

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.10.002

半主动 TMD 控制双跨轴系过临界振动的研究*

黄秀金,何立东*,黄文超

(北京化工大学 北京市高端装备健康监控与自愈化重点实验室,北京 100029)

摘要: 针对多轴串联机械通过临界转速时振动过大的问题,对调谐质量阻尼器在双跨轴系振动控制中的应用进行了研究。并基于转子结构,设计了具有对称结构的笼式半主动调谐质量阻尼器用于控制轴系振动;搭建了双跨转子实验台,在不改变转子轴系原有支撑形式上,在两根轴上分别安装了调谐质量阻尼器,对调谐质量阻尼器对轴系各跨转子振动的影响规律进行了实验研究。研究结果表明,不可控调谐质量阻尼器可以有效抑制安装所在轴临界转速附近的振动,对相邻轴影响较小,但会引起新共振峰。根据此实验结果通过开关控制策略实现调谐质量阻尼器半主动控制,说明半主动调谐质量阻尼器可以在不停机的情况下,抑制转子轴系通过各阶临界转速时的振动,避免失谐。

关键词: 调谐质量阻尼器;半主动控制;轴系;减振

中图分类号: TH113.1; TH39 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2014)10-1244-05

Study on semi-active TMD controlling vibration of two-span rotors over critical speeds

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

(Beijing Key Laboratory of Health Monitoring & Self-recovery for High end Mechanical Equipment,
Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Aiming at the vibration problems of the multi-rotors machinery through critical speeds, the applications for tuned mass damper in two-span rotors system were studied. And based on the rotor structure, a cage-type semi-active tuned mass damper with symmetrical structure was proposed in order to control vibrations of multi-span rotors over critical speeds. A two-span rotors bench was built to experimentally study on the influence of shaft rotors vibration by installing the tuned mass dampers on each span shaft respectively, without changing the original shaft rotors support form. Experimental results show that the uncontrollable TMDs can only effectively suppress the vibration of the shaft where the TMD installed near critical speeds but little effect on the adjacent shaft. However, they will cause new formants. According to experimental results achieve dampers semi-active control by the switching control strategies. And it experimentally verified that the semi-active tuned mass damper can suppress the vibration of the shaft through the critical speeds in the case of non-stop, and avoid detuning.

Key words: tuned mass damper(TMD); semi-active control; shaft rotors; vibration reduction

0 引言

现代大型机组轴系普遍采用多轴串联运行方式,如在汽轮机组中,高、中、低压汽轮机转子由联轴器连

接组成一个轴系系统。但各跨转子即使经严格高速动平衡,且安装对中良好,但如果在安装过程忽略了各跨转子残余不平衡的偶联作用,组成的机组运转起来仍可能发生强烈振动。而轴系在运行过程中也会

收稿日期: 2014-06-04

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(“973”计划)资助项目(2012CB026000);北京市教育委员会共建项目专项资助与博士点基金资助项目(20110010110009)

