

# 四跨转子应用调谐质量吸振器 抑制临界转速振动实验研究

冯浩然 何立东\* 夏雪然 胡航领

(北京化工大学 机电工程学院 化工安全教育部工程研究中心, 北京 100029)

**摘要:**为解决多跨串联转子在升速降速过程中经过转子的临界转速区域会产生严重振动的问题,设计了一种新型质量调谐吸振器,搭建了四跨转子实验台并进行了实验研究。根据转速信号对四跨转子轴系进行有关控制吸振器的振动控制研究,在转子过临界时吸合相应转子上吸振器的电磁铁,使吸振器的固有频率与转子临界转速对应的频率一致。结果表明,新型调谐质量吸振器能够有效抑制四跨转子过临界时的振动,同时避免了由吸振器产生的新共振对转子的影响,使四跨转子轴系在全转速范围内保持较低的振动幅度。

**关键词:**四跨转子;调谐质量吸振器;临界转速;振动控制

**中图分类号:**TH113.1 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2017.04.012

## 引言

汽轮机转子通常由低、中、高压转子串联形成一个轴系系统,各跨转子由于材料、加工等因素的影响,必然会产生质量不平衡,而不平衡是转子振动的主要原因。旋转机械启停机时经过转子一阶临界转速产生的剧烈振动严重影响设备的正常运行,甚至会导致轴系断裂等严重事故。因此研究需转机械转子振动控制有非常重要的意义。

解决转子不平衡的常用手段是对转子进行动平衡。但无论使用动平衡机或者现场动平衡都要经过多次启停机和拆装转子,不仅费用高昂,还要耗费大量的人力和时间<sup>[1]</sup>。转子在线自动平衡技术是解决转子不停机动平衡的一种方法,已在风机、磨床上有所应用,但在线动平衡装置结构较复杂,难以在大型多跨旋转机械上应用<sup>[2-3]</sup>。

调谐质量吸振器是一种有效的振动控制装置,在建筑行业获得广泛应用<sup>[4]</sup>。吸振器一般由质量单元、弹性单元和阻尼单元构成,主系统振动时吸振

器会产生惯性力反作用于主系统,来消除主系统的振动<sup>[5]</sup>。文献[6-7]研究了一种有阻尼的主动式吸振器减小了铣床、磨床主轴的颤振;Fitzgerald等<sup>[8]</sup>设计了一种主动式调谐质量阻尼器可减小风机叶片振动;黄秀金等<sup>[9]</sup>设计了一种半主动笼式调谐质量阻尼器,用于控制双跨转子的临界振动;王晨阳等<sup>[10]</sup>搭建了双跨、三跨实验台,利用吸振器进行振动控制实验研究,结果表明吸振器能有效抑制转子过临界转速时的振动。以上研究主要针对较简单的转子结构,而大型旋转机械的串联转子能达到四跨以上,故本文搭建了四跨转子轴系实验台,研究吸振器对四跨转子轴系临界振动的控制规律;转子系统启停机过程中,传统调谐质量吸振器可能会产生新共振峰使转子的振动加大。本文同时采用基于转速进行开关控制的新型吸振器来解决吸振器可能会产生新共振峰的问题,以克服传统吸振器的缺点。

## 1 调谐质量吸振器振动控制原理

对装有吸振器的转子系统进行分析。该转子系统为二自由度系统,其中主系统为转子系统,子系统为吸振器系统。系统的运动微分方程为<sup>[11]</sup>:

$$M\ddot{\mathbf{x}} + C\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = F e^{i\omega t} \quad (1)$$

其中  $M, C, K$  分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,  $\ddot{\mathbf{x}}, \dot{\mathbf{x}}, \mathbf{x}$  分别为系统的加速度矩阵、速度矩阵和位移矩阵,  $F$  为转子系统的不平衡力列向量,  $\omega$

收稿日期: 2016-11-22

基金项目: 国家“973”计划(2012CB026000); 北京市教育委员会共建项目专项资助与博士点基金(20110010110009)

