

磁流变液阻尼器在转子振动控制中的应用*

汪建晓^{ab}, 孟光^{ab**}

(a. 上海交通大学振动、冲击、噪声国家重点实验室, 上海 200030;

b. 佛山大学思源机电一体化研究所, 佛山 528000)

摘要: 设计了一种转子振动控制用的剪切式磁流变液阻尼器, 建立了磁流变液阻尼器-悬臂转子系统的分析模型, 理论和实验研究了转子系统的不平衡响应特性。研究表明, 随着施加磁场强度的增加, 磁流变液阻尼器的阻尼和刚度增大, 转子系统的临界振幅明显下降, 系统的临界转速也明显提高。通过简单的开关控制, 可抑止转子通过临界转速过程中的振动。

关键词: 磁流变液; 阻尼器; 转子; 振动控制

中图分类号: O328 文献标识码: A

1 引言

电流变液和磁流变液是在外加电场或磁场作用下流变特性发生急剧变化的材料。它们的基本特征是在电场或磁场作用下能在瞬间(毫秒级)从自由流动的液体转变为半固体, 呈现可控的屈服强度, 而且这种变化是可逆的。利用这类液体的流变效应可制成各种阻尼器, 用于调节系统的阻尼或刚度特性。Nikolajsen、孟光和姚国治等人利用电流变液阻尼器进行了转子系统振动控制的实验和理论研究^[1-3], 发现电流变液阻尼器的阻尼减振效果很好, 且容易控制。与电流变液相比, 磁流变液具有屈服强度高, 对污染不敏感, 可采用低压电源等优点, 因而自90年代初以来磁流变液引起了研究者的兴趣。近年来, 对各种磁流变液阻尼器的研究也逐渐增多, 但磁流变液阻尼器用于转子振动控制的研究还很少。

我们研究设计、制作了一种剪切式磁流变液阻尼器, 并将其应用于实验转子系统的振动控制, 通过理论和实验研究了转子系统的不平衡响应特性, 提出了抑制转子临界振动的控制方法。

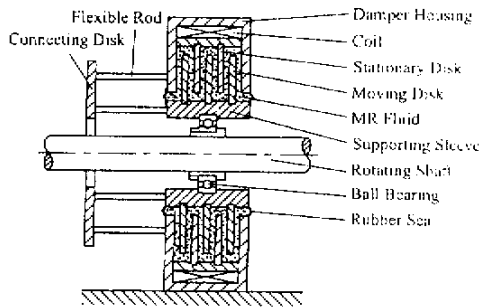


图1 磁流变液阻尼器的结构

Fig.1 Structure of the MR fluid damper

* 国家自然科学基金(19972054)及广东省自然科学基金(990839)资助项目。

** 通讯联系人, Email: gmeng@mail1.sjtu.edu.cn

收稿日期: 2001-08-14; 修回日期: 2001-08-25。

2 实验装置^[4]

阻尼器的结构如图 1 所示。该阻尼器具有 3 个移动盘和 2 个静止盘,移动盘跟随转子滚动,盘间距为 1.5 mm。线圈通以直流电以产生磁场,且应保证磁场沿垂直于移动盘表面的方向穿过间隙中的磁流变液。由弹性杆、联接盘和支承套组成弹性杆式弹性支座,用于给滚动轴承提供定心弹性支承。本研究中使用了一种自制的磁流变液,颗粒选用直径为 1 μm 左右的羰基铁粉,载液用运动粘度为 1 × 10⁻⁴ m²/s 的硅油,无添加剂。磁流变液的颗粒体积浓度为 35%。

实验转子系统如图 2 所示,转轴的直径为 9.5 mm,长度为 500 mm。转轴通过半刚性联轴器与一直流电机相连,通过调速器可使转速从 0 到 10⁴ r/min 连续可调。

