

陀螺稳定平台建模分析

丛爽¹, 邓科¹, 尚伟伟¹, 沈宏海²

1. 中国科学技术大学自动化系, 合肥 230027
2. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033

摘要 建模分析是研究和设计陀螺稳定平台的关键步骤。合理的平台模型有助于分析误差来源并设计相应的控制策略, 为研究制造高精度陀螺稳定平台提供基础。本文在阐述陀螺稳定平台的硬件组成和单轴控制结构的基础上, 分析了误差源以及轴间耦合问题。针对非线性摩擦力、陀螺漂移和机械谐振 3 个平台误差重要来源, 进行平台模型建立与分析方法的研究, 并讨论平台其他环节的模型。基于以上分析, 面向解耦后的单轴控制系统, 建立一种综合性的模型。该模型为包括电流环、速度环、稳定环和位置环在内的四环控制系统, 其中非线性摩擦力部分使用了 LuGre 摩擦模型, 并分析整体模型的特点。为研究陀螺稳定平台模型及误差补偿策略提供了一种模块化建模分析的方法。

关键词 陀螺稳定平台; 建模分析; 控制系统

中图分类号 TP202

文献标识码 A

doi 10.3981/j.issn.1000-7857.2011.09.006

Modeling Analysis on the Gyro Stabilized

CONG Shuang¹, DENG Ke¹, SHANG Weiwei¹, SHEN Hong-

1. Department of Automation, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China
2. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Science, Changchun 130033, China

Abstract Modeling analysis is a key step to study and design the gyro stabilized platform. A reasonable platform model is a big help for analyzing the error sources and designing appropriate control strategies. It provides the foundation for researching high-precision gyro stabilized platform. Based on the description of the platform's hardware and single-axis control structure, the error sources and coupling between axes are analyzed. Then, modeling and analysis methods are studied for non-linear friction, gyro drift, and mechanical resonance, the three main factors have influence on the precision, and the models for other parts of the platform are also discussed. Based on the above modeling analysis, an overall model which is comprehensive for decoupled single-axis control system is given. This model is consisting of four loops, namely, current loop, velocity loop, stability loop, and position loop. In this system, the LuGre friction model is chosen to characterize the non-linear friction. In addition, the characteristics of the control system are also illustrated. A reference for modeling analysis and designing error compensation strategy of gyro stabilized platform based on the modular modeling is provided.

Keywords gyro stabilized platform; modeling analysis; control system

0 引言

陀螺稳定平台 (gyroscope stabilized platform) 是惯性导航、惯性制导、惯性测量等惯性技术应用系统的核心部件之一, 可隔离载体的扰动而保持其稳定性, 为光电探测器等放置在平台上的测量元件提供准确的惯性空间指向, 是伺服跟踪系统的基石。陀螺稳定平台的模型随着平台的应用和发展而不断得到深入研究。自 20 世纪 40 年代稳定平台最初应用

于坦克的火炮稳定器, 至今应用于无人机等侦查设备, 精度已提高到微弧度量级。平台模型从结构上由最初的两轴结构发展到三轴以及多框架多轴结构, 控制理论上则从原来的单一位置反馈控制, 发展到速度-位置双环反馈控制, 再发展到双速度环+位置反馈控制。平台模型也在向更深入更细化发展, 重视抑制非线性误差及信号误差, 从最初不考虑非线性摩擦到目前已经建立起多种摩擦模型^[1], 陀螺漂移误差模型

收稿日期: 2011-01-04; 修回日期: 2011-02-24

基金项目: 中国科学技术大学-中国科学院长春光学精密机械与物理研究所超精密控制与系统联合实验室课题 (2010-2011)

作者简介: 丛爽, 教授, 研究方向为先进控制策略在运动控制中的应用与实现、神经网络、智能控制及量子系统控制等, 电子信箱: scong@ustc.edu.cn

从最初适应于模拟滤波发展到数字滤波,机械谐振的模型也得到应用。陀螺稳定平台的建模分析,不仅能得到系统模型的线性部分和非线性部分,而且能分析平台中各个部分的误差来源特征及其贡献程度,方便控制策略和误差补偿方法的设计,对提高平台的精度有十分重要的意义。

