

文章编号 1004-924X(2011)03-0664-08

应用稳态误差分析辨识 LuGre 模型参数

谭文斌¹, 李醒飞¹, 向红标², 朱嘉¹, 张晨阳³

(1. 天津大学精密测试技术及仪器国家重点实验室, 天津 300072;

2. 天津理工大学机械工程学院, 天津 300384; 3. 天津商业大学机械工程学院, 天津 300131)

摘要:为精确得到模型的动静态参数,提出了以稳态误差分析为基础的参数辨识方法。首先,确立了伺服系统的稳态误差与其输入信号、干扰信号的关系,并以此为基础消除了转矩纹波对摩擦模型参数辨识的干扰;然后,利用稳态误差推导摩擦力矩,采用遗传算法辨识动静态参数;最后,利用辨识后的模型进行摩擦补偿,分析其补偿效果。实验结果表明,补偿后的稳态误差明显减小,匀速运动时由 $36\ \mu\text{m}$ 减小到 $\pm 3\ \mu\text{m}$,匀加速运动时由 $34\ \mu\text{m}$ 减小到 $\pm 3\ \mu\text{m}$,正弦运动时由 $\pm 35\ \mu\text{m}$ 减小到 $\pm 7\ \mu\text{m}$ 。本文提出的辨识方法能够精确地得到 LuGre 摩擦模型的动静态参数。基于辨识后的模型可有效地提高伺服系统的跟踪精度。

关键词: LuGre 摩擦模型; 参数辨识; 转矩纹波; 稳态误差

中图分类号: TP273; TP391 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20111903.0664

Parameter identification of LuGre model based on analysis of steady state error

TAN Wen-bin¹, LI Xing-fei¹, XIANG Hong-biao², ZHU Jia¹, ZHANG Chen-yang³

(1. *State Key Laboratory of Precision Measuring Technology and Instruments, Tianjin University, Tianjin 300072, China;*

2. *School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Technology, Tianjin 300384, China;*

3. *School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, Tianjin 300131, China*)

Abstract: To get accurate parameters in both static and dynamic models, an identification method of model parameters based on the analysis of steady state error was presented. Firstly, the relationship between steady state errors and input and interference signals in a servo system was determined, and the influence of torque ripples on the parameter identification was eliminated based on the study above. Then, the friction torque was deduced by using the steady state error, and the static and dynamic parameters were identified through the genetic algorithm. Finally, the friction torque was compensated according to the identified model, and the compensated effect was analyzed. The experimental results show that the steady state error of uniform motion has decreased from $36\ \mu\text{m}$ to $\pm 3\ \mu\text{m}$, that of uniformly accelerated motion decreased from $34\ \mu\text{m}$ to $\pm 3\ \mu\text{m}$, and that of sinusoidal motion decreased from $35\ \mu\text{m}$ to $\pm 7\ \mu\text{m}$. It concludes that the dynamic and static parameters of LuGre can be

收稿日期:2010-10-19;修订日期:2010-11-17.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 50975206)

precisely obtained by this identification method, and the tracking accuracy of the servo system can also be improved through friction compensation on the basis of the proposed model.

Key words: LuGre friction model; parameter identification; torque ripple; steady state error

1 引言

机械伺服系统中普遍存在摩擦力矩,其极大地影响着机械伺服系统的静动态性能,要提高机械伺服系统的性能必须采用适当的控制方法来消除摩擦力矩的影响。基于摩擦模型的补偿,由于具有补偿的预见性,能快速精确地补偿伺服系统中的摩擦,不需要较长的训练和学习时间,已成为摩擦补偿中最为重要的一种方法,但基于摩擦模型的补偿方法必须首先实现摩擦模型的参数辨识^[1-5]。

摩擦作为一个经典的研究领域已有几百年的历史,摩擦模型则经历了由静态模型如库仑摩擦+粘性摩擦模型、Stribeck 摩擦模型和 Karnopp 模型等,到动态模型如 Dahl 模型、Bristle 模型以及 LuGre 模型等的发展过程^[6-7]。其中 LuGre 摩擦模型是由 Canudas 等人于 1995 年在 Dahl 模型和 Bristle 模型的基础上提出的,该模型能精确地描述预滑动位移、摩擦滞环、变静摩擦、爬行以及 Stribeck 效应^[8]等各种摩擦动静态特性。由于 LuGre 摩擦模型的内部状态变量 z 不可测,且动态参数和静态参数之间存在耦合影响,使得其参数辨识较为困难。LuGre 摩擦模型的参数辨识研究已成为当前的一个研究热点,并取得了一定成果,如孙洪鑫等人^[9]利用伺服系统输出的位移(或加速度)和控制力直接进行参数辨识,Zhang Wenjing^[10]则提出了一种基于蚁群算法的参数辨识方法,均实现了较好的辨识效果,但目前这些研究大都还处于仿真阶段,而且通常忽略了转矩纹波对参数辨识的影响。

