

基于改进 Dahl 模型的自适应摩擦补偿研究*

刘 娜, 梅志千*, 李向国, 王瑞娟
(河海大学 机电工程学院, 江苏 常州 213022)

摘要: 针对在伺服控制系统中普遍存在的摩擦现象所引起的低速爬行、跟踪误差、极限环振荡等问题, 首先对伺服系统中常用的 Dahl 摩擦模型和 LuGre 摩擦模型进行了分析比较, 介绍了一种改进的 Dahl 模型, 该模型改善了摩擦环节的稳定性, 并能描述滞-滑现象; 然后基于 Lyapunov 稳定性分析的方法, 设计了基于改进的 Dahl 模型的自适应摩擦补偿算法; 最后对带有摩擦的伺服系统进行了自适应摩擦力矩补偿和 PD 控制补偿的仿真和实验。仿真和实验结果表明: 改进的 Dahl 摩擦自适应补偿比 PD 控制补偿能更好地抑制伺服系统低速时摩擦所带来的干扰和影响, 提高了定向、定位精度和系统稳定性。

关键词: 改进的 Dahl 模型; 自适应摩擦补偿; 摩擦模型

中图分类号: TH39; TH117 文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)12-1391-04

Research on adaptive friction compensation based on modified Dahl model

LIU Na, MEI Zhi-qian, LI Xiang-guo, WANG Rui-juan

(College of Mechanical & Electrical Engineering, Hohai University, Changzhou 213022, China)

Abstract: Aiming at the problems of stick-slip motion, tracking error and limit cycle oscillation and so on, which were caused by the friction phenomenon generally existing in servo control system, the Dahl friction model and the LuGre friction model commonly used in servo system were analyzed and compared, to discuss a modified Dahl model which could improve the stability of the friction link and describe stick-slip motion. Then based on the method of the Lyapunov stability analysis, an algorithm of adaptive friction compensation based on modified Dahl model was designed, and adaptive friction compensation and PD control compensation of servo system with friction disturbance were simulated and tested. The results of simulation and experiment indicate that modified Dahl adaptive compensation can be better to weaken the disturbance of friction in system low velocities running, improve the precision of orientation and positioning of systems, and increase system stability than PD control compensation.

Key words: modified Dahl model; adaptive friction compensation; friction model

0 引 言

众所周知, 摩擦力几乎存在于所有的机电伺服系统中, 它是一种比较复杂的、非线性的、具有不确定因素的物理现象, 是影响伺服控制系统性能的主要因素之一。在控制精度要求较高的伺服系统中, 摩擦的存在会引起系统的低速爬行(滞-滑运动)、跟踪误差、极限环振荡等不利因素, 因此, 为了提高伺服系统的性能, 研究者必须考虑如何有效地减弱或消除摩擦力的影响。

迄今为止, 采用基于摩擦模型的补偿技术是目前

机械控制领域中常用的一种较有效的方法, 但前提是对机械系统中存在的摩擦现象建立正确合理的、简单有效的摩擦模型^[1]。大体上摩擦模型可以分为两类: 静态模型和动态模型。静态摩擦模型是将摩擦力描述为相对速度的函数, 描述了摩擦的静态特性, 例如库伦模型(Coulomb model)、库伦+黏性模型(Coulomb+viscous model)等; 动态摩擦模型是将摩擦力描述为相对速度和位移的函数, 既描述了摩擦的静态特性, 也描述了其动态特性, 例如 Dahl 模型、LuGre 模型、GMS 模型等。

收稿日期: 2012-07-20

基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2010ZX04004-116); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2009B31014)

