

文章编号: 1000-6893(2001)04-0355-04

支承飞轮的推力磁轴承设计

赵艾萍, 凌卫青, 谢友柏

(西安交通大学 润滑理论及轴承研究所, 陕西 西安 710049)

AXIAL MAGNETIC BEARINGS DESIGN FOR A FLYWHEEL ENERGY STORAGE SYSTEM

ZHAO Ai-ping, LING Wei-qing, XIE You-bai

(Theory of Lubrication and Bearing Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

摘要: 讨论了磁轴承用户性能要求与设计解空间参数之间的多对多映射关系和设计中遵循的一般规则, 对磁轴承的设计过程进行了结构分析。在此基础上, 通过分析用于陀螺仪中支承飞轮储能系统的推力磁轴承的结构特点和设计约束, 详细讨论了该产品设计中各种设计参数之间的相互约束关系和确定顺序, 探讨了一种合理的设计参数映射过程, 为磁轴承性能体系的建立和智能设计奠定了基础。

关键词: 磁轴承; 参数映射; 结构分析

中图分类号: TH133.3 **文献标识码:** A

Abstract: Magnetic bearing design is an iterative process with many uncertainties. In this paper, many-to-many mapping relationships between the users' requirements and parameters of design are given and the general design rules presented; moreover, the structural analysis of the magnetic bearing design process is also discussed. Based on these studies, by considering the configuration and constraints of axial magnetic bearings for a flywheel energy storage system, the authors put forward a rational sequence for designing this product better than the conventional trial-and-error method, which establishes the foundation of the performance system of magnetic bearings.

Key words: magnetic bearings; parameter mapping; structural analysis

磁悬浮支承以其高速、无需润滑以及无磨损等特点在众多领域得到了广泛应用。尤其在真空技术方面, 它有着传统支承无法比拟的优点, 大约从 1970 年起, 磁悬浮支承就已用在卫星姿态控制的动量飞轮上^[1]。美国和日本对磁悬浮技术的研究和应用较多, 也比较成熟, 关于磁轴承在飞轮储能系统中的应用研究也由来已久^[2~4], 而我国迄今在空间技术领域尚无成熟的应用实例, 西安交通大学润滑理论及轴承研究所目前正在开展用于陀螺仪中支承飞轮的磁轴承系统的研制。

磁轴承尤其是其执行器部分的设计中很多关键参数无法用明确的数学表达式或约束来界定, 只能按经验取值, 此外由于各设计参数之间最终的相互干涉性往往使得原先看来是优化方案的设计结果却不满足用户要求甚至不合理。因此, 磁轴承的设计往往不能一蹴而就。目前的设计过程是对一些参数初选经验值, 进行分析计算, 若结果不合理或相互矛盾, 则需要回溯到前一阶段甚至设计初期进行适当的调整, 直至得到一个较为满意的设计结果。缺点是盲目性很大, 设计过程需要多

次反复, 不断试凑, 无论是工作量还是得到的最终结果都不尽人意。因此, 在尚未建立一种完善的描述磁轴承性能体系的模型之前, 探讨磁轴承设计过程中各设计参数之间的合理映射, 从而减少设计的不确定性, 增大成功率, 对减轻设计人员的工作量和得到优化的设计结果具有很重要的意义。这正是本文的出发点。

根据磁轴承的应用场合的不同, 其设计约束也不尽相同。一个设计过程的通用程度越高, 其难度就越高, 设计的解也就越多。本文详细分析了磁轴承设计的一般过程, 并以用于飞轮储能系统的推力磁轴承设计为例进行了实际计算, 只进行了一次回溯就得到满意解。

1 设计过程分析

(1) 结构特点与设计约束 本文针对一种用于支撑高速旋转的储能设备的磁轴承进行详细分析。其结构特点是旋转部件位于定子的外部, 径向磁轴承转子叠片通过过盈配合嵌在旋转部件的内壁。该储能设备的自重则是由一对差动激磁^[1]控制的推力磁轴承承担。推力磁轴承的电磁铁采用环形定子和绕组。飞轮的转速一般很高,

R. G. Johnson^[3]在1992年就提到复合飞轮转速已高达 $8 \times 10^4 \text{ r/min}$,可见,材料应力的约束不容忽视。此外,电机的驱动力矩、控制系统的响应频率以及轴承的承载能力等都是设计磁轴承时必须考虑的因素。这些约束决定了系统设计的参数空间,而它们本身又取决于用户最初的性能要求(即设计要求)。因此,分析研究用户要求空间与设计参数空间的多对多映射关系是成功设计的前提。

