液压放大式 PZT-DDV 建模与控制仿真

俞军涛 焦宗夏 吴 帅

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191)

摘 要: 研制基于液压位移放大原理的压电陶瓷直接驱动伺服阀(PZT-DDV,Piezoelectric-Direct Drive Valve),实现大流量高频响的要求. 分析其结构特点,建立系统数学模型,基于 AMESim 和 Simulink 的协同仿真环境,对其进行仿真控制研究. 采用 AMESim 建立了 PZT-DDV 的模型和虚拟液压测试系统,利用 Simulink 建立了数字控制器模型,通过接口组成协同仿真环境. 针对 PZT-DDV 的迟滞、摩擦和液压位移放大结构的负载敏感特性,采用前馈控制改善迟滞,提高动态响应. 基于 LuGre 摩擦力模型以及密闭腔压力监测,采用自适应 backstepping 方法实现摩擦及负载变化对放大机构输出位移的扰动补偿. 仿真结果表明:前馈控制提高了系统的动态性能,自适应 backstepping 控制方法提高了系统的稳态控制精度.

关 键 词: 压电陶瓷直驱阀; 液压放大; 迟滞、摩擦、负载敏感; 前馈控制; backstepping 控制

中图分类号: TP 301.6

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2013)10-1354-06

Modeling and control simulation of PZT-DDV using hydraulic amplification

Yu Juntao Jiao Zongxia Wu Shuai

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A servo valve direct driven by piezoelectric actuator (PZT-DDV) using hydraulic amplification was researched. It takes advantage of the higher bandwidth and larger flow rate. The actuary model was built. The characteristic of PZT-DDV was investigated based on the co-simulation environment of AMESim and Simulink. By using AMESim the PZT-DDV nonlinear model and hydraulic environment have been set up. By using Simulink the digital controller model had been set up. LuGre friction model was used to estimate the friction force, feed forward and adaptive back stepping control was investigated to improve the hysteresis, friction and load sensitive characteristic of PZT-DDV. The simulation results demonstrate that the steady precision can be improved by the adaptive back stepping control and the dynamic performances can be improved by the feed forward control.

Key words: piezoelectric direct drive valve(PZT-DDV); hydraulic amplification; hysteresis, friction, load sensitive; feedforward control; adaptive backstepping control

压电陶瓷(PZT,Piezoelectric)是一种新型的电致伸缩智能材料,具有结构简单、体积小、输出力大、响应快速等优点. 其原理是压电晶体的逆压电效应,在 PZT 两端加控制电压,其应变量与两端的电场强度成比例. 近年来,随着 PZT 材料及其驱动、控制技术的迅速发展,PZT 不仅被应用在传统的高精密定位系统中,如光学反射镜、平台等,在液压系统的控制元件中,如阀和泵,也得到了广泛应用[1-2].

压电陶瓷形变量为总长的 1‰,单片压电陶瓷厚度一般为 0.05 mm,其输出位移只有 0.05 μm. 工业应用中,即使采用压电陶瓷叠堆的

收稿日期: 2012-12-12; **网络出版时间**: 2013-10-24 14:47

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20131024.1447.003.html

基金项目: 国家杰出青年科学基金资助项目(50825502)

作者简介: 俞军涛(1982-),男,山东文登人,博士生,Juntaoyu@gmail.com.

结构,其输出位移也只有 10 ~ 100 μm,采用压电陶瓷直接驱动的伺服阀一般会由于阀芯位移太小而导致其控制流量很小. 文献[3]所选用的压电陶瓷输出位移只有 60 μm,直接用来驱动滑阀阀芯,所能控制的流量只有 1.5 L/min,考虑阀芯遮盖及加工的误差量,最终得到的流量更小. 文献[4]利用柔性铰链型杠杆式和桥式位移放大结构来放大 PZT 的位移,驱动滑阀阀芯,分别取得了 2.76 和 9.85 倍的阀芯位移放大倍数. 但受结构限制,所选取的 PZT 输出位移极小,最终得到的输出流量分别为 1.44 L/min 与 5.9 L/min. 文献[5]设计液压式微位移放大结构,放大 PZT 的位移,控制滑阀阀芯运动,取得了 9 倍的阀芯位移放大倍数,系统工作压力 7 MPa 下,控制流量接近 17 L/min,频宽超过500 Hz.