作者简介: 刘 娜(1987-), 女, 甘肃庆阳人, 主要从事机电伺服系统非线性摩擦补偿方面的研究。E-mail: 236757169@qq.com

通信联系人: 梅志千, 男, 教授, 硕士生导师。E-mail: meizq@hhuc.edu.cn

20世纪60年代后期,Dahl提出了一个Dahl摩擦模型,将停滞状态下的摩擦特性看成是一种类似弹簧特性的动态摩擦模型^[2]。Dahl模型是最简单的动态摩擦模型,是建立其他动态摩擦模型的重要基础。1995年,法国学者Canudas de Wit在Dahl模型的基础上提出了LuGre模型,该模型是Dahl模型的扩展,同时采纳了两个刚性表面之间是通过鬃毛接触的鬃毛模型的思想,其中鬃毛的平均变形 z 与两表面间的相对速度 v 有关。LuGre模型通过一个一阶微分方程,刻画了许多的摩擦特性,例如库伦摩擦、静摩擦、Stribeck效应、预滑动位移等,较之其他模型更真实地模仿了摩擦现象^[3]。但是LuGre摩擦模型中的参数较多,难度增大,一般都需要通过实验来识别确定,增加了工作量,所以LuGre模型更适合在一些特定的场合下使用。尤其值得注意的是,在伺服系统的摩擦补偿问题上,LuGre模型的应用并不是很理想。通过阅读文献[4-7]可以发现,这些文献通常因为自身理论的需求而修改了LuGre模型的基本特性,为了完成摩擦补偿而缩小或增大了模型中参数的数值,而且文献[7]中基于LuGre模型的摩擦补偿效果并不是很明显。由此可以说明,如果研究者采用真实的LuGre模型数据,摩擦力实际上是补偿不了了。所以在伺服系统的摩擦补偿问题上,LuGre摩擦模型并不是一个最好的选择。而Dahl摩擦模型由于其结构的简单性,大多数被应用于精密伺服系统中。

然而Dahl摩擦模型也存在一些缺陷:它虽然描述了预滑动位移,可以预测摩擦滞后,但是它却无法描述出伺服系统有摩擦存在时的滞-滑现象,而且还存在一个稳定性的问题。因此,本研究将介绍一个针对上述这两方面问题而进行了改进的Dahl摩擦模型,探讨基于改进的Dahl模型的自适应摩擦补偿方法,并根据补偿算法进行Matlab/Simulink仿真和实验验证。

1 改进的Dahl模型简介

Dahl模型是一个连续模型,本研究利用切向柔顺性概念将预滑动位移引入到摩擦模型中,避免了静态模型中状态切换的不连续性。它是由一个非线性方程和一个力的输出方程所构成的。然而,通过阅读文献[2]的图解和分析可知,Dahl模型存在两个问题:第1个问题是摩擦回路的稳定性问题,当系统对象的惯性较大时,这个系统的稳定性是不够的;第2个问题是该模型不能用来描述滞-滑现象,这个问题的实质是不能区分不同的静摩擦力(F_s)和库伦摩擦力(F_c)。因此本研究根据Dahl模型的两点不足,对其进行修改,改进后的Dahl模型为:

$$\frac{dz}{dt} = v \left(1 - \frac{h(|v|)\text{sgn}(v)}{F_s} F \right) \tag{1}$$

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} \tag{2}$$

式中: $h(|v|) = \begin{cases} 1 & 0 \leq |v| \leq \Delta v \\ F_s/F_c & |v| \geq \Delta v \end{cases}$, Δv 的值很小,如对直线运动来说, $\Delta v = 0.001 \text{ m/s}$; z —摩擦模型的内部状态; v —相对速度; σ_0 —刚度系数; F —摩擦力; F_c —库伦摩擦力。

对于考虑摩擦的单自由度回转运动伺服系统而言,可以用以下的微分方程表示:

$$J\ddot{\theta} = u - T_f \tag{3}$$

式中: J —系统转动惯量, θ —角位移, u —控制力矩, T_f —摩擦力矩。

当采用改进的Dahl模型时,表达式如下:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{\theta} \left(1 - \frac{h(|\dot{\theta}|\text{sgn}(\dot{\theta}))}{T_s} T_f \right) \tag{4}$$

$$T_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} \tag{5}$$

式中: $h(|\dot{\theta}|) = \begin{cases} 1 & 0 \leq |\dot{\theta}| \leq \Delta\dot{\theta} \\ T_s/T_c & |\dot{\theta}| > \Delta\dot{\theta} \end{cases}$, 取 $\Delta\dot{\theta} = 0.001 \text{ rad/s}$;

