

DOI: 10.7652/xjtuxb201407013

采用李雅普诺夫函数的电液伺服系统 反馈线性化控制

俞珏, 庄健, 于德弘
(西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对电液伺服系统的参数时变、强非线性,致使传统控制算法难以实现高精度高稳定性的位置输出的问题,提出了一种采用李雅普诺夫函数(Lyapunov)的反馈线性化控制器。该控制器通过反馈线性化方法将电液伺服系统的位置输出控制在预定轨迹上,使系统满足准确性、快速性的要求。针对液压系统中的油液体积弹性模量参数存在着较大的不确定性且难以在线测量、不精确的参数将削弱反馈线性化的控制效果甚至导致系统失稳的问题,采用 Lyapunov 直接法对反馈线性化控制器进行再设计。通过系统的综合误差构建形式简单的 Lyapunov 函数,进而给出最优参数估计值的取值方法,且满足 Lyapunov 函数的导函数为非正定,从而保证了整个系统的渐进稳定性。仿真结果表明,改进的反馈线性化控制器能够很好地兼顾控制精度和系统的鲁棒性,获得较好的控制效果。

关键词: 李雅普诺夫函数;电液伺服系统;反馈线性化;参数时变;体积弹性模量

中图分类号: TP273 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)07-0071-06

Feedback Linearization Control for an Electro-Hydraulic Servo System Using Lyapunov Functions

YU Jue, ZHUANG Jian, YU Dehong
(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A feedback linearization controller for an electro-hydraulic servo system through using Lyapunov functions is proposed to solve the problem that position output with high-precision and high-stability is difficult to obtain from traditional control algorithms due to the time-varying parameter and strong nonlinear characteristics of the system. The controller applies a feedback linearization method to drive position outputs to a predetermined trajectory, making the system response accurate and rapid. Since the bulk modulus of oil in hydraulic system is highly uncertain and its parameters cannot be measured on-line, inaccurate estimation of the parameters will weaken control performances of the controller and may even cause instability of the control system. Hence, the Lyapunov direct method is applied to redesign the feedback linearization controller. A simple Lyapunov function is constructed through system tracking errors, and a method is given to calculate the optimal value for parameter estimation. The optimal estimation of parameters meets the requirement that the derivative of the Lyapunov function is non-positive and guarantees the asymptotic stability of the system. Simulation results show that the proposed

收稿日期: 2014-01-13。 作者简介: 俞珏(1986—),男,博士生;庄健(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375363);西安市科技计划资助项目(CX12504)。

网络出版时间: 2014-04-25 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140425.0930.006.html>

controller has satisfactory tracking performance with high control accuracy and strong robustness to parameter variation.

Keywords: Lyapunov function; electro-hydraulic servo system; feedback linearization; time-varying parameter; bulk modulus

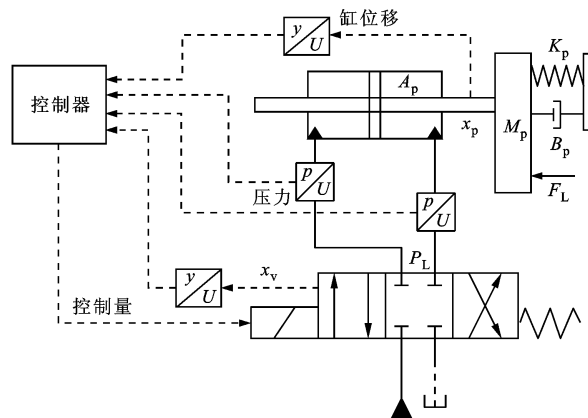
电液伺服系统具有功率-质量比大、动作平稳、传输距离远等优点,但也存在着很多不利于精确控制的特性,如强非线性、参数时变性和模型不确定性。传统的控制难以满足电液伺服系统高精度、高稳定性的要求,对此研究人员尝试了许多新型控制策略^[1-4],其中滑模变结构和自适应控制的研究最为普遍,在实际应用中也取得了一定的效果,但这两者均有一定的局限性:滑模变结构控制设计过程复杂且难以消除抖振现象;自适应控制需要假设系统参数呈线性变化,这与实际相悖。反馈线性化方法可将一个非线性系统通过状态变换转化为一个线性系统,进而应用成熟的线性控制方法,近年来已经被成功地用于解决一些实际控制问题^[5]。本文以电液伺服系统的位置输出为控制目标,采用反馈线性化方法将系统的非线性模型线性化,然后通过配置控制器的参数将位置输出控制在预定轨迹上^[6]。反馈线性化控制严重依赖于系统模型和参数的准确性,当液压系统参数发生变动时控制精度降低,鲁棒性减弱甚至失稳。因此,在反馈线性化控制中需要及时准确地测量系统状态。