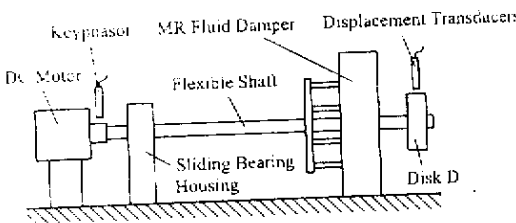


图 2 实验转子系统示意图

Fig.2 Sketch of the experimental rotor system

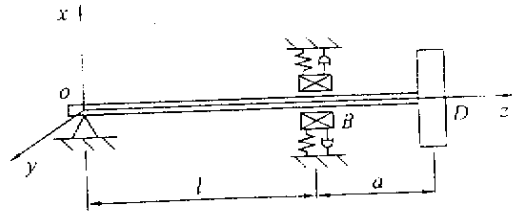


图 3 转子系统简化模型

Fig.3 Simplified model of the rotor system

3 系统模型

实验转子系统可简化为如图 3 所示。假设左边的支承可以看成刚性支承,建立如图 3 所示的坐标系。设悬臂盘中心的坐标为(x_D, y_D),悬臂盘截面转角为(α_D, β_D),阻尼器支承处轴承中心的坐标为(x_B, y_B)。根据转子动力学的分析方法^[5],可得系统的运动微分方程:

$$\begin{cases} m_D \ddot{x}_D + c_T \dot{x}_D + k_{11} x_D + k_{12} \alpha_D + k_{13} x_B = m_D e \omega^2 \cos \omega t \\ m_D \ddot{y}_D + c_T \dot{y}_D + k_{11} y_D - k_{12} \beta_D + k_{13} y_B = m_D e \omega^2 \sin \omega t \\ J_p \ddot{\alpha}_D - J_p \omega \dot{\beta}_D + c_R \dot{\alpha}_D + k_{21} x_D + k_{22} \alpha_D + k_{23} x_B = 0 \\ J_d \ddot{\beta}_D + J_p \omega \dot{\alpha}_D + c_R \dot{\beta}_D - k_{21} y_D + k_{22} \beta_D - k_{23} y_B = 0 \\ m_B \ddot{x}_B + (c_B + c_{MR}) \dot{x}_B + k_{31} x_D + k_{32} \alpha_D + (k_{33} + k_{B_x}) x_B = -F_{MRx} \operatorname{sgn} \dot{x}_B \\ m_B \ddot{y}_B + (c_B + c_{MR}) \dot{y}_B + k_{31} y_D - k_{32} \beta_D + (k_{33} + k_{B_y}) y_B = -F_{MRy} \operatorname{sgn} \dot{y}_B \end{cases} \quad (1)$$

式中, m_D 、 m_B 分别为悬臂盘 D 和阻尼器支承 B 处的质量; c_T 、 c_R 分别为悬臂盘横向移动和沿直径转动的阻尼系数; e 为悬臂盘质心的偏心距; ω 为转轴的旋转角速度; J_p 、 J_d 分别为悬臂盘的极转动惯量和直径转动惯量。刚度系数 k_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$) 分别为

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix}^{-1} = \frac{1}{\det \alpha} \begin{bmatrix} \alpha_{22} & -\alpha_{21} \\ -\alpha_{12} & \alpha_{11} \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中

$$\begin{cases} k_{13} = -\frac{l+a}{l} k_{11} - \frac{1}{l} k_{12}, & k_{23} = -\frac{l+a}{l} k_{21} - \frac{1}{l} k_{22}, \\ k_{31} = k_{13}, & k_{32} = k_{23}, & k_{33} = \left(\frac{l+a}{l}\right)^2 k_{11} + 2 \frac{l+a}{l^2} k_{12} + \frac{1}{l^2} k_{22} \end{cases} \quad (3)$$

$$\alpha_{11} = \frac{a^2(l+a)}{3EI}, \quad \alpha_{12} = \alpha_{21} = \frac{a(2l+3a)}{6EI}, \quad \alpha_{22} = \frac{l+3a}{3EI} \quad (4)$$

$$\det \alpha = \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{vmatrix} = \alpha_{11} \alpha_{22} - \alpha_{21} \alpha_{12} \quad (5)$$

式中, E 为轴的弹性模量; I 为轴的截面惯性矩。

k_{Bx} 、 k_{By} 分别为阻尼器支承在垂直方向和水平方向的刚度,可按下式计算:

$$k_{Bx} = k_{Sx} + k_{MRx}, \quad k_{By} = k_{Sy} + k_{MRy} \quad (6)$$

其中, k_{Sx} 、 k_{Sy} 分别为弹性支承在垂直方向和水平方向的刚度; k_{MRx} 、 k_{MRy} 分别为磁流变液在垂直方向和水平方向的附加刚度。当弹性支承刚度对称时,有

$$k_{Sx} = k_{Sy} = \frac{n_0 n_i}{n_0 + n_i} k_R = \frac{n_0 n_i}{n_0 + n_i} \frac{12 E_R \pi d_R^4}{64 h^3} \quad (7)$$

