

文章编号: 1001-0920(2001)0S-0657-04

高精度鲁棒运动控制器设计及实验研究

王中华, 王兴松, 王 群, 徐卫良
(东南大学 机械系, 江苏 南京 210096)

摘 要: 针对影响运动控制性能的因素, 设计了一种新型的高精度鲁棒运动控制器。该控制器建立在一种新型摩擦模型基础上, 对摩擦状态进行估计和补偿。提出了时间延迟控制估计扰动的补偿方案, 并对此方案进行了分析和实验研究。实验结果表明, 所提出的控制方案鲁棒性强, 具有很大的工业应用价值。
关键词: 运动控制; 摩擦补偿; 时间延迟; 扰动估计; 鲁棒性
中图分类号: TP 24 **文献标识码:** A

Study of High Accuracy Robust Motion Controller Design and Its Experiment

WANG Zhong-hua, WANG Xing-song, WANG Qun, XU Wei-liang
(Department of Mechanical Engineering, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: A novel high accuracy robust motion controller is designed aiming at the factors that affect the performance of motion control. This controller based on a new friction model compensates friction by estimating friction state. The disturbance compensation method that disturbance is estimated by time delay control is proposed, analyzed and experimented as well. In addition, the steps of the friction model parameters identification are described in detail. The experimental results demonstrate the robustness of this controller and importance for industrial application.

Key words: motion control; friction compensation; time delay; disturbance estimation; robustness

1 引 言

高性能鲁棒运动控制广泛应用于数控机床、微电子器件制造单元、机器人操作手、硬盘读写等机电设备的控制。随着现代机械设备和微电子产品体积的不断减小及表面光洁度要求的提高, 对高精度运动控制器的需求也日益紧迫。

在运动控制中, 影响系统性能的主要因素是非线性摩擦、模型误差和外部扰动, 任何高性能鲁棒运动控制器在设计过程中都应考虑这些因素。静态摩

擦力及其 Stribeck 斜率负效应会导致低速进给的爬行运动、静态跟踪误差及极限环等^[1]。在高精度运动控制中, 如果控制器只考虑摩擦力的线性部分(粘性摩擦力)和库仑摩擦力部分, 则很难得到满意的控制效果。许多学者对摩擦的建模、辨识、补偿做了大量研究工作^[2-5]。基于扰动观测器的摩擦补偿、自适应摩擦补偿等对不同的被控对象分别取得了令人满意的结果。对于模型误差及外部扰动的补偿, 普遍应用的是扰动观测器^[6], 它具有带宽可以调整的优点。由

收稿日期: 2001-01-18; 修回日期: 2001-05-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(59885002); 高校博士学科点专项科研基金项目(98028625)

作者简介: 王中华(1967—), 男, 山东巨野人, 博士生, 从事高精度运动控制、机电一体化等研究; 徐卫良(1961—), 男, 江苏张家港人, 教授, 博士生导师, 从事各类机器人的智能控制研究。

于扰动观测器基于线性控制理论,因此它对于非连续性扰动的库仑摩擦力无能为力。

针对以上影响运动控制系统性能的各种因素,本文设计了一种高精度位置跟踪控制器,基于假设两相对运动接触表面为刚毛(Bristle)接触——一种新型摩擦模型^[7],运用摩擦状态估计的方法补偿摩擦影响,并提出了时间延迟估计外部扰动和模型误差的补偿方案。实验结果证明,本文提出的运动控制器设计方案鲁棒性强,具有广泛的工业应用价值。

2 系统描述及摩擦模型建立

在滚珠丝杠传动的平面机械系统中,其一般数学模型可描述为

$$J\ddot{q} + F(q, \dot{q}) + d = u \tag{1}$$

其中, J 为转动惯量; q, \dot{q} 和 \ddot{q} 分别为描述机械系统运动的位置、速度和加速度参数; $F(q, \dot{q})$ 为摩擦力; d 为负载和外部扰动力; u 为控制输入。