本文提出了一种基于稳态误差分析的 LuGre 摩擦模型的参数辨识方法,通过对稳态误差的分析,去除转矩纹波对参数辨识的干扰,得到了真实的摩擦力矩数值,并利用遗传算法精确地实现了

对 LuGre 摩擦模型的动静态参数辨识。

2 系统装置

如图 1 所示,系统装置由工业控制计算机、运动控制器 PMAC、交流伺服系统、滚珠丝杠螺母副、直线导轨以及运动平台组成,电机通过联轴节驱动滚珠丝杠旋转,再经滚珠丝杠螺母副带动工作台沿直线导轨运动,将旋转运动转换为直线运动。

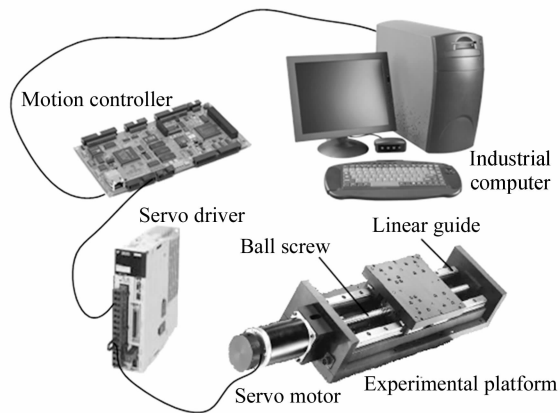


图 1 系统结构图

Fig. 1 Diagram of system structure

工业控制计算机作为上位机进行软件的编辑和执行,实现人机交互以及通过 PMAC 间接控制完成各种运动;PMAC 卡作为下位机,直接控制驱动器驱动电机完成各种运动,监控运动过程各类状态量的变化以及对运动进行实时调整等。

3 LuGre 摩擦模型

LuGre 摩擦模型认为刚体表面是通过有弹性的鬃毛接触的,下表面材料的刚度大于上表面。当施加外力时,由于切向力作用,鬃毛产生变形,从而产生摩擦力,当切向力足够大时,鬃毛进一步变形,以致产生滑动。设状态量 z 代表接触面鬃毛的平均变形, $\dot{\theta}$ 表示电机旋转角速度,则旋转电

机伺服系统中折算到电机轴的总摩擦力矩 T_f 可由下面的 LuGre 模型描述^[11]:

$$T_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + B_\theta \dot{\theta}, \quad (1)$$

$$\dot{z} = \dot{\theta} - \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} z, \quad (2)$$

$$\sigma_0 g(\dot{\theta}) = T_c + (T_s - T_c) e^{-\left(\frac{\dot{\theta}}{\dot{\theta}_s}\right)^2}. \quad (3)$$

式(1)~(3)中, σ_0 为鬃毛刚性系数, σ_1 为鬃毛阻尼系数; T_c 为库伦摩擦, T_s 为静摩擦, B_θ 为粘性摩擦系数, $\dot{\theta}_s$ 为切换速度。另外, 该模型假设 $g(\dot{\theta})$ 总是严格正实且有界, 其中, σ_0 、 σ_1 为动态参数, T_c 、 T_s 、 B_θ 和 $\dot{\theta}_s$ 为静态参数^[11]。

4 LuGre 摩擦模型的参数辨识

转矩纹波与摩擦力矩都属于伺服系统扰动, 在高精度、高性能的伺服系统中, 转矩纹波的影响不能忽略, 且由于摩擦模型的静态参数辨识需要通过多组低速运动的实验才能精确完成, 而转矩纹波在低速运动时作用尤为明显, 所以转矩纹波的补偿是伺服系统摩擦参数精确辨识的重要前提。