式中, n_0 、 n_i 分别为外环和内环弹性杆的数量; k_R 为单根弹性杆的刚度; E_R 为弹性杆的弹性模量; d_R 为弹性杆的直径; h 为弹性杆的有效长度。

c_{Bx} 、 c_{MR} 分别为阻尼器支承的粘性外阻尼系数和磁流变液的粘性阻尼系数, F_{MRx} 、 F_{MRy} 分别为磁流变液的库仑阻尼力 F_{MR} 在垂直方向和水平方向的分量。假设转轴的运动轨迹具有任意形状, 移动盘上任一点的速度为 v_B , 则

$$v_B = (\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2)^{1/2} \quad (8)$$

设该速度矢量与 x 轴构成的夹角为 δ , 则

$$\tan \delta = \dot{y}_B / \dot{x}_B \quad (9)$$

一般将磁流变液视为宾汉(Bingham)流体,其剪切应力为

$$\tau = \tau_y + \eta \dot{\gamma} \quad (10)$$

式中, η 为磁流变液的粘度; $\dot{\gamma}$ 为剪应变率。在本模型中, $\dot{\gamma} = v_B/g$, g 为盘间距。 τ_y 为磁流变液的屈服强度,它是由磁流变液的性能和线圈电流 I 、线圈匝数 N 等磁场参数决定的。显然,当液体性能一定和磁路参数一定时,增加电流即可增大磁场强度,从而提高磁流变液的屈服强度。本文将不直接涉及屈服强度与其决定因素的关系,主要研究磁流变液阻尼器的特性对转子系统性能的影响。

将 τ 在整个剪切面上积分,得阻尼力 F_d 及其在垂直方向和水平方向的分量分别为

$$F_d = c_{MR} v_B + F_{MR}, \quad F_{dx} = c_{MR} \dot{x}_B + F_{MRx} \operatorname{sgn} \dot{x}_B, \quad F_{dy} = c_{MR} \dot{y}_B + F_{MRy} \operatorname{sgn} \dot{y}_B \quad (11)$$

$$c_{MR} = n \pi \eta (R_2^2 - R_1^2) / g, \quad F_{MR} = n \pi (R_2^2 - R_1^2) \tau_y \quad (12)$$

$$F_{MRx} = F_{MR} |\cos \delta|, \quad F_{MRy} = F_{MR} |\sin \delta| \quad (13)$$

其中, R_2 、 R_1 分别为移动盘的最大半径和静止盘的最小半径; n 为剪切面的个数。

4 数值仿真

令 $u = [x_D, y_D, \alpha_D, -\beta_D, x_B, y_B]^T$ 则式(1)可简化为:

$$M \ddot{u} + C \dot{u} + K u = F \quad (14)$$

$$M = \begin{bmatrix} m_D & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_D & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_B \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} c_T & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_T & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_R & J_p \omega & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J_p \omega & c_R & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_B + c_{MR} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_B + c_{MR} \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & k_{12} & 0 & k_{13} & 0 \\ 0 & k_{11} & 0 & k_{12} & 0 & k_{13} \\ k_{21} & 0 & k_{22} & 0 & k_{23} & 0 \\ 0 & k_{21} & 0 & k_{22} & 0 & k_{23} \\ k_{31} & 0 & k_{32} & 0 & k_{33} + k_{Bx} & 0 \\ 0 & k_{31} & 0 & k_{32} & 0 & k_{33} + k_{By} \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} m_D e \omega^2 \cos \omega t \\ m_D e \omega^2 \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \\ -F_{MRx} \operatorname{sgn} \dot{x}_B \\ -F_{MRy} \operatorname{sgn} \dot{y}_B \end{bmatrix}$$

为求解式(14) 将其两边左乘 M^{-1} 并移项得

$$\ddot{u} = M^{-1}(F - C\dot{u} - Ku) \tag{15}$$

令 $V = \dot{u}$, $\dot{V} = \ddot{u}$ 则式(15)化为具有 12 个一阶微分方程的方程组:

$$\begin{cases} \dot{u} = V \\ \dot{V} = M^{-1}(F - CV - Ku) \end{cases} \tag{16}$$