作者简介: 黄秀金(1989-),女,广东茂名,主要从事旋转机械动力学与振动控制方面的研究。E-mail: xiatian06@126.com。

通信联系人: 何立东,男,教授,博士生导师。E-mail: he63@263.net。

因一些故障产生不平衡导致大振动。目前,通常采用现场动平衡来消除轴系不平衡振动,需要反复启停机组,延误工期,造成经济损失。

目前,调谐质量阻尼器(TMD)被广泛应用于振动控制领域,尤其高楼、桥梁建筑等的风载或地震^[1-3]。传统TMD对于主系统的窄带响应有良好的减振效果,对于频率变化范围较大的振动则效果较差。而半主动和主动式TMD由于参数和状态可根据主系统的状态自动调节,可实现宽频带吸振且吸振效果优良,因此,其应用范围日益扩大。转子轴系由于不平衡,在启停机过临界时的振动通常以一倍频为主,其激振力随转速变化,因此用半主动TMD抑制转子系统过临界的振动是十分合适的。目前,TMD用于控制转子系统的研究较少。曾有人通过有阻尼主动TMD增加机床结构的阻尼,例如在铣床主轴、磨床主轴、镗杆等上来减少刀杆的颤振研究^[4-5]。宋方臻等^[6]提出采用电磁悬浮动力吸振器对转子振动进行主动控制,但有待于进一步的实验验证。刘耀宗等^[7]采用动力吸振器有效抑制轴系各阶轴向共振频率附近的轴-壳共振,而对其他频段的轴向共振则效果不佳。离心摆式动力吸振器对于控制旋转机械的扭转振动取得了良好的减振效果,而对于控制径向振动效果不明显^[8],属于一种被动控制装置,它需要跟随转子一起旋转,会导致转子新的不平衡,且容易出现非线性失稳^[9]、同谐失调^[10]等问题。

本研究针对一双跨转子轴系,设计一种笼式动力吸振器,提出基于转速的开关控制策略,并开发一套基于LabVIEW的双跨转子振动半主动闭环控制系统,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。同时,本研究搭建双跨转子轴系试验台,在不停机情况下,研究半主动调谐质量阻尼器抑制双跨转子轴系过临界转速的振动,确认该半主动笼式调谐质量阻尼器对轴系减振的可行性和优越性。

1 半主动笼式调谐质量阻尼器结构

基于转子系统结构,笔者设计了一种转子用的半主动变质量笼式调谐质量阻尼器,如图1所示。

本研究设计的半主动笼式调谐质量阻尼器主要由连接单元、刚度单元、质量单元和控制单元构成。其中,连接单元包括轴承和辅助环,辅助环套在轴承外圈,通过轴承与转轴连接,从而传递主系统振动幅值和激振力,辅助环本身不转动,即整个TMD并不随转子旋转。刚度单元由6根直径相同的悬臂杆提供,其TMD子系统的刚度:

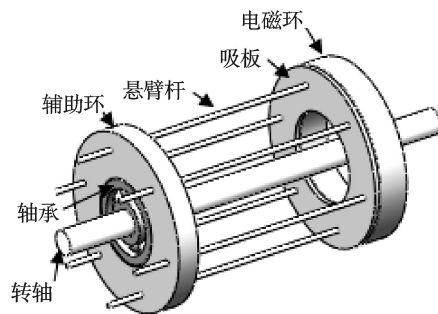


图1 半主动笼式调谐质量阻尼器

$$k = a \frac{3EI}{l^3} \quad (1)$$

式中: I —悬臂杆截面二次矩; E —弹性模量; l —悬臂杆弹簧有效长度; a —修正常数。

当悬臂杆直径选定后,通过改变悬臂杆有效长度 l 可精确调整TMD的频率。质量单元是该TMD的控制参数,由大质量电磁环和小质量吸板构成,大质量电磁环和小质量吸板的质量比需要根据所控制转子轴系的某阶固有频率进行调节。在刚度不变情况下,要求小质量吸板构成的TMD的固有频率要大于所控制轴系的某阶固有频率。控制单元根据计算机输出的控制信号控制电磁环的通断电,调节TMD的频率,实现对转子轴系过临界的振动控制。

该笼式结构具有良好的环向对称性,且结构紧凑,所需安装空间小,刚度调整范围大,曾作为挤压油膜阻尼器中的弹性支撑,广泛应用于航空发动机轴承系统,可见该笼式结构非常适合转子系统的应用。

其半主动变质量笼式调谐质量阻尼器在轴系的安装情况如图2所示。

2 TMD控制转子轴系振动机理

调谐质量阻尼器对双跨转子轴系进行振动控制的机理为:当主系统结构在外激励作用下产生振动时,通过在转子轴系主系统各跨上附加一个子系统(即调谐质量阻尼器),只要各子系统的固有频率分别与转子轴系主系统的某阶振动频率相同,吸振器质量的振荡相对主系统响应有 90° 的滞后作用,二者相对运动产生的惯性力反作用到转子主系统上,即可有效地消除轴系主系统结构过临界振动。