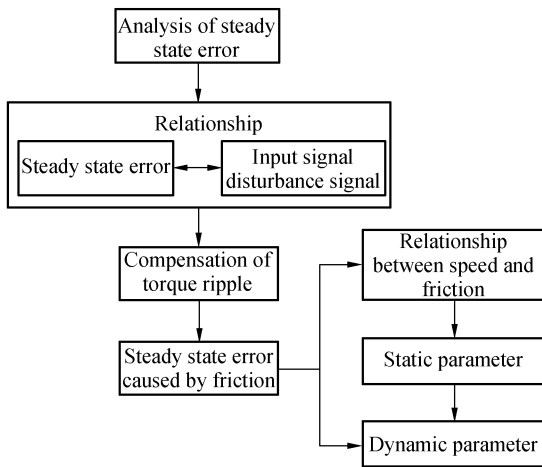


图 2 LuGre 摩擦模型参数辨识流程图

Fig. 2 Parameter identification flowchart of LuGre friction model

本文采用的参数辨识方法如图 2 所示: 首先, 通过稳态误差分析, 得到输入信号与稳态误差以及扰动信号与稳态误差之间的关系, 根据这些关系分析并补偿转矩纹波扰动, 得到由摩擦力矩引起的稳态误差; 然后, 利用此时的稳态误差推导摩擦力矩值, 从而获得精确的速度与摩擦力矩的关

系, 再通过遗传算法辨识模型的静态参数; 最后, 利用近似计算得到动态参数的估计值, 再基于稳态误差并利用遗传算法对动态参数进行精确辨识。

4.1 伺服系统的稳态误差

首先分析伺服系统的稳态误差。图 3 所示为系统装置的连续传递函数结构示意图, 图中 T_0 为电流环惯性环节的时间常数, J_L 为转动惯量, K_p 为比例增益, K_d 为微分增益, K_{vff} 为速度前馈增益, K_{aff} 为加速度前馈增益, K_m 为 PMAC 数字输出量与驱动器输出转矩的换算系数, K_{cts} 为电机旋转角度与编码器输出脉冲的换算系数。系统的稳态误差定义为误差信号 $e(t)$ 在时间 t 趋于无穷大时的稳态分量 e_{ss} , 一般由两部分组成: 一部分是由期望输入信号引起的稳态误差, 一部分是由扰动引起的稳态误差。

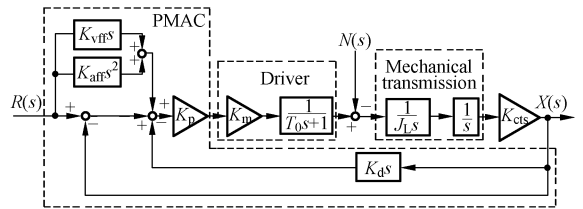


图 3 伺服系统连续传递函数结构示意图

Fig. 3 Structure diagram of continuous servo system

输入信号的误差传递函数 $\phi_{er}(s)$ 为:

$$\phi_{er}(s) = \frac{(K_d - K_{vff})s + \left(\frac{J_L}{K_p K_{cts} K_m} - K_{aff}\right)s^2}{1 + K_d s + \frac{J_L}{K_p K_{cts} K_m} s^2 + \frac{T_0 J_L}{K_p K_{cts} K_m} s^3} + \frac{\frac{T_0 J_L}{K_p K_{cts} K_m} s^3}{1 + K_d s + \frac{J_L}{K_p K_{cts} K_m} s^2 + \frac{T_0 J_L}{K_p K_{cts} K_m} s^3}, \quad (4)$$

由于伺服系统的电流环响应速度很快, 其惯性环节的时间常数 T_0 非常小, 采用直接降阶法^[12], 可去除式(4)中的 s 三次幂项。因此, 当 $K_d = K_{vff}$ 且 $K_{aff} = J_L / (K_p K_{cts} K_m)$ 时, 由输入信号引起的稳态误差为零, 从而将干扰引起的稳态误差分离出来。

干扰信号的误差传递函数 $\phi_{en}(s)$ 为:

$$\phi_{en}(s) = \frac{K_{cts}}{K_{cts} K_m K_p + K_{cts} K_m K_p K_d s + J_L s^2}, \quad (5)$$

由式(5)可得: 当扰动信号为阶跃形式时, 其

引起的稳态误差为一定值;当扰动信号为斜坡函数或匀加速函数形式时,其稳态误差的终值为无穷大;而当扰动信号为正弦形式时,稳态误差呈正弦变化,在周期性变化的扰动信号的作用下,系统的稳态误差呈周期性变化。

