

圆盘转子永磁悬浮轴承支承刚度特性研究

王洪明¹, 陈亮亮², 蒋科坚¹

(1. 浙江理工大学信息科学与工程学院, 浙江 杭州 310018; 2. 南昌航空大学信息工程学院, 江西 南昌 330063)

摘要: 目前, 对永磁悬浮轴承支承特性的研究大多基于单个轴承的力学角度, 而转子由多个轴承支承, 转子支承特性应该在轴承-转子系统整体中分析, 脱离转子系统的磁悬浮轴承支承分析是不全面的。在某微型离心泵的磁悬浮圆盘转子(长径比 <1)研究中, 采用了两个双环结构的永磁悬浮轴承组成的径向支承结构。实验发现, 由于圆盘转子的两个永磁径向轴承距离很近, 表现出的转子支承特性与细长轴转子(长径比 $\gg 1$)磁悬浮支承的已知经验大不相同, 其径向平动刚度和径向扭转刚度差异很大。本文通过磁力有限元分析, 揭示了圆盘转子永磁轴承的径向平动刚度和径向扭转刚度随轴承结构尺寸的变化规律; 以此为依据, 提出了能提高圆盘转子扭转刚度的磁悬浮径向支承结构, 分析了能够获得最大平动刚度和最大扭转刚度的结构条件, 并合理调配平动刚度和扭转刚度的比例关系; 同时, 该永磁径向悬浮结构的轴向耦合力具有更宽的线性范围, 有利于轴向电磁悬浮仅采用简单的低阶线性控制器就能很好地提升悬浮稳定性。

关键词: 磁悬浮轴承; 永磁轴承; 长径比; 平动刚度; 扭转刚度

中图分类号: TH133.3 **文献标志码:** A **DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.202312036

Study on the support stiffness characteristics of a disc rotor permanent magnetic levitation bearing

WANG Hongming¹, CHEN Liangliang², JIANG Kejian¹

(1. School of Information Science and Engineering, Zhejiang Sci-tech University, Hangzhou 310018, China;
2. College of Information Engineering, Nanchang Hangkong University, Nanchang 330063, China)

Abstract: Research on magnetically levitated rotors has been heavily influenced by studies on slender shaft magnetic levitated rotors. In the study on a certain magnetically levitated flat rotor for a centrifugal pump structure, both experiments and finite element analysis revealed that the support characteristics of the radial permanent magnetic bearings, with the same dual-ring structure, exhibited the significant differences from the known experience when applied to flat rotors. The translational stiffness and torsional stiffness showed substantial variations. This paper analyzes the variations in translational and torsional stiffness of permanent magnetic radial bearings for flat rotors based on changes in the bearing's structural dimensions. Based on the analysis, a flat rotor magnetic levitation structure is proposed, which can increase and adjust the torsional stiffness of the permanent magnetic bearings, while also allowing for a rational ratio between translational and torsional stiffness. A finite element analysis is used to identify the structural conditions that yield maximum translational and rotational stiffness. The effectiveness of the proposed methodology is subsequently validated.

Keywords: magnetic levitation bearing; permanent magnetic bearing; length-diameter ratio; translational stiffness; rotational stiffness

近年来, 随着与磁悬浮相关的电磁学、电子学、转子动力学、有限元方法等的发展, 尤其是钕铁硼稀土强磁材料的量产成本下降, 永磁悬浮轴承的磁力性能已经可以满足越来越多工业领域的应用需要, 展现出适合推广应用的工业实用价值。

永磁轴承是一种通过永磁体之间产生的吸力或斥力使转子悬浮的轴承部件。虽然, 根据恩绍(Earnshaw)定理, 单纯的永磁悬浮无法实现物体静

态的完全悬浮, 必须配合其他悬浮形式, 如电磁悬浮、液力悬浮等, 才能实现一个物体全自由度的静态稳定悬浮。但是, 永磁悬浮配合的混合悬浮可以降低电磁主动悬浮的控制复杂度、承载负荷, 降低悬浮功耗。永磁悬浮在磁悬浮设计中承担着极其重要的角色。

悬浮结构的分析和设计是永磁轴承研究的重要内容。QIAN等^[1]利用陀螺效应实现了纯永磁悬浮

转子的动态旋转的稳定悬浮。刘淑琴等^[2]在永磁轴承的基础上,研究了一种无接触式高效率磁耦合驱动装置,用于人工心脏转子的支承和旋转,实现了在智能控制下的变速稳定运行。刘强等^[3]对航天卫星姿态检测使用的磁悬浮框架飞轮的几种构型做了详细的比较分析。

