

# 基于磁流变阻尼器的磁悬浮转子系统的振动特性研究

吕楠, 丁鸿昌, 刘鲁伟, 李茂源

(山东科技大学机械电子工程学院, 山东 青岛 266590)

**摘要:**磁悬浮转子系统刚度、阻尼可调范围小, 振动抑制能力差, 限制了磁悬浮轴承的推广使用, 基于磁流变效应的磁流变装置可以对自身的刚度、阻尼进行快速、可控的调节。本文以磁流变技术和磁悬浮技术为基础, 对基于磁流变阻尼器的磁悬浮转子系统的机械结构进行了设计与研究, 提出了一种新的结构方案, 并将该结构简化为有限元模型, 借助 ANSYSWORKBENCH 与 MATLAB 软件对该结构的减振特性进行了仿真分析, 验证了该结构的可行性, 可以通过调整阻尼器刚度、阻尼来改变转子临界转速附近的振幅, 有效帮助转子系统跨越临界转速。

**关键词:**磁流变; 磁悬浮; 有限元; 临界转速; 减振

中图分类号: TN929.5

文献标志码: A

文章编号: 1672-3767(2016)05-0109-05

## Research on Vibration Characteristics of Magnetic Suspension Rotor-bearing System Based on Magnetorheological Damper

LÜ Nan, DING Hongchang, LIU Luwei, LI Maoyuan

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and  
Technology, Qingdao, Shandong 266590, China)

**Abstract:** As for the damping controllability of MRF, structure design and research based on the MRF are made for the magnetic suspension rotor damper in this paper. According to the working principle of MRF damper, damper mechanical design are completed and the mathematical model of magnetic suspension rotor are established and simplified. Modal analysis of the rotor is simulated by the means of ANSYS and numerical simulations of amplitude of the rotor is made by the means of MATLAB. The results show that the MRF damper has a good damping effect, and can avoid the rotor resonance appropriately.

**Key words:** MRF; magnetic suspension; finite element method; critical speed; vibration reduction

磁悬浮转子系统具有可以控制磁悬浮轴承支承转子各个自由度的刚度和阻尼的特性, 故能在一定范围抑制转子的振动, 使转子安全稳定地运转。但是磁悬浮转子系统刚度阻尼可调范围小, 振动抑制能力差, 这在很大程度上限制了磁悬浮轴承的推广使用<sup>[1]</sup>。磁流变液是一种新型智能材料, 能够在外加磁场作用下改变自身磁学、力学、热学、光学等性能, 实现固液状态的可控、快速、可逆的转变, 并具有一定的屈服剪切应力。文献[2]提出通过使用离散时间约束模型来抑制磁悬浮转子的振动幅度, 但该方法余振明显。文献[3]对磁悬浮转子系统的径向磁流变支承结构的变形情况以及磁场耦合情况进行了分析, 但不够完整。文献[4]对系

收稿日期: 2016-01-19

基金项目: 青岛市黄岛区科技计划项目(2014-1-106); 青岛市博士后研究人员应用研究项目; 山东科技大学人才引进启动基金资助项目(2013RCJJ017)

作者简介: 吕楠(1992—), 女, 山东济宁人, 硕士研究生, 主要从事机电一体化、磁悬浮高速电机的结构设计与动力学性能方面分析。E-mail: Lvnan\_xcln@163.com

丁鸿昌(1978—), 男, 山东胶南人, 讲师, 博士, 主要从事机电一体化、磁悬浮高速电机的结构设计与动力学性能分析。

统中的磁流变阻尼器的关键内部结构的压力场进行了分析,为磁流变构件的研究提供了参考依据。文献[5]、[6]分别对磁流变液效应过程中的剪切应力、导电性能进行了分析,得出了基于磁流变材料的结构能够稳定工作的有效配制体积比等有效参数。文献[7]提出使用增益相位修正的方法对转子系统的位移、力、转矩进行同步调整的方式来控制振幅的变化。本文中所研究的基于磁流变阻尼器的磁悬浮转子系统,是对已有磁悬浮支承结构的改进,在磁悬浮转子系统和其他机械结构之间增加了一个快速可控的刚度、阻尼调整的中间装置。文中对该结构的减振特性展开研究,以磁悬浮转子为研究对象,基于转子动力学理论,通过理论研究与数值模拟的方法,分析并验证该结构的减振效果。