本文将按照液压微位移放大式压电陶瓷直驱阀的设计参数建立系统的数学模型. 针对系统的迟滞、摩擦等非线性及液压微位移放大结构的负载敏感特性,通过计算机联合仿真的方法研究其控制方法.

1　结构特点及数学模型

1.1　工作原理及结构特点

图 1 所示为液压微位移放大式压电陶瓷直驱阀的结构简图,主要由压电陶瓷叠堆、液压放大结构、液压四通滑阀(阀体、阀芯和阀套)及位移传感器组成. 压电陶瓷叠堆采用 PI 公司的 843.40 型号,输出位移 0 ~ 60 μm. 液压位移放大结构由面积不同的大、小两个活塞和密闭液压腔组成. 压电陶瓷驱动大面积活塞运动,压缩密闭腔内的流体,改变其压力和体积形态. 压力的变化使小面积活塞驱动滑阀阀芯向左运动,同时挤压阀芯左端的蝶形弹簧. 反向时,由另一端受压缩的蝶形弹簧提供驱动力,驱动滑阀阀芯向右运动.

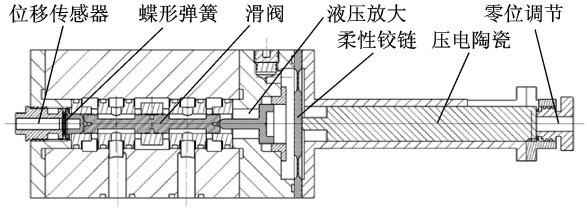


图 1　液压放大压电陶瓷直驱阀结构简图

压电陶瓷的输出位移与其两端的控制电压成比例,液压放大结构的位移放大倍数接近于大、小活塞的面积比. 由于压电陶瓷迟滞和滑阀自身摩擦力的存在,为精确控制阀芯位移,通过左端的非接触式电涡流位移传感器采集阀芯的位置信号,进行系统的闭环控制,从而更好的控制伺服阀的压力和流量.

1.2　数学模型

1.2.1　压电陶瓷

压电陶瓷作为一种电致伸缩智能材料,具有能量密度大,结构紧凑、响应快速的优点. 然而由于单片陶瓷的输出位移很小(0.05 μm),实际应用中一般采用压电陶瓷叠堆的结构,取得较大的位移输出.

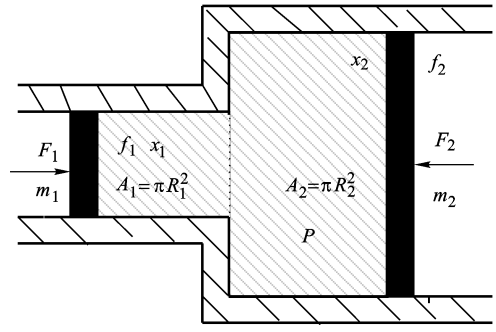
压电陶瓷叠堆由多片压电陶瓷在机械上串联,电气上并联组成. 每片陶瓷的工作电压相同,叠堆的输出位移为所有陶瓷片的位移量之和. 带外负载的情况下,PZT 形变关系为

$$U = k_1 \mathrm{d}Z + k_2 F_l \tag{1}$$

式中,U 为压电陶瓷两端电压;k_1 为压电陶瓷介电常数;k_2 为压电陶瓷弹性系数;$\mathrm{d}Z$ 为压电陶瓷形变;F_l 为压电陶瓷所受外负载力.

1.2.2　液压放大结构

液压微位移放大结构原理如图 2 所示.



