

文章编号 1004-924X(2012)02-0305-08

控制力矩陀螺框架系统的谐振抑制与精度控制

徐向波^{*}, 房建成, 李海涛, 陈彦鹏

(北京航空航天大学 仪器科学与光电工程学院, 北京 100191)

摘要:控制力矩陀螺(CMG)框架系统的速率控制精度是影响其输出力矩精度的重要因素,系统中谐波减速器提高了框架系统的动态响应能力,但其产生的机械谐振大幅降低了系统的控制精度。为抑制框架系统的谐振并满足系统的控制精度,本文建立了框架系统的动力学模型,根据系统动态性能要求选取合适的阻尼系数来设计系统主导极点,使控制器产生的零点与机械谐振对应的极点重合形成偶极子,从而抑制系统的机械谐振。仿真和实验结果显示:提出的方法有效地抑制了控制力矩陀螺框架系统的谐振,0.175 rad/s 恒速控制精度为 0.002,0.175 sin(2 π t) rad/s 正弦随动控制的幅值相对误差为 3.28%,相位差为 0.13 rad。结果很好地满足了控制力矩陀螺的高精度输出力矩需求。

关键词:控制力矩陀螺;框架系统;谐振抑制;高精度控制;零极点配置

中图分类号:V241.5 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20122002.0305

Resonance elimination and precision control of CMG gimbal system

XU Xiang-bo^{*}, FANG Jian-cheng, LI Hai-tao, CHEN Yan-peng

(School of Instrument Science and Opto-electronics Engineering,
Beihang University, Beijing 100191, China)

^{*} Corresponding author, E-mail: xuxiangbo119@163.com

Abstract: The control precision of gimbal system for a Control Moment Gyro (CMG) is a main factor affecting the output torque accuracy of the CMG. Generally, a harmonic driver a harmonic driver is adopted to improve the dynamic response ability of the gimbal system, however, the induced mechanical resonance seriously reduces the control precision of the gimbal system. In order to eliminate the resonance and satisfy the control precision of the gimbal system, a kinetic model was set up. A proper damping ratio was chosen to design the dominating poles according to the demands of gimbal system for dynamic performance. The zeroes induced by a controller were calculated to be equal to the poles induced by mechanical resonance, so that the mechanical resonance was eliminated. Simulation and experiment results show that the proposed method eliminates the gimbal resonance of the CMG, and the control precision of 0.175 rad/s is 0.002. When the gimbal system tracks a 0.175 sin(2 π t) rad/s sine given velocity, the relative amplitude error is 3.28% and the phase error is 0.13 rad. The control performance satisfies the demands of CMG for high output torque precision very well.

收稿日期:2011-07-20;修订日期:2011-09-15.

基金项目:国家 973 重点基础研究发展计划资助项目(No. 2009CB724000);国家杰出青年科学基金资助项目(No. 60825305)

Key words: control moment gyro; gimbal system; resonance elimination; high precision control; design of poles and zeros

1 引言

控制力矩陀螺是空间站等大型航天器姿态控制的关键执行机构,它的力矩输出精度决定了航天器的姿态控制精度,而控制力矩陀螺框架系统的速率控制精度是影响其出力矩精度的重要因素^[1-3]。谐波减速器传动比大、精度高、体积小、重量轻,是控制力矩陀螺框架传动机构的最佳选择,但由于其存在柔性、非线性摩擦、低阻尼等缺点,引起的机械谐振严重影响了框架系统的控制精度^[4],而且由于机械谐振频率较低(小于 20 Hz),会引起航天员内脏不适,必须加以抑制。

很多文献采用加速度反馈的方式来增加系统阻尼^[5-7],从而降低谐振的影响来提高控制精度,但是角加速度传感器往往满足不了安装和正常工作所需要的各种限制条件,对加速度进行估计容易产生噪声、相位滞后等,因此加速度反馈对谐振的抑制效果经常不够理想;文献[8]采用陷波器抑制谐振,但是陷波器的加入以及控制参数的更改会使谐振频率偏移,需要多次调试,而且陷波器在陷波频率处相位有很大的波动,容易影响系统的稳定性;文献[9-11]根据系统运动方程构建状态观测器补偿或采用各种变量反馈以配置极点抑制谐振,但是需要在框架系统电机端安装位置、速度、力矩等传感器,很难满足安装要求,为提高可靠性并减小体积重量,本文的框架系统只对负载端位置、速度和电机电流进行检测。

