

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.07.011

新型同位阻尼磁轴承模型及其特性研究^{*}

闻 声,胡雄心^{*},于振杰,胥 芳

(浙江工业大学 特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室,浙江 杭州 310014)

摘要:针对以往磁轴承转子系统的振动抑制能力不足的问题,对新型同位电磁阻尼和单自由度磁轴承转子系统进行了研究,提出了一种同位电磁阻尼并应用到抑制磁悬浮转子的振动中。基于以往阻尼力模型重新推导了同位阻尼力数学模型,考虑了线圈电流变化对阻尼力模型的影响,并利用磁矢位计算使阻尼力模型更加精准,分析了同位阻尼力在转子上的分布情况及与电流和位移的关系。将同位阻尼与单自由度磁轴承相结合,建立了新型同位阻尼磁轴承模型,利用该磁轴承模型对同位阻尼抑制转子振动能力进行了分析。仿真结果表明,新型磁轴承模型中的同位阻尼能够将转子最大振动位移偏差从无阻尼时的 1.65×10^{-5} m 减小到 2×10^{-6} m,明显地减小了转子系统的位移偏差,能够达到增强磁轴承转子系统抑制振动能力的目的。

关键词:同位阻尼;磁矢位;磁轴承模型;振动抑制

中图分类号:TH133;TH113.1

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)07-0831-05

Model and characteristics of magnetic bearing with co-located damper

WEN Sheng, HU Xiong-xin, YU Zhen-jie, XU Fang

(Key Laboratory of E&M, Ministry of Education & Zhejiang Province, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the lack of capacity of vibration suppression in conventional magnetic bearing rotor system, a new same position electro-magnetic damping was applied to the magnetic bearing rotor system model. The new electromagnetic damping model was analyzed. The model is more accurate because of taking the effect of current changes in coils into account and the use of magnetic potential. The characteristics of new damping force were established. The impacts on the vibrational state of single degree of freedom magnetic bearing model were evaluated on the new magnetic bearing rotor system. The results indicate that the new co-located damping force can decrease the displacement from 1.65×10^{-5} m to 2×10^{-6} m, enhances the vibration suppression capacity of magnetic bearing system.

Key words: co-located eddy current damper; magnetic potential; magnetic bearing model; vibration suppression

0 引 言

磁悬浮轴承消除了定子与转子之间的机械接触,以其无摩擦、无磨损以及寿命长等优势越来越受到重视,开始广泛应用于能源、航空航天等多个领域^[1]。理论上电磁轴承在传统 PD 控制下可以根据需要调整控制参数达到任意的轴承刚度和阻尼,即可抑制转子振动,提高系统稳定性。但文献[2]指出,在忽略电气及控制系统影响的情况下,电磁轴承能够提供的阻尼

存在上限,并且随转速或振动频率的增加而快速下降,轴承只能提供非常有限的阻尼,因此存在阻尼不足、使转子位移振幅过大、控制难度加大,甚至导致磁轴承失稳的问题。

目前主要有两种方式增加转子的阻尼来保证转子的安全运行,一种是通过控制算法改变磁轴承的等效阻尼;另一种是在转子外部安装阻尼器。

Henry A. Sodan 等人^[3-5]设计一种电涡流阻尼装置用于抑制悬臂梁的振动,其阻尼主要由导体在磁场

收稿日期:2016-03-03

基金项目:浙江省自然科学基金资助项目(LY14E050010);浙江省科技计划资助项目(2015C31054)

作者简介:闻声(1992-),男,浙江衢州人,硕士研究生,主要从事磁悬浮轴承方面的研究。E-mail:wenshengqz@163.com

通信联系人:胡雄心,男,博士,讲师。E-mail:huxx007@zjut.edu.cn

中运动以及变化的径向磁通产生。Graves 等人^[6]基于动生电动势和感生电动势原理提出了电磁阻尼器的两类数学模型,验证了这两类电磁阻尼器都具有良好的减振效果。

祝长生^[7-9]提出了一种用于转子系统的非接触式径向电涡流阻尼器,并对这种阻尼器在恒定磁场条件下的动力学特性以及对转子系统振动的控制能力进行了研究,最近又对时变磁场下径向电涡流阻尼器的动力学特性进行了研究。曹青松等人^[10]推导了电涡流阻尼器的阻尼力公式,并将电涡流阻尼器用于旋转圆盘的振动控制。谢振宇等人^[11]在磁悬浮轴承转子系统的基础上增加磁悬浮阻尼器,有利于系统越过弯曲临界转速。目前研究中阻尼器和磁轴承异位安装使得阻尼执行器和磁轴承振动位移量的一致,从而增加了控制系统的复杂度。

