

文章编号 1004-924X(2011)05-1095-09

## 谐波减速器的非线性摩擦建模及补偿

韩邦成, 马纪军\*, 李海涛

(1. 北京航空航天大学 仪器科学与光电工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 新型惯性仪表与导航系统技术国防重点学科实验室, 北京 100191)

**摘要:**针对带有谐波减速器的双框架控制力矩陀螺框架伺服系统中的非线性摩擦问题,提出了非线性摩擦建模及补偿方法。首先,根据框架伺服系统数学模型导出摩擦力矩与角加速度和电机电流的关系;然后,通过光电码盘测得的角位置计算角速率并设计估计器来估计电机端和负载端的角加速度,利用采样电流和估计的角加速度计算摩擦力矩,建立库伦+粘滞+Stribeck摩擦模型;最后,设计基于摩擦模型的前馈补偿控制器抑制非线性摩擦以提高系统控制精度。实验结果显示,与传统PID控制方法相比,伺服系统加入基于摩擦模型的前馈补偿之后,角速率误差曲线峰峰值减小28.2%,角速率误差均方值减小25.7%;表明通过基于摩擦模型的前馈补偿可以有效抑制非线性摩擦引起的角速率误差,提高伺服系统的控制精度。

**关键词:**控制力矩陀螺;谐波减速器;非线性摩擦;加速度估计;前馈

**中图分类号:**V241.5 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20111905.1095

## Modeling and compensation of nonlinear friction in harmonic driver

HAN Bang-cheng, MA Ji-jun\*, LI Hai-tao

(1. School of Instrument Science and Optoelectronics Engineering,  
Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Key Laboratory of Fundamental Science for National Defense of Novel Inertial  
Instrument and Navigation System Technology, Beihang University, Beijing 100191, China)

\* Corresponding author, E-mail: majijuncekong@yahoo.com.cn

**Abstract:** To overcome the influence of the nonlinear friction on the gimbal servo-system of a double gimbal control moment gyro with harmonic drivers, the methods of modeling and compensation of the nonlinear friction are proposed. Firstly, the relationships between the nonlinear friction torque and the angle acceleration of a gimbal motor and the friction torque and the current of the gimbal motor are deduced according to the mathematical model of gimbal servo-system. Then, based on the angle position measured by encoders, the angle velocities of the motor and loader sides are calculated and an angle acceleration estimator is designed to estimate the angle accelerations of the motor and loader sides. Furthermore, the nonlinear friction torque is calculated and modeled as the Coulomb, viscous and Stribeck friction model. Finally, a feedforward compensation controller based on the model is designed to restrain the nonlinear friction and to improve the control precision. Experimental results indicate

收稿日期:2010-06-25;修订日期:2010-08-06.

基金项目:国家自然科学基金重点资助项目(No. 60736025);国家杰出青年科学基金资助项目(No. 60825305)

that compared with those of the conventional PID control method, the peak-peak value of angle velocity error curve has decreased by 28.2% and the mean squared error decreased by 25.7% after the feedforward compensation controller is added. It concludes that the feedforward compensation controller decreases the angle velocity error caused by nonlinear friction and improves the control precision of the servo-system.

**Key words:** control moment gyro; harmonic driver; nonlinear friction; acceleration estimation; feedforward

## 1 引言

控制力矩陀螺(CMG)是空间站、空间实验室等大型航天器实现姿态控制的关键执行机构,它的精度直接决定了航天器的姿态控制精度。由于控制力矩陀螺具有大力矩、长寿命、高精度、低功耗的优点,在航天控制应用领域得到了广泛的关注,自 20 世纪 60 年代以来,已经在一系列大型航天器上得到应用,如天空实验室(美国 1973)、和平号空间站(前苏联 1986)、国际空间站(1998)等等<sup>[1-3]</sup>。

控制力矩陀螺按框架自由度个数可分为单框架控制力矩陀螺(SGCMG)和双框架控制力矩陀螺(DGCMG)。相比于单框架控制力矩陀螺,双框架控制力矩陀螺具有角动量近乎球形、奇异问题不明显、使用个数少等优点,是控制力矩陀螺发展的一个重要方向。框架伺服系统是双框架控制力矩陀螺的重要组成部分,其速率精度直接决定双框架控制力矩陀螺输出力矩精度。单框架控制力矩陀螺框架伺服系统一般采用直接驱动的方式;而双框架控制力矩陀螺在输出力矩时由于内外框架之间存在强陀螺耦合力矩,如果也采用直接驱动方式则需要框架力矩电机的输出很大,电机的体积和质量会很大,因此一般采用加入传动机构的方式<sup>[4]</sup>。与其它传动机构相比,谐波减速器具有传动比大、体积小、重量轻、传动效率高、传动精度高、回差小,传动平稳、无冲击、噪声低等优点,是双框架控制力矩陀螺框架传动机构的最佳选择。然而,谐波减速器由于其结构特点,在传动过程中存在非线性摩擦,导致伺服系统低速运行时出现低速不平稳现象,降低伺服系统输出速率精度,从而影响双框架控制力矩陀螺输出力矩精度,最终影响航天器的姿态控制精度,因此伺服系统控制过程中必须克服谐波减速器的非线性