P—密闭腔内压力;A_1—小活塞面积;A_2—大活塞面积;f_1—小活塞摩擦力;f_2—大活塞摩擦力;F_1—小活塞外负载力;F_2—大活塞驱动力;m_1—小活塞质量;m_2—大活塞等效质量;x_1—小活塞位移;x_2—大活塞位移.

图 2　液压放大结构原理图

小活塞动力学方程为

$$PA_1 - f_1 - F_1 = m_1 \ddot{x}_1 \tag{1}$$

大活塞动力学方程为

$$F_2 - f_2 - PA_2 = m_2 \ddot{x}_2 \tag{2}$$

忽略泄漏时,密闭腔内流体连续性方程为

$$\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}t} = \frac{E_\mathrm{h}}{V}\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} \tag{3}$$

式中,E_h 为密闭腔油液等效体积弹性模量;V 为密闭容腔体积;体积变化 $\mathrm{d}V = x_1 A_1 - x_2 A_2$.

由式(1) ~ 式(3),可得

$$F_1 V - A_1^2 E_\mathrm{h} x_1 = A_1 A_2 E_\mathrm{h} x_2 \tag{4}$$

由式(4)可以看出,外部负载力为 0 或密闭腔体积接近 0 的情况下,液压位移放大结构的位移放大倍数为大小活塞的面积比. 实际中,体积及

负载力均不为 0 且负载力变化,则位移放大倍数会相应地发生变化,表现为负载敏感特性.

1.2.3 滑阀模型

滑阀阀芯在阀腔内运动,其所受负载力主要包括稳态液动力 F_{st},暂态液动力 F_{tr},弹簧力 F_k 和摩擦力 F_f. 稳态液动力是由于流体动量变化对阀芯产生的反向作用力的轴向分力,其计算公式为

$$F_{st} = 2C_d C_v w x_v \Delta P \cos\theta \tag{5}$$

式中,C_d 为流量系数;C_v 为体积系数;w 为面积梯度;x_v 为阀口开度;ΔP 为阀口压差;θ 为射流角.

暂态液动力是由于阀芯速度变化使阀腔内流体动量变化时对阀芯的反作用力,其计算公式为

$$F_{tr} = L\rho \frac{dq}{dt} = LC_d w \sqrt{\rho \Delta P} \frac{dx_v}{dt} \tag{6}$$

式中,L 为阀腔阻尼长度;q 为流量;ρ 为油液密度.

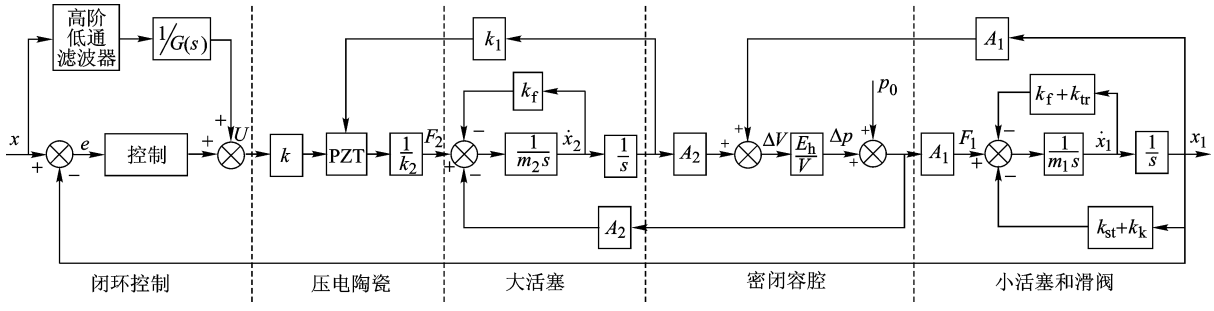
弹簧力是阀芯运动压缩轴端的蝶形弹簧产生的反作用力,其计算由虎克定律:

$$F_k = k_k x_k$$

式中,k_k 为蝶形弹簧的刚度;x_k 为蝶形弹簧的变形.