油液体积弹性模量表征液压油的可压缩性,直接影响液压元件和系统的固有频率和阻尼比,从而影响系统的稳定性和动态品质。由于温度变化和混入气体等原因,油液体积弹性模量存在着较大的不确定性、易变性且难以直接在线测量^[7],其实际值和变化趋势难以用数学模型量化表示。若将油液体积弹性模量视为恒定值,所得的仿真结果与实际控制结果往往存在较大的误差。为了提高电液系统的位置控制精度、快速性、稳定性和鲁棒性,需考察油液体积弹性模量变动对系统的影响^[8]。现有文献除了寻求油液体积弹性模量在线测量和估计方法外^[9-10],亦有采用模糊控制^[7]、鲁棒控制^[11]或奇异摄动理论^[12]等来提高系统对油液体积弹性模量变动的鲁棒性,但以上控制算法往往需要较大的计算量,且存在系统形式限制的问题。本文在反馈线性化的基础上引入 Lyapunov 直接法对控制器进行再设计。首先通过体积弹性模量的估计值来计算系统的实际输出和误差,针对系统的综合误差构建形式简单的 Lyapunov 函数,再给出体积弹性模量参数的

具体取值方法,使其满足 Lyapunov 函数的导函数为非正定,从而保证整个系统的渐进稳定性,最后即可得到采用新参数的控制律。整个再设计过程简便、直观,易于实现。

1 电液伺服系统的数学模型

电液伺服位置控制系统结构如图 1 所示,它由电控部分和液压部分组成。电控部分负责采集系统状态变量并给出相应的控制量。液压部分是在电控



A_p : 柱塞有效面积; x_p : 液压缸位移; x_v : 伺服阀阀芯位移; M_p : 活塞和负载折合到活塞上的总质量; B_p : 柱塞及负载运动中的黏滞摩擦系数; K_p : 负载弹性刚度系数; p_L : 液压缸负载压力; F_L : 作用在柱塞上的外负载力

图1 电液伺服控制系统示意图

部分的控制下完成预定动作,其数学模型包括液压缸力平衡方程和流量方程。对称型液压缸的力平衡方程如下

$$A_p p_L = M_p \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + K_p x_p + F_L \quad (1)$$

液压缸的流量方程如下

$$A_p \dot{x}_p + C_t p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \dot{p}_L = Q_L \quad (2)$$

式中: C_t 为液压缸内泄漏系数; V_t 为缸腔及管道的总容积; β_e 为体积弹性模量,其数值易变动且难以直接测量; Q_L 为液压缸的负载流量

$$Q_L = C_d \omega \left[\frac{p_s - \text{sign}(x_v) p_L}{\rho} \right]^{1/2} \quad (3)$$

其中: C_d 为伺服阀流量系数; ω 为阀口面积梯度; ρ 为液压油密度; p_s 为供油压力; $\text{sign}()$ 为符号函数; x_v 为伺服阀阀芯位移,与控制器输入电压信号 u 之

间常被视为一阶微分方程,即

$$\tau_v \dot{x}_v + x_v = K_v u \quad (4)$$

式中: τ_v 为伺服阀延时时间; $K_v > 0$ 为增益系数。

以液压缸位置输出 x_p 为控制目标,设定系统状态变量为 $\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T = [x_p, \dot{x}_p, p_L, x_v]^T$, 由式(1)~(4)整理可得

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{K_p}{M_p} x_1 - \frac{B_p}{M_p} x_2 + \frac{A_p}{M_p} x_3 - \frac{F_L}{M_p} \\ \dot{x}_3 &= \frac{4\beta_e}{V_t} \left(C_d x_4 w \left[\frac{p_s - \text{sign}(x_4) x_3}{\rho} \right]^{1/2} - A_p x_2 - C_t x_3 \right) \\ \dot{x}_4 &= -\frac{x_4}{\tau_v} + \frac{K_v}{\tau_v} u \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

