

被动力伺服系统摩擦非线性控制

张彪¹, 赵克定¹, 李阁强²

(1. 哈尔滨工业大学 机电工程学院, 哈尔滨 150001; 2. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘要:提出了一种用于补偿力伺服系统中摩擦力作用的基于非精确模型的非线性控制器。摩擦力是影响系统性能的一个重要因素, 针对摩擦非线性对被动式电液力伺服系统跟踪性能的影响, 提出一种用于力控制系统摩擦非线性补偿控制器。其基于 Lyapunov 稳定性定理, 不需摩擦力矩的准确模型, 只需参数上界值, 是一种基于非精确摩擦模型的非线性控制器。仿真与实验结果表明: 与一般的 PID 控制相比, 该控制器能更好地消除摩擦非线性的影响。此算法对力控制系统的摩擦力抑制具有一定的借鉴作用。

关键词:流体传动与控制; 摩擦力矩补偿; 非线性控制; 力控制系统; 被动式力伺服系统

中图分类号: TH17 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-5497(2008)06-1348-06

Nonlinear control of friction in passive force servo system

ZHANG Biao¹, ZHAO Ke-ding¹, LI Ge-qiang²

(1. School of Mechatronic Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China; 2. School of Mechatronic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: A nonlinear controller based on non-precision model was proposed to compensate the friction in the force servo system. Friction is one of the important factors affecting the system performance. Considering the influence of the friction nonlinearity on the tracking behavior of the passive electro-hydraulic force servo system, a controller for compensating the friction nonlinearity in the force control system was suggested. The controller is based on Lyapunov stability theorem, it only needs the parameter upper bounds without need of precision friction model. It is a nonlinear controller based on a non-precision friction model. Simulation and experiment results showed that compared with the conventional PID controller, the suggested controller is better at eliminating the influence of friction nonlinearity. The algorithm gives a reference to the friction suppression in the force control system.

Key words: fluid transmission and control; friction torque compensation; nonlinear control; force control system; passive force servo system

摩擦力(矩)是影响机电液控制系统控制精度的一个重要因素。摩擦力(矩)能否得到补偿在很大程度上决定控制精度的高低。查阅以往的文

献可知,减少摩擦力影响的方法一般为先建立摩擦力(矩)精确模型,然后根据模型加入补偿信号来抑制摩擦力(矩)的作用^[1-4]。但是摩擦是一种典

收稿日期: 2007-06-02.

基金项目: 国防科技预研重点项目(441/A966000-09).

作者简介: 张彪(1981-),男,博士研究生. 研究方向: 电液伺服系统. E-mail: zhbiao_1118@163.com

通信作者: 赵克定(1941-),男,教授,博士生导师. 研究方向: 电液伺服系统. E-mail: being_on@163.com

型的非线性现象,且机理复杂,理论上很难用明确清晰的数学模型来表达,实际中也难于精确测量。如果建立模型不准确,会产生过补偿或补偿不足等,带来过冲或极限环等问题^[5]。目前对摩擦力(矩)的非线性补偿方面的研究基本是关于位置系统的,也得到了不少有益的结论^[6-8],但关于摩擦在力控制系统的研究却很少涉及。针对这种情况,作者基于 Lyapunov 稳定性定理,提出一种力控制系统的非精确摩擦力模型非线性补偿方法。

1 摩擦力矩描述

摩擦力矩的数学模型有很多种,本文把摩擦力矩看成由静摩擦力矩和动摩擦力矩组成,采用如下的数学模型

$$T_f = T_c(\dot{\theta}_m) \delta(\dot{\theta}_m) + T_s(\dot{\theta}_m, T_g)[1 - \delta(\dot{\theta}_m)] \quad (1)$$

式中: $\delta(\cdot)$ 是开关函数。

$$\delta(\dot{\theta}_m) = \begin{cases} 1, & |\dot{\theta}_m| > \epsilon \\ 0, & |\dot{\theta}_m| \leq \epsilon \end{cases} \quad (2)$$