第一作者: 男, 1990年生, 硕士生

\* 通讯联系人

E-mail: 1963he@163.com

为不平衡力的频率。

将式(1)化为矩阵形式

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 e^{i\omega t} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式中,  $m_1$  为转子主系统质量,  $m_2$  为吸振器子系统质量;  $x_1$  为转子主系统位移,  $x_2$  为吸振器子系统位移;  $k_1$  为转子主系统刚度,  $k_2$  为吸振器子系统刚度;  $c$  为吸振器子系统阻尼;  $F_0 e^{i\omega t}$  为系统所受激振力。系统简化后的参数模型如图1所示。

转子系统的位移响应为  $A_1$ , 吸振器系统的位移响应为  $A_2$ , 位移响应可分别表示为  $x_1 = A_1 e^{i\omega t}$  和  $x_2 =$

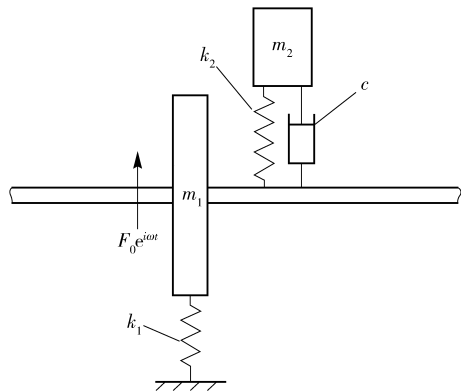


图1 二自由度吸振器系统集总参数模型

Fig.1 Two degrees of freedom model of tuned mass absorber

$A_2 e^{i\omega t}$ , 将其代入式(2)可以解得

$$|A_1| = \frac{\sqrt{(k_2 - m_2 \omega^2)^2 + (\omega c)^2}}{\sqrt{[k_1(k_2 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2) - m_2(k_1 - m_1 \omega^2)]^2 + [k_1 - (m_1 + m_2)\omega^2]^2 (\omega c)^2}} F_0 \quad (3)$$

$$|A_2| = \frac{\sqrt{k_2^2 + (\omega c)^2}}{\sqrt{[k_1(k_2 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2) - m_2(k_1 - m_1 \omega^2)]^2 + [k_1 - (m_1 + m_2)\omega^2]^2 (\omega c)^2}} F_0 \quad (4)$$

外界激振力引起转子主系统的静变形为  $X_{st} = F_0/k_1$ , 可求得主系统在吸振器作用下的振幅比:

$$\frac{|A_1|}{X_{st}} = \frac{\sqrt{(\gamma^2 - \lambda^2)^2 + (2\lambda\gamma\zeta)^2}}{\sqrt{[(1 - \lambda^2)(\gamma^2 - \lambda^2) - \mu\lambda^2\gamma^2]^2 + [1 - (1 + \mu)\lambda^2]^2 (2\lambda\gamma\zeta)^2}} \quad (5)$$

其中: 固有频率比  $\gamma = \omega_{n2}/\omega_{n1}$ , 转子系统固有频率  $\omega_{n1} = \sqrt{k_1/m_1}$ , 吸振器固有频率  $\omega_{n2} = \sqrt{k_2/m_2}$ , 质量比  $\mu = m_2/m_1$ , 激振力频率比  $\lambda = \omega/\omega_{n1}$ , 吸振器的阻尼比  $\zeta = c/2m_2\omega_{n2}$ 。

取带吸振器的转子系统的质量比  $\mu = 0.1$ , 固有频率比  $\gamma = 1$ , 得到如图2所示的振幅比与激振力频率比  $\lambda$  的曲线图。可以看出, 当转子激振频率与吸振器的固有频率一致时, 吸振器通过其质量和弹簧构成的共振子系统将转子主系统的振动转移过来, 使转子系统的振幅大幅降低, 但是在转子系统固有频率的前后均出现了一个新的共振峰。

## 2 调谐质量吸振器的设计

吸振器的结构如图3所示, 由质量单元、弹性单元和连接单元组成。连接单元包括轴承和抱箍, 轴承采用涨紧套进行轴向定位与转轴相连, 抱箍套在轴承外圈, 用以传递系统的振动和作用力; 弹性单元

