

陀螺仪壳体翻滚控制系统的分析与实验研究

陈景春¹, 韩丰田², 李海霞²

(1. 郑州大学, 郑州 450001; 2. 清华大学, 北京 100084)

摘要: 为提高陀螺仪的精度, 应用了壳体翻滚技术补偿与壳体有关的常值漂移误差, 设计了一种基于 TMS320F2810 的直流无刷伺服电动机的位置控制系统。文中介绍了壳体翻滚系统的组成与原理, 提出了一种轨迹规划的算法, 分析了被控对象的特性, 应用库仑摩擦模型补偿系统摩擦非线性, 并对控制系统进行建模与仿真。实验分析表明壳体翻滚在匀速阶段速度为 34 ~ 35 pulse/s; 角度跟踪误差小于 0.5%。文中以 DSP TMS320F2810 为核心实现两路壳体翻滚装置的数字控制, 控制系统满足了陀螺仪壳体翻滚的技术指标要求。

关键词: 壳体翻滚; 位置控制; 直流无刷伺服电动机; 轨迹规划

中图分类号: U666.1

文献标识码: A

Analysis and experiments on a case rotation control system for gyroscopes

CHEN Jing-chun¹, HAN Feng-tian², LI Hai-xia²

(1. Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The case rotation method can be used to compensate the case's constant drift of high precision gyroscopes. A position control system based on TMS320F2810 and brushless DC-Servomotor was presented to implement case rotation motion. The paper introduced the principles of case rotation system, presented the algorithm of trajectory planning, analyzed the characteristics of control system, and provided a compensation method for system friction nonlinearity by Coulomb friction model. Simulation and experimental results show that the speed of case rotation is between 34 and 35 pulse/s and the angle tracking error is less than 0.5%. The TMS320F2810 was used to achieve two-axis digital control of case rotation devices, and the control system satisfies performance the requirements of case rotation.

Key words: case rotation; position control; brushless DC-Servomotor; trajectory programming

高精度的陀螺仪在导航系统中应用时, 通常都采用壳体翻滚自动补偿装置, 调制平均由热、磁、静电及其他场引起的慢变化的常值漂移误差, 以达到提高陀螺仪的长期使用精度的目的。壳体翻滚装置^[1]的形式主要有: 台体翻滚、壳体双位置翻滚^[2]、壳体连续旋转。对于采用纯模拟技术的壳体翻滚系统^[3], 机电元件多, 结构复杂, 只能实现壳体的连续翻滚运动, 且控制精度不高。而采用数字控制系统, 不仅可以简化系统的结构, 而且能够实现精确的壳体周期性断续翻滚运动。在壳体翻滚装置存在齿隙及摩擦的情况下, 本文设计了一种全闭环数字控制系统, 给出了壳体正反 360° 旋转的工作方式。实验分析表明控制系统满足了陀螺仪对壳体翻滚装置的性能要求。

1 系统组成及工作原理

设计的伺服控制系统可同时对两路陀螺仪壳体翻滚的控制。由于两路的控制结构与原理相似, 图 1 只给出了单路的控制系统框图, 系统采用全闭环控制方案^[4]。控制核心为 TI 公司的 TMS320F2810 芯片, 采用三相全控桥 PWM 驱动方式, 直流无刷电动机经减速器后驱动陀螺仪, 位置反馈元件采用分辨率为 12 位的虚拟绝对式光电编码器, DSP 通过

收稿日期: 2006-10-13; **修回日期:** 2007-01-30

基金项目: 国防基础与应用预研项目(413090201)

作者简介: 陈景春(1981—), 男, 郑州大学硕士, 从事机电控制专业。Email: 3860126@126.com

联系人: 韩丰田(1967—), 男, 副研究员, 研究方向为基于静电悬浮的惯性仪表技术。Email: hanft99@mails.tsinghua.edu.cn

RS485 串行接口与上位机通信。系统工作时上位机通过 RS485 给 DSP 发送启动、停止命令, 轨迹规划设定的参考角度与绝对式编码器反馈的角度信号的偏差作为控制信号, 经过位置环控制器后由三相全控式 PWM 方式驱动电动机。电流环只完成电流采集和限位保护。DSP 周期地将壳体角度信号通过 RS485 送给主计算机供导航仪伺服回路进行坐标变换。