1.2.4 系统整体数学模型

由以上各环节的数学模型,建立系统的整体框图如图 3 所示.



k—PZT 驱动电源的电压放大倍数;k_f—摩擦系数;k_{tr}—瞬态液动力系数;k_{st}—稳态液动力系数.

图 3 系统整体框图

由图 3 可得开环系统,控制电压 U 与阀芯位移输出 x 之间的传递函数为

$$G(s) = \frac{x_1}{U} = \frac{kA_1A_2E_h}{k_2A_2^2E_h k_{x_1} + (k_1 + k_2 k_{x_2})(k_{x_1}V - A_1^2E_h)} \tag{7}$$

式中

$$k_{x_1} = ms^2 + (k_f + k_{tr})s + (k_{st} + k_k) \tag{8}$$

$$k_{x_2} = m_2 s + k_f \tag{9}$$

图 3 中 P_0 与 x_1 初始位置弹簧的预压力相平衡.

2 联合仿真环境

2.1 PZT-DDV 及液压测试 AMESim 模型

PZT-DDV 及液压测试系统的模型采用 AMESim[6] 实现. AMESim 是由 MAGINE 开发的一个强大的建模仿真环境. AMESet 是 AMESim 的一个子集,给用户提供一个基于标准 C 语言的开发环境,建立可用于 AMESim 仿真环境的标准仿真元件. 采用 AMESet 所建立的 PZT-DDV 模型如图 4 所示.

2.2 数字控制器 Simulink 模型

AMESim 在控制器方面的功能不是很强,特别是设计复杂控制器时,需要用到的矩阵运算等,AMESim 不容易实现. 而 Simulink 作为 Matlab 重要组件之一,能够实现各种复杂的控制系统设计. 本文采用 Simulink 建立数字控制器模型,与图 4 所示的 AMESim 模型组成协同仿真环境[7],所设计的 Simulink 数字控制器如图 5 所示.

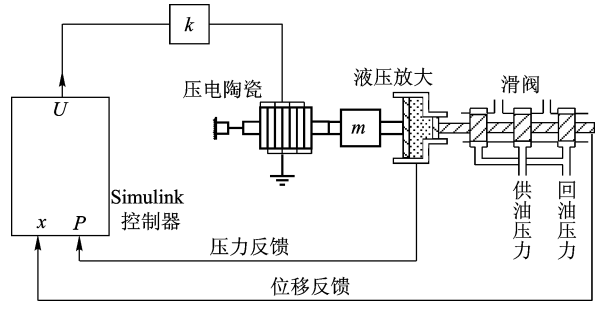


图 4 系统整体 AMESim 仿真图

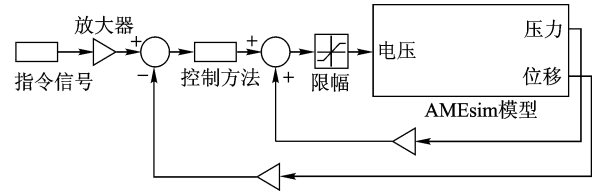


图 5 Simulink 数字控制器框图

3 数字控制及仿真分析

本文研究的 PZT-DDV 数字控制器采用数字信号处理器作为控制器,压电陶瓷上自带应变片

式位移传感器和驱动电源上的霍尔电压传感器分别反馈压电陶瓷应变和驱动器输出电压. 采用压力传感器反馈液压放大部分密闭腔内的压力,选用电涡流式位移传感器反馈阀芯位置,采用 12 位高速 A/D 和 D/A 转换元件,控制器采样周期为 0.05 ms.

PZT-DDV 控制系统由压电陶瓷控制器应变、电压闭环、阀芯位置闭环组成. 压电陶瓷控制器应变、电压闭环在压电陶瓷驱动电源控制器中已完成,实验测试其控制精度 0.01 μm,动态频宽 800 Hz. 本文主要针对滑阀的摩擦力以及压电陶瓷和液压微位移放大结构的迟滞、变负载特性进行控制补偿,研究液压微位移放大结构及滑阀环节的位置控制.