摩擦。

目前,国外有很多针对谐波减速器非线性摩擦建模的文章。H. D. Taghirad 等<sup>[5]</sup>建立了基于库伦+粘性模型和 Stribeck 模型的谐波减速器摩擦模型;T. D. Tuttle 等<sup>[6]</sup>建立了基于角速率和角位置的非线性摩擦模型;P. S. Gandhi 等<sup>[7]</sup>研究了谐波减速器的摩擦模型及补偿,指出谐波减速器的非线性摩擦模型包括两部分:基于角速率的 Luge 摩擦模型和基于电机角位置的摩擦模型;Yu-Sheng Lu 等<sup>[8]</sup>通过干扰观测器来抑制谐波减速器非线性摩擦造成的力矩波动。这些关于摩擦模型的建模方法都必须在谐波减速器上安装力矩传感器,然而由于双框架控制力矩陀螺框架伺服系统的特殊结构,力矩传感器的安装受到限制,因此,以上摩擦模型建模方法在控制力矩陀螺框架伺服系统中并不适用。

北航新型惯性仪表与导航系统技术国防重点学科实验室研制的双框架控制力矩陀螺实验样机,首次将谐波传动用于双框架控制力矩陀螺框架伺服系统中。本文针对带有谐波减速器的双框架控制力矩陀螺框架伺服系统中的非线性摩擦,提出一种摩擦建模及补偿方法,根据系统数学模型导出摩擦力矩与角加速度和电机电流的关系,通过光电码盘测得的电机端和负载端的角位置计算角速率,并通过测得角位置设计估计器来估计电机端和负载端的角加速度,利用采样电流和估计角加速度计算摩擦力矩,给出了非线性摩擦力矩曲线,建立了库伦+粘滞+Stribeck 摩擦模型,最后通过模型前馈补偿实现非线性摩擦的抑制,从而提高系统控制精度。

## 2 谐波传动

### 2.1 谐波传动原理

谐波传动是一种具有柔性齿轮的新型少齿差

传动,是依靠弹性变形运动来实现传动的新型运动,它突破了机械传动采用刚性构件机构的模式,通过一个柔性构件来实现机械传动<sup>[9]</sup>。谐波传动包括 3 个基本构件:波发生器、柔轮及刚轮,如图 1 所示。3 个构件中可以任意固定一个,其余两个一为主动、一为从动,可以实现增速或减速。双框架控制力矩陀螺框架伺服系统中谐波减速器传动方式为:刚轮固定,波发生器为主动,柔轮为从动。工作时波发生器在柔轮内转动,迫使柔轮产生连续的弹性变形,此时波发生器的连续转动,就使柔轮齿的啮入-啮合-啮出-脱离这 4 种状态循环往复不断地改变啮合状态。

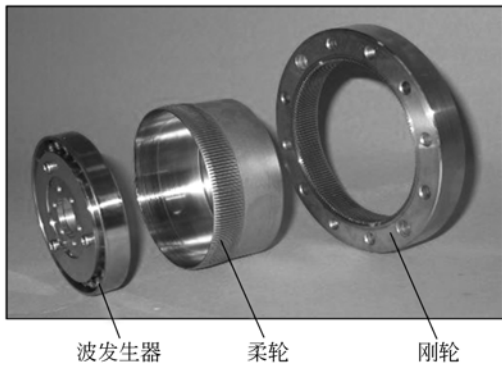


图 1 谐波减速器实物图

Fig. 1 Harmonic drive components

### 2.2 谐波传动模型

实际上,完整的谐波传动模型在力矩传递过程中存在摩擦力矩等损耗,因此建立含有非线性摩擦的谐波传动模型,如图 2 所示。

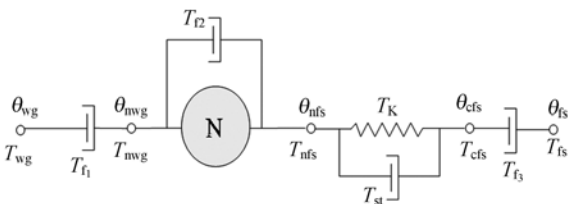


图 2 谐波传动模型

Fig. 2 Transmission model of harmonic drive

根据图 2 所示的传动模型,得到传动过程中的角位置和力矩平衡关系:

$$\begin{cases} \theta_{wg} = \theta_{nwg} \\ T_{wg} = T_{nwg} + T_{f1} \end{cases}, \quad (1)$$

$$\begin{cases} \theta_{nwg} = N\theta_{nfs} \\ T_{nwg} = \frac{1}{N}T_{nfs} + T_{f2} \end{cases}, \quad (2)$$

$$\begin{cases} T_{nfs} = T_{cfs} \\ T_{nfs} = T_k + T_{st} \end{cases}, \quad (3)$$

$$\begin{cases} \theta_{fs} = \theta_{cfs} \\ T_{fs} = T_{cfs} - T_{f3} \end{cases}, \quad (4)$$