高精度陀螺稳定平台的研发是民用和军用工程发展的迫切需求,尤其是在航天器、飞机、导弹、车辆和舰船中的惯性导航与制导系统。除了提升平台的硬件档次和改良平台的结构外,先进控制策略、噪声滤除、标定校正技术以及误差检测技术等软的方面能较容易地提高平台的精度,而针对平台及其误差的建模分析是以上方法的重要基础。就目前来讲,首先,大多文献着重于平台模型中的某个模块模型研究,如摩擦力、陀螺漂移、机械谐振等,较少有从整体模型上的综合性陈述;其次,模型整体性陈述的文献,或对非线性摩擦模型不太关注或摩擦模型描述不够^[2],或采用的控制结构已不是最新结构^[3]。现在平台模型的研究重点,除了在控制结构上提升,主要是在抑制误差方面,特别是多轴控制的解耦、非线性摩擦力、陀螺漂移及机械谐振等。因此,本文立足于平台的综合性模型,分析了模型中的每一个模块,并着重于描述非线性摩擦力、陀螺漂移和机械谐振,给出并分析基于双速度环+位置环并带非线性摩擦的综合模型。

1 陀螺稳定平台的结构与解耦

1.1 陀螺稳定平台的构成与误差源

陀螺稳定平台在结构上可分为框架平台和浮球平台,考虑到结构与控制算法的复杂度、维护难易程度和成本等因素,各应用领域多数采用框架式结构。从硬件组成角度来看,稳定平台一般由平台载荷、框架系统、姿态传感器、驱动与控制系统及其他装置构成。平台载荷通常为可见光探测器、红外探测器、电视跟踪器等光电探测设备,需要保持其惯性空间指向并采集指定目标的信息用以跟踪等功能;框架系统包括框架结构、轴承和基座等,按载荷需要被稳定运动的方向分为单轴、双轴和三轴形式,并可以配合不同的框架结构达到扩充探测范围和提高精度等效果;姿态传感器主要包括测量角速度的陀螺仪,测量惯性加速度的加速度计,测量角位移的光电编码器或感应同步器或电位计,测量角度偏差的可见光或红外跟踪器等;驱动与控制系统包括伺服电机、减速器和实现控制作用的电子线路,其中控制部分电路现在一般采用数字控制器,基于 DSP 或微处理器的数字处理方式因具有高效控制计算能力而得到广泛应用;其他装置包括加强隔离载体扰动效果的隔振器等起辅助功能的设施。从控制理论角度来看,平台中的每个单轴控制系统都是典型的位置-速度伺服系统,基本框图如图 1 所示,由位置控制器、速度控制器、位置反馈装置、速度反馈装置、功率放大器,伺服电机、负载和积分器等构成。

分析陀螺稳定平台的误差来源,为误差贡献大的元件或

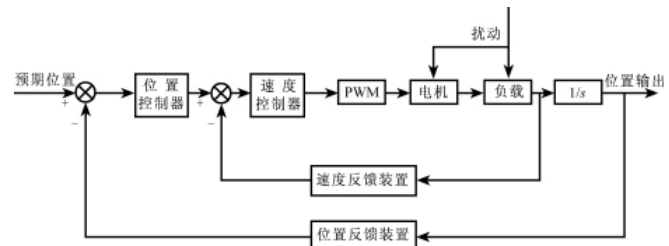


图 1 单轴控制系统基本框图

Fig. 1 Basic block diagram of single-axis control system

子系统建立模型并进行分析和补偿设计,是提高平台精度的一种有效方法。稳定平台由一系列光机电等结构组合而成,其构成元件的性质、连接的形式以及环境变化等不可避免地给系统造成误差。总体上归纳,误差源主要有以下 5 方面^[4-5]: ① 干扰力矩,包括非线性摩擦耦合力矩、结构偏心导致的干扰力矩、载体运动导致的轴间耦合力矩、外界扰动所产生的扰动力矩、电缆或导线等产生的弹性力矩、伺服电机自身力矩波动等; ② 陀螺漂移,主要包括输出零位偏移、输出漂移和稳定漂移; ③ 机械谐振,多轴结构尤其是传动轴弹性形变造成的振动环境下的结构变形; ④ 安装误差,主要有陀螺仪的安装误差和陀螺稳定平台框架的安装误差; ⑤ 其他误差,如供电电源纹波、电气元件参数零偏和漂移、信号量传输误差、伺服电机电力矩饱和以及功率驱动电路存在的电子线路噪声和量化误差等。值得注意的是,根据平台的应用环境和自身架构不同,误差产生源和其所占的比例权重也会相应改变,但从普遍意义上讲,非线性摩擦力、陀螺漂移和机械谐振是影响高精度陀螺稳定平台性能的 3 个主要因素。

