

文章编号 1004-924X(2006)04-0001-04

磁悬浮控制力矩陀螺高速转子的优化设计

韩邦成¹, 虎刚², 房建成¹,

(1. 北京航空航天大学 仪器科学与光电工程学院, 北京 100083;

2. 北京控制工程研究所, 北京 100080)

摘要:介绍了一种磁悬浮控制力矩陀螺(CMG)的结构,其中陀螺转子的额定角动量为 $200 \text{ N} \cdot \text{ms}$ 。利用多学科设计优化软件 iSIGHT 及有限元分析软件 ANSYS,以质量为优化目标,以静力学、动力学和其他要求同时作为约束条件,对永磁偏置混合磁轴承支承的 5 自由度高速盘形转子(额定转速为 $20\,000 \text{ rpm}$)进行了优化设计。通过优化设计,其静强度安全系数由原来的 2.39 提高到 2.63,提高了 10%;转子质量由 15.032 kg 减小为 13.972 kg ,减少了 7.1%。为满足控制系统对共振频率的要求,转子的弹性一阶共振频率为 $1\,313 \text{ Hz}$ (动力学)。

关键词:控制力矩陀螺;陀螺转子;混合磁轴承;优化设计;有限元

中图分类号:V241.5 文献标识码:A

Optimization design of magnetic suspended gyroscope rotor

HAN Bang-cheng¹, FANG Jian-cheng¹, HU Gang²

(1. *Beijing University of Aeronautics & Astronautics, Beijing 100083, China;*

2. *Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 100080, China*)

Abstract: The structure of a Control Momentum Gyroscope(CMG) was introduced, in which, gyroscope rotor is supported by permanent bias active magnetic bearing, and the rating rotation speed of rotor is $20,000 \text{ r/min}$, and its rating angular momentum is $200 \text{ N} \cdot \text{ms}$. The software of multidisciplinary design optimization (iSIGHT) and the software of Finite Element Analysis Software (ANSYS) were applied to optimize the rotor to reduce the mass of rotor. The results of optimization indicate that the mass of the rotor is decreased from 15.032 kg to 13.973 kg (is reduced by 7.1%), the safety factor is increased from 2.39 to 2.63 (is increased by 10%), the first resonance frequency is $1\,313 \text{ Hz}$ compare to original design results.

Key words: Control Moment Gyroscope(CMG); gyroscope rotor; permanent bias magnetic bearing; optimization design; Finite Element Method(FEM)

1 引言

随着空间技术的发展,空间站、大型观测卫星等航天器成为世界各国空间战略的重要组成部分,同时也带动了控制力矩陀螺(Control Moment Gyroscope,简称 CMG)的研究高潮。CMG 是空间站等长期运行的大型航天器(也包括机动灵活等小型航天器)实现姿态控制的关键执行机构^[1],它由陀螺转子系统(高速旋转的陀螺转子、支承系统、陀螺房、高速驱动电机)和框架系统(框架体、力知电机、滑环、角位置传感、支承系统)等组成。航天器姿态控制系统对 CMG 的基本要求是寿命长、体积小、质量轻、功耗低。根据陀螺转子的支承方式,CMG 可以分为机械轴承和磁轴承支承两类,如天空实验室^[2](Skylab)和国际空间站(ISS)^[3]上的 CMG 采用机械轴承,但机械轴承的摩擦和润滑是其需要解决的关键问题,也是其出现故障的主要原因。与机械轴承相比,磁轴承具有无接触、无需润滑、高转速、低功耗、长寿命、高精度及对振动可实现主动控制等优点^[4-7],使其在 CMG 中得到应用。如和平号空间站(1987 年~2002 年)首次将磁轴承技术应用于 CMG^[8],在寿命方面体现了磁轴承技术的优势(在轨寿命为 15 年),但也存在一定的问题(刚度低、整体功耗大、可靠性较低),其主要原因是当时的磁轴承技术还不成熟。但对至今日,磁轴承技术已广泛应用于各个领域^[9-11]。

本文介绍了一种基于混合磁轴承技术的 CMG,说明了陀螺转子系统的结构及其工作原理。由于磁悬浮陀螺转子是 CMG 的核心部件,它的质量、静力学和动力学性能直接影响系统的整体性能(如系统的功耗、振动情况及可靠性等),因此需要对陀螺转子进行优化设计。本文利用多学科设计优化软件 iSIGHT 和有限元分析软件 ANSYS,以高速陀螺转子为分析对象,以质量为优化目标,在满足静力学和动力学约束条件下进行了优化。

