

# 气动加载系统的建模及非线性自抗扰控制

刘福才<sup>†</sup>, 贾晓菁, 刘 林, 王立新

(燕山大学 工业计算机控制工程河北省重点实验室, 河北 秦皇岛 066004)

**摘要:** 针对电气比例阀控气动加载系统压力跟踪控制存在系统参数不确定性、时滞性、强耦合等非线性问题, 提出一种非线性自抗扰控制(ADRC)方法. 首先建立电气比例阀控气动加载系统的动态机理模型; 然后, 在考虑外部存在未知扰动及负载波动等情况下, 设计扩张状态观测器以对系统的耦合项及外部扰动等不确定项进行估计, 并采用非线性误差反馈律给予实时主动补偿, 从而实现系统加载压力的实时控制. 仿真和实验结果表明, 在ADRC控制下系统不仅具有良好的跟踪性能, 响应速度快, 抗干扰能力强, 而且在工程上易于实现.

**关键词:** 气动加载系统; 压力控制; 自抗扰控制器

中图分类号: TP273

文献标志码: A

## Pneumatic loading system modeling and nonlinear active disturbance rejection control

LIU Fu-cai<sup>†</sup>, JIA Xiao-jing, LIU Lin, WANG Li-xin

(Key Lab of Industrial Computer Control of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

**Abstract:** For the pressure tracking control of electric proportional valve controlled pneumatic loading system existing nonlinear problems of system parameters uncertainty, time delay and strong coupling, a nonlinear active disturbance rejection control(ADRC) method is proposed. The dynamic mechanism model of the electric proportional valve controlled pneumatic loading system is established. And considering the presence of external unknown disturbance and load fluctuation, the extended state observer is designed to estimate the uncertainties about the coupling terms and the external disturbance of the system, the nonlinear error feedback law is used to give real-time active compensation, and the real time control of the pressure loading system is achieved. The simulation and experimental results show that the ADRC control system not only has good tracking performance, fast response speed, strong interference rejection capability, but also is easy to implement in the engineering project.

**Keywords:** pneumatic loading system; pressure control; active disturbance rejection control

## 0 引言

气动加载系统具有结构简单、体积小、无污染、维护方便、适用性广泛、高出力/质量比、实用性强等优势,近年来备受关注,广泛应用于工业自动化、航空航天、健康医疗等多种领域,已成为社会发展不可缺少的重要手段<sup>[1]</sup>. 压力跟踪控制是气动加载系统的关键技术,但由于气体可压缩性、流动状态的复杂性、比例阀的时滞性、气缸摩擦特性以及系统参数时变性等因素,气动系统是一个强非线性时变系统<sup>[2]</sup>,导致系统模型的建立受到一定的限制,再加上外部未知扰动的存在,造成系统模型不精确,这无疑增加了系统

控制难度<sup>[3]</sup>. 因此,设计一种不依赖于系统精确数学模型,能够有效抑制系统中不确定性和各种扰动,同时易于在工程上实现的控制器具有重要的意义.

目前,对于气动加载系统的位置控制已有很多研究,并取得了显著成果. 文献[4]针对气动系统的位置控制,设计了模糊PID控制器,根据设定的模糊规则和隶属度函数对PID控制器参数进行实时整定,调整的参数适应于不同状态下的系统特性,对解决系统的非线性和强耦合,提高系统的稳定性和鲁棒性具有较好的作用. 文献[5]采用非线性自适应反演控制策略对气动机械手的位置进行控制,并进行了稳定性的分

收稿日期: 2016-02-15; 修回日期: 2016-09-05.

基金项目: 国家863计划项目(2012AA); 国家自然科学基金青年基金项目(51605415); 河北省自然科学基金项目(F2015203362, F2016203494).

作者简介: 刘福才(1966—),男,教授,博士生导师,从事模糊辨识与控制、空间机器人控制技术等研究; 贾晓菁(1991—),女,硕士生,从事自抗扰控制技术的研究.