通常,用户提出的要求包括:工作环境(环境温度、散热条件、是否真空)、工作转速、承载情况、控制精度,甚至还包括空间限制等。

常用的主动式电磁型磁轴承^[1](以下简称磁轴承)主要由4部分构成:传感器、控制器、功率放大器 and 执行器。其工作原理是:传感器检测出转子偏离参考点的位移,控制器则将这一位移信号转换成相应的控制信号,由功率放大器转换成一定的控制电流,控制执行器中磁铁吸力的大小,从而使转子恢复到原来设定的参考位置。这4个部分相互之间具有一定的设计约束关系,其中执行器的设计是难度较高的环节之一,下面就以执行器设计为例给出用户性能要求与设计空间约束和参数选择之间的映射关系。

①工作环境 由于磁轴承本身就是一个非常大的热源,可以通过合理的结构设计和参数选取来限制热损耗,但一般还必须采取一定的冷却措施。磁场、温度等的干扰约束了位移传感器的选择范围。

②工作转速 转速较高的旋转部件的材料要满足一定的应力要求以免高速下松脱或被离心力破坏^[5]。此外转子铁芯与外转轴的材料不同,二者配合时需要一定的过盈量以满足正常工作要求,因此受过盈配合工艺的约束。转速越高,对控制系统的响应频率要求就越高,对功率放大器驱动电源的要求也越高。另外,转速越高,涡流损耗也越大,尤其是由整块材料制成的推力盘的涡流损耗不容忽视。

③承载能力 大的承载能力要求高导磁材料,目前电磁铁定子和转子材料一般采用硅钢。磁极结构确定后,磁极面积也就确定下来了,这样承载力与安匝数的平方成正比,与气隙的平方成反比。气隙的大小严重影响承载能力的变化。动载大小与动平衡、电流变化率的大小有关,从而决定了功率放大器电源电压的选择。

④控制精度 轴承气隙的大小和控制精度决定了传感器量程和分辨率的选择。

⑤空间限制 用户的空间要求限制了设计的自由度,轴承尺寸甚至结构受到约束,承载能力也受限。通常空间方面的约束越多,设计的难度越大。可见,用户的性能要求空间与设计参数空间是多对多的映射,有时可能无法同时满足,也就是由一组性能要求得不到合适的解。

(2)设计中的一般规则 磁轴承的设计中有些参数的选取环境比较宽松,通常可遵循一定的规则,简要说明如下:

①为了充分利用磁通的线性变化范围,静态磁场强度 B_0 一般选在材料磁化曲线线性区的中点,但应根据实际情况适当选取^[6]。

②根据应用场合选择合适的理想气隙长度,一般在满足设计要求的情况下尽可能取小一点。

③偏置电流的选取要满足一定的静态和动态载荷要求,以及启浮时的电流要求,即偏置电流要大于启浮电流的1/2。转子处于平衡位置时的静态控制电流不宜过大,要给动态承载变化留有余量。

④磁轴承的承载比应满足一定要求。

(3)设计过程结构分析 磁轴承中执行器设计的好坏决定了产品的优劣。执行器包括:径向电磁铁和轴向电磁铁。设计时需要考虑的因素有:静态工作点(磁场强度、理想气隙)、最大承载(静态载荷、动态载荷)、工作转速、线圈匝数、线圈电流(偏磁电流、控制电流)、磁极尺寸、动态性能等。

用IDEFO方法^[7]对磁轴承设计过程进行了结构分析,图1是其中的执行器设计部分。

下面以支撑飞轮的推力磁轴承为例,根据其设计要求和结构特点,给出相应设计过程如下:

①在满足空间约束和加工、装配等条件的限制下,按静态承载和最大承载计算磁极面积与磁极尺寸(包括磁极内外径,线槽的宽度与深度);

②按允许温升计算最大线圈安匝数;

③根据动载、转速、控制精度以及启浮要求等,考虑功耗约束选取合适的偏置电流,并在满足较为理想的静态磁场强度的情况下,选择合适的标称气隙长度;

④由最大安匝数和选择的偏置电流计算线圈匝数,选取合适的数值后再计算实际的安匝数,然后根据热平衡可算出线圈的实际温升;

⑤由实际安匝数和槽窗口面积可算出电流密度,进而可得到线圈漆包线结构参数;

