

电磁型干摩擦阻尼器-双转子系统支承结构 外传振动的主动控制

张 鹏^{1,2}, 蒋明宏¹, 高象宏¹, 祝长生¹

(1. 浙江大学电气工程学院, 浙江 杭州 310027; 2. 郑州轻工业大学机电工程学院, 河南 郑州 450002)

摘要: 利用一种电磁型主动式干摩擦阻尼器 (active magnetic dry friction damper, AMDFD) 来改变支承的阻尼, 以实现航空发动机转子系统支承结构外传振动的有效控制。在传统的双转子系统动力学模型基础上, 建立了能够表征支承外传振动的 AMDFD-双转子-轴承座动力学模型; 采用转速区间开关控制器和无模型自适应控制器, 对 AMDFD 抑制转子支承结构外传振动的有效性进行了仿真分析, 并阐明了 AMDFD 抑制支承结构外传振动的内在机理。在搭建的 AMDFD-双转子系统试验台上, 进行了双转子系统加速通过多阶临界转速区时支承结构外传振动的主动控制试验。结果表明, 利用转速区间的开关控制器和无模型自适应控制器, AMDFD 能够有效地降低各支承位置在各阶临界转速区的外传振动, 降低幅度均超过了 52%。

关键词: 支承外传振动; 电磁型主动式干摩擦阻尼器; 双转子系统; 开关控制; 无模型自适应控制

中图分类号: V21 文献标志码: A DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.202309065

Support transmitted vibration control of an active magnetic dry friction damper-dual rotor system

ZHANG Peng^{1,2}, JIANG Minghong¹, GAO Xianghong¹, ZHU Changsheng¹

(1. College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China; 2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: In order to effectively control the vibration transmitted by the elastic supports of the aero-engine rotor, an active magnetic dry friction damper (AMDFD) is employed to tune the support damping. On the basis of the traditional dynamics model of the dual rotor system, an AMDFD-dual rotor-bearing seat dynamics model that can characterize the transmitted vibration of the support is established. The effectiveness of AMDFD in suppressing the transmitted vibration of the rotor supports is simulated by using a speed interval switching controller and a model-free adaptive controller, and the intrinsic principle in realizing suppression is elucidated. Using the AMDFD-twin-rotor system test rig, the test of transmitted vibration control when rotor passes through the multi-order critical speeds was carried out. The results show that the AMDFD controlled by aforementioned two controllers can effectively reduce the transmitted vibration at each bearing position, and the reduction is more than 52%.

Keywords: support transmitted vibration; active magnetic dry friction damper; dual rotor system; switch control; model-free adaptive control

航空发动机转子的振动会通过支承结构传递给机匣, 进而通过机匣传递给航发系统的其他部件, 如管路、外围附件、机翼等, 影响整个发动机及飞机的正常运行。目前, 航空发动机普遍采用双转子结构, 且逐渐向着轻量化、高转速方向发展, 需要频繁穿越多阶临界转速, 振动特性复杂。为了保证航空发动机的正常运行, 不仅要控制发动机转子系统的振动, 还需要抑制支承结构的外传振动。

外传振动抑制一般有两种方法, 其一是减小振源振动, 其二是采用外部隔振、减振等手段。两种方法都可以采用被动、半主动及主动等措施。在航空发动机振动控制领域, 目前主要还是以转子系统的振动抑制为研究目标, 对发动机转子系统外传振动抑制的研究较少。航空发动机中常用的减振结构是挤压油膜阻尼器^[1], 虽然能够有效地抑制转子系统的振动及外传振动, 但其动力学特性完全取决于设

计的结构参数,对于复杂变工况的适应性较差。

为了实现航空发动机转子系统振动的主动控制,很多学者对主控式弹支干摩擦阻尼器(active elastic-support dry friction damper, AESDFD)展开了研究^[2-4]。在现有航空发动机弹性支承的基础上,增加一对或多对摩擦副,就形成了AESDFD。通过执行机构来对摩擦副间的摩擦力进行实时调节,从而实现转子支承结构阻尼特性的主动控制。AESDFD无需对现有航空发动机结构进行较大的改动,且能够依据工况对支承阻尼特性进行调节,因此在航空发动机振动抑制领域具有广阔的应用前景。

AESDFD的减振特性主要由执行机构和控制策略两方面决定。执行机构主要决定了AESDFD能够达到的最快响应、最大摩擦力以及使用环境。常用的执行机构主要有液压执行器^[5]、压电执行器^[6]和电磁执行器^[7]等。执行器都是通过改变作用在摩擦副之间的正压力以实现对其摩擦力的控制。相对于液压执行器来讲,压电执行器和电磁执行器都具有较小的体积和较快的响应速度,但电磁执行器能够承受更高的环境温度,因此更加适用于航空发动机的高温环境。

控制策略根据转子振动或外传振动在线求解AESDFD所需的控制电流,从而对支承位置的摩擦阻尼进行在线调节,以实现转子振动或外传振动的主动控制。目前常用的有比例P控制或比例-积分PI控制^[8],传统的PI控制器虽然具有较强的鲁棒性和适用性,但对于非线性AESDFD这一被控对象,其控制效果有限。在此基础上,王四季等^[9]提出了改进的PI控制,其实质是变参数的PI控制,需要依据大量的经验数据完成变参数控制律的设计。LIU等^[10]提出了一种基于复模态分解的ADFD-转子系统振动控制方法,但该方法依赖系统模型的模态信息,因此需要精确的系统模型。本课题组设计了转速区间开关控制策略^[11]和无模型自适应控制策略^[12],经试验验证均能够有效抑制转子系统的振动。

目前对AESDFD的研究主要在于转子本身的振动抑制,鲜少关注AESDFD对转子支承结构外传振动的抑制能力。本文利用一种电磁型主控式干摩擦阻尼器(active magnetic dry friction damper, AMDFD)来改变转子支承的阻尼,以实现对于转子支承结构外传振动的有效控制。首先,建立了一种能够考虑支承结构外传振动的AMDFD-双转子-轴承座系统动力学模型。然后,采用转速区间开关控制器及无模型自适应控制器,对转子通过多阶临界转速时,AMDFD抑制支承外传振动的有效性进行了仿真分析。最后,在搭建的AMDFD-双转子系统试验台上,对支承结构外传振动抑制的有效性进行了试验验证。

1 AMDFD-双转子-轴承座系统动力学模型

AMDFD的结构如图1所示,整体上为关于弹性支承左右对称的结构。为了节约轴向空间,弹性支承选用整体式弹性环结构^[13],弹性环的内环与轴承的外环配合,外环安装在轴承座上,内环与外环之间由4对S型弹簧连接,通过改变4对S型弹簧的参数来达到调节弹性环刚度的目的。摩擦副由动摩擦片和静摩擦片2个部分组成,动摩擦片通过螺栓与弹性环的内环固定,随着转子一起转动,静摩擦片固定在力传感器上,力传感器通过螺栓固定在电磁铁上。电磁铁径向通过沿圆周方向均布的8列滚珠进行限位,使其无法沿径向运动,只能沿轴向滑动。整个AMDFD通过螺栓固定在半剖式轴承座中,与轴承座形成一个整体。

