{01} + A_1 F} + \frac{\beta_e A_2 K_s K K_p R_2}{K_s V_{02} - A_2 F}, \quad R_1 = [s(\dot{x}_p) + \alpha s(-\dot{x}_p)],$$

$$R_2 = \left[\frac{1}{\alpha} s(\dot{x}_p) + s(-\dot{x}_p) \right].$$

2.2 线性自抗扰控制器设计

根据式(11)描述的电液比例伺服力加载系统动态模型, 将3阶项视为扰动, 取系统相对阶为2, 则根据自抗扰控制阶次选取方法^[17], 设计二阶线性自抗扰控制器, 将式(11)改写为

$$\ddot{F} = \frac{1}{a_3} [\ddot{F} - a_2 g_1(F) \dot{F} - a_2 \dot{f}] + \underbrace{\left(\frac{a_2 g_2(F)}{a_3} - b_f \right)}_{w(\cdot)} u + b_f u \quad (12)$$

式中, $w(\cdot)$ 是关于力加载伺服系统的“总扰动”的非线性函数, 包括未建模部分、高阶非线性以及控制增益估计误差等; b_f 为控制量增益估计值。

定义状态变量 $x_1 = F$, $x_2 = \dot{F}$, $x_3 = w(\cdot)$, 则系统的状态空间表达式为

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u + \mathbf{E}h \\ \mathbf{F} = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{cases} \quad (13)$$

$$\text{式中, } \mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0 \\ b_f \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{E} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{C} = (1 \ 0 \ 0), \quad h = \dot{w}(\cdot).$$

本次设计的二阶线性自抗扰控制器(Linear active disturbance rejection controller, LADRC)由跟踪微分器(Tracking differentiator, TD)、线性扩张状态观测器(Linear extend state observer, LESO)和线性状态误差反馈控制律(Linear state error feedback, LSEF)组成^[20], 具体设计如下。

2.2.1 跟踪微分器

本系统中主要应用跟踪微分器来安排过渡过程, 以减小初始误差过大导致的系统超调, 韩京清推导出一种最速综合函数 $\text{fhan}(x_1, x_2, r_0, h_0)$, 其具体形式为^[17]

$$\begin{cases} d = r_0 h_0^2 \\ a_0 = h_0 x_2 \\ y = x_1 + a_0 \\ a_1 = \sqrt{d(d+8|y|)} \\ a_2 = a_0 + \text{sgn}(y)(a_1 - d)/2 \\ s_y = [\text{sgn}(y+d) - \text{sgn}(y-d)]/2 \\ a = (a_0 + y - a_2)s_y + a_2 \\ s_a = [\text{sgn}(a+d) - \text{sgn}(a-d)]/2 \\ \text{fhan} = -r[a/d - \text{sgn}(a)]s_a - r_0 \text{sgn}(a) \end{cases} \quad (14)$$

式中, x_1 、 x_2 为fhan函数状态量; r_0 、 h_0 为fhan函数控制参数, r_0 是根据过渡过程快慢的需要和系统的承受能力来决定的, r_0 越大跟踪速度越快, 但是 r_0 过大时, 系统微分输出会出现超调, h_0 是有别于采样步长的fhan函数步长^[17]; sgn 为符号函数, 即

$$\text{sgn}(x) = \begin{cases} 1 & x > 0 \\ 0 & x = 0 \\ -1 & x < 0 \end{cases} \quad (15)$$

构造如下二阶跟踪微分器

$$\begin{cases} \dot{v}_1 = v_2 \\ \dot{v}_2 = \text{fhan}(v_1 - F_r, v_2, r_0, h_0) \end{cases} \quad (16)$$

式中, v_1 为对输入信号 F_r 的跟踪值; v_2 为输入信号的微分; F_r 为期望力加载输入信号。

2.2.2 线性扩张状态观测器

扩张状态观测器是自抗扰控制器的核心部分, 决定了对系统“总扰动”估计的精度, 根据式(13)构造本系统的扩张状态观测器如下^[19]

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{z}} = \mathbf{A}\mathbf{z} + b_f \mathbf{B}u + \mathbf{L}(F - z_1) \\ \mathbf{F} = \mathbf{C}\mathbf{z} \end{cases} \quad (17)$$

