

半主动笼式调谐质量阻尼器控制转子振动的研究

黄秀金, 何立东, 黄文超

(北京化工大学 机电工程学院

高端装备健康监控与自愈化北京市重点实验室, 北京 100029)

摘 要: 对调谐质量阻尼器在旋转机械振动控制中的应用进行了研究, 不改变原有转子系统支撑形式, 设计了一种半主动笼式调谐质量阻尼器. 提出基于转速的分段开关控制策略, 并开发了一套基于 Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench (LABVIEW) 的转子振动实时闭环控制系统, 可根据转速对该笼式调谐质量阻尼器通过变质量实现在线动态调节自振频率, 实现半主动控制. 搭建了单跨转子调谐质量阻尼实验台装置, 对转子过临界转速的振动进行了实验研究. 结果表明: 基于开关控制的半主动笼式调谐质量阻尼器能有效降低转子过临界振动, 减振幅度可达 83.4%, 并能很好避免调谐质量阻尼器引起的新的共振峰.

关 键 词: 笼式调谐质量阻尼器; 半主动控制; 单跨转子; 临界转速; 减振

中图分类号: V231; TH113.1

文献标志码: A

Study on vibration control of rotor with semi-active cage-type tuned mass damper

HUANG Xiu-jin, HE Li-dong, HUANG Wen-chao

(Beijing Key Laboratory of Health Monitoring and Self-Recovery for High-end

Mechanical Equipment, College of Mechanical and Electrical Engineering,

Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: An application of tuned mass damper (TMD) in the semi-active vibration control of rotor system was proposed, which also had been studied. And a kind of semi-active cage-type tuned mass damper was designed without changing original supports of the rotor system. The section switch control technique based on the rotor speed was put forward. Based on laboratory virtual instrument engineering workbench (LABVIEW), a closed loop system for the natural frequency regulation was developed for semi-active vibration reduction in which cage-type TMD was adjustable according to different rotor speeds. The single span rotor TMD test rig was built and the experimental study has been carried out. Experimental results show that rotor vibration is well controlled with the section switch control technique of the semi-active cage-type TMD when the rotor goes through the critical speed, the vibration damping effect reaching up to 83.4%, which helping to avoid the extra resonance peak caused by TMD.

Key words: cage-type tuned mass damper; semi-active control; single-span rotors; critical speed; vibration reduction

一般航空航天用涡喷发动机的主轴属于高速转子系统. 高速柔性转子系统在启停车过程中通常会因各种原因产生的不平衡作用,而在通过临界转速时产生共振,引起强烈振动. 高速转子虽做了初始动平衡但运行过程中因介质造成轮盘磨损、结垢而产生较大的振动. 传统做法需停车进行动平衡或清理. 因此研究在线抑制转子过临界时的振动将具有很大的实际意义.

当前,抑制系统通过临界时的振动幅值和外传力的措施包括:①降低系统支承刚度以达到降低临界转速;②增大系统支承阻尼以达到减小振幅^[1]. 挤压油膜阻尼器挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD)因能有效降低转子过临界时的振动而被应用于航空发动机中^[2]. 但 SFD 是非线性阻尼器,若设计不合理或转子系统的不平衡恶化,油膜力的非线性会增加,还可能出现“双稳态跳跃”现象、振动增大“通不过”临界现象、非协调响应等不利的特性,带来诸多有害的影响^[3-4]. 通过后期的不断改进,对挤压油膜阻尼器的参数进行主动控制,增大或减小支承的刚度或阻尼,从而抑制系统的振动,但结构较为复杂. 据相关文献研究结果表明由形状记忆合金构成的支承系统通过在线变刚度能明显抑制转子振动^[5-6],但形状记忆合金的弹性模量受温度变化的影响较大,导致其控制不够稳定. 非接触式的支承形式有多种,最主要的是电磁阻尼器即电磁轴承,通过控制电磁力大小从而控制器阻尼和刚度^[7-8],在转子工作转速下有着很好的振动控制效果,同时能改变转子临界转速,但其结构复杂、成本高、控制系统复杂.

