

低损耗磁悬浮电主轴的动态性能

徐 欣, 谢振宇, 龙亚文

(南京航空航天大学 机电学院 江苏省精密与微细制造技术重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 通过引入同极型径向主动磁悬浮轴承(AMB)和轴向永磁轴承(PMB)建立了低损耗磁悬浮电主轴试验装置,给出了主要设计过程和结构参数,分析了磁悬浮电主轴的动态性能,并通过系统的高速旋转试验进行了验证.研究表明:该试验装置结构简单,功耗较小,能够平稳越过前 2 阶临界转速并在 40 000 r/min 稳定运行,最大振幅为 7 μm .

关 键 词: 永磁轴承; 同极型磁悬浮轴承; 电主轴; 固有频率; 动态性能

中图分类号: V229⁺.2; TH133.3

文献标志码: A

Dynamic characteristics of low loss motorized spindle suspended by magnetic bearings

XU Xin, XIE Zhen-yu, LONG Ya-wen

(Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro-Manufacturing Technology,
College of Mechanical and Electrical Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A low loss motorized spindle suspended by magnetic bearings with two radial homopolar active magnetic bearings (AMB) and one axial permanent magnetic bearing (PMB) was established, and the main design procedure and configuration parameters of the system were presented. The dynamic characteristics of the system were analyzed by theoretical calculations and verified by high-speed rotation tests. The results show that the system has simpler structure, less power consumption, and is able to get across the first two critical speeds and operate at 40 000 r/min safely, with maximum amplitude of the rotor up to 7 μm .

Key words: permanent magnetic bearing; homopolar magnetic bearing; motorized spindle; natural frequency; dynamic characteristics

当前加工机械正向着高速、高效、低损耗和低成本方向发展,磁悬浮电主轴利用磁悬浮轴承无接触、无磨损、无润滑和高转速等优点,解决了传统电主轴难以承受高转速的问题^[1-3],但存在系统复杂、发热严重和成本较高等新困扰^[4-5],尤其是推力磁悬浮轴承,由于制造工艺等原因只能采用实心结构,其铁耗引起的发热要比径向轴承大得

多,是磁悬浮电主轴温升的主要原因之一,这不仅影响加工精度,还可能导致系统工作不正常^[6-8].

目前已有许多国内外学者对低损耗磁悬浮轴承技术进行了研究,并取得了丰硕的成果.在国外,Sahinkaya 等采用变偏置电流控制策略来降低磁悬浮飞轮系统的功耗^[9];Kasarda 等较早地对同极型磁悬浮轴承的损耗问题进行了研究^[10].

收稿日期:2012-12-26

基金项目:国家自然科学基金(51275238);航空科学基金(2011ZB52025);江苏省高校优势学科建设工程

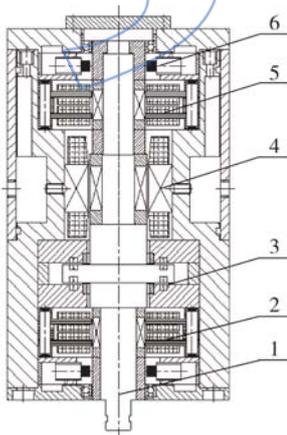
作者简介:徐欣(1986-),男,浙江金华人,硕士生,主要从事机电一体化研究.

Kimman 等将同极型永磁偏置磁悬浮轴承应用于微型铣削电主轴,取得了良好的效果^[11].国内,谢振宇等通过采用同极型结构和零偏置电流控制的方法来降低磁悬浮轴承转子系统功耗^[12];徐波研究了小型风力发电机用 PMB 的承载特性^[13];钱坤喜等则研制了一种新型 PMB,并将其应用于叶轮式全人工心脏^[14].一般而言,PMB 无需电控系统,结构较简单,但不能主动控制,且支承刚度较低.

考虑到本磁悬浮电主轴主要承受径向外载荷作用,高速旋转过程中转子不平衡激励也主要作用于主轴径向,转子的横向振动是影响磁悬浮电主轴动态性能的主要因素.因此,本文将同极型径向 AMB 和轴向 PMB 引入磁悬浮电主轴,利用同极型径向 AMB 低功耗和 PMB 无功耗的特点,减小系统功耗与发热并简化结构和降低成本,在此基础上,本文通过理论分析和系统高速旋转试验,研究了低损耗磁悬浮电主轴的动态性能.