对于轴系转子系统,根据转子动力学理论,转子在不平衡等外扰力作用下的动力学方程为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (2)$$

式中: $[M]$, $[C]$, $[K]$ —转子系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\{f\}$ —转子的外激振力矩阵。

在转子轴系各跨转轴合适位置安装调谐质量阻尼

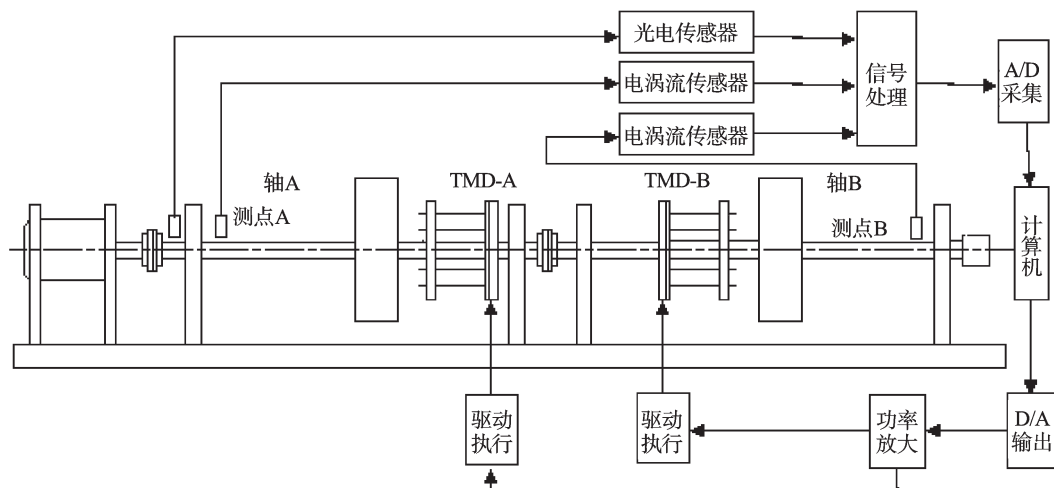


图2 半主动TMD控制轴系的安装示意图

器后,设调谐质量阻尼器作用在转子上反馈回来的控制力为 $\{F_d\}$,则作用在运动方程上的力为外激振力与控制力之差。因此,含有TMD的转子轴系的运动方程为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} - \{F_d\} \quad (3)$$

其中某个调谐质量阻尼器产生的控制力:

$$F_{di} = \frac{-m_{di}\omega^2(k_{di} + jc_{di}\omega)}{k_{di} - m_{di}\omega^2 + jc_{di}\omega} \delta_i$$

式中: m_{di} , k_{di} , c_{di} —控制转子系统第*i*阶模态的调谐质量阻尼器的质量、刚度和阻尼系数; ω —激振力频率。

只要合理设计控制第*i*阶模态的阻尼器的固有频率,即可有效抵消外扰力的影响,从而降低转子轴系的振动。

3 TMD控制双跨转子轴系过临界振动实验

双跨转子的试验台的结构如图3所示。

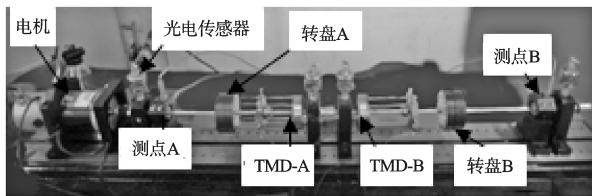


图3 双跨转子试验台

两跨轴系由弹性联轴器连接,其中轴系的基本几何参数如下:转轴A的长度为470 mm,支撑跨距340 mm,转轴的直径为506 mm,支撑跨距为440 mm,两轴直径均为10 mm。

本研究设计了一套以数据采集系统、测速传感器和振动位移传感器、控制器和笼式TMD为硬件,基于LabVIEW虚拟仪器软件开发平台的振动测试与控制系统。光电头采集的转速信号和电涡流传感器采集