本文推导出框架系统的传递函数,通过合理地配置零点使其与极点形成偶极子,抑制了框架系统谐振,同时根据框架系统稳速和随动控制的精度要求,合理地设置系统的主导极点,并计算出系统的控制参数,达到了理想的控制精度。

2 CMG 框架系统组成与动力学建模

2.1 CMG 框架系统组成

CMG 由高速转子系统和框架系统组成,其中高速转子系统提供角动量,框架转动迫使角动量变化,由于陀螺效应,CMG 对外出力矩。框

架系统的角速度控制精度是 CMG 输出力矩精度的重要因素,框架系统的高精度控制包括恒速控制高精度和随动控制高精度,恒速控制的高精度使 CMG 输出稳态误差小且平稳的力矩,用精度和稳定度来衡量;随动控制的高精度使 CMG 快速跟踪指令角速度,用跟踪正弦指令角速度时的幅值比和相位差来衡量。

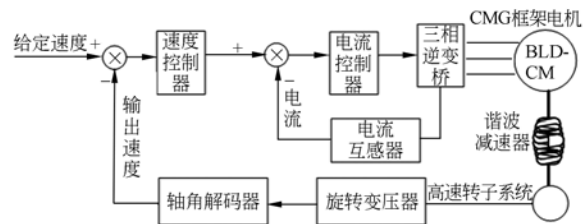


图 1 CMG 框架系统组成简图

Fig. 1 Constitution diagram of CMG gimbal system

图 1 为 CMG 框架系统组成简图。旋转变压器与轴角解码器解算出高速转子系统的输出速度,电流互感器输出的电机绕组电流,CMG 框架系统根据给定速度及反馈的速度和电流值,经过速度控制器和电流控制器计算后输出相应占空比的电压脉冲驱动 CMG 框架电机通过谐波减速器带动高速转子系统转动。

2.2 CMG 框架系统动力学建模

由于谐波减速器柔轮存在弹性变形,CMG 框架系统具有低频谐振特性,为更好地分析其特性,首先对无速度环控制器的 CMG 框架系统进行动力学建模如下:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{R}_i + \mathbf{f} \\ \mathbf{Y} &= \mathbf{C}\mathbf{X} \end{aligned} \quad (1)$$

式(1)中各矩阵为: $\mathbf{X} = (\theta_m \quad \dot{\theta}_m \quad \theta_l \quad \dot{\theta}_l \quad I_m)^T$,

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_t}{N^2 J_m} & -\frac{b_m}{J_m} & \frac{K_t}{N J_m} & 0 & \frac{K_m}{J_m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{K_t}{N J_l} & 0 & -\frac{K_t}{J_l} & -\frac{b_l}{J_l} & 0 \\ 0 & -\frac{C_e}{L} & 0 & 0 & -\frac{R - K P_i}{L} \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{KP_i}{L} \end{bmatrix}^T,$$

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{f_m}{J_l} & 0 \end{bmatrix}^T,$$

$$\mathbf{Y} = \dot{\theta}_l, \mathbf{C} = (0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0)^T,$$

其中各符号含义如下:

θ_m 为 CMG 框架电机角位置, I_m 为 CMG 框架电机绕组电流, L 为 CMG 框架电机两相绕组电感值, R 为 CMG 框架电机两相绕组电阻值, K_m 为 CMG 框架电机力矩系数, J_m 为 CMG 框架电机端转动惯量, b_m 为 CMG 框架电机端粘性阻尼系

数, C_e 为 CMG 框架电机反电动势系数, θ_l 为 CMG 高速转子系统角位置, b_l 为 CMG 高速转子系统端粘性阻尼系数, J_l 为 CMG 高速转子系统转动惯量, f_m 为 CMG 高速转子系统端受到的各种扰动, N 为谐波减速器传动比, K_l 为谐波减速器刚度系数, KP_i 为电流环控制器的比例系数, R_i 为电流环控制器的给定电流;