⑥根据动态载荷要求和工作转速计算功率放大器的电源电压。

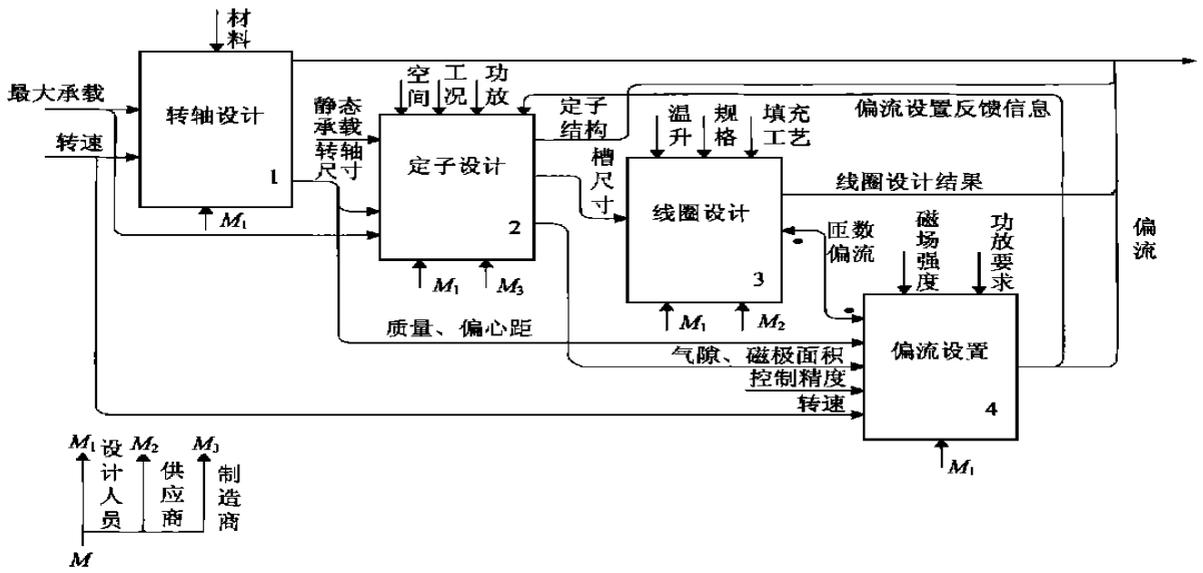


图 1 执行器设计过程结构分析

Fig.1 Structural analysis of executor's design process

设计过程中任何一步如果出现参数干涉或不合理的结果,就回溯到与该步骤最近的按经验取值的环节进行适当调整,如果无法解决干涉问题则回溯到更早的设计阶段,直至矛盾解决。这样的过程可结合专家经验和计算机的计算优势来实现。

2 设计实例

用户需求: 转子自重不大于 200N, 工作转速 30 000 ~ 50 000r/min。

推力磁轴承定子铁芯如图 2 阴影部分, 其中 D_1, D_2, D_3, D_4 分别为定子槽的内、外环的内、外壁直径。

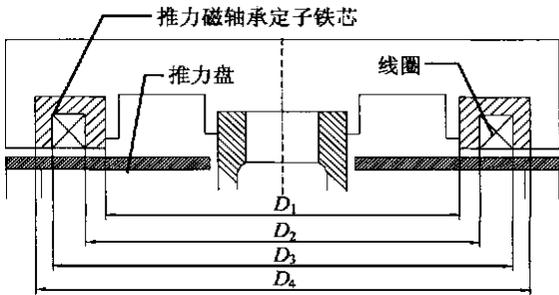


图 2 推力磁轴承结构示意图

Fig.2 Layout of axial magnetic bearings

由于转速、飞轮结构特点以及过盈装配等条件的约束,要求推力磁轴承的内环内直径不小于 75mm, 因此, 选取 $D_1 = 75\text{mm}$ 。又因为轴向没有动载要求且静载较小, 可采用差动激磁控制方式。这样根据铁芯磁饱和时满足最大承载要求, 可计算

得磁极面积为 $S_0 = 77.57\text{mm}^2$, 由此可算出 $D_2 = 75.6\text{mm}$, 显然不满足加工要求, 因此选取内环外壁直径 $D_2 = 85\text{mm}$, 并由空间约束取线槽宽度 $a = 10\text{mm}$, 线槽深度 $b = 10\text{mm}$, 这样 $D_3 = 105\text{mm}$, 按内外环磁极面积相等可算出外环外直径 $D_4 = 112.4\text{mm}$ 。接着按散热功率(与散热条件有关), 根据热平衡方程^[8]估算相应参数。例如若允许铜损引起的最大温升 $\Delta t = 60$, 则线圈铜损

$$P_{cu, \max} = \frac{2(I_0 N)^2 \rho_{20} (1 + \alpha_t \Delta t) \pi (D_3 + D_2)}{K_c A_c}$$

给定的散热条件下的散热功率

$$P_{sr} = \left[\frac{2.1(D_3 - D_2)}{4} + 1.17b_1 \right] \alpha_c \Delta t (D_3 + D_2)$$