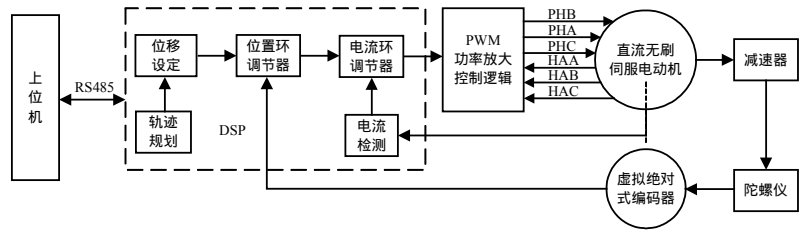


图 1 壳体翻滚控制系统框图

Fig.1 Block diagram of case rotation control system

TMS320F2810 是面向于运动控制的高性能 DSP 芯片, 其主要特点是: 主频

150 MHz; 利用事件管理器的比较单元能够方便地输出 12 路 PWM 信号, 大大减少了 CPU 的占用时间; 利用 6 路捕获单元可对电动机的磁极位置进行准确的测量; 具有丰富的中断资源, 串行通信接口, 而且该芯片内部集成了 12 位的 A/D 转换模块。TMS320F2810 应用于两路壳体翻滚控制系统中, 大大简化了系统的软硬件设计。

2 轨迹规划

壳体的连续旋转可将陀螺仪漂移由单调的时间函数调制成有限幅值的周期性函数, 该周期函数在一个周期的平均值为零, 从而达到补偿陀螺仪常值漂移误差的目的。壳体的旋转速度为 0.5 r/min, 壳体旋转方式^[2]见图 2(a): 壳体先顺时针旋转 180°; 壳体停 1 min; 壳体再顺时针旋转 180°; 壳体停 1 min, 逆时针旋转 180°; 壳体停 1 min, 壳体再逆时针旋转 180°; 壳体回到初始位置停 1 min。陀螺仪一个完整的旋转周期为 8 min, 理想的角速度曲线应是正反转过程完全对称的。

本文采用指数加减速曲线规划壳体运动轨迹, 速度曲线如图 2(b)所示, 相对于恒加速曲线其优点是陀螺仪壳体在启动时具有较快的响应速度, 停止时不超程, 速度变化趋势合理, 伺服系统具有较高的角度跟踪精度。设稳态速度为 v_e , 则指数算法如下:

$$\begin{cases} v(t) = v_e(1 - e^{-t/T_1}) & (0 < t \leq t_1) \\ v(t) = v_e & (t_1 < t \leq t_2) \\ v(t) = v_e e^{-t/T_1} & (t_2 < t \leq 60) \end{cases} \quad (1)$$

壳体旋转一周, 12 位的虚拟绝对式码盘输出 4096 个位置信息, 对于 区有:

$$\int_0^{t_1} v_e(1 - e^{-t/T_1}) dt + \int_{t_1}^{t_2} v_e dt + \int_{t_2}^{60} v_e e^{-t/T_1} dt = 2048 \quad (2)$$

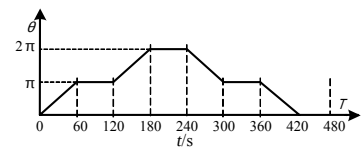
取过渡时间常数 $T_1 = 0.2$ s, 加减速时间 $t_1 = 1$ s, $t_2 = 59$ s, 由式(5)可以得到 $v_e = 34.7119$ pulse/s。式(3)给出了壳体正转 $0^\circ \sim 180^\circ$ 的轨迹算法, 对于壳体正转 $180^\circ \sim 360^\circ$, 反转 $360^\circ \sim 180^\circ$ 及 $180^\circ \sim 0^\circ$ 可同理推得。

$$\begin{cases} x(t) = 34.7119t + 6.9424(e^{-5t} - 1) & (0 < t \leq 1) \\ x(t) = 27.7695 + 34.7119(t - 1) & (1 < t \leq 59) \\ x(t) = 2048 - 6.9424(1 - e^{-5(60-t)}) & (59 < t \leq 60) \end{cases} \quad (3)$$