图 2 为无速度环控制器的 CMG 框架系统动力学模型结构示意图。

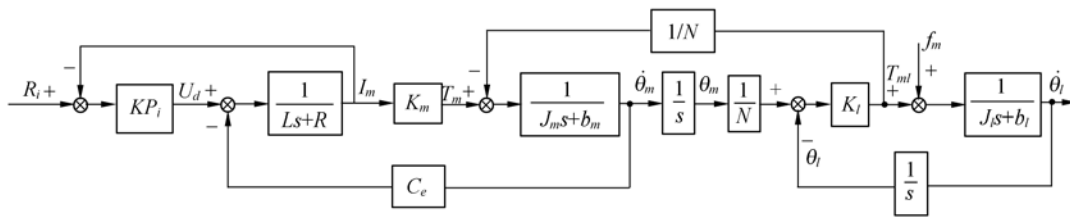


图 2 无速度环控制器的 CMG 框架系统动力学模型机构示意图

Fig. 2 Block diagram of CMG gimbal system without velocity loop controller

求取从 R_i 到 $\dot{\theta}_l$ 的传递函数 $P(s)$, 可得到 $P(s)$ 的伯德图和零极点图分别如图 3 和图 4 所示:

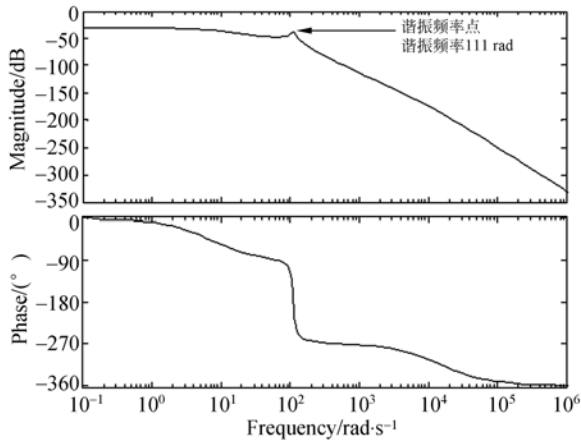


图 3 $P(s)$ 伯德图

Fig. 3 Bode of $P(s)$

从图 3 和图 4 可以看出, $P(s)$ 没有零点, 有 4 个极点, 一个距离虚轴很远的非主导极点, 对系统特性基本没有影响, 而且其数值基本不受速度环控制器参数影响; 两个谐振极点和一个距离虚轴

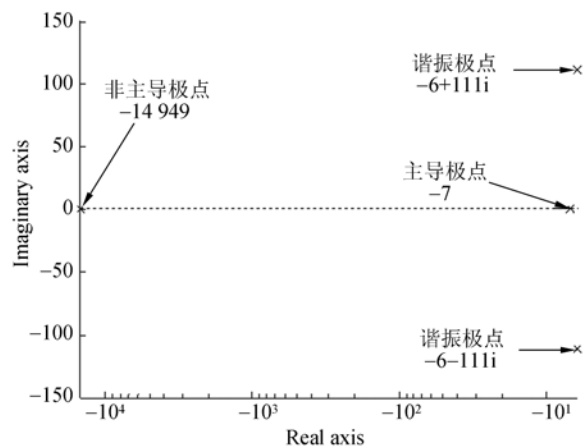


图 4 $P(s)$ 零极点图

Fig. 4 Pole zero map of $P(s)$

较近的副实极点均为主导极点, 对系统性能影响很大, 其中两个谐振极点导致系统在该极点所对应频率上有谐振点, 对 CMG 框架系统速度环控制器进行设计一方面要使系统的传递函数的零点与系统的谐振极点重合, 以形成偶极子抑制谐振, 另一方面使系统的副实主导极点满足系统在恒速控制和随动控制中的性能要求。

3 CMG 框架系统速度环控制器设计

CMG 框架系统动力学模型结构示意图如图 5 所示,从 R_v 到 $\dot{\theta}_l$ 的 CMG 框架系统传递函数 $Q(s)$ 如式(2):

$$Q(s) = \frac{KP_i K_m K_l N (KD_v s^2 + KP_v s + KI_v)}{k5 s^5 + k4 s^4 + k3 s^3 + k2 s^2 + k1 s + k0}, \quad (2)$$

其中: $k5 = N^2 J_m J_l L$, $k4 = N^2 J_m b_l L + N^2 J_l b_m L + KP_i N^2 J_m J_l$, $k3 = N^2 b_m b_l L + N^2 b_l J_m R + N^2 J_l b_m R + K_l N^2 J_m L + K_l J_l L + C_c K_m N^2 J_l + KP_i N^2 b_m J_l + KP_i N^2 J_m b_l$, $k2 = N^2 b_m b_l R + K_l N^2 b_m L + K_l N^2 J_m R + K_l b_l L + K_l J_l R + C_c K_m N^2 b_l + KP_i N^2 b_m b_l + KP_i K_m K_l NKD_v + KP_i K_l N^2 J_m + KP_i K_l J_l$, $k1 = K_l N^2 b_m R + K_l b_l R + KP_i K_m K_l NKP_v + K_l C_c K_m N^2 + KP_i K_l N^2 b_m + KP_i K_l b_l$, $k0 = KP_i K_m K_l NKI_v$.