其中,  $T_{f1}, T_{f2}, T_{f3}$  为谐波减速器传动过程中的非线性摩擦,分别表示波发生器上的摩擦,柔轮与刚轮之间的啮合摩擦,柔轮上的摩擦;  $\theta_{wg}, \theta_{fs}$  分别为谐波减速器波发生器角位置和柔轮角位置;  $T_{wg}, T_{fs}$  分别为谐波减速器波发生器力矩和柔轮力矩;  $\theta_{nwg}, \theta_{nfs}, \theta_{cfs}, T_{nwg}, T_{nfs}, T_{cfs}$  为谐波减速器模型中间变量;  $N$  为减速比;  $f(\theta) = T_k + T_{st}$  为谐波减速器扭转力矩; 传动误差角为:  $\theta = \theta_{nfs} - \theta_{cfs}$ 。分析发现,谐波减速器的非线性摩擦主要有柔轮与刚轮之间的啮合摩擦  $T_{f2}$ , 柔轮轴承摩擦  $T_{f3}$  由于作用在低速大力矩的负载端与作用在高速小力矩的电机端的波发生器轴承摩擦力矩  $T_{f1}$  相比较小可以忽略<sup>[10]</sup>, 因此谐波减速器的非线性摩擦  $T_f$  可以表示为:  $T_f = T_{f1} + T_{f2}$ 。由于无法准确描述  $T_{f1}$  和  $T_{f2}$ , 以后工作中将以  $T_f$  表示整个谐波传动过程中的非线性摩擦。由以上分析谐波减速器输入输出力矩关系为:  $T_{wg} = f(\theta)/N + T_f$ 。

### 3 非线性摩擦模型建模及前馈补偿

#### 3.1 框架伺服系统数学模型

以内框架系统为例进行分析,双框架控制力矩陀螺工作时框架电机带动谐波波发生器旋转,框架电机另一侧有光电码盘检测电机角位置,谐波柔轮输出带动陀螺房旋转,在陀螺房另一侧有光电码盘检测陀螺房的角位置。

如果将波发生器的转动惯量计入电机转动惯量,将柔轮转动惯量计入负载转动惯量,那么可以把框架伺服系统视为由电机和负载所组成的二质量系统<sup>[11]</sup>。得到框架伺服系统控制框图如图 3 所示,速率伺服系统一般采用两环控制方式,建立了带有谐波传动的内框架伺服系统的两闭环模型。图 3 中字母定义如下:

$k_p$  为速度环比例系数,  $k_i$  为速度环积分系数,  $L$  为电机绕组电感,  $R$  为电机绕组电阻,  $k_{back}$  为电流反馈系数,  $k_{pi}$  为电流环比例系数,  $C_c$  为反电

动势系数,  $k_m$  为电机力矩系数,  $J_m$  为电机轴转动惯量,  $\theta_m$  为电机端角位置,  $\dot{\theta}_m$  为电机端输出角速率,  $T_m$  为电机输出力矩,  $J_1$  为谐波负载端转动惯量,  $N$  为减速比,  $K$  为谐波减速器刚度系数,  $T_{m1}$  为负载端力矩,  $\dot{\theta}_1$  为负载端输出角速率,  $\theta_1$  为负载端角位置,  $\tau_{f1}$  为非线性摩擦力矩。

对系统进行动力学分析可得:

$$J_m \ddot{\theta}_m + T_{wg} = T_m, \quad (5)$$

$$T_m = k_m i, \quad (6)$$

$$T_{wg} = \frac{1}{N} f(\theta) + T_f, \quad (7)$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + \tau_{f1} = f(\theta). \quad (8)$$

其中,  $\tau_{f1}$  为负载端框架轴承摩擦力矩和导电滑环摩擦力矩之和, 转子静止时框架轴承的摩擦是由重力引起的, 规定导电滑环转动摩擦力矩为固定值, 则  $\tau_{f1}$  为固定值。

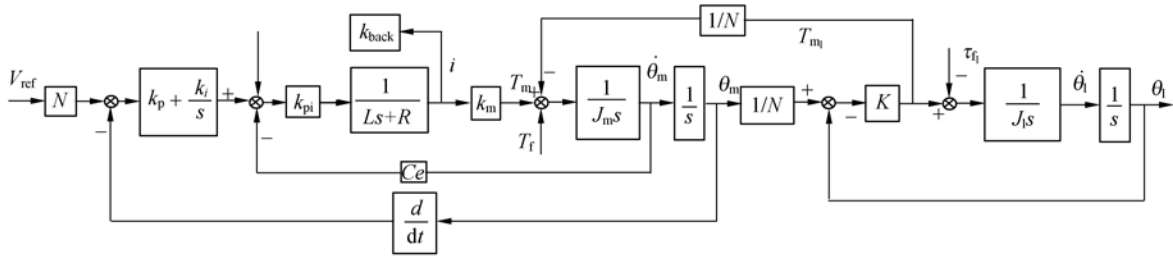


图 3 框架伺服系统控制框图

Fig. 3 Control block diagram of gimbal servo-system

根据式(5)、(6)、(7)、(8)得到谐波减速器非线性摩擦  $T_f$  表达式:

$$T_f = k_m i - \frac{1}{N} (J_1 \ddot{\theta}_1 + \tau_{f1}) - J_m \ddot{\theta}_m. \quad (9)$$