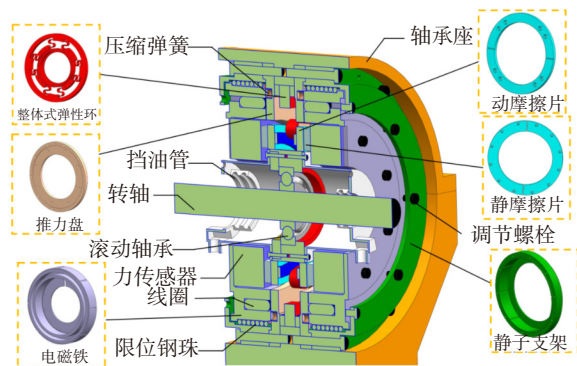


图1 电磁型主控式干摩擦阻尼器结构图

Fig. 1 The structure of AMDFD

电磁铁的矩形槽中放置有线圈,线圈通入电流后,电磁铁与推力盘之间形成磁路,产生的吸力使电磁铁沿轴向向着推力盘靠拢,从而使静摩擦片与动摩擦片接触,并在摩擦副之间产生可控的正压力。在电磁铁和推力盘之间安装有复位弹簧,复位弹簧始终处于压缩状态,使得动、静摩擦片有分开的趋势。通过调节线圈中通入的电流,即可调节电磁铁的吸力,当吸力大于复位弹簧的弹力时,动、静摩擦片之间的正压力增大,反之则减小,从而实现了静、动摩擦片之间正压力的调节。为了提高响应速度并减小执行机构轴向运动带来的冲击,在电磁铁外侧安装有调节螺栓,初始时刻调节螺栓使摩擦副处于刚好接触的状态,此时摩擦副之间没有摩擦力,当通入电流后,摩擦副之间能够迅速产生正压力。为了防止轴承滑油进入摩擦副污染干摩擦环境,设计挡油管对滑油进行封严,使滑油只能沿着挡油管的进油口和出油口进出AMDFD。

将图1所示的AMDFD安装于双转子系统,形成图2所示的AMDFD-双转子系统。

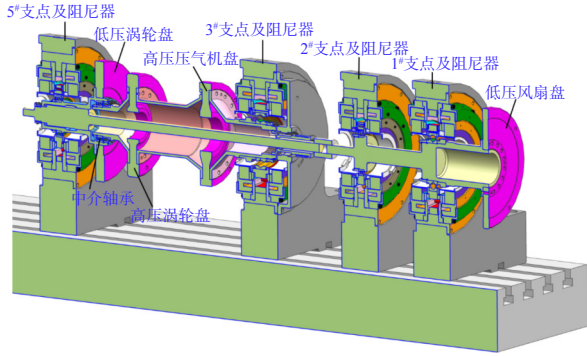


图2 电磁型主控式干摩擦阻尼器-双转子系统结构图

Fig. 2 The structure of AMDFD-dual rotor system

低压转子支撑在1#、2#和5#弹性支承上，高压转子前端支撑在3#弹性支承上，后端通过4#支点中介轴承支撑在低压转子上。1#、2#弹性支承位于低压风扇轴上，3#弹性支承位于高压转子前轴颈，5#弹性支承位于低压涡轮轴上，4#支点中介轴承位于低压涡轮盘和高压转子后轴颈之间。

高、低压转子转动方向相同，且振动通过中介轴承相互耦合。在每个弹性支承位置，都安装有可独立控制的AMDFD。

1.1 AMDFD-双转子-轴承座系统模型

采用考虑截面惯性及剪切效应的Timoshenko梁单元对转子轴段进行有限元建模^[14]，将转子离散为 N 个节点，每个节点包含沿竖直和水平方向的位移、转角共计4个自由度。圆盘采用具有等效质量和等效转动惯量的刚性圆盘单元模拟，弹性支承采用线性弹簧单元模拟，在支承位置节点处用对应的广义力来等效干摩擦阻尼力对转子的作用。

基于有限元法，建立不含轴承座的AMDFD-双转子系统动力学模型为：

$$M\ddot{q} + G\dot{q}\Omega_L + (K + K_b + K_{br})q = F_{ub} + F_{dfd} \quad (1)$$

式中， q 为 $4N \times 1$ 维广义位移向量； F_{ub} 为 $4N \times 1$ 维不平衡力向量； M 和 G 分别为 $4N \times 4N$ 维惯性矩阵和陀螺矩阵； K 为 $4N \times 4N$ 维转子轴段刚度矩阵； K_b 和 K_{br} 分别为 $4N \times 4N$ 维弹支和中介轴承刚度矩阵； Ω_L 为低压转子转速； F_{dfd} 为 $4N \times 1$ 维干摩擦力向量，向量中，阻尼器 x/y 方向对应干摩擦阻尼力为 f_{dfd}^x/f_{dfd}^y ，其余自由度为0， i 表示第 i 个支承。

为了更清楚地展示双转子系统的结构表达式，将式(1)中各项分为高压、低压转子两部分，则有：

$$q = \begin{bmatrix} q_L \\ q_H \end{bmatrix}, M = \begin{bmatrix} M_L & 0 \\ 0 & M_H \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} G_L & 0 \\ 0 & G_H S_p \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} K_L & 0 \\ 0 & K_H \end{bmatrix}, K_b = \begin{bmatrix} K_{bL} & 0 \\ 0 & K_{bH} \end{bmatrix},$$

$$K_{br} = \begin{bmatrix} K_{br1} & K_{br2} \\ K_{br3} & K_{br4} \end{bmatrix}, F_{dfd} = \begin{bmatrix} F_{dfdL} \\ F_{dfdH} \end{bmatrix}, F_{ub} = \begin{bmatrix} F_{ubL} \\ F_{ubH} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中， S_p 为高低压转子的转速比；下标“H”和“L”分别表示高压转子和低压转子所对应的项； $K_{br1} \sim K_{br4}$ 为对应维度的分块矩阵。

可见，双转子系统中，高压与低压转子间的振动通过中介轴承耦合在一起，其他项中，高低压转子之间是独立的。

式(1)所示的模型只包括了转子系统的自由度，因此只能得到转子系统本身的振动响应。为了对转子支承结构的外传振动进行求解，必须将式(1)进行增广，使增广后的模型包含支承结构，也就是轴承座的自由度。