<sup>†</sup>通讯作者. E-mail: lfc@ysu.edu.cn

析证明,实现了气动机械手的高精度控制.文献[6]针对无杆气缸位置伺服系统在没有压强状态下的位置控制,提出了一种自抗扰控制算法,一定程度上提高了系统的控制精度和响应速度.在气动加载闭环控制系统中有位置控制和压力控制两种方式:位置控制是将系统输出压力和气缸位移近似线性化处理,尽管使问题简单化,但忽略了许多与负载相关的非线性因素,因而难以达到系统的控制要求;压力控制是将这些非线性因素统一视为系统扰动,使其处于闭环系统内部,控制器可以对其进行实时主动补偿,进而实现系统的压力控制要求.目前针对气动系统位置控制的研究已经相对成熟,但气动加载系统压力控制算法尚需要改进并完善.文献[7]提出了一种利用模糊辨识理论对气动加载系统进行离线逆建模,并采用最小均方根滤波算法在线修正控制器参数的模糊自适应逆控制方案.此方案提高了气动加载系统的压力控制精度,并克服了PI控制算法的不足,但在输入信号发生突变时有严重超调现象,这会对系统造成较大的冲击.文献[8]基于气动加载系统的数学模型,利用精确力反馈控制的混合模糊控制方法和模糊控制器实现了对气动系统的压力反馈的控制.文献[9]提出了一种不依赖于被控对象数学模型的新型控制器——积分型线性自抗扰控制器(I-LADRC),实现了不同压力加载信号下的实时控制.尽管积分环节的引入在一定程度上可以减小跟踪误差,但是在输入信号发生突变时,仍存在严重的超调和抖振现象.

为解决上述问题,本文针对气动加载系统的压力控制设计一种非线性自抗扰控制器.本着应用的原则,人们围绕如何运用“自抗扰控制”解决工程实际问题展开了深入的研究<sup>[10-12]</sup>.自抗扰控制是由韩京清<sup>[13]</sup>于1998年提出的,自抗扰控制器不依赖于被控对象的精确数学模型,采用扩张状态观测器将系统动态中异于标准型的部分视为“总扰动”(包括内扰和外扰),并给予估计和补偿,从而把充满扰动、不确定性和非线性的被控对象还原为标准的积分串联型,实现了对大范围及复杂结构(非线性、时变性、耦合等)系统的控制,而且控制结构简单,可以保证闭环系统的动态性能<sup>[14]</sup>.本文从工程应用的角度出发,针对气动加载系统实验平台,考虑系统内部参数的不确定性、未建模动态及外部扰动等不确定因素,设计一种自抗扰控制器.仿真结果表明,气动加载系统能够获得较好的动态响应和较强的鲁棒性.同时,在气动变载荷摩擦磨损试验机平台上进行实验验证,采用VC++设计了ADRC实时控制程序,实验结果表明,该

设计方法能够使气动加载系统具有较好的动态响应,并对系统中的不确定性具有较强的抗干扰能力.

## 1 气动加载控制系统的描述与数学建模

### 1.1 气动加载控制系统的组成及工作原理

气动加载控制系统的实验装置如图1所示.根据气体的流动方向,系统依次由气源、气动二联件、SMC的ITV2050先导式电气比例阀、SMC单杆双作用气缸、MCL-L拉压式传感器、研华工控机以及相关的数据采集卡等组成.工控机通过数据采集卡采集压力信号,ADRC控制程序根据系统控制量和实时加载压力的输出反馈实现对“内外扰动”的估计和补偿,以达到对电气比例阀开度控制的目的,最终完成输出加载压力对输入信号的动态跟踪.

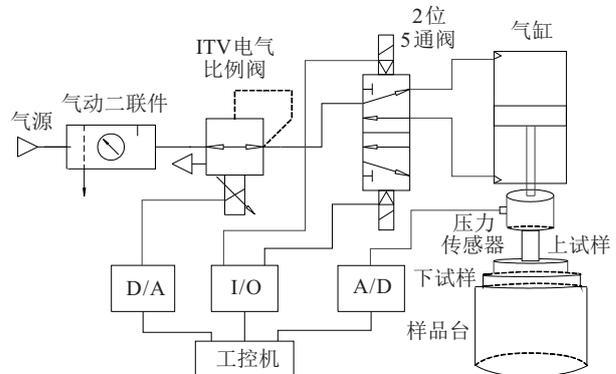


图1 气动加载控制系统实验装置示意

### 1.2 气动加载控制系统的数学模型的建立

空气压缩机压缩气体为系统提供动力源;气源连接气动二联件,用于调节管路的气压、过滤空气介质,同时具有稳定气源输出压力的作用;电气比例阀是电-气转换元件,通过控制流过线圈的电流产生大小不同的电磁力,从而驱动阀芯运动,最终控制气体的流量,完成对气缸输出压力的控制;气缸是气动加载系统的执行机构,控制活塞的运动以实现负载施加不同的压力;压力传感器是压力检测元件,实现负载力的实时反馈.

鉴于气体流动状态的复杂性,为了简化计算,更好地分析和研究气动加载系统的动静特性,针对本气动加载系统,作出如下假设<sup>[15-16]</sup>:

- 1) 忽略气体可压缩膨胀性及粘性等因素,将工作介质(空气)视为理想气体;
- 2) 大气压力、气源压力保持恒定不变;
- 3) 排气压力恒定不变;
- 4) 气缸腔内的气体变化过程为等温变化过程,保持局部平衡;
- 5) 忽略气体的动能和势能.