本研究提出一种同位阻尼用于抑制磁悬浮转子的振动,将阻尼器与磁悬浮支承轴承安装在转子的同一位置,解决阻尼器与磁轴承检测位移不一致问题。然后,基于目前关于阻尼力的计算模型重新推导在时变磁场中运动导体产生的电动势,建立精确的同位阻尼力模型,并分析同位电磁阻尼在转子上的分布情况及与线圈电流之间的关系。接着阐述单自由度磁轴承模型及阻尼模型,分析同位阻尼对单自由度磁轴承抑制振动能力特性的影响。

1 磁轴承模型

磁悬浮轴承控制系统主要由控制器、功率放大器和位移传感器 3 个部分组成。单自由度磁轴承转子系统的位移传感器检测转子位置,与系统的参考信号形成偏差,控制器根据偏差产生控制信号,经过功率放大器产生控制电流,通过改变磁轴承线圈中的电流从而改变轴承的悬浮力。同位阻尼结构示意图如图 1 所示。

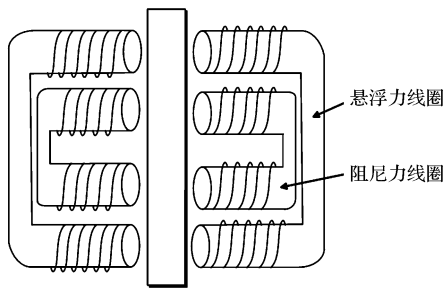


图 1 同位阻尼结构示意图

本研究在磁悬浮轴承转子系统的基础上增加磁悬浮阻尼器增加振动抑制能力,当阻尼器和磁轴承分开安装时阻尼器和磁轴承检测到的振动位移不一致,会导致偏差。考虑到电磁阻尼器的结构与磁悬浮轴承相

同,因此同位阻尼器即在原有的悬浮轴承处添加一对阻尼轴承,这样阻尼轴承和支承磁轴承处于转子同一位置,可使用一组传感器检测位移,构成的新型电磁轴承模型如图 2 所示。

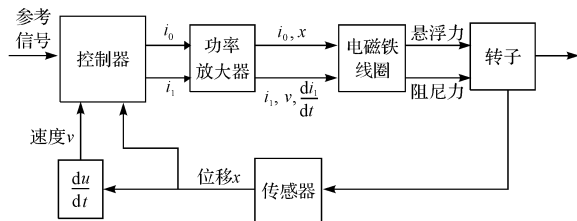


图 2 新型单自由度电磁轴承模型

单自由度电磁轴承采用差动控制策略^[12],结构完全相同且对称放置,建立单自由度动力学模型:

$$m \frac{d^2 x}{dt} = F_x + F_z \quad (1)$$

式中: F_x —静态悬浮电磁力,在工作点处线性化近似可以表示为: $F_x = k_x \cdot x + k_i \cdot i$,其中: k_x —力-位移系数, k_i —力-电流系数, F_z —同位阻尼力。

1.1 同位阻尼模型

金属导体置于变化的磁场中或相对于磁场运动时,导体内就会产生感应电流,涡电流与磁场相互作用,产生电磁阻尼作用。而目前关于导体内产生的电涡流计算都采用了以下的方法。

电磁铁线圈示意图如图 3 所示。

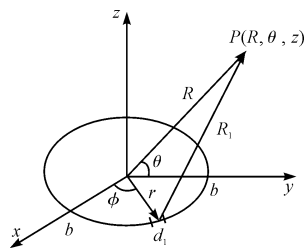


图 3 电磁铁线圈示意图

设磁轴承线圈半径为 b , 线圈长度为 L , 线圈电流为 I , φ 为电流元 dl 与 x 轴夹角。由于线圈具有对称性,在计算线圈磁场时只需要计算 yOz 平面内的磁场分布。

本研究在线圈圆环上取得的小段微元 $dl = -b \sin \varphi d\varphi i + b \cos \varphi d\varphi j$, 根据毕奥萨法尔定律得到电流元 dl 在点 $P(R, \theta, z)$ 处产生的磁感应强度:

$$dB = \frac{\mu_0 I}{4\pi} \cdot \frac{dl \times R_1}{R_1^3} \quad (2)$$

其中: $R_1 = \sqrt{(b^2 + y^2 + z^2 - 2yb \sin \varphi)}$ 。

进而得到整个线圈在点 $P(R, \theta, z)$ 处 y 方向上产生的磁场强度 B_y 为:

$$B_y = \frac{\mu_0 I b}{4\pi} \int_0^L (z - z') \int_0^{2\pi} \frac{\sin \varphi}{(b^2 + y^2 + (z - z')^2 - 2yb \sin \varphi)^{\frac{3}{2}}} \cdot d\varphi dz' \quad (3)$$