T_s —静摩擦力矩; T_c —库伦摩擦力矩。

由上式可以看出,改进后的Dahl模型已具有静摩擦和库伦摩擦等一切基本的摩擦特性,尤其可以用来描述滞-滑运动,并能保证系统的稳定运行。该模型的概念清晰,未知参数较少,容易实现,适用于一般伺服系统的设计研究。

2 基于改进的Dahl模型的自适应补偿

在实际中,摩擦特性会随着系统的运行条件和环境的变化而变化,摩擦模型中的参数也会随之改变,因此本研究通过采用摩擦模型参数估计和PD控制器相结合的自适应摩擦补偿,可以在线实时地补偿系统中摩擦模型参数的变化和对象系统模型参数的变化,达到满意的补偿效果,满足控制精度的要求^[8-14]。

基于摩擦模型的自适应补偿的结构框图如图1所示。

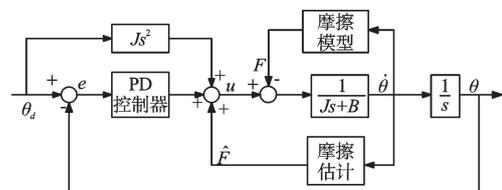


图1 基于摩擦模型的自适应补偿框图

首先将式(4)代入式(5)中,可得:

$$T_f = \frac{\sigma_0 z}{1 + \sigma|\dot{\theta}|h(|\dot{\theta}|)} + \frac{\sigma_1 \dot{\theta}}{1 + \sigma|\dot{\theta}|h(|\dot{\theta}|)} \tag{6}$$

其中:

$\sigma = \sigma_1/T_s$, 再令: $f(\dot{\theta}) = 1 + \sigma|\dot{\theta}|h(|\dot{\theta}|)$, 则上式可以

简化为:

$$T_f = \frac{\sigma_0 z}{f(\dot{\theta})} + \frac{\sigma_1 v}{f(\dot{\theta})} \quad (7)$$

将式(7)代入式(3), 可得:

$$J\ddot{\theta} = u - \frac{\sigma_0 z}{f(\dot{\theta})} - \frac{\sigma_1 \dot{\theta}}{f(\dot{\theta})} \quad (8)$$

接下来, 针对位置跟踪控制, 本研究引入系统误差方程:

$$e(t) = \theta(t) - \theta_d(t) \quad (9)$$

$$\varepsilon(t) = \dot{e}(t) + k e(t) \quad (10)$$

式中: $\theta_d(t)$ —给定的期望位置信号, 并且 $\theta_d(t)$ 两阶可导; k —正值; $e(t)$ —位置跟踪误差。

由于 $G(s) = e(s)/\varepsilon(s) = 1/(s+k)$ 是一个稳定的传递函数, 可以看出如果 $\varepsilon(t)$ 收敛于零, 那么 $e(t)$ 也会收敛于零。

联立式(8~10), 整理可得 $\varepsilon(t)$ 的导数计算公式为:

$$J\dot{\varepsilon} = u - \frac{\sigma_0 z}{f(\dot{\theta})} - \frac{\sigma_1 \dot{\theta}}{f(\dot{\theta})} - J(\ddot{\theta}_d - k\dot{e}) \quad (11)$$

由于改进的Dahl模型中的状态量 z 是不可测的, 本研究采用一个状态观测器来估计 z , 设 \hat{z} 为 z 的估计值, 状态观测器可以表示为:

$$\frac{d\hat{z}}{dt} = \frac{v}{1 + \sigma_1 H(\dot{\theta})} - \frac{\sigma_0 \hat{z} H(\dot{\theta})}{1 + \sigma_1 H(\dot{\theta})} + t \quad (12)$$

式中: $H(\dot{\theta}) = |\dot{\theta}|h(|\dot{\theta}|)/T_s$, t —设计的观测器的动态项。

由此可以直接计算出观测器估计误差为:

$$\frac{d\tilde{z}}{dt} = -\frac{\sigma_0 H(\dot{\theta})}{1 + \sigma_1 H(\dot{\theta})} \tilde{z} - t \quad (13)$$