其中: b_1 是线槽深度; α_c 是该散热条件下的散热系数, 根据热平衡方程

$$P_{cu, \max} = P_{sr}$$

可计算出满足要求的最大静态安匝数为 215, 若取静态偏置电流为 4A, 线圈匝数取整后为 53, 由上面的热平衡方程可得出实际温升为 57.8, 此时电流密度

$$j = \frac{NI_0}{K_c A_c} = 2.65\text{A} \cdot \text{mm}^{-2}$$

其中: A_c, K_c 分别是推力盘线槽截面积和线圈填充系数, 满足要求的电磁铁线圈的最小直径

$$d_c = \frac{4I_0}{j\pi} = 1.39\text{mm}$$

由于静态磁场强度与理想气隙成反比

$$B_0 = \frac{\mu_0 N I_0}{2\delta}$$

可以适当选取 δ_0 和 B_0 , 使得轴承的承载比合适且满足电流约束, 可取 $\delta_0 = 0.2\text{mm}$, $B_0 = 0.67\text{T}$ 和 $\delta_0 = 0.4\text{mm}$, $B_0 = 0.33\text{T}$ 这两组数据进行比较分析相应的上下磁铁的起浮电流 $I_{cs,u}$ 和 $I_{cs,d}$ 以及平衡点处的静态控制电流 i_{cs} 的大小。假定辅助轴承气隙长为 δ_0 的 $1/2$, 则前述两种电流的计算公式分别为

$$F_s = \frac{4\mu_0 S_0 N^2}{9\delta_0^2} (2i_{cs0} - I_0)(2I_0 - i_{cs0})$$

$$I_{cs,u} = I_0 + i_{cs0}, I_{cs,d} = I_0 - i_{cs0}, i_{cs} = \frac{\delta_0^2 F_s}{\mu_0 S_0 N^2 I_0}$$

由第1组数据计算得 $i_{cs} = 0.45\text{A}$, $I_{cs,u} = 6.36\text{A}$, $I_{cs,d} = 1.64\text{A}$; 由第2组数据计算得到的上下磁铁起浮电流超出了偏置电流的允许范围。可见由于偏置电流初选为 4A , 所以应该选择第1组气隙和磁场强度数值。

由于推力电磁轴承的发热问题至今尚未很好地解决, 而运行于太空的飞轮储能系统缺乏相应的散热条件, 可考虑用永久磁铁和电磁铁相结合的方案, 当然, 这已不是本文要阐述的问题了。

3 结论

电磁轴承执行器设计是一个较为复杂的过程, 由于存在多个关键参数的不确定性, 设计中往往要经过多次回溯才能得到较满意的设计结果。笔者详细分析了磁轴承设计过程的特点以及用户要求与设计参数空间的多对多映射关系, 讨论了磁轴承设计中应遵循的一般规则, 并对磁轴承的设计过程进行了结构分析。结合支撑飞轮储能系统的磁轴承轴向执行器即推力磁轴承的设计, 探讨了一种合理的设计参数确定过程, 提高了设计成功率, 缩短了设计周期。本文的工作也为磁轴承性能体系的建立和磁轴承智能设计系统的构想与实现奠定了基础。

参 考 文 献

- [1] 施韦策 G, 布鲁勒 H, 特拉克斯勒 A. 主动磁轴承基础、性能及应用[M]. 虞烈, 袁崇军译, 谢友柏校. 北京: 新时代出版社, 1997: 1-2.
- [2] Bichler U J. A low noise magnetic bearing wheel for space application [A]. In: Proceedings of the 2nd International Symposium on Magnetic Bearing [C]. Japan, Tokyo, 1990. 1-8.
- [3] Johnson R G, Pang D, Kirk J A, et al. Physical modeling of high speed magnetic bearing systems [A]. In: Proceedings of the 3rd international symposium on magnetic bearing [C]. Alexandria, Virginia, USA: 1992: 474-482.
- [4] Pang D, Ries D M, Lashley C M, et al. Composite flywheel design for a magnetically suspended flywheel energy storage system [A]. In: Proceedings of the 3rd International Symposium on Magnetic Bearing [C]. Alexandria, USA: Virginia, 1992. 559-566.
- [5] 张钢, 谢振宇, 陈立群, 等. 高速电磁轴承转子轴的设计研究[J]. 机械科学与技术, 1998, 17(5): 714-716.
- [6] 刘淑琴. 重载电磁轴承设计研究[J]. 山东矿业学院学报, 1998, 17(3): 299-305.
- [7] 陈禹六. IDEF 建模分析和设计方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 1999.
- [8] 张钢. 磁悬浮轴承——转子系统的机电耦合动力学研究[D]. 西安交通大学, 1999.

作者简介:



赵艾萍(1972-) 女, 西安交通大学润滑理论及轴承研究所博士研究生, 主要从事磁悬浮轴承-转子性能分析及现代设计方面的研究。

凌卫青(1973-) 女, 西安交通大学润滑理论及轴承研究所博士研究生。主要从事转子-轴承系统性能分析、现代设计以及知识获取等方面的研究。

谢友柏(1933-) 男, 西安交通大学润滑理论及轴承研究所教授、博士生导师。1993年当选为中国工程院院士, 《中国机械工程》杂志第二届编委会主任委员。研究方向为现代设计、摩擦学等。