图3为本文提出的AMDFD-双转子-轴承座系统的动力学模型。图中，下标或上标 i 表示第 i 个支承， f_{dfd}^x/f_{dfd}^y 表示AMDFD沿 x/y 向的干摩擦阻尼力， k_{si} 表示弹性支承的刚度。弹性支承一端与转子的第 n 个节点相连，另一端与轴承座相连。轴承座采用具有等效质量、等效刚度和等效阻尼的弹簧-阻尼-质量块系统模拟。 m_{xi}/m_{yi} 表示轴承座在 x/y 向的等效质量，由于轴承座通常不是轴对称结构， $m_{xi} \neq m_{yi}$ 。 k_{xi}/k_{yi} 表示轴承座在 x/y 向的等效刚度。由于任何线性阻尼都可以用能量等效的原理等效为线性黏性阻尼，本文使用广义的黏性阻尼来表示轴承座的结构阻尼， c_{xi}/c_{yi} 表示轴承座在 x/y 向的阻尼系数。

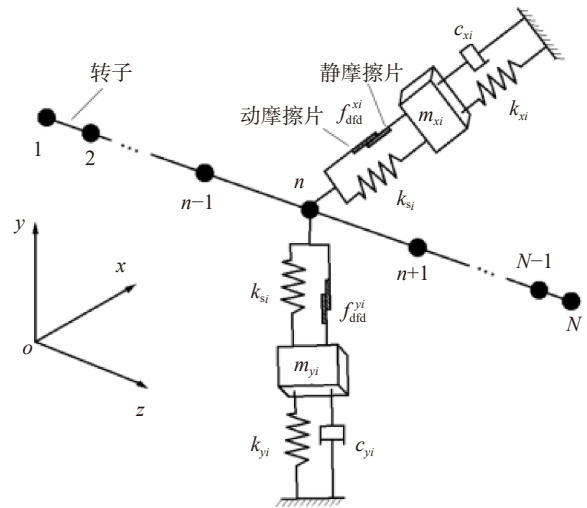


图3 AMDFD-双转子-轴承座系统示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the AMDFD-dual rotor-bearing housing system

对于轴承座参数的取值方法有以下两种：

第一种是较为粗略的取值，由于轴承座通常设计的刚度系数与质量系数比值十分大，以此来保证在转子转速范围内不存在任何共振点，因此可以根据经验选取大刚度系数(10^8 N/m及以上)和小质量系数(根据具体轴承座尺寸选取，通常在100 kg以下)，轴承座的结构阻尼通常很小，因此阻尼系数也选取小值(10 N·s/m以下)。

第二种是相对精确的取值,即通过模态试验获取等效的质量、刚度、阻尼系数,该方法较为成熟,在此不再赘述。

由于本文主要研究 AMDFD 对双转子系统支承结构外传振动的影响,建立的模型只需要与实际具有一致的特性即可,因此本文采用上述第一种方法选取轴承座的参数。

图3中,第*i*个轴承座模型为:

$$\begin{cases} m_{xi}\ddot{q}_{bxi} + c_{xi}\dot{q}_{bxi} + k_{xi}q_{bxi} = k_{si}(q_{nx} - q_{bxi}) - f_{dfd}^{xi} \\ m_{yi}\ddot{q}_{byi} + c_{yi}\dot{q}_{byi} + k_{yi}q_{byi} = k_{si}(q_{ny} - q_{byi}) - f_{dfd}^{yi} \end{cases} \quad (3)$$

式中, q_{bxi} 和 q_{byi} 分别表示第*i*个轴承座节点在*x*和*y*向的位移; q_{nx} 和 q_{ny} 分别表示第*n*个转子节点在*x*和*y*向的位移。

根据式(3),假设系统中包含*L*个轴承座,建立轴承座相关的矩阵为:

$$\mathbf{q}_{bs} = \begin{bmatrix} q_{bx1} & q_{by1} & \cdots & q_{bxL} & q_{byL} \end{bmatrix}^T \quad (4a)$$

$$\mathbf{M}_{bs} = \text{diag} \begin{pmatrix} m_{x1} & m_{y1} & \cdots & m_{xL} & m_{yL} \end{pmatrix} \quad (4b)$$

$$\mathbf{C}_{bs} = \text{diag} \begin{pmatrix} c_{x1} & c_{y1} & \cdots & c_{xL} & c_{yL} \end{pmatrix} \quad (4c)$$

$$\mathbf{K}_{bs} = \text{diag} \begin{pmatrix} k_{x1} & k_{y1} & \cdots & k_{xL} & k_{yL} \end{pmatrix} \quad (4d)$$

$$\mathbf{f}_{bs} = - \begin{bmatrix} f_{dfd}^{x1} & f_{dfd}^{y1} & \cdots & f_{dfd}^{xL} & f_{dfd}^{yL} \end{bmatrix}^T \quad (4e)$$

式中, \mathbf{q}_{bs} 为轴承座的位移向量; \mathbf{M}_{bs} 、 \mathbf{C}_{bs} 和 \mathbf{K}_{bs} 分别为轴承座等效的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \mathbf{f}_{bs} 为 AMDFD 传递到轴承座上的干摩擦载荷向量。

式(4)中的各项为只与轴承座相关的独立项,但由式(3)可知,转子与轴承座通过弹性支承耦合在一起,具体体现在系统的刚度矩阵,将式(3)中与弹性支承刚度相关的项写为矩阵形式:

$$\mathbf{K}_{si} = \begin{bmatrix} \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \cdots & k_{si} & 0 & \cdots & \cdots & -k_{si} & 0 & \cdots \\ \cdots & 0 & k_{si} & \cdots & \cdots & 0 & -k_{si} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \cdots & -k_{si} & 0 & \cdots & \cdots & k_{si} & 0 & \cdots \\ \cdots & 0 & -k_{si} & \cdots & \cdots & 0 & k_{si} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{matrix} m_1 \text{行} \\ m_2 \text{行} \\ m_3 \text{行} \\ m_4 \text{行} \end{matrix} \quad (5a)$$

m_1 列 m_2 列 m_3 列 m_4 列

式中, \mathbf{K}_{si} 为 $(4N+2L) \times (4N+2L)$ 维矩阵,可以看作是式(1)中 \mathbf{K}_b 矩阵的增广,并且有:

$$\begin{aligned} m_1 &= 4n - 3, & m_2 &= 4n - 2, \\ m_3 &= 4N + 2i - 3, & m_4 &= 4N + 2i - 2. \end{aligned}$$

按照式(5a)对 \mathbf{K}_{si} 矩阵进行分块,写为:

$$\mathbf{K}_{si} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{1si} & \mathbf{K}_{2si} \\ \mathbf{K}_{2si}^T & \mathbf{K}_{4si} \end{bmatrix} \quad (5b)$$