式中: T_c 为动摩擦力矩, $N \cdot m$; T_s 为静摩擦力矩, $N \cdot m$; ϵ 为速度临界值, rad/s 。

通常情况下, T_c 和 T_s 很难准确测定,但其变化范围有界,因此作如下假设

$$|T_c(\dot{\theta}_m)| \leq \gamma_c, \quad |T_s(\dot{\theta}_m, T_g)| \leq \gamma_s \quad (3)$$

$$|\dot{T}_c(\dot{\theta}_m)| \leq \gamma_{\alpha}, \quad |\dot{T}_s(\dot{\theta}_m, T_g)| \leq \gamma_{\beta} \quad (4)$$

式中: γ_c 为动摩擦力矩的界, $N \cdot m$; γ_s 为静摩擦力矩的界, $N \cdot m$ 。 γ_{α} 为动摩擦力矩导数项的界; γ_{β} 为静摩擦力矩导数的界。

在上述描述下,摩擦力矩如图 1 所示。

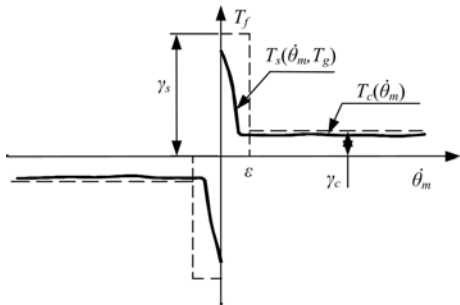


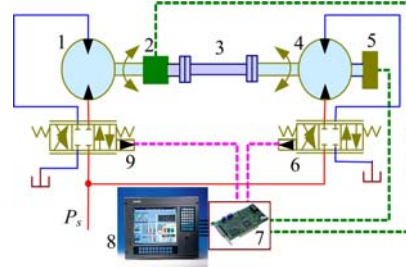
图 1 摩擦力矩模型

Fig. 1 Friction torque model

2 被动式力伺服系统模型

本文所研究的电液被动力矩伺服系统由承载

系统和加载系统两大部分组成。系统在不考虑力矩传感器刚度的情况下,其结构原理图如图 2 所示。



1-加载马达;2-扭距传感器;3-边接轴;4-承载马达;
5-位移传感器;6-承载伺服阀;7-AD/DA 卡;8-计算机;
9-加载伺服阀

图 2 电液负载模拟器工作原理图

Fig. 2 Electro-hydraulic load simulator work diagram

图中右侧是模拟加载对象系统,左侧是用于给对象加载的加载系统。在负载模拟器工作过程中,对象模拟系统和加载系统分别跟踪加载对象转角位置指令信号和加载力矩指令,并利用角位移传感器和扭距传感器测量信号实现闭环控制。

加载端阀的线性化流量方程为

$$Q_L = K_q X_v - K_c P_L \quad (5)$$

式中: Q_L 为伺服阀的负载流量, m^3/s ; K_q 为伺服阀的流量增益, m^2/s ; X_v 为伺服阀阀芯的开口量, m ; K_c 为伺服阀的流量-压力系数, $m^5/(N \cdot s)$; P_L 为加载马达的负载压, Pa 。

加载马达流量连续性方程为

$$Q_L = D_m \dot{\theta}_m + C_m P_L + \frac{V_m}{4\beta_e} \dot{P}_L \quad (6)$$

式中: D_m 为加载马达的理论排量, m^3/rad ; θ_m 为加载马达轴的转角, rad ; C_m 为加载马达总的泄漏系数, $m^5/(N \cdot s)$; V_m 为加载马达腔和连接管道的总容积, m^3 ; β_e 为有效体积弹性模数, Pa 。

考虑在摩擦力矩干扰的情况下,加载马达的力矩平衡方程为

$$P_L D_m = J \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + T_g + T_f \quad (7)$$

式中: P_L 为负载压力; J 为等效转动惯量; T_g 为液压马达的输出驱动力矩, $N \cdot m$; T_f 为作用在液压马达上的摩擦力矩, $N \cdot m$; B_m 为黏性阻尼系数, $N \cdot m/(rad \cdot s^{-1})$ 。

输出力矩方程为

$$T_g = G(\theta_m - \theta_d) \quad (8)$$

式中: G 为连接环节刚度。

将式(5)、(6)代入式(7)得

$$K_q x_v = D_m \dot{\theta}_m + \frac{K_{\alpha}}{D_m} (J \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + T_g + T_f) + \frac{V_m}{4\beta_e D_m} (J \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + \dot{T}_g + \dot{T}_f) \quad (9)$$