1.2 轴间耦合及其解耦

陀螺稳定平台往往具有多框架环的单轴、两轴、三轴或多轴结构,其控制属于多轴复合控制,在理想状态下通过解耦实现单轴控制系统的设计是实用的。要对平台实现单轴控制设计,首要解决的就是轴间耦合的解耦。实际上,载体的运动也会通过连接元件耦合到轴上,但通过陀螺仪的感应和伺服系统的补偿可以很好地隔离载体某一方向的扰动。对于典型的两轴系统,一般载体角速度会耦合到方位轴,而方位轴的角速度耦合到俯仰轴,因此根据坐标系变换和动力学方程,可以得到补偿方程,通过伺服机构实现,很好地隔离载体在方位和俯仰上的扰动。但由于双轴结构原理上的缺陷,载体的旋转扰动将不能得到隔离^[6],这一点可以通过采用三轴结构或两轴四框架结构加以弥补,而其解耦方程也可通过动力学分析得到。一般而言,基于理想的轴相互正交推导出的解耦方法,当载体在高角速度、高频率的运动状况下,其解耦能力会急剧下降。该结果出现的主要原因是各种干扰力矩、谐振抖动等使得轴不再相互正交,从而原本设计的单轴控制系统互相干扰,形成耦合现象,不仅会降低平台的稳定性,而且对输出效果(特别是图像类)和精度也有很大影响,因此对平台进行详细的耦合分析和解耦补偿是必要的。耦合分析基

于空间坐标变换、动力学方程及其他具体因素,解耦策略与实际平台框架结构和所采用陀螺仪的自由度数相关^[7-9]。

2 摩擦力、陀螺漂移和机械谐振建模

在造成陀螺稳定平台误差的众多原因中,非线性摩擦力、陀螺漂移及机械振动无疑占据了重要的地位,也得到了广泛的研究。对这3方面进行建模分析,可为补偿方法的设计提供直接依据。

2.1 非线性摩擦力的建模

同其他运动控制系统一样,摩擦力一直是影响陀螺稳定平台稳定性和精度的重要原因。摩擦力普遍存在于平台的连接轴承、伺服机电刷、动摩擦件及导轨等部件中,具有明显的非线性特征。它严重影响了伺服系统在低速运行环境下的性能指标,主要体现在^[10-11]:①零速度输入时,系统响应由于静摩擦效果呈现死区特性,直接造成系统出现稳态误差,在有积分控制环节下还会出现极限环振荡现象;②速度过零时,由于存在静摩擦力且其力矩呈现多值不连续,使系统在速度过零时运动不平稳;③速度为常值时,摩擦力变化的负斜率特性使得运行系统出现低速爬行现象。

由于摩擦力具有非线性且与相关材料和结构等因素密切相关,对其建模一直是较为复杂的问题,甚至得不到精确的模型。就目前研究状况,工程应用中涉及到的摩擦问题如需建模,一般通过分析实际摩擦力特性选取现有的摩擦力模型。目前,已经提出的摩擦力模型大概有30多种^[1],分静态摩擦模型和动态摩擦模型两类,静态摩擦模型主要有库仑摩擦+黏滞摩擦力模型、静摩擦+库仑摩擦+黏滞摩擦力模型以及Stribeck模型等,动态摩擦模型能更加精确地描述摩擦力在零速度附近的动态特性,包括Dahl模型和LuGre模型等。Stribeck模型和LuGre模型目前已得到广泛而深入的研究,也开始普遍应用于各个领域。

Stribeck模型^[12]是一个典型的摩擦模型,该模型描述的摩擦力特性曲线如图2所示^[1],此曲线也称为Stribeck曲线,它是根据摩擦力的Stribeck效应建立的,即随着速度的不断递增,摩擦力首先下降到一个极小值,然后随速度增大而增大。具体分为以下4个阶段:①I阶段(预滑动阶段),无相对滑动,摩擦力来源于接触面的弹性和塑性形变;②II阶段(边界润滑阶段),速度虽增大但没达到生成润滑油膜的条件,摩擦力随速度增大反而减小,且主要来自固体-固体间摩擦形成的弱化效应;③III阶段(部分流体润滑阶段),润滑油膜已经部分生成,但固体-固体弱化效应强于润滑油的黏滞效应,使得摩擦力依然随着速度增大而减小;④IV阶段(完全润滑状态阶段),摩擦力只来自润滑油的黏滞效应,并随速度递增而增大。较为普遍的Stribeck摩擦模型为^[13]

$$F_f = \begin{cases} \operatorname{sgn}(v) \cdot [F_c + (F_s - F_c) e^{-|v/V_s|^\eta}] + \eta v & v \neq 0 \\ F_a & v = 0, |F_a| < F_s \\ F_s \operatorname{sgn}(F_a) & \text{其他} \end{cases} \quad (1)$$