本文采用电气比例阀控制气动加载系统,主要针对

电气比例阀、单杆气缸和压力反馈元件三部分进行数学模型的建立.

由假设条件可知,流入或流出电气比例阀的质量流量是由阀的有效开口面积及上下游压力比来决定的,即把通过电气比例阀阀口的气体流动近似为理想气体通过收缩喷管的一维等熵流动.采用Sanville流量公式可得由电气比例阀控制进入气缸腔内的气体质量流量为

$$Q = C_q A_q p_s \sqrt{\frac{2}{RT}} \varphi\left(\frac{p_i}{p_s}\right) = C_q W x_v p_s \sqrt{\frac{2}{RT}} \varphi\left(\frac{p_i}{p_s}\right). \quad (1)$$

其中: $p_s$ 为供给压强, $C_q$ 为流量系数, $R$ 为气体常数, $T$ 为气体温度, $A_q$ 为电气比例阀根据阀芯位置改变的有效开口面积, $x_v$ 为电气比例阀阀芯位移, $W$ 为电气比例阀开口面积梯度.

由于气体流动过程中状态较复杂,一般将充气腔视为亚声速状态流动,排气腔视为声速状态流动,同时假设两腔的阀开口面积相等.此时, $\varphi\left(\frac{p}{p_s}\right)$ 可表示为:当 $0.528 < \left(\frac{p}{p_s}\right) \leq 1$ 时

$$\varphi\left(\frac{p}{p_s}\right) = \sqrt{\frac{r}{r-1} \left( \left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{2}{r}} - \left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{r+1}{r}} \right)}; \quad (2)$$

当 $0 \leq \left(\frac{p}{p_s}\right) \leq 0.528$ 时

$$\varphi\left(\frac{p}{p_s}\right) = \left(\frac{2}{r+1}\right)^{\frac{1}{r-1}} \sqrt{\frac{r}{r+1}}. \quad (3)$$

电气比例阀以电驱动方式实现对流量或压力的连续控制,响应速度远大于气缸活塞的响应速率,故在实际工程应用时将电气比例阀的输入输出特性等效为比例环节,即

$$x_v = K_v u_v. \quad (4)$$

其中: $K_v$ 为电气比例阀流量增益, $u_v$ 为控制电压.

本气动压力加载系统选用SMC单杆双作用气缸作为气动加载系统的执行部件,其有两个腔室,此处分别定义为无杆A腔和有杆B腔两部分.

气缸输入量为电气比例阀流出的气体质量流量,由质量守恒定律可知,气缸容腔流入和流出的气体质量流量和容腔的质量变化率相等,可表示为

$$\begin{cases} Q_{ma} = \frac{dm_a}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho V_a), \\ Q_{mb} = \frac{dm_b}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho V_b). \end{cases} \quad (5)$$

假设气体为理想气体,满足理想气体状态方程

$$p = \rho RT. \quad (6)$$

联立式(5)和(6)可得

$$\begin{cases} Q_{ma} = \frac{1}{RT} \left( p_a \frac{dV_a}{dt} + \frac{V_a}{k} \frac{dp_a}{dt} \right), \\ Q_{mb} = \frac{1}{RT} \left( p_b \frac{dV_b}{dt} + \frac{V_b}{k} \frac{dp_b}{dt} \right). \end{cases} \quad (7)$$

其中: $k$ 为绝热指数,对于空气 $k = 1.4$ ;  $V_a$ 和 $V_b$ 分别为气缸A腔和B腔的体积.

假设阀芯推动气缸向下移动,气缸工作行程为 $l$ ,气缸位移量为 $x$ .整理式(7)可得

$$\begin{cases} Q_{ma} = \frac{A_a}{RT} p_a \dot{x} + \frac{(l/2+x)}{kRT} \dot{p}_a, \\ Q_{mb} = -\frac{A_b}{RT} p_b \dot{x} + \frac{(l/2-x)}{kRT} \dot{p}_b, \end{cases} \quad (8)$$

其中 $A_a$ 和 $A_b$ 分别为气缸A腔和B腔的接触面积.