导体在 z 轴方向上产生振动,忽略在 x, y 方向上的振动,得到阻尼器在 z 方向上所产生的阻尼力为:

$$F = \int_V \times B dV = \sigma \delta v \int_0^{2\pi} \int_0^{r_c} y B_y^2(y, l_g) dy d\varphi = 2\pi \sigma \delta v \int_0^{r_c} y B_y^2(y, l_g) dy \quad (4)$$

式中: σ —导体电导率, δ —导体厚度, v — z 轴方向上的速度, l_g —导体与线圈间距, J —电涡流密度: $J = \sigma E = \sigma(v \times B) = \sigma v(-B_y i + B_x j)$ 。

而考虑线圈中的时变电流所产生的磁场强度变化时,产生的感生电动势为 $V_T = \oint_c E dl = - \int_s (\partial B / \partial t) ds$,在麦克斯韦方程组中,磁通密度等于磁矢位的旋度,因此有 $B = \nabla \times A$ 。根据斯托克斯定理可以得到导体中总的电动势 $E' = v \times B - \partial A / \partial t$ 。

则导体中的电涡流密度可表示为:

$$J' = \sigma E' = \sigma \left[(v \times B) - \frac{\partial A}{\partial t} \right] \quad (5)$$

根据毕奥萨法尔定律可知线圈在点 P 处产生的磁矢位置:

$$A = \frac{\mu_0 I b}{4\pi} \int_0^L \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\sin\varphi}{\sqrt{(b^2 + y^2 + (z - z')^2 - 2yb\sin\varphi)}} d\varphi dz' \quad (6)$$

将公式(3,6)代入公式(5)得到导体内电涡流密度 J' 后根据 $F_z = \int_V J' \times B dV$ 计算则可得到阻尼器在 z 方向上所产生的阻尼力 F_z 为:

$$\begin{aligned} F_z &= \int_V J' \times B dV = \sigma \int_V \left[(v \times B) - \frac{\partial A}{\partial t} \right] \times B dV \\ &= -\sigma \delta \left[\int_0^{2\pi} \int_0^{r_c} y \frac{\partial A_\phi}{\partial t} B_y(y, l_g) dy d\varphi - v \int_0^{2\pi} \int_0^{r_c} y B_y^2(y, l_g) dy d\varphi \right] \\ &= 2\pi \sigma \delta \left[\int_0^{r_c} y \frac{\partial A_\phi}{\partial t} B_y(y, l_g) dy - v \int_0^{r_c} y B_y^2(y, l_g) dy \right] \end{aligned} \quad (7)$$

1.2 同位阻尼磁轴承模型

电涡流的产生主要由线圈中的时变电流所产生的磁场强度的变化和导体在磁场中的运动两部分组成。因此同位阻尼力 F_z 包括动生电涡流阻尼力 F_M 和感生电涡流阻尼力 F_T 两部分,即:

$$F_z = \int_V \sigma \cdot (v \times B) \times B dV - \sigma \cdot \frac{\partial A}{\partial t} \times B dV = F_M + F_T \quad (8)$$

其中感生电动势产生的电涡流阻尼力主要与阻尼

线圈电流有关,动生电动势产生的电涡流阻尼力与导体的振动速度成正比关系,因此动生电涡流阻尼力 F_M 可以看作是一个粘性阻尼力,阻尼系数为:

$$C_D = \frac{F_M}{v} = -2\pi \sigma \delta \int_0^{r_c} y B_y^2(y, l_g) dy \quad (9)$$

当系统采用PD控制时,电流可表示为: $i = px + d\dot{x}$, F_x 则表示为 $F_x = k_x x + k_i(px + d\dot{x})$,因此系统动力学模型可以表示为:

$$m\ddot{x} - (k_i d + C_D)\dot{x} - (k_x + k_i p)x = F_T \quad (10)$$

2 仿真与结果分析

2.1 阻尼力特性分析

笔者针对本研究的新型电涡流阻尼,利用Matlab/Simulink软件进行了仿真分析其特性,阻尼器及导体有关参数取值如下: $n = 200$ 匝, $b = 1.0$ cm, $L = 5.0$ cm, $D = 2$ mm, $r_c = 10$ cm。