利用四阶龙格—库塔积分法从式(16)就可以求得在各个转速下转子的稳态响应。实际计算时应先将式(1)化为无量纲方程,则在式(16)中无需求逆矩阵,从而简化计算过程,并便于参数选择。限于篇幅,这里不列出无量纲方程。

为求解系统在不同转速和磁场强度时的响应值,将磁流变液在磁场作用下的流变效应看成两个效应,即阻尼效应和刚度效应。在增大控制电流、磁场强度增强时,前者用于增加磁流变液的库仑阻尼力,而后者用于增加磁流变液的附加刚度。令 $F_{MR} = \gamma F_{cy}$, $k_{MRx} = \delta k_{Sx}$, $k_{MRy} = \delta k_{Sy}$ 式中 γ 是相对阻尼力系数, δ 是相对刚度系数, F_{cy} 是在不加磁场状态下悬臂盘在水平方向临界转速时的离心力。计算时取弹性支承在水平方向的刚度比垂直方向低 5%。与一般的支承刚度不对称转子一样,由于磁流变液阻尼器支承刚度的不对称,将引起转子系统的轨迹为椭圆形,而且在垂直方向和水平方向的临界转速不相等。下面仅介绍水平方向悬臂盘处的主要计算结果。

图 4 是当仅考虑阻尼效应(即 $\delta = 0$)时磁流变液的库仑阻尼力对转子系统的临界轨迹和幅频响应的影响。由图可见,随着阻尼效应的增加,临界转速处的响应峰值明显减小,而系统的临界转速也有所增大。

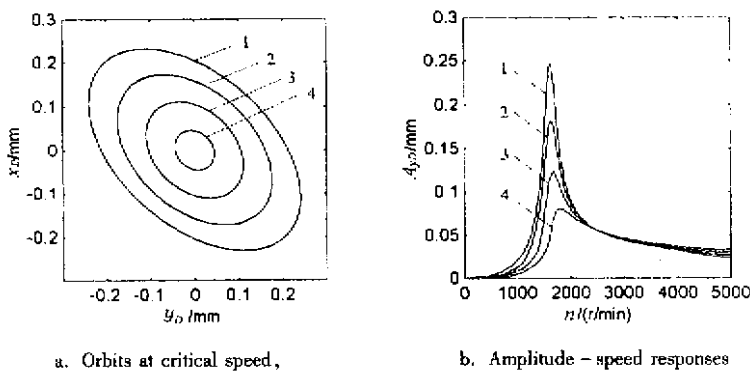


图 4 库仑阻尼力对转子系统特性的影响

1. $\gamma = 0$; 2. $\gamma = 0.5$; 3. $\gamma = 1$; 4. $\gamma = 1.5$

Fig.4 Influence of coulomb damping force on the rotor system

图 5 是当仅考虑刚度效应(即 $\gamma = 0$)时磁流变液的附加刚度对转子系统的临界轨迹和幅频响应的影响。显然,随着刚度效应的增加,系统在原临界转速处的响应峰值显著减小,但系统的临界转速明显增大,在超临界区的振幅也明显增高。在超临界区振幅的增高主要是由于临界转速的增大以及阻尼器粘性阻尼的相对减小而造成的。