上式中,  $k_m, J_m, J_1, \tau_{f1}$  为已知, 则可以通过采样电流和电机端与负载端的角加速度计算摩擦力矩。

A/D 采样电流值与实际电流值之间的关系为:  $i = 2(2.5 - nCurInn/819)/3$ , 其中 nCurInn 为电流经 A/D 采样后得到的数字量。

框架伺服系统通过光电码盘测量电机端和负载端角位置信号, 那么负载端和电机端的角加速度可以通过对角位置两次差分求得, 但得到的角加速度信号受噪声污染比较严重, 如果对角加速度信号滤波会引起相位滞后和幅值衰减, 而采用角加速度传感器直接测量又必须满足传感器安装和正常工作所要求的各种限制条件, 代价很大甚至难以实现。本文利用光电码盘测得电机端、负载端角位置信号, 通过设计角加速度估计器来得到准确的角加速度信号<sup>[12]</sup>。

### 3.2 角加速度估计器

角加速度估计器如图 4 所示, 其中,  $x$  为光电码盘测得角位置信号;  $a_e$  为估计器得到的角加速度信号;  $x_e$  为估计器输出的角位置信号。

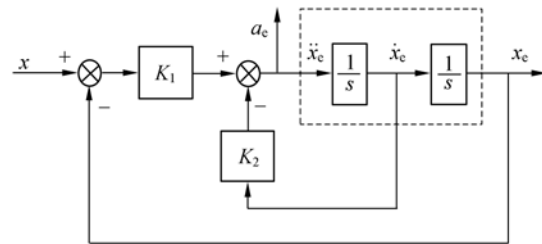


图 4 角加速度估计器

Fig. 4 Angle acceleration estimator

图 4 为角加速度估计器的结构图, 估计器输出  $a_e = K_1(x - x_e) - K_2 dx_e/dt$  估计器是一个二阶闭环系统, 其传递函数为:

$$\frac{x_e}{x} = \frac{K_1}{s^2 + K_2 s + K_1} = \frac{\omega_b^2}{s^2 + 2\zeta\omega_b s + \omega_b^2}, \quad (10)$$

其中,  $\omega_b$  为系统无阻尼振荡频率,  $\zeta$  为系统阻尼系数。此系统为二阶闭环系统, 可以很容易地配置  $\omega_b, \zeta$  以满足根据系统所要求的带宽、响应时间等指标, 进而求出  $K_1, K_2$ 。角加速度估计器的离散形式为:

$$\begin{Bmatrix} x_e(k+1) \\ a_e(k+1) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T_s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_e(k) \\ a_e(k) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{2} T_s^2 \\ T_s \end{bmatrix} a_e(k), \quad (11)$$

$$a_e(k) = K_1[x(k) - x_{e_1}(k)] - K_2\omega_e(k), \quad (12)$$

其中,  $x_e(k)$ ,  $\omega_e(k)$ ,  $a_e(k)$  分别为  $k$  时刻对角位置、角速度、角加速度的估计值,  $T_s$  为采样周期,  $x(k)$  为  $k$  时刻由光电码盘测得的角位置。

对角加速度估计器进行仿真,通过研究估计角位置与实际角位置之间的相位关系可以确定估计得到的角加速度与实际角加速度之间的相位关系。

根据估计器传递函数式(10)得到估计角位置与实际角位置之间的幅值相位关系如图 5 所示,仿真结果表明,  $\omega_b = 188.4 \text{ rad/s} = 30 \text{ Hz}$ ,  $\zeta = 0.707$ ,  $\omega = 6.28 \text{ rad/s} = 1 \text{ Hz}$  时,估计角位置比实际角位置相位滞后  $2.7^\circ$ ,并且认为估计角位置与实际角位置幅值相等。因此,估计角加速度比实际角加速度相位滞后  $2.7^\circ$ ,估计角加速度和实际角加速度幅值相等。