对于 $x = 0$,即在 yOz 平面内,磁场强度的径向分布情况如图4所示,分别表示由感生电动势产生的阻尼力分布和由动生电动势产生的阻尼力分布,以及这两部分共同在作用下是导体中总的阻尼力分布。

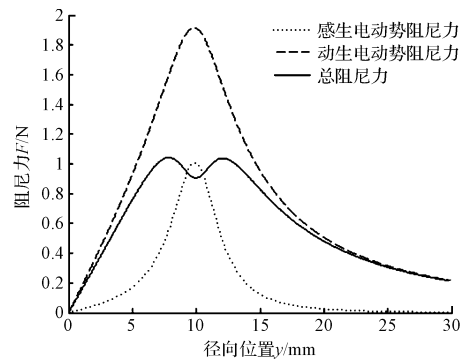


图4 阻尼力的径向分布

从导体中的阻尼力分布图中可以得到,动生电动势产生的阻尼力和感生电动势产生的阻尼力在导体上的分布情况类似,在线圈圆心处都为零,最大值分布在与导体上线圈半径相同的位置。而最终出现在导体中总的同位阻尼力为感生电动势阻尼力和动生电动势阻尼力之差,同位阻尼力在线圈圆心处也为零,而最高值约为1 N分布在线圈半径两侧附近。

改变线圈中电流值得到阻尼力与电流的关系。从图中可以得到当线圈电流增大时,阻尼力也随之增加,大致呈正比关系,而且阻尼力在导体上的分布保持了径向分布的特性,两个峰值分布在线圈半径两侧。