其中, F_a 为外部作用力, F_s 为静摩擦力, F_c 为库仑摩擦力, v 为物体速度, V_s 为Stribeck速度, δ_v 为控制Stribeck曲线形状的参数, η 为黏滞摩擦系数。将其应用到陀螺稳定平台的摩擦力描述中,并采用Tustin^[14]参数设置,即 $\delta_v=1$,可得到如式(2)所示模型^[4]:

$$T_f = \begin{cases} T_M & |T_M| < T_s, \omega = 0 \\ [T_c + (T_s - T_c) e^{-|\omega/\omega_s|}] \cdot \operatorname{sgn}(\omega) + f_m \omega & \text{其他} \end{cases} \quad (2)$$

其中, T_f 为摩擦力矩, T_M 为外界施加控制力矩, T_s 和 T_c 分别为静摩擦力矩和库仑摩擦力矩, f_m 为黏滞摩擦系数, ω 为角速度, ω_s 为Stribeck角速度,且为常值。

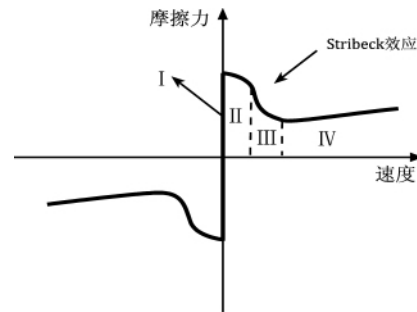


图2 Stribeck摩擦模型特性

Fig. 2 Illustration of the Stribeck curve

Stribeck摩擦模型用衰减指数函数体现了特性曲线中的负斜率部分,能以较高精度近似拟合实际摩擦力。

LuGre模型^[15]是基于Dahl模型并结合其他特点发展起来的动态摩擦模型,考虑了两个接触面之间细致的摩擦动态行为,精确地表述了摩擦过程中如爬行、极限环振荡、摩擦记忆、滑前记忆、变静摩擦以及静态Stribeck曲线等复杂的静动态特性。LuGre模型的标准型为

$$\begin{cases} T_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \\ \frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{v}{s(v)} z \end{cases} \quad (3)$$

其中, T_f 是摩擦力矩, v 是物体速度, z 是变质量, σ_0 是鬃毛刚度, σ_1 是微观阻尼系数, σ_2 是黏滞摩擦系数, $s(v)$ 是Stribeck曲线函数。将模型应用在陀螺稳定平台的伺服机构时^[13],摩擦模型可表示为

$$\begin{cases} T_f = \lambda \left(\sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \omega \right) \\ \frac{dz}{dt} = \omega - \frac{|\omega|}{s(\omega)} z \\ \sigma_0 s(\omega) = T_c + (T_s - T_c) e^{-|\omega/\omega_s|} \end{cases} \quad (4)$$

其中, ω 为负载转速, $s(\omega)$ 表征了不同的摩擦效应, ω_s 为Stribeck角速度, λ 参数反映了摩擦力矩受温度、润滑、材料磨损等因素影响的变化。模型中共含有 σ_0 、 σ_1 、 σ_2 、 ω_s 、 T_s 、 T_c 和 λ 这7个待确定参数,需要设计者按经验或实验结果确定,此外模型中还含有未知状态量 z ,可通过建立状态观测器^[14]的方式进行估计。

作为两种得到广泛研究的摩擦模型,从应用于陀螺稳定平台非线性摩擦力建模角度考虑;两种摩擦模型都能适用于描述平台中的非线性摩擦,都能以较高精度拟合实际摩擦力并得到较好结果;因为采用微分方程描述的 LuGre 模型比采用指数函数描述的 Stribeck 模型更能细致刻画动态摩擦的细节,因此 LuGre 模型精度要优于 Stribeck 模型;LuGre 模型模型复杂、参数设置众多,应用难度比 Stribeck 模型大;Stribeck 摩擦模型需要检查速度零点,并且需要根据速度大小在几个描述方程中切换,在仿真上有所不便。

2.2 陀螺漂移和噪声建模

作为惯性空间角速度敏感器件的陀螺仪,由于作用在其上的各种干扰力矩和自身结构原理缺陷,造成输出信号的漂移与噪声,并通过反馈回路影响控制量,对陀螺稳定平台的精度产生较大影响。从性质归类来讲,陀螺仪误差可分为系统误差和随机误差,系统误差具有确定性和规律性,可据此设计补偿策略,较为容易处理。随机误差具有不确定性,一方面可利用数理统计工具分析误差的分布与贡献度,得到主要误差来源,为改进作参考;另一方面,可分析实验得到的输入输出数据的统计特性,建立随机误差模型,并设计滤波器实现在线补偿。随机误差相对系统误差,在分析和补偿上较为困难,是研究的一个重点。