其中, KP_v 为速度环控制器的比例系数; KI_v 为速度环控制器的积分系数; KD_v 为速度环控制器的微分系数; R_v 为 CMG 框架系统的给定速度。

由式(2)可知,速度环控制器使 $Q(s)$ 比 $P(s)$ 多了 2 个零点和 1 个极点,其中 2 个零点值完全由速度环控制器参数决定,因而可以通过修改参数间的比例关系对零点进行配置,5 个极点中包括了两个主导极点、两个谐振极点和图 4 中的非主导极点,其系统的伯德图如图 6 所示, $Q(s)$ 的极点使其产生谐振点,而 $Q(s)$ 的零点使其产生反谐振点, $Q(s)$ 在小于反谐振点频率和大于谐振频率的区域内对低频给定速度信号实现零稳态误差跟踪,对高频的噪声迅速衰减,但是在反谐振点和谐振点之间区域内, $Q(s)$ 幅值和相位均产生很大的波动,谐振点处幅值大于 0 dB,会使系统对谐振频率的噪声进行放大并谐振。

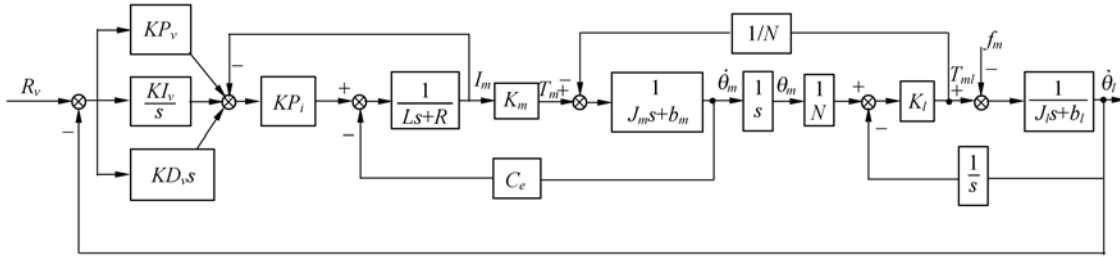


图 5 CMG 框架系统动力学模型机构示意图

Fig. 5 Block diagram of CMG gimbal system

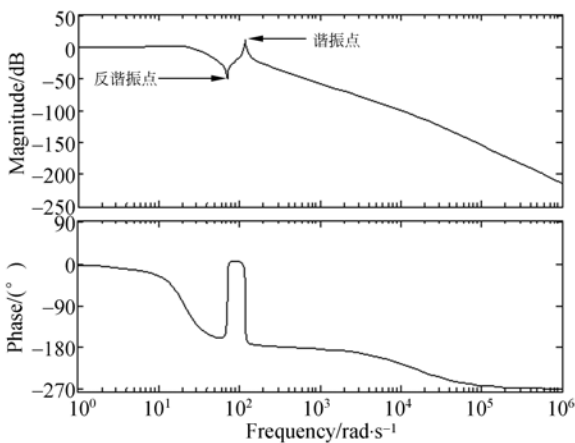


图 6 $Q(s)$ 伯德图 1

Fig. 6 The first Bode map of $Q(s)$

通过设置系统 $Q(s)$ 的零极点,使谐振点与反谐振点重合,则可以抑制系统谐振,同时使 Q

(s) 的幅频特性和相频特性更为平滑,同时根据系统动态性能的要求,选择合适的阻尼比来设计 $Q(s)$ 的主导极点,即可满足系统的随动控制性能,由于速度环控制器采用积分控制,系统的理论稳态误差等于 0。

设计的 $Q(s)$ 表达式如式(3)所示:

$$Q(s) = \frac{KP_i K_m K_l N (KD_v s^2 + KP_v s + KI_v)}{k5 (s + \omega_1) (s^2 + 2\delta\omega_2 s + \omega_2^2) (s^2 + \frac{KP_v}{KD_v} s + \frac{KI_v}{KD_v})}, \quad (3)$$

