

文章编号 1004-924X(2003)01-0094-04

# 伺服系统两种低速非线性补偿方法的对比实验

陈涛<sup>1</sup>, 陈娟<sup>1</sup>, 蒋风华<sup>2</sup>

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130022;

2. 吉林省冶金设计院 电力科, 吉林 长春 130021)

**摘要:**在伺服系统中,对以摩擦力矩为主的低速非线性补偿,通常采用两大类方法,一类是基于摩擦力矩模型的补偿,另一类是不基于摩擦模型补偿。针对伺服系统中低速非线性干扰,本文给出了两种控制策略来抑制伺服系统的低速抖动,一是基于库仑模型的自适应低速抖动补偿,二是高增益的PID控制补偿。进行了实验分析和比较,结果是:基于库仑摩擦模型补偿的系统最小平滑速度为0.00249s,此时跟踪随机误差峰-峰值0.695;采用PID校正时的最小平稳速度为0.02969s,随机误差峰-峰值1.2815。得出了基于摩擦模型的自适应低速补偿控制结果优于传统的PID控制的结论,为研制出结构简单,性能优良的精密转台伺服系统提供了理论和实验依据。

**关键词:**伺服系统;低速;抖动;摩擦力矩;补偿

**中图分类号:**TP273.2 **文献标识码:**A

## 1 引言

伺服系统低速运行时,会出现低速不平稳现象。所谓低速不平稳,是指当系统运转速度低于某一临界值时,其运动速度呈脉动现象,这种现象又称低速抖动<sup>[1-2]</sup>。当伺服系统出现低速抖动时,系统的正常工作将受到很大影响,系统的低速性能受到损害。摩擦力矩是使系统产生低速抖动的主要原因。针对摩擦力矩,补偿方法总的来说,可分为两大类。一类是基于模型的补偿,另一类是不基于模型的补偿。如果已知摩擦模型,便可在系统中施加一个控制作用,使之抵消每一瞬时的摩擦力矩,进而消除摩擦对系统性能的影响,这就是基于模型的补偿。如果摩擦模型是通过在线辨识得到的就称之为自适应摩擦补偿。这种自适应方法可以捕捉到由于环境条件、润滑条件及负载变化所引起的摩擦转矩的动态变化,能更加实时地确定摩擦模型,从而有效地实施补偿。不基

于摩擦模型的补偿,可以抑制低速时的所有非线性干扰,包括电机力矩波动,但效果有限。本文给出了基于摩擦模型和不基于摩擦模型的两种控制补偿方法,分别给出了控制律,进行了两者的最小平滑速度实验比较,当采用基于库仑摩擦模型进行补偿时,系统最小平滑速度为0.00249s,跟踪随机误差峰-峰值0.695;而采用PID校正补偿时的最小平稳速度为0.02969s,随机误差峰-峰值1.2815。

## 2 两种不同控制补偿方法

### 2.1 自适应低速非线性补偿

该种控制策略属于基于摩擦模型的低速非线性干扰补偿。根据模型参考自适应控制理论,首先应将摩擦力矩用某一模型来表示。文献[1]提出四种模型,本文采用比较简单且易实现的库仑摩擦模型。实际的模型参考自适应控制结构如图1,图中: $M_f(\dot{\alpha})$ 为摩擦力矩, $J$ 为等效到电机转

收稿日期:2002-03-05;修订日期:2002-10-04.