1 磁悬浮电主轴

图1为磁悬浮电主轴系统机械结构图,电主轴转子由两个同极型径向 AMB 和一个轴向 PMB 支承.根据总体设计,电主轴转子总重力 $G=13\text{ N}$,极转动惯量 $J_p=2.3356\times 10^{-4}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$,径向最大载荷 $F_r=20\text{ N}$,轴向最大载荷 $F_z=110\text{ N}$.



1 电主轴转子(下端可通过螺纹与磨头联接);
2 同极型径向AMB(下); 3 轴向PMB;
4 高频电动机; 5 同极型径向AMB(上);
6 径向电涡流位移传感器

图1 磁悬浮电主轴系统机械结构图
Fig.1 Mechanical structure of the motorized spindle suspended by magnetic bearing system

2 同极型径向 AMB 设计

与传统异极型磁悬浮轴承不同的是,同极型径向 AMB(图2)各对磁极沿轴向分布,即沿着周向只有 N 极或 S 极,转子表面同一位置在转子旋转一圈过程中始终保持同一极性,磁场强度变化小,可以大大减小铁损.本文所研制的是用于功率为 1kW 的磁悬浮电主轴装置的同极型径向 AMB.

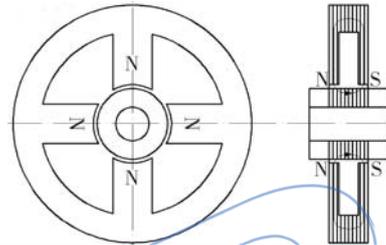


图2 同极型径向 AMB 及转子示意图
Fig.2 Schematic illustration of the radial homopolar AMB and the rotor

同极型径向 AMB 的最大电磁力、等效刚度和等效阻尼如式(1)~式(3)所示^[15]

$$F_{r,\max} = 4\mu_0 A_r \frac{N_r^2 I_0^2}{C_{r0}^2} \quad (1)$$

$$k_{\text{eq}} = \frac{k_{ri} A_s A_p}{(1 + T_s^2 \omega^2)(1 + T_p^2 \omega^2)} \cdot \left[(1 - T_s T_p \omega^2) \left(k_p + \frac{k_d T_d \omega^2}{1 + T_d^2 \omega^2} \right) + \omega(T_s + T_p) \left(-\frac{k_i}{\omega} + \frac{k_d \omega}{1 + T_d^2 \omega^2} \right) \right] + k_{rs} \quad (2)$$

$$d_{\text{eq}} = \left[\frac{A_s A_p (1 - T_s T_p \omega^2)}{(1 + T_s^2 \omega^2)(1 + T_p^2 \omega^2)} \left(-\frac{k_i}{\omega} + \frac{k_d}{T_d \omega^2} \right) - \frac{A_s A_p (T_s + T_p)}{(1 + T_s^2 \omega^2)(1 + T_p^2 \omega^2)} \left(k_p + \frac{k_d T_d \omega^2}{1 + T_d^2 \omega^2} \right) \right] \cdot k_{ri} \quad (3)$$

其中 μ_0 为空气磁导率; A_r 为单齿磁极导磁面积; N_r 为单齿磁极线圈匝数; I_0 为单齿磁极偏置电流; C_{r0} 为半径气隙; $k_{ri} = \mu_0 A_r N_r^2 I_0^2 / C_{r0}^2$ 为电流刚度系数; $k_{rs} = \mu_0 A_r N_r^2 I_0^2 / C_{r0}^2$ 为位移刚度系数; A_s 为传感器放大系数; A_p 为功率放大器放大系数; T_s 为传感器滞后时间常数; ω 为转子转速; T_p 为功率放大器滞后时间常数; k_p , k_i 和 k_d 分别为控制器比例、积分和微分系数; T_d 为控制器微分时间常数.

本文采用 DW310-35 硅钢薄板作为同极型径

向 AMB 的材料,根据电主轴机械结构和控制系统的要求,设计 $A_r = 42 \text{ mm}^2$, $I_{r0} = 2.5 \text{ A}$, $C_{r0} = 0.2 \text{ mm}$,并由径向最大磁力 $F_{r,\max} = 20 \text{ N}$ 可推得同极型径向 AMB 的 $N_r = 25$,由此可进一步确定其余结构参数.同极型径向 AMB 的主要结构参数如表 1 所示.表中 b_r 表示轴承宽度, n_r 表示轴承磁极数,实物照片如图 3 所示.