式中, $\mathbf{z}$ 为观测器矢量, 且 $z_i \rightarrow x_i$ $i=1,2,3$; $\mathbf{L}=(\beta_{01} \ \beta_{02} \ \beta_{03})^T$ 为线性扩张状态观测器误差反馈增益矩阵, 选取合适的参数可实现对系统(13)中各个变量的实时跟踪, 即 $z_1 \rightarrow F$, $z_2 \rightarrow \dot{F}$, $z_3 \rightarrow w(\cdot)$ 。

定义观测误差 $e_i = x_i - z_i$ $i=1,2,3$, 由式(13)减式(17)得到观测器观测误差状态方程为

$$\dot{\mathbf{e}} = \mathbf{A}_e \mathbf{e} + \mathbf{E}h \quad (18)$$

$$\text{式中, } \mathbf{A}_e = \mathbf{A} - \mathbf{L}\mathbf{C} = \begin{pmatrix} -\beta_{01} & 1 & 0 \\ -\beta_{02} & 0 & 1 \\ -\beta_{03} & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

计算 $\mathbf{A}_e$ 的特征方程为

$$\lambda(s) = s^3 + \beta_{01}s^2 + \beta_{02}s + \beta_{03} \quad (19)$$

根据带宽法^[20], 定义观测器带宽 ω_o , 并将观测器的三个极点都配置在 $-\omega_o$ 处, 即

$$\lambda(s) = s^3 + \beta_{01}s^2 + \beta_{02}s + \beta_{03} = (s + \omega_o)^3 \quad (20)$$

解式(20)所描述的方程, 可得观测器误差反馈增益为 $\beta_{01} = 3\omega_o$, $\beta_{02} = 3\omega_o^2$, $\beta_{03} = \omega_o^3$, 此时, 观测器的调整参数仅为 ω_o , 极大地降低了控制器参数调整的难度。

2.2.3 线性误差反馈控制律

线性自抗扰控制器采用线性误差反馈控制律对LESO估计的“总扰动”进行主动补偿, 从而达到抗

扰的目的,若 z_3 可准确估计系统总扰动 $w(\cdot)$, 则取

$$u = \frac{u_0 - z_3}{b_f} \quad (21)$$

忽略扰动估计误差,将控制量 u 代入系统(12)可简化积分串联型结构即

$$\ddot{F} = w(\cdot) + b_f \frac{u_0 - z_3}{b_f} = (w(\cdot) - z_3) + u_0 \approx u_0 \quad (22)$$

对于积分串联对象可设计PD反馈控制律为

$$u_0 = k_p(F_r - z_1) - k_d z_2 \quad (23)$$

式中, k_p 、 k_d 为控制律参数。

类似地,理想情况下,采用参数化可使式(23)描述的控制律闭环系统特征多项式为

$$s^2 + k_d s + k_p = (s + \omega_c)^2 \quad (24)$$

式中, ω_c 为控制器带宽,且得 $k_p = \omega_c^2$, $k_d = 2\omega_c$, 根据工程经验 $\omega_c \approx (3 \sim 5)\omega_c^{[20]}$ 。

2.3 参数整定规律及传感器噪声对 ESO 的影响

通过带宽法, LADRC 控制参数的调节简化为对 ω_o 、 ω_c 以及 b_f 的调节,下面对参数调节规律进行分析。

(1) 一般来讲,观测器带宽 ω_o 越大,观测速度越快,观测精度也越高,但同时其对传感器噪声的放大作用也越明显,系统鲁棒性会变差,而噪声作用强弱与采样速率相关,采样速率越高噪声作用也会越强。因此,调节 ω_o 时需综合考虑系统承受能力及传感器性能,选择合适带宽,通常采样速率是观测器带宽的 5~10 倍。

(2) 根据工程经验观测器带宽一般是控制器带宽的 3~5 倍,即 $\omega_o \approx (3 \sim 5)\omega_c$ 。

(3) b_f 为系统控制增益估计值,若 b_f 已知或接近实际值可提高系统控制性能。由式(11)可知,本系统中 b_f 是一个不确定时变参数,无法计算获得准确的实际值,但可根据式(11),对 b_f 进行近似计算,计算误差可视为扰动。

通过前面的分析可知,噪声对观测器性能具有较大影响,而降低噪声影响的一个有效办法是加入滤波环节,本文采用式(25)所示的非线性跟踪微分器,其滤波效果如图 2 所示,输入信号为 $v(t) = \sin(t) + 0.01n(t)$, v 为输入信号, $n(t)$ 为白噪声信号。