将式(1)~(3)和(8)联立得

$$\begin{cases} \dot{p}_a = \frac{-k p_a \dot{x}}{(l/2+x)} + \frac{k R T C_q W x_v p_s \sqrt{\frac{2}{RT}} \varphi(p_a/p_s)}{A_a (l/2+x)}, \\ \dot{p}_b = \frac{k p_b \dot{x}}{(l/2-x)} - \frac{k R T C_q W x_v p_s \sqrt{\frac{2}{RT}} \varphi(p_b/p_s)}{A_b (l/2-x)}, \end{cases} \quad (9)$$

其中 $x \in (-l/2, l/2)$ .

根据牛顿第二定律,得气缸活塞力平衡方程为

$$M \ddot{x} + F_c \operatorname{sgn}(x) = A_a p_a - A_b p_b. \quad (10)$$

其中<sup>[16]</sup>

$$F_c \operatorname{sgn}(x) \approx \frac{F_c}{1 + e^{-\gamma x}} + \frac{(-F_c)}{1 + e^{\gamma x}},$$

$F_c$ 为库伦摩擦, $M$ 为活塞和负载的总质量.

压力传感器的响应频率很高,故将其等效为比例环节,即

$$i = K_h F. \quad (11)$$

其中: $K_h$ 为电流增益, $F$ 为检测压力, $i$ 为输出电流.

另外,压力传感器输入和输出具有良好的线性关系,可得

$$F = K_f x, \quad (12)$$

其中 $K_f$ 为压力增益.

为便于控制器的分析与设计,假设状态变量为 $x_1 = F, x_2 = \dot{F}, x_3 = p_a, x_4 = p_b, x_v = u_1$ ,则系统的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = \frac{K_f}{M} (A_a x_3 - A_b x_4 - F_c \operatorname{sgn}(x)), \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_3 &= \frac{-kx_3x_2}{\left(K_f\frac{l}{2} + x_1\right)} + \frac{kRTC_qWp_s\sqrt{\frac{2}{RT}}\varphi\left(\frac{x_3}{p_s}\right)u_1}{A_a\left(\frac{l}{2} + \frac{x_1}{K_f}\right)}, \\ \dot{x}_4 &= \frac{kx_4x_2}{\left(K_f\frac{l}{2} - x_1\right)} - \frac{kRTC_qWp_s\sqrt{\frac{2}{RT}}\varphi\left(\frac{x_4}{p_s}\right)u_1}{A_b\left(\frac{l}{2} - \frac{x_1}{K_f}\right)}, \\ y &= x_1. \end{aligned} \quad (13)$$

式(13)构成了电气比例阀控气动加载系统完整的数学模型,可用于系统的动态仿真分析。

## 2 非线性自抗扰控制器的设计

根据电气比例阀控气动加载系统的数学模型设计二阶自抗扰控制器,非线性自抗扰控制器由跟踪微分器(TD)、非线性反馈组合(NLSEF)和扩张状态观测器(ESO)三部分组成,其结构框图如图2所示。

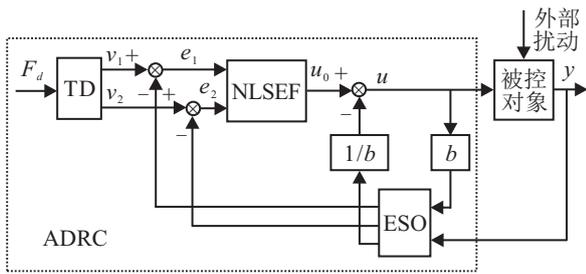


图2 自抗扰控制器结构框图

针对系统(13),将系统的非线性耦合部分以及摩擦等干扰项统一视为总扰动,则系统可等效为

$$\begin{cases} \ddot{F} = f(\dot{F}, p_a, p_b, \omega, t) + bu, \\ y = F. \end{cases} \quad (14)$$

根据式(14),可进行如下非线性自抗扰控制器的设计。

跟踪微分器是合理提取微分信号的非线性动态环节,为了最快跟踪输入信号,选用最速综合函数fhan( $x_1, x_2, r, h$ ),其具体表达式如下<sup>[17]</sup>:

$$\begin{cases} d = rh^2, a_0 = hx_2, y = x_1 + a_0, \\ a_1 = \sqrt{d(d + 8|y|)}, \\ a_2 = a_0 + \text{sign}(y)\frac{(a_1 - d)}{2}, \\ s_y = (\text{sign}(y + d) - \text{sign}(y - d))/2, \\ a = (a_0 + y - a_2)s_y + a_2, \\ s_a = (\text{sign}(a + d) - \text{sign}(a - d))/2, \\ \text{fhan} = -r(a/d - \text{sign}(a))s_a - r\text{sign}(a). \end{cases} \quad (15)$$