基金项目:中国科学院创新基金(ZJ99129B)

子的转动惯量,  $z$  为速度校正输出,  $u$  为自适应控制律,  $\dot{\theta}_d$  为系统输出,  $\dot{\theta}_m$  为系统的理想模型输出,  $K_d = K_{PWM} K_M / R_a J, A_d = K_M K_e / R_a J$ , 其中  $K_M$  为力矩系数 ( $NM/A$ ),  $K_{PWM}$  为 PWM 功率级放大倍数,  $R_a$  为电机电枢电阻; 电感  $L$  忽略,  $K_e$  为由电机结构决定的电势系数。由参考文献 [3], 可得  $u$  如下:

$$u = K_1 \dot{\theta}_d + K_2 z + K_3 \text{sgn}(\dot{\theta}_d), \quad (1)$$

$K_1, K_2, K_3$  是自适应调节参数, 其表达式为:

$$\begin{aligned} K_1(t) &= B_1 \int_0^t e \dot{\theta}_d dt + c_1 e \dot{\theta}_d \\ K_2(t) &= B_2 \int_0^t e z dt + c_2 e z \\ K_3(t) &= B_3 \int_0^t e \text{sgn}(\dot{\theta}_d) dt + c_3 e \text{sgn}(\dot{\theta}_d), \end{aligned} \quad (2)$$

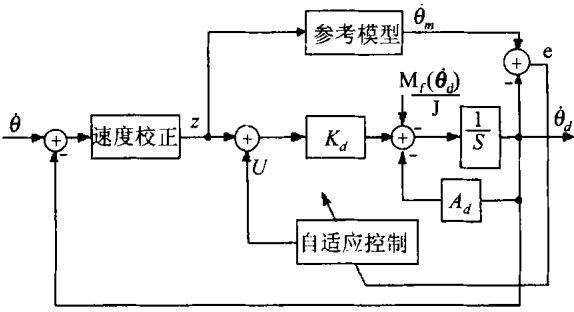


图 1 模型参考自适应控制系统

Fig. 1 MRAC system

系统低速运行时, 软件在线实时调整参数  $K_1(t), K_2(t), K_3(t)$ , 也即调整  $B_1, B_2, B_3, C_1, C_2$  和  $C_3^{[4]}$  的数值, 可以实现低速时  $e$  趋于零, 即  $\dot{\theta}_d$  趋于  $\dot{\theta}_m$ , 从而使伺服系统输出接近理想参考模型的输出。

### 2.2 高增益的 PID 控制

该种控制策略属于不基于摩擦模型的低速非线性干扰补偿。当环境条件、润滑条件及负载变化引起摩擦转矩动态变化时, 精确的摩擦模型无法确定, 此时适合采用不基于摩擦模型的补偿方法, 可以比较有效地抑制包括摩擦力矩、电机力矩波动在内的低速非线性干扰<sup>[5-6]</sup>。简单易行的方法是高增益 PID 串联校正补偿, 原理方框图如图 2。图中  $M$  低速非线性干扰,  $K_T$  为速度反馈系数,  $J, K_d, A_d$  意义同图 1。

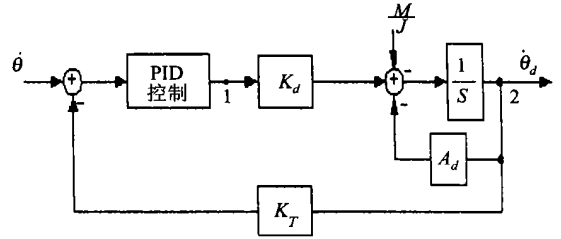


图 2 PID 控制方框图

Fig. 2 PID control diagram

根据参考文献 [7], 当系统机械谐振频率确定后, 速度回路开环截止频率应小于谐振频率的二分之一, 一般情况下为  $80 \text{ rad/s}$  左右, 低速时的回路增益应在 1 000 左右, 且保证校正后系统的开环幅频特性以  $-20 \text{ dB/十倍频程}$  穿越零分贝线, 保证系统具有足够的稳定裕量。采用的 PID 校正环节的传递函数形式为:

$$W_{PID}(s) = \frac{K_{PID}(T_2 s + 1)(T_3 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_4 s + 1)}, \quad (3)$$