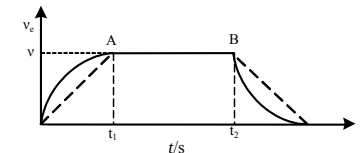
3 控制系统建模与仿真

直流无刷电动机为三角形连接, 采用两两导通方式, 即任意时刻, 两相绕组串联与另外一相绕组并联。忽略涡流、磁滞、齿槽效应等, 其动态特性如下所示:

$$\begin{cases} U_a(t) = R_a i_a(t) + L_a \frac{di_a(t)}{dt} + E_a(t) \\ E_a(t) = K_e \omega(t) \\ T_{em}(t) = K_t i_a(t) \\ T_{em}(t) = J \frac{d\omega(t)}{dt} + B\omega(t) + T_d(t) \end{cases} \quad (4)$$



(a) 角度曲线 (a) angle curve



(b) 速度曲线 (a) speed curve

图 2 壳体翻滚轨迹曲线
Fig.2 Case rotation trajectory

式中, R_a 为电机相电阻, L_a 为相电感, i_a 为电机电流, $E_a(t)$ 为电机反电动势, K_t 为电磁转矩系数, K_e 为反电动势系数, J 为转动惯量, B 为粘性阻尼系数。对式(4)方程组进行拉氏变化, 可得下列代数方程组:

$$\begin{cases} U_a(s) = R_a I_a(s) + L_a s I_a(s) + E_a(s) \\ E_a(s) = K_e \Omega(s) \\ T_{em}(s) = K_t I_a(s) \\ T_{em}(s) = J s \Omega(s) + B \Omega(s) + T_d(s) \end{cases} \quad (5)$$

伺服系统在低速情况下, 忽略粘性阻尼系数, 得到直流无刷直流电动机的传递函数为:

$$\frac{\Omega(s)}{U_a(s)} = \frac{1/K_e}{T_a T_m s^2 + T_m s + 1} \quad (6)$$

式中, $T_a = L_a / R_a$ 为电磁时间常数,

$T_m = R_a J / K_e K_t$ 为机电时间常数。

伺服系统的传递函数方块图如图

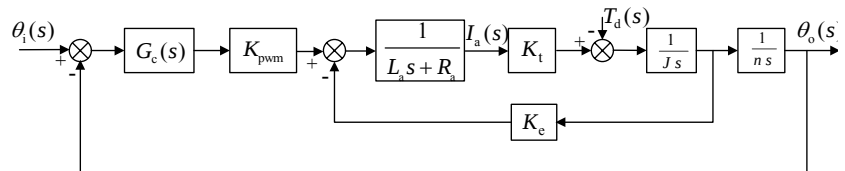


图3 控制系统传递函数方块图

3 所示。这里 $G_c(s)$ 为控制器,

$n = 8461.4$ 为控制系统总的减速比,

$K_{pwm} = 20$ 为功放环节的增益。直流无刷伺服电动机的主要参数为: $R_a = 15.5 \Omega$, $L_a = 525 \mu H$, $J = 0.54 g \cdot cm^2$, $K_e = 0.777 mV/r \cdot min$, $K_t = 7.42 mN \cdot m/A$, 应用 Matlab 的 Simulink 工具箱, 当选取式(7)给出的控制器参数, 仿真得到系统的闭环带宽为 7.15 Hz, 上升时间为 80 ms, 超调量 1%。

$$G_c(s) = 115 \frac{0.07s + 1}{0.0013s + 1} \frac{1}{0.0005s + 1} \quad (7)$$

4 受控对象特性分析

4.1 传动间隙

伺服系统的传动间隙主要来自于与电动机一体装配的减速器以及外框架减速器, 传动间隙非线性^[7]具有明显的滞后效应, 它会给系统带来附加的相位滞后, 降低伺服系统的稳定裕量, 甚至使得系统不稳定, 产生间隙自振荡。含有传动间隙的伺服系统的特征方程可以表示为:

$$1 + N \left(\frac{A}{b} \right) G_k(s) = 0 \quad (8)$$

根据奈氏稳定判据, 若 $G_k(j\omega)$ 曲线包围 $-1/N(\frac{A}{b})$, 则系统是不稳定的; 反之若 $G_k(j\omega)$ 曲线被 $-1/N(\frac{A}{b})$ 包围, 则系统是稳定的。为了消除传动间隙引起的系统自振荡, 本文引入相位超前网络, 取消了积分校正, 使伺服系统为 I 型系统, 保证系统的稳定性。