式中: $\tilde{z} = z - \hat{z}$ 。

又因为式(6)中的参数 σ_0, σ_1 是未知的, 本研究用它们的估计值 $\hat{\sigma}_0, \hat{\sigma}_1$ 来分别代替 σ_0, σ_1 。由此可得摩擦力 T_f 的估计值为:

$$\hat{T}_f = \frac{\hat{\sigma}_0 \hat{z}}{f(\dot{\theta})} + \frac{\hat{\sigma}_1 \dot{\theta}}{f(\dot{\theta})} \quad (14)$$

由此对于转动系统的位置跟踪控制, 本研究选择如下的自适应控制律 u :

$$u = -c\varepsilon + \frac{\hat{\sigma}_0 \hat{z}}{f(\dot{\theta})} + \frac{\hat{\sigma}_1 \dot{\theta}}{f(\dot{\theta})} + J(\ddot{\theta}_d - k\dot{e}) \quad (15)$$

再将式(15)代入式(11), 可得:

$$J\dot{\varepsilon} = -c\varepsilon - \frac{\tilde{\sigma}_0 \hat{z}}{f(\dot{\theta})} - \frac{\sigma_0 \tilde{z}}{f(\dot{\theta})} - \frac{\tilde{\sigma}_1 \dot{\theta}}{f(\dot{\theta})} \quad (16)$$

式中: c —大于零的常数; $\tilde{\sigma}_0, \tilde{\sigma}_1$ —未知参数估计误差, 其中, $\tilde{\sigma}_0 = \sigma_0 - \hat{\sigma}_0, \tilde{\sigma}_1 = \sigma_1 - \hat{\sigma}_1$ 。

然后, 本研究选取李亚普诺夫(Lyapunov)函数为:

$$V = \frac{1}{2} J \varepsilon^2 + \frac{1}{2} \sigma_0 \tilde{z}^2 + \frac{1}{2\gamma_0} \tilde{\sigma}_0^2 + \frac{1}{2\gamma_1} \tilde{\sigma}_1^2 \quad (17)$$

式中: γ_0, γ_1 —正的设计参数。

根据式(13、16), 对上式求导, 可得:

$$\begin{aligned} \dot{V} = & -c\varepsilon^2 - \tilde{\sigma}_0 \left(\frac{\hat{z}\varepsilon}{f(\dot{\theta})} - \frac{1}{\gamma_0} \frac{d\tilde{\sigma}_0}{dt} \right) - \\ & \tilde{\sigma}_1 \left(\frac{\dot{\theta}\varepsilon}{f(\dot{\theta})} - \frac{1}{\gamma_1} \frac{d\tilde{\sigma}_1}{dt} \right) - \\ & \sigma_0 \tilde{z} \left(\frac{\varepsilon}{f(\dot{\theta})} + t \right) - \frac{\sigma_0^2 H(\dot{\theta})}{1 + \sigma_1 H(\dot{\theta})} \tilde{z}^2 \end{aligned} \quad (18)$$

根据李亚普诺夫函数的导数, 本研究选择如下的控制规律:

$$\frac{d\tilde{\sigma}_0}{dt} = \frac{\gamma_0}{f(\dot{\theta})} \varepsilon \hat{z} \quad (19)$$

$$\frac{d\tilde{\sigma}_1}{dt} = \frac{\gamma_1 \dot{\theta}}{f(\dot{\theta})} \varepsilon \quad (20)$$

观测器的动态项为:

$$t = -\frac{\varepsilon}{f(\dot{\theta})} \quad (21)$$

根据以上选择的控制规律和观测器的动态项, 李亚普诺夫函数的导数式(18)变成了:

$$\dot{V} = -c\varepsilon^2 - \frac{\sigma_0^2 H(\dot{\theta})}{1 + \sigma_1 H(\dot{\theta})} \tilde{z}^2 \quad (22)$$