选择  $K_{PID}, T_1, T_2, T_3$  和  $T_4$  分别为 900、0.82、0.15、0.013 和 0.065。通过对模型转台系统的实际测试, 得到从 1 点到 2 点的传递函数为:

$$G_m(s) = \frac{0.8}{(0.82 s + 1)(0.015 s + 1)}, \quad (4)$$

则速度回路系统的开环传递函数为 (3) 式和 (4) 式的乘积。由 Matlab 仿真得到的速度回路开环频率特性见图 3, 开环截止频率约为  $81 \text{ rad/s}$ , 满足稳定裕量的要求。

当实际系统低速运行时, 根据情况, 可适当调节 PID 的校正参数, 使系统的低速性能指标最好。

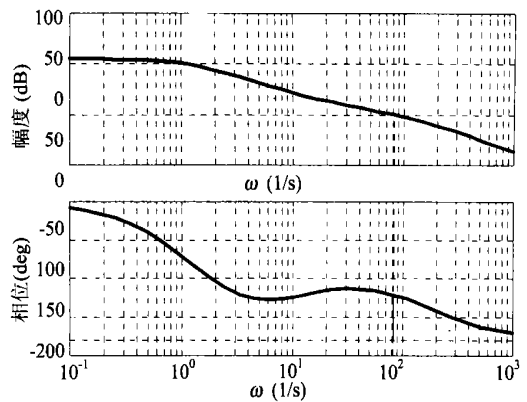


图 3 速度回路开环幅频特性

Fig. 3 Frequency characteristics of speed openloop

### 3 对比实验研究

实验研究以模型转台为基础,转台的各种工作方式是由一台工业控制计算机设定,即可以完成对转台位置、速度、伺服状态的设定。计算机控制 PCL836 卡产生 PWM 波输出,并和数据采集接口相连,构成了完整的转台驱动与数据采集系统,编码器完成位置闭环,测速机完成速度闭环。计算机的参与,不但提高了系统的测试能力,也保证了测试数据的准确可靠。全部程序用 C 语言编写,并采用模块化结构程序设计方法。

采用第 2 节提到的基于库仑摩擦模型的自适应摩擦补偿方法,来实验验证自适应补偿方法的有效性,并与传统的 PID 校正进行了比较。在图 1 中取速度校正控制器放大倍数  $K = 100$ , 自适应参数,  $B_1 = 0.1$ ,  $B_2 = 0.1$ ;  $C_1 = 0.005$ ,  $C_2 = 0.0075$ ,  $C_3 = 0.2$ 。选择参考模型参数  $\dot{m} + 1.25$ ,  $m = 6$ 。PID 校正参数如 2.2 节所述。图 4 是基于库仑摩擦模型补偿的系统最小平滑速度为  $0.00249\text{ s}$ , 此时跟踪随机误差峰-峰值  $0.695$ , 标准偏差 SD 为  $0.138$ 。图 5 是采用 PID 校正时的最小平滑速度,为  $0.02969\text{ s}$ , 随机误差峰-峰值  $1.2815$ , 标准偏差 SD 为  $1.032$ 。

### 4 实验结果及分析

从上面的讨论及实验结果可以得到如下结论。针对模型转台,基于摩擦模型的自适应低速补偿控制能够明显提高伺服系统的低速性能,其结果优于传统的 PID 控制。对于实际的伺服系统,如果工作条件恶劣,摩擦模型不确定,基于摩