4.2 转矩纹波的补偿

当系统以恒定速度做匀速运动时,摩擦力矩保持不变,而转矩纹波则呈周期性变化。因此,由摩擦力矩引起的稳态误差为一定值,而由转矩纹波引起的稳态误差呈周期性变化。

令工作台做匀速运动,设置合适的 K_d 和 K_{aff} ,使由输入信号引起的稳态误差为零,分析此时稳态误差中的周期性变化成分,利用频谱分析得到其主要频率,然后根据频率设置目标函数:

$$e_{ss}(t) = a_0 + a_1 \cos(2\pi f_1 t) + a_2 \sin(2\pi f_1 t) + a_3 \cos(2\pi f_2 t) + a_4 \sin(2\pi f_2 t) + \dots \quad (6)$$

再利用最小二乘估计式(6)中的未知量 a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 、 \dots ,即可推导出由转矩纹波引起的稳态误差与位置的函数:

$$e_{ss}'(x) = A_1 \sin(\omega_1 x + \varphi_1) + A_2 \sin(\omega_2 x + \varphi_2) + \dots \quad (7)$$

最后由式(5)得到转矩纹波随位移变化的关系近似为

$$T_{rss}(x) = K_p K_m e_{ss}'(x) \quad (8)$$

本系统使用的 PMAC 提供了修正伺服环输出的功能,称为“力矩补偿表”,因此可利用 PMAC 编写力矩补偿表来实现对伺服环输出的修正,完成对扭矩纹波的补偿。

4.3 静态参数辨识

在实现转矩纹波的补偿后,可得到仅由摩擦力矩引起的稳态误差。此时利用多组匀速运动,可得到不同速度下的稳态误差,并由此推导出摩擦力矩与速度的关系,再采用遗传算法进行静态参数辨识。

由式(1)~(3)可知,当系统处于稳态时($\dot{z} = 0$),其摩擦力矩 T_{ss} 、电机转速以及 LuGre 模型静态参数之间的关系具有如下对应关系:

$$T_{ss}(v) = T_c + (T_s - T_c) e^{-\left(\frac{v}{\dot{\theta}_s}\right)^2} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}) + B_{\theta} \dot{\theta} \quad (9)$$

当系统匀速运动时,设电机转速为 $\dot{\theta}_i$, $i = 1, 2, \dots, N$,设置合适的 K_d 和 K_{aff} ,并补偿转矩纹波,则由式(5)可近似得出稳态误差与摩擦力矩的

关系为:

$$T_{fssi} = E_{ssni} K_p K_m \quad (10)$$

其中 e_{ssni} 和 T_{fssi} 分别表示第 i 组匀速运动时系统的稳态误差以及其对应的摩擦力矩。系统经转矩纹波补偿后,稳态误差还有稍许波动,但变化量很小,这时可以对稳态误差进行均值处理,最后计算出各组匀速运动所对应的摩擦力矩。

在获得多组速度与摩擦力矩的对应数据后,即可利用遗传算法辨识式(9)中的未知参数,即 LuGre 模型的静态参数。设定辨识的参数向量

$\mathbf{W}_1 = [\hat{T}_c, \hat{T}_s, \hat{\theta}_s, \hat{B}_{\theta}]$,定义辨识误差为

$$e(\mathbf{W}_1, \dot{\theta}_i) = T_{fssi} - T_s s(\mathbf{W}_1, \dot{\theta}_i) \quad (11)$$

其中, $T_{ss}(\mathbf{W}_1, \dot{\theta}_i)$ 为估计的摩擦力矩,可由式(9)得出,然后再确定目标函数为

$$J = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N e^2(\mathbf{W}_1, \dot{\theta}_i) \quad (12)$$

辨识目标使 J 极小化即可得到 LuGre 模型的静态参数。

4.4 动态参数辨识

由于 LuGre 摩擦模型存在一个无法测量的状态量 z ,因此其动态参数辨识较为困难,本文在补偿转矩纹波之后,首先利用近似计算估计动态参数 σ_0, σ_1 ^[13],然后再利用遗传算法,把通过实验得到的稳态误差推算的摩擦力矩和根据辨识参数组成的 LuGre 模型计算的摩擦力矩之间的误差作为辨识目标,寻找使其最小的最优解,即可得到 LuGre 模型的动态参数。

当摩擦处于预滑阶段时($z \approx 0, v \approx 0$),可假设

$$\begin{cases} dz \approx dx \\ \frac{dz}{dt} \approx \frac{dx}{dt} \end{cases} \quad (13)$$

式中, x 表示位移, z 表示鬃毛的平均变形,由此得到电机运动 $\theta(s)$ 和 PMAC 输出 $u(s)$ 之间存在以下关系:

$$\frac{\theta(s)}{u(s)} = \frac{K_m}{J_L s^2 + (\sigma_1 + B_{\theta})s + \sigma_0} \quad (14)$$