由于 $H(\dot{\theta})$ 是大于零的函数, 有:

$$\dot{V} \leq -c\varepsilon^2 \leq 0 \quad (23)$$

由此可见, 李亚普诺夫函数的导数是非正函数, 可以保证误差 ε , 观测器误差 \tilde{z} 和未知参数的误差 $\tilde{\sigma}_0, \tilde{\sigma}_1$ 全局一致有界。由前面 e, ε 的定义可知 e 保证有界, 同时根据期望信号 θ_d 的定义, 可以保证 $\dot{\theta}_d, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ 一致有界; 研究者根据摩擦观测估计误差定义, 可以得到摩擦状态 z 一致有界, 进一步保证估计 \hat{z} 一致有界, 从而得到控制规律 u 的有界性。

3 自适应摩擦补偿的仿真实验验证

3.1 仿真

在此, 本研究选用某个单自由度系统的参数在 Matlab/Simulink 中建模, 进行位置控制仿真。 $J = 1.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $B = 0$; 输入信号(单位: rad)为 $\theta_d(t) = 1.57 \sin(0.4\pi t) \cdot \sin(0.02\pi t)$; PD 控制器中, 取 $k_p = 62\,500$, $k_d = 353.5$ 。改进的 Dahl 摩擦模型参数分别为 $\sigma_0 = 260 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$, $\sigma_1 = 0.6 \text{ N} \cdot \text{m}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$, $T_c = 0.28 \text{ N} \cdot \text{m}$, $T_s = 0.34 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

本研究取自适应控制器的设计参数 $\gamma_0 = 6$, $\gamma_1 = 0.001$, 进行仿真, 并且与工程中常用的单一的 PD 控制进行比较。其仿真结果分别如图 2、图 3 所示。

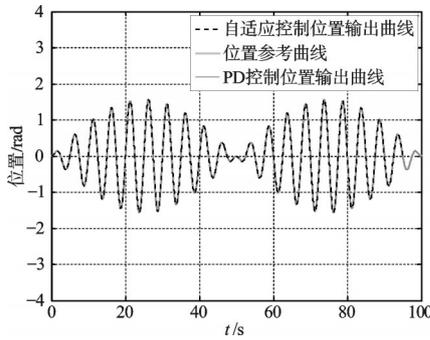


图2 位置跟踪的仿真结果

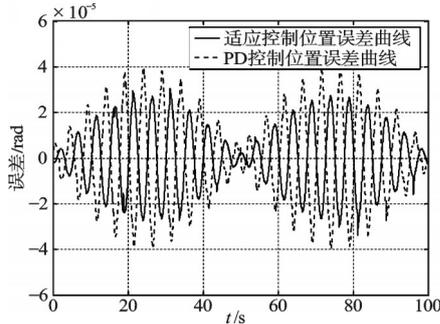


图3 位置跟踪误差

由以上仿真的结果可以看出,与单一的PD控制摩擦补偿相比,基于模型的自适应摩擦补偿的位置跟踪效果较好、稳态误差更小、补偿效果更好。

3.2 实验

3.2.1 实验平台简介

为了验证该摩擦补偿方法在低速运转情况下的补偿效果,本研究选择的实验平台如图4所示。

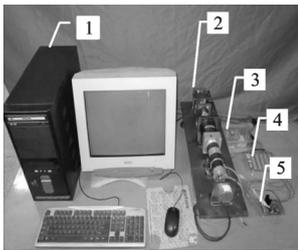


图4 实验平台

1—PC机;2—带摩擦快的转动平台;3—电源;4—6221 接口板;5—驱动电路

该实验平台的核心部分是美国 Electrocraft 型号为 DPP240 的直流电动机,编码器采用的是德国 SICK 新一代高分辨率增量式编码器 DFS60,分辨率可达到 65 536 p/rev,减速器是减速比为 $N = 1/64$ 的行星轮减速器;电机的驱动采用 L298 全桥驱动电路,电流的检测采用 ACS712 霍尔电流传感器,检测的数据通过 PCI6221 数据采集卡采集和处理;本研究在 Matlab/Simulink 下编程,在 RTW 环境下对系统进行控制。