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_2 \\ \dot{x}_2 = -r \operatorname{sgn}\left(x_1 - v + \frac{x_2 |x_2|}{2r}\right) \end{cases} \quad (25)$$

式中, v 为输入信号; x_1 、 x_2 分别为输入信号 v 的跟踪及微分信号; r 为调节参数,决定着对输信号

的跟踪速度。

图 2 非线性跟踪微分器滤波效果

2.4 死区逆补偿

死区特性是影响比例阀动态性能最主要的因素之一。若比例阀死区可测,则可通过补偿的方法将其抵消,但在本系统中比例阀阀芯位移不可测,而系统的输入输出是可测的,此时系统的输入输出也呈现死区特性,且此时的死区是由比例阀死区及液压缸静摩擦综合作用导致的,这里称之为“系统死区”,在工程实践中对“系统死区”的补偿更具实用价值^[19]。“系统死区”的具体测试方法为:向比例放大器输入以 0.000 5 V/ms 为递增或递减速率的电压控制信号,并记录力传感器输出数据,绘制输出随输入的变化曲线如图 3a 所示。

图 3 系统输入输出死区及死区逆

从图 3 可以看出,正向死区折点电压为 3.82 V,反向死区折点电压为 -4.02 V,而整个控制量限幅范围为 -10~10 V,死区范围已超出了控制器的控制能力范围。因而,设计合理的死区补偿方法,使阀芯运动快速跳出死区进入线性控制区,降低甚至消除死区带来的不利影响,是提高系统动态性能的关键所在^[13]。为避免控制量在临界区域内反复切换导致振荡,设计平滑死区逆 $DI(\cdot)$ 为^[15]

$$u = DI(u_c) = \frac{u_c + m_1 b_r}{m_r} \varphi_r(u_c) + \frac{u_c + m_1 b_l}{m_l} \varphi_l(u_c) \quad (26)$$

式中, u 为串联控制器输出; u_c 为自抗扰控制器输出; m_r 、 m_l 分别为系统死区正向和反向斜率;

$\varphi_r(u_c)$ 、 $\varphi_l(u_c)$ 为光滑非线性函数, 具体形式为

$$\begin{cases} \varphi_r(u_c) = \frac{\exp(u_c/\sigma)}{\exp(u_c/\sigma) + \exp(-u_c/\sigma)} \\ \varphi_l(u_c) = \frac{\exp(-u_c/\sigma)}{\exp(u_c/\sigma) + \exp(-u_c/\sigma)} \end{cases} \quad (27)$$

式中, $\sigma > 0$ 为一个可调参数。

综合上述, 本文所设计的控制策略包括线性自抗扰控制器与死区补偿器, 同时对力传感器输出进行滤波, 得到电液比例伺服力加载控制系统的总体控制结构如图 4 所示。

图 4 电液比例伺服力加载系统控制结构框图

3 试验验证

为验证所设计的控制方法在工程应用上的有效性与实用性, 在电液比例伺服力加载试验平台上进行验证, 试验平台实物如图 5 所示。主要由施力机构、液压泵站两部分组成。

图 5 电液比例伺服力加载控制试验平台

根据液压缸行程及负载弹簧压缩范围, 设定系统工作压力为 5 MPa。试验台控制系统采用“工控机+数据采集卡”的硬件结构, 由 PCI-1710 采集液压缸输出力与活塞位移, 其中力传感器量程为 0~20 kN, 反馈电信号为 4~20 mA; 由 PCI-1723 完成控制量的输出, 输出范围为 ±10 V 电压信号, 然后比例阀放大器将电压信号变换为电流信号, 进而驱

动比例阀阀芯运动。

采用“欧拉法”对控制算法进行离散化, 编程采用基于 MFC 框架的 C++ 语言。将式(16)、(17)、(23)以及式(25)离散化之后得到完整的算法为

$$\begin{cases} fh = fhan(v_1(k) - F_r, v_2(k), r_0, h_0) \\ v_1(k+1) = v_1(k) + hv_2(k) \\ v_2(k+1) = v_2(k) + hf \\ e(k) = F(k) - z_1(k) \\ z_1(k+1) = z_1(k) + h[z_2(k) + \beta_{01}e(k)] \\ z_2(k+1) = z_2(k) + h[z_3(k) + \beta_{02}e(k) + b_l u_c(k)] \\ z_3(k+1) = z_3(k) + h[\beta_{03}e(k)] \\ u_c(k) = [k_p(F_r(k) - z_1(k)) - k_d z_2(k) - z_3(k)]/b_f \\ x_1(k+1) = x_1(k) + hx_2(k) \\ x_2(k+1) = x_2(k) + h(-r \operatorname{sgn}(x_1(k) - F + 0.5r^{-1}x_2(k)|x_2(k)|)) \end{cases} \quad (28)$$