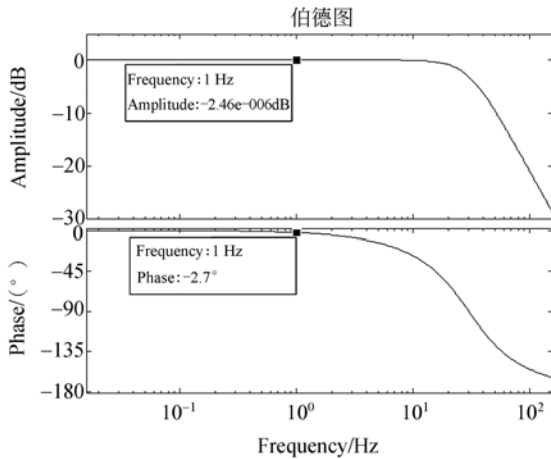


图 5 角加速度估计器伯德图

Fig. 5 Bode diagram of angle acceleration estimator

### 3.3 谐波减速器非线性摩擦模型

以上框架伺服控制系统中,给定角速度信号为  $v_{ref} = 0.0872 \sin(2\pi t) \text{ rad/s}$  时,根据式(9)利用采样电流值和估计角加速度值求出谐波减速器非线性摩擦力矩,而图 5 的仿真结果表明参数为  $\omega_b = 30 \text{ Hz}$ ,  $\zeta = 0.707$  的角加速度估计器估计得到的角加速度比实际角加速度滞后  $2.7^\circ$ ,因此计算摩擦力矩时先将采样得到的电流值移位  $2.7^\circ$ 。规定采样电流频率为  $2 \text{ kHz}$ ,  $k$  时刻电流采样值  $nCurInn$ ,  $\ddot{\theta}_m(k)$ ,  $\dot{\theta}_1(k)$  为  $k$  时刻估计角加速度,定义数组  $nCur^{[15]}$ ,  $k$  时刻摩擦力矩计算过程如下:

$$nCur[ii] = nCur[ii+1]; (0 \leq ii < 15), \quad (13)$$

$$nCur[15] = nCurInn, \quad (14)$$

$$i(k) = 2(2.5 - nCur[0]/819)/3, \quad (15)$$

$$T_f(k) = k_m i(k) - \frac{1}{N}(J_1 \ddot{\theta}_1(k) + \tau_1) - J_m \ddot{\theta}_m(k). \quad (16)$$

取多组实验数据得到摩擦力矩均值,给出了谐波减速器非线性摩擦力矩和电机端角速度关系曲线如图 6 所示,可以采用库伦+粘性+Stribeck 模型<sup>[13]</sup>来描述谐波减速器非线性摩擦与角速度的关系曲线。库伦+粘性+Stribeck 摩擦模型可表示为:

$$T_f(v) = \{ T_c + (T_s - T_c) \exp(-|v/v_s|^{\delta_s}) + \sigma |v| \} \text{sgn}(v), \quad (17)$$

其中,  $T_c$  为动摩擦力矩,即库伦摩擦力矩,  $T_s$  为 Stribeck 摩擦力矩,即最大静摩擦力矩,  $\sigma$  为粘滞摩擦因数,  $v_s$  为 Stribeck 速度,  $\delta_s$  为 Stribeck 模型参数,  $v$  为系统角速度,其符号表示与运动正方向相同或相反。根据非线性摩擦力矩与角速度关系曲线,通过参数辨识的方法可得到模型参数。模型参数辨识的数学方法是将低速和高速阶段的点分别拟合成一条直线,低速直线 AB 与纵轴交点值为最大静摩擦力矩,高速直线 CD 与纵轴交点值为库伦摩擦力矩,其斜率为粘滞摩擦因数,低速直线 AB 与  $y = T_c$  直线交点的横坐标值即为 Stribeck 速度,如图 7 所示。得到  $T_c = 0.0246 \text{ Nm}$ ,  $T_s = 0.0462 \text{ Nm}$ ,  $v_s = 0.55 \text{ rad/s}$ ,粘滞摩擦因数  $\sigma = 0.0255$ ,本文中采用 Tustin 经验模型<sup>[14]</sup>来描述 Stribeck 现象,则  $\delta_s = 1$ 。代入参数后,谐波减速器的非线性库伦+粘滞+Stribeck 摩擦模型如图 6 所示。

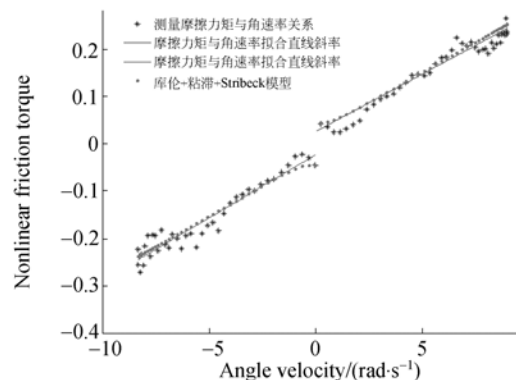


图 6 摩擦力矩和角速度关系曲线

Fig. 6 Relationship curve between friction torque and angle velocity

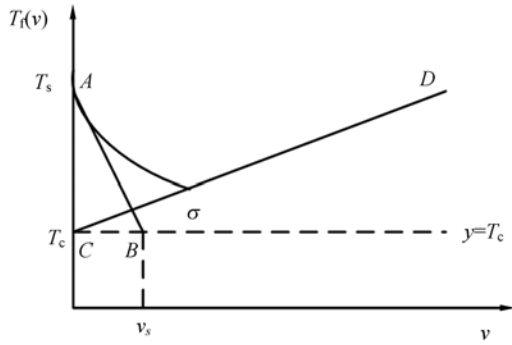


图 7 库伦+粘性+Stribeck 模型参数意义

Fig. 7 Parameters of Coulomb, viscous and Stribeck model

### 3.4 非线性摩擦前馈补偿

为了减小非线性摩擦对伺服系统控制精度的影响,有效的方法是基于模型进行摩擦补偿。传统的摩擦补偿方法如图 8 所示,通过测量负载角速度由摩擦模型计算摩擦力矩构成反馈,该方法的缺点是数字控制系统中有一个采样周期的延时,并且由于带有本质非线性的摩擦力矩构成反馈控制闭环,将会引入不稳定问题<sup>[15]</sup>。摩擦前馈补偿方法如图 9 所示,根据给定角速度  $v_{in}$  通过前