其中: $x_1 = v_1 - F_d, x_2 = v_2$ . 利用fhan函数建立的最速反馈系统为

$$\begin{cases} \dot{v}_1 = v_2, \\ \dot{v}_2 = \text{fhan}(v_1 - F_d, v_2, r, h). \end{cases} \quad (16)$$

其中: $F_d$ 是系统输出压力的期望值; $v_1$ 是对 $F_d$ 安排的过渡过程; $v_2$ 是过渡过程 $v_1$ 的微分信号; $r$ 是根据过渡过程快慢的需要和系统的承受能力来决定的, $r$ 越大,跟踪速度越快; $h$ 为步长. 式(16)便是二阶自抗扰控制器的跟踪微分器。

扩张状态观测器(ESO)是自抗扰控制器的核心部分,其工作特性直接影响自抗扰控制器的控制效果. ESO把能够影响系统输出的扰动作用扩张成新的状态变量,并进行扰动的估计与补偿. 针对式(14)所示的系统,利用ESO估计 $F, \dot{F}$ 和 $f(\dot{F}, p_a, p_b, \omega, t)$ (简化为 $f$ ),分别设计估计值为 $z_1, z_2$ 和 $z_3$ . ESO设计如下:

$$\begin{cases} e = z_1 - y, \\ \dot{z}_1 = z_2 - \beta_{01}e, \\ \dot{z}_2 = z_3 - \beta_{02}\text{fal}(e, a_1, h) + bu, \\ \dot{z}_3 = -\beta_{03}\text{fal}(e, a_2, h). \end{cases} \quad (17)$$

其中 $\beta_{0i}(i = 1, 2, 3)$ 为ESO的增益系数并且影响其跟踪效果,均为大于零的数,可根据系统采样步长进行调试. 在ESO工作性能良好的情况下, $z_1$ 和 $z_2$ 以有限时间逼近控制对象的估计量,从而实现对状态的观测; $z_3$ 逼近 $f$ ,通过反馈实现扰动的实时补偿。

利用TD安排过渡过程产生的 $v_1, v_2$ 信号与ESO产生的估计值 $z_1, z_2$ 形成误差并生成控制量 $u$ . 选择适当的非线性状态误差反馈控制律

$$u_0 = k_1\text{fal}(e_1, a_1, \delta) + k_2\text{fal}(e_2, a_2, \delta). \quad (18)$$

其中 $\text{fal}(e_i, a_i, \delta)(i = 1, 2)$ 函数定义如下:

$$\text{fal}(e_i, a_i, \delta) = \begin{cases} \frac{e_i}{\delta - a_i}, & |e_i| \leq \delta; \\ |e_i|^{a_i}\text{sign}(e_i), & |e_i| \geq \delta. \end{cases} \quad (19)$$

根据经验,一般选取 $0 < a_1 < 1 < a_2$ ,此时,满足大误差、小增益以及小误差、大增益的数学拟合。

通过选择合理的控制器参数,可使得 $z_1 \rightarrow F, z_2 \rightarrow \dot{F}$ ,从而获得总扰动 $f$ 的估计值 $z_3$ . 将ESO的扰动估计值 $z_3$ 补偿到控制量中,得到电气比例阀控气动加载系统的总控制律为

$$u = \frac{u_0 - z_3}{b}. \quad (20)$$

将式(20)代入(14),得

$$\ddot{F} = f + b\left(\frac{u_0 - z_3}{b}\right) = f - z_3 + u_0. \quad (21)$$

由式(21)可知,当 $f \rightarrow z_3$ 时,式(14)被还原为标准的积分串联型系统,即

$$\dot{F} = u_0. \quad (22)$$

综上所述,式(16)、(17)、(18)和(20)构成了完整的非线性自抗扰控制器的控制算法,合理调整各部分的参数可以使系统的输出快速地跟踪上给定,较好地完成系统的动态控制。

### 3 仿真与实验研究

#### 3.1 仿真研究

为了验证本文所设计的非线性ADRC的有效性,以气动加载系统为例,在Matlab中进行仿真研究,并与经典PID控制效果进行仿真对比,气动加载系统主要物理参数标称值见表1.此外,仿真和实验都选取3种典型的输入信号,分别为恒值信号、锯齿波信号以及正弦信号。