3.1　摩擦力补偿模型

摩擦力对伺服系统的性能具有很大影响[8],准确的摩擦力模型是实现摩擦力补偿和精确控制的关键. 摩擦力分为静态摩擦和动态摩擦,文献[9-10]提出了 LuGre 摩擦模型,准确地描述了系统中的摩擦现象. 对本系统,可表示为

$$\ddot{x} = \frac{1}{m}(u - f) \tag{10}$$

式中,m 为活塞质量;x 为活塞位置;u 为控制输入;f 为摩擦力. 设状态变量 z 代表接触面鬃毛的平均变形(bristle deform),则 f 可由下面的 LuGre 模型来描述:

$$f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \alpha_f \dot{x} \tag{11}$$

$$\dot{z} = \dot{x} - \frac{\sigma_0 \mid \dot{x} \mid}{g(\dot{x})} z \tag{12}$$

$$g(\dot{x}) = F_c + (F_c + F_s) e^{-\left(\frac{\dot{x}}{V_s}\right)^2} + \alpha_f \dot{x} \tag{13}$$

式中,σ_0 为鬃毛刚度系数;σ_1 为鬃毛阻尼系数参数;F_c,F_s,α_f 和 V_s 称为静态摩擦参数,分别为库伦摩擦力、最大静摩擦力、粘性摩擦系数和切换速度.

3.2　前馈控制器

压电陶瓷电气上属于容性元件,高频运动时,其容性负载会急剧增大,所以压电陶瓷及其驱动电源部分具有明显的迟滞特性. 同时受液压位移放大结构容腔内油液的压缩性和摩擦力影响,整个系统的动态具有很强的相位滞后性,采用前馈控制能很好地提高系统的动态响应.

图 3 的系统控制框图中,在系统的前向控制中加入前馈环节 $1/G(s)$,表达式如式(14),在其前端加入一个四阶的低通巴特沃斯滤波器(Low-Pass Filter),保证其可实现性,则输出 x_1 可以很好地跟踪 x.

$$\frac{1}{G(s)} = \frac{k_2 A_2^2 E_h k_{x_1} + (k_1 + k_2 k_{x_2})(k_{x_1} V - A_1^2 E_h)}{k A_1 A_2 E_h} \tag{14}$$

3.3　Adaptive backstepping 控制器

负载力的大小对液压微位移放大部分的位移放大状态具有很大影响,负载力主要包括摩擦力、滑阀稳态和暂态液动力. 摩擦力采用 3.1 中的 LuGre 模型进行估计,同时采集密闭腔的压力信号进行闭环反馈,估计液压位移放大部分的工作状态.

采用 Adaptive backstepping[11-12](自适应反演)控制方法针对摩擦力变化以及液压位移放大机构负载敏感特性对系统进行控制.

定义第 1 个误差变量为

$$\varepsilon_1 = x_1 - x \tag{15}$$

第 1 个李亚普诺夫函数为

$$v_1 = 1/2\varepsilon_1^2 \tag{16}$$

其导数为

$$\mathrm{d}v_1/\mathrm{d}t = \varepsilon_1 \mathrm{d}\varepsilon_1/\mathrm{d}t = \varepsilon_1(\mathrm{d}x_1/\mathrm{d}t - \mathrm{d}x/\mathrm{d}t) \tag{17}$$

要使 $\mathrm{d}v_1/\mathrm{d}t<0$,选 $\mathrm{d}x_1/\mathrm{d}t$ 为第 1 个虚拟控制量,则要求 $\mathrm{d}x_{1\mathrm{d}}/\mathrm{d}t = -k_{\varepsilon_1}\varepsilon_1 + \mathrm{d}x/\mathrm{d}t$. 式中,$k_{\varepsilon_1}$ 为正系数,保证式(17)负定,从而当 $t\to\infty$ 时,有 $x_1\to x$,实现对 x_1 的控制.