式(3)中的 ω_1 为非主导极点, ω_2 为主导极点, δ 为选取的系统阻尼比。 KP_i 对系统谐振及控制性能影响不大,可通过闭电流环调试得到其较优值。

式(2)和式(3)的分母相等,可以得到含 5 个 5 元 4 次方程的方程组式(4),解此方程组可以得到多组解,从中找出满足限制条件 (ω_1 、 ω_2 、 KP_v 、

KI_v 、 KD_v 均为大于 0 的实数且 $\omega_1 > 10\omega_2$, 满足 $Q(s)$ 稳定的那组解即得到速度环控制器的控制参数及系统的零极点。

$$\begin{cases} \frac{k4}{k5} = \frac{KP_v}{KD_v} + 0.6\omega_2 + \omega_1 \\ \frac{k3}{k5} = \frac{KI_v}{KD_v} + \frac{0.6\omega_2 KP_v}{KD_v} + \omega_2^2 + \frac{KP_v\omega_1}{KD_v} + 0.6\omega_1\omega_2 \\ \frac{k2}{k5} = \frac{0.6\omega_2 KI_v}{KD_v} + \frac{KP_v\omega_2^2}{KD_v} + \frac{KI_v\omega_1}{KD_v} + \frac{0.6KP_v\omega_1\omega_2}{KD_v} + \omega_1\omega_2^2 \\ \frac{k1}{k5} = \frac{KI_v\omega_2^2}{KD_v} + \frac{0.6KI_v\omega_1\omega_2}{KD_v} + \frac{KP_v\omega_1\omega_2^2}{KD_v} \\ \frac{k0}{k5} = \frac{KI_v\omega_1\omega_2^2}{KD_v} \end{cases} \quad (4)$$

4 仿真及实验验证

4.1 仿真验证

为验证速度控制器设计的有效性,对 CMG

$$\begin{cases} 0.108(\frac{KP_v}{KD_v} + 0.6\omega_2 + \omega_1) = 1\ 616.123 \\ 0.108(\frac{KI_v}{KD_v} + \frac{0.6\omega_2 KP_v}{KD_v} + \omega_2^2 + \frac{KP_v\omega_1}{KD_v} + 0.6\omega_1\omega_2) = 32\ 410.7 \\ 0.108(\frac{0.6\omega_2 KI_v}{KD_v} + \frac{KP_v\omega_2^2}{KD_v} + \frac{KI_v\omega_1}{KD_v} + \frac{0.6KP_v\omega_1\omega_2}{KD_v} + \omega_1\omega_2^2) = 21\ 910\ 640 + 3\ 599\ 400KD_v \\ 0.108(\frac{KI_v\omega_2^2}{KD_v} + \frac{0.6KI_v\omega_1\omega_2}{KD_v} + \frac{KP_v\omega_1\omega_2^2}{KD_v}) = 399\ 678\ 260 + 3\ 599\ 400KP_v \\ 0.108\frac{KI_v\omega_1\omega_2^2}{KD_v} = 3\ 599\ 400KI_v \end{cases} \quad (5)$$

从图 7 和图 8 可以看出, $Q(s)$ 的谐振极点与反谐振零点重合形成了偶极子, 抑制了机械谐振; $Q(s)$ 的静态误差为零, 且低频的幅频特性十分平滑。CMG 框架系统进行 $0.175\sin(2\pi t)$ rad/s 正弦随动控制的速度波形如图 9 所示, CMG 框架系统的给定转速 R_v 和实际转速 $\dot{\theta}_l$ 的幅值差仅为 3.2%, 相位滞后仅为 0.13 rad, 很好地满足了 1 Hz 的带宽要求。

4.2 实验验证

CMG 实验系统如图 10 所示, 由 CMG、监控计算机、电路箱、电源、示波器组成, 监控计算机模拟星载计算机对 CMG 发出控制指令, 并对系统各项参数进行检测, 同时系统的关键模拟量通过

框架系统进行仿真, 实际系统参数如表 1 所示。

表 1 CMG 框架系统参数

Tab. 1 Parameters of CMG gimbals system

参数	数值	参数	数值
L/mH	1.27	$J_m/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.004 2
R/ Ω	17.6	$J_l/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	2.024 2
kp_i	1.4	$b_l/\text{Ns} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.06
$K_m/\text{N/A}$	0.982	N	100
$K_l/\text{Nm} \cdot \text{rad}^{-1}$	26 181	$b_m/\text{Ns} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.03