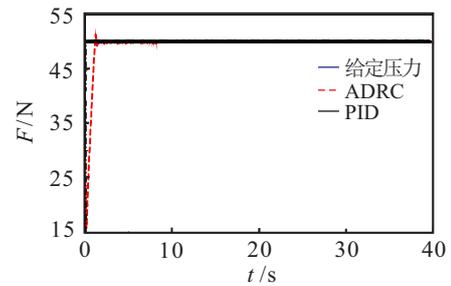
表1 气动加载系统物理参数标称值

名称	参考值	单位
供给压强	0.6	MPa
流量系数	0.8	—
气体常数 $R$	287	J/(Kkg)
气体温度 $T$	293	K
气缸腔横截面积 $A$	0.00125	m <sup>2</sup>
气缸腔横截面积 $B$	0.00105	m <sup>2</sup>
气缸工作行程 $l$	0.2	m
活塞和负载总质量 $M$	3	kg

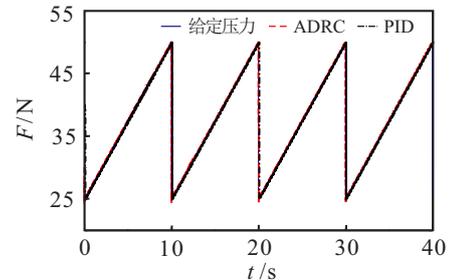
当压力给定为 $F = 50\text{N}$ 的恒值压力加载时,在ADRC和PID控制下,加载系统压力跟踪曲线如图3(a)所示;当给定周期 $T = 10\text{s}$ ,峰值 $F_{\max} = 50\text{N}$ 的锯齿波加载信号时,加载系统压力跟踪曲线如图3(b)所示;当给定周期 $T = 10\text{s}$ ,峰值 $F_{\max} = 50\text{N}$ 的正弦波加载信号时,加载系统压力跟踪曲线如图3(c)所示。

由图3(a)可以看出:在PID控制下,系统稳态时一直存在震荡;而在ADRC控制下,虽然有一定的超调,但是无抖振现象存在,跟踪误差迅速趋近于零,跟踪性能良好。

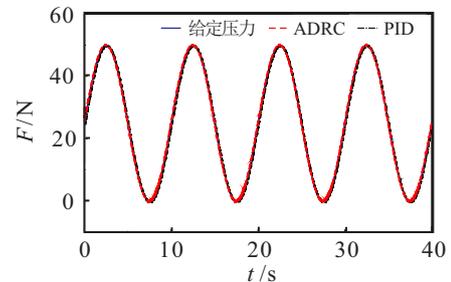
由图3(b)可得:在PID控制下,系统存在一定的滞后;而在ADRC控制下,系统压力输出无滞后,当给定信号斜率发生突变时,可看作系统存在一定的外部干扰,此时在尖峰处ADRC比PID误差小,系统稳定无抖振现象,跟踪性能仍然良好。表明ADRC对锯齿波信号具有很好的跟踪效果,抗干扰能力强。



(a) 恒值加载压力跟踪曲线



(b) 锯齿波加载压力跟踪曲线



(c) 正弦波加载压力跟踪曲线

图3 不同加载信号的压力跟踪仿真曲线

由图3(c)曲线趋势可知:在PID控制下,系统压力输出仍然存在一定的抖振,尤其在波谷和波峰部分表现较为明显;而采用ADRC控制的系统对给定的正弦信号跟踪平滑,虽然在波谷时刻有一定的振动,但其误差相对于输出压力而言很小,并且很快趋近于零,使系统保持在稳定状态下,且在波峰处超调量很小,无振荡现象。

#### 3.2 实验验证

为验证ADRC设计的有效性和实用性,本文设计了气动变载荷摩擦磨损试验机。该试验机适用于小载荷精确加载和数值连续可变的变载荷加载,可实现不同重力条件下空间机构多种活动界面的摩擦磨损实验,实物如图4所示。



图4 气动变载荷摩擦磨损试验机

控制算法采用VC++语言实现,将式(16)、(17)、(18)和(20)离散化,得到ADRC控制算法为

$$\begin{cases} TD_e(k) = v_1(k) - x(k), \\ v_1(k+1) = v_1(k) + 0.01v_2(k), \\ v_2(k+1) = v_2(k) + 0.01\alpha_1, \\ z_1(k+1) = z_1(k) + 0.01(z_2(k) + \alpha_2), \\ z_2(k+1) = z_2(k) + 0.01(z_3(k) + \alpha_3), \\ z_3(k+1) = z_3(k) + 0.01\alpha_4, \\ u(k) = (k_1\alpha_5 + k_2\alpha_6 - z_3(k))/b_0. \end{cases} \quad (23)$$

其中

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= fhan(TD_e(k), v_2(k), 100, 0.01), \\ \alpha_2 &= -\beta_{01}e(k), \\ \alpha_3 &= -\beta_{02}fal(e(k), 0.5, 0.01) + b_0u(k), \\ \alpha_4 &= -\beta_{03}fal(e(k), 0.25, 0.01), \\ \alpha_5 &= fal(e_1(k), 0.5, 0.01), \\ \alpha_6 &= fal(e_2(k), 0.25, 0.01). \end{aligned}$$