陀螺的随机误差源一般有若干成分,如光学陀螺的随机误差^[16]由量化噪声、角度随机游走、零偏不稳定性、角速度随机游走、速度斜坡、指数相关噪声和正弦噪声等组成。分析随机误差的有力工具是 Allan 方差^[17],这种时域分析方法不仅能很容易对各种噪声源进行细致表征和辨识,而且能方便地确定各噪声源对整个噪声统计特性的贡献。Allan 方差以陀螺的各种噪声分布在不同频段为依据,其基本原理^[18]是对采样间隔 t_0 得到的 n 个角速度 $\Omega_i (i=1, 2, \dots, n)$ 进行二次采样,并以二次采样间隔时间 $\tau=kt_0$ 为准,将原来的采集数据分为 $m=n/k$ 组,由此可得不同 $k (k < n/2)$ 值下的平均值:

$$\bar{\Omega}_i(\tau) = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \Omega_{i-1+k \cdot j}(t_0) \quad (i=1, 2, \dots, m) \quad (5)$$

其次对相邻 k 值的平均值作差,记为 $A = \{\bar{\Omega}_{i+1}(\tau) - \bar{\Omega}_i(\tau)\} (i=1, 2, \dots, m-1)$,通过求 A 的方差可得 Allan 方差的时域表达式为

$$\sigma_A^2(\tau) = \frac{1}{2(m-1)} \sum_{i=1}^{m-1} A^2 \quad (6)$$

最后,通过改变采样周期 τ 可求得相应周期的方差表达式。Allan 方差与功率谱密度(Power Spectral Density, PSD)之间存在以下定量关系:

$$\sigma_A^2(\tau) = 4 \int_0^{+\infty} S_\omega(f) \frac{\sin^4(\pi f \tau)}{(\pi f \tau)^2} df \quad (7)$$

其中, σ_A^2 是 Allan 方差, $S_\omega(f)$ 是噪声 $\omega(t)$ 的功率谱密度, f 是频率。可将陀螺的各部分随机误差项的功率谱密度代入,计算 Allan 方差,在假设各部分误差独立的情况下将其平方和

相加得到总的方差表达式,利用最小二乘法拟合曲线可待得确定参数的值,从而可以分辨各项误差对总误差的贡献度。

陀螺随机误差一般是有色噪声,时间序列分析建模^[16, 19]是针对此类问题有效而成熟的误差建模方法,主要包括数据预处理,模型建立及模型检验。建立模型前,需对数据进行预处理,包括:① 零均值检验,不满足则对数据进行零均值化处理;② 平稳性检验,不满足则对数据提取趋势项;③ 周期性检验,不满足则识别与提取数据的隐含周期;④ 正态性检验,不满足则对数据进行正态化处理。在得到平稳的随机漂移序列后,首先选择适当的模型进行建模,常用的时间序列模型有自回归模型(AR 模型)、滑动平均模型(MA 模型)和自回归滑动平均模型(ARMA 模型)3 种,可根据模型的相关特性进行选择;其次进行模型参数估计,即在辨识得到模型类型和阶数的基础上,估计模型的自相关系数和滑动平均系数的值,包括最小二乘法和极大似然法等;最后检验模型,常用的检验法^[20]有残差序列白度检验法和 F 检验法。

2.3 机械谐振建模

机械谐振现象普遍存在于陀螺稳定平台中,这是因为被控对象转动惯量较大、黏性摩擦较小、传动轴和传动装置刚性较差,使得执行电机与被控对象发生柔性传动,迫使传动轴弹性扭曲,造成滞后。从扭转变形角度可分析推导出扭转角与电枢电压的传递函数,其中表明机械谐振特性的部分为一个二阶振荡环节^[21],可表示为

$$G(s) = \frac{\varphi_2(s)}{\varphi_1(s)} = \frac{1}{\frac{J_s}{K_L} s^2 + \frac{b}{K_L} s + 1} = \frac{1}{T^2 s^2 + 2\zeta T s + 1} \quad (8)$$

其中, $\varphi_2(s)$ 为负载转角, $\varphi_1(s)$ 为电机执行轴转角, J_s 为负载转动惯量, K_L 为弹性系数, b 为阻尼系数, $T = \sqrt{J_s/K_L}$ 为谐振周期, $\omega_n = 1/T = \sqrt{K_L/J_s}$ 为谐振频率, $\zeta = b/2\sqrt{J_s K_L}$ 为阻尼比。当谐振频率接近于系统频带时将系统的动态性能造成较大影响,而谐振频率在系统频带之外时影响稍小,因此可设法提高谐振频率以减轻机械谐振的影响。常用的抑制机械谐振效果的方法有采用陷波器进行串联补偿、全状态反馈补偿和双机械传动装置等。