由式(8)、(9)进一步变形得

$$\begin{aligned} & \frac{V_{mj} J}{4\beta_e D_m^2} \ddot{T}_g + \left[\frac{K_{\alpha} J}{D_m^2} + \frac{V_m B_m}{4\beta_e D_m^2} \right] \ddot{T}_g + \\ & \left[1 + \frac{K_{\alpha} B_m}{D_m^2} + \frac{V_m G}{4\beta_e D_m^2} \right] \dot{T}_g + \frac{K_{\alpha} G}{D_m^2} T_g = \\ & \frac{K_q G}{D_m} x_v - \frac{V_m J G}{4\beta_e D_m^2} \ddot{\theta}_d - \left[\frac{K_{\alpha} J G}{D_m^2} + \frac{V_m B_m G}{4\beta_e D_m^2} \right] \ddot{\theta}_d - \\ & \left[G + \frac{K_{\alpha} B_m G}{D_m^2} \right] \dot{\theta}_d - \frac{V_m G}{4\beta_e D_m^2} \dot{T}_f - \frac{K_{\alpha} G}{D_m^2} T_f \end{aligned} \quad (10)$$

令:

$$\begin{aligned} & \frac{J V_m}{4\beta_e D_m^2} = \sigma_0; \frac{J K_{\alpha}}{D_m^2} + \frac{V_m B_m}{4\beta_e D_m^2} = \sigma_1; \frac{G V_m}{4\beta_e D_m^2} + \frac{B_m K_{\alpha}}{D_m^2} + 1 \\ & = \sigma_2; \frac{G K_{\alpha}}{D_m^2} = \sigma_3; \frac{G K_q}{D_m} = \tau_0; -\frac{V_m J G}{4\beta_e D_m^2} = \tau_1; \\ & -\left[\frac{K_{\alpha} J G}{D_m^2} + \frac{V_m B_m G}{4\beta_e D_m^2} \right] = \tau_2; -\left[G + \frac{K_{\alpha} B_m G}{D_m^2} \right] = \tau_3; \\ & -\frac{V_m G}{4\beta_e D_m^2} = \tau_4; \frac{K_{\alpha} G}{D_m^2} = \tau_5. \end{aligned}$$

由于干扰部分三阶和二阶项系数 τ_1 和 τ_2 远小于 τ_3 , 而且摩擦力的倒数项前的系数远小于摩擦项的系数, 所以可以忽略其对系统的影响。则式(10)可化为

$$\ddot{T}_g + a_2 \dot{T}_g + a_1 T_g + a_0 T_g = X'_v + b_0 \dot{\theta}_d - g(T_f) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & \text{式中: } a_2 = \frac{\sigma_1}{\sigma_0}; a_1 = \frac{\sigma_2}{\sigma_0}; a_0 = \frac{\sigma_3}{\sigma_0}; X'_v = \frac{\tau_0}{\sigma_0} X_v; b_0 = \\ & \frac{\tau_3}{\sigma_0}; g(T_f) = \frac{\tau_4}{\sigma_0} \dot{T}_f + \frac{\tau_5}{\sigma_0} T_f. \end{aligned}$$

$$\text{假设 } m_i \leq a_i \leq M_i, i = 0, 1, 2 \quad (12)$$

式中: m_i, M_i 为确定的常数。

3 非线性控制器设计

对如上系统, 引入一个参考模型, 使之对输入有理想的输出, 参考模型如下所示

$$\ddot{T}_m + \lambda_2 \dot{T}_m + \lambda_1 T_m + \lambda_0 T_m = \lambda_0 r + \delta_0 v \quad (13)$$

式中: $\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \delta_0$ 为模型常数; r 为模型的输入信号, $m; v$ 为模型的干扰信号, rad/s; T_m 为模型的输出信号, N · m。

令 $e = T_m - T_g$, 则由式(11)和(13)得

$$\begin{aligned} & \ddot{e} + \lambda_2 \dot{e} + \lambda_1 e + \lambda_0 e = \lambda_0 r + \delta_0 v + g(T_f) - \\ & (X'_v + b_0 \dot{\theta}_d) + (a_0 - \lambda_0) T_g + (a_1 - \lambda_1) \dot{T}_g + \\ & (a_2 - \lambda_2) \ddot{T}_g \end{aligned} \quad (14)$$