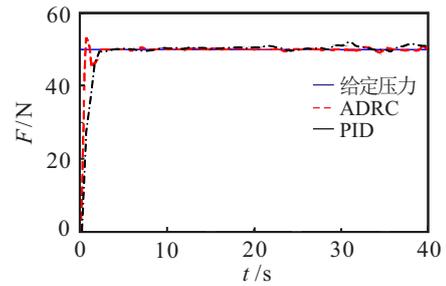
参数选为

$$\begin{aligned} \beta_{01} &= 100, \beta_{02} = 150, \beta_{03} = 120, \\ k_1 &= 120, k_2 = 0.01. \end{aligned}$$

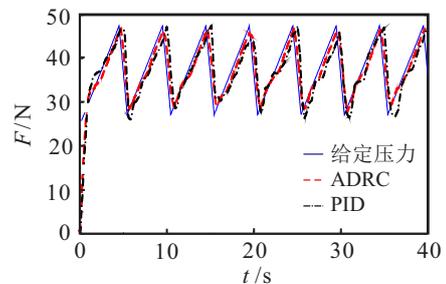
实验在气动变载荷摩擦磨损试验机空载状态下进行,分别进行恒值加载、锯齿波加载和正弦波加载的实验,并通过计算机存储数据完成跟踪曲线的绘制.图5(a)为加载压力 $F = 50\text{ N}$ 时的恒值加载压力跟踪曲线.可以看出,相较于PID控制,ADRC控制下压力虽有一定超调,但响应速度更快,调整时间更短,稳态误差更小.

图5(b)为 $T = 10\text{ s}$ ,峰值 $F_{\max} = 50\text{ N}$ 的锯齿波加载实验压力跟踪曲线.由于电气比例阀控气动系统为时滞系统,系统响应会存在滞后,由图5(b)可知:系统在PID控制下滞后性严重,并且误差较大;而ADRC控制使得系统响应速度加快,滞后性小,误差较小,跟踪性能更好.由此可知,ADRC对系统的滞后具有一定的改善效果.

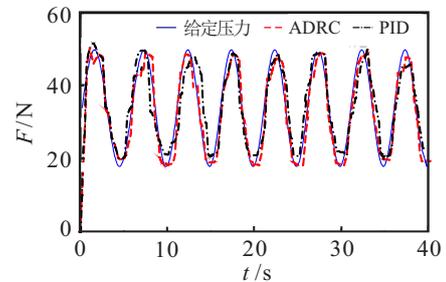
图5(c)为 $T = 10\text{ s}$ ,峰值 $F_{\max} = 50\text{ N}$ 的正弦波加载实验压力跟踪曲线.由图5(c)可知:PID虽然能较好地跟踪正弦信号,但是滞后性以及稳态性能仍然较差;而ADRC控制的系统对正弦信号的跟踪性能较好,可有效减小滞后及时变对系统的影响,从而实现系统的快速、准确跟踪.



(a) 恒值加载压力跟踪曲线



(b) 锯齿波加载压力跟踪曲线



(c) 正弦波加载压力跟踪曲线

图5 不同加载信号的压力跟踪实验曲线

## 4 结 论

本文针对电气比例阀控气动加载系统由于参数不确定、时滞、强耦合等非线性因素引起的控制精度低、跟踪性能差等问题,立足于工程实际应用,从模型机理和实验研究两个方面设计了一种非线性自抗扰控制器.仿真和实验结果表明,非线性自抗扰控制器对电气比例阀控气动加载系统内部存在的气缸活塞摩擦,比例阀阀芯位移输出时滞,外部存在的载荷突变等扰动,具有良好的估计和补偿能力,提高了系统的动态性能,增强了系统鲁棒性,并且在工程上易于实现,具有很强的实用性.

## 参考文献(References)

- [1] 王涛, 阎祥安, 查宏民. 基于模糊控制的气缸位置控制系统仿真研究[J]. 润滑与密封, 2006(2): 118-120. (Wang T, Yan X A, Cha H M. Simulation research on position control system for cylinder based on fuzzy control[J]. Lubrication Engineering, 2006(2): 118-120.)
- [2] 钱坤, 董新民, 谢寿生, 等. 滑模控制方法在气动伺服控制系统中的应用[J]. 液压与气动, 2004, 6(6): 9-12. (Qian K, Dong X M, Xie S S, et al. Sliding mode control approach in pneumatic servo applications[J]. J

of Hydraulic and Pneumatic, 2004, 6(6): 9-12.)