表 1 同极型径向 AMB 主要结构参数

Table 1 Parameters of the radial homopolar AMB

A_r/mm^2	N_r	I_{r0}/A	C_{r0}/mm	b_r/mm	n_r
42	25	2.5	0.2	28	8



图 3 同极型径向 AMB 照片

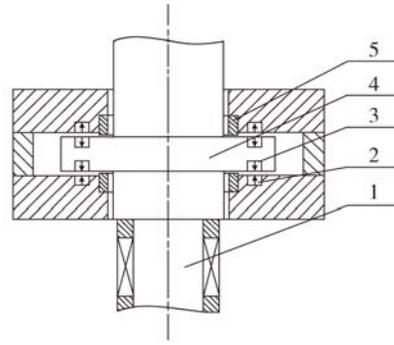
Fig. 3 Photo of the radial homopolar AMB

3 轴向 PMB 设计

PMB 作为被动磁悬浮轴承的一种,具有无功耗、体积小、结构简单等独特优势.本文根据设计最大轴向力 $F_{z,\max} = 110 \text{ N}$,选取牌号为 N45 的钕铁硼永磁材料设计研制了斥力型轴向充磁双环 PMB(本文简称轴向 PMB),如图 4 所示,并将其运用于磁悬浮电主轴系统中,以此来简化系统、降低成本和减少发热.

3.1 永磁力数学模型

本节采用等效磁荷法建立轴向 PMB 永磁力计算模型,如图 5 所示.对于均匀磁化的永磁体,假设磁荷只存在于充磁方向的端面,忽略永磁材料磁导率与空气磁导率的差异,按异性相吸同性相斥原则,两磁环间的作用力是其上下共 4 个磁荷面共同作用的叠加.图中 1,2,3,4 分别表示动静磁环 4 个磁荷面; (r_1, α) 为端面 1 上任意一点的极坐标; (r_2, β) 为端面 2 上任意一点的极坐标; σ_1, σ_2 分别为端面 1,2 的磁荷面密度; $\sigma_1 = B_{r1}$,



1 电主轴转子; 2 定子永磁环; 3 转子永磁环; 4 推力盘; 5 保护铜环

图 4 轴向 PMB 及转子示意图

Fig. 4 Schematic illustration of the axial PMB and the rotor

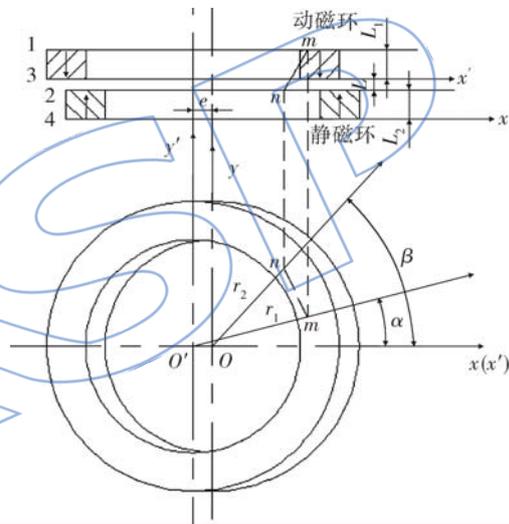


图 5 永磁力计算模型

Fig. 5 Calculation model for the permanent magnetic force

$\sigma_2 = B_{r2}$, B_{r1} , B_{r2} 分别为动、静磁环的剩余磁感应强度; e 为两磁环偏心距; R_{i1}, R_{o1} 分别为动磁环内、外径; R_{i2}, R_{o2} 分别为静磁环内、外径; L_1, L_2 分别为动、静磁环厚度; L 是两磁环轴向位移.

端面 1 上任一点 m 的磁荷量为

$$q_1 = \sigma_1 \cdot r_1 \cdot dr_1 \cdot d\alpha \quad (4)$$

m 点处点电荷在端面 2 上任一点 n 处产生的磁场强度为

$$\mathbf{H} = \frac{1}{4\pi\mu_0} \cdot \frac{q_1}{r_{12}^3} \cdot \mathbf{r}_{12} = \frac{1}{4\pi\mu_0} \cdot \frac{\sigma_1 r_1 dr_1 d\alpha}{r_{12}^3} \cdot \mathbf{r}_{12} \quad (5)$$

式(5)中 \mathbf{r}_{12} 为端面 1 上 m 点到端面 2 上 n 点之间的位移向量.