调谐质量阻尼器(tuned mass damper, TMD)由于结构简单,减振效果好被广泛用于建筑、桥梁等结构的风载或地震载荷的振动控制^[9-11]. 被动型 TMD 对于单一频率的主系统有较好的减振效果,存在频率敏感性. 旋转机械其转速从静止升高到到工作转速,由于不平衡引起振动的频率是连续变化的,所以传统的无阻尼被动型 TMD 是不适合的. Arrigan 等在风力发动机叶片上通过半主动调谐质量阻尼器成功控制叶片的拍振^[12]. 也有研究离心摆减振器(centrifugal pendulum vibration absorber, CPVA)应用于旋转系统,其最大的特点是在一定的频率范围内,其固有频率正比于转子的转速,对于控制转子升速不平衡振动及扭转振动有一定的优势,如研究控制直升机螺旋桨的振动^[13-15]. 但摆式 TMD 运行一段时间后, TMD 的某些参数(如等效摆长)将

发生变化,其固有频率也会随之变化,当落在不稳定区域内时,摆式 TMD 的减振作用将大为消弱,而且振动较为剧烈,除此,摆式 TMD 在工作时需要跟随旋转部件旋转,会改变转子的动力特性.

本文不改变原有转子系统支撑形式,设计了一种笼式调谐质量阻尼器. 采用基于转速的分段开关控制策略,该笼式调谐质量阻尼器为半主动控制型阻尼器,通过改变其质量的方式使其自振频率实现实时调节. 建立了转子—调谐质量阻尼器实验台,对单跨转子过临界转速的振动进行了研究,验证了该笼式调谐质量阻尼器对转子减振的可靠性.

1 半主动笼式调谐质量阻尼器结构设计

如图 1 所示,设计的半主动变质量笼式调谐质量阻尼器总体结构由轴承、辅助环、笼条和环形质量块组成. 轴承安装在转轴上,起到传递振动的作用,即辅助环套在轴承外圈,轴承内圈随转轴旋转,辅助环本身不转动,即整个 TMD 不随转子旋转,以此传递主系统振动幅值和激振力. 笼条采用 6 根等直径的圆形截面杆,连接辅助环和端部质量块,主要提供刚度. 先确定悬臂杆的直径, TMD 的频率则是通过调节悬臂杆的有效长度来确定. TMD 的质量单元由环形质量块构成,环形质量块的质量也是该 TMD 的控制参数,该环形质量块由质量较大的电磁环和质量较小的吸板构成. 其控制过程是:由计算机输出控制信号,控制电磁环的电流开关,从而调节 TMD 的频率,实现控制转子过临界时的振动. 该笼式 TMD 有以下几个特点:由悬臂杆所提供的刚度调整范围大;具有良好的环向对称性;工作过程辅助环是固定的,整个 TMD 不随轴旋转;通过在线改变 TMD 的质量参数,可以实现 TMD 的变频.

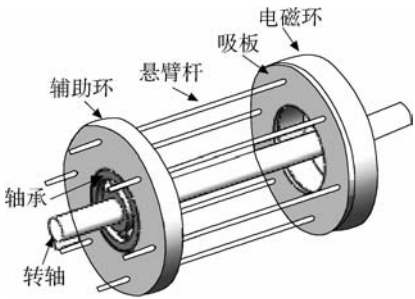


图 1 半主动变质量笼式调谐质量阻尼器结构
Fig. 1 Structure of the semi-active cage-type tuned mass damper with variable mass

2 TMD 控制转子振动的理论分析

2.1 转子振动控制机理

TMD 对转子的振动控制机理为:当外界激励施加于转子上产生振动,将转子与 TMD 连接起来构成一个系统,其中转子系统为主系统,TMD 系统为子系统,当 TMD 的固有频率与转子系统的激振频率相同或接近,两者相对运动产生的惯性力反作用到主系统上,即可有效地消减主系统的振动。

转子系统结构如图 2 所示(图中数字表示节点),由两滑动轴承支撑。将转子系统与 TMD 系统离散,看做多自由度系统,由转子动力学理论可知,在不平衡扰力作用下的转子动力学方程为^[16]

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f \tag{1}$$

式中 M 为转子系统的质量矩阵; C 为转子系统的阻尼矩阵(包括陀螺力矩); K 为转子系统的刚度矩阵; f 为转子的不平衡激振力矩阵; $\ddot{x}, \dot{x}, x$ 分别为转子主系统的加速度、速度和位移矩阵。将 TMD 安装在转轴某合适位置后,由 TMD 作用在转轴上的控制力为 F_d 。因此含有 TMD 的转子轴系的运动方程为^[17]