转子振动位移信号,经由LC8000振动信号采集系统处理后送入计算机,计算机中LabVIEW程序通过数据采集和保存模块,能够得到转速和振动位移信号并存储,并能通过图形显示模块实时显示转子振动的时域波形和振动幅值随转速的实时变化曲线。转速信号送入控制算法模块进行处理后产生控制信号,由并口输出控制信号到驱动执行模块,控制笼式TMD电磁环的开关,从而实现对转子振动实时在线控制。

3.1 轴系振型计算与分析

本研究根据实验台基本参数,通过Dyrobes软件建模计算轴系一阶和二阶振型,双跨转子的有限元模型如图4所示。

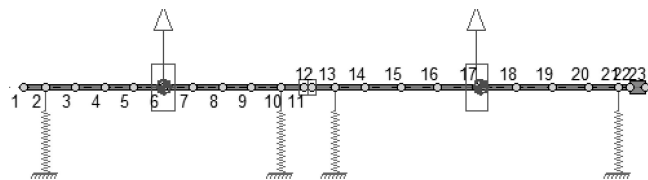


图4 双跨转子的有限元模型

轴系一阶临界转速为2 304 r/min(38.4 Hz),此时轴B振动显著,轴A振动较小,一阶振型如图5(a)所示;轴系二阶临界转速为3 591 r/min(59.85 Hz),此时轴A振动显著,轴B振动较小,二阶振型如图5(b)所示。

通过有限元分析,得到该轴系的第一跨转子的等效质量 $M_1=1.50$ kg,第二跨转子的等效质量 $M_2=1.75$ kg。对于TMD,质量比越大,减振效果越好,但TMD子系统的质量过大会增加主系统负载,一般要求质量比 $u < 0.25$ 。此处取对应双跨转子轴系偶联后的一阶和二阶临界的TMD的质量比均为 $\mu=0.2$,按照最优调谐公式^[11]得到TMD各参数。

根据计算的轴系的临界转速,本研究设计了两个固有频率分别为38 Hz和60 Hz的实验用笼式TMD,

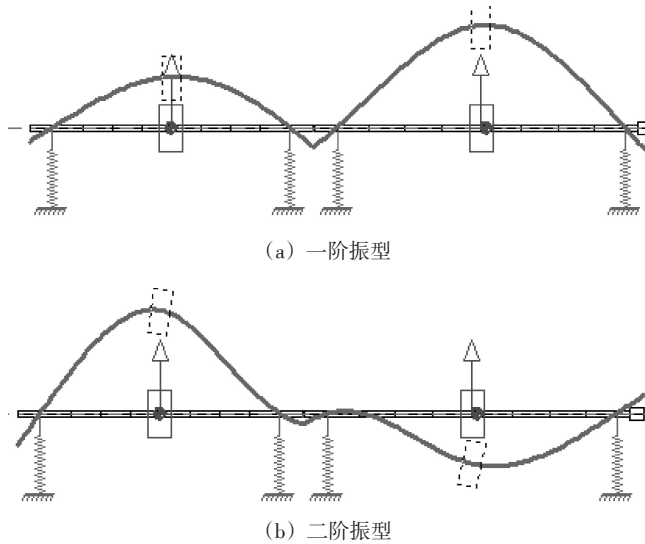


图5 双跨转子轴系振型

其参数如表1所示。

表1 笼式TMDs参数

参数	数值
TMD-A 悬臂杆直径/mm	1.95
TMD-A 悬臂杆长度/mm	55
TMD-A 电磁环质量/g	220
TMD-A 吸板质量/g	131
TMD-A 固有频率/Hz	38.3
TMD-B 悬臂杆直径/mm	1.95
TMD-B 悬臂杆长度/mm	76
TMD-B 电磁环质量/g	258
TMD-B 吸板质量/g	70
TMD-B 固有频率/Hz	60