2 磁悬浮 CMG 系统的结构

CMG 的主要功能是在陀螺转子高速旋转状态下,通过框架伺服电机控制陀螺房进动以提供

陀螺力矩来控制航天器的姿态。

本文所研究的磁悬浮 CMG 的主要结构如图 1 所示,主要由提供角动量的高速陀螺转子(额定转速 20 000 r/min)、飞轮电机、径向混合磁轴承(控制转子径向位移和陀螺效应)、轴向磁轴承(控制转子轴向位移)、径向位移传感器(探测转子径向位移及其振动信号)、轴向位移传感器(探测转子轴向位移及其振动信号)和陀螺房(主要作用是作为支承结构;维持内部真空,减小空气阻力;与框架系统接口)等组成。

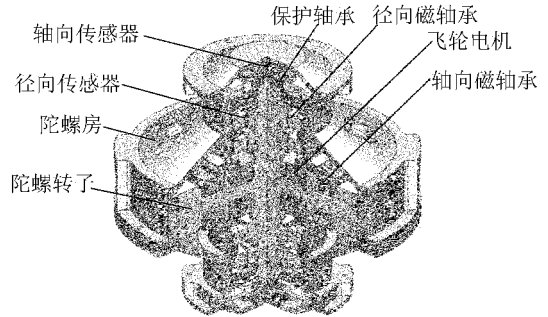


图 1 磁悬浮 CMG 转子系统结构示意图

Fig. 1 Construction of magnetic suspension control momentum gyroscope

3 磁悬浮 CMG 转子的优化设计

3.1 优化设计方案

由于航天器对 CMG 质量、体积和功耗等都有严格要求,而陀螺转子是其关键元件,所以需要对其结构进行优化。设计 requirements 是:在额定转速下达到设计角动量(即转子达到指定的转动惯量),同时满足强度、刚度、可靠性等方面的要求,并且希望以尽可能小的质量、尺寸达到尽可能大的转动惯量。因而,其结构总体设计的出发点与一般承力、传力是完全不同的。

从结构优化设计的角度来说,磁悬浮 CMG 转子的优化设计是一个有约束、非线性优化问题。考虑到约束条件中存在弹性一阶共振频率等与结构设计参数呈比较复杂关系的因素,这里采用直接搜索法中的序列二次规划法(NLPQL)进行优化设计。直接搜索法的特点是直接比较和利用各设计点的目标函数和约束函数本身的数值来进行搜索,不需要考虑那些函数的导数,这类方法逻辑结构简单,直观性强,易于程序化。

在初步设计阶段,综合考虑了陀螺转子的设计转速、转动惯量、几何尺寸对系统等效质量、电机设计方案、磁轴承设计方案、传感器安装位置及尺寸、陀螺房设计等各种影响因素,最终确定了陀螺转子的基本结构和轴向长度。如图 1 所示,考虑到磁悬浮陀螺转子上需要安装飞轮电机转子、径向磁轴承和轴向磁轴承转子,而根据电机和磁轴承设计方案,这三个部件已经初步确定了设计方案,因此转子芯轴和飞轮中间辐板已没有进一步优化设计的余地,所以只能针对转子的轮缘进行优化设计。

综合考虑各方面因素,应用 NLPQL 对于陀螺转子优化设计问题的数学描述如下:

搜寻设计变量:

$$x = (R_0, R_1, D), \quad (1)$$

目标函数:

$$M = F(X) = F(R_0, R_1, D), \quad (2)$$

满足以下约束条件:

$$g_j(x) = 0; \quad j = 1, \dots, m_e, \quad (3)$$

$$g_j(x) \geq 0; \quad j = m_e + 1, \dots, m, \quad (4)$$

$$x_l \leq x \leq x_u. \quad (5)$$

其中,式(1)为设计变量, R_0 表示轮缘内半径, R_1 表示轮缘外半径, D 表示轮缘厚度;式(2)为目标函数,即当陀螺转子质量 M 取最小值时设计结果最优;式(3)为等式约束;式(4)为不等式约束;式(5)为边界约束。陀螺转子的优化设计需要满足以下约束条件:

(1) 效能约束:陀螺转子组件在额定转速(20 000 r/min)下需要提供 200 N·ms 的角动量,此时,其极转动惯量 $J = 0.095 49 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;

(2) 几何约束:为限制陀螺房和框架系统的体和质量,要求轮缘内、外半径 $R_{0,1} \leq 130 \text{ mm}$,同时轴向尺寸能满足电机和磁轴承安装尺寸的要求;

(3) 强度约束:为使系统具有较高的可靠性,要求转子在额定转速下的最大等效应力 $\sigma_{\max, \text{eq}} < [\sigma] / 2$,即安全系数在 2 以上;

(4) 刚度约束:要求陀螺转子在工作转速范围内为刚性转子,则需要其弹性一阶共振频率大于转子最高工作转速的 1.4 倍。对于最高转速为 24 000 r/min 的陀螺转子,并考虑控制系统的需要,则要求转子组件的弹性一阶共振频率 $f > 1 000 \text{ Hz}$;

(5) 形状:扁平转子,且要有利于磁悬浮陀螺转子的控制(即抑制陀螺效应),要求转子极惯性矩/赤道惯性矩之比 q 在 1.4~2 之间。

(6) 强制约束:与轴向、径向磁轴承和电机相关的几何尺寸,如飞轮辐盘的厚度、轮缘的最小内径,飞轮轴向尺寸等。

根据以上设计目标及约束条件,并结合优化设计软件和有限元分析软件,在初步设计的基础上,采用 NLPQL 对磁悬浮控制力矩陀螺的转子进行优化设计。

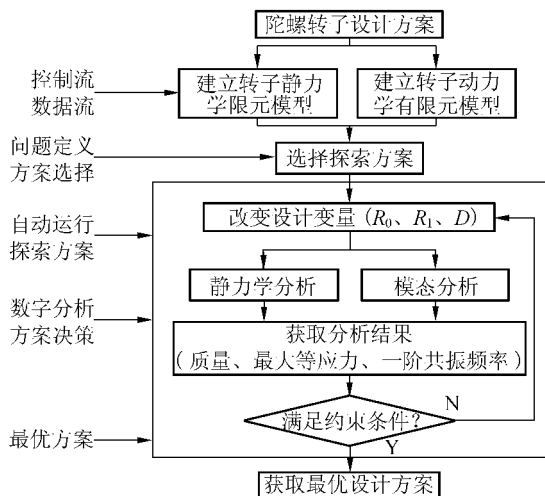


图 2 陀螺转子组件优化设计流程

Fig. 2 Optimization flow chart of rotor design

3.2 磁悬浮陀螺转子的优化结果

根据电磁设计的要求,陀螺转子体选用低碳钢材料—合金钢 S06。陀螺转子组件的优化流程如图 2 所示,首先建立转子组件的静力学和动力学模型,通过 iSIGHT 软件集成两种分析模型,并利用 NLPQL 算法在满足约束条件下获得一组最优的设计,使质量最小。

陀螺转子组件优化设计结果如表 1 所示。与原设计方案相比,通过优化设计使转子质量减小了 1.051 kg(约减小了 7.1%);而按合金钢 S06 的屈服强度($\sigma_{0.2} = 980 \text{ MPa}$)计算,其安全系数由原来的 2.39 提高到 2.63,提高了 10%;极转动惯量基本为 $0.095 5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;其他优化结果也满足条件约束要求。

设计变量的优化过程曲线如图 3 所示,最优计算结果出现在第 13 步。

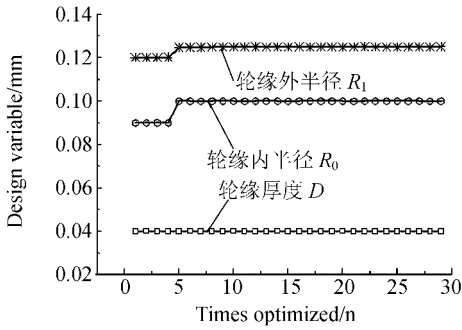


图 3 设计变量优化过程曲线

Fig. 3 Optimization curve of design variable

表 1 陀螺转子优化设计结果

Tab. 1 Optimal design results of gyroscope rotor

参数	原设计方案	优化设计方案
轮缘厚度 D (mm)	50	40
轮缘内半径 R_0 (mm)	93	100
轮缘外半径 R_1 (mm)	120	125
极转动惯量 J ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	0.1019	0.955
极惯性矩与赤道惯性矩之比 q	1.63	1.61
最大等应力 SEQV(MPa)	410	373
一阶共振频率 f (Hz)	1347	1313
转子质量 M (kg)	15.023	13.972