2 控制器设计

2.1 反馈线性化控制器设计

由式(5)可知电液伺服系统本质上是非线性的。传统 PID 控制器虽然原理简单、可靠成熟,但用于高精度控制液压系统则具有一定的局限性。针对式(5)中的非线性项,本文采用反馈线性化控制将其线性化。

由于反馈线性化控制只能应用于光滑向量场,即被控非线性系统具有任意阶连续偏导数,故采用连续可微的 Sigmoid 函数替代式(5)中的符号函数得

$$\text{sign}(x(t)) \approx \text{sgm}(x(t)) = \frac{1 - \exp(-\delta x)}{1 + \exp(-\delta x)} \quad (6)$$

式中: $\delta > 0$ 为 Sigmoid 函数的形状系数, Sigmoid 函数的导数近似为 0。假设系统在无负载条件下运行,即 $F_L = 0$, 可将系统改写为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x})u \quad (7)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}) \quad (8)$$

式中各函数表达式如下

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} x_2 \\ -\frac{K_p}{M_p} x_1 - \frac{B_p}{M_p} x_2 + \frac{A_p}{M_p} x_3 \\ \frac{4\beta_e}{V_t} \left(C_d w x_4 \left[\frac{p_s - \text{sgm}(x_4) x_3}{\rho} \right]^{1/2} - A_p x_2 - C_t x_3 \right) \\ -\frac{x_4}{\tau_v} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{K_v}{\tau_v} \end{bmatrix}^T \quad (10)$$

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}) = x_1 \quad (11)$$

由式(9)~(11)可得

$$L_g h(\mathbf{x}) = 0; \quad L_g L_f h(\mathbf{x}) = 0; \quad L_g L_f^2 h(\mathbf{x}) = 0$$

$$L_g L_f^3 h(\mathbf{x}) = b\beta_e; \quad L_f^4 h(\mathbf{x}) = a_0 + a_1\beta_e + a_2\beta_e^2$$

式中

$$\begin{aligned} b &= \frac{4A_p C_d w K_v}{M_p V_t \tau_v \rho^{1/2}} W_0 \\ a_0 &= \frac{B_p K_p}{M_p^2} x_2 + \left(\frac{B_p^2}{M_p^2} - \frac{K_p}{M_p} \right) W_1 \\ a_1 &= -\frac{4A_p^2}{M_p V_t} W_1 - \frac{B_p A_p}{M_p^2} W_2 - \frac{4A_p C_d w}{M_p V_t \tau_v \rho^{1/2}} W_0 x_4 \\ a_2 &= -\frac{4A_p C_t}{M_p V_t} W_2 - \frac{2A_p C_d w}{M_p V_t W_0 \rho^{1/2}} W_2 x_4 \text{sgm}(x_4) \\ W_0 &= [p_s - \text{sgm}(x_4) x_3]^{1/2} \\ W_1 &= (-K_p x_1 - B_p x_2 + A_p x_3) / M_p \\ W_2 &= \frac{4}{V_t} \left(\frac{C_d w}{\rho^{1/2}} x_4 [p_s - \text{sgm}(x_4) x_3]^{1/2} - A_p x_2 - C_t x_3 \right) \end{aligned}$$

本文重点考察体积弹性模量参数对系统的影响,故将上述方程式表达成 β_e 不同阶数项的形式。由上面的计算可知系统相对阶数为 4, 因此依据输入状态线性化判定条件^[5] 可将系统进行反馈线性化。系统输出可表达为

$$y^{(4)} = L_f^4 h(\mathbf{x}) + L_g L_f^3 h(\mathbf{x}) u = a_0 + a_1\beta_e + a_2\beta_e^2 + b\beta_e u \quad (12)$$

假设液压系统不过载运行,即 $\text{sgm}(x_4) x_3 < p_s$, 则在任何条件下的 $b > 0$ 均成立。为消除系统的非线性部分,控制器 u 可选择为

$$u = \frac{1}{b\beta_e} (v - a_0 - a_1\beta_e - a_2\beta_e^2) \quad (13)$$

式中: v 为一个待定的新输入

$$v(t) = y_d^{(4)} + k_3 e^{(3)} + k_2 e^{(2)} + k_1 \dot{e} + k_0 e \quad (14)$$