n 点处的磁荷量为

$$q_2 = \sigma_2 \cdot r_2 \cdot dr_2 \cdot d\beta \quad (6)$$

于是 n 点磁荷受到的磁场力为

$$d\mathbf{F}_{12} = \mathbf{H} \cdot q_2 = \frac{\sigma_1 \sigma_2}{4\pi\mu_0} \cdot \frac{r_1 r_2 dr_1 dr_2 d\alpha d\beta}{r_{12}^3} \mathbf{r}_{12} = \frac{B_{r1} B_{r2}}{4\pi\mu_0} \cdot \frac{r_1 r_2 dr_1 dr_2 d\alpha d\beta}{r_{12}^3} \mathbf{r}_{12} \quad (7)$$

m 点坐标为 $(r_1 \cos \alpha - e, r_1 \sin \alpha, L + L_1 + L_2)$, n 点

坐标为 $(r_2 \cos \beta, r_2 \sin \beta, L_2)$, 则有

$$\mathbf{r}_{12} = (r_2 \cos \beta - r_1 \cos \alpha + e) \cdot \mathbf{i} + (r_2 \sin \beta - r_1 \sin \alpha) \cdot \mathbf{j} + (-L - L_1) \cdot \mathbf{k} \quad (8)$$

式(8)中 $\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$ 分别表示 x, y, z 方向的单位向量. 于是轴向分力可表示为

$$dF_{12,z} = \frac{B_{r1} B_{r2}}{4\pi\mu_0} \cdot \frac{-(L + L_1) r_1 r_2 dr_1 dr_2 d\alpha d\beta}{[(r_2 \cos \beta - r_1 \cos \alpha + e)^2 + (r_2 \sin \beta - r_1 \sin \alpha)^2 + (L + L_1)^2]^{3/2}} \quad (9)$$

对式(9)积分得到 1, 2 磁荷面间轴向永磁力为

$$F_{12,z} = \frac{B_{r1} B_{r2}}{4\pi\mu_0} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{R_{11}}^{R_{01}} \int_{R_{12}}^{R_{02}} \frac{-(L + L_1) r_1 r_2 dr_1 dr_2 d\alpha d\beta}{[(r_2 \cos \beta - r_1 \cos \alpha + e)^2 + (r_2 \sin \beta - r_1 \sin \alpha)^2 + (L + L_1)^2]^{3/2}} \quad (10)$$

若在 x 方向投影便可以得到径向分力

$$F_{12,x} = \frac{B_{r1} B_{r2}}{4\pi\mu_0} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{R_{11}}^{R_{01}} \int_{R_{12}}^{R_{02}} \frac{(r_2 \cos \beta - r_1 \cos \alpha + e) r_1 r_2 dr_1 dr_2 d\alpha d\beta}{[(r_2 \cos \beta - r_1 \cos \alpha + e)^2 + (r_2 \sin \beta - r_1 \sin \alpha)^2 + (L + L_1)^2]^{3/2}} \quad (11)$$

同理可得其余磁荷面间轴、径向永磁力 $F_{14,z}$, $F_{32,z}$, $F_{34,z}$ 以及 $F_{14,x}$, $F_{32,x}$ 和 $F_{34,x}$. 本文定义斥力为正, 吸力为负, 轴向 PMB 轴、径向磁力可表示如下:

$$F_z = F_{14,z} + F_{32,z} - F_{12,z} - F_{34,z} \quad (12)$$

$$F_x = F_{14,x} + F_{32,x} - F_{12,x} - F_{34,x} \quad (13)$$

则轴、径向刚度和阻尼可分别表示如下:

$$k_z = \partial F_z / \partial z \quad (14)$$

$$k_x = \partial F_x / \partial x \quad (15)$$

$$d_z = \partial F_z / \partial V_z \quad (16)$$

$$d_x = \partial F_x / \partial V_x \quad (17)$$

述轴向永磁力数学模型基础上, 本节通过数值计算来分析忽略转子径向偏摆情况下, 轴向力随轴向位移变化情况. 以下轴承端面为基准, 计算了转子推力盘在轴向 0.855 mm (平衡位置) 间距范围内所受轴向永磁力随转子轴向位移变化趋势, 结果如图 6 所示. 由图 6 可以看出, 轴向永磁力随着下轴承与推力盘间距的增大而减小, 即随着推力盘两端气隙差的减小而减小. 在 0.01 mm 位置即推力盘刚接触保护铜环时永磁力为 121.13 N \geq $F_{z,max} = 110$ N, 满足设计指标. 轴向 PMB 实物照片如图 7 所示.