永磁体磁场和磁力解析计算的传统方法有等效磁荷法和静态磁路法两种。随着计算机技术的发展和有限元分析软件的出现,有限元法成为磁场分析方法的主流,适合复杂磁体形状和复杂相对运动形式的磁场和磁力计算。YUAN等^[4]从磁荷观点出发,用积分定义法有效计算磁环之间的承载力。薛沙沙^[5]对静态磁路法、等效磁荷法、有限元法三种计算方法做了较为详细的介绍。LIU等^[6]利用磁力、磁矩和刚度来评价永磁轴承的承载特性,在考虑轴向偏移和挠度耦合的情况下,研究其承载特性。李红伟等^[7]研究了双环结构径向永磁轴承的轴向刚度和径向刚度的耦合关系。付靖^[8]研究发现同心双环轴承的冗余性高于单环轴承,提高了磁悬浮轴承的可靠性。

目前,对永磁悬浮轴承支承特性的研究大多基于单个轴承的力学角度,而转子由几个轴承支承,转子支承特性应该在轴承-转子系统整体中分析,脱离转子系统的磁悬浮轴承支承分析是不全面的。

通常,转子系统由两个径向轴承和一个轴向轴承支承。对于细长轴转子(长径比 $\gg 1$),其两个径向轴承的距离远远大于转子回转直径。在对某微型离心泵结构的磁悬浮圆盘转子(长径比 < 1)研究中发现,由于两个径向轴承距离很近,表现出的转子支承特性与细长轴磁悬浮支承的已知经验大不相同。平动刚度可能很大,而扭转刚度几乎为零,造成圆盘转子无法悬浮。

本文首先通过有限元分析方法,揭示了圆盘转子永磁径向悬浮轴承的平动刚度和扭转刚度随轴承结构尺寸的变化规律。以此为依据,本文提出适合圆盘转子的磁悬浮结构,能够增大和调节径向悬浮的抗扭转刚度。同时,该径向永磁悬浮结构的轴向耦合力有更宽的线性范围,使得轴向电磁悬浮可采用简单的低阶线性控制器,如PID控制,就能够达到很好的稳定悬浮效果。

1 径向永磁轴承结构和磁力分析方法简介

1.1 径向永磁轴承的常用结构

径向永磁轴承的结构主要有四种形式^[5,9-12],如

图1所示,都由两个磁环组成,图中箭头为磁环充磁方向。其中,图1(a)和(c)为大小磁环嵌套结构,磁力形式表现为斥力;图1(b)和(d)为大小相同的磁环,磁力形式表现为吸力。径向永磁轴承可以在径向产生稳定的悬浮刚度,当转子在径向上发生偏移,可以通过永磁环之间的斥力或引力产生回复力,使转子回归轴承中心;但是,径向永磁轴承在轴向上表现为不稳定刚度,需要施加其他形式的力,如电力,配合实现转子的全自由度稳定。

永磁环的充磁方向有径向充磁和轴向充磁。轴向充磁的磁力集中在上、下两个端面;径向充磁的磁力集中于内、外两个圆柱侧面。目前,由于磁环径向充磁的工艺还存在不足,特别对小尺寸磁环,充磁磁极小,充磁不充分。因此,实际的永磁径向轴承大多数采用轴向充磁磁环,如图1(c)和(d)所示。

本文采用如图1(c)所示结构的径向永磁轴承。径向永磁轴承由两个永磁环组成,外磁环为转子,内磁环为定子,两个磁环的充磁方向均为轴向充磁,方向相同,转子和定子通过二者之间的斥力提供悬浮力。

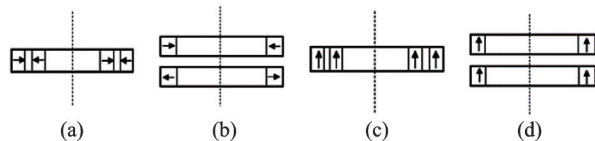


图1 径向永磁轴承四种基本结构

Fig. 1 Four basic configurations of radial permanent magnetic bearings

1.2 永磁轴承磁力分析方法简介

永磁轴承的磁力分析主要有等效磁荷法、静态磁路法和有限元法。

1.2.1 等效磁荷法

等效磁荷法将永磁体内部视为充满一个个点磁荷。由于集肤效应,轴向充磁磁环的磁荷集中在磁环的上、下两个端面。点磁荷的作用力公式如下:

$$F = \frac{1}{4\pi\mu_0} \frac{B_{r1}B_{r2}}{|r_{ab}|^3} r_{ab} \quad (1)$$

式中, μ_0 为真空磁导率; $|r_{ab}|$ 为磁荷a和b两点之间的距离(a和b分别表示图2中上表面1上的一点和上表面3上的一点); B_{r1} 、 B_{r2} 分别为两个磁环的剩磁感应强度,也就是两个轴向充磁磁环端面的面磁荷密度^[5]; r_{ab} 为a指向b的方向矢量。