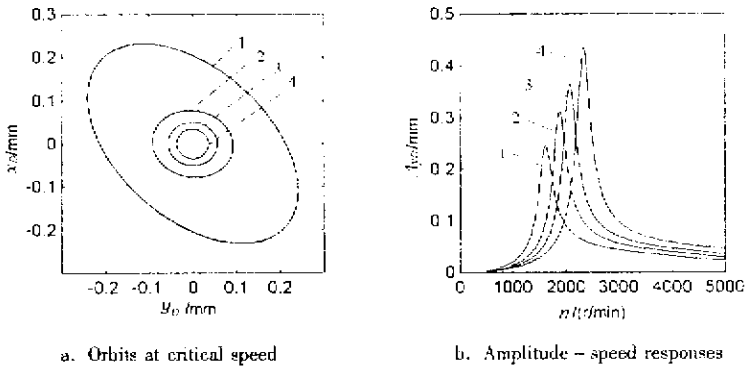


图 5 附加刚度对转子系统特性的影响

1. $\delta = 0$; 2. $\delta = 0.5$; 3. $\delta = 1$; 4. $\delta = 2$

Fig.5 Influence of additional stiffness on the rotor system

实际上,当增加控制电流时,磁流变液的库仑阻尼力和附加刚度都会增大,此时系统的幅频响应取决于磁流变液和阻尼器的性能。图 6 是磁流变效应对转子系统幅频响应的影响。由图可见,系统的幅频响应受到 γ 和 δ 的双重影响。随着磁流变效应的增强, γ 和 δ 增大,系统在临界转速处的振幅下降,而临界转速有一定增加。

5 实验结果^[4]

实验研究了转子系统存在不平衡时系统的升速过临界响应及在不同转速时的响应轨迹。实验转速为 0~5000 r/min,轴心运动轨迹呈椭圆形,说明弹性支承的刚度是不对称的;水平方向最大振幅出现在 1600 r/min 附近,因而系统水平方向的一阶临界转速为 1600 r/min。

图 7 是转子系统在水平方向临界转速处的响应轨迹随施加电流的变化。从图 7 可见:随着施加电流的增加,即磁场强度的增大,系统在临界处的峰值减小。转子水平方向和垂直方向的临界振幅峰-峰值在 1 A 时比 0 A 时分别减小了 57% 和 62%。在电流较大时,转子轨迹还呈现了向方形变化的趋势,波形削波现象较为明显。这是因为此时的磁流变液已趋于类固态,库仑阻尼和系统刚度明显增大,转子运动呈现了碰摩现象。

图 8 为转子系统在水平方向的幅频响应曲线。由图 8 明显可见,当使用磁流变液时,增加电流可在临界转速处和亚临界区减小响应振幅,但在超临界区则使振幅增大;而且在增大电流时系统的临界转速提高。水平方向的临界转速从 0 A 时的 1600 r/min 提高到 1 A 时的

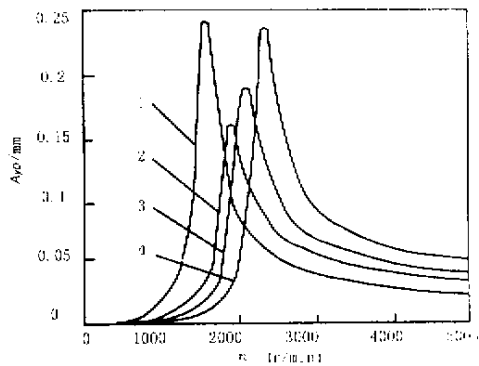


图 6 磁流变效应对转子系统幅频响应的影响

1. $\gamma = 0, \delta = 0$; 2. $\gamma = 1.5, \delta = 0.5$; 3. $\gamma = 2, \delta = 1$; 4. $\gamma = 3, \delta = 2$

Fig.6 Influence of MR effect on amplitude-speed responses of the rotor system

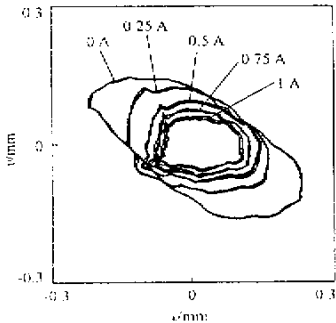


图 7 在临界转速处转子轨迹随电流的变化

Fig.7 Rotor orbits controlled by current at critical speed

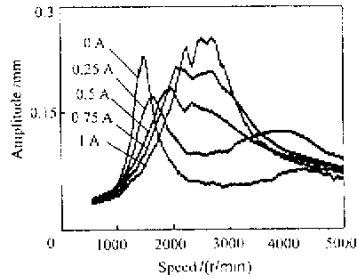


Fig.8 Amplitude - speed curves controlled by currents while increasing rotor speeds

图 8 转子升速时的幅频曲线随电流的变化

2500 r/min 增大了 56%。这也从实验说明 增加电流不仅使液体的库仑阻尼增加,而且增加了阻尼器支承的刚度。显然理论分析和实验所得的幅频曲线(图 6、图 8 较为吻合。