3 陀螺稳定平台的综合模型

3.1 其他模块模型的建立

除了以上分析过的摩擦力模型、陀螺漂移模型和机械谐振模型外,陀螺稳定平台中还存在电机模型、PWM 功率放大电路模型、陀螺仪传感器模型、测速机模型及位置检测器模型等。在电机模型中,通过列出其基本方程并进行拉氏变换,可得到相应的传递函数,其中空载无阻尼时的控制电压/输出电流和控制电压/输出速度的传递函数为

$$\begin{cases} G_i(s) = \frac{I_a(s)}{U_a(s)} = \frac{J(C_e K_T) s}{1 + T_M s + T_a T_M s^2} \xrightarrow{T_M \gg T_a} \frac{J(C_e K_T) s}{(1 + T_M s)(1 + T_a s)} \\ G_\omega(s) = \frac{\omega_a(s)}{U_a(s)} = \frac{1/C_e}{1 + T_M s + T_a T_M s^2} \xrightarrow{T_M \gg T_a} \frac{1/C_e}{(1 + T_M s)(1 + T_a s)} \end{cases} \quad (9)$$

式(9)包含微分环节的二阶系统,其中, J 为折算到电机轴上的总转动惯量, C_e 为反电势系数, K_T 为转矩系数, R_a 为电枢回路总电阻, L 为电枢回路总电感, $T_M=R_a J/C_e K_T$ 为机电时间常数, $T_e=L/R_a$ 为电气时间常数,且对于机电式框架结构中的电机,一般有 $T_M \gg T_e$ 。此外,为了抑制电机的力矩波动,可加入电流反馈,形成电流环。PWM 功率放大电路可看作一个滞后放大环节,表示为

$$G_{PWM}(s) = K_{PWM} e^{-T_p s} \frac{\text{Taylor 展开, 忽略高次项}}{T_p s + 1} \quad (10)$$

驱动频率 $f \gg$ 截止频率 ω_c, K_{PWM}

其中, T_p 为时延参数,当调制电路的驱动频率 $f \gg \omega_0$ 时,其传递函数可简化为一个放大环节。作为传感器的陀螺仪、测速机及位置检测器,它们的传递函数可近似成比例环节,但当传感器涉及有图像识别和计算机处理时,传递函数应表示成滞后比例环节。

3.2 综合模型

基于图 1 所示的简易模型,添加电流反馈环,测速机反馈环(速度环),具体化图中所涉及的电机环节、机械谐振环节,传感器环节等,并将非线性摩擦力以 LuGre 模型形式接

入系统,综上形成如图 3 所示的四环结构图,包括电流环、速度环、稳定环和位置环,是一种典型的单轴控制系统。此系统中,① 非线性摩擦力,以 LuGre 模型接入系统,并表示为 $G_f(s)$,输入接口为平台负载的角速度 ω_L 和电磁转矩 $T_m(s)$,输出为非线性摩擦力矩 $T_f(s)$;② 电流环,前馈通道上有电流控制器 $G_4(s)$,PWM 驱动放大电路的近似比例模型 K_{PWM} ,以及包含电枢电路 $1/(Ls+R_a)$ 、转矩系数 K_T 、转子运动模型 $1/(Js+f_b)$ 和反电势 C_e 的电机模型,反馈通道上有电流传感器 $G_{I1}(s)$ 以及对其进行信号调理的装置 $G_{I2}(s)$;③ 速度环,前馈通道上有速度控制器 $G_3(s)$ 和闭合电流环,反馈通道上有测速机的近似比例模型 K_s ;④ 稳定环,前馈通路有速度调节器 $G_2(s)$ 、闭合速度环、非线性摩擦模型、机械谐振模型 $G_m(s)=1/(T^2s^2+2\zeta Ts+1)$ 以及平台负载模型 $G_L(s)$,反馈通道上有陀螺仪模型 $G_{d1}(s)$ 和其滤波装置 $G_{d2}(s)$,以及载体干扰 $T_d(s)$;⑤ 位置环,前馈通路有位置控制器 $G_1(s)$ 、闭合稳定环和积分器 $1/s$,反馈通道上有位置传感器模型 $G_{p1}(s)$ 和其滤波装置 $G_{p2}(s)$,通常使用电位计、光电编码器等时 $G_{p1}(s)$ 可近似为比例环节 K_p ,但当使用涉及图像处理的电视引导头时此环节一般为时延比例环节 $K_p e^{-\tau s}$, τ 为时延参数。