最优计算结果下的陀螺转子在 20 000 r/min 下的最大等应力云图如图 4 所示,最大等应力为 373 MPa,发生在转子中间辐板与中间芯轴相连接的位置。

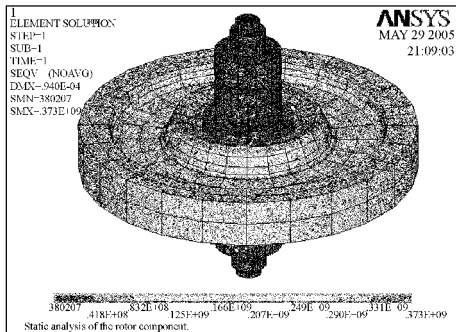


图 4 陀螺转子在 20 000 r/min 下等应力云图

Fig. 4 Flywheel rotor stress contours at 20 000 r/min

在最优计算结果下,陀螺转子在磁轴承支撑下的一阶弹性固有振型如图 5 所示,模型中忽略了轴向磁轴承对一阶弹性振型的影响(经过有限元计算,轴向磁轴承对转子的一阶弹性固有振型及固有频率影响很小),转子两端的径向磁轴承分

别等效为四个弹簧单元,取等效刚度系数为 500 N/mm,其振型为转子芯轴与轮盘的相对弯曲,对应的固有频率为 1 313 Hz。

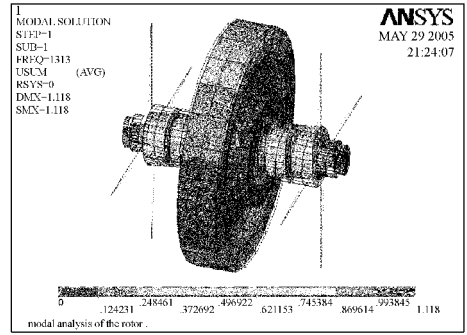


图 5 陀螺转子的弹性一阶固有振型

Fig. 5 First order vibration mode of gyroscope rotor

4 设计变量对陀螺转子性能的影响分析

为对陀螺转子进行初步方案的设计和优化计算结果有一个定性的认识和指导,本文还研究了设计变量 R_0 、 R_1 和 D 对转子质量 M 、一阶频率 f 、最大等应力 SEQV 等参数的影响。经有限元分析和计算,其中,只改变 D ,保持 R_0 、 R_1 恒定的设计结果如图 6 所示,从图中可以看出,随着轮缘厚度 D 的增加,除陀螺转子的弹性一阶固有频率 f 单调降低外,转子的质量 M 、极转动惯量 J 、极转动惯量与赤道转动惯量之比 q 、最大等应力 SEQV 都单调增加。

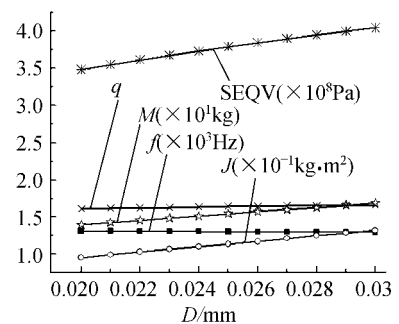


图 6 转子相关参数与轮缘厚度的关系曲线

Fig. 6 Relationship curve of between rim thickness and parameters of rotor

同样也可以分析在几何尺寸约束范围内,只改变轮缘内半径 R_0 或外半径 R_1 对其他参数的影响。

轮缘内半径 $R_0 \uparrow$, $M \downarrow$, 最大等应力 $SEQV \downarrow$, 极转动惯量 $J \downarrow$, 极转动惯量与赤道转动惯量之比 $q \downarrow$, 弹性一阶固有频率 $f \uparrow$ 。