## 1 磁流变阻尼器工作原理

一般认为,磁流变液的工作是磁流变效应来实现的,即在液态和固态之间进行快速可逆的转化,而磁流变液的粘度、塑性和粘弹性也随着其状态的改变而改变,由于磁流变效应反应快速且可控,应用于阻尼器则表现为阻尼器的刚度、阻尼的快速、可控的变化,磁流变效应过程示意图如图 1 所示。在磁流变阻尼器中,当主动件与固定件之间存在转速差时,主动件将在磁流变效应产生的剪切屈服应力的作用下受到抑制,外加磁场消失时,磁流变液保持牛顿流体状态,此时,主动件和被动件之间就只有微小的液体粘力作用,可以忽略,从而保证了转轴的自由转动。

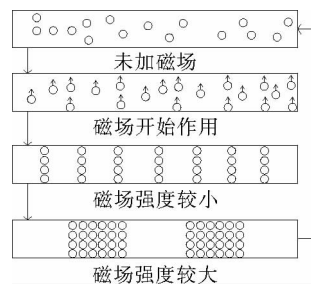
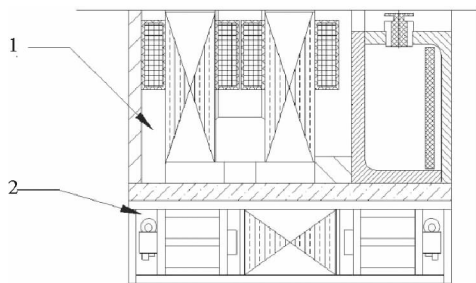


图 1 磁流变效应示意图

Fig. 1 Magneto-rheological(MR) effect

## 2 磁流变阻尼器结构设计

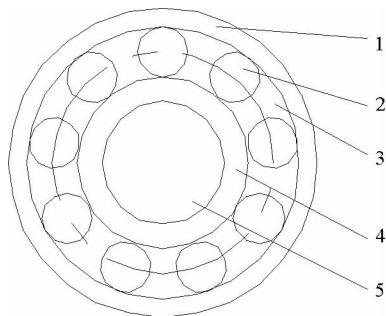
在对磁流变阻尼器进行设计时应注意两个关键点,一个是磁流变阻尼器和磁悬浮轴承两个磁场的独立性,二是保证磁流变液磁阻足够小的问题。基于上述两点,笔者设计了一种新型减振机构<sup>[8]</sup>(图 2),当磁流变结构和磁悬浮结构两部分的磁场距离较小的时候,两个磁场可能出现耦合现象,故两个磁场直接距离应设计得足够大。为减小磁阻,适当减小磁流变液的厚度,但磁流变液厚度太薄不仅会缩减阻尼范围,也会增加生产成本,此处取  $h$  为  $0.2 \sim 1 \text{ mm}$ <sup>[3]</sup>。



1—磁悬浮轴承;2—磁流变阻尼器

图 2 减振结构图

Fig. 2 Damping structure



1—外壳;2—滚子;3—磁流变液;4—外轴;  
5—芯轴;其中,1,2,4 为导磁材料

图 3 阻尼器工作结构示意图

Fig. 3 Structure diagram of the MR damper

阻尼器的主要结构如图 3 所示,为了保证磁场强度和结构稳定性,导磁材料选用纯铁<sup>[5]</sup>。同时为了增加轴与壳体间通过磁流变液传递的扭矩,达到控制阻尼系数的作用,外轴与外壳之间充满磁流变液。考虑到磁流变液的沉淀和不均匀等现象的发生,在外轴与外壳之间安置滚子,通过支持架支撑,滚子上下距离各留  $0.5 \text{ mm}$ ,使得磁流变液有足够的工作空间。外轴、外壳导磁,形成两个磁版,当线圈通电后机构工作,外壳固定,通过磁流变液的剪切作用,增加阻尼系数,使得轴的转动受到抑制。

### 3 转子振动特性分析

#### 3.1 磁悬浮转子系统理论模型

磁悬浮转子系统机构复杂,为便于分析,将其简化为质量-刚度-阻尼模型,如图4所示,其中 $m_1$ 是转子质量, $m_2$ 是磁悬浮轴承质量, $f_1(t)$ 是转子过临界所产生的激励矩阵, $x_1$ 是转子位移向量, $x_2$ 是磁悬浮轴承位移向量, $K_1$ 、 $C_1$ 分别是磁悬浮轴承的刚度、阻尼矩阵, $K_2$ 、 $C_2$ 分别是阻尼器的刚度、阻尼矩阵,不计系统的陀螺效应,则系统的运动微分方程可以表示为:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 \\ -C_1 & C_1 + C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(t) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