4.2 干扰力矩

壳体翻滚采用的导电装置为螺旋膜, 壳体翻滚伺服系统的干扰力矩主要为摩擦力矩以及螺旋膜的张力矩。由于陀螺仪螺旋膜的张力矩会随壳体角度变化而变化, 故本文将摩擦力矩和螺旋膜的张力矩的合力作为阻力矩进行分析。图4给出了壳体正、反转 360° 在不同位置由静止起动所需的 PWM 占空比, 曲线 1 为壳体正转 360°, 曲线 2 为壳体反转 360° 回到零位。由图可见干扰力矩呈现明显的非线性。在低速伺服系统中, 由于摩擦非线性^[5, 6]的存在, 会引起壳体翻滚较大的角度跟踪误差, 造成系统的低速爬行现象, 因此必须对摩擦力矩进行补偿。本文采用基于库仑摩擦模型补偿的方法, 利用高增益的控制器, 克服摩擦对系统低速性能的不利影响。经过伺服系统的反复实验, 选取的摩擦补偿系数 0.07。

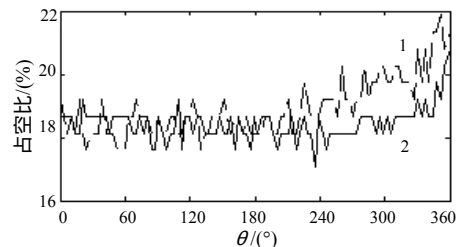


图4 壳体正反转 360° 时的占空比

Fig.4 Duty circle of case rotation for 360° range

由 4.1 和 4.2 的讨论可知, 控制器采用比例 + 超前网络 + 加惯性环节的形式, 惯性环节主要为了滤除系统的高频噪声。壳体翻滚控制系统的技术要求为: 系统的闭环带宽不小于 5 Hz, 系统的相位裕量不小于 40°, 匀速阶段的角度跟踪误差小于 2 个脉冲, 无稳态误差。

5 实验分析

数字控制软件利用 TI 公司的集成开发平台 CCS 在线调试与仿真, 控制器采用双线性离散化, 位置环采样周期为 1 ms。壳体翻滚转过的角度可以由绝对式编码器在 CCS 下方便地读取, 控制器参数可以进行动态测试与优化。设定的陀螺仪壳体翻滚的加速度为 $34.7119 \text{ pulse/s}^2$, 速度为 34.7119 pulse/s 。即实际壳体的旋转速度应为 $34 \sim 35 \text{ pulse/s}$ 。

伺服系统加 1 个指令脉冲测得上升时间为 85 ms, 图 5 给出了系统 0~1 s 期间加速时的角度误差曲线: 选用恒加速度曲线, 角度误差最大值为 2.36 个脉冲, 且出现的次数也较多, 角度均方差为 1.0608 个脉冲; 而采用指数加减速曲线, 角度均方差为 0.9138 个脉冲, 只有个别点角度误差的最大值达到 2.1 个脉冲。因此采用指数加速曲线, 具有更快的响应速度, 动态过程也更平稳。由于壳体正反转 180° 的过程 (相对于正反转 360°) 已能反映壳体翻滚的主要性能, 为了方便数据的记录, 图 6 只给出了摩擦力补偿前后陀螺仪正、反转 180° 时的角度误差曲线和速度曲线。可以看出补偿前, 角度误差较大, 误差最大值为 2.5 个脉冲, 速度最大值达到了 36 pulse/s , 超出了壳体翻滚的精度要求, 而加入库伦摩擦模型补偿后, 最大角度误差为 1.7 个脉冲, 其均方差减少了 0.25 个脉冲, 且匀速阶段壳体翻滚的速度始终为 $34 \sim 35 \text{ pulse/s}$ 。由于本系统中采用的角度传感器的分辨率较低以及壳体转速很低, 使系统的角度精度及速度平稳性的测试受到一定的限制。通过长时间测试, 陀螺仪壳体翻滚恒速阶段角度跟踪误差小于 2 个脉冲, 角度曲线具有较高的对称性, 其跟踪误差小于 0.5%, 且无稳态误差。