[3] 孔祥臻, 蒋守勇, 李永斌. 气动比例系统的智能混合控制[J]. 机械工程学报, 2009, 45(10): 84-88.  
(Kong X Z, Jiang S Y, Li Y B. Intelligent hybrid control of the pneumatic proportional system[J]. J of Mechanical Engineering, 2009, 45(10): 84-88.)

[4] 年珊珊, 王学影, 郭斌, 等. 气动模拟加载系统的模糊PID控制研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014(3): 123-126.  
(Nian S S, Wang X Y, Guo B, et al. The study of fuzzy PID control in pneumatic loading simulation system[J]. J of Combination Machine Tools and Automatic Processing Technology, 2014(3): 123-126.)

[5] Ren H P, Huang C. Adaptive backstepping control of pneumatic servo system[C]. Proc of IEEE ISIE. Taipei, 2013: 1-6.

[6] Zhao L, Yang Y, Xia Y, et al. Active disturbance rejection position control for a magnetic rodless pneumatic cylinder[J]. IEEE Trans on Industrial Electronics, 2015, 62(9): 5838-5846.

[7] 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 F C, Liu Y, Xu W L, et al. Fuzzy adaptive inverse control for pneumatic loading system[J]. J of Mechanical Engineering, 2014, 50(14): 185-190.)

[8] Chen Y, Zhang J F, Yang C J, et al. Design and hybrid control of the pneumatic force-feedback systems for arm-exoskeleton by using on/off valve[J]. Mechatronics, 2007, 17(6): 325-335.

[9] 刘福才, 贾亚飞, 刘爽爽. 气动加载系统的积分型线性自抗扰控制[J]. 控制理论与应用, 2015, 32(8): 1090-1097.  
(Liu F C, Jia Y F, Liu S S. Integral-linear active disturbance rejection controller for pneumatic loading system[J]. Control Theory & Applications, 2015, 32(8): 1090-1097.)

[10] 黄一, 薛文超, 赵春哲. 自抗扰控制纵横谈[J]. 系统科学与数学, 2011, 9(9): 1111-1129.  
(Huang Y, Xue W C, Zhao C Z. The review of active disturbance rejection control[J]. J of Systems Science and Mathematics, 2011, 9(9): 1111-1129.)

[11] 黄一, 张文革. 自抗扰控制器的发展[J]. 控制理论与应用, 2002, 19(4): 485-492.  
(Huang Y, Zhang W G. The development of active disturbance rejection control[J]. Control Theory & Applications, 2002, 19(4): 485-492.)

[12] Huang Y, Xue W, Gao Z, et al. Active disturbance rejection control: methodology, practice and analysis[C]. The 33rd Chinese Control Conf(CCC). Nanjing: IEEE, 2014: 1-5.

[13] 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 J Q. Active disturbance rejection control and its applications[J]. Control and Decision, 1998, 13(1): 19-23.)

[14] 黄一, 薛文超. 自抗扰控制: 思想、应用及理论分析[J]. 系统科学与数学, 2012, 32(10): 1287-1307.  
(Huang Y, Xue W C. Active disturbance rejection control: Thought, application and theory analysis[J]. J of Systems Science and Mathematics, 2012, 32(10): 1287-1307.)

[15] Sorli M, Gastaldi L, Codina E, et al. Dynamic analysis of pneumatic actuators[J]. Simulation Practice and Theory, 1999, 7(99): 589-602.

[16] Schulte H, Hahn H. Fuzzy state feedback gain scheduling control of servo-pneumatic actuators[J]. Control Engineering Practice, 2004, 12(5): 639-650.

[17] 韩京清. 自抗扰控制技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008: 133-147.  
(Han J Q. Active disturbance rejection control technology[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2008: 133-147.)

(责任编辑: 李君玲)

### 下 期 要 目

基于随机有限集的多扩展目标跟踪研究进展 . . . . . 单博炜, 等

存在匹配/非匹配不确定性的飞机舵面故障  $L_1$  容错控制 . . . . . 马 骏, 等

混流装配生产线准时化物料补给调度方法 . . . . . 周炳海, 等

欠驱动飞艇平面路径跟踪控制 . . . . . 左宗玉, 等

基于相对位置信息的多智能体系统自适应跟踪控制 . . . . . 徐 勇, 等

传摘时间约束下的运输与批处理机生产协调调度 . . . . . 宫 华, 等

一类具有输入时滞的切换系统的正性镇定 . . . . . 刘 教, 等

基于A\*改进算法的四向移动机器人路径搜索研究 . . . . . 田华亭, 等