将表 1 所示参数代入式(4)中, 选取 δ 为 0.3, 得到方程组如式(5)所示, 采用 matlab 对此方程组进行求解可以得到 12 组解, 其中满足限制条件的只有 1 组解, 将得到的速度环控制器参数代入式(2)中, 得到 $Q(s)$ 的表达式的伯德图和零极点图如图 7 和图 8 所示。

示波器进行显示。其中 CMG 框架系统转速范围为 0.001 75~0.175 rad/s。

当 CMG 框架系统给定速度信号或者反馈速度信号存在干扰时, 框架系统会对谐振频率点的扰动放大从而发生谐振, 其速度波形如图 11 所示, 谐振使框架转速发生峰峰值约 0.02 rad/s 的波动, 从其 FFT 变换中可以看出频率为 18.6 Hz, 谐振使 CMG 框架系统的速度波动幅值超过最低转速要求的 5 倍, 因此必须对谐振进行抑制。

采用本文方法设计速度环控制器后, CMG 框架系统的机械谐振已被抑制, 实测速度波形如图 12 所示, FFT 变换中已无谐振频率成分。CMG 框架系统进行 0.175 rad/s 和 0.001 75

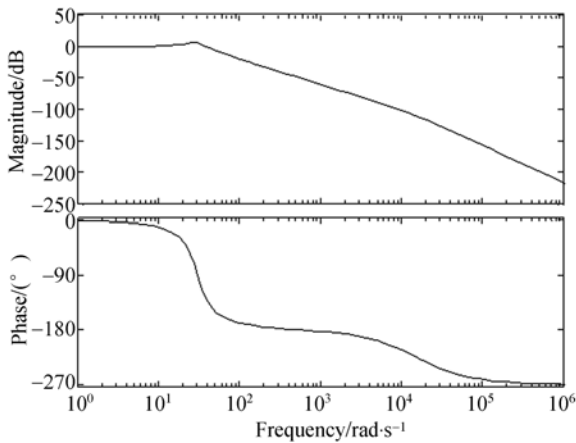


图 7 $Q(s)$ 伯德图 2

Fig. 7 The second Bode map of $Q(s)$

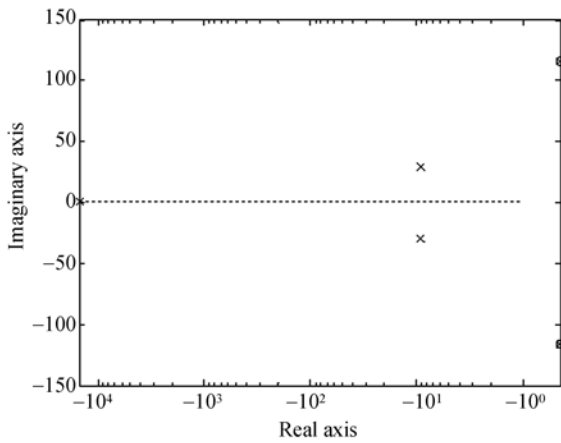


图 8 $Q(s)$ 零极点图

Fig. 8 Pole zero map of $Q(s)$

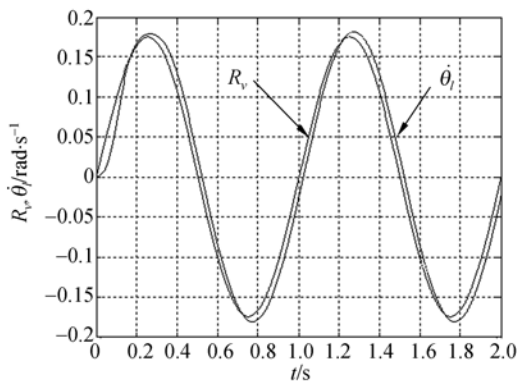


图 9 CMG 框架系统正弦随动控制的速度波形

Fig. 9 Velocity signals of CMG gimbal system at $0.175\sin(2\pi t)$

rad/s 恒速控制,其控制精度分别达到了 0.002 和 0.000 7。CMG 框架系统进行 $0.175\sin(2\pi t)$ rad/s

正弦随动控制的速度波形如图 13 所示,CMG 框架系统的给定转速和实际转速的幅值差为 0.28 dB,即仅为 3.28%,相位滞后仅为 0.13 rad,与仿真结果基本一致,优于带宽测试中幅值差 10%、相位差 0.175 rad 的指标要求。