Canudas 等人提出一种新型摩擦模型^[7],假设两个摩擦表面之间为弹性刚毛接触,刚毛的平均变形用 z 表示,则摩擦力为

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + B\dot{q}, \quad z = \dot{q} - \frac{|q|}{g(q)}z \tag{2}$$

$$g(q) = \frac{1}{\sigma_0} \left[F_c + (F_s - F_c) \exp\left(-\left(\frac{q}{q_s}\right)^2\right) \right] \tag{3}$$

式中, σ_0 为角度变形刚度, σ_1 为滑动阻尼系数, B 为粘性摩擦系数, F_c 为库仑摩擦力, F_s 为静态摩擦力, q_s 为 Stribeck 速度。

此模型考虑了 Stribeck 速度负斜率影响,能够反映摩擦的非线性特性效应,即预滑动位移、摩擦滞后、变化的临界摩擦力、粘性滑动。

3 高精度位置跟踪控制器设计

3.1 基于观测器的摩擦补偿

单一的 PD 或 PD 控制器虽然具有易于调整、稳定的优点,但由于非线性摩擦的影响,在高精度跟踪控制中很难满足精度要求。PD 控制器会产生较大的稳态误差,PD 的积分作用会导致极限环的出现^[7],因此必须寻求更好的摩擦补偿技术。在摩擦模型中,参数 σ_0, σ_1, B 和函数 $g(q)$ 很容易离线辨识,但是摩擦状态 z 是不可测参数,只有通过观测器才能估计出来。 z 的估计量为 \hat{z} ,令

$$\frac{dz}{dt} = \dot{q} - \frac{|q|}{g(q)}\dot{z} - ke, \quad k > 0 \tag{4}$$

其中 ke 是与跟踪误差有关的估计误差补偿项,相应

的摩擦力为

$$\hat{F} = \sigma_0 \hat{z} + \sigma_1 \frac{d\hat{z}}{dt} + B\dot{q} \tag{5}$$

当不考虑外部扰动即式(1)中的 $d = 0$ 时,位置跟踪采用比例-微分(PD)控制器,令其控制律为

$$u = J_n \ddot{q}_d + k_p e + k_D \dot{e} + \hat{F} \tag{6}$$

这里, $e = q_d - q, \dot{e} = \dot{q}_d - \dot{q}, q_d$ 为期望位移, J_n 为模型名义转动惯量。假设 $J_n = J$,由式(1),(2),(5),(6),经拉氏变换得

$$\begin{cases} (Js^2 + k_D s + k_p)e = (\sigma_1 s + \sigma_0)\tilde{z} \\ e = \left(\frac{\sigma_1 s + \sigma_0}{Js^2 + k_D s + k_p} \right) \tilde{z} = H(s)\tilde{z} \end{cases} \tag{7}$$

这里 $\tilde{z} = z - z_0$ 。方程(7)写成状态空间的形式

$$\begin{cases} \dot{w} = Aw + b\tilde{z} \\ e = cw \end{cases} \tag{8}$$

由于 $H(s)$ 是严格正实的,根据 Kalman-Yakubovich 引理,一定存在矩阵 $P = P^T > 0, Q = Q^T > 0$,使得

$$\begin{cases} A^T P + PA = -Q \\ Pb = C^T \end{cases} \tag{9}$$

成立。定义李雅普诺夫函数

$$V = w^T P w + \tilde{z}^2/k \tag{10}$$

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dt} = & -w^T Q w - \frac{2|q|}{kg(q)}\tilde{z}^2 \\ & - w^T Q w \quad 0 \end{aligned} \tag{11}$$

因此,由式(8)定义的系统是渐近稳定的。应用 LaSalle-Yoshizawa 定理,有 $w \rightarrow 0, \tilde{z} \rightarrow 0$,则 $e \rightarrow 0, \hat{F} \rightarrow 0$ 。

3.2 外部扰动 模型误差的时间延迟补偿

在跟踪控制中,由于系统外部扰动(如:机床切削力、机器人操作手负载等)和模型参数误差的存在,会导致系统性能变坏。如果控制器不能对其有效补偿,被控系统则很难达到所要求的鲁棒性能。当 $J = J_n + \Delta J, d \neq 0$ 时,将式(6)代入式(1),得

$$J_n \ddot{e} + k_D \dot{e} + k_p e = \tilde{F} + \Delta J \ddot{q}_d + d \tag{12}$$