轮缘外半径 $R_1 \uparrow$, $M \uparrow$, 最大等应力 $SEQV \uparrow$, 极转动惯量 $J \uparrow$, 极转动惯量与赤道转动惯量之比 $q \uparrow$, 弹性一阶固有频率 $f \downarrow$ 。

5 结 论

(1) 本文给出了一种额定角动量为 $200 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ 的磁悬浮 CMG, 在初步设计方案的基础上, 以陀螺转子为分析对象, 综合考虑了磁悬浮转子的强度(可靠性)、一阶共振频率、形状、转动惯量

等多因素的要求, 以最小质量为优化目标进行了综合优化设计;

(2) 建立了陀螺转子的静力学和动力有限元模型, 给出了优化设计后的静力学和模态分析结果;

(3) 通过综合优化设计, 在满足系统要求的约束条件下, 使陀螺转子质量减小了 7.1% , 安全系数提高了 10% ;

(4) 分析了设计变量 R_0 、 R_1 和 D 对转子质量 M 、弹性一阶共振频率 f 、最大等应力 $SEQV$ 、转动惯量 J 、以及极转动惯量与赤道转动惯量之比 q 等参数的影响情况。对设计方案有一定指导意义。

参考文献:

- [1] FAN Y H, FANG J CH. Experimental research on the nutational stability of magnetically suspended momentum wheel in control moment gyroscope (CMG) [J]. *Ninth International Symposium Magnetic Bearings*, August, 2004, USA, 116-121.
- [2] The Proceedings of the committee to investigate the SKYLAB CMG No. 2 orbital anomalies [C]. *Guidance and Control Division Astrionics Laboratory*. NASA, N79-76857, Jan. 18, 1974; 1-9.
- [3] BURT R R, LOFFI R W. Failure analysis of international space station control moment gyro [C]. *The Proceeding 10th European Space Mechanisms and Tribology Symposium*, San Sebastian, Spain, 24-26, September, 2003; 13-25.
- [4] DA-CHEN P. *Magnetic bearing system design for enhanced stability* [M]. University of Maryland College Park, 1994; 128-130.
- [5] 俞文伯, 栾胜, 房建成. CMG 磁悬浮转子系统的模型与控制律 [J]. *航空学报*, 2003, 24(6): 541-545.
YU W B, LUAN SH, FANG J CH. Model and control law of CMG active magnetic bearing rotor [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2003, 24(6): 541-545. (in Chinese)
- [6] 魏彤, 房建成. 磁悬浮控制力矩陀螺的动框架效应及其角速率前馈控制方法的研究 [J]. *宇航学报*, 2005, 26(1): 19-23.
WEI T, FANG J CH. Moving-gimbal effects and angular rate feedforward control in magnetically suspended rotor system of CMG [J]. *Journal of Astronautics*, 2005, 26(1): 19-23.
- [7] 陈立志. 磁悬浮轴承在高速旋转机械上的应用及一种混合径向磁悬浮轴承的设计 [J]. *光学精密工程*, 1994, 2(4): 101-108.
CH L ZH. Application of magnetic floating bearing in high speed rotary machinery and design of a mixing radial magnetic floating bearing [J]. *Optic and Precision Engineering*, 1994, 2(4): 101-108.
- [8] SEMYONOV Y P. The beginning of the MIR station active operation [C]. *The 38th congress of the international astronomical*. October 10-17, 1987/Brighon, United Kingdom; 21-24.
- [9] ANAND D K, KIRK J A, FROMMER D A. Design consideration for a magnetically suspended flywheel energy storage system [C]. *Proceedings of 20th intersociety energy conversion engineering conference*. Miami Beach, FL, August 18-23, 1985.
- [10] HAGIWARA S. Rotational tests of magnetically suspended flywheel for spacecraft (2nd report) [R]. JSME No. 810-4(1981). PP. 97-69 (in Japanese).
- [11] 韩邦成, 李也凡, 贾宏光, 等. 主动磁轴承力及其线性化参数的计算 [J]. *光学精密工程*, 2003, 11(4): 65-69.
HAN B CH, LI Y F, JIA H G, et al. Calculation of forces and linear parameters of active magnetic bearing [J]. *Optic and Precision Engineering*, 2003, 11(4): 65-69.

作者简介: 韩邦成(1974—), 男, 博士后, 主要研究方向为磁悬浮飞轮、磁悬浮控制力矩陀螺与多学科设计优化。