3.2 不可控笼式TMD对双跨转子轴系振动的影响规律研究

实验中分别在轴A安装不可控TMD-A,在轴B安装不可控TMD-B,研究单个TMD对本跨转子和相邻跨转子振动的影响规律。

在一阶临界转速2 304 r/min附近,轴B的振动显著,而轴A的振动比较小,因此,本研究在轴B装上固有频率与轴系一阶临界接近的TMD-B;而在轴系二阶临界转速3 600 r/min附近,轴A的振动显著,轴B振动较小,同样本研究在轴A安装固有频率与轴系二阶临界接近的TMD-A。当不可控TMD-A与TMD-B单独作用时,转速均从0 r/min升到5 000 r/min。

测点A和测点B分别在轴A装上TMD-A和在轴B装上TMD-B的振动幅值与转速的实时升速曲线对比如图6所示。

由图6可以看出,当系统只在轴B安装TMD-B时,能对轴系中轴B在临界转速2 300 r/min附近有很好的吸振作用,而对轴A振动的影响很小;当系统只

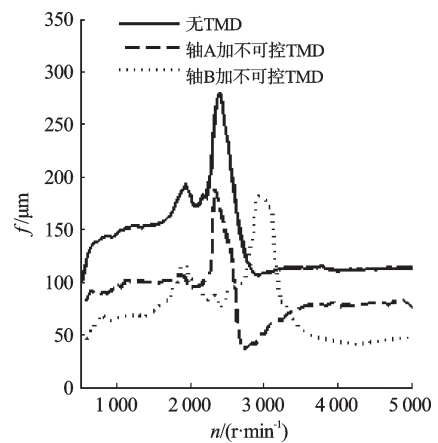
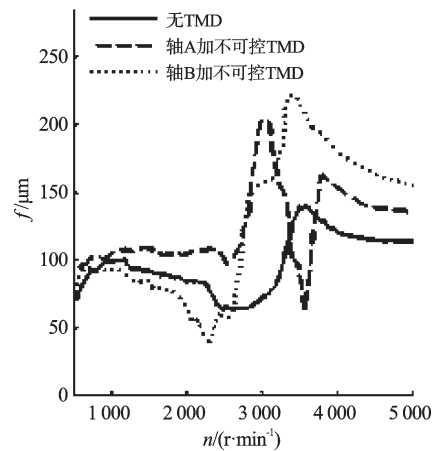


图6 不可控TMD单独作用各轴振动对比

在轴A安装TMD-A时,对轴系中轴A在临界转速3 600 r/min附近有很好的减振效果,而对轴B的振动的影响也很小。在一阶和二阶临界转速下(即TMD固有频率处),轴系主系统的振动幅度均大幅度下降,但同时在固有频率邻近范围会出现2个新的峰值。该实验中出现的两峰值不对称,只要是实际设计的TMD的阻尼比相对理论最优阻尼比较小,从而导致两峰值不对称。

3.3 可控型TMD对双跨转子轴系振动控制

为避免TMD在减振的同时引起新的共振峰,本研究采用基于转速的控制策略分别对TMD进行控制。即以转子转速为控制参数,针对不同阶段转速对不同跨的TMD进行分段控制方法。

基于以上的研究,笔者制定TMD-B的工作转速区间为:2 000 r/min~2 800 r/min,TMD-A的工作转速区间为:3 400 r/min~3 800 r/min。其实验过程为:转子从500 r/min平稳升速,当转速达到2 000 r/min,TMD-B通电,当转速达到2 800 r/min,TMD-B断电;当转速达到3 400 r/min,TMD-A通电,当转速到达3 800 r/min,TMD-A断开;然后继续升速到5 000 r/min,到达工作状态。