图2为如图1(c)所示的双环结构永磁轴承的三维模型。等效磁荷分别分布在磁环的上表面和下表面,因此,定子和转子永磁环相互作用力分为四个部分,分别是定子上表面1和转子上表面3、定子上表

面 1 和转子下表面 4、定子下表面 2 和转子上表面 3、定子下表面 2 和转子下表面 4。定子内、外径和转子内、外径分别为 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 ，两个磁环的高度均为 h ， z 为大磁环下表面到小磁环下表面的轴向距离， r 为大磁环圆心到小磁环圆心的径向距离。

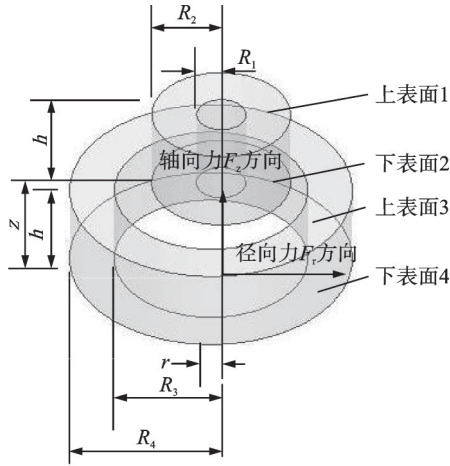


图 2 双环结构永磁轴承模型

Fig. 2 Double-ring structure permanent magnetic bearing model

首先讨论内磁环下表面 2 与外磁环下表面 4 之间产生的磁力 F_{24} 为^[5,9-10]:

$$F_{24} = \frac{B_{r1} B_{r2}}{4\pi\mu_0} \int_0^{2\pi} \int_2^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \int_{R_3}^{R_4} \frac{R_2 R_4 r_{24} d\alpha d\beta dr_2 dr_4}{|r_{24}|^3} \quad (2)$$

式中， r_2 和 r_4 分别为下表面 2 和下表面 4 上的一个点磁荷极坐标位置的幅值， α 和 β 为相位，满足 $r_2 \angle \alpha$ 和 $r_4 \angle \beta$ ； r_{24} 为下表面 2 指向下表面 4 的方向矢量。

通过矢量分解，可以计算出 F_{24} 的径向分量 F_{r24} 和轴向分量 F_{z24} ：

$$F_{r24} = \frac{B_{r1} B_{r2}}{4\pi\mu_0} \int_0^{2\pi} \int_2^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \int_{R_3}^{R_4} \frac{R_2 R_4 r_{24} j d\alpha d\beta dr_2 dr_4}{|r_{24}|^3} \quad (3)$$

$$F_{z24} = \frac{B_{r1} B_{r2}}{4\pi\mu_0} \int_0^{2\pi} \int_2^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \int_{R_3}^{R_4} \frac{R_2 R_4 r_{24} i d\alpha d\beta dr_2 dr_4}{|r_{24}|^3} \quad (4)$$

式中， j 为定子相较于转子的径向偏移单位向量； i 为定子轴向偏移的单位向量。

同理可以推导出其他三个力 F_{13} 、 F_{14} 、 F_{23} 。因为表面 1、3 和表面 2、4 之间表现为斥力，表面 1、4 和表面 2、3 之间表现为吸力，所以永磁轴承径向磁力 F_r 和轴向磁力 F_z 分别表示为：

$$F_r = F_{r13} - F_{r14} + F_{r24} - F_{r23} \quad (5)$$

$$F_z = F_{z13} - F_{z14} + F_{z24} - F_{z23} \quad (6)$$

1.2.2 静态磁路法

对于双环结构的永磁轴承，静态磁路法把其等效为两个无限长且平行的条形磁铁，然后通过计算磁体单元间的作用力来得到整体磁力特性。为了减小磁环曲率的影响，要求永磁环的直径远远大于

磁环的径向宽度，才能忽略等效带来的误差。

如图 3 和图 4 所示， J_1 、 J_2 分别为两个磁体的磁化强度，定义为单位体积内的磁偶极矩； γ 、 δ 分别为 J_1 、 J_2 与 x 轴的夹角； S_1 、 S_2 为两磁体的横截面积； θ 为两横截面中心连线与 x 轴的夹角； r_{12} 为两磁体横截面中心距离。

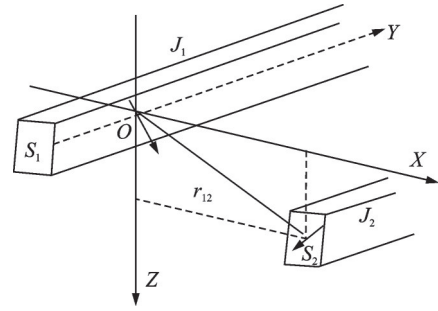


图 3 静态磁路法平行磁条等效模型

Fig. 3 Equivalent parallel magnetic strip model based on the static magnetic circuit method