从上式可知,当转子的不平衡量是一个固定值时,转子的位移取决于刚度、阻尼和转子加速度。用 $M$ 、 $C$ 、 $K$ 分别表示系统的质量、阻尼和刚度矩阵,则有: $\dot{x}_1 = \dot{x}$ ,  $\dot{x}_2 = \dot{x}_1$ 。用 $e$ 表示偏心质量,则式(1)可以写为:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2,$$

$$\ddot{x}_2 = (e \dot{\theta} \cos \theta + e \ddot{\theta} \sin \theta) - \left(\frac{C}{M}\right) x_2 - \left(\frac{K}{M}\right) x_1. \quad (2)$$

转子振动的幅值频响函数为:

$$|H'(\omega)| = \frac{\sqrt{(K_1 + K_2 - \omega^2 M)^2 + (C_1 + C_2) \omega^2}}{|\Delta(\omega)|}. \quad (3)$$

式中 $\omega$ 为转子过临界时的频率, $\Delta(\omega)$ 为振幅变化量,且

$$\Delta(\omega) = \det \begin{bmatrix} K_1 + j\omega C_1 - \omega^2 m_1 & -K_1 - j\omega C_1 \\ -K_1 - j\omega C_1 & K_1 + K_2 + j\omega(C_1 + C_2) - \omega^2 m_2 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

从系统运动方程式中可以看出,转子的幅值与等效刚度、等效阻尼有直接关系,通过合理取值能够实现幅值的最优化并且有效抑制转子的振动。

#### 3.2 仿真分析

磁悬浮转子系统和磁流变阻尼器结构零部件繁多,结构复杂,为确定转子过各临界转速时磁流变阻尼器应提供的刚度和阻尼,本文从转子动力学的方面对其进行简化分析,将磁悬浮轴承等效为 $x$ 、 $y$ 方向的可调弹簧阻尼支承,简化模型如图5所示。

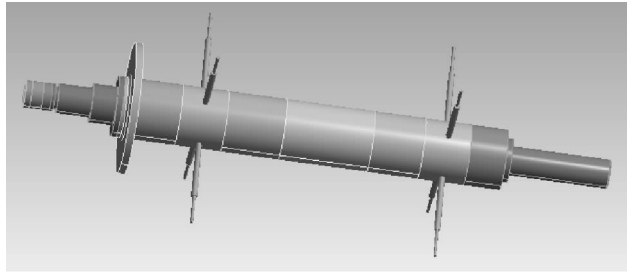


图5 仿真模型图

Fig. 5 Model of the rotor-bearing system

为对比说明有磁流变液阻尼器的效果,分别计算转子在安装和不安装阻尼器时的临界转速,改变阻尼器的等效刚度 $K$ 、等效阻尼 $C$ 的数值,在对比观察临界转速的变化,仿真时其余参数均一致,此处取磁悬浮轴承参数 $K_1 = 87\ 700\ \text{N/m}$ ,  $C_1 = 7.087\ \text{N} \cdot \text{s/m}$ ,取转子加速度 $\ddot{\theta} = 150\ \text{rad/s}^2$ 。

转子系统的前三阶临界转速随刚度、阻尼变化情况如表1所示。对比前三阶临界转速的变化情况可以发现,随着磁流变液阻尼器刚度值的增大,前三阶临界转速呈现减小的趋势,但刚度值大到一定程度( $10^5 \sim 10^6\ \text{N/m}$ )时,对转子临界转速的相对影响较小,考虑到磁流变液阻尼器的自身刚度不能太低,因此没有必要把刚度降到太小,能有效改变转子系统的临界转速,帮助转子更好地穿越临界转速即可。再者,改变刚度值导致的临界转速数值的上下浮动并不大,且刚度值过大( $10^6\ \text{N/m}$ )时,临界转速的变化变得不规律。相对而言,阻尼的变化对临界转速的影响不大,且不规律。随着磁流变液阻尼器阻尼值的增大,前三阶临界转速呈现规律性增加的趋势,但随着阶次的增加,增加阻尼对临界转速的影响变得不规律。

表 1 前三阶临界转速变化表

Tab. 1 Changes of the first three order critical speed

系统状态参数		第 1 阶临界转速	第 2 阶临界转速	第 3 阶临界转速
		/Hz	/Hz	/Hz
无磁流变阻尼器		131.35	400.43	697.26
MRD 刚度 $K$ / (N/m)	$10^3$	128.65	388.36	691.32
	$10^4$	124.21	384.84	687.32
	$10^5$	121.75	379.95	685.89
	$10^6$	122.2	380.69	686.09
MRD 阻尼 $C$ / (N · s/m)	100	131.70	402.29	696.99
	200	133.22	400.89	698.87
	300	133.09	404.38	699.93
	500	155.98	407.06	672.74