可以看出,跟踪误差主要由摩擦估计误差、模型参数误差和外部扰动所引起,而所有这些都是无法测量的。 $H(s)$ 的严格正实性虽然能够补偿这三部分,但实验研究证明,系统在有较大模型误差或外部扰动时,会产生较大的跟踪误差。重写方程(1)

$$u - J_n \ddot{q} - \hat{F} = \tilde{F} + \Delta J \ddot{q}_d + d \tag{13}$$

为得到式(13)右边的估计值,当时间延迟 L 足够小时,考虑当前时刻 t 的 $\tilde{F}(t) + \Delta J \ddot{q}_d(t) + d(t)$ 项

和过去 L 时刻的 $\tilde{F}(t-L) + \Delta J \ddot{q}(t-L) + d(t-L)$ 项, 假设其近似相等, 即

$$\tilde{F}(t) + \Delta J \ddot{q}(t) + d(t) \cong \tilde{F}(t-L) + \Delta J \ddot{q}(t-L) + d(t-L) \quad (14)$$

由方程(13)和(14)得

$$\tilde{F}(t) + \Delta J \ddot{q}(t) + d(t) = \hat{u}(t-L) - J_n \ddot{q}(t-L) - \hat{F}(t-L) \quad (15)$$

在计算机控制系统中, 式(15)下面 3 项很容易得到保持。完整的鲁棒控制律为

$$u(t) = J_n \ddot{q}_d(t) + k_p e + k_D \dot{e} + \hat{F}(t) + \hat{u}(t-L) - J_n \ddot{q}(t-L) - \hat{F}(t-L) \quad (16)$$

上述控制律中, 能以加速度信号 \ddot{q} 为代价获得系统的鲁棒性。加速度信号的获得主要有 3 种途径:

1) 观测器估计; 2) 位移或速度微分法; 3) 利用加速度传感器实测法。第 1 种虽然不需要额外增加系统硬件, 但会加重 CPU 的计算负担; 第 2 种方法的微分作用会给系统引入不必要的噪声。本文实验采用第 3 种方法获得加速度信号。

3.3 控制机理及稳定性分析

分析式(16)的控制机理, 首先对其进行拉氏变换, 有

$$U(s) = J_n \frac{s^2 q_d - e^{-T_s} s^2 q}{1 - e^{-T_s}} + \frac{k_p + k_D s}{1 + e^{-T_s}} + \hat{F} \quad (17)$$

当采样时间 T 充分小时, 有 $e^{-T_s} \approx 1 - T_s$, 将式(17)线性化, 有

$$U(s) = \left[\frac{L_n}{T_s} + \frac{k_p}{T_s} + \frac{k_D}{T} \right] e + J_n s^2 q + \hat{F} \quad (18)$$

可见, 本文的控制律机理同于 PD + 加速度正反馈 + 摩擦补偿。加速度正反馈有拓宽系统频带的优点。

系统引入时间延迟补偿外部扰动后, 即引入了时间延迟参数 $L = T$, 这时采样时间不仅受采样定理的限制, 而且受系统稳定性的约束。为得到保障系统稳定的最大 T 值, 假设 $\ddot{q}_d = 0, F = F$, 利用后向差分, 用位移信号表示速度和加速度信号, 得出 $u(t)$ 的 Z 变换表达式 $U(z)$; 采用零阶保持器, 得出被控对象 Z 的变换表达式 $P(z)$ 。假设 $J = J_n$ (推导过程略), 得到系统特征方程

$$\frac{2L_n}{T^2} z^2 (z-1)^3 + \frac{L_n}{T^2} (z^3 - z^2 - z + 1) + k_p (z^3 + z^2) + \frac{k_D}{T} (z^3 - z) = 0 \quad (19)$$

可调参数 k_p 和 k_D 保障式(7) $H(s)$ 的正实性, 保证正实性的条件是 $k_p > 0, k_D > J_n \sigma_0 / \sigma_i$ 。其它只有参数 T 影响系统的稳定性, 根据式(19)及其 Nyquist