3.2 轴向永磁力数值计算

轴向 PMB 结构性能参数如表 2 所示. 在上

表 2 轴向 PMB 结构性能参数

Table 2 Parameters of the axial PMB

内径/mm	外径/mm	厚度/mm	剩磁感应强度/T	矫顽力/(kA/m)	最大电磁能密度/(kJ/m ³)	最大工作温度/°C
46	54	3	1.32~1.38	923	342~366	80

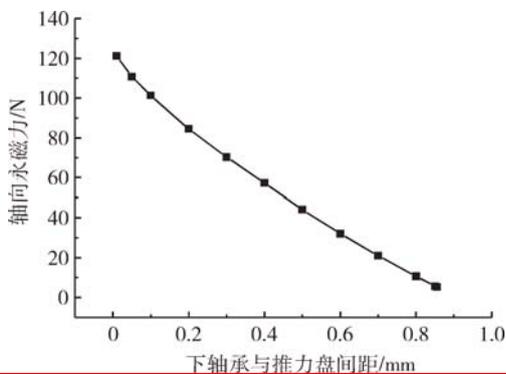


图 6 轴向永磁力和下轴承与推力盘间距的关系曲线
Fig. 6 Curve of axial permanent magnetic force and displacement between lower magnetic bearing and thrust disc



图 7 轴向 PMB 照片
Fig. 7 Photo of the axial PMB

4 系统动态性能

4.1 数学模型

主轴材料 40Cr 的弹性模量 $E=2.06 \times 10^{11}$ N/m², 密度 $\rho=7850$ kg/m³. 将转子简化为具有 51 个集总质量及集总转动惯量的节点模型, 各节点间用不同的无质量等截面弹性轴段连接, 在第 13 节点和 43 节点处各有一个同极型径向 AMB, 第 48 节点为传感器观测位置, 如图 8 所示, 图中 k_{eq1}, d_{eq1} 分别表示同极型径向 AMB 等效刚度和等效阻尼.

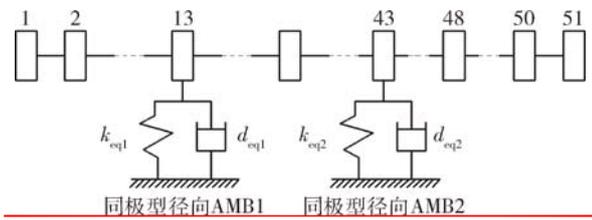


图 8 转子离散化模型

Fig. 8 Dispersed model of the rotor

采用集总参数法建立系统数学模型, 通过在状态变量中加入径向四自由度控制电流的方法将控制系统方程加入其中. 用 x, y 分别表示转子各节点线位移; ϕ, φ 分别表示转子各节点角位移; i_x, i_y 分别表示 x, y 方向的控制电流. 在通过转子轴线的任意截面上, 设方程组的解具有一般形式: $x=x_0 e^{\lambda t}, \gamma=u+i v$, 相应的无量纲表达式为 $\bar{x}=\bar{x}_0 e^{\lambda t}, \lambda=\bar{u}+i \bar{v}, \bar{u}=u / \omega_k, \bar{v}=v / \omega_k$. 当转子存在不平衡时, 系统无量纲方程可表示为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{M}} & \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{M}} & \tilde{\mathbf{C}} & \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{K}}_{s1} & \tilde{\mathbf{K}}_{s2} & \tilde{\mathbf{K}}_{s3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{R}_1^T \\ \mathbf{R}_2^T \\ \mathbf{R}_3^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\tilde{\mathbf{M}} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{K}} & \tilde{\mathbf{K}}_{s4} \\ \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{K}}_{s4} & \tilde{\mathbf{K}}_{s5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{R}_1^T \\ \mathbf{R}_2^T \\ \mathbf{R}_3^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{F}}^T \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (18)$$