式中: y_d 为系统期望输出; $e = y_d - y$ 为系统输出误差。由式(12)~(14)可将系统输出转化为

$$y^{(4)} = v = y_d^{(4)} + k_3 e^{(3)} + k_2 e^{(2)} + k_1 \dot{e} + k_0 e \quad (15)$$

通过傅立叶变换可将式(15)改写为如下形式

$$(s^4 + k_3 s^3 + k_2 s^2 + k_1 s + k_0) E(s) = 0 \quad (16)$$

合理选择式中系数 k_0, k_1, k_2, k_3 可保证特征方程 $p^4 + k_3 p^3 + k_2 p^2 + k_1 p + k_0 = 0$ 所有的根都为负实数,或为具有负实部的复数,即保证了系统的稳定性。同时,合理的系数选择也可将系统的输出控制在预定轨迹上,控制结果不受系统非线性的影响,控制效果优于传统的 PID 控制。

2.2 基于 Lyapunov 直接法的控制器再设计

体积弹性模量参数值 β_e 与混入空气量、工作压

力、温度、掺杂、油液类型等因素有关,目前在理论上并没有完善的计算模型,在实际应用中也难以在线实时测量。因此, β_e 的确切值难以确定,只可通过经验知识来确定取值范围,即 $0 < \beta_{\min} \leq \beta_e \leq \beta_{\max}$ 。在实际控制中只能采用估计值 $\hat{\beta}_e$ 来计算控制量,式(13)需改写为

$$u = \frac{1}{b\hat{\beta}_e}(v - a_0 - a_1\hat{\beta}_e - a_2\hat{\beta}_e^2) \quad (17)$$

控制量的改变也必然使得系统输出发生变化,将式(17)代入式(12)中,可得到系统的实际输出

$$y^{(4)} = \frac{\beta_e}{\hat{\beta}_e}v + a_0 + a_2\beta_e^2 - \frac{\beta_e}{\hat{\beta}_e}a_0 - a_2\beta_e\hat{\beta}_e \quad (18)$$

结合式(18)与式(14)可得到实际系统误差

$$v - y^{(4)} = e^{(4)} + k_3e^{(3)} + k_2e^{(2)} + k_1\dot{e} + k_0e = \left(1 - \frac{\beta_e}{\hat{\beta}_e}\right)v - \left(1 - \frac{\beta_e}{\hat{\beta}_e}\right)a_0 - a_2\beta_e(\beta_e - \hat{\beta}_e) \quad (19)$$

为保证系统的稳定性,构建由系统输出误差及其导数构成的综合误差

$$e_s = e^{(3)} + \lambda_2e^{(2)} + \lambda_1\dot{e} + \lambda_0e \quad (20)$$

式中:参数 $\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2$ 均为正实数。因此,若综合误差随时间衰减为 0,则系统稳定性得以保证。综合误差的动态方程可表达为

$$\dot{e}_s + Ke_s = 0 \quad (21)$$

式中: K 为正实数。联立式(19)和式(21)可将综合误差的动态方程应用于电液伺服系统中,方程如下

$$\dot{e}_s + Ke_s = e^{(4)} + k_3e^{(3)} + k_2e^{(2)} + k_1\dot{e} + k_0e = v - y^{(4)} \quad (22)$$

为保证式(22)成立,综合误差的参数需满足

$$\left. \begin{aligned} k_3 &= \lambda_2 + K \\ k_2 &= \lambda_1 + K\lambda_2 \\ k_1 &= \lambda_0 + K\lambda_1 \\ k_0 &= K\lambda_0 \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

因此,当体积弹性模量参数完全准确时满足: $\dot{e}_s + Ke_s = 0$,由式(22)可得系统的稳定性得以保证。为了保证系统在参数存在误差的条件下依然稳定,构建 Lyapunov 函数如下

$$V(t) = \frac{1}{2}e_s^2(t) \quad (24)$$

V 函数是非负定的,由式(19)和式(22)可得其导数如下

$$\dot{V} = -Ke_s^2 + \left(1 - \frac{\beta_e}{\hat{\beta}_e}\right)[e_s a_2 \beta_e \hat{\beta}_e + e_s(v - a_0)] \quad (25)$$