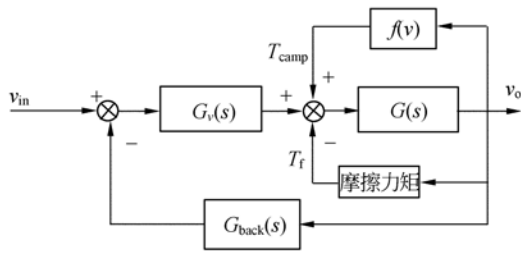


图 8 传统摩擦补偿结构图

Fig. 8 Block diagram of conventional friction compensation structure

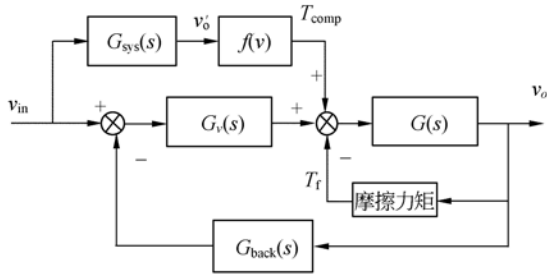


图 9 摩擦前馈补偿结构图

Fig. 9 Block diagram of friction feedforward compensation structure

馈补偿控制器  $G_{sys}(s)$  估计伺服系统角速度  $v_b'$ , 再通过摩擦模型计算摩擦力矩构成前馈控制,即得出基于摩擦模型的前馈补偿方案。

在框架伺服系统中采用非线性摩擦前馈补偿方法设计前馈控制器,  $G_{sys}(s)$  为伺服系统参考输入角速度到电机端角速度的传递函数,  $f(v)$  为系统非线性摩擦力矩模型,  $G_v(s)$  为系统速度环电流环控制器,  $G(s)$  为电机转子和谐波减速器波发生器数学模型,  $v_{in} = N v_{ref}$ ,  $v_b$  为框架伺服系统电机端输出角速率,主要参数值见表 1。

$$G_{sys}(s) = \frac{G_v(s)G(s)}{1 + G_{back}(s)G_v(s)G(s)}, \quad (18)$$

$$G_v(s) = \frac{k_m k_{pi}(k_p s + k_i)}{s(Ls + R + k_{back} k_{pi})}, \quad (19)$$

$$G(s) = \frac{1}{J_m s}, \quad (20)$$

$$G_{back}(s) = \frac{C_e s + k_p s + k_i}{k_p s + k_i}. \quad (21)$$

由式(18)、(19)、(20)、(21)得到前馈控制器:

$$G_{sys}(s) = \frac{1.362 \ 24s + 681.12}{1.56 \times 10^{-6} s^3 + 0.002 \ 47s^2 + 2.27s + 681.12}. \quad (22)$$

由  $G_{sys}(s)$  幅相频率特性曲线(图 10)得前馈控制器截止频率为 174 Hz, 而系统带宽  $\omega_{sys} \leq 10$  Hz, 给定角速率  $v_{in}$  频率为 1 Hz, 因此前馈补偿控制器可以简化为  $G_{sys}(s) = 1$ 。分析系统非线性摩擦模型特性发现,低速情况下  $|v_b'| < v_s$  时,前馈控制器主要通过 Stribeck 模型对非线性摩擦进行补偿;而  $|v_b'| > v_s$  时,前馈控制器主要通过库伦+

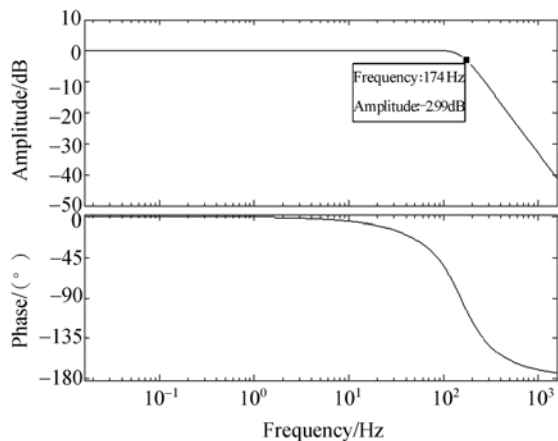


图 10 前馈补偿控制器伯德图

Fig. 10 Bode diagram of feedforward compensation controller

粘滞摩擦模型对非线性摩擦进行补偿。

### 4 实验研究

利用北京航空航天大学研制的双框架控制力矩陀螺实验系统(图 11)进行实验,实验参数如表 1 所示。



图 11 双框架控制力矩陀螺实验系统

Fig. 11 Double gimbal control moment gyro experimental system

表 1 框架伺服系统主要参数

Tab. 1 Main parameters of gimbal servo-system

参数名称	参数值
电机绕组电感 $L/H$	0.001 2
电机绕组电阻 $R/\Omega$	10.8
电机电力矩系数 $k_m/Nm \cdot A^{-1}$	0.774
反电动势系数 $C_e/V \cdot s \cdot rad^{-1}$	0.089 2
电机轴转动惯量 $J_m/kg \cdot m^2$	0.001 3
减速比 $N$	100
谐波减速器刚度系数 $K/N \cdot m \cdot rad^{-1}$	$2.5 \times 10^3$
谐波负载端转动惯量 $J_1/kg \cdot m^2$	0.039 739