最终 AMDFD-双转子-轴承座系统的弹性支承刚度矩阵可表示为:

$$\mathbf{K}_b^{\text{aug}} = \sum_{i=1}^L \mathbf{K}_{si} = \sum_{i=1}^L \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{1si} & \mathbf{K}_{2si} \\ \mathbf{K}_{2si}^T & \mathbf{K}_{4si} \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中, $\sum_{i=1}^L \mathbf{K}_{1si} = \mathbf{K}_b$ 为式(1)中的弹支刚度阵; $\sum_{i=1}^L \mathbf{K}_{2si}$ 和 $\sum_{i=1}^L \mathbf{K}_{4si}$ 为包含轴承座节点之后的增广部分,特别地, $\sum_{i=1}^L \mathbf{K}_{4si}$ 为对角阵,具体为:

$$\sum_{i=1}^L \mathbf{K}_{4si} = \text{diag} \begin{pmatrix} k_{s1} & k_{s1} & \cdots & k_{sL} & k_{sL} \end{pmatrix} \quad (7)$$

其余矩阵的增广表示为:

$$\mathbf{q}^{\text{aug}} = [\mathbf{q} \quad \mathbf{q}_{bs}]^T, \mathbf{M}^{\text{aug}} = \text{diag} \begin{pmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{M}_{bs} \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{F}_{ub}^{\text{aug}} = [\mathbf{F}_{ub} \quad \mathbf{0}_{1 \times L}]^T, \mathbf{C}^{\text{aug}} = \text{diag} \begin{pmatrix} \mathbf{G}\Omega_L & \mathbf{C}_{bs} \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{F}_{dfd}^{\text{aug}} = [\mathbf{F}_{dfd} \quad \mathbf{f}_{bs}^{\text{aug}}]^T, \mathbf{K}^{\text{aug}} = \text{diag} \begin{pmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{bs} \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{K}_{br}^{\text{aug}} = \text{diag} \begin{pmatrix} \mathbf{K}_{br} & \mathbf{0}_{L \times L} \end{pmatrix}.$$

式中,上标“aug”表示增广。最后,可以得到 AMDFD-双转子-轴承座系统的动力学模型为:

$$\mathbf{M}^{\text{aug}} \ddot{\mathbf{q}}^{\text{aug}} + \mathbf{C}^{\text{aug}} \dot{\mathbf{q}}^{\text{aug}} + (\mathbf{K}^{\text{aug}} + \mathbf{K}_b^{\text{aug}} + \mathbf{K}_{br}^{\text{aug}}) \mathbf{q}^{\text{aug}} = \mathbf{F}_{ub}^{\text{aug}} + \mathbf{F}_{dfd}^{\text{aug}} \quad (8)$$

1.2 干摩擦阻尼力模型

本文使用 MENQ 等^[15]的 Coulumb 二维干摩擦阻尼力模型进行建模,模型如图4所示,*a*点为动静摩擦片的接触点,*b*点为考虑预滑动效应建立的辅助节点。

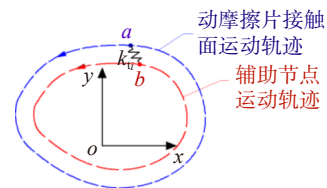


图4 二维 Coulumb 模型示意图

Fig. 4 Schematic of the 2D Coulumb model

对于第*i*个摩擦副,定义其切向刚度和摩擦系数分别为 k_i 和 μ_i ; $f_{dfd}^i = f_{dfd}^{xi} + j f_{dfd}^{yi}$ 为*t*时刻第*i*个 AMDFD 在复平面上的摩擦力,*j*为虚数单位; $Z_{ia,t} = x_{ia,t} + j y_{ia,t}$ 为*t*时刻节点*a*在复平面上的位移; $Z_{ib,t} = x_{ib,t} + j y_{ib,t}$ 为*t*时刻第*i*个 AMDFD 的节点*b*在复平面上的位移; $N_{i,t}$ 为第*t*时刻对应的摩擦副上的正压力。则二维干摩擦力的统一表达为^[15]:

$$f_{dfd}^i = \begin{cases} 0, & \text{分离} \\ -k_i(Z_{ia,t} - Z_{ib,t}), & \text{黏滞/滑动} \end{cases} \quad (9)$$

其中分离、黏滞、滑动状态的判定条件以及节点*b*相应的状态更新表达式分别为:

$$\begin{cases} N_{i,t} \leq 0, & \text{分离} \\ k_i \|Z_{ia,t} - Z_{ib,t-\Delta t}\| < \mu_i N_{i,t}, & \text{黏滞} \\ k_i \|Z_{ia,t} - Z_{ib,t-\Delta t}\| \geq \mu_i N_{i,t}, & \text{滑动} \end{cases} \quad (10)$$

$$Z_{ib,t} = \begin{cases} Z_{ia,t}, & \text{分离} \\ Z_{ib,t-\Delta t}, & \text{黏滞} \\ Z_{ia,t} - \mu_i N_{i,t} / k_i \cdot f(Z_{ia,t} - Z_{ib,t-\Delta t}), & \text{滑动} \end{cases} \quad (11)$$

式中, Δt 为采样时间间隔, 且:

$$f(Z_{ia,t} - Z_{ib,t-\Delta t}) = \frac{Z_{ia,t} - Z_{ib,t-\Delta t}}{\|Z_{ia,t} - Z_{ib,t-\Delta t}\|}$$

需要注意的是, 不包含轴承座自由度时, AMDFD 静摩擦片是静止的, 因此 a 点的位移是动摩擦片的绝对位移。当考虑轴承座自由度时, 静摩擦片的位移就是对应轴承座自由度的位移, 此时 a 点的位移为动摩擦片的绝对位移与静摩擦片的位移之差。

1.3 轴向电磁执行器模型

根据式 (11), 摩擦副产生的摩擦力与所受的正压力 $N_{i,t}$ 有关。所设计的 AMDFD 使用电磁铁作为控制摩擦副正压力的执行器, 根据文献 [16], 可以得到电磁执行器所产生的正压力为:

$$N_{i,t} = \frac{\mu_0 A_0 N_0^2 i_c^2}{4s_0^2} \quad (12)$$

式中, μ_0 为真空磁导率; A_0 为电磁铁的磁极面积; N_0 为电磁执行器的线圈匝数; s_0 为图 1 中电磁铁和推力盘之间的轴向气隙; i_c 为电磁执行器的控制电流。可见, 当电磁执行器结构确定后, 电磁执行器的电磁力与控制电流 i_c 的平方成正比。