由式(14)可知,当选择低幅值阶跃信号作为输入,使摩擦处于在预滑动阶段时,即可根据响应曲线得到 σ_0, σ_1 的近似值,为采用遗传算法进行精确辨识创造条件。

为降低随机干扰对辨识的影响,本文进行了多组以低幅值低频率正弦信号作为输入的预滑阶段实验,设辨识的参数向量 $\mathbf{W}_2 = [\hat{\sigma}_0, \hat{\sigma}_1]$,定义辨

识误差为

$$e_m(\mathbf{W}_2, t_i) = T_{f_{m_0}}(t_i) - T_{f_{m_1}}(\mathbf{W}_2, t_i), \quad (15)$$

其中, $T_{f_{m_0}}(t_i)$ 为实际系统第 m 组正弦输入时在 t_i 时刻的摩擦力矩, 由稳态误差计算得到; $T_{f_{m_1}}(\mathbf{W}_2, t_i)$ 为由辨识参数组成的 LuGre 模型第 m 组阶跃输入时在 t_i 时刻的摩擦力矩输出, 可由式 (1) ~ (3) 得到。定义目标函数如下:

$$J = c_1 \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n e_i^2(\mathbf{W}_2, t_i) + c_2 \sum_{j=1}^m \max\{|e_i(\mathbf{W}_2, t_i)|\}, \quad (16)$$

式中, c_1, c_2 为加权系数, 辨识目标使 J 极小化, 从而可辨识出 LuGre 摩擦模型的动态参数 σ_0, σ_1 。

5 辨识实验

5.1 模型参数辨识

首先补偿转矩纹波, 根据前文所述方法得到转矩纹波的表达式为:

$$T_{\text{rss}}(x) = 4.85 \times 10^{-3} \sin(\omega_1 x - 0.9098) - 2.11 \times 10^{-3} \sin(2\omega_1 x + 0.7854) - 2.84 \times 10^{-3} \sin(3\omega_1 x - 1.3440), \quad (17)$$

式中, $\omega_1 = 4 \times 10^{-4} \pi \text{ rad}/\mu\text{m}$, 再通过 PMAC 实现转矩纹波的补偿。

然后辨识静态参数。若不进行转矩纹波补偿, 仅由稳态误差通过均值法得到的速度与摩擦力矩的关系如图 4(a) 所示, 可以看出摩擦力矩在低速阶段变化杂乱, 不能反映 Stribeck 效应, 从而不能实现静态参数的精确辨识。而在补偿转矩纹波之后, 再由稳态误差通过均值法获得速度与摩擦力矩的关系如图 4(b) 所示, 具有明显的 Stribeck 曲线特征。通过遗传算法进行辨识可得到静态参数如表 1 所示, 由此绘制的 Stribeck 曲线如图 4(b) 所示。

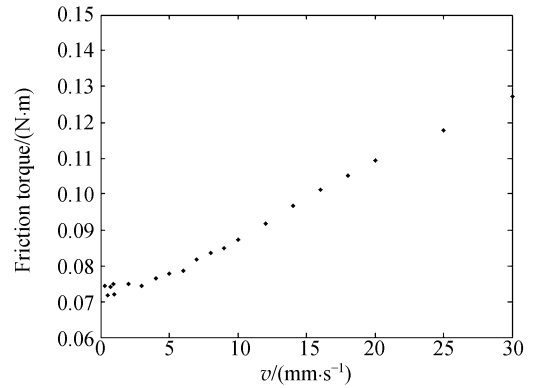
表 1 静态参数辨识结果

Tab. 1 Results of static parameter identification

Static parameter	Result of identification
$\hat{T}_c / (\text{N} \cdot \text{m})$	6.65×10^{-2}
$\hat{T}_s / (\text{N} \cdot \text{m})$	7.58×10^{-2}
$\hat{\theta}_s / (\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	1.01
$\hat{B}_p / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	1.67×10^{-3}

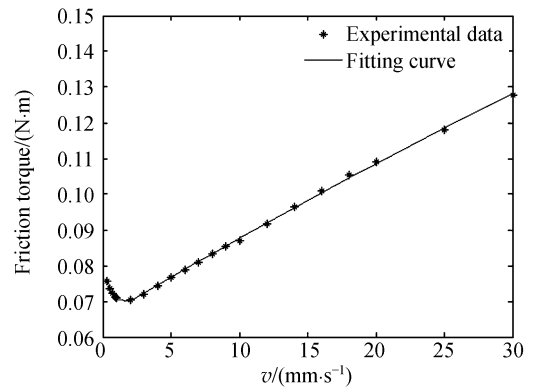
最后辨识动态参数, 输入低幅值阶跃信号, 获

得其响应曲线, 利用近似计算得到动态参数的估计值; 再进行多组低幅值低频率正弦输入的预滑动阶段实验, 通过遗传算法辨识出动态参数的精确值, 计算和辨识结果如表 2 所示。