3.2.2 实验

本研究在上述的直流电机转动实验平台上进行实验验证,给定一个位置参考信号,选取 S 曲线 $\theta_d =$

$A \left[6 \left(\frac{t}{T_r} \right)^5 - 15 \left(\frac{t}{T_r} \right)^4 + 10 \left(\frac{t}{T_r} \right)^3 \right]$,取幅值 $A = 0.5 \pi$,曲线上升时间 $T_r = 0.8 \text{ s}$,则基于改进的 Dahl 模型的自适应摩擦补偿和 PD 控制补偿的实验结果分别如图 5、图 6 所示。

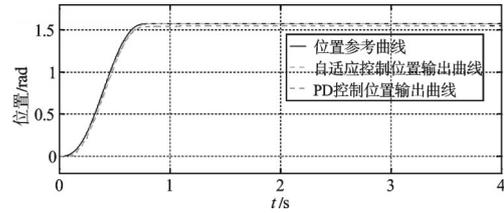


图5 位置跟踪的实验结果

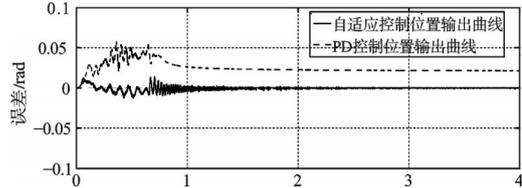


图6 位置跟踪的误差

通过对比图 5 中的 3 条曲线可以看出,自适应控制下位置输出曲线上升较快较稳,收敛时曲线的平稳性也比较好的,与参考曲线更接近,跟踪效果较理想;而由图 6 的两条误差曲线可以看出,自适应控制下系统的稳态误差由 0.055 rad 降到了 0.015 rad。

由此表明,上述实验结果很好地验证了仿真结果,说明自适应摩擦补偿的稳态误差更小,系统位置跟踪的稳定性更好。本研究将该自适应补偿方法应用在航空机械、数控机床、精密仪器仪表等对定向、定位精度要求较高的实际工程中时,比单一的应用 PD 补偿能更好地减小定向定位误差,减少摩擦给系统带来的不良影响,提高系统的精度及平稳性。

4 结束语

本研究通过对机电伺服系统中存在的非线性摩擦及其对系统造成的影响进行分析的基础上,介绍了一种相较于 LuGre 摩擦模型更简单实用的模型—改进的 Dahl 摩擦模型,并分析设计了基于该模型的自适应摩擦补偿方法。

仿真和实验验证结果表明:与常用的 PD 控制补偿相比,基于改进的 Dahl 模型的自适应补偿效果更好,能很好地实现位置跟踪,获得更好的性能表现。

参考文献(References):

[1] 刘丽兰,刘宏昭,吴子英,等. 机械系统中摩擦模型的研究进展[J]. 力学进展,2008,38(2):201-213.
 [2] 王毅,何朕,王广雄. 一种实用的摩擦模型[J]. 电机与控制学报,2011,15(8):59-63.
 [3] 王喜明. 基于 LuGre 模型的摩擦力矩补偿研究[D]. 中国科学院研究生院,2007.

考虑到安全因素,电子膨胀阀的最低开度不应该选的太低;考虑到性能因素,膨胀阀开度与制冷量最好成正比例关系。因此,电子膨胀阀的有效开度范围仅占整体范围的小部分,这使得操作人员需要对制冷剂与系统整体性能有相当程度的理解。

另外,该实验结果对压缩机性能测试系统有借鉴意义。用温控仪表控制第二制冷剂温度时,一般实验流程是:单独开启工况稳定系统(采取外部制冷机和仪表端电加热共同作用),待工况稳定后,再开启压缩机制冷系统。这样会带来一个明显的问题,即开启压缩机制冷系统后,整个热泵系统会把压缩机的制冷量误认为干扰量,这样对系统的稳定性有一定的影响,然而采取电子膨胀阀控制的系统不会出现该类问题。