由于磁流变液阻尼器能明显提高临界转速,因此,可通过简单的开关控制抑制转子通过临界转速时的振动。具体方法是:在转子启动时,先施加 1 A 的电流,这时响应沿 1 A 的幅频响应曲线,过临界之后到达一定转速(本实验中取为 1800 r/min,即 0 A 和 1 A 两条曲线的交点附近)时切断电源,则响应就沿着 0 A 的幅频响应曲线。其特性可在瞬间(几个毫秒内)发生变化,因而不会造成振荡响应。转子停机的控制方法则与之相反。图 9 是用此开关控制方法获得的转子升速过临界的幅频曲线和相频曲线。由图 9 可见,在转速为 1800 r/min 时切断电源,响应的振幅和相位很快达到新的稳态,磁流变液阻尼器有效地抑制了一阶临界处的振动,使转子系统顺利越过一阶临界转速。在全转速区内的最大振幅仅为不加电流时的 50% 左右。

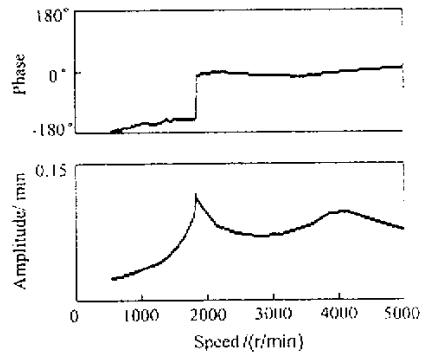


图 9 采用开关控制,转子升速时的频响曲线

Fig.9 Response curves while using on/off control and increasing rotor speeds

6 结 论

本文用剪切式磁流变液阻尼器对悬臂转子的振动控制进行了理论和实验研究。理论分析和实验结果表明 (1) 磁流变液阻尼器在亚临界区和临界转速处的控振效果很好,可大大减小在临界转速处的振幅。支承在磁流变液阻尼器上的悬臂转子的振幅在亚临界区及临界转速处随施加的磁场强度的增加而减小,而在超临界区则随磁场强度的增加而增大。(2) 磁流变液阻尼器的刚度随外加磁场强度的增加而增大,表现为系统的临界转速随磁场强度的增加而升高。(3) 可以通过选择性能优良的磁流变液,并选用恰当的控制方案,使阻尼器具有最佳的减振效果,从而抑制转子通过临界转速时的振动。

参 考 文 献

[1] Nikolajsen J L. *Trans. ASME, J. Vibration and Acoustics*, 1990, **112**(4): 440
 [2] Meng Guang(孟光), Yao Guozhi(姚国治), Yin Dazhang(殷达章). *J. Aerospace Power(航空动力学报)*, 1996, **11**: 265
 [3] Yao G Z, Meng G. *J. Sound and Vibration*, 1999, **219**: 175
 [4] Wang Jianxiao(汪建晓), Meng Guang(孟光). *J. Huazhong Uni. Sci. Tech. (华中科技大学学报)*, 2001, **29**(7): 47
 [5] Gu Jialiu(顾家柳). *Rotordynamics(转子动力学)*. Defense Industry Press(国防工业出版社), Beijing

(北京), 1985

Application of Magnetorheological Fluid Damper in Rotor Vibration Control *

Wang Jianxiao^{ab}, Meng Guang^{ab**}

(a. State Key Laboratory of Vibration, Shock & Noise, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030 ;

b. Siyuan Mechatronics Institute, Foshan University, Foshan 528000)

Abstract A shear mode magnetorheological (MR) fluid damper used for rotor vibration control is designed , and the theoretical model of a cantilever rotor system with the MR fluid damper is established. The imbalance properties of the rotor system is studied theoretically and experimentally. It is found from the study that as the magnetic field strength in the MR fluid damper increases , the damping and stiffness of the damper are increased. The vibration amplitude of the rotor system is decreased at the critical speed , and the critical speed of the rotor system is increased with the increasing of applied magnetic field. The rotor vibration when passing through the critical speed can be controlled by using simple on/off control method.

Key words Magnetorheological (MR) fluids , Damper , Rotor , Vibration control

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (19972054) and the Natural Science Foundation of Guangdong Province , China (990839).

** To whom correspondence should be addressed , Email : gmeng@mail1.sjtu.edu.cn