测点A和测点B在对TMD-A和TMD-B采用基于转速开关控制后的振动幅值与转速的实时升速曲线对比,如图7所示。

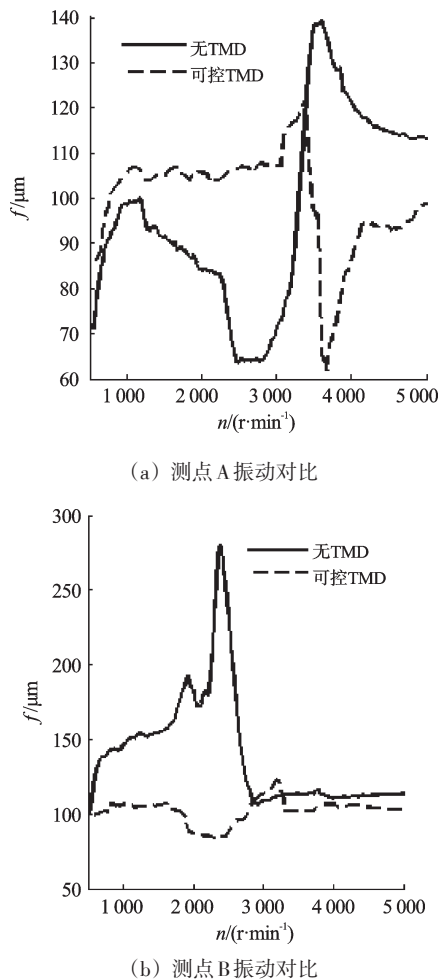


图7 可控TMD作用各轴振动对比

由图7可见,施加基于转速开关控制后,由TMD引起的新的共振峰基本消失。图7(b)中,轴B的原一阶临界转速附近振动得到了很好的抑制,降幅高达70.3%。由图7(a)可见,轴A原二阶临界转速附近振动得到了很好的抑制,降幅高达55.4%。因此,基于转速的开关控制可以在不停机的情况下控制TMD,实现TMD半主动控制,从而抑制双跨转子轴系通过两阶临界转速时的振动。

4 结束语

基于转子结构,本研究设计了一种半主动笼式调谐质量阻尼器,并对调谐质量阻尼器在双跨轴系振动控制

中的应用进行了试验研究。得到的主要结论如下:

(1) 该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,但被动型笼式TMD会引起2个新的峰值;

(2) 当所设计的TMD与轴系每阶临界相等或接近时,通过所设计的基于转速的开关控制策略控制两个调谐质量阻尼器工作状态,可以有效抑制安装所在轴临界转速附近的振动,不会对相邻轴产生影响。

参考文献(References):

- [1] LIUA Ming-yi, CHIANG Wei-ling, et al. 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(6-7): 1092-1102.
- [2] 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:天津大学机械工程学院, 2011.
- [3] YING Z, SEMRCIGIL S E. Response of a new tuned vibration absorber to an earthquake-like random excitation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 150(3): 520-530.
- [4] ALTINTASI Y, WECK M. Chatter stability of metal cutting and grinding[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2004, 53(2): 619-642.
- [5] YANG Y, MUNOA J, ALTINTAS Y. Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2010, 50(2): 834-842.
- [6] 宋方臻, 冯德振, 宋波, 等. 用电磁悬浮动力吸振器控制转子多频不平衡响应的方法[J]. *机械科学与技术*, 2004, 23(2): 170-174.
- [7] 刘耀宗, 王宁, 孟浩, 等. 基于动力吸振器的潜艇推进轴系轴向减振研究[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(5): 184-187.
- [8] WACHS M A. The main rotor bifilar absorber and its effect on helicopt reliability/maintainability [J]. *SAE Technical Paper*, 1973(2): 730-894.
- [9] LEE C T, SHAW S W. The non-linear dynamic response of paired centrifugal pendulum vibration absorbers[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 203(5): 731-743.
- [10] CHAO C P, LEE C T, SHAW S W. Non-union dynamics of multiple centrifugal pendulum vibration absorbers[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 204(5): 769-794.
- [11] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2013.

[编辑:张豪]

本文引用格式:

黄秀金, 何立东, 黄文超. 半主动TMD控制双跨轴系过临界振动的研究[J]. *机电工程*, 2014, 31(10): 1244-1248.

HUANG Xiu-jin, HE Li-dong, HUANG Wen-chao. Study on semi-active TMD controlling vibration of two-span rotors over critical speeds[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014, 31(10): 1244-1248.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>