由于 $-Ke_s^2 \leq 0$,即能保证系统渐进稳定需满足

$$E = \left(1 - \frac{\beta_e}{\hat{\beta}_e}\right)[e_s a_2 \beta_e \hat{\beta}_e + e_s(v - a_0)] \leq 0 \quad (26)$$

式中,除 β_e 和 $\hat{\beta}_e$ 外,其他量均为已知量。将系统稳定性求解问题转化为以 $\hat{\beta}_e$ 为自变量, E 为因变量的不定式求解问题,即可通过 $\hat{\beta}_e$ 的合理选择来保证 β_e 在 $[\beta_{\min}, \beta_{\max}]$ 内均有 $E \leq 0$ 。具体分析如下:

$$(1) e_s a_2 = 0$$

式(26)可简化为

$$e_s(v - a_0)\hat{\beta}_e(\hat{\beta}_e - \beta_e) \leq 0 \quad (27)$$

当 $e_s(v - a_0) \leq 0$ 时 $\hat{\beta}_e = \beta_{\max}$; 当 $e_s(v - a_0) > 0$ 时 $\hat{\beta}_e = \beta_{\min}$ 即可满足不等式。

$$(2) e_s a_2 > 0$$

式(26)可转化为

$$\Gamma(\hat{\beta}_e) = \hat{\beta}_e(\hat{\beta}_e - \beta_e) \left[\hat{\beta}_e - \frac{a_0 - v}{a_2 \beta_e} \right] \leq 0 \quad (28)$$

当 $\frac{a_0 - v}{a_2} \leq 0$ 时 $\Gamma(\hat{\beta}_e) = 0$, 曲线图如图 2a 所示, $\hat{\beta}_e = \beta_e$ 为 Γ 函数在 $\hat{\beta}_e$ 正半轴的解, $\hat{\beta}_e = \beta_{\min}$ 时满足 $\Gamma \leq 0$; 当 $\frac{a_0 - v}{a_2} > 0$ 时 $\Gamma(\hat{\beta}_e) = 0$, 曲线图如图 2b 所示,

Γ 函数曲线在 $\hat{\beta}_e$ 右半轴有两个解: β_e 和 $\frac{a_0 - v}{a_2 \beta_e}$, Γ 函数在这两解之间取值为负。因此,当 $\frac{a_0 - v}{a_2} \leq \beta_{\min}^2$ 时, $\hat{\beta}_e$ 可选择为 $\beta_{\min}$; 当 $\frac{a_0 - v}{a_2} \geq \beta_{\max}^2$ 时, $\hat{\beta}_e$ 可选择为 $\beta_{\max}$; 当 $\beta_{\min}^2 < \frac{a_0 - v}{a_2} < \beta_{\max}^2$ 时,难以确定两解的大小,此时 $\hat{\beta}_e$ 选择为负值即可满足 $\Gamma \leq 0$, 如 $\hat{\beta}_e = -\beta_{\min}$ 。

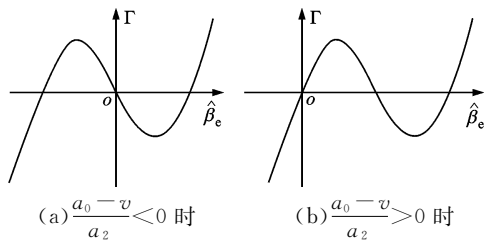


图2 Γ 函数曲线图

$$(3) e_s a_2 < 0$$

此时可将式(26)转化为

$$\Gamma(\hat{\beta}_e) = \hat{\beta}_e(\hat{\beta}_e - \beta_e) \left[\hat{\beta}_e - \frac{a_0 - v}{a_2 \beta_e} \right] \geq 0 \quad (29)$$

$\Gamma(\hat{\beta}_e)$ 曲线见图 2 所示,同理可得 $\hat{\beta}_e$ 的可行解: 当 $\frac{a_0 - v}{a_2} \leq \beta_{\min}^2$ 时, $\hat{\beta}_e = \beta_{\max}$; 当 $\frac{a_0 - v}{a_2} \geq \beta_{\max}^2$ 时, $\hat{\beta}_e = \beta_{\min}$; 当 $\beta_{\min}^2 < \frac{a_0 - v}{a_2} < \beta_{\max}^2$ 时, $\hat{\beta}_e$ 为 $\beta_{\max}^2 / \beta_{\min}$ 。