根据带宽法^[20]及试验过程中调试情况选取控制器参数, 参数整定如表 1 所示。

表 1 控制器参数

LADRC	PI	DI
$k_p = 40.0$	$k_p = 10.0$	$b_r = 3.82$
$k_d = 10.0$	$k_i = 0.5$	$b_l = -4.02$
$\omega_0 = 12.0$	$k_d = 2.0$	$m_l = 0.15$
$h = 0.01$	—	$m_l = 0.2$
$r_0 = 50.0$	—	$\sigma = 0.01$
$h_0 = 0.005$	—	—
$r = 20.0$	—	—

首先对死区逆补偿性能验证试验, 然后在不同加载信号下进行 LADRC 与 PID 控制器的对比试验。

(1) 死区补偿性能验证。首先对 LADRC 控制下, 是否对死区进行补偿进行验证, 死区的影响主要表现在换向时, 故采用正弦信号为输入参考信号, $F = 2.5\sin(0.4\pi t) + 2.5$ 周期为 5 s, 幅值为 5 kN, 加载力跟踪曲线、误差曲线以及控制量曲线如图 6 所示。由图可见, 在未采用死区补偿的情况, 液压缸活塞输出力无法跟踪给定信号, 出现很大的滞后, 导致很大的误差, 而增加死区逆补偿后, 几乎可以完全跟踪给定信号, 误差控制在 $-0.1 \sim 0.11$ kN。从控制量输出曲线可以看出, 死区逆的作用是对原控制量进行了“整形”, 使其快速跨过死区, 从而提高系统的动态性能。

图6 死区补偿性能对比曲线

(2) 恒值加载。恒值加载主要考验系统的瞬态性能, 给定信号为 $F_r = 4.5$ kN, 力跟踪、误差及控制量曲线如图 7 所示。需要说明的是, 为更清楚地说明对比结果, 后面的对比试验中, 控制量皆选取死区逆补偿前的输出, 即控制结构框图 4 中的 u_c 。

图7 恒值加载对比曲线

由图 7 可见, 在瞬态响应方面, PID 的上升时间 $t_r = 0.31$ s、峰值时间 $t_p = 0.46$ s、过渡时间

$t_s = 1.12$ s、最大超调量 $M_p = 29.1\%$, 而在 TD 作用下, LADRC 为 $t_r = t_p = t_s = 0.62$ s, 而最大超调量几乎为 0, 由此可见, LADRC 的瞬态性能优于 PID。进入稳态之后, 由误差及控制量曲线可以看出, LADRC 稳态精度跟高, 控制量波动更小。

(3) 正弦波加载。正弦加载信号可验证控制器的动态性能, 试验中选择的力加载信号为 $F = 2.5\sin(0.4\pi t) + 2.5$ 。力跟踪、误差以及控制量曲线如图 8 所示。在跟踪曲线图中几乎看不出 PID 和 LADRC 控制效果的区别, 都可以较好地跟踪力给定加载信号。在误差及控制量对比曲线中, 可以清楚地看出 LADRC 控制下误差更小, 趋势更为平稳, 控制量波动也更小, 这都反应出 LADRC 的控制品质要优于 PID 控制。

图8 正弦加载对比曲线

(4) 斜坡加载。斜坡加载是材料试验机及万能加载试验机最常用的一种加载方式, 可以验证控制器的精确跟踪能力。本次选用斜率为 0.45 kN/s 的斜坡加载信号, 得到的跟踪、误差以及控制量曲线如图 9 所示。

图9 斜坡加载对比曲线

由图 9 可见，在两种控制方式下，都可较好地跟踪给定信号，但通过误差及控制量曲线仍可看出 LADRC 控制下控制品质更为优异，尤其是，控制量的平均输出更小，亦表现出其节能的潜力。