定义第 2 个误差变量为

$$\varepsilon_2 = \mathrm{d}x_1/\mathrm{d}t - \mathrm{d}x_{1\mathrm{d}}/\mathrm{d}t = \mathrm{d}x_1/\mathrm{d}t + k_{\varepsilon_1}\varepsilon_1 - \mathrm{d}x/\mathrm{d}t \tag{18}$$

扩充后的李亚普诺夫函数为

$$v_2 = \frac{1}{2}\varepsilon_1^2 + \frac{1}{2}\varepsilon_2^2 \tag{19}$$

其导数为

$$\mathrm{d}v_2/\mathrm{d}t = \varepsilon_1 \mathrm{d}\varepsilon_1/\mathrm{d}t + \varepsilon_2 \mathrm{d}\varepsilon_2/\mathrm{d}t = -k_{\varepsilon_1}\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2[(1 - k_{\varepsilon_1}^2)\varepsilon_1 + k_{\varepsilon_1}\varepsilon_2 + \ddot{x}_1 - \ddot{x}] \tag{20}$$

选 $\ddot{x}_1$ 为虚拟控制量,使 $\mathrm{d}v_2/\mathrm{d}t<0$,则

$$\ddot{x}_1 = (k_{\varepsilon_1}^2 - 1)\varepsilon_1 - (k_{\varepsilon_1} + k_{\varepsilon_2})\varepsilon_2 + \ddot{x} \tag{21}$$

式中,k_{ε_2} 为正系数,当 $t\to\infty$ 时,有 $\mathrm{d}x_1/\mathrm{d}t\to\mathrm{d}x/\mathrm{d}t$,实现对 $\mathrm{d}x_1/\mathrm{d}t$ 的控制.

将上述设计过程逆推,即可得出系统的控制输入量,同时保证系统的稳定性.

4　仿真分析

输入位置指令信号,取伺服阀的位置信号为输出,对系统进行 0 ~ 1 000 Hz 的扫频测试,系统仿真参数如表 1 所示.

表 1 系统仿真参数

参数	R_2/mm	R_1/mm	K_k/(N·m^{-1})	m/kg	V/mm^3
数值	50	16	50 000	0.03	20 000

分别测得系统 PID(Proportional-Integral-Derivative)闭环控制及前馈 PID 闭环控制下的动态 bode 图如图 6 所示.

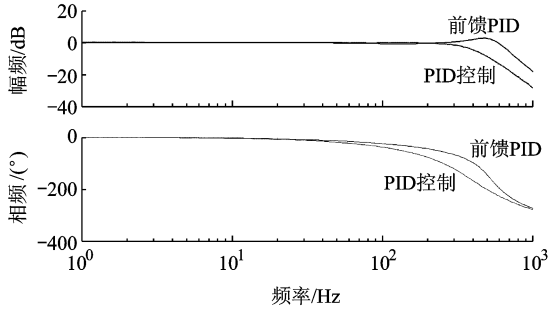


图 6 系统动态 bode 图比较

可以看出,采用前馈控制后,系统的动态幅频 3 dB 由 350 Hz 提高到 560 Hz,相频 90°由 230 Hz 提高到 450 Hz,大大地提高了系统动态响应速度.

位置指令输入幅值 250 μm,频率 100 Hz 的正弦信号,控制过程中的负载力变化和压力反馈信号分别如图 7、图 8 所示,其中负载力初始值,即弹簧的预压缩力为 40 N,密闭容腔内流体的初始预压力为 0.2 MPa. Adaptive backstepping 控制器补偿输出如图 9 所示.