其中 $\tilde{\mathbf{M}}, \tilde{\mathbf{C}}$ 和 $\tilde{\mathbf{K}}_{s i}$ 分别为质量、阻尼和刚度矩阵, 状态变量为

$$\begin{aligned} \mathbf{R}^T &= [\mathbf{R}_1, \mathbf{R}_2, \mathbf{R}_3] \\ \mathbf{R}_1^T &= [\dot{\bar{x}}_1, \dot{\bar{y}}_1, \dot{\bar{\phi}}_1, \dot{\bar{\varphi}}_1, \dot{\bar{x}}_2, \dot{\bar{y}}_2, \dot{\bar{\phi}}_2, \dot{\bar{\varphi}}_2, \dots, \\ &\quad \dot{\bar{x}}_{51}, \dot{\bar{y}}_{51}, \dot{\bar{\phi}}_{51}, \dot{\bar{\varphi}}_{51}] \\ \mathbf{R}_2^T &= [\bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{\phi}_1, \bar{\varphi}_1, \bar{x}_2, \bar{y}_2, \bar{\phi}_2, \bar{\varphi}_2, \dots, \\ &\quad \bar{x}_{51}, \bar{y}_{51}, \bar{\phi}_{51}, \bar{\varphi}_{51}] \\ \mathbf{R}_3^T &= [\dot{i}_{x1}, \dot{i}_{y1}, \dot{i}_{x1}, \dot{i}_{y1}, \dot{i}_{x2}, \dot{i}_{y2}, \dot{i}_{x2}, \dot{i}_{y2}] \end{aligned}$$

无量纲位移 $\bar{x}=x / d_0, \bar{y}=y / d_0, \bar{\phi}=\phi, \bar{\varphi}=\varphi$; 无量纲角速度 $\bar{\omega}=\omega / \omega_k$; 无量纲电流 $\bar{j}_x=i_x / i_0, \bar{j}_y=i_y / i_0$; 广义外激振力 $\bar{\mathbf{F}}=(\bar{\mathbf{F}}_{r0}+i \bar{\mathbf{F}}_{i0}) \cdot e^{i \omega t}$. 在有阻尼的不平衡响应中, 转子涡动与不平衡响应间有相位差, 转子各节点的运动可由下式表示:

$$\mathbf{R}=\mathbf{R}_0 \cdot e^{i \omega t}=(\mathbf{R}_{r0}+i \mathbf{R}_{i0}) \cdot e^{i \omega t} \quad (19)$$

其中 \mathbf{R}_0 为状态变量的幅值. 将式 (19) 代入式 (18) 并按实、虚部展开便可以求得转子稳态不平衡响应振幅的实部与虚部, 进而求得各节点 x, y 方向稳态不平衡响应的振幅、滞后角及轨迹方程.

4.2 理论计算

由于本磁悬浮电主轴主要承受径向外载荷作用, 高速旋转过程中转子不平衡激励也主要作用于主轴径向, 轴向只受恒定重力作用, 加之刚性转子轴向、径向耦合极小, 转子径向振动是影响系统动态性能的主要因素, 因此在分析转子横向振动时可以忽略轴向自由度的影响. 本文采用自编 MATLAB 程序, 考虑同极型径向 AMB 等效刚度和等效阻尼的影响, 计算了如表 3 所示控制器参数作用下系统的各阶固有频率, 结果如下:

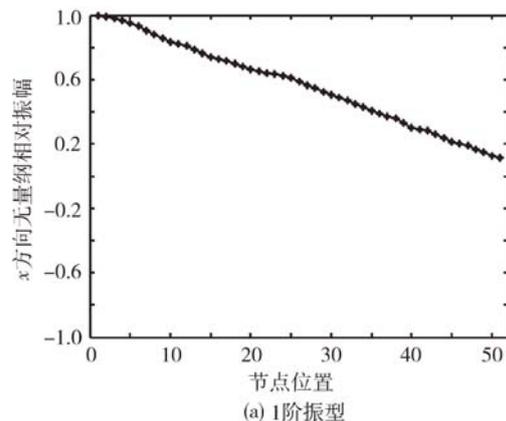
$$\begin{aligned} N_1 &=3621 \text{ r/min,} \\ N_2 &=7711 \text{ r/min,} \\ N_3 &=93531 \text{ r/min.} \end{aligned}$$

表 3 同极型径向 AMB 控制参数

Table 3 Control parameters of the radial homopolar AMB

参数	k_p	k_i	$k_d / 10^{-2}$	$T_d / 10^{-5} \text{ s}$
数值	2.94	21.47	5.55	1.12

系统前 3 阶固有频率对应的复振型如图 9 所示, 由此可知, 系统分别在 3 621 r/min 和 7 711 r/min 附近出现平动和锥动两个振动模式, 在 93 531 r/min 附近出现第 1 阶弯曲振动模式.