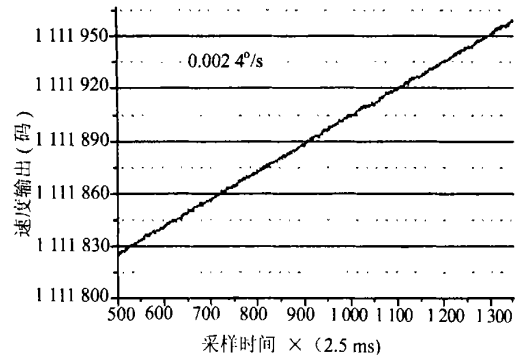


图 4 基于库仑摩擦模型的最小稳定速度

Fig. 4 Minimum stable speed based on Coulomb model

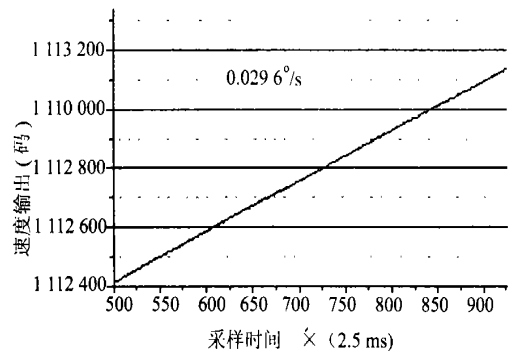


图 5 基于 PID 补偿的最小稳定速度

Fig. 5 Minimum stable speed with PID compensation

擦模型的自适应低速补偿效果就不能十分理想,此时采用在线测量的动态摩擦模型可以克服以上缺点。本研究在理论上和实验上给出了较完整的伺服系统低速抖动的补偿控制方法,该方法对精密转台伺服系统高精度控制提供了理论和实验依据,具有重要的应用价值。

#### 参考文献:

- [1] ARMSTRONG B, DUPONT P, de Wit C C. Analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction automatica[J]. *A Survey of Models*, 1994, 30(7):1083-1138.
- [2] 姜玉宪. 伺服系统低速跳动问题[J]. *自动化学报*, 1982, 8(2):136-144.  
JIANG Y X. Los speed jitter in the servo system[J]. *Journal of Automation*, 1982, 8(2):136-144.
- [3] 陈娟. 自适应低速摩擦补偿[J]. *量子电子学报*, 2001, 18:89-91  
CHEN J. Adaptive low-speed friction compensation[J]. *Journal of Quantum and Electronics*, 2001, 18:89-91.
- [4] 陈娟. 伺服系统低速特性与抖动补偿研究[D]. 长春:中科院长春光学精密机械与物理研究所, 2001.  
CHEN J. *Study on low-speed properties and jitter compensation* [D]. Changchun: Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, 2001.

- [5] 李清泉. 自适应控制系统理论、设计与应用[M]. 北京 :科学出版社 ,1990.  
LI Q Q. *Theory design and application of adaptive control system* [M]. Beijing : Science Publishing ,1990.
- [6] 黎俊杰 ,胡湘沛. 精密传动用的力矩电机[J]. 光学精密机械 ,1983 , 2 :51-60.  
LI J J , HU X P. Torque motor used in precision driving[J]. *Optics and Precision Engineering* , 1983 ,2 :51-60.
- [7] 秦继荣. 现代直流伺服控制技术及其系统设计[M]. 北京 :机械工业出版社 ,1999 .  
QIN J R. *Modern DC servo contrl technology and system design* [M]. Beijing : Mechanical Industry Publishing House , 1999.

## Two low-speed nonlinear compensations for servo system

CHEN Tao<sup>1</sup> , CHEN Juan<sup>1</sup> , JIANG Feng-hua<sup>2</sup>

(1. *Changchun Institute of Optics , Fine Mechanics and Physics ,  
Chinese Academy of Sciences , Changchun 130022 , China ;*

2. *Jilin Provincial Metallurgical Design Institute , Changchun 130021 , China*)

**Abstract :** Two strategies : adaptive low speed jitter compensation and PID control with high gain are proposed to compensate the nonlinear factors in a servo system. Experimental results show that the minimum stable speed with adaptive control is  $0.00249\text{ s}$  , and the tracking error peak-peak value is  $0.695$  ; when the minimum stable speed with PID compensation is  $0.02969\text{ s}$  , the tracking error peak-peak value is  $1.2815$  .

**Key words :** servo system ; low speed ; jitter ; friction moment ; compensation

**作者简介 :**陈 涛(1965 - ) ,男 ,吉林省长春市人 ,研究员 ,博士生导师 ,主要从事光电跟踪方面的研究。