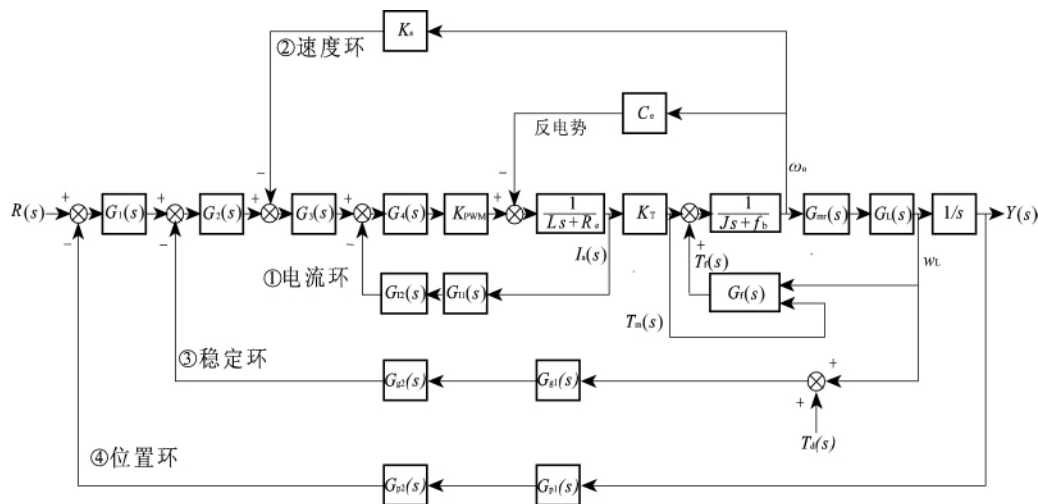


图 3 典型的单轴四环控制系统框图

Fig. 3 Typical block diagram of single-axis control system with four-loops

该模型中,电流环控制电枢电流不超过电机最大堵转电流,准确控制电机的输出力矩并消除反电势的影响,提升控制精度;位置环为系统提供了最基本的反馈控制,保障了可行性;利用陀螺仪信号反馈形成的稳定环与位置环构成速度-位置双闭环控制,能极大优化系统动态品质和提升稳定精度,一直是工程中重要的应用模型;利用测速机反馈信号形成的速度环与稳定环构成双速度闭环控制,是近年来一种新的控制结构,可以将内部的摩擦扰动和外部的载体扰动隔离,以便分开设计达到更好的抑制误差效果,具有更强的抗干扰性和鲁棒性等优势,因此得到广泛研究和应用;模型中的非线性摩擦力采用 LuGre 模型,具有描述非线性摩擦的更

精准的效果,随着 DSP 数字处理器的强大计算功能,已经具备将其应用于实际稳定平台的条件。以上各部分的实际应用效果在文献[2]—[3]中均有陈述,该模型具备合理性要求。

由于在实际应用系统中一些传感信号难以获取,一些硬件参数不易测量,对存在这类问题的模型进行参数辨识是一种适宜的方法。此外,除了以上模块化的理论推导建模,基于辨识的模型建立方法,特别是如利用神经网络等智能的系统辨识建模方法已经很普遍,本文对此不做介绍。

4 结论

虽然目前不依赖模型的控制方法和智能辨识建模比较

盛行,但它们一个共同的特点是注重总体协调而完全或部分忽略误差产生本质、物理意义和误差贡献度分布。对陀螺稳定平台进行模块化分析建模,易发现各个环节误差的产生源与规律特性,以此设计的误差补偿策略无疑更具有针对性和细节补偿效果,不但可以单独作为对平台控制的策略,对注重整体的智能控制算法也会起到额外补偿或参考的特效,对高精度陀螺稳定平台的研究具有重要参考价值。

参考文献 (References)