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f - F_d \tag{2}$$

由质量为 m 、刚度为 k 、阻尼为 c 的 TMD 产生于转子的控制力 F_d 可表示为

$$F_d = \frac{-m\omega^2(k+2c\omega)}{k-m\omega^2+jc\omega}\delta_i \tag{3}$$

式中 ω 为激振力频率。

因此只要合理设计该笼式 TMD 的固有频率与所要控制的激振力频率 ω 相同或接近,理论上可以有效抵消外扰力的影响,以达到降低转子的振动的目的。

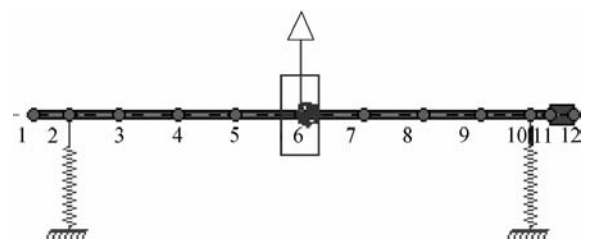


图 2 转子结构

Fig.2 Rotor structure

2.2 被动型 TMD 控制转子振动仿真

结合有限元法,将实验所用转子,系统参数见表 1,设计 TMD 频率对应于转子一阶临界对转子

吸振分析。计算得到的转子一阶临界转速 $n_r = 2075 \text{ r/min}$ (固有频率 $f = 34.58 \text{ Hz}$),按照最优调谐公式^[17]得到 TMD 各参数,转子的集中质量 $M = 1.75 \text{ kg}$,取对应转子一阶临界的 TMD 的质量比 $\mu = 0.2$ 。图 3 所示为理论最优设计情况下,被动型无阻尼 TMD 作用于图 2 节点 5 处时节点 3 的减振效果图。

表 1 转子基本结构参数

Table 1 Structure parameters of the rotor

参数	数值
材料密度/(kg/m ³)	7 850
弹性模量/GPa	210
转盘质量/g	1 180
转盘直径/mm	75
转盘厚度/mm	35
直径转动惯量/(g/m ³)	0.531
极转动惯量/(g/m ³)	0.822
转轴长度/mm	505
转轴跨距/mm	460
转轴直径/mm	10

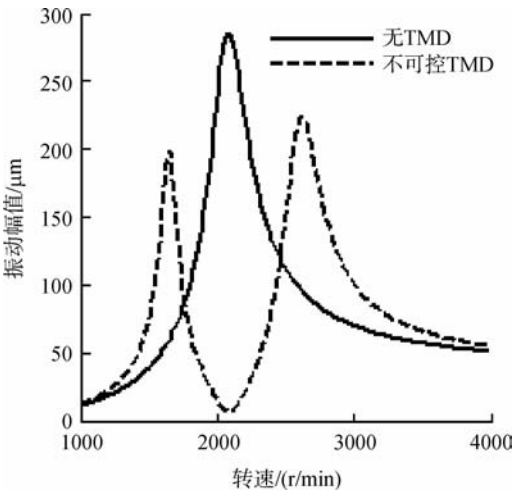


图 3 转子振动的仿真对比

Fig.3 Simulation comparisons of rotor vibration

图 3 表明,转子由于不平衡激励,在通过临界(2075 r/min)时会产生很大振动。安装最优调谐参数的被动型 TMD 后,在临界转速(TMD 频率 $f_n = 34.5 \text{ Hz}$)下,转子主系统的振动得到了明显的抑制,但由两个新的共振峰在 TMD 的固有频率附近产生。对比安装 TMD 前后转子的振动曲线,可以看出合理设计 TMD 能够有效抑制转子

过临界振动,但这种被动型的 TMD 在减振的同时也会导致新共振峰,且吸振频带比较窄,对于转子起动升速或降速停车过程是不利的。

因此,本文提出基于转速的开关控制策略对该笼式 TMD 实行半主动控制,即以转子转速为控制参数,经过一定的优化后,在某几个给定转速下控制 TMD 质量参数,让 TMD 在给定转速区域(如临界转速)下工作的分段开关控制方法。