为探究改变磁流变阻尼器的刚度、阻尼对转子振幅的影响,保持磁悬浮转子系统各参数不变,对磁流变阻尼器的取不同阶次的刚度值、不同大小的阻尼值,取转子加速度  $\ddot{\theta} = 150 \text{ rad/s}^2$ ,运用 MATLAB 对转子振幅进行仿真,仿真结果如图 6、图 7 所示。

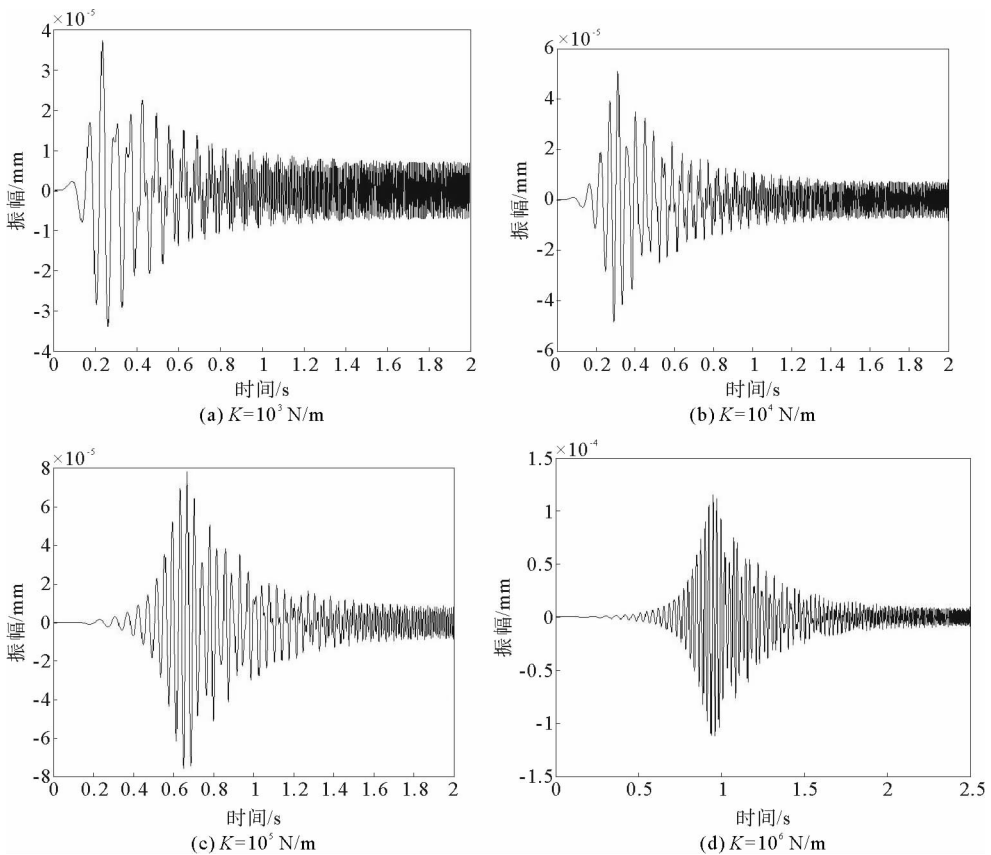


图 6 刚度改变对转子振幅的影响

Fig. 6 Amplitude of the rotor under different stiffness

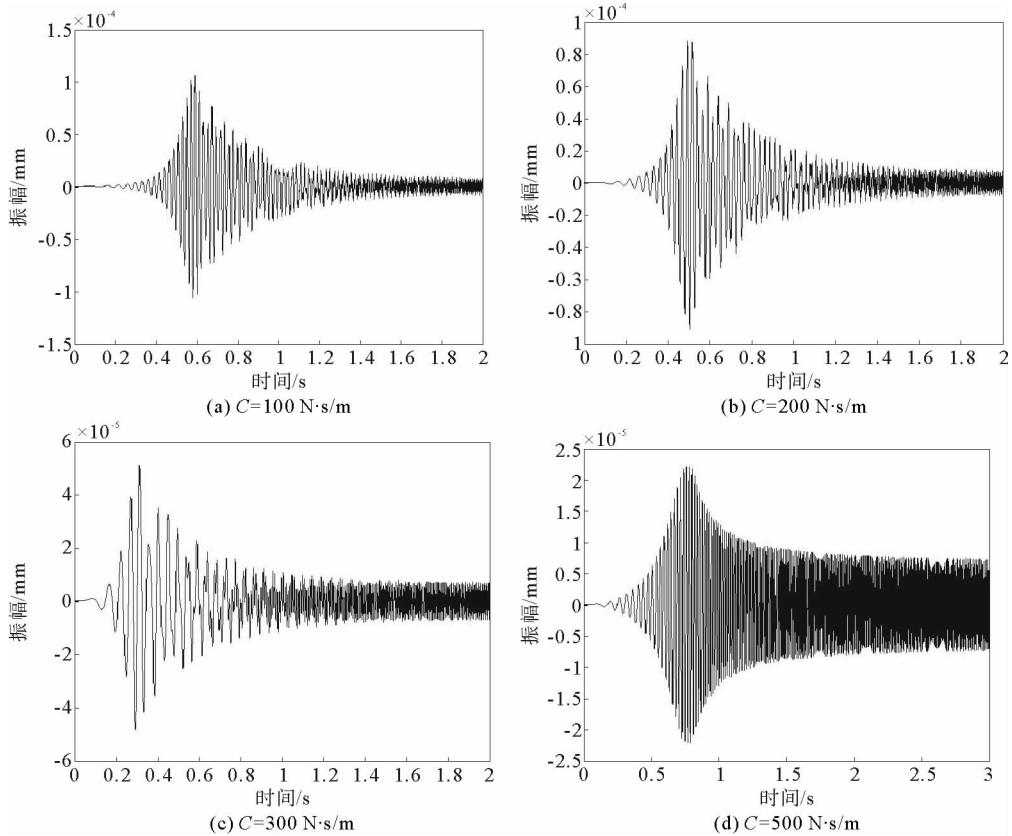


图7 阻尼改变对转子振幅的影响

Fig. 7 Amplitude of the rotor under different damping

从图中可以看出,随着阻尼器支承刚度阶次的增加( $10^3 \text{ N/m} \sim 10^6 \text{ N/m}$ ),转子的振幅逐渐增大( $4 \times 10^{-5} \sim 1.5 \times 10^{-4} \text{ mm}$ )。因此,要减小转子穿越临界转速的振幅,应该在满足支承要求的前提下减小支承刚度。此外,随着支承刚度的增大,转子的临界转速也增大,且其变化幅度较大。因此,在对转子系统进行瞬态响应分析时,可以通过支承刚度的改变来调整转子的临界转速,降低转子在临界转速附近的振幅,以平稳穿越临界转速。