2 双转子系统的动力特性

为了更好地抑制双转子系统过临界转速时的外传振动, 首先对双转子系统的动力特性进行分析。本文双转子系统的参数见文献 [11]。由于各个弹性支承的刚度均为 10^6 N/m 量级, 而轴承座等效刚度本文选取 10^8 N/m 量级, 根据图 4, 轴承座等效刚度与弹性支承刚度为串联关系, 因此考虑轴承座自由度不会对双转子系统的临界转速有明显影响。为简化计算, 基于不考虑轴承座自由度的双转子系统模型, 得到双转子系统的临界转速图谱如图 5 所示。

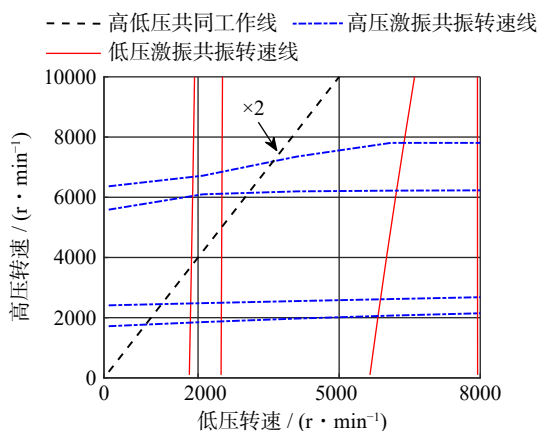


图 5 双转子系统的临界转速图谱

Fig. 5 Critical speed map of the dual rotor system

在高、低压转子为同向旋转且转速比为 2 的条

件下, 图 5 中斜率为 2 的线即为高、低压转子的共同工作线, 其与高/低压激振共振转速线的交点即为高/低压激振的临界转速。在给定参数条件下, 高/低压激振的第 1、2 阶临界转速为 885/1857 r/min、1255/2503 r/min, 对应振型如图 6 所示。由于高、低压转子激振的对应阶次的临界转速振型基本相同, 因此为节约篇幅, 图 6 仅列出低压激振的临界转速振型。

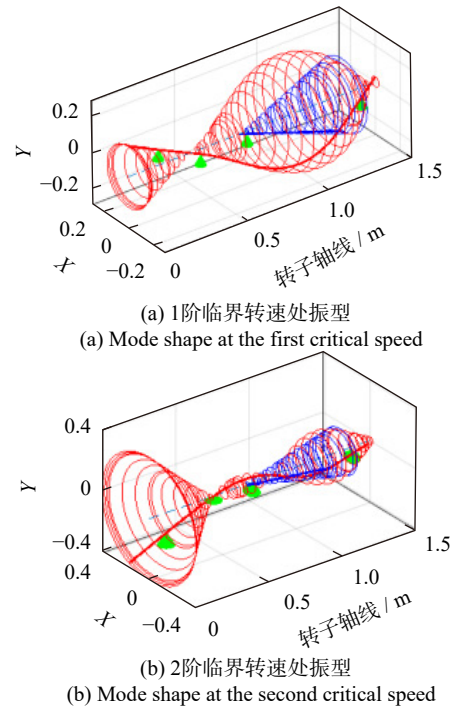


图 6 双转子系统临界转速处振型

Fig. 6 Modal shapes of the dual rotor system at critical speed

图 6 中转子轴线的 0 点表示了图 2 中风扇盘的位置, X 和 Y 分别表示水平和垂直方向的振型比例。绿色圆锥体表示了各个 AMDFD 所在的位置, 沿转子轴线刻度增大的方向依次对应了 1[#]、2[#]、3[#] 和 5[#] 支点。可见, 对于前 2 阶临界转速, 1[#] 和 5[#] 支点位置振动均十分明显, 而 2[#] 和 3[#] 支点位置的振动相对较小。由于干摩擦阻尼器是依靠动、静摩擦片之间的相对滑动产生摩擦力实现减振, 相同的正压力下, 相对滑动越剧烈则阻尼效果越明显。因此对于前 2 阶临界转速位置的振动抑制, 1[#] 和 5[#] 支点会起到主导作用, 该结论与文献 [11] 的结论一致。

3 AMDFD-双转子系统的支承外传振动主动控制

为了说明 AMDFD 对双转子系统支承结构外传振动的影响, 分别基于转速区间开关控制器^[11]和无模型自适应控制器^[12], 对双转子系统过多阶临界转速时支承结构外传振动抑制的有效性进行仿真。为节约篇幅, 2 种控制器的详细介绍见文献 [11-12], 本

节仅列出控制器的控制原理框图。

仿真中, 双转子系统的参数见文献 [11], 轴向执行机构以及摩擦副参数如表 1 所示。假设低压风扇盘和低压涡轮盘的不平衡量的大小为 15 和 25 g·cm, 高压风扇盘和高压涡轮盘的不平衡量的大小为 20 和 40 g·cm, 所有圆盘上的不平衡量初始相位均设为 0°。

3.1 转速区间开关控制器

基于转速区间开关控制器的控制框图如图 7 所示。采用文献 [11] 中得到的各 AMDFD 最佳正压力组合, 预设各个 AMDFD 电磁执行器的输入电流 i_c 。使用低压转速 Ω_{low} 作为触发开关, 在临界转速附近的转

表 1 执行机构及摩擦副参数

Tab. 1 Parameters of actuators and friction pairs

参数	数值
1 [#] 、3 [#] 支点执行器的磁极面积 A_0/mm^2	5320
2 [#] 、5 [#] 支点执行器的磁极面积 A_0/mm^2	4640
电磁铁和推力盘之间的轴向气隙 s_0/mm	0.5
电磁执行器的线圈匝数	200
摩擦系数	0.3
摩擦副的切向刚度	2×10^7

速区间内开启控制器, 在远离临界转速的位置关闭控制器。仿真中, 控制器开启的低压转速区间分别设置为 950 ± 100 、 1300 ± 100 、 1900 ± 150 和 2600 ± 300 r/min。

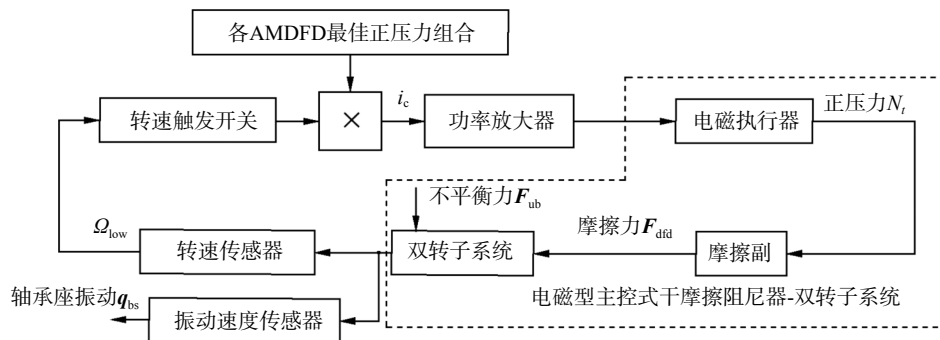


图 7 基于转速区间开关控制的 AMDFD-双转子系统振动抑制框图

Fig. 7 Block diagram of the AMDFD-dual rotor system's vibration suppression based on speed region switch control