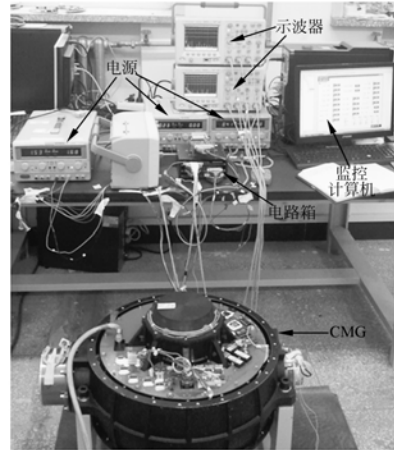


图 10 CMG 实验系统

Fig. 10 CMG experiment system

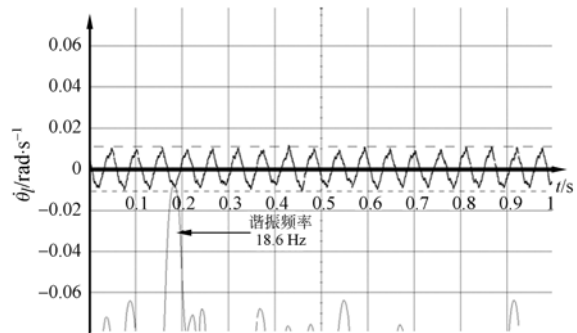


图 11 CMG 框架系统谐振时速度波形

Fig. 11 Velocity of CMG gimbal system at resonance

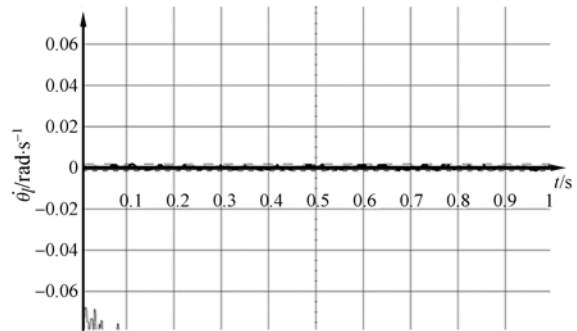


图 12 CMG 框架系统抑制谐振时速度波形

Fig. 12 Velocity of CMG gimbal system without resonance

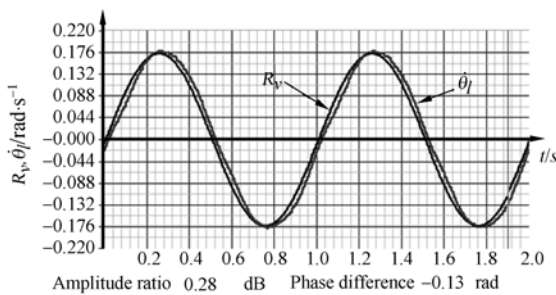


图13 CMG 框架系统正弦随动控制的实测速度波形
Fig. 13 Tested velocity of CMG gimbal system at $0.175\sin(2\pi t)$

5 结 论

为抑制谐波减速器所引起的 CMG 框架

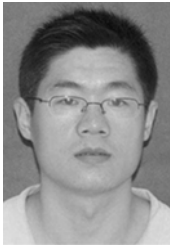
参考文献:

- [1] 房建成,徐向波,魏彤.采用线性求角的旋变轴角解码及激磁系统[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)
- [2] 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 MSCMG [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008,16(1):97-102. (in Chinese)
- [3] YU L H, FANG J C, WU C. Magnetically suspended control moment gyro gimbal servo-system using adaptive inverse control during disturbances [J]. *IEE Electronics Letters*, 2005,41(1):21-22.
- [4] IVAN G, MASAHIRO I, TAMOTSU N. Robustness comparison of control schemes with disturbance observer and with acceleration control loop [C]. *Proceedings of the IEEE International Conference, Bled, Slovenia: ISIE*, 1999:1035-1040.
- [5] ZHU W H, BIJARNI T. On active acceleration control of vibration isolation systems [C]. *43th IEEE Conference on Decision and Control, Atalantis, Paradise island, Bahamas*, 2004(4):1-11.