为验证谐波减速器非线性摩擦前馈补偿效果,给定角速率信号  $\omega_{ref}=0.087 2\sin(2\pi t)$  rad/s,求框架伺服系统输出角速率与给定角速率的误差,分别给出不含摩擦补偿环节和含有摩擦补偿环节的误差曲线如图 12、图 13 所示,通过比较误差最大值和均方误差确定非线性摩擦前馈补偿对伺服系统精度的影响,给出均方误差计算公式:

$$e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n e^2(i)}{n}} \quad (23)$$

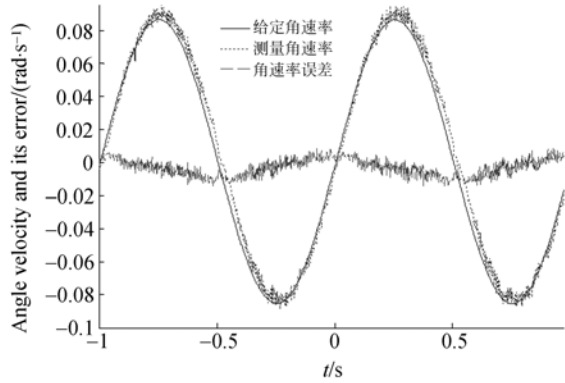


图 12 不含摩擦补偿环节的误差曲线图

Fig. 12 Angle velocity error curve without friction compensation

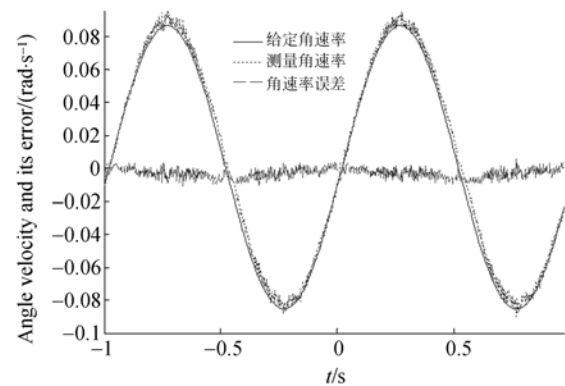


图 13 含摩擦补偿环节的误差曲线图

Fig. 13 Angle velocity error curve with friction compensation

图 12 中,采用经典 PID 控制,不进行摩擦补偿时,角速率误差曲线峰峰值为 0.023 93 rad/s,均方误差为 0.006 107;图 13 中,采用经典 PID 控制并加入摩擦补偿后,角速率误差曲线峰峰值为 0.017 181 rad/s,均方误差为 0.004 536。可见加入摩擦补偿之后角速率误差曲线峰峰值减小 28.2%,误差均方值减小 25.7%。因此,加入前馈补偿之后能够有效抑制非线性摩擦引起的角速率误差。

### 5 结 论

本文针对带有谐波减速器双框架控制力矩陀螺框架伺服系统中的非线性摩擦,进行了摩擦模型的建模及补偿研究。给出了谐波减速器的传动模型,推导了摩擦力矩与角加速度和电机电流的关系,设计角加速度估计器并通过仿真分析了估

计角加速度和实际角加速度幅值相位关系,给出了根据测得数据计算非线性摩擦力矩的方法并用库伦+粘滞+Stribeck 模型描述非线性摩擦力矩和角速率的关系,最后设计了基于摩擦模型的前馈补偿控制器,并进行实验研究。实验结果表明,

加入摩擦补偿之后角速率误差曲线峰值减小 28.2%,误差均方值减小 25.7%,加入前馈补偿之后能够有效抑制非线性摩擦引起的角速率误差,从而显著提高双框架控制力矩陀螺输出力矩精度,对提高航天器姿态控制精度具有重要意义。