3.2 无模型自适应控制器

无模型自适应控制器(model-free adaptive control, MFAC)的控制框图如图 8 所示。支承外传振动信号 U 输入到跟踪滤波器, 提取外传振动中与转速同频或倍频的信号 $O_1 \sim O_n$, 然后经过最小均方根模块 (least mean square, LMS) 获得相应的振动幅值 $A_1 \sim A_n$, 然后乘以相应的权重 $W_1 \sim W_n$ 并选取最大的振动幅值作为控制器的输入, 用无模型自适应算法进行控

制。可见, 最终输入到 MFAC 模块的信号为各加权信号的最大值, 相应的权值越大, 则表示对应信号的抑制程度越大。对于本文的双转子系统, 高、低压转子转速比为 2, 因此以低压转速 Ω_{low} 为基准, 主要考虑振动信号中基频和 2 倍频的影响。当考虑不对中等复杂的影响因素时, 则需要提取更多的频率成分。仿真中, 设置振动信号中基频和 2 倍频成分的权重均为 1, 即将高、低压转子引起的支承结构外传振动视为同等重要。

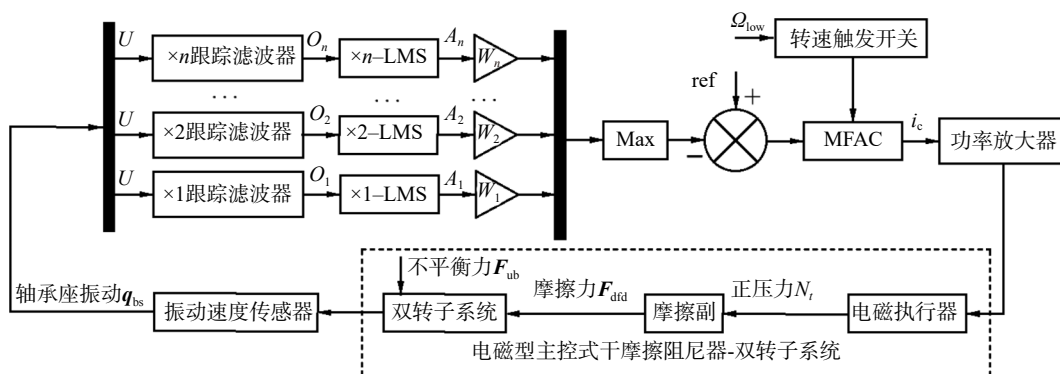


图 8 基于无模型自适应控制的 AMDFD-双转子系统振动抑制框图

Fig. 8 Block diagram of the AMDFD-dual rotor system's vibration suppression based on model-free adaptive control

由于转子系统在非临界转速区的振动通常较小, 且在非临界转速区进行控制时转子振动可能反

而增大^[12], 因此与转速区间开关控制类似, 也需要设计转速开关。不同的是, 无模型自适应控制器无需

提前获知最佳正压力信息,能够在线对各个 AMDFD 的正压力进行调控,以保证目标支承位置的外传振动最小。根据图 6, 1#支点的振动在前 2 阶临界转速处最为剧烈,因此本文以 1#支点垂直方向的外传振动作为目标点进行控制。

3.3 仿真结果及分析

利用 Simulink 搭建图 7 和 8 所示的控制回路模型,对 AMDFD-双转子系统的支承外传振动进行仿真,得到控制前后各个支承的外传振动速度如图 9 所示。仿真中,转子系统的参数见文献 [11], 垂直和水平方向的轴承座刚度分别选取 1.5×10^8 和 1×10^8 N/m。

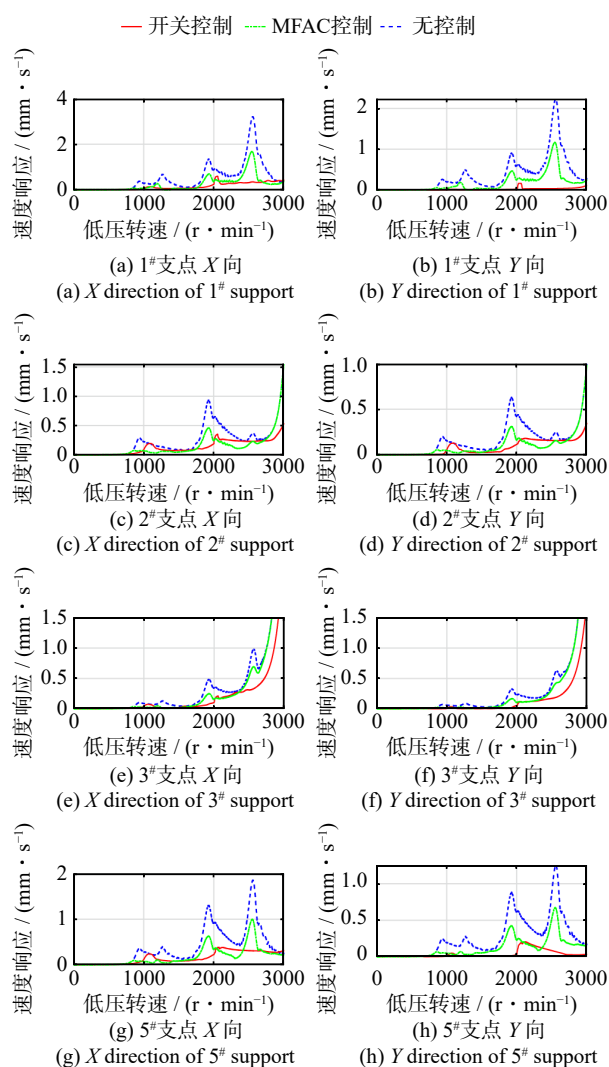


图 9 支承外传振动速度

Fig. 9 Velocity of vibration transmitted outward by the supports

根据图 9, 支承结构外传振动响应存在 4 个峰值, 对应了前 2 阶高压激振和低压激振临界转速, 与图 5 中临界转速图谱结论一致。无论是开关控制还是 MFAC 控制, 转子过临界转速时各个支承结构的外传振动均降低, 其中, 开关控制下支承外传振动降低更加明显。各阶临界转速中, 第 2 阶低压激振临

界转速 (2503 r/min) 位置的支承外传振动降低最明显, 在抑制效果最明显的 1#支点 X 向, 开关控制和 MFAC 控制下该阶临界转速位置的支承外传振动分别降低了 98% 和 52%, 证明了 AMDFD 对支承结构外传振动抑制的有效性。