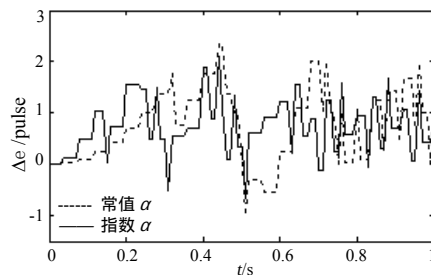


图 5 加速阶段角度误差曲线

Fig.5 Angle error curves of speed-up period

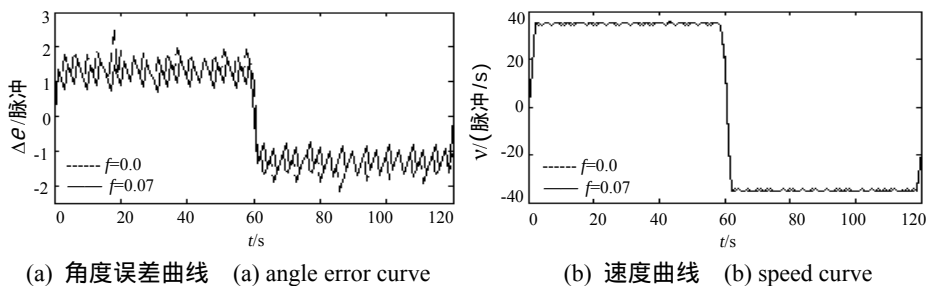


图 6 壳体正反转 180° 轨迹曲线

Fig.6 Trajectory curves of case rotation for $\pm 180^\circ$ range

6 结论

陀螺仪壳体翻滚系统应用指数加减速曲线, 能够提高系统加减速阶段的角度跟踪精度。针对伺服系统存在的摩擦非线性, 加入库伦摩擦补偿后, 恒速阶段的角度跟踪误差和速度平稳性均有明显的改善。设计的位置控制系统已应用于陀螺仪壳体翻滚装置中, 测试结果表明控制系统满足了陀螺仪对壳体翻滚的技术指标要求。

参考文献(References):

- [1] 高钟毓. 静电陀螺仪技术[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [2] 张春庭, 高钟毓. 陀螺仪壳体翻滚系统[J]. 中国惯性技术学报, 2005, 12(6): 58-60.
ZHANG Chun-ting, GAO Zhong-yu. Design of gyroscope's case rotation device[J]. Journal of Chinese inertial technology, 2005, 12(6): 58-60.
- [3] 杨功流, 蔡玲, 陈超英, 等. 静电陀螺仪监控器中静电陀螺仪的漂移误差模型[J]. 中国惯性技术学报, 2001, 9(4): 50-54.
YANG Gong-liu, CAI Ling, CHEN Chao-ying, etc. Drift error model of electrostatic gyro in electrostatic gyro monitor[J]. Journal of Chinese inertial technology, 2001, 9(4): 50-54.
- [4] 尹泉, 余高明, 万淑芸. 基于 DSP 的永磁无刷直流伺服电机全数字控制系统[J]. 电力电子技术, 2001, 35(3): 51-53.
YIN Quan, YU Gao-ming, WAN Shu-yun. Digital servo system rare-earth PM Brushless DC motor controlled by DSP[J]. Power Electronics, 2001, 35(3): 51-53.
- [5] 陈娟, 郭劲, 张淑梅. 机电系统低速非线性补偿仿真研究[J]. 长春工业大学学报, 2002, 23: 70-72.
CHEN Juan, GUO Jin, ZHANG Shu-mei. Simulation research in nonlinear compensation at low speed for an eletromechanic system[J]. Journal of Changchun University of Technology, 2002, 23: 70-72.
- [6] Cadiou J C, Merzouki R. Toward low cost electrical servo-motor design using backlash/friction compensative control law[C]//Proceedings of the IEEE, 2001: 655-660.
- [7] Menon K, Krishnamurthy K. Control of low velocity friction and gear backlash in a machine tool feed drive system[J]. Mechatronics, 1999(9): 33-52.