观察阻尼力模型中的感生电动势部分,由于三角函数关系,频率相同的两个正弦波合成一个频率加倍的正弦波,得到动生电动势部分产生的阻尼力有双频

效应,即阻尼力的频率为电流频率的两倍。

阻尼力与电流的关系如图 5 所示。

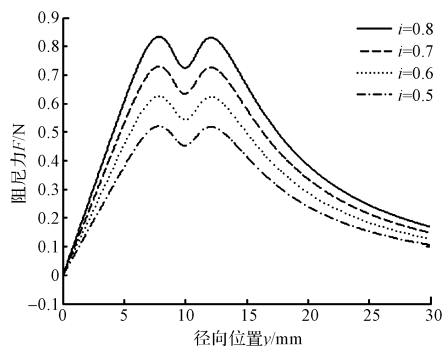


图 5 阻尼力与电流的关系

感生阻尼力部分的双频效应如图 6 所示。

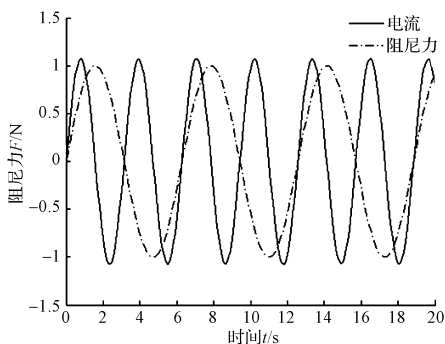


图 6 感生阻尼力部分的双频效应

2.2 系统振动特性分析

为了验证新型阻尼对磁轴承转子的振动抑制性

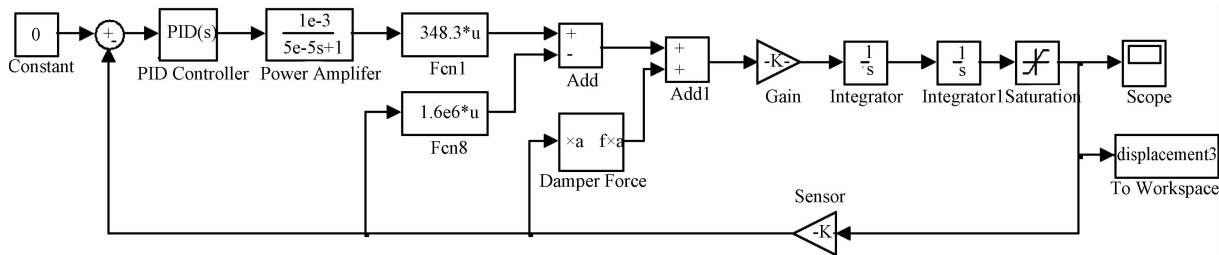


图 7 新型磁轴承仿真模型

不同比例参数下系统的振动位移特性如图 8 所示。

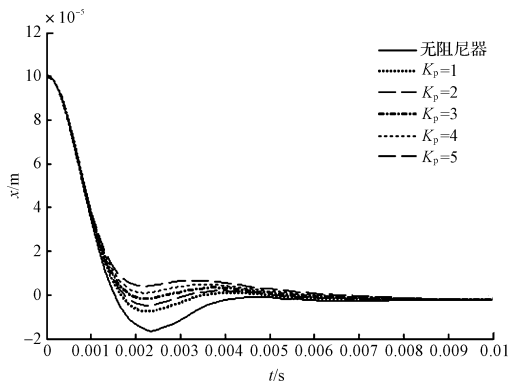


图 8 不同比例参数下系统的振动位移特性

不同的阻尼部分比例系数 K_{pd} 下系统的振动位移特性。在不添加阻尼部分时,系统的振动较大,幅度达

能,本研究在 Simulink 环境下建立了磁轴承转子仿真模型。具体参数如下:电磁参数 $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$ (H/m), 线圈匝数 $n = 100$, 线圈磁极面积 $A = 0.3 \times 10^{-3}$ m², $C_0 = 0.2 \times 10^{-3}$ m, $I_0 = 1$ A, 转子系统的质量 $m = 5$ kg, 根据计算公式可以得到磁轴承的位移刚度系数和电流刚度系数: $k_x = 1.6 \times 10^6$ (N/m), $k_i = 348.3$ (N/A)。

系统功率放大器的传递函数用一阶滞后环节近似,其传递函数为:

$$G_a(s) = \frac{A_a}{1 + T_a \cdot s} = \frac{1 \times 10^{-3}}{1 + 5 \times 10^{-5}s} \quad (11)$$

位移传感器也近似一阶滞后环节,考虑到其时常数很小,因此其传递函数简化为:

$$G_s(s) = \frac{A_s}{1 + T_s \cdot s} = 1 \times 10^7 \quad (12)$$

通过参数整定确定支承部分 PD 控制参数为: $K_{pr} = 1$, $T_{dr} = 0.0005$, $K_{dr} = 0.002$ 。控制器的传递函数为:

$$G_c(s) = K_{pr} + \frac{K_{dr}s}{1 + T_{dr}s} = 1 + \frac{5 \times 10^{-4}s}{1 + 0.002s} \quad (13)$$

得到控制系统传递函数为:

$$I(s) = G_s(s)G_c(s)G_a(s)X(s) \quad (14)$$

本研究在确定磁轴承支承控制参数后,调整同位阻尼部分的控制器参数,初始给予系统 0.1 mm 的振动位移偏差,观察系统在 PD 控制下的响应情况。仿真模型如图 7 所示。

到 1.65×10^{-5} m, 上升时间为 0.002 3 s, 最终达到稳定值 2×10^{-6} m。为了达到更好的控制效果,笔者向系统中增加阻尼力部分,从图中可以得到,对于不同阻尼力部分的比例系数参数下,系统的振动位移都较小,取 $K_{pd} = 3$ 时,系统振动超调量仅为 2×10^{-6} m, 稳定值达到了 2×10^{-7} m, 说明了阻尼力有利于系统位移偏差的恢复。

笔者观察不同比例参数下线圈的电流大小,得到电流变化规律如图 9 所示。电流随着比例参数增大而增大,电流在 0.002 s 时最大,然后减小,当转子逐渐稳定后电流趋向于 0。取 $t = 0.002$ s 时的电流值和转子振动位移得到了在调节过程中最大电流与位移的关系曲线如图 10 所示。