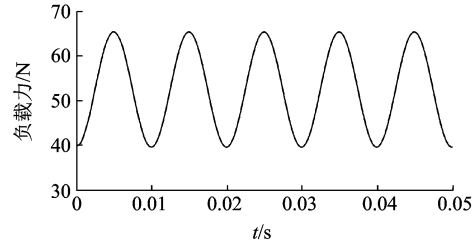


图 7 负载力变化曲线

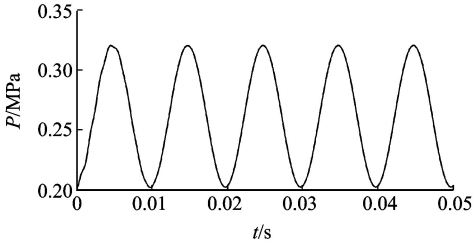


图 8 密闭腔压力反馈信号

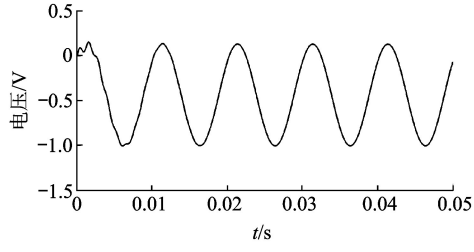


图 9 Adaptive backstepping 控制器补偿输出

不同控制方法下,取一个周期内的位置跟踪曲线如图 10 所示.

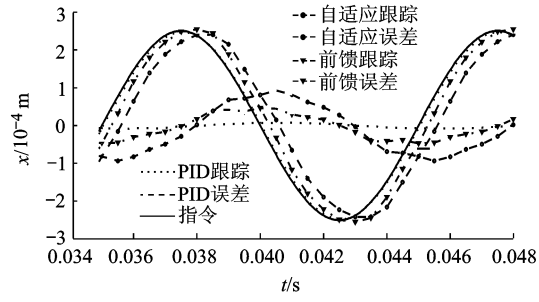


图 10 系统跟踪特性对比

由图 10 可以看出:采用自适应 backstepping 控制方法使系统控制的最小误差由 80 μm 减小至 3 μm,大大提高了系统的稳态跟踪精度.

5 结 论

采用基于 AMESim 和 Simulink 的联合仿真环境对液压位移放大式压电陶瓷直驱阀进行仿真控制的研究,得到以下结论:①前馈 PID 控制方法解决了压电陶瓷容性负载及液压容腔压缩性带来的迟滞现象,提高了系统的动态响应速度;②自适应 backstepping 控制方法针对液压位移放大结构的负载敏感特性,将外负载变化视为系统的干扰,进行补偿控制,提高了系统的稳态跟踪性能.

参考文献(References)

[1] Murrenboff H. Development trends in fluid power [J]. Konstruktion,1997(3):20-29

[2] 沈传亮,程光明,杨志刚. 新型直动式压电伺服阀[J]. 机械工程学报,2004,40(9):125-128
Shen Chuanliang, Cheng Guangming, Yang Zhigang. New type piezoelectric direct drive servo valve [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2004,40(9):125-128 (in Chinese)

[3] 曹锋. 压电液伺服阀结构设计及控制方法研究[D]. 北京:北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院,2008
Cao Feng. Structural design and control methods of the piezoelectric hydraulic servo-valve [D]. Beijing: School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2008 (in Chinese)

[4] 沈传亮. 压电型直动式电液伺服阀的基本理论与实验研究[D]. 长春:吉林大学机械科学与工程学院,2006
Shen Chuanliang. Basic theory and experimental study of piezoelectric directly driven electro-hydraulic servo valves [D]. Changchun:School of Mechanical Science and Engineering, Jilin University,2006 (in Chinese)

[5] 俞军涛,焦宗夏,吴帅. 基于液压微位移放大结构的新型压电陶瓷直接驱动阀设计及仿真[J]. 机械工程学报,2013,49(2):151-158
Yu Juntao, Jiao Zongxia, Wu Shuai. Design and simulation study

on a new servo valve direct driven by piezoelectric actuator using hydraulic amplification [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2013,49(2):151-158 (in Chinese)