曲线可确定 T 的取值范围。

4 实验结果

4.1 摩擦参数确定

实验在三坐标控制实验台的 X 轴上进行, 直流伺服电机驱动滚珠丝杠, 滚珠丝杠带动滑块, 滑块上装有线加速度传感器, 与滑块平行运动方向装有 0.002 mm 光栅尺。信号经计数器采集, 驱动功率放大器的饱和输入电压为 $\pm 1 \text{ V}$, 输出范围为 $\pm 24 \text{ V}$, 采样周期为 0.001 s 。

首先确定参数 F_c, B, F_s, J_n 。分别在 $0.35 \sim 0.8 \text{ V}, -0.35 \sim -0.8 \text{ V}$ 之间取 10 个点作为输入电压, 对光栅尺信号用后向差分得到速度信号。记录速度相对稳定时间段 $t_{w1} \sim t_{w2}$ 内的速度, 取其均值作为相应电压下的速度。对正负 10 个点分别线性拟合确定 F_c 和 B 。用时间 t 作为输入信号确定 F_s 。输入一定频率的方波信号和 F_c 的补偿信号, 用 MATLAB 系统辨识工具箱确定 J_n 。

其次确定参数 σ_0 和 σ_i 。在低速的静摩擦区域, 主要受库仑摩擦力的影响, 即 $F = F_c$, 且有 $z \dot{q}$, 没有外部扰动。考虑式(1)~(3), 有 $J_n \ddot{q} + (\sigma_1 + B) \dot{q} + \sigma_0 q = u, \sigma_0 = F_c \text{sgn}(\dot{q}) / q_0$ 。输入一个很小的阶跃电压信号 (这里取 0.1 V), 得到 q , 于是可确定 σ_0 。对于 $J_n \ddot{q} + (\sigma_1 + B) \dot{q} + \sigma_0 q = u$ 这个二阶系统, 取阻尼系数为 0.7 , 得到 $\sigma_1 + B = 1.4 \sqrt{J_n \sigma_0}$, 从而得到 σ_1 。Stribeck 速度 \dot{q}_s 取值范围为 $0.01 \sim 100 \text{ mm/s}^{[1]}$, 现取 $\dot{q}_s = 5 \text{ mm/s}$, 模型与实验结果吻合很好, 如图 1 所示。系统摩擦模型参数如表 1 所示。

4.2 实验结果

本实验是跟踪曲线 $q_d = 5 \sin(0.4t) + 0.8 \times \sin(5t)$ 。图 2 和图 3 分别为无外部扰动时, 无摩擦补偿

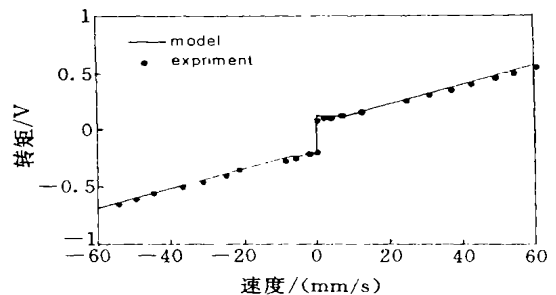


图 1 摩擦数学模型

表1 摩擦参数辨识值

	$F_s(V)$	$F_c(V)$	$\sigma_1/(V/mm \cdot s^{-1})$	$\sigma_0/(V/mm)$	$B/(V/mm \cdot s^{-1})$	$J_n/(V/mm \cdot s^{-2})$
$\dot{q} > 0$	0.108	0.047	0.759	38.1714	8.666×10^{-3}	7.876×10^{-3}
$\dot{q} < 0$	0.211	0.167				