综上可将 $\hat{\beta}_e$ 的取值归纳如下

$$\hat{\beta}_e = \begin{cases} \beta_{\max}, & e_s a_2 = 0 \ \& \ e_s(a_0 - v) \geq 0 \\ \beta_{\min}, & e_s a_2 = 0 \ \& \ e_s(a_0 - v) < 0 \\ \beta_{\min}, & e_s a_2 > 0 \ \& \ \frac{a_0 - v}{a_2} \leq \beta_{\min}^2 \\ \beta_{\max}, & e_s a_2 > 0 \ \& \ \frac{a_0 - v}{a_2} \geq \beta_{\max}^2 \\ -\beta_{\min}, & e_s a_2 > 0 \ \& \ \beta_{\min}^2 < \frac{a_0 - v}{a_2} < \beta_{\max}^2 \\ \beta_{\max}, & e_s a_2 < 0 \ \& \ \frac{a_0 - v}{a_2} \leq \beta_{\min}^2 \\ \beta_{\min}, & e_s a_2 < 0 \ \& \ \frac{a_0 - v}{a_2} \geq \beta_{\max}^2 \\ \beta_{\max}^2 / \beta_{\min}, & e_s a_2 < 0 \ \& \ \beta_{\min}^2 < \frac{a_0 - v}{a_2} < \beta_{\max}^2 \end{cases} \quad (30)$$

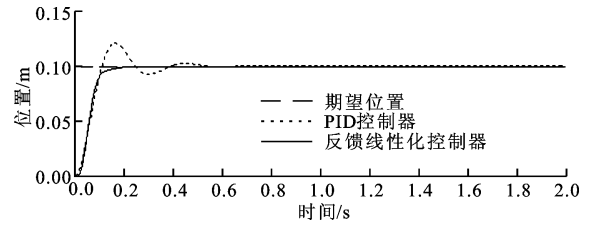
由式(28)可知当 $\hat{\beta}_e$ 取值较大时, $\Gamma \approx \hat{\beta}_e^2$, Γ 的符号由 $\hat{\beta}_e$ 决定,因此 $\hat{\beta}_e$ 的取值范围较大。 $\hat{\beta}_e$ 应当选择距离 β_e 可能取值区间较近的参数值,兼顾系统的稳定性和准确性。

3 仿真实验及结果分析

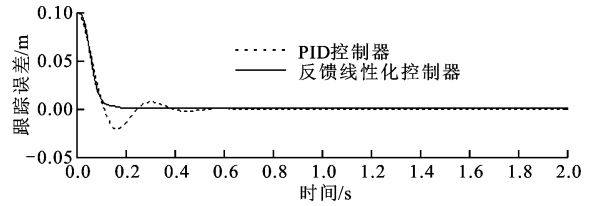
利用 Matlab 软件对所提出的控制算法进行了仿真研究,仿真中所用的系统物理参数标称值如下:
 $A_p = 2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $M_p = 20 \text{ kg}$, $B_p = 2 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$,
 $V_t = 5 \times 10^{-2} \text{ m}^3$, $C_d = 0.69$, $w = 2 \text{ mm}$, $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$,
 $\tau_v = 20 \text{ ms}$, $K_v = 1 \times 10^{-2} \text{ m/V}$, $K_p = 1 \times 10^5 \text{ N/m}$,
 $F_L = 0 \text{ N}$, $C_t = 3 \times 10^{-13} \text{ m}^5/(\text{N} \cdot \text{s})$, $\beta_e = 900 \text{ MPa}$,
 $\beta_{\min} = 850 \text{ MPa}$, $\beta_{\max} = 950 \text{ MPa}$, $\delta = 30$, $p_s = 24 \text{ MPa}$ 。