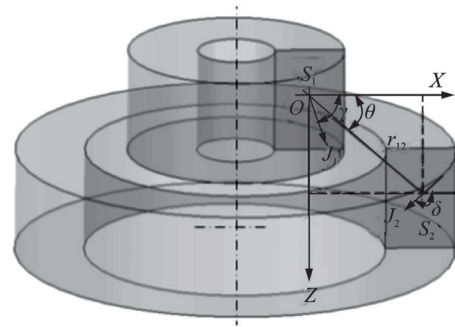


图 4 双环结构磁环静态磁路法尺寸标注

Fig. 4 Dimension labeling of double-ring magnetic structure based on static magnetic circuit method

两磁体之间径向力 F_r 与轴向力 F_z 可以表示为^[5,13]：

$$\frac{F_r}{l} = \int_{S_1} \int_{S_2} \frac{J_1 J_2 - 2}{2\pi\mu_0 r_{12}^3} \cos(\delta + \gamma - 3\theta) dS_1 S_2 \quad (7)$$

$$\frac{F_z}{l} = \int_{S_1} \int_{S_2} \frac{J_1 J_2}{2\pi\mu_0 r_{12}^3} \sin(\delta + \gamma - 3\theta) dS_1 S_2 \quad (8)$$

式中， l 为永磁环的中心线周长。

对于磁环，需要再把 F_r 与 F_z 沿圆周积分，得到磁环之间的作用力。

当遇到永磁体是特殊设计的非标准形状，或者永磁体之间的复杂三维运动等情况时，传统的等效磁荷法、静态磁路法很难满足复杂情况的分析需求。

1.2.3 有限元法

有限元法是场论方法中常用的计算工具，其基本思想是将待求磁场区域离散成有限数量的单元，待求解量为单元上各节点的求解函数值，根据边界条件列写单元模型的方程组，单元模型整合为磁场整体模型。有限元法在解决非线性、形态复杂电磁

场问题方面十分有效,并且更加精确。

随着有限元软件的开发和成熟,使用有限元软件不需要掌握复杂的公式推导和计算,只要对相关材料、尺寸、位置关系、电流密度进行正确定义和建模,就能仿真得到有相当精度的结果,非常适用求解磁场工程性问题。有限元软件降低了对使用者掌握磁场磁力相关基础知识的要求,使用方便,成为颇为流行的磁场分析工具。

2 永磁径向轴承-圆盘转子系统分析

2.1 有限元建模

本文研究的双环结构永磁径向轴承,大磁环的外径为 11.5 mm,上、下径向轴承间距仅为 9.5 mm,是典型的圆盘转子,如图 5 所示。小磁环为定子,大磁环为转子,悬浮间隙为 1.1 mm。材料采用钕铁硼,牌号 N35,磁导率为 1.099,剩磁感应强度为 1.23 T。采用有限元软件 Ansoft Maxwell,设置求解器为 Magnetostatic 静磁场,在永磁环上设置需要求解的永磁力,初始网格划分为 1 mm,网格细分后,收敛误差控制在 1% 以内。

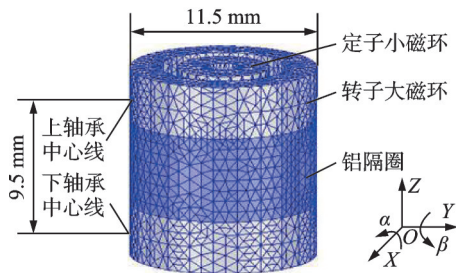


图 5 圆盘转子和径向永磁轴承有限元模型

Fig. 5 Finite element model of disc rotor and radial permanent magnetic bearings

2.2 转子的径向平动刚度和径向扭转刚度的定义

如图 6 所示,转子在外力 ΔF_r 的作用下引起径向平动位移 Δx 或径向扭转角位移 $\Delta\theta$, ΔM 为对应的外力矩。上、下轴承磁环的中心线距离为 $2l$ 。

径向平动刚度 K_r 和径向扭转刚度 K_N 的标准定义分别为:

$$K_r = \frac{2\Delta F_r}{\Delta x} \quad (9)$$

$$K_N = \frac{\Delta M}{\Delta\theta} = \frac{\Delta F_r \cdot 2l}{\Delta\theta} \quad (10)$$

其中,平动刚度的单位为 N/m,扭转刚度的单位为 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$,二者量纲不同,不能直接数值比较。为了使平动刚度和扭转刚度能够在相同量纲下比较,把扭转刚度进行如下换算,当 $\Delta\theta$ 很小时,满足 $\sin(\Delta\theta) = \Delta\theta$,本文的扭转刚度定义为:

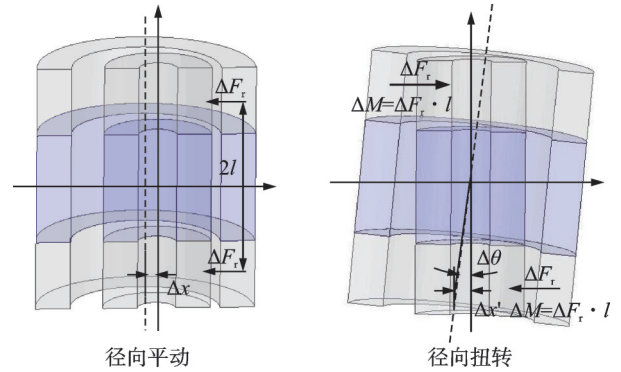


图 6 转子的径向平动刚度和径向扭转刚度的定义

Fig. 6 Definition of radial translational stiffness and radial torsional stiffness of rotor

$$K_n = K_N \cdot \frac{1}{l^2} = \frac{\Delta F_r \cdot 2l}{\Delta\theta} \cdot \frac{1}{l^2} = \frac{2\Delta F_r}{l \sin(\Delta\theta)} = \frac{2\Delta F_r}{\Delta x'} \quad (11)$$

因为 l 为常数,因此 K_n 和 K_N 的换算是等价的。 K_n 的物理含义是转子扭转引起一侧磁环位移 $\Delta x'$ 所需的扭转力。这样, K_n 和 K_r 显然具有量化可比性。

2.3 磁环轴向厚度的优化

从图 5 看出,圆盘转子由上、下两个径向轴承支承,中间用铝隔圈隔开。为确保转子总高度不变,如果上、下磁环轴向厚度增加,则中间的铝隔圈减薄。

显然有两个问题,当轴承的内、外径和间隙都确定的情况下,轴承轴向厚度与径向永磁力是什么关系? 是不是轴承轴向厚度越大,径向永磁力越大?

进行有限元分析,由于磁环径向宽度为 1.8 mm,分别选取磁环轴向厚度为 1.8、2.7、3.6、5.4、7.2 mm,即磁环轴向厚度为磁环径向宽度的 1 倍、1.5 倍、2 倍、3 倍和 4 倍。径向平动刚度的单位为 N/mm。

图 7 和图 8 为分析结果,可见磁环轴向厚度从磁环径向宽度的 1 倍增加到 1.5 倍,再增加到 2 倍,其径向平动刚度和轴向刚度都有相应提升。但是,继续增加磁环轴向厚度对径向和轴向刚度的提升都无明显效果。因此,磁环厚度与磁环径向宽度为 2:1 的长方形截面是最佳值,再增大磁环厚度,对增大永磁力无效,如图 9 所示。

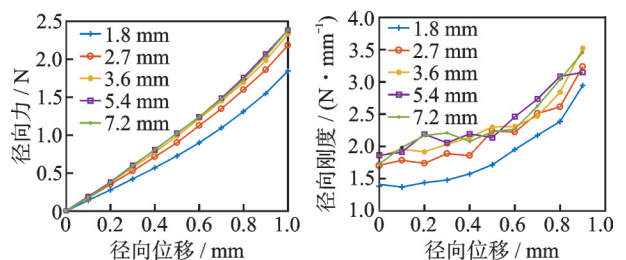


图 7 不同磁环厚度的径向平动力学特性

Fig. 7 Radial translational dynamics characteristics with different magnetic ring thicknesses

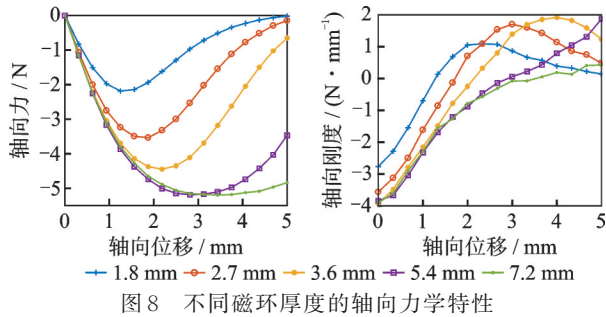


图 8 不同磁环厚度的轴向力学特性
Fig. 8 Axial mechanical characteristics with different magnetic ring thicknesses

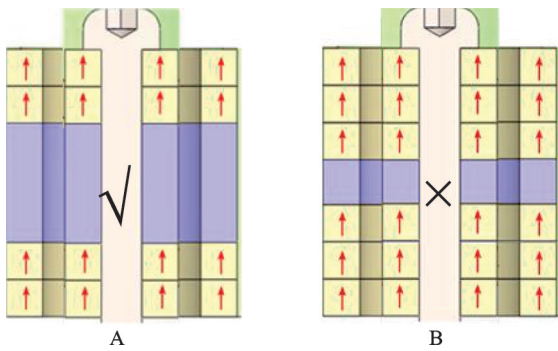


图 9 磁环轴向间距与隔圈厚度对比图
Fig. 9 Comparison diagram of axial spacing between magnetic rings and spacer thickness