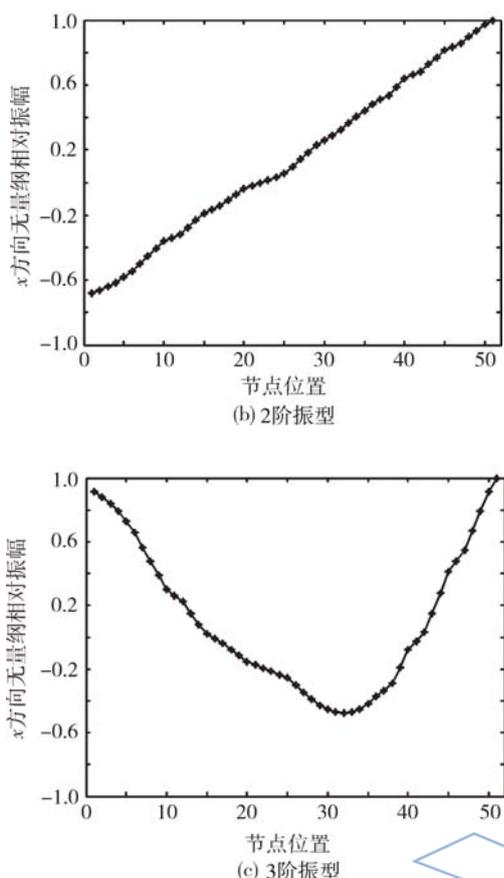
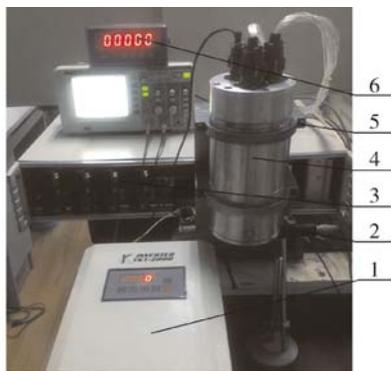


图 9 前 3 阶固有频率对应的复振型

Fig. 9 Complex models of vibration in first three step natural frequencies

4.3 试验研究

磁悬浮电主轴试验系统照片如图 10 所示. 变频器 1 用以驱动系统内置高频电动机; 光电转速传感器 2 用以实时监测转子转速; 控制箱与电源箱 3 包括功率放大器、控制器等所有电控设备; 磁



1 变频器; 2 光电转速传感器; 3 控制箱与电源箱; 4 磁悬浮电主轴机械部分; 5 基座; 6 转速表显示仪

图 10 磁悬浮电主轴试验系统实物照片

Fig. 10 Photo of the experimental system of motorized spindle suspended by magnetic bearings

悬浮电主轴机械部分 4 包括同极型径向 AMB 和轴向 PMB 等所有机械零部件; 基座 5 用以夹持电主轴; 转速表显示仪 6 可实时显示光电转速传感器所测得的转子转速.

在表 3 所示控制参数下, 通过磁悬浮电主轴内置高频电动机将转子由静态悬浮状态稳定运行至 40000 r/min. 在转子第 48 节点处布置电涡流传感器, 将该电涡流传感器输出信号接入 HP35670A 动态信号分析仪, 可实时获得转子在该节点位置的同频振动幅值, 如图 11 所示. 由图 11 可以看出, 转子在转速约为 3000 r/min 和 8000 r/min 处分别出现较大振幅, 最大振幅为 7 μm, 并且可以在 40000 r/min 平稳运行.

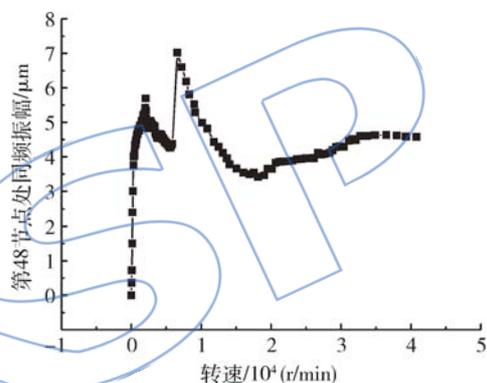


图 11 转子的同频振幅曲线

Fig. 11 Amplitude curve at the same frequency of the rotor

5 结 论

上述研究表明: 该磁悬浮电主轴试验装置能够平稳越过平动和锥动临界转速, 在 40000 r/min 平稳运行, 转子最大振幅为 7 μm. 采用同极型径向 AMB 和轴向 PMB 可以保证磁悬浮电主轴具有良好的动态性能, 并且系统结构简单, 功耗和发热可以明显降低.