(a) 未补偿转矩纹波

(a) Without torque ripple compensation



(b) 补偿转矩纹波后

(b) With torque ripple compensation

图 4 速度与摩擦力矩的对应关系

Fig. 4 Relationship of speed and friction torque

表 2 LuGre 摩擦模型动态参数

Tab. 2 Dynamic parameters of LuGre friction model

Dynamic parameter	Result of calculation	Result of identification
$\sigma_0 / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	10.23	16.56
$\sigma_1 / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	3.91×10^{-3}	5.04×10^{-3}

5.2 辨识结果验证

为验证本文摩擦模型参数辨识方法的有效性, 以图 1 所示的系统作为实验对象, 利用辨识出来的 LuGre 摩擦模型作摩擦前馈补偿。本文采

用了两种补偿方法,一种仅做速度、加速度前馈补偿,称为方法 A;另一种则在速度、加速度前馈补偿的基础上,同时进行转矩纹波补偿和摩擦前馈补偿,称为方法 B。观测并比较了两种补偿方法下系统的跟踪误差。

输入斜坡信号($v=5\text{ mm/s}$)时,如图 5 所示,采用方法 A 时,系统的跟踪误差受转矩纹波的影响较大,稳态误差在一定值(约为 $36\text{ }\mu\text{m}$)附近上下波动,波动的范围大约为 $10\text{ }\mu\text{m}$ 。采用方法 B 时的跟踪效果很好,跟踪误差的最大值约为 $23\text{ }\mu\text{m}$,稳态误差趋近于零,约在 $\pm 3\text{ }\mu\text{m}$ 范围内波动。

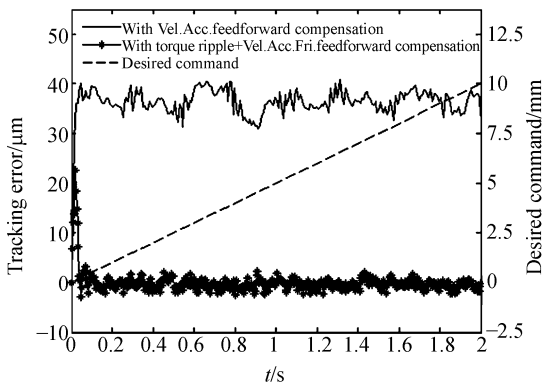


图 5 匀速运动时的跟踪误差和位移曲线

Fig. 5 Tracking errors and displacement curves of uniform motion

输入匀加速运动信号($a=5\text{ mm/s}^2$)时,如图 6 所示,采用方法 A 时,系统的跟踪误差从零时快速增大 $30\text{ }\mu\text{m}$ 附近,然后缓慢增大,最大跟踪误差为 $34\text{ }\mu\text{m}$;而采用方法 B 时的稳态误差在零值附近波动,波动范围约为 $\pm 3\text{ }\mu\text{m}$,改善效果明显。

输入正弦信号($r(t)=5\sin(0.3\pi t)\text{ mm}$)时,如图 7 所示,采用方法 A 时,系统的稳态误差随时间周期性变化,波动范围约为 $\pm 35\text{ }\mu\text{m}$;而采用方法 B 时的稳态误差在零值附近波动,约在 $\pm 7\text{ }\mu\text{m}$ 范围内波动。

由以上实验结果可知,采用摩擦前馈补偿后,各种输入条件下系统的跟踪性能均有明显的改善,这说明实验中的摩擦力矩计算快速且精确,因此,以本文方法得到的 LuGre 摩擦模型能快速精确地描述系统运动时的摩擦力矩大小,基于该模型的摩擦补偿能有效地提高伺服系统的跟踪精度。