在系统参数无误差的条件下,将反馈线性化控制器与传统 PID 控制器应用于电液伺服系统位置控制中进行对比仿真,考察两种控制器在阶跃输入和正弦输入条件下的控制效果。阶跃输入仿真中输入信号幅值为 0.1 m ,反馈线性化控制器所使用的参数为 $K = 10\pi$, $\lambda_0 = 8 \times (10\pi)^3$, $\lambda_1 = 8 \times (10\pi)^2$, $\lambda_2 = 40\pi$, $k_0 = 8 \times (10\pi)^4$, $k_1 = 16 \times (10\pi)^3$, $k_2 = 12 \times (10\pi)^2$, $k_3 = 50\pi$,PID 控制器参数选择为 $k_p = 36$, $k_i = 5.5$, $k_d = 0.5$ 。正弦输入仿真中输入信号幅值为 0.1 m ,频率为 2 Hz ,反馈线性化控制器所使用的参数为 $K = 40\pi$, $\lambda_0 = 8 \times (10\pi)^3$, $\lambda_1 = 8 \times (10\pi)^2$, $\lambda_2 = 40\pi$, $k_0 = 32 \times (10\pi)^4$, $k_1 = 40 \times (10\pi)^3$, $k_2 = 24 \times (10\pi)^2$, $k_3 = 80\pi$,PID 控制器参数选择为 $k_p = 24$, $k_i = 7.5$, $k_d = 0.55$ 。两仿真中采样与控制周期均为 0.1 ms 。控制结果分别如图 3 和图 4 所示。

由图 3 和图 4 可知,在参数无误差条件下,反馈线性化控制能够将系统输出控制在由参数 k_0 、 k_1 、

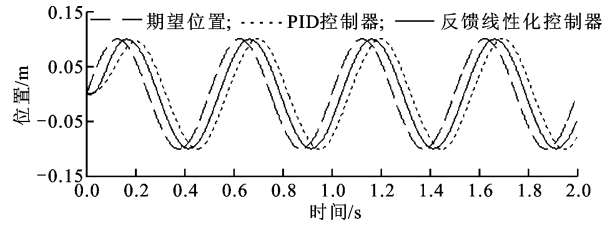


(a) 液压缸位置输出

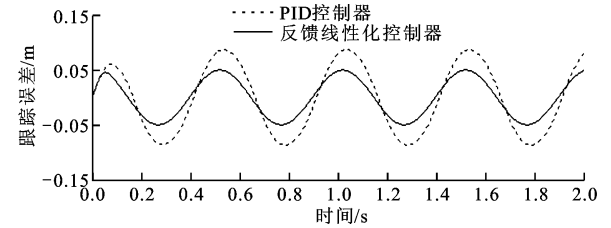


(b) 液压缸位置输出跟踪误差

图 3 反馈线性化与 PID 控制在阶跃输入下的响应



(a) 液压缸位置输出



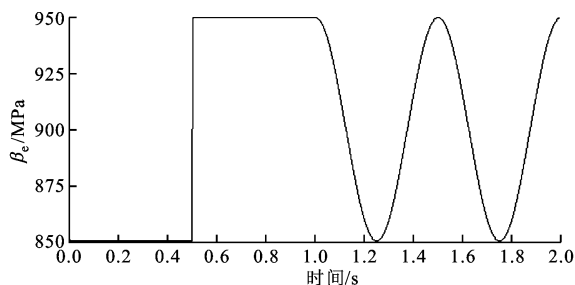
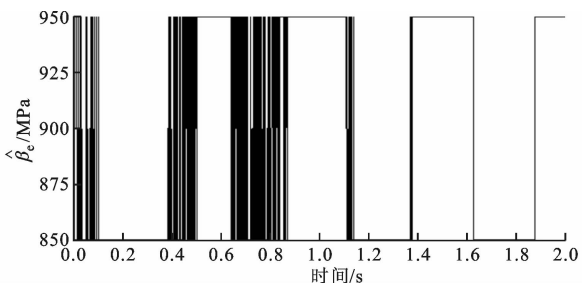
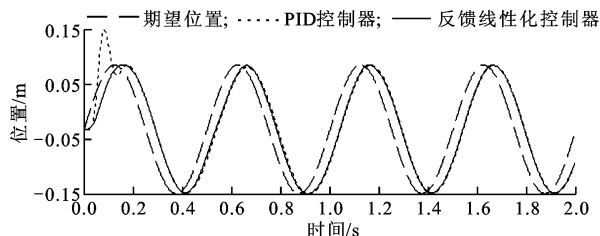
(b) 液压缸位置输出跟踪误差