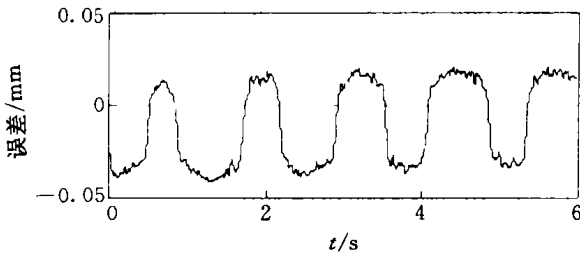


图2 无摩擦补偿PD控制

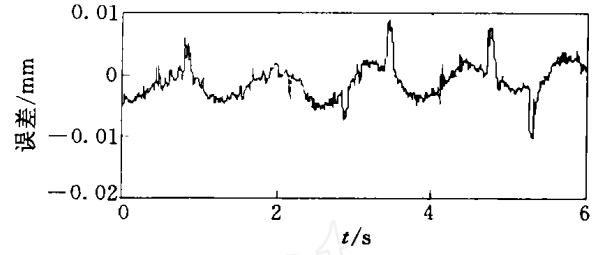


图3 有摩擦补偿PD控制

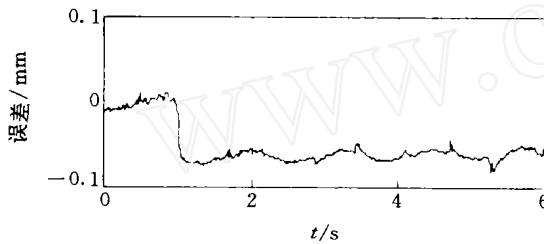


图4 阶跃扰动下的PD控制

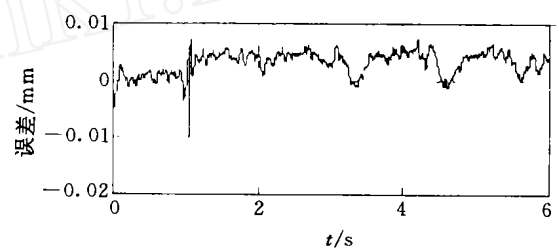


图5 时延扰动下的补偿控制

和有摩擦补偿的PD控制器跟踪实验误差。摩擦补偿效果明显,最大跟踪误差不到10 μm ,并且消除了功放的非对称性影响。图4给出了有外部扰动时的PD控制跟踪结果,即在系统运行1s时,给D/A输出增加0.5V的阶跃电压,这相对于功放饱和电压1V已经是很大的冲击,它与机床突加切削力情况类似。在相同情况下,图5采用本文提出的时间延迟外部扰动补偿控制,即控制律(16),其最大跟踪误差大约是4个光栅尺计数精度,很好地补偿了外部扰动和摩擦影响,取得了预期的效果。

5 结 语

本文针对影响运动控制性能的因素,即非线性摩擦、模型误差和外部扰动,分别给予补偿:1)利用摩擦非线性模型,对摩擦状态进行估计;2)利用时间滞后控制估计模型误差和外部扰动;3)给予综合控制律。实验结果证明这种控制器鲁棒性强,性能优良,可应用于数控机床、工业机器人的控制。本文的摩擦模型辨识方案为研究摩擦补偿提供了借鉴。

参考文献

[1] B Armstrong H éouvy, P Dupont, C C de Wit A sur-

vey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction[J]. *Automatica*, 1994, 30(7): 1083-1138

- [2] Seon Woo Lee, Jong Hw an Kim. Friction identification using evolution strategies and robust control of positioning tables[J]. *The ASME of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 1999, 121(4): 619-624
- [3] Paul IRO, Wonbo Shin, Sanghwa Jeong. Robust friction compensation for submicrometer positioning and tracking for a ball-screw-driven slide system[J]. *Precision Engineering*, 2000, (24): 160-173
- [4] Nakoto Iwasaki Tomohiro Shibata *et al*. Disturbance-observer-based nonlinear friction compensation in table drive system[J]. *IEEE/ASME Trans on Mech*, 1999, 4(1): 3-8
- [5] Weiping Li, Xu Cheng. A daptive high-precision control of positioning tables—Theory and experiments[J]. *IEEE Trans on Contr Syst Tech*, 1994, 2(3): 265-270
- [6] Ho Seong Lee, Masayoshi Tomizuka. Robust motion controller design for high-accuracy positioning systems[J]. *IEEE Trans on Indust Elect*, 1996, 43(1): 48-54
- [7] C Canudas de Wit, H Olsson. A new model for control of systems with friction[J]. *IEEE Trans on Autom Contr*, 1995, 40(3): 419-425