为了研究 AMDFD 对支承结构外传振动的抑制机理, 根据图 1 所示的 AMDFD 结构, 对轴承座受到的激励力进行分析, 结果如图 10。在 AMDFD 作用之前, 转子振动通过弹性支承传递给轴承座, 轴承座受到的激励力等于支承位置的转子振动与支承刚度的乘积, 为方便描述, 这种方式传递的激励力称为弹支激励; 在 AMDFD 作用之后, 轴承座除了受到上述的弹支激励外, 还有摩擦副传递的部分, 由于静摩擦片由轴承座进行限位约束, 因此静摩擦片受到的摩擦力会直接传递给轴承座, 因此控制后轴承座所受的激励力为弹支激励与摩擦副激励之和。虽然, 使用了 AMDFD 之后, 轴承座受到了弹支激励和摩擦副激励, 但由于阻尼的作用使弹性支承处的振动明显降低, 使得弹支激励力的减小幅度大于摩擦副上的激励力, 所以转子实际传递给轴承座的力减小, 从而使基座的振动降低。根据图 10, 与 AMDFD 作用前相比, AMDFD 作用后各个轴承座受到的激励力幅值普遍降低, 从而降低了各个支承的外传振动。

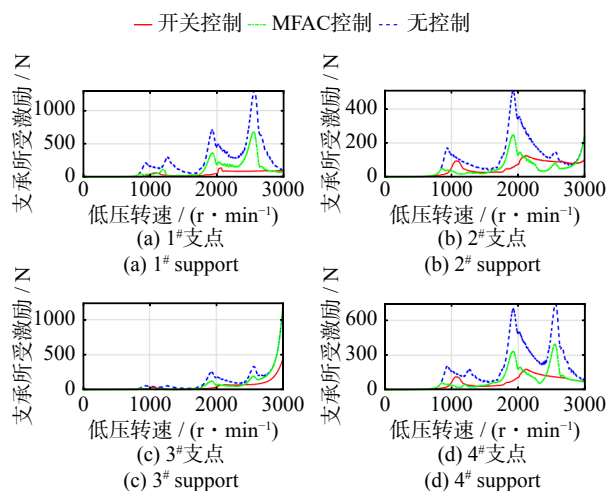


图 10 支承所受的激励力

Fig. 10 Excitation force on the supports

4 试验验证

为了进一步验证 AMDFD 对支承结构外传振动抑制的有效性, 在图 11 所示的 AMDFD-双转子系统试验平台上, 进行了不平衡激励条件下双转子系统支承结构外传振动的主动控制试验。

双转子试验器结构与图 2 相同, 在 1#、2#、3# 和 5# 支承位置均安装了 AMDFD, 每个支承位置的 AMDFD

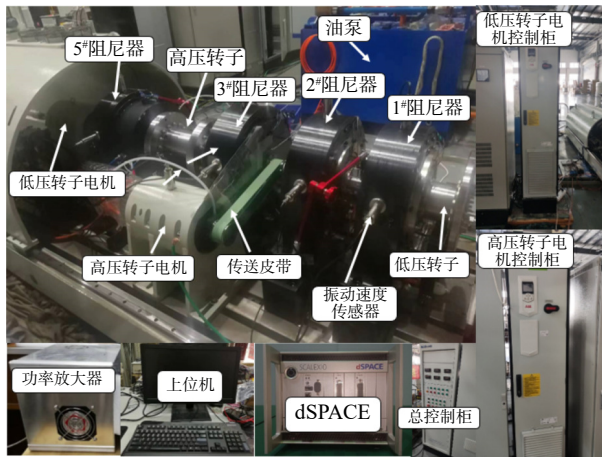


图11 AMDFD-双转子系统试验台

Fig. 11 Test rig of AMDFD-dual rotor system

均能够独立控制。低压转子通过膜片联轴器与低压驱动电机相连,由电机直接驱动,高压转子通过传动皮带与电机相连,由皮带驱动旋转。试验中,高、低压转子的电机转速由总控制柜协调控制,保证以设定的转速比运行。各轴承的润滑通过油泵实现,油泵通过进油管向轴承位置供油,通过回油管向油泵中回油,以实现轴承滑油的循环。

轴承座的水平和垂直方向安装有振动速度传感器,用于监测支承的外传振动。在转子各个圆盘位置安装有电涡流位移传感器,用于测量转子的振动,在高压转子和低压转子与电机相连的位置布置有键相传感器,实时测量高、低压转子的转速。试验中采用dSPACE(DS1103)测控平台进行数据的采集及控制,dSPACE中搭建了Simulink环境下的控制器模型,根据传感器的信号求解出控制信号,然后将控制信号传输给功率放大器,功率放大器按照控制信号输出电流,给到对应电磁执行器的线圈,以改变AMDFD摩擦副上的正压力,从而对AMDFD的摩擦力进行控制。

在图11所示的试验平台上,分别采用开关控制器和无模型自适应控制器,对双转子系统的支承外传振动进行控制,控制前后各个支承的外传振动速度如图12所示,试验中高、低压转子为同向旋转且转速比为2。

在低压转子转速为0~3000 r/min范围内,双转子系统共通过高、低压激振的前2阶临界转速,与理论分析一致。在无控制时,转子在高压激振的前2阶临界转速附近,支承结构外传振动相对较小,而在低压激振的前2阶临界转速附近,尤其是第2阶低压激振的临界转速附近,支承结构外传振动较大。

开启控制后,双转子系统通过临界转速时的支承结构外传振动有所降低,且整体上开关控制器的控制效果略好于MFAC控制器。尤其在振动水平较高的第2阶低压激振临界转速附近,支承结构的外