5 结束语

本研究以二次流体量热器法结构为开发原型,并采取控制精度高、时延小的电磁式电子膨胀阀为控制执行机构,对二次流体进行温度控制;设计开发了一套电子膨胀阀控制系统,主要实现了电子膨胀阀的积分分离式PID控制模块设计及系统软件编程。

本研究根据系统原理搭建了一套测控平台,并进行多次测试与实验。实验结果表明,该测控平台运行情况良好,电子膨胀阀控制的方法相对于温控仪表控制方法而言具有控制更快、更稳定的优势。

参考文献(References):

- [1] 由玉文,吴爱国,张志刚,等. 基于最小稳定过热度的制冷系统变负荷优化控制[J]. 低温与超导,2011,39(11):1-6.
- [2] 翁建霆,王 迟,董天禄,等. JB/T 9056-1999 容积式制冷压缩冷机组[S]. 北京:机械工业部机械标准化研究所,2000.
- [3] 余成章. 压缩机与制冷系统性能试验平台的研究[D]. 杭州:杭州电子科技大学自动化学院,2011:17-18.
- [4] 郭传欣,李征涛,叶学敏,等. H型汽车空调用热力膨胀阀开度试验台的研制[J]. 制冷与空调,2009,9(1):50-52.
- [5] 吴业正,韩宝琦. 制冷原理及设备[M]. 2版. 西安:西安交通大学出版社,1997.
- [6] ASTROM K J, WITTENMARK B. Computer Controlled Systems-theory and Design [M]. Beijing: Tsinghua University Press,2002.
- [7] 刘金琨. 先进PID控制Matlab仿真[M]. 3版. 北京:电子工业出版社,2011.
- [8] 刘士荣. 计算机控制系统[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- [9] 郑宇军. C#面向对象程序设计[M]. 北京:人民邮电出版社,2009.
- [10] 葛 正,王维锐. 汽车零部件可重构力学试验台测控系统设计[J]. 轻工机械,2011,29(5):68-71.
- [11] 温 昱. 软件架构设计[M]. 北京:清华大学出版社,2007.
- [12] DEWSON R. SQL Server 2005 基础教程[M]. 北京:人民邮电出版社,2006.

[编辑:张 翔]

(上接第1394页)

- [4] CANUDAS D W C, OLSSON H, LISCHINSKY P. A new model for control of systems with friction[J]. **IEEE Transactions on Automatic Control**, 1995, 40(3):419-425.
- [5] TAN Y, CHANG J, TAN H. 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.
- [6] 周金柱,段宝岩,黄 进. LuGre摩擦模型对伺服系统的影响与补偿[J]. 控制理论与应用,2008,25(6):990-994.
- [7] FREIDOVICHL, ROBERTSSON A, SHIRIAEV A, et al. LuGre-model-based friction compensation [J]. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, 2010, 18(1):194-200.
- [8] TAN Yao-long, KANELAKOPOULOS I. Adaptive nonlinear friction compensation with parametric uncertainties[C]//UCLA Electrical Engineering. Los Angeles, CA 90095-1594, 1999:2511-2515.
- [9] 刘国平. 机械系统中的摩擦模型及仿真[D]. 西安:西安理工大学机械与精密仪器工程学院,2007.
- [10] NILKHAMHANG I, SANO A. Particle Swarm Optimization for Identification of GMS Friction Model[C]//SICE-ICASE International Joint Conference Oct. 18-21, 2006: 5628-5633.
- [11] CANUDAS D W C, LISCHINSKY P. Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model [J]. **IEEE/ASME Transactions on Mechanicals**, 2011, 16(1):133-140.
- [12] ARMSTRONG-HKLOUVRY B, DUPONT P, CANUDAS D W C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction[J]. **Automatica**, 1994, 30(7):1083-1138.
- [13] 刘宏玉. 转台伺服系统低速性能分析与摩擦补偿研究 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学航天学院,2006.
- [14] CANUDAS D W C, GE S S. Adaptive friction compensation for systems with generalized velocity/position friction dependency [C]//Proceedings of the 36th IEEE Conference on Decision and Control, San Diego, CA, 1997:2465-2470.

[编辑:罗向阳]