令 $u(t) = X'_v$, 引入状态变量 $x_1 = e, x_2 = \dot{e}, x_3 = \ddot{e}$, 则式(14)可用状态方程表示为

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \alpha(r, v, T_g, \dot{T}_g, \ddot{T}_g) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} u \quad (15)$$

$$\text{式中: } \mathbf{X}^T = [x_1 \ x_2 \ x_3]; \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\lambda_0 & -\lambda_1 & -\lambda_2 \end{bmatrix};$$

$$\alpha(r, v, T_g, \dot{T}_g, \ddot{T}_g) = \lambda_0 r + (\delta_0 - b_0) v + g(T_f) + (a_0 - \lambda_0) T_g + (a_1 - \lambda_1) \dot{T}_g + (a_2 - \lambda_2) \ddot{T}_g.$$

对于上述误差系统, 给出如下控制输入

$$u = \lambda_0 r + \varphi v + \sum_{i=0}^2 K_i(\hat{e}, T_g^{(i)}) T_g^{(i)} + K_s(\hat{e}, \dot{\theta}_m) \quad (16)$$

式中: K_s, K_0, K_1, K_2 是要设计的非线性函数; $\hat{e} = [0 \ 0 \ 1] \mathbf{P}\mathbf{X}; \varphi = \delta_0 - b_0$ 。

对于任意的正定矩阵 \mathbf{Q}, \mathbf{P} 为满足如下 Lyapunov 方程的正定解

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A} = -\mathbf{Q} \quad (17)$$

定义下述符号函数 $\text{sgn}(\cdot)$

$$\text{sgn}(e) = \begin{cases} 1, & e > 0 \\ 0, & e = 0 \\ -1, & e < 0 \end{cases} \quad (18)$$

在满足条件式(4)、(10)的情况下, 存在如式(19)的控制输入满足式(16)。

$$\begin{cases} K_i(\hat{e}, T_g^{(i)}) = \frac{1}{2} \{ (1 - \text{sgn}(\hat{e} T_g^{(i)})) k_i + \\ \quad (1 + \text{sgn}(\hat{e} T_g^{(i)})) g_i \} \\ K_s(\hat{e}, \dot{\theta}_m) = \begin{cases} \text{sgn}(\hat{e}) \left[\frac{\gamma_s \tau_4}{\sigma_0} + \frac{\gamma_s \tau_5}{\sigma_0} \right], \\ \quad |\dot{\theta}_m| \leq \varepsilon, \quad i = 0, 1, 2 \\ \text{sgn}(\hat{e}) \left[\frac{\gamma_e \tau_4}{\sigma_0} + \frac{\gamma_e \tau_5}{\sigma_0} \right], \quad |\dot{\theta}_m| > \varepsilon \end{cases} \end{cases} \quad (19)$$

式中: $k_i = m_i - \lambda_i; g_i = M_i - \lambda_i, i = 0, 1, 2$ 。

设 Lyapunov 函数

$$V(\mathbf{X}) = \frac{1}{2} \mathbf{X}^T(t) \mathbf{P}\mathbf{X}(t) \quad (20)$$

由式(15)知

$$\dot{V} = \frac{1}{2} \mathbf{X}^T (\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A}) \mathbf{X} + \mathbf{X}^T \mathbf{P} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} (-u + \alpha) \quad (21)$$

把式(16),(19)代入(21)可得

$$\dot{V} \leq 0 \quad (22)$$

则对于所有的 $a_i (i = 0, 1, 2)$, $g(T_f)$, 根据 Lyapunov 定理可知, 在上述控制输入 u (任意初始条件) 作用下, 力跟踪误差 $e(t)$ 有界且渐进收敛于零。