系统谐振并满足框架系统的高精度控制要求,本文通过设计使 CMG 框架系统零点、极点重合形成偶极子来抑制机械谐振,同时根据系统随动控制中带宽的要求选取合适的阻尼比设计了系统的主导极点。系统伯德图、仿真和实验均表明 CMG 框架系统的机械谐振均被抑制,CMG 框架系统的 0.175 rad/s 和 0.00175 rad/s 恒速控制精度分别达到 0.002 和 0.0007 , $0.175\sin(2\pi t) \text{ rad/s}$ 正弦随动控制的给定转速和实际转速的幅值差为 3.28% , 相位滞后为 0.13 rad , 分别占指标要求的 32.8% 和 74% , 很好地满足了框架系统恒速控制和随动控制的精度要求。本文介绍的速度环控制参数设计方法较为简便,物理意义清晰,运算量少,很好地满足了航天高可靠度的要求。

- [6] XU W L, HAN J D, TSO S K, *et al.*. Contact transition control via joint acceleration feedback [J]. *IEEE Transactions on Electronics*, 2004, 47 (1):150-158.
- [7] LIU Y J, SUN L N, MENG Q X. Acceleration feedback control of a harmonic drive parallel robot [C]. *Conference on Robotics, Automation and Mechatronics, Singapore*, 2004:390-395.
- [8] MOHD F M Y, WAHYUDI M, RINI A. Vibration control of two-mass rotary system using improved NCTF controller for positioning systems [C]. *IEEE Control and System Graduate Research Colloquium*, 2010:61-67.
- [9] KRZYSZTOF S, TERESA O K. Damping of the torsional vibration in two-mass drive system using forced dynamic control [C]. *The International Conference on "Computer as a Tool"*, Warsaw, 2007: 1712-1717.
- [10] ZHANG G G, JUNJI F, MASAMICHI S. Vibration suppression control of robot arms using a homogeneous type electrorheological fluid [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2000,5(3):302-309.
- [11] GHAZANFAR S, PEGAH S, MANSOOR Z, *et al.*. State space analysis and control design of two-mass resonant system [C]. *Second International Conference on Computer and Electrical Engineering*, Warsaw, 2007:1712-1717.

作者简介:



徐向波(1982—),男,山东烟台人,博士研究生,2006 年于山东大学获得学士学位,2009 年于北京航空航天大学获得硕士学位,主要从事高精度伺服控制、磁悬浮控制、控制力矩陀螺等方面的研究。E-mail: xuxiangbo119 @ 163. com



李海涛(1979—),男,山东聊城人,博士,讲师,2002 年、2005 年于山东大学分别获得学士,硕士学位,2009 年于北京航空航天大学大学获得博士学位,主要从事磁悬浮控制力矩陀螺电机控制与框架伺服系统高精度控制的研究。E-mail: greatlht@163. com



房建成(1965—),男,山东临沂人,博士,博士生导师,长江学者特聘教授,1983 年于山东大学获得学士学位,1988 年于西安交通大学获得硕士学位,1996 年于东南大学获得博士学位,主要从事航天器姿态控制系统技术、新型惯性仪表及装置技术、飞行器惯性导航与组合导航技术的研究。E-mail: fangjiancheng@buaa. edu. cn



陈彦鹏(1987—),男,山东潍坊人,硕士研究生,2009 年于山东大学获得学士学位,主要从事磁悬浮控制力矩陀螺框架伺服系统控制的研究。E-mail: cyp12131415@buaa. edu. cn

● 下期预告

红外探测器件低温背景探测率测试技术

王世涛,张 伟,王 强

(哈尔滨工业大学 空间光学工程研究中心,黑龙江 哈尔滨 150001)

为了最大限度发挥背景极限探测器的作用、实现红外探测低温光学系统的合理设计,建立了红外探测器件低温背景探测率测试系统,并对低温背景探测特性进行了实验研究。首先,对红外探测系统的噪声和响应特性进行了理论分析与介绍,建立了低温光学系统与红外探测器件低温背景探测性能之间的关系。接着,在热真空环境下搭建了基于变温面源黑体的低温背景探测率测试系统。然后,针对某红外器件的低温背景探测率进行了实验测量。最后,通过计算得到了低温背景下极限积分时间及探测特性相对于常温背景下的一般变化规律。实验结果表明:极限积分时间及探测率较常温背景均提高近 20 倍。得到了红外探测器件应用于低温背景时探测率的变化规律,该测试技术可为低温光学系统的指标设计提供依据与参考。