#### 参考文献:

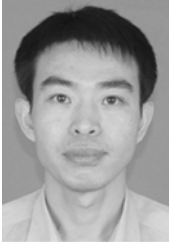
- [1] 李海涛,房建成. 自适应角速度估计器在磁悬浮控制力矩陀螺框架伺服系统中的应用 [J]. 光学精密工程, 2008,16(1):97-102.  
LI H T, FANG J CH. Application of adaptive angle-rate estimator to gimbal of MGCMG [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008,16(1):97-102. (in Chinese)
- [2] 韩邦成,刘强. 基于自锁原理的磁悬浮飞轮电磁锁紧机构 [J]. 光学精密工程, 2009,17(10):2456-2464.  
HAN B CH, LIU Q. Electromagnetic locking device based on self-locking for magnetic suspended flywheel [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009,17(10):2456-2464. (in Chinese)
- [3] 房建成,徐向波,魏彤. 采用线性求角的旋变轴角解码与激励系统 [J]. 光学精密工程, 2009,17(4):794-800.  
FANG J CH, XU X B, WEI T. Resolver excitation and resolver-to-digital conversion system based on linear angle calculation [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009,17(4):794-800. (in Chinese)
- [4] 李海涛,房建成,韩邦成,等. 一种双框架磁悬浮控制力矩陀螺框架伺服系统扰动抑制方法研究 [J]. 宇航学报, 2009,30(6):2199-2205.  
LI H T, FANG J CH, HANG B CH, *et al.*. Study on the system disturbance rejection method used in the gimbal servo system of double gimbal magnetically suspended Control Moment Gyro [J]. *Journal of Astronautics*, 2009,30(6):2199-2205. (in Chinese)
- [5] TAGHIRADT H D, BELANGERT P R. An experimental study on modeling and identification of harmonic drive systems [C]. *IEEE Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, Kobe, Japan, December, 1996*:4725-4730.
- [6] TUTTLE T D, SEERING W P. A nonlinear model of a harmonic drive gear transmission [J]. *IEEE Transaction on Robotics and Automation*, 1996,12(3):368-374.
- [7] GANDHI P S., GHORBEL F H. Modeling, identification and compensation of friction in harmonic drives [C]. *Proceedings of the 41th IEEE Conference on Decision and Control, Las Vegas, Nevada USA, December, 2002*:160-166.
- [8] LU Y SH, HWANG CH SH. Tracking control of a harmonic drive actuator with sliding-mode disturbance observers [C]. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Suntec Convention and Exhibition Center, Singapore, 2009*, 1798-1803.
- [9] 王建军,杨宏源,白会彦. 谐波齿轮传动在伺服机构中的应用与计算 [J]. 战术导弹控制技术, 2003,1:42-53.  
WANG J J, YANG H Y, BAI H Y. Computation and application of harmonic gear drive in a servo-system [J]. *Control Technology of Tactical Missile*, 2003,1:42-53. (in Chinese)
- [10] TAGHIRADT H D, BELANGERT P R. An experimental study on modeling and identification of harmonic drive systems [C]. *IEEE Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, Kobe, Japan, December, 1996*:4725-4730.
- [11] 刘金琨. 先进 PID 控制 Matlab 仿真 [M]. 第二版. 北京:电子工业出版社,2004.9.  
LIU J K. *Matlab Simulation of Advanced PID Control* [M]. Second ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, September, 2004. 9. (in Chinese)
- [12] MA J, YU Y. Angular acceleration estimator for a flight motion simulator: design and performance comparison [C]. *IEEE 17th Mediterranean Conference on Control & Automation, Makedonia Palace, Thessaloniki, Greece, 2009*:606-609.
- [13] JAMALUDIN Z, BRUSSEL H V, JAN S. Friction compensation of an XY feed table using friction-model-based feedforward and an inverse-model-based disturbance observer [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2009, 56(10):3848-3853.
- [14] LÖRINC M, BÉLAL. Modeling, identification,

and compensation of stick-slip friction [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2007, 54 (1):511-521.

[15] TSAI M C, CHIU I F, CHENG M Y. Design and

implementation of command and friction feedforward control for CNC motion controllers [J]. *IEE Proc. -Control Theory Appl.*, 2004, 151 (1): 13-20.

#### 作者简介:



**韩邦成**(1974—),男,辽宁人,博士,副教授,1998年于辽宁工学院获得学士学位,2001年于吉林大学获得硕士学位,2004年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,研究方向为磁悬浮飞轮、磁悬浮控制力矩陀螺、多学科设计优化等。E-mail: hanbangcheng@buaa.edu.cn



**李海涛**(1979—),男,山东人,博士,讲师,2009年于北京航空航天大学获得博士学位,研究方向为磁悬浮控制力矩陀螺框架伺服系统的高精度控制。E-mail: greatlht@163.com



**马纪军**(1986—),男,山东人,硕士研究生,2008年于山东大学获得学士学位,研究方向为双框架磁悬浮控制力矩陀螺框架伺服系统的高精度控制。E-mail: majijuncekong@yahoo.com.cn

#### ● 下期预告

## 准连续输出大功率半导体激光器的结温测试

田振华<sup>1,2</sup>,孙成林<sup>4</sup>,曹军胜<sup>1</sup>,郜峰利<sup>3</sup>,宁永强<sup>1</sup>,王立军<sup>1</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 130033;

2.中国科学院研究生院,北京 100049;3.吉林大学电子科学与工程学院,吉林长春 130023;

4.吉林大学物理学院,吉林长春 130023)

基于大功率半导体激光器的热传导模型提出了一种测量准连续输出大功率半导体激光器结温的方法。实验中通过测量 980 nm 大功率半导体激光器在不同电脉冲宽度(5 ~ 200  $\mu$ s)下的时域光谱和输出特性  $d\lambda/dT=0.3$  nm/ $^{\circ}$ C 来确定大功率半导体激光器的结温,同时根据热传导模型推导出准连续工作条件下结温的近似解析表达式来验证激光器的结温。实验发现测量结果和通过解析表达式理论计算结果之间有很好的符合关系。此解析表达式提供了对于大功率半导体激光器在准连续工作条件下无需测量时域光谱的结温预测,是一种简便快速的预测方法。