根据前面的推导, 含有摩擦力矩非线性控制器的系统方框图如图 3 所示。

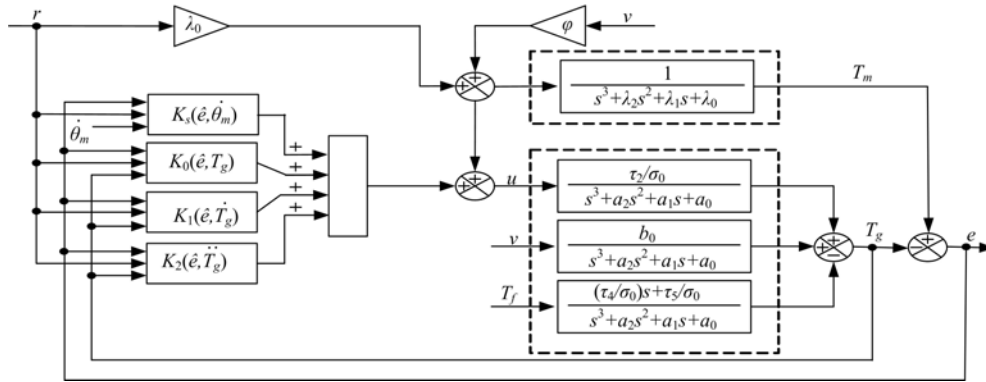


图 3 系统方框图

Fig. 3 System structure

4 仿真分析

为验证本文所提出的克服摩擦力矩算法的有效性, 与传统 PID 控制进行比较, 对系统动态加载过程进行了仿真。仿真中摩擦力矩模型采取如式(1)的形式。由于摩擦力矩在低频或者小幅值加载时对加载系统的影响显著, 因此只对这种加载工况进行仿真, 仿真曲线如图 4~图 7 所示。其中承载系统以幅值为 $\pm 5^\circ$ 、频率为 1 Hz 正弦运动。加载系统加载频率为 1 Hz。各图中上半部分为力矩输出曲线, 下半部分为力矩跟踪误差。图 4, 图 5 为加载力矩为 30 Nm 时的跟踪曲线, 其