(5) 梯形波加载。梯形波信号可以测试控制器的快速性能及跟踪突变信号的能力。两种控制方式下得到的对比曲线如图 10 所示。

图 10 梯形波加载对比曲线

由图 10 可以明显看出当正向或反向加载信号

突变时，LADRC 控制下，力跟踪误差及控制量的变化幅度都更小，几乎可以无超调地跟踪给定信号，表现出更强的鲁棒性与抗干扰能力。

为了进一步评估两种控制方法的性能，引入最大误差绝对值、误差均方值以及控制量均方值等指标进行进一步的比较说明，分别定义如下

$$M_e = \max_{i=1,2,\dots,N} \{|e(i)|\} \tag{29}$$

$$\mu_e = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [e(i)]^2 \tag{30}$$

$$\mu_u = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [u(i)]^2 \tag{31}$$

式中， N 为取样个数； e 为力加载跟踪误差； u 为控制器输出的控制量。

通过对数据进行处理，得到如表 2 所示的结果。从表中可以看出在四种跟踪信号之下 LADRC 的最大误差绝对值小于 PID，这主要得益于跟踪微分器的作用。此外，LADRC 的误差均方值以及控制量均方值也都小于 PID，由此进一步说明 LADRC 的控制性能要优于 PID 控制。

表 2 性能指标

性能指标	LADRC				PID			
	阶跃	正弦	斜坡	阶梯	阶跃	正弦	斜坡	阶梯
最大误差绝对值 M_e /kN	0.37	0.04	0.08	0.32	4.5	0.26	0.19	2.01
误差均方值 μ_e /kN	8.137×10^{-3}	0.012	3.92×10^{-4}	2.107×10^{-3}	0.587	0.018	1.36×10^{-3}	0.0381
控制量均方值 μ_u /kN	1.131	1.21	0.127	0.713	5.728	2.03	0.427	3.817

4 结论

(1) 本文针对电液比例伺服力加载系统中存在的死区非线性、参数时变、外部未知扰动等问题，设计了由线性自抗扰控制器与死区逆补偿器构成的串联控制器，死区逆模型的引入，有效地解决了死区造成的系统响应滞后，提高了力跟踪控制静态、动态性能。

(2) 由恒值、正弦、斜坡以及梯形波等四种给定信号的力跟踪控制试验可以得出，与传统 PID 控制相比较，LADRC 在快速性、稳定性、准确性等方面都表现更好，展现出更强的鲁棒性和抗扰能力。

(3) 依据“带宽法”得到的自抗扰控制器参数，可以满足系统的控制指标，从实践角度验证

了“带宽法”的有效性以及线性自抗扰控制在电液比例控制中的优越性与实用性，为工程应用提供了参考。

参 考 文 献

[1] 刘福才，刘砚，徐文丽，等. 气动加载系统的模糊自适应逆控制方法[J]. 机械工程学报，2014，50(14)：185-190.
LIU Fucui, LIU Yan, XU Wenli, et al. Fuzzy adaptive inverse control for pneumatic loading system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(14) : 185-190.

[2] CHEN Shan, CHEN Zheng, YAO Bin, et al. Adaptive robust cascade force control of 1-DOF hydraulic exoskeleton for human performance augmentation[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2016, 22(2): 589-600.