2.4 圆盘转子径向平动刚度和径向扭转刚度的差异和可调整性

对于细长轴(长径比 $\gg 1$)磁悬浮转子,其两个径向轴承距离远远大于转子回转直径。通常经验认为,如图 6 所示,无论是转子平动引起的位移 Δx ,还是转子扭转引起的一侧磁环位移 $\Delta x'$,只要 Δx 与 $\Delta x'$ 相等,那么 K_n 和 K_r 是相等的。

但大量实验发现,对于圆盘转子(长径比 < 1),其径向平动刚度和径向扭转刚度的特性大不相同,平动刚度可能很大,但扭转刚度几乎为零。

首先进行定性分析,如图 10 所示三种结构,外侧大磁环是转子,上、下两个大磁环距离固定。内侧小磁环是定子,两个小磁环之间距离可以调节。比较三种结构的径向平动刚度和径向扭转刚度的特性。

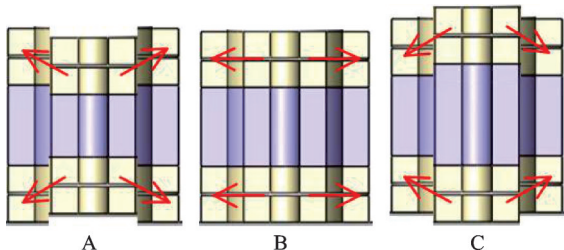


图 10 不同轴向距离下定子的力学对比
Fig. 10 Mechanical comparison of stators with different axial distances

对于径向平动刚度,结构 B 因为定、转子磁环位置正对,平动刚度肯定最大。结构 A 和 C 由于定、转子位置没有正对,因此平动刚度略小于结构 B。

对于径向扭转刚度,图中箭头为永磁斥力矢量方向。可以看出,发生扭转时,结构 C 的扭转位移和永磁斥力方向相同,扭转回复力最大。结构 A 情况下,因为转子扭转时,永磁斥力主要是方向角度的变化,永磁体之间距离变化不大,所以扭转回复力最小。

实验也得到相同结果,对于 A、B、C 三种结构,结构 B 径向平动刚度最大,与结构 A 和 C 比较,径向平动刚度只有细微差异。但结构 C 的径向扭转刚度明显大于结构 A 和 B,差异十分明显。结构 A 在径向平动刚度很大的情况下,径向扭转刚度几乎为零。

至此,本文提出在圆盘转子悬浮支承设计中,使上、下两个转子磁环轴向距离固定,适当增加两个定子磁环的轴向间距,能显著提高转子扭转刚度,提升悬浮稳定性。

定子磁环的轴向间距增加多少为最佳呢? 以下为磁场力有限元定量分析,转子的两个磁环距离固定为 13 mm,定子的两个磁环间距在 12~16 mm 范围内调节,分析其对应的径向平动刚度和径向扭转刚度。分析结果如下:

对于径向平动,如图 11 所示,定、转子磁环间距同为 13 mm 时,定、转子磁环正对,平动回复力最大。增加或减小定子轴承间距,都会使得定、转子磁环错开,平动回复力和平动刚度变小。

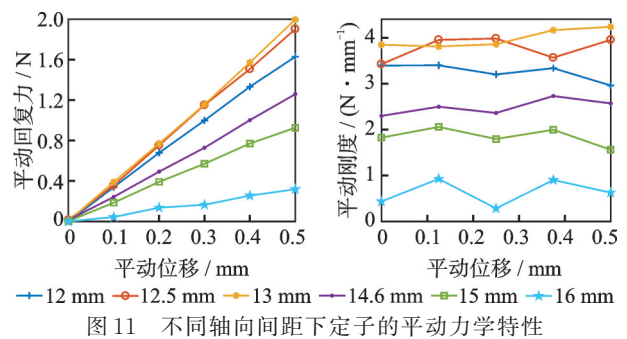


图 11 不同轴向间距下定子的平动力学特性
Fig. 11 Translational dynamics characteristics of stator with different axial spacings

对于径向扭转,如图 12 所示,可见,当定子磁环间距为 14.6 mm 时,扭转回复力和扭转刚度最大。继续增大定子磁环间距,扭转回复力和扭转刚度反而减小。定子磁环间距小于 13 mm 时,扭转回复力和扭转刚度都很小。扭转回复力和扭转刚度的最大值出现在定子大于转子磁环间距的某一个值处。