3 单跨转子振动控制实验

3.1 实验系统原理及组成

本文采用基于转子转速,从而进行开关控制,所设计的笼式半主动 TMD 的单跨转子振动实验系统如图 4 所示。

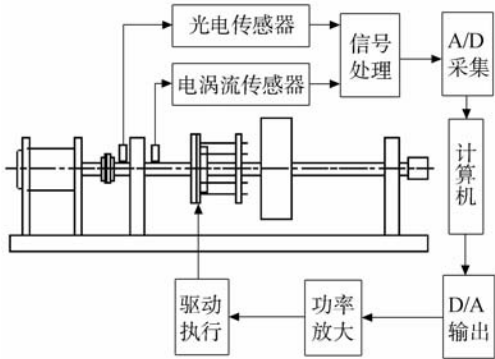
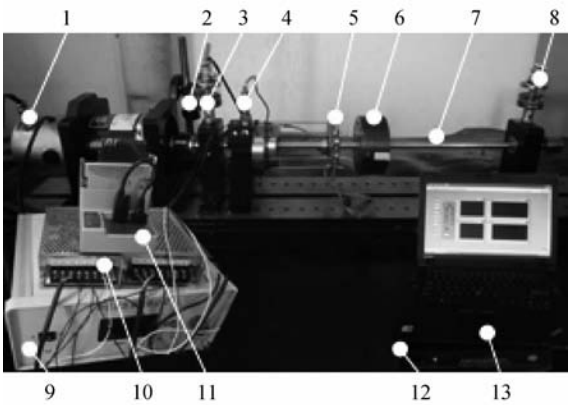


图 4 笼式 TMD 控制转子振动实验系统
Fig. 4 Experimental system of the cage-type TMD controlling the rotor vibration

图 5 为所搭建的转子-TMD 减振实验装置,单盘转子对称支承在两滑动轴承上.转子由电动机经柔性联轴器连接驱动,通过调速系统控制输出转速范围为 0~10 000 r/min,能保证转子通过一阶临界转速(2 075 r/min)。

所设计的实验系统包括硬件部分和控制系统。硬件有数据采集卡、光电转速传感器和电涡流位移传感器、控制器和笼式变质量 TMD;控制系统是基于 LABVIEW 所设计的,根据转子转速对 TMD 进行开关控制。光电转速传感器和电涡流位移传感器实时采集转子系统的转速信号和振动位移信号,输入 LC8000 信号采集系统进行处理,将信号通过计算机中的 LABVIEW 程序对转速及振动信号进行进一步的处理、存储和显示。控制信号的产生是由控制算法模块对转速信号进行处理而得,驱动执行模块收到控制信号进而对笼式 TMD 电磁环的开关进行控制,对转子振动进行



1 电动机; 2 光电头; 3 滑动轴承; 4 电涡流传感器;
5 笼式调谐质量阻尼器; 6 转盘; 7 转轴; 8 滑动轴承; 2;
9 调速系统; 10 可调电源; 11 控制仪表;
12 LC8000 数据采集系统; 13 计算机

图 5 实验系统的组成

Fig. 5 Component of the experiment system

实时控制。

针对此单跨转子过临界转速的振动,此实验中所设计的笼式 TMD 各结构参数,如表 2 所示。

表 2 实验用笼式 TMD 各结构参数
Table 2 Structure parameter of cage-type TMD

参数	数值
TMD 悬臂杆直径/mm	1.95
TMD 悬臂杆长度/mm	82
TMD 质量/g	328
TMD 与转子系统质比/%	18.7
TMD 固有频率/Hz	34.2

3.2 实验结果和讨论

3.2.1 不可控 TMD 控制转子过临界实验

由于不平衡,转子过临界时振动会迅速增大,采用上述表 2 中所设计的笼式 TMD,控制转子升速通过临界时的振动进行研究。

实验过程选取转速范围从 500~3 500 r/min,使转子通过一阶临界转速区域,不可控笼式 TMD 安装于距离转盘 50 mm 处,测点为距离左端轴承 30 mm 处(见图 5)。基于所开发的 LABVIEW 程序实时采集转子在安装不可控 TMD 前后的平稳升速曲线,并存储实验数据。图 6 为 $f=34.2$ Hz 的不可控笼式 TMD 加到转子系统上,转子振动幅值与转速的实时变化曲线。