- [1] Armstrong B, Dupont P, de Canudas 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.
- [2] 姬伟. 陀螺稳定光电跟踪平台伺服控制系统研究[D]. 南京: 东南大学, 2006.
Ji Wei. Research on servo control system of gyro stabilized and opto-electronic tracking platform[D]. Nanjing: Southeast University, 2006.
- [3] 庞新良. 机载光电稳定平台数字控制关键技术研究 [D]. 长沙: 国防科技大学, 2007.
Pang Xinliang. A study on key technology of digital control of airborne electro-optical stabilization platform system [D]. Changsha: University of Defense Technology, 2007.
- [4] 李岩. 光电稳定跟踪装置误差建模与评价问题研究 [D]. 长沙: 国防科技大学, 2008.
Li Yan. A study on error modeling & evaluation of electro-optical stabilization/tracking equipment [D]. Changsha: University of Defense Technology, 2008.
- [5] 李英, 王绍彬, 葛文奇. 影响光电平台稳定精度的因素分析[J]. 长春理工大学学报, 2009, 32(1): 4-7.
Li Ying, Wang Shaobin, Ge Wenqi. *Journal of Changchun University of Science and Technology*, 2009, 32(1): 4-7.
- [6] 范大鹏, 张智永, 范世珣, 等. 光电稳定跟踪装置的稳定机理分析研究 [J]. 光学精密工程, 2006, 14(4): 674-680.
Fang Dapeng, Zhang Zhiyong, Han Shixun, et al. *Optics and Precision Engineering*, 2006, 14(4): 674-680.
- [7] 张影, 陈俊江, 王文生. 基于三轴稳定平台陀螺解耦方法[J]. 微计算机信息, 2009, 25(13): 48-49.
Zhang Ying, Chen Junjiang, Wang Wensheng. *Microcomputer Information*, 2009, 25(13): 48-49.
- [8] 董期林. 三轴陀螺稳定平台的惯量耦合问题研究[J]. 航空精密制造技术, 2007, 43(6): 17-18.
Dong Qilin. *Aviation Precision Manufacturing Technology*, 2007, 43(6): 17-18.
- [9] 陈占军, 葛文奇, 李英, 等. 光电平台中陀螺解耦问题的研究 [J]. 光学精密工程, 2008, 16(9): 1712-1715.
Chen Zhanjun, Ge Wenqi, Li Ying, et al. *Optics and Precision Engineering*, 2008, 16(9): 1712-1715.
- [10] 陈涛, 陈娟, 陈长青. 直流量电机低速自适应跟踪控制 [J]. 光电工程, 2003, 30(3): 31-34.
Chen Tao, Chen Juan, Chen Changqing. *Opto-Electronic Engineering*, 2003, 30(3): 31-34.
- [11] 丛爽. 神经网络、模糊系统及其在运动控制中的应用[M]. 合肥: 中国科技大学出版社, 2001.
Cong Shuang. *Neuralnetworks, Fuzzy system and their applications in motion control* [M]. Hefei: University of Science and Technology of China Press, 2001.
- [12] Stribeck R. Die wesentlichen eigenschaften der gleit und rollenlager: The key qualities of sliding and roller bearings [J]. *Zeitschrift des vereines Deutscher Ingenieure*, 1902, 46(38-39): 1342-1348, 1432-1437.
- [13] 张新刚. 基于扩展 Stribeck 效应的摩擦实验建模及系统动力学研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
Zhang Xingang. Researches of experimental modeling and system dynamics on frictions concerning extended Stribeck effect[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2009.
- [14] de Canudas W C. A new model for control of systems with friction[J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1995, 40(3): 419-425.
- [15] 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): 990-993.
Zhou Jinzhu, Duan Baoyan, Huang Jin. *Control Theory & Applications*, 2008, 25(6): 990-993.
- [16] 毛奔, 林玉荣. 惯性器件测试与建模[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007.
Mao Ben, Lin Yurong. Modelling and measurement of inertia devices [M]. Harbin: Press of Harbin Engineering University, 2007.
- [17] Allan D W. Statistics of atomic frequency standards [J]. *Proceedings of the IEEE*, 1966, 54(2): 221-230.
- [18] 王新龙, 杜宇, 丁杨斌. 光纤陀螺随机误差模型分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(7): 769-772.
Wang Xinlong, Du Yu, Ding Yangbin. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2006, 32(7): 769-772.
- [19] 杨叔紫, 吴雅, 轩建平. 时间序列分析的工程应用 [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2007.
Yang Shuzi, Wu Ya, Xuan Jianping. Time sequence analysis and engineering applications [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2007.
- [20] 张树京, 齐立心. 时间序列分析简明教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
Zhang Shujing, Qi Lixin. Time sequence analysis tutorial [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2003.
- [21] 胡祐德, 马东升, 张莉松. 伺服系统原理与设计 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1999.
Hu Youde, Ma Dongsheng, Zhang Lisong. Servo system principle and design[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1999.

(责任编辑 刘志远)

《科技导报》“研究论文”栏目征稿

“研究论文”栏目专门发表自然科学、工程技术领域具有创新性的研究论文,要求学术价值显著、实验数据完整、具有原始性和创造性,同时应重点突出、文字精炼、引证及数据准确、图表清晰,并附中、英文摘要以及作者姓名、所在单位、通信地址、关键词等信息。在线投稿:www.kjdb.org。