[6] 付永领,祁晓野. AMEsim 建模与仿真[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006
Fu Yongling,Qi Xiaoye. AMEsim modeling and simulation [M]. Beijing:Beihang University Press 2006 (in Chinese)

[7] 吴帅,康荣杰,俞军涛,等. VCM-DDV 建模与控制仿真[J]. 北京航空航天大学学报,2010,36(3):342-345
Wu Shuai, Kang Rongjie, Yu Juntao, et al. Modeling of VCM-DDV and control simulation[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2010,36(3):342-345 (in Chinese)

[8] Al-Bender F, Lampaert V, Swevers J. The generalized maxwell-slip model:a novel model for friction simulation and compensation [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2005, 50(11):1883-1887

[9] Carlos C D W, Olsson H, Astrom K J, et al. A new model for control of systems with friction[J]. IEEE Transactions on Automatic Control,1995,40(3):419-425

[10] Padthe A K, Oh J H, Bernstein D S. On the lugre model and friction-induced hysteresis [C]//Proceedings of the 2006 American Control Conference. Minneapolis, Minnesota, USA, IEEE,2006:3247-3252

[11] Tan Yaolong, Chang Jie, Tan Hualin. Adaptive backstepping control and friction compensation for AC servo with inertia and load uncertainties[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics,2003,50(5):944-952

[12] Zhang Tao, Ge Shuzhi, Hang C C. Adaptive neural network control for strict-feedback nonlinear systems using backstepping design[J]. Automatica,2000,36(12):1835-1846

(编　辑:刘登敏)

(上接第 1353 页)

参考文献 (References)

[1] Kaplan M H, Seifert H. Hopping transporters for lunar exploration [J]. Journal of Spacecraft and Rockets,1969,6(3):917-922

[2] Kovac M. Bioinspired jumping locomotion for miniature robotics [D]. Lausanne: Ecole Polytechnique Federale de Lausanne (EPFL),2010

[3] Wang Meng, Zang Xizhe, Fan Jizhuang, et al. Biological jumping mechanism analysis and modeling for frog robot[J]. Journal of Bionic Engineering,2008(5):181-188

[4] 胡胜海,杨奇,何蕾,等. 基于速度方向可操作度的机器蛙机构参数优化[J]. 北京航空航天大学学报,2012,38(3):351-356
Hu Shenghai, Yang Qi, He Lei, et al. Mechanism parameters optimization of bionic frog jumping robot based on velocity directional manipulability measure[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2012,38(3):351-356(in Chinese)

[5] Birch M C, Quinn R D. Design of a cricket microrobot[C]//Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Piscataway, NJ:IEEE,2000:1109-1114

[6] 柴辉,葛文杰,魏敦文,等. 一种间歇式弹跳机器人的机构设计与跳跃性能分析[J]. 机械工程学报,2012,48(13):19-26
Chai Hui, Ge Wenjie, Wei Dunwen, et al. Mechanism design and hopping performance analysis of an intermittent hopping robot [J]. Journal of Mechanical Engineering,2012,48(13):19-26 (in Chinese)

[7] Heitler W J. How grasshoppers jump[EB/OL]. StAndrews: The University of St Andrews,2007[2012-07-21]. http://www.st-andrews.ac.uk/~wjh/jumping/

[8] Burrows M, Sutton P. Locusts use a composite of resilin and hard cuticle as an energy store for jumping and kicking[J]. The Journal of Experimental Biology,2012,215(19):3501-3512

[9] Chen Diansheng, Yin Junmao, Zhao Kai, et. al. Bionic mechanism and kinematics analysis of hopping robot inspired by locust jumping[J]. Journal of Bionic Engineering,2011,8(4):429-439

[10] 陈殿生,黄宇,王田苗. 轮式腿型机器人的越障分析与仿真[J]. 北京航空航天大学学报,2009,35(4):371-375
Chen Diansheng, Huang Yu, Wang Tianmiao. Obstacle climbing analysis and simulation of wheel-legged robot[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(4):371-375 (in Chinese)

(编　辑:文丽芳)