图 6 实验结果表明,合理设计质量调谐阻尼器的固有频率与转子系统临界转速相对的频率接近或一致,能够有效减少转子过临界时振动,但添

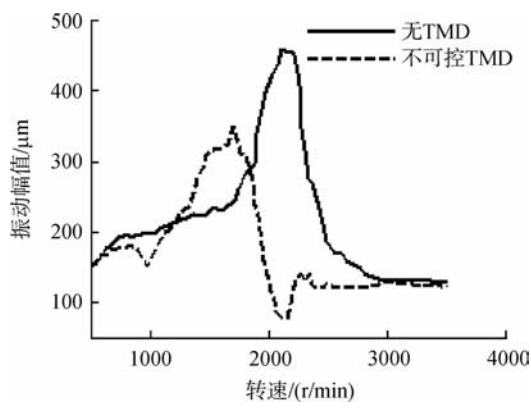


图 6 不可控 TMD 控制转子过临界振动对比
Fig. 6 Comparisons of rotor vibration over critical speed with uncontrollable TMD

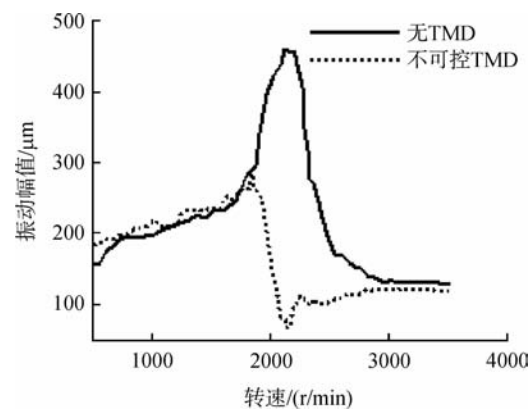


图 7 基于转速开关控制 TMD 控制转子过临界振动对比
Fig. 7 Comparisons of rotor vibration over critical speed with controlled TMD based on speed phase control

加这种被动型 TMD 转子系统新出现了两个峰值,分别在转速为 1 700 r/min 和 2 280 r/min 附近.同仿真结果相比,实验中新出现的两峰值处振幅大小有一定差异.这因为实际设计的 TMD 参数与理论值存在一定的误差,尤其是实际用的 TMD 的实际阻尼比较小,甚至可以忽略,导致其两个共振峰值不对称.虽然转速为 2 280 r/min 下的峰值相对原始振动比较小,而转速为 1 700 r/min 下的峰值仍比较大.

3.2.2 半主动笼式 TMD 控制单跨转子过临界转速实验

根据图 6 的分析结果,为了更好发挥 TMD 的吸振效果,避免两共振峰引起的失谐,以下结合转子系统对该笼式 TMD 设计基于转速的开关控制策略,即以转子转速为控制参数,经过一定的优化后,在某几个给定转速下控制输出开关信号,使 TMD 只在转子临界转速区工作.根据图 6 的实验数据,制定的实验过程:转子启动前,调节好 TMD 的刚度所需悬臂杆长度,当转子平稳升速到 1800 r/min 时,计算机输出控制信号让 TMD 的电磁环通电并与吸盘吸附结合,当转子安全通过临界区升速到 2800 r/min 时,计算机再次输出控制信号让 TMD 的电磁环与吸盘脱开,转子一直升速到工作转速为 3 500 r/min.图 7 为可控型 TMD 加到转子系统上,转子振动幅值与转速的实时变化曲线.

图 7 的实验结果中,没有了图 6 的两个明显的共振峰.表明采用这种基于转速的开关控制策略控制 TMD 的频率可以有效避免 TMD 的失谐,更有效发挥 TMD 的吸振作用.实验中,在转子临界转速为 2 120 r/min 下,转子振动幅值由

459 μm 降到了 76 μm ,减振幅度可达 83.4%.

综上所述,对该笼式半主动 TMD 可以在线有效降低转子系统过临界时的振动,并能避免 TMD 的失谐,从而保证了柔性转子系统过临界时的稳定和安全,相比于被动型 TMD 更具有优势.

4 结 论

基于单跨转子结构,设计了一种半主动变质量笼式调谐质量阻尼器,采用基于转速的开关控制策略,将该笼式 TMD 控制单跨转子过临界振动进行了实验研究.得到的主要结论如下:

- 1) 该笼式结构的调谐质量阻尼器能更易于精确调节其固有频率.
- 2) 被动型的笼式调谐质量阻尼器能有效降低转子系统过临界转速时的振动,但会引起两个新的共振峰,这是不利的.
- 3) 设计的笼式调谐质量阻尼器通过根据转子转速从而对该阻尼器进行开关控制,能够明显抑制转子通过临界转速时的振动,并能很好避免 TMD 引起的新的共振峰,相对于不可控 TMD 更具有优势.