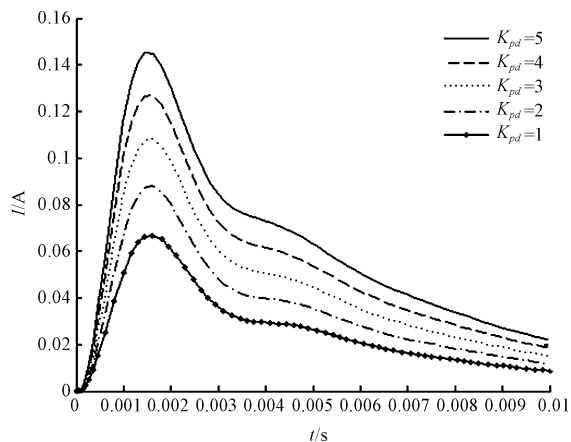


图9 阻尼器线圈电流与比例参数关系

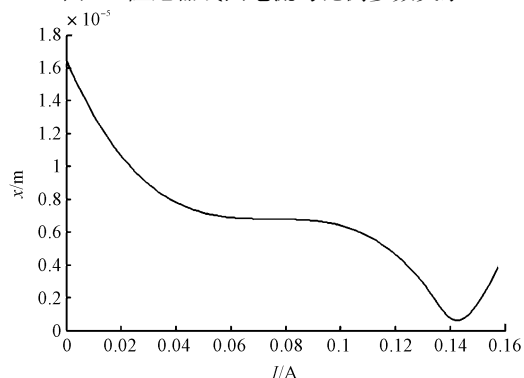


图10 振动位移与阻尼线圈电流大小关系

从图10中可以看出当阻尼线圈电流为0时,即阻尼器不工作时系统振动最大偏差量为 1.65×10^{-5} m,随着电流的增加,系统振动位移最大偏差迅速减小,从 1.65×10^{-5} m 减小到了 2×10^{-6} m,且随着线圈电流的增大抑制能力存在最优值,当电流为0.14 A时振动抑制效果最好。

3 结束语

本研究将新型同位阻尼器与单自由度磁轴承相结合,提出了一种新型同位阻尼磁轴承模型,用于抑制磁悬浮转子的振动,解决了目前阻尼器与磁轴承异位安装导致的检测位移不一致问题。笔者首先详细推导了同位阻尼力模型,通过与以往阻尼力模型对比,本研究模型考虑了线圈电流变化对阻尼力的影响并利用磁矢位计算使阻尼模型更加精准。接着通过对阻尼力模型仿真得到阻尼力相关特性,包括与线圈电流关系以及

在导体上的分布情况。最后在建立新型同位阻尼磁轴承模型基础上,通过仿真实验验证新型同位阻尼的抑制振动能力。

实验结果表明,新型磁轴承系统中的同位阻尼能大大减小振动位移超调量,有利于系统位移偏差恢复,能够达到增强磁轴承转子系统抑制振动能力的目的。

参考文献 (References):

- [1] GERHARD S. Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery[M]. Berlin Springer,2010.
- [2] 徐 旸,时振刚,赵 雷,等.电磁轴承阻尼上限的动态特性分析[J]. 武汉理工大学学报:信息与管理工程版. 2010,32(2):238-240.
- [3] SODANO H A, BAE J S, INMAN D J et al. Concept and model of eddy current damper for vibration suppression of a beam[J]. **Journal of Sound and Vibration**,2005,288(s4-5):1177-1196.
- [4] BAE J S, HWANG J H, ROH J H, et al. Vibration suppression of a cantilever beam using magnetically tuned-mass-damper[J]. **Journal of Sound and Vibration**. 2012,331(331):5669-5684.
- [5] SODANO H A, BAE J S, INMAN D J, et al. Improved Concept and Model of Eddy Current Damper[J]. **Journal of Vibration and Acoustics**,2006,128(3):294-302.
- [6] GRAVES K E, TONCICH D, IOVENITTI P G. Theoretical comparison of motional and transformer EMF device damping efficiency[J]. **Journal of Sound and Vibration**. 2000,233(3):441-453.
- [7] 祝长生. 径向电涡流阻尼器对柔性转子系统振动的控制[J]. 机械工程学报. 2007,43(12):120-127.
- [8] 祝长生. 时变磁场下径向电涡流阻尼器的动力特性[J]. 机械工程学报. 2009,45(8):31.
- [9] 占智军,祝长生. E型径向电磁轴承的参数设计及特性分析[J]. 机电工程,2013,30(3):267-272.
- [10] 曹青松,张 敏. 横向电涡流阻尼器阻尼力的计算分析[J]. 噪声与振动控制. 2010,30(5):181-185
- [11] 谢振宇,李克雷,赵钦泉,等. 磁悬浮阻尼器对磁悬浮转子系统动态特性影响[J]. 航空动力学报. 2008,23(6):1087-1092.
- [12] 徐兴文,郑堤,胡利永,等. 磁流变差动阻尼器的设计与有限元分析[J]. 机电工程,2013,30(10):1188-1191.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

闻 声,胡雄心,于振杰,等. 新型同位阻尼磁轴承模型及其特性研究[J]. 机电工程,2016,33(7):831-835.

WEN Sheng, HU Xiong-Xin, YU Zhen-Jie, et al. Model and characteristics of magnetic bearing with co-located damper[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2016,33(7):831-835.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>