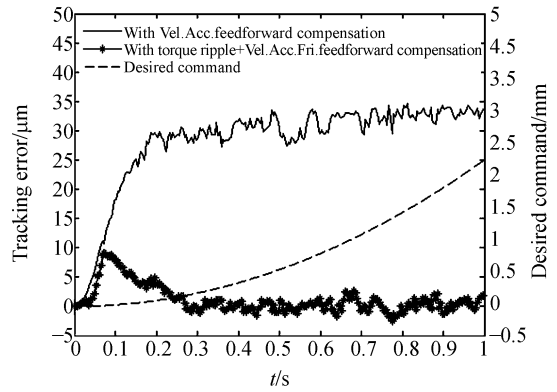


图 6 匀加速运动时的跟踪误差和位移曲线

Fig. 6 Tracking errors and displacement curves of uniformly accelerated motion

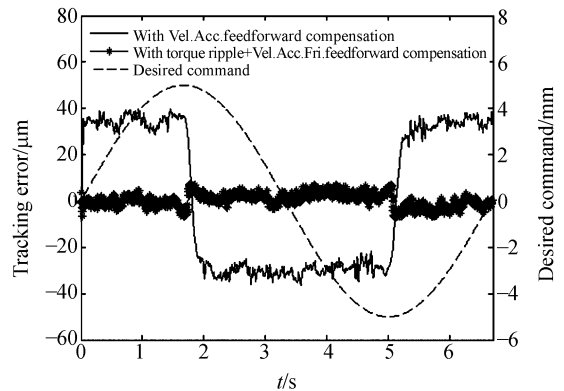


图 7 正弦运动时的跟踪误差和位移曲线

Fig. 7 Tracking errors and displacement curves of sinusoidal motion

6 结 论

伺服系统在进行摩擦补偿时需要确立精确的摩擦模型,据此本文提出了一种基于稳态误差分析的 LuGre 摩擦模型的参数辨识方法。首先分析了稳态误差和伺服系统输入信号、干扰信号之间的关系,并以此为基础得到转矩纹波的数学形式,消除其对参数辨识的影响;然后利用稳态误差推导摩擦力矩的大小,采用遗传算法辨识得到 LuGre 摩擦模型的动静态参数;最后利用辨识出的 LuGre 摩擦模型进行前馈补偿,分析摩擦补偿前后的系统跟踪性能。实验结果表明,补偿后的稳态误差均明显降低,匀速运动时由 $36\text{ }\mu\text{m}$ 减小到 $\pm 3\text{ }\mu\text{m}$,加速运动时由 $34\text{ }\mu\text{m}$ 减小到 $\pm 3\text{ }\mu\text{m}$,

正弦运动时由 $\pm 35 \mu\text{m}$ 减小到 $\pm 7 \mu\text{m}$ 。本文的方法能精确辨识 LuGre 摩擦模型的动静态参数,

并且基于该模型的摩擦补偿能有效地提高伺服系统的跟踪精度,具有较高的实用价值。

参考文献:

- [1] 向红标,裘祖荣,李醒飞,等. 精密实验平台的非线性摩擦建模与补偿[J]. 光学精密工程,2010,18(5):1119-1127.
XIANG H B, QIU Z R, LI X F, *et al.*. Nonlinear friction modeling and compensation of high-precision experimental platforms[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(5):1119-1127. (in Chinese)
- [2] 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.
LIU Q, ER L J, LIU J K. Overview of characteristics, modeling and compensation of nonlinear friction in servo systems[J]. *Systems Engineering and Electronics*, 2002, 24(11):45-52. (in Chinese)
- [3] 陈涛,陈娟,蒋风华. 伺服系统两种低速非线性补偿方法的对比实验[J]. 光学精密工程,2003,11(1):94-97.
CHEN T, CHEN J, JIANG F H. Two low-speed nonlinear compensations for servo system[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2003,11(1):94-97. (in Chinese)
- [4] 裘著燕,张涛,路长厚. 数控伺服进给系统中摩擦补偿控制研究进展[J]. 现代制造工程,2006(1):21-25.
XI ZH Y, ZHANG T, LU CH H. Overview of friction compensation control in table servo feed systems of CNC tools[J]. *Modern Manufacturing Engineering*, 2006(1):21-25. (in Chinese)
- [5] 卢礼华,郭永丰,大刀川博之,等. 高增益 PID 控制器实现纳米定位[J]. 光学精密工程,2007,15(1):63-68.
LU L, GUO Y, TACHIKAWA, *et al.*. High-gain PID controller for nanometer positioning[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2007,15(1):63-68. (in Chinese)
- [6] RABINOWICA E. *Friction and Wear of Materials* [M]. New York: Wiley, 1995.
- [7] 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.
LIU L L, LIU H ZH, WU Z Y, *et al.*. An overview of friction models in mechanical systems[J]. *Advances in Mechanics*, 2008,38(2):201-213. (in Chinese)
- [8] STRIBECK R. Die wesentlichen eigenschaften der gleit-und rollenlager-the key qualities of sliding and roller bearings[J]. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 1902,46(38-39):1342-1348,1432-1437.
- [9] 孙洪鑫,王修勇,陈政清. 基于改进遗传算法的 LuGre 模型参数辨识[J]. 武汉理工大学学报,2009,31(23):113-117.
SUN H X, WANG X Y, CHEN ZH Q. Parameter identification of LuGre model with improved genetic algorithms[J]. *Journal of Wuhan University of Technology*, 2009,31(23):113-117. (in Chinese)
- [10] ZHANG W J. Parameter identification of LuGre friction model in servo system based on improved particle swarm optimization algorithm[C]. *Proceeding of the 26th Chinese Control Conference*, 2007:135-139.
- [11] CANUDAS C. A new model for control of systems with friction[J]. *IEEE Tran. on Automatic Control*, 1995,40(3):419-425.
- [12] 裘著燕. 基于信号特征的数控交流伺服进给系统摩擦建模与补偿研究[D]. 济南:山东大学,2006.
XI ZH Y. *Study on friction modeling and compensation on an AC servo feed system based on signal feature* [D]. Jinan: Shandong University, 2006. (in Chinese)
- [13] 陈剑锋,刘昊,陶国良. 基于 LuGre 摩擦模型的气缸摩擦力特性实验[J]. 兰州理工大学学报,2010,36(3):55-59.
CHEN J F, LIU H, TAO G L. Experiment on friction characteristics of pneumatic cylinders base on LuGre model[J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2010,36(3):55-59. (in Chinese)