- [3] KARPENKO M, SEPEHRI N. Electrohydraulic force control design of a hardware-in-the-loop load emulator using a nonlinear QFT technique[J]. *Control Engineering Practice*, 2012, 20(6): 598-609.
- [4] AHN K K, DINH Q T. Self-tuning of quantitative feedback theory for force control of an electro-hydraulic test machine[J]. *Control Engineering Practice*, 2009, 17(11): 1291-1306.
- [5] 巴凯先, 孔祥东, 朱琦歆, 等. 液压驱动单元基于位置/力的阻抗控制机理分析与试验研究[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(12): 172-185.
- BA Kaixian, KONG Xiangdong, ZHU Qixin, et al. Position/force-based impedance control and their experimental research on hydraulic drive unit[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(12): 172-185.
- [6] SHANG Yaoxing, BAI Ning, JIAO Lingzhi, et al. Motion synchronous composite decoupling with fewer sensors on multichannel hydraulic force control for aircraft structural loading test system[J]. *Sensors*, 2018, 18(11): 4050.
- [7] 熊璐, 徐松云, 余卓平. 基于颤振补偿的电子液压制动系统液压力优化控制[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(12): 100-106.
- XIONG Lu, XU Songyun, YU Zhuoping. Optimization of hydraulic pressure control system of integrated electro-hydraulic brake system based on chatter-compensation[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(12): 100-106.
- [8] SHEN Gang, ZHU Zhencai, ZHAO Jinsong, et al. Real-time tracking control of electro-hydraulic force servo systems using offline feedback control and adaptive control[J]. *ISA transactions*, 2017, 67: 356-370.
- [9] 高炳微, 邵俊鹏, 韩桂华. 电液伺服系统位置和力模糊切换控制方法[J]. *电机与控制学报*, 2014, 18(5): 99-104.
- GAO Bingwei, SHAO Junpeng, HAN Guihua. Fuzzy switching control between position and force for electro-hydraulic servo system[J]. *Electric Machines and Control*, 2014, 18(5): 99-104.
- [10] ZHAO Jinsong, SHEN Gang, ZHU Weidong, et al. Robust force control with a feed-forward inverse model controller for electro-hydraulic control loading systems of flight simulators[J]. *Mechatronics*, 2016, 38: 42-53.
- [11] WANG Chengwen, JIAO Zongxia, QUAN Long. Nonlinear robust dual-loop control for electro-hydraulic load simulator[J]. *ISA transactions*, 2015, 59: 280-289.
- [12] CHEN Shan, CHEN Zheng, YAO Bin. Precision cascade force control of multi-DOF hydraulic leg exoskeleton[J]. *IEEE Access*, 2018, 6: 8574-8583.
- [13] 彭熙伟, 何砚高. 基于迭代学习算法的电液比例伺服控制[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(20): 271-278.
- PENG Xiwei, HE Yangao. Electro-hydraulic proportional servo control based on iterative learning algorithm[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(20): 271-278.
- [14] GU Weiwei, YAO Jianyong, YAO Zhikai, et al. Robust adaptive control of hydraulic system with input saturation and valve dead-zone[J]. *IEEE Access*, 2018, 6: 53521-53532.
- [15] ZHOU J, WEN C, ZHANG Y. Adaptive output control of nonlinear systems with uncertain dead-zone nonlinearity[J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2006, 51(3): 504-511.
- [16] 韩京清. 自抗扰控制器及其应用[J]. *控制与决策*, 1998, 13(1): 19-23.
- HAN Jingqing. Active disturbance rejection controller and its applications[J]. *Control and Decision*, 1998, 13(1): 19-23.
- [17] HAN Jingqing. From PID to active disturbance rejection control[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2009, 56(3): 900-906.
- [18] 刘福才, 王立新, 贾晓菁, 等. 线性/非线性自抗扰切换控制在变载荷气动加载系统中的应用[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(12): 225-232.
- LIU Fucui, WANG Lixin, JIA Xiaojing, et al. The application of linear/nonlinear active disturbance rejection switching control in variable load pneumatic loading system[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(12): 225-232.
- [19] 王立新, 赵丁选, 刘福才, 等. 电液比例位置同步线性自抗扰控制[J]. *控制理论与应用*, 2018, 35(11): 75-82.
- WANG Lixin, ZHAO Dingxuan, LIU Fucui, et al. Linear active disturbance rejection control for electro-hydraulic proportional position synchronous[J]. *Control Theory and Applications*, 2018, 35(11): 75-82.
- [20] GAO Zhiqiang. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning[C]//*Proceedings of the 2003*

American Control Conference. Denver, Colorado, USA:

IEEE, 2003: 4989-4996.

- [21] 高志强. 自抗扰控制思想探究[J]. 控制理论与应用, 2013, 30(12): 1498-1510.

GAO Zhiqiang. On the foundation of active disturbance rejection control[J]. Control Theory and Applications, 2013, 30(12): 1498-1510.

作者简介: 王立新, 男, 1988 年出生, 博士。主要研究方向为自抗扰控制、电液伺服控制技术、工程机器人控制技术等。

E-mail: wlx@stumail.ysu.edu.cn

赵丁选(通信作者), 男, 1965 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为工程机器人、复杂机械系统动力学与仿真、汽车悬挂技术等。

E-mail: zdx@ysu.edu.cn

刘福才, 男, 1966 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为模糊辨识与控制、空间机器人控制技术等。

E-mail: lfc@ysu.edu.cn