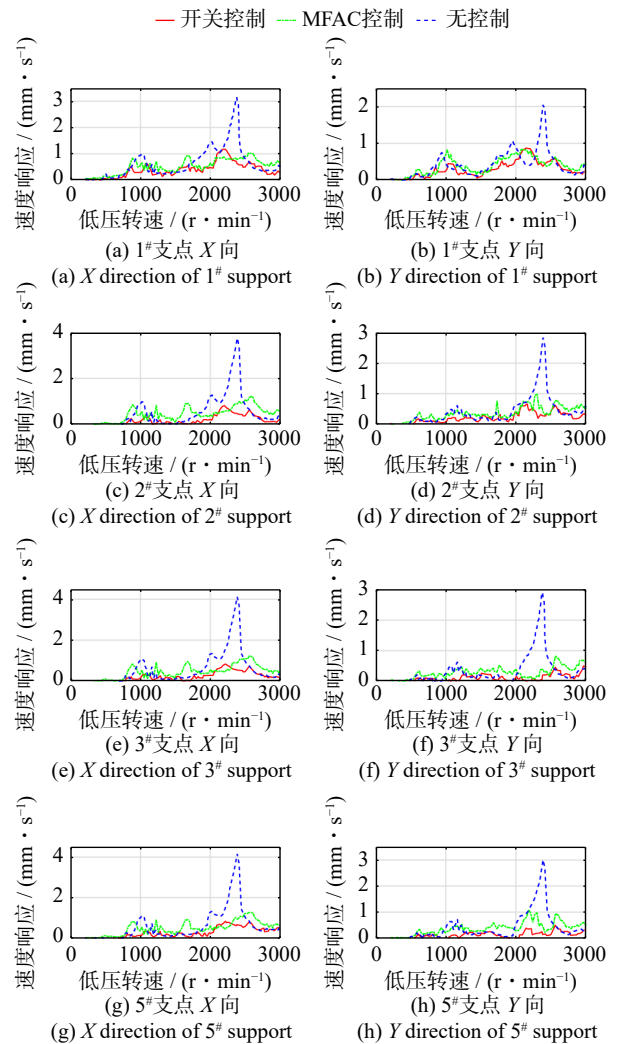


图12 试验中支承外传振动速度

Fig. 12 Velocity of vibration transmitted outward by the supports in the test

传振动降低十分明显,各支承结构位置外传振动的降低幅度超过了55%以上,验证了AMDFD抑制支承结构外传振动的有效性。

5 结论

本文将一种电磁型主控式干摩擦阻尼器(AMDFD)应用在双转子系统上,提出了能够计算支承结构外传振动的AMDFD-双转子-轴承座系统动力学模型,分析了转速区间开关控制和无模型自适应控制条件下,AMDFD对转子过临界转速时各支承结构外传振动抑制的有效性,并阐明了抑制机理。通过仿真和试验验证,得到了如下结论:

(1) 无论是采用转速区间开关控制还是无模型自适应控制,AMDFD都能够有效地抑制转子系统过临界转速时的外传振动,试验中外传振动的降低幅度均超过了55%,证明了AMDFD抑制支承结构外传振动的有效性。

(2) AMDFD作用后,轴承座受到的激励力幅值

小于 AMDFD 作用前,且变化规律与支承结构的外传振动具有一致性,解释了 AMDFD 降低支承结构外传振动的机理。

参考文献:

- [1] 祝长生,毛川.油膜内外环部分接触的同心型挤压油膜阻尼器减振特性试验研究[J].振动工程学报,2019,32(4):668-674.
ZHU Changsheng, MAO Chuan. An experimental investigation on vibration isolation behavior of a centralized squeeze film damper with partial contact between the oil-film rings[J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(4): 668-674.
- [2] 倪德,朱如鹏,陆凤霞,等.有阻尼智能弹簧减振系统参数的一种设计方法[J].振动与冲击,2014,33(23):116-121.
NI De, ZHU Rupeng, LU Fengxia, et al. A parametric design method for a smart damped spring vibration reduction system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(23): 116-121.
- [3] 彭勃.多跨轴系动力学及其智能弹簧支承减振研究[D].南京:南京航空航天大学,2017.
PENG Bo. Research on multi-span shaft dynamics and vibration reduction via smart spring support[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017.
- [4] 宋明波,廖明夫,王四季.折返式可控弹支干摩擦阻尼器设计及减振试验研究[J].振动与冲击,2019,38(14):18-22.
SONG Mingbo, LIAO Mingfu, WANG Siji. Experimental investigation on the vibration reduction performance of a damper with C-shape tunable elastic support and dry friction[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(14): 18-22.
- [5] HIBNER D H, BHAT S T, BUONO D F. Optimum friction damping of a flexible rotor [C]//Proceeding of the ASME 1981 International Gas Turbine Conference and Products Show. Houston, Texas, USA, 1981.
- [6] LIAO M F, SONG M B, WANG S J. Active elastic support/dry friction damper with piezoelectric ceramic actuator[J]. Shock and Vibration, 2014, 2024(1): 712426.
- [7] 王四季,廖明夫.弹支局部断裂后主动弹支干摩擦阻尼器对转子的保护[J].航空动力学报,2008,23(11):2026-2030.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Protection of a rotor against violent vibrations caused by a crack in elastic supports by using active elastic support/dry friction dampers [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(11): 2026-2030.
- [8] WANG S J, LIAO M F. Experimental investigation of an active elastic support/dry friction damper on vibration control of rotor systems[J]. International Journal of Turbo & Jet Engines, 2014, 31(1): 13-17.
- [9] 王四季,廖明夫.带弹支干摩擦阻尼器的转子振动控制策略和方法[J].航空动力学报,2011,26(10):2214-2219.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Control strategy and methods of rotor systems by an elastic support/dry friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(10): 2214-2219.
- [10] LIU D, ZHOU L, ZHANG D Y, et al. A strategy of vibration control for rotors with dry friction dampers[J]. Journal of Vibration and Control, 2023, 29(13-14): 2907-2920.
- [11] 张鹏,何俊旭,高象宏,等.主控式干摩擦阻尼器-双转子系统基于转速区间开关控制的振动抑制[J].航空动力学报,2025,40(5):85-95.
ZHANG Peng, HE Junxu, GAO Xianghong, et al. Vibration control of active dry friction damper-dual rotor system based on rotational speed region on-off control[J]. Journal of Aerospace Power, 2025, 40(5): 85-95.
- [12] 张鹏,蒋明宏,李翁衡,等.基于无模型自适应算法的主控式干摩擦阻尼器-双转子系统振动主动控制[J].机械工程学报,2025,61(1):140-149.
ZHANG Peng, JIANG Minghong, LI Wengheng, et al. Vibration control of active dry friction damper-twin rotor system based on the model-free adaptive algorithm[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2025, 61(1): 140-149.
- [13] 路凯华.基于整体式挤压油膜阻尼器的转子及齿轮系统振动控制研究[D].北京:北京化工大学,2019.
LU Kaihua. Research on vibration control of rotor and gear system based on integral squeeze film damper[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2019.
- [14] 王飞.挤压油膜转子系统建模方法研究及动力特性分析[D].南京:南京航空航天大学,2018.
WANG Fei. Research on modeling method and dynamic characteristic analysis for squeeze film damper rotor system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018.
- [15] MENQ C H, CHIDAMPARAM P, GRIFFIN J H. Friction damping of two-dimensional motion and its application in vibration control[J]. Journal of Sound and Vibration, 1991, 144(3): 427-447.
- [16] 郑坚强.电磁轴承有限元分析、结构设计及控制[D].杭州:浙江大学,2004.
ZHENG Jianqiang. Finite element analysis, structure design and control of the active magnetic bearing[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004.

第一作者:张鹏(1992—),男,博士研究生。

E-mail: zhang_peng@zju.edu.cn

通信作者:祝长生(1963—),男,博士,教授。

E-mail: zhu_zhang@zju.edu.cn