参考文献:

[1] 李文忠,王黎钦.高速转子系统振动控制技术评述[J].机械强度,2005,27(1):44-49.
Li Wenzhong, WANG Liqin. Review on vibration control technology of high-speed rotor system[J]. Journal of Mechanical Strength, 2005, 27(1): 44-49. (in Chinese)
[2] 战鹏.挤压油膜阻尼器在解决某低压压气机试验件振动问题上的应用[J].航空发动机,2004,30(3):11-14.
ZHAN Peng. Application of a Squeeze film damper to lp

compressor vibration[J]. *Aeroengine*, 2004, 30(3): 11-14. (in Chinese)

[3] Chang-Jian C W, Yau H T, Chen J T. Nonlinear dynamic analysis of a hybrid squeeze-film damper-mounted rigid rotor lubricated with couple stress fluid and active control [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2010, 34(9): 2493-2507.

[4] 祝长生, 汪希莹. 柔性转子-挤压油膜阻尼器系统在加速通过双稳态区时的动力特性[J]. *航空动力学报*, 1994, 9(3): 237-241.

ZHU Changsheng, WANG Xixuan. Transient characteristics of a flexible rotor supported on nonlinear SFD's through bi-stable operation range[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1994, 9(3): 237-241. (in Chinese)

[5] 骆志明, 冯庚斌, 任兴民, 等. 可控挤压油膜阻尼器-转子系统主动控制试验[J]. *振动、测试与诊断*, 1999, 19(4): 343-346.

LUO Zhiming, FENG Gengbin, REN Xingmin, et al. Active controlling experiment of controllable squeeze film dampers-rotor system[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 1999, 19(4): 343-346. (in Chinese)

[6] 闫晓军, 聂景旭, 孙长任. 用于高速转子振动主动控制的智能变刚度支承系统[J]. *航空动力学报*, 2000, 15(1): 63-66.

YAN Xiaojun, NIE Jingxu, SUN Changren. Intelligent support system for passing through critical speed of high-speed rotor by changing stiffness[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2000, 15(1): 63-66. (in Chinese)

[7] Liang C, Rogers C A. Design of shape memory alloy spring with application in vibration control[J]. *Journal of Vibration & Acoustics*, 1993, 115(1): 129-135.

[8] 蒋科坚, 祝长生. 主动电磁轴承转子系统自适应不平衡补偿控制[J]. *浙江大学学报: 工学版*, 2011, 45(3): 503-509.

JIANG Kejian, ZHU Changsheng. Adaptive unbalance compensation control of active magnetic bearing supporting rotor system[J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2011, 45(3): 503-509. (in Chinese)

[9] Nonami K, Fan Q. Unbalance vibration control of magnetic bearing systems using adaptive algorithm with disturbance frequency stimation[D]. Cambridge, Masscahusetts, USA: Massachusetts Institute of Technology, 1998.

[10] LIU Mingyi, CHANG Weiling, HUANG Jinhung. Wind-induced vibration of high-rise building with tuned mass damper including soil-structure interaction[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 2008, 96(6): 1092-1102.

[11] 袁小钦. MR-TMD 对桥梁振动控制及桥梁动力检测的研究[D]. 天津: 天津大学, 2011.

YUAN Xiaoqin. Study on vibration control for bridges with MR-TMD and dynamic detection of bridges [D]. Tianjin: Tianjin University, 2011. (in Chinese)

[12] Arrigan J, Pakrashi V, Basu B, et al. Control of flapwise vibrations in wind turbine blades using semi-active tuned mass dampers[J]. *Structural Control and Health Monitoring*, 2011, 18(8): 840-851.

[13] CHENG Zhishi, Parker R G, Shaw S W. Tuning of centrifugal pendulum vibration absorbers translational and rotational vibration reduction [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 66(1): 56-65.

[14] Denman H H. Tauto-chronic bifilar pendulum torsion absorbers for reciprocating engines[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, 159(2): 251-277.

[15] Wachs M A. The main rotor bifilar absorber and its effect on helicopter reliability/maintainability[R]. *SAE Preprints* 730894, 1973.

[16] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.

[17] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 任明章, 译. 北京: 机械工业出版社, 2013.

(编辑: 叶 青)