图 4 抗饱和和补偿 PI 控制器控制流程框图

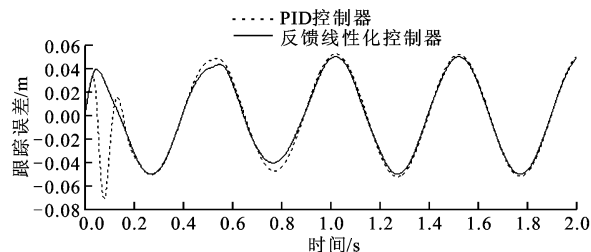
k_2 、 k_3 确定的预定轨迹上,被控系统的超调量、调整时间和稳定误差等性能指标均优于 PID 控制器控制。

为考虑系统参数误差对控制器的影响,将体积弹性模量参数 β_e 设定为变化量,如图 5 所示。为考察标准反馈线性化控制器与改进的反馈线性化控制器在正弦输入条件下的系统响应,仿真中系统参数和两种控制器的控制参数与上述正弦输入所用的参数相同。标准反馈线性化控制器中使用的体积弹性模量参数为 $\hat{\beta}_e = 900 \text{ MPa}$,而改进控制器使用式(30)获取有效参数值,如图 6 所示。两控制器控制结果如图 7 所示。

由图 7 可知,改进控制器能更好地适应系统参

图5 体积弹性模量参数 β_e 的变化图6 体积弹性模量参数估计值 $\hat{\beta}_e$ 的变化

(a) 液压缸位置输出



(b) 液压缸位置输出跟踪误差

图7 标准反馈线性化与改进控制器
在正弦输入下的响应

数突变。当体积弹性模量参数变化剧烈时获得的控制结果较标准反馈线性化控制器具有更小的超调量和控制误差。

当参数估计值与实际值的偏差变大时,标准反馈线性化控制器控制效果明显变差。图8显示了不同参数估计值对两种控制器控制效果的影响,仿真中实际体积弹性模量参数 $\beta_e = 900$ MPa,其他系统参数和控制器参数与上述仿真中所用参数相同。

由图8可知,系统参数的误差使得标准反馈线性化控制器的控制精度明显降低。在仿真中发现,当体

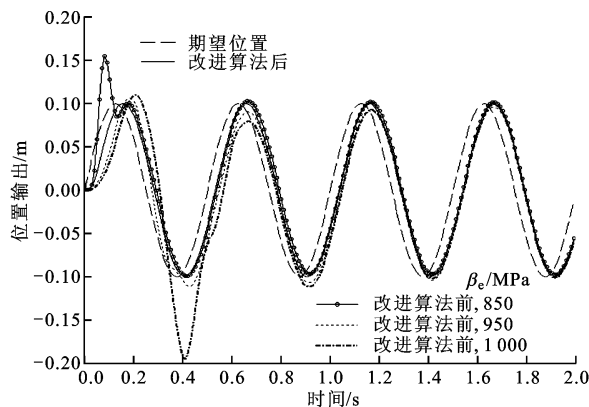


图8 不同参数误差条件下两种控制器的控制效果

积弹性模量参数 β_e 小于850 MPa或大于1 050 MPa时,系统将失稳,而改进的反馈线性化控制器能很好地兼容控制精度和系统的渐进稳定性,从而获得了较好的控制效果。

4 结 论

本文提出了一种消除电液伺服系统非线性的反馈线性化控制器,在系统参数无误差条件下可将系统输出控制在预定轨迹上,获得较好的控制效果。在此基础上,针对体积弹性模量参数存在误差的情况,采用 Lyapunov 直接法改进了控制器,得到了保证系统渐进稳定的控制律,并给出了控制器构造及参数计算的具体步骤。相比于其他控制方法,本文方法具有思路清晰、计算简单等特点。仿真结果证明了该方法的有效性,以及在不同工作条件下可兼顾系统的稳定性和准确性,这对实现液压伺服系统的高精度位置跟踪控制有一定的帮助。

参考文献:

- [1] HO T H, AHN K K. Speed control of a hydraulic pressure coupling drive using an adaptive fuzzy sliding-mode control [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(5): 976-986.
- [2] YAO Bin, BU Fanping, REEDY J, et al. Adaptive robust motion control of single-rod hydraulic actuators: theory and experiments [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2000, 5(1): 79-91.
- [3] LIN Yang, SHI Yang, RICHARD B. Modeling and robust discrete-time sliding-mode control design for a fluid power electrohydraulic actuator (EHA) system [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2013, 18(1): 1-10.

(下转第123页)