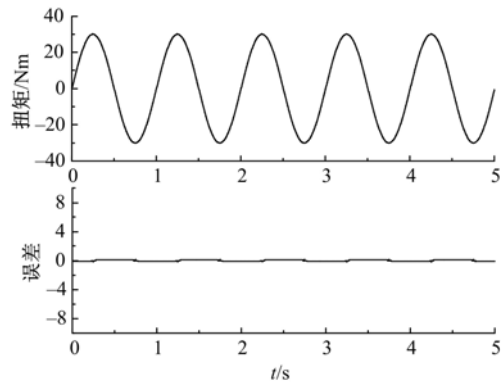


图 5 加载幅值 30 Nm, 非线性控制

Fig. 5 Load amplitude is 30 N m, nonlinear control

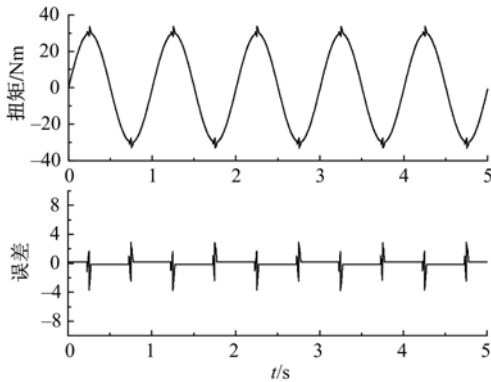


图 4 加载幅值 30 Nm, PID 控制

Fig. 4 Load amplitude is 30 Nm, PID control

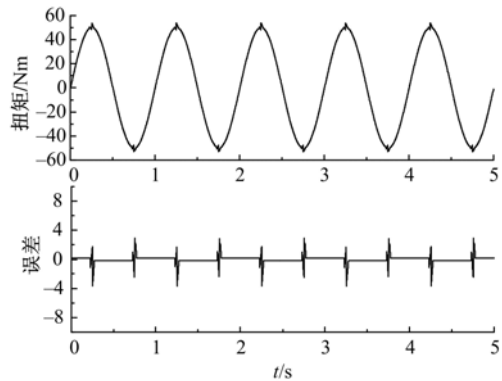


图 6 加载幅值 50 Nm, PID 控制

Fig. 6 Load amplitude is 50 N m, PID control

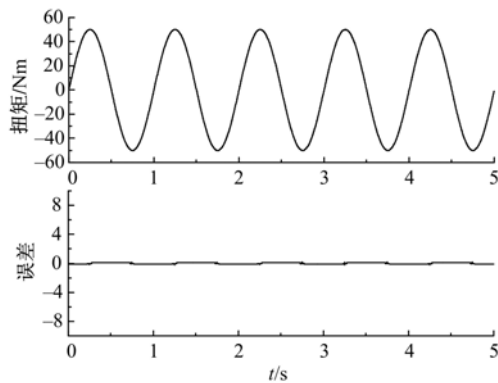


图 7 加载幅值 50 Nm,非线性控制

Fig. 7 Load amplitude is 50 Nm, nonlinear control

中图 4 为未使用摩擦力矩控制时的结果。可以看出,在低速阶段摩擦力表现明显,严重影响加载结果。图 5 为使用本文所设计的控制器控制时的结果。图 6、图 7 为加载力矩为 50 Nm 时的跟踪曲线,图 6 为使用 PID 控制时的跟踪曲线及误差,图 7 为使用本文设计的非线性控制器跟踪曲线及误差。从图中可以看出,使用传统 PID 控制时,在摩擦力表现为动摩擦力时,力矩跟踪效果好,但是在速度接近于零摩擦力而表现为静摩擦特性时,PID 控制器难以达到理想控制效果,出现很大的偏差,严重影响加载结果。当采用本文所设计的非线性摩擦力矩补偿控制器时,在整个周期内都能达到很好的效果,尤其在低速阶段,该控制器对摩擦力的抑制效果很好,跟踪误差基本为 0,摩擦力的影响几乎完全被抑制。可以看出,所设计的摩擦力非线性补偿控制器对于力控制系统的摩擦力影响具有很好的效果。

5 实验研究

为进一步验证该非线性控制器的有效性,对其进行了实验研究。实验设备为实验室自制的电液被动力伺服系统样机。承载系统执行元件伺服马达的摆角范围为 $\pm 15^\circ$,加载系统最大加载力矩为 200 Nm。泵源为恒压式变量泵,系统压力为 12 MPa。实验中分别采用经典 PID 控制和本文设计的非线性控制器控制,通过系统输出考察对摩擦力抑制情况。实验时承载系统以幅值为 $\pm 5^\circ$ 、频率为 1 Hz 运动。加载系统的加载频率为 1 Hz,幅值分别为 30 Nm 和 50 Nm。实验结果如图 8~图 11 所示。其中图 8、图 9 为加载力矩为 30 Nm 时的跟踪曲线;图 10、图 11 为加载力矩为 50 Nm 时的跟踪曲线。