作者简介:



谭文斌(1984—),男,湖南衡阳人,博士研究生,2006年、2008年于天津大学分别获得学士、硕士学位,主要从事控制技术、测试计量技术及仪器等方面的研究。E-mail: twb@tju.edu.cn



李醒飞(1966—),男,湖北天门人,教授,博士生导师,2000年于天津大学获得博士学位,2003赴美国密歇根大学学习和工作,现主要从事多传感器融合技术、测试计量技术及仪器等方面的研究。E-mail: lixf@tju.edu.cn



向红标(1982—),男,重庆人,博士,讲师,2004年、2007、2010年于天津大学分别获得学士、硕士、博士学位,主要从事控制技术、测试计量技术及仪器等方面的研究。E-mail: buwubuliu@gmail.com



朱嘉(1982—),男,重庆人,博士,2004年、2007、2010年于天津大学分别获得学士、硕士、博士学位,主要从事视觉测量、测试计量技术及仪器等方面的研究。E-mail: s.1415926@gmail.com



张晨阳(1967—),男,江苏睢宁人,博士,教授,硕士生导师,2001年于日本国立佐贺大学研究生院工学系研究科获博士学位,主要从事摩擦、磨损、润滑、光电超声检测、基于生物机理的智能系统和微系统等方面的研究。E-mail: chenyang0330@126.com

● 下期预告

曲轴轴承座/连杆激光加工裂解槽的组织与胀断性能

寇淑清,王金伟,郑祺峰,杨慎华

(吉林大学 锻锻研究所,吉林 长春 130025)

为了扩大裂解技术应用范围,采用 Nd:YAG 脉冲激光对连杆所用材料 C70S6 钢和发动机曲轴轴承座常用材料灰铸铁进行了裂解槽加工,并在裂解设备上进行胀断实验。采用工具显微镜、扫描电子显微镜和显微硬度仪等分析测试手段对比研究了裂解槽的几何形貌、裂解槽附近显微组织和显微硬度变化以及断口形貌。探讨了脉冲激光加工裂解槽的特性,揭示了韧/脆性材料脉冲激光加工裂解槽对胀断工艺的影响机制及其优异性。结果表明:韧/脆性材料脉冲激光加工的裂解槽的几何形貌、缺口效应均明显优于拉削加工和线切割加工,其中灰铸铁的缺口敏感性得到显著增强;在韧/脆性材料裂解槽附近均生成了易碎的马氏体,在槽的根部出现了微裂纹;组织明显细化;韧/脆性材料熔化区显微硬度约为 820/850 Hv,相硬化区约为 860/550 Hv,显微硬度均高于基体,硬化效果显著;在 C70S6 钢槽根部区域未见韧性撕裂现象。韧/脆性材料断口都表现出脆性断裂特征,满足裂解工艺要求。