对阻尼器阻尼进行调节时,在一定范围( $100 \sim 500 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ )内调节阻尼值,随着阻尼值的增加,转子的最大振幅减小,但阻尼的改变对临界转速影响不大,可以忽略。在对转子进行振动控制时,可以通过增大阻尼从的方法来减小转子临界转速附近的振幅。但当阻尼增大到一定值( $500 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ )时,转子振幅的下降幅度逐渐减小,故阻尼的优选应该综合考虑阻尼器变化范围内的阻尼-振幅变化趋势。

综上所述,对于磁流变阻尼器支承的磁悬浮转子系统而言,随着磁流变阻尼器支承刚度的增大,转子的临界转速、临界转速附近的振幅也随之增大,临界转速受刚度影响较大;随着磁流变阻尼器阻尼值得增加,转子的振幅减小,但随着阻尼值的增大,对振幅的影响逐渐减小。

#### 4 结语

本文以磁流变技术和磁悬浮技术为基础,对基于磁流变阻尼器的磁悬浮转子系统的机械结构进行了设计,提出了一种新的结构方案,并建立理论模型,借助 ANSYSWORKBENCH 与 MATLAB 软件对该结构的减振特性进行了仿真分析。

基于磁流变结构刚度、阻尼可调的特性,可以藉对磁流变阻尼器刚度、阻尼的改变,改善磁悬浮转子系统临界转速穿越的难题,在阻尼器刚度值在  $10^5$  (阶次) $\text{N/m}$ 、阻尼值在  $500 \text{ N}\cdot\text{s/m}$  附近时减振效果最优,即可以有效帮助磁悬浮转子平稳穿越共振区,以保障转子系统的正常工作。上述分析得出结论:该结构可以得到良好可控的减振效果,对磁悬浮转子系统结构的优化设计提供了参考依据。