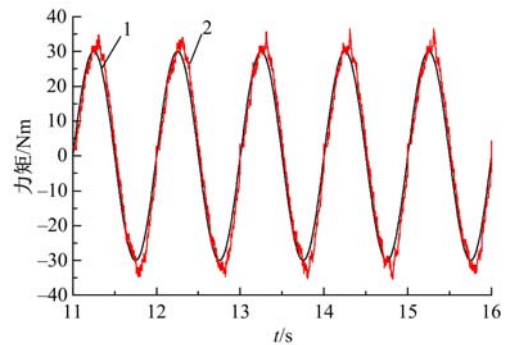


图 8 加载幅值 30 Nm,PID 控制

Fig. 8 Load amplitude is 30 Nm, PID control

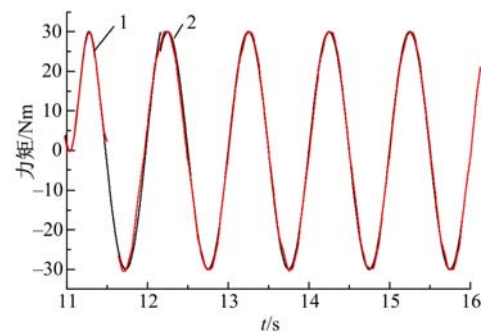


图 9 加载幅值 30 Nm,非线性控制

Fig. 9 Load amplitude is 30 Nm, nonlinear control

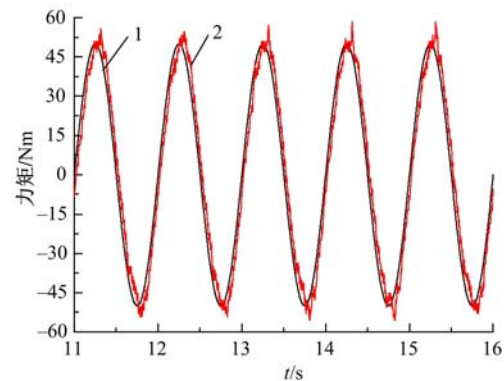


图 10 加载幅值 50 Nm,PID 控制

Fig. 10 Load amplitude is 50 Nm, PID control

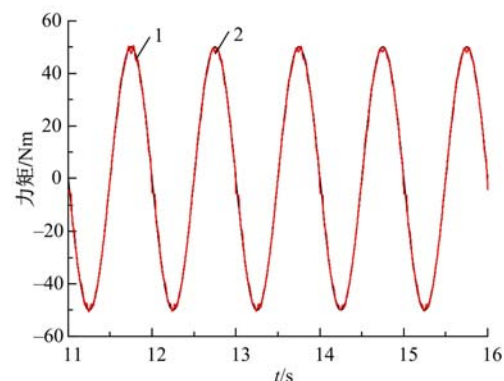


图 11 加载幅值 50 Nm,非线性控制

Fig. 11 Load amplitude is 30 Nm, nonlinear control

从图 8 可以看出未使用摩擦力补偿时,在舵机速度接近于零附近,力矩的跟踪效果受摩擦力影响严重;从图 9 可以看出,当使用所设计的非线性控制器时,摩擦力影响基本得到抑制,跟踪精度有很大提高。图 10 为加载力矩为 50 Nm、PID 控制时的跟踪曲线,可以看出与图 8 类似,在低速时摩擦力对加载性能影响显著。从图 11 可以看出,当使用所设计的控制器时,摩擦力影响大大减小,跟踪精度得到很大提高。

从上述实验结果可以看出,使用本文所设计的控制器时,无论舵机低速还是非低速运行,摩擦力矩都能得到很好的抑制,跟踪效果很好。实验结果和仿真也相吻合。

6 结束语

针对电液被动式力伺服系统中摩擦力矩非线性的特点,设计了一种基于 Lyapunov 稳定性的非线性补偿控制器。其不需摩擦力矩的准确模型,而只需其上界值。是一种基于非精确摩擦模型的非线性控制。并针对被动式力伺服系统进行了仿真和实验研究,仿真和实验结果一致表明:与一般传统 PID 控制相比,本文设计的非线性控制器对于抑制摩擦力矩干扰具有更好的效果。该控制器的建立为抑制力伺服控制系统的摩擦力影响提供了一个有效途径。

参考文献:

- [1] 刘强,尔联洁,刘金琨. 摩擦非线性环节的特性、建模与控制补偿综述[J]. 系统工程与电子技术, 2002,24(11):45-52.
- [2] Karnopp D. Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems [J]. ASME Journal Dynamic Systems, Measurement and Control, 1985,107(11):100-103.
- [3] Haessig Jr D A, Fredland B. On the modeling and simulation of friction[J]. ASME Journal Dynamic Systems, Measurement and Control, 1991,113(3): 354-362.
- [4] Canuadas de Wit C, 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.
- [5] Canuadas de Wit C, Seront V. Robust adaptive friction compensation[C]//Proceeding of International Conference on Robotics and Automation, Cincinnati, OH, 1990:1383-1388.
- [6] Bernard Friedland, Park Young-Jin. On adaptive friction compensation[J]. IEEE Transaction on Automatic Control, 1992,37(10): 1609-1612.
- [7] Yazdizadeh A, Khorasani K. Adaptive friction compensation using a Lyapunov-based design scheme[C] // Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, Japan, 1996:2830-2831.
- [8] Shen Tie-long, Noriaki Henmi, Toru Nakazawa. Robust nonlinear control of parametric uncertain systems with unknown friction and its application to a pneumatic control valve[J]. ASME Journal Dynamic Systems, Measurement and Control, 2000, 122(2):257-262.
- Liu Qiang, Er Lian-jie, Liu Jin-kun. Overview of characteristics, modeling and compensation of non-linear friction in servo systems[J]. Systems Engineering and Electronics,2002,24(11):45-52.