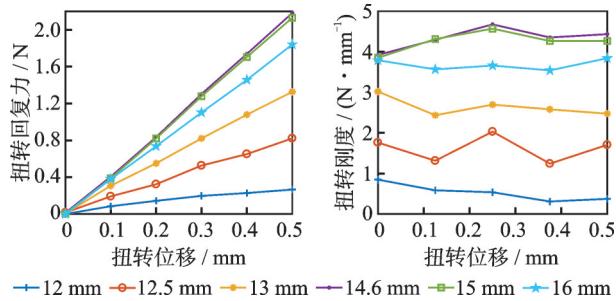


图12 不同轴向间距下定子的扭转力学特性

Fig. 12 Torsional mechanical characteristics of stator with different axial spacings

2.5 改进结构后的径向和轴向力学整体特性

前文分析,在圆盘转子的悬浮设计中,适当增加定子磁环间距,能提升悬浮的扭转刚度。对于永磁轴承而言,其径向刚度和轴向刚度是耦合的,因此,本文建立了圆盘转子悬浮实验台,如图13所示。包括了径向永磁悬浮、轴向电磁悬浮、霍尔位移检测和悬浮控制,实现圆盘转子的全自由度悬浮,以研究定子磁环间距的增加对永磁轴承径向和轴向整体力学特性的影响。

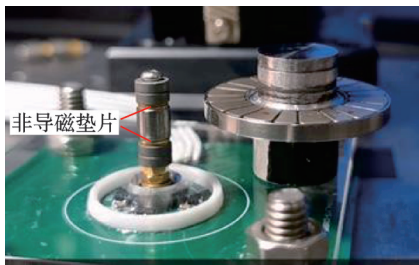


图13 实验圆盘转子和定子实物

Fig. 13 Experimental disc rotor and stator assembly

如图13所示,通过在定子柱中垫入不同数量的非导磁垫片,可以调节定子磁环间距在13~16 mm范围内变化。不垫垫片时,定、转子磁环间距相同,同为13 mm。

图14为定子磁环间距在13~16 mm范围内永磁轴承体现的径向力学特性。显然,定子轴向间距越大,定、转子磁环位置错开就越大,径向刚度自然降低。但是,无论定子轴向间距大小,径向力随位移变化的线性度都非常好,即径向刚度为恒值。

图15为定子磁环间距在13~16 mm范围内永磁轴承体现的轴向力学特性。从图15中可知,径向永磁轴承轴向刚度不稳定,即转子在轴承中心受轴向一侧外力时,位移发散不稳定,为负刚度概念。

从图15的轴向刚度分析可知,当定、转子磁环间距相同,都为13 mm时,转子在轴承中心位置的轴向刚度最大;转子向轴向一侧移动,轴向刚度迅速减小,说明轴向永磁力随轴向位移变化为强非线性

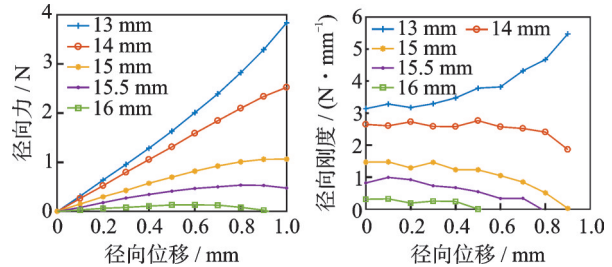


图14 不同定子磁环间距的径向力学特性

Fig. 14 Radial mechanical characteristics with different stator magnetic ring spacings

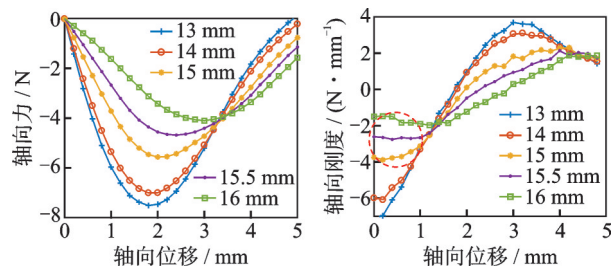


图15 不同定子磁环间距的轴向力学特性

Fig. 15 Axial mechanical characteristics with different stator magnetic ring spacings

关系。逐渐增大定子磁环间距,转子在轴承中心的最大轴向刚度逐渐减小,但是,轴向刚度随轴向移动减小的斜率变缓,甚至轴向刚度随轴向位移保持恒值(在图中红圈的位置),这意味着此范围内的轴向力学特性是线性的,那么轴向电磁悬浮的设计仅需要用简单的线性控制器,如传统的PID控制,就能获得很好的控制稳定性。

实验结果表明,圆盘悬浮转子如果采用定、转子磁环间距一致的结构,由于扭转刚度不足,悬浮很困难。在增加定子磁环间距后,悬浮稳定性明显增强,用简单的PID控制器就能获得很好的悬浮控制效果。

3 结论

通过实验和有限元分析,同样是两个径向永磁轴承支承的圆盘转子表现的支承特性,与细长轴转子磁悬浮支承的情况大不相同,本文研究结论如下:

(1) 径向永磁轴承的磁环径向尺寸一定时,不能通过增加磁环轴向厚度来增大径向刚度。以本文研究对象的尺寸,轴向厚度为径向宽度的2倍为最大刚度值,再增加磁环轴向厚度对增加径向刚度作用不大。

(2) 在磁悬浮圆盘转子结构设计中,因为两个径向轴承相距很近,其径向平动刚度和径向扭转刚度差异很大。平动刚度可能很高,但扭转刚度几乎为零。

(3) 保持两个转子磁环间距固定,适当增加两个定子磁环间距,可以有效地提高转子径向扭转刚度;利用有限元分析,可以容易地确定定子磁环间距的最佳值,使得同时拥有合适的径向平动刚度和径向扭转刚度。

(4) 保持两个转子磁环间距固定,适当增加两个定子磁环间距,轴承的最大轴向刚度会随之降低;但是,轴向永磁力的线性范围会增大,范围内轴向刚度为恒值,这有利于轴向电磁悬浮仅采用简单的PID线性控制器就能很好地控制悬浮稳定性。

参考文献:

- [1] QIAN K X, XU Z H, WANG H. Investigation on applying passive magnetic bearings to impeller left ventricular assist devices(LVAD)[C]//Proceedings of 3rd International Conference on Biomedical Engineering and Informatics. IEEE, 2010: 1516-1518.
- [2] 刘淑琴,边忠国,李瑞建,等. 磁悬浮人工心脏泵及在体外循环系统(ECMO)上的实验研究[J]. 西南交通大学学报, 2023, 58(4): 820-826.
LIU Shuqin, BIAN Zhongguo, LI Ruijian, et al. Magnetic levitation artificial heart pump and its experimental study on ECMO equipment[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2023, 58(4): 820-826..
- [3] 刘强,赵明师,韩邦成,等. 磁悬浮框架飞轮磁轴承技术研究与发展现状[J]. 宇航学报, 2019, 40(11): 1251-1261.
LIU Qiang, ZHAO Mingshi, HAN Bangcheng, et al. Research and development status of magnetic bearing technology on magnetically suspended gimballed flywheel[J]. Journal of Astronautics, 2019, 40(11): 1251-1261.
- [4] YUAN K P, ZHANG G, XIE C Q, et al. Integral definition method to solve magnetic force of axial permanent magnetic bearing[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 504(1): 012064.
- [5] 薛沙沙. 磁悬浮心脏泵永磁轴承的研究[D]. 济南: 山东大学, 2009.
XUE Shasha. Research on permanent magnetic bearing of maglev heart pump[D]. Jinan: Shandong University, 2009.
- [6] LIU X B, HE T, YAN Y, et al. Effects of axial offset and deflection on load-bearing characteristics of the permanent magnet bearing[J]. Engineering Failure Analysis, 2023, 146: 107123.
- [7] 李红伟,范友鹏,张云鹏,等. 轴流式人工心脏泵混合磁悬浮系统的耦合特性[J]. 电机与控制学报, 2014, 18(5): 105-111.
LI Hongwei, FAN Youpeng, ZHANG Yunpeng, et al. Coupling in hybrid magnetic levitation system of axial-flow blood pump[J]. Electric Machines and Control, 2014, 18(5): 105-111.
- [8] 付靖. 同心四环冗余轴向磁悬浮轴承的结构优化与力学性能分析[J]. 河南工学院学报, 2020, 28(6): 1-6.
FU Jing. Structural optimization and mechanical analysis of integral concentric four-ring redundant axial magnetic bearing[J]. Journal of Henan Institute of Technology, 2020, 28(6): 1-6.
- [9] 胡佳成,吴华春,方康平,等. 永磁轴承结构综述[J]. 轴承, 2023(7): 1-7.
HU Jiacheng, WU Huachun, FANG Kangping, et al. Overview on structure of permanent magnetic bearings[J]. Bearing, 2023(7): 1-7.
- [10] 吴俊. 永磁轴承工作特性研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2011.
WU Jun. Study on the operating characteristic of permanent magnetic bearing[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2011.
- [11] 王念先,王东雄,陈奎生,等. 基于Halbach阵列的永磁轴承承载力解析模型及设计方法[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 128-135.
WANG Nianxian, WANG Dongxiong, CHEN Kuisheng, et al. Bearing capacity model and design method of permanent magnetic bearings based on Halbach array[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 128-135.
- [12] LE Y, FANG J C, SUN J J. Design of a Halbach array permanent magnet damping system for high speed compressor with large thrust load[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2015, 51(1): 8300109.
- [13] 姚海. 永磁轴承力学特性的研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2004.
YAO Hai. Analysis of mechanical characteristics of permanent magnet bearings[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2004.

第一作者:王洪明(1999—),男,硕士研究生。

E-mail:1974417079@qq.com

通信作者:蒋科坚(1972—),男,博士,教授。

E-mail:jkjofzju@163.com