参考文献:

[1] Matubara T, Murakami S, Kamiyama K. Development of a hybrid magnetic spindle the rotating characteristics of PID controlled spindle[C]// Proceedings of the 1st China-Japan International Symposium on Mechanical Parts. Beijing: Chinese Society of Aeronautics and Astronautics, 1993: 785-790.
 [2] ZHU Huangqiu, CAI Min, WANG Huan, et al. Controller of high-speed electro-spindle with ACHMBs based on optimal control theory[C]// Proceedings of the 6th International Power Electrics and Motion Control Conference EC-

- CE Asia. Beijing: China Electrotechnical Society, 2009: 1447-1452.
- [3] Liu C P, Chang Y H, Lin T K, et al. Dynamic analysis of axial magnetic forces for DVD spindle motors[J]. *Journal of Material Science & Technology*, 2000, 16(2): 246-247.
- [4] Creighton E, Hongger A, Tulsian A, et al. Analysis of thermal errors in a high-speed micro-milling spindle[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2010, 50(4): 386-393.
- [5] HAN Bangcheng. Modeling and analysis of novel integrated radial hybrid magnetic bearing for magnetic bearing reaction wheel[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 23(5): 655-662.
- [6] Hijikata K, Takemoto M, Ogasawara S, et al. Behavior of a novel thrust magnetic bearing with a cylindrical rotor on high speed rotation[J]. *IEEE Transactions on Mechatronics*, 2009, 45(10): 4617-4620.
- [7] 陈立群, 沈允文, 虞烈. 推力盘发热对电磁轴承—转子系统静态精度的影响[J]. *机械科学与技术*, 2001, 20(5): 676-681.
CHEN Liqun, SHEN Yunwen, YU Lie. On the influence of the heating of thrust disk on the static precision of an AMB rotor system[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2001, 20(5): 676-681. (in Chinese)
- [8] 孙首群, 郑国权. 电磁-温度耦合条件下推力磁轴承涡流损耗分析[J]. *上海理工大学学报*, 2005, 27(3): 194-197.
SUN Shouqun, ZHENG Guoquan. Analysis of eddy current loss in thrust magnetic bearing considering electromagneto temperature coupling[J]. *Journal of University of Shanghai for Science and Technology*, 2005, 27(3): 194-197. (in Chinese)
- [9] Sahinkaya M N, Hartavi A E. Variable bias current in the magnetic bearings for energy optimization [J]. *IEEE Transactions on Mechatronics*, 2007, 43(3): 1052-1060.
- [10] Kasarda M E F, Allaire P E, Norris P M, et al. Experimentally determined rotor power losses in homopolar and heteropolar magnetic bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 1999, 121(4): 697-702.
- [11] Kimman M H, Langen H H, Munnig Schmidt R H. A miniature milling spindle with active magnetic bearings[J]. *Mechatronics*, 2010, 20(2): 224-235.
- [12] 谢振宇, 吴凯峰, 石庆才, 等. 同极型结构和零偏置电流控制对磁悬浮轴承损耗影响的试验分析[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(2): 404-408.
XIE Zhenyu, WU Kaifeng, SHI Qingcai, et al. Investigation on power loss of homopolar active magnetic bearing with zero-bias current control[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(2): 404-408. (in Chinese)
- [13] 徐波. 小型风力发电机永磁轴承承载特性研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009.
XU Bo. The load characteristic research of permanent magnetic bearing in small-scale wind turbine[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2009. (in Chinese)
- [14] 钱坤喜, 茹伟民, 曾培, 等. 一种新颖的永磁轴承及其在叶轮全人工心脏设计中的应用[J]. *机械设计与研究*, 2003, 19(3): 46-47.
QIAN Kunxi, RU Weimin, ZENG Pei, et al. A new passive magnetic bearing and its applications in durable impeller TAH[J]. *Machine Design and Research*, 2003, 19(3): 46-47. (in Chinese)
- [15] 石庆才. 同极型磁轴承转子系统的磁场和动态性能分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
SHI Qingcai. Analysis on magnetic field and dynamic performance of homopolar active magnetic bearing[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)