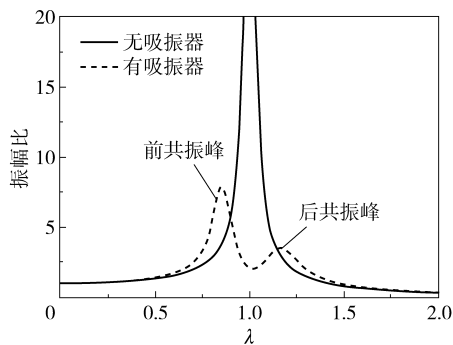


图2 调谐质量吸振器抑制转子振动效果图

Fig.2 Effect of a tuned mass damper on rotor vibration suppression

则由4根刚度同为  $k$  的弹簧构成, 采用周向均布的分布方式, 两端分别连接抱箍和支撑环; 质量单元主要由支撑环与电磁铁组成, 支撑环的质量为  $M_0$ , 电磁铁质量为  $M_1$ 。安装调谐质量阻尼器时, 需控制电磁铁和支撑环之间的距离, 以保证电磁铁通电时能与支撑环迅速吸合, 断电时能与支撑环脱开, 使阻尼器的质量在  $M_0$  与  $M_0 + M_1$  之间切换, 从而实现吸振器的频率调节。吸振器的固有频率  $f$  与其质量和弹簧刚度有关, 计算式为:

$$f = \sqrt{K/M}/(2\pi) \quad (6)$$

其中  $K$  为弹簧刚度,  $M$  为吸振器质量。由式(6)可知, 电磁铁脱开时, 吸振器的固有频率为  $f_0 =$

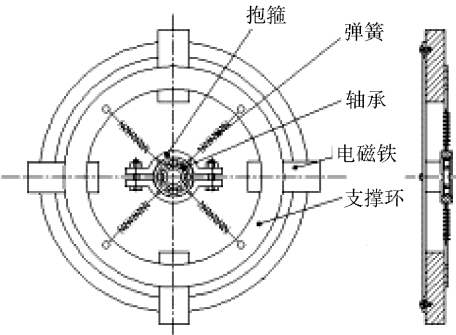


图 3 调谐质量吸振器结构示意图

Fig. 3 Structure of the tuned mass absorber

$\sqrt{K/M_0}/(2\pi)$ ; 电磁铁吸合时, 固有频率变为  $f_1 = \sqrt{K/(M_0 + M_1)}/(2\pi)$ 。

图 4 为吸振器进行开关控制后转子系统振动控制效果图, 可以看出, 转子升速过程中, 其速度处于非临界共振区时振动较小, 调谐质量吸振器的电磁铁未吸合; 转速接近临界共振区时转子振动加大, 使调谐质量吸振器的电磁铁在 A 点对应转速吸合, 此时吸振器的固有频率与转子的临界转速频率一致, 从而使轴系临界振动减小; 转速超过临界共振区时电磁铁在 B 点对应转速脱开, 此时吸振器的固有频率远高于转子转频, 避免了吸振器产生新共振峰而

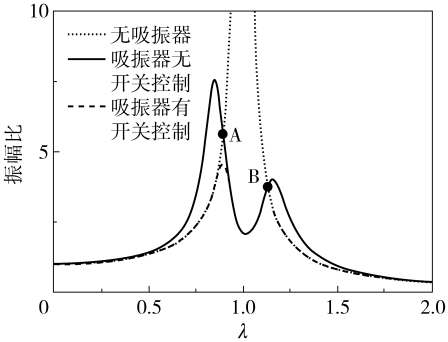


图 4 调谐质量吸振器有开关振动控制效果图

Fig. 4 Vibration reduction effect of the tuned mass absorber with on-off control

加大转子振动。

3 四跨转子的轴系振动控制实验

3.1 实验台参数

四跨转子轴系吸振器减振实验台结构如图 5 所示, 轴系中的所有轴均采用双支撑, 其中三跨为双盘转子, 一跨为单盘转子; 轴间采用弹性联轴器连接, 分别在每跨转子支撑轴承位置的测点 1、2、3 和 4 安装振动加速度传感器来测量轴 1、2、3 和 4 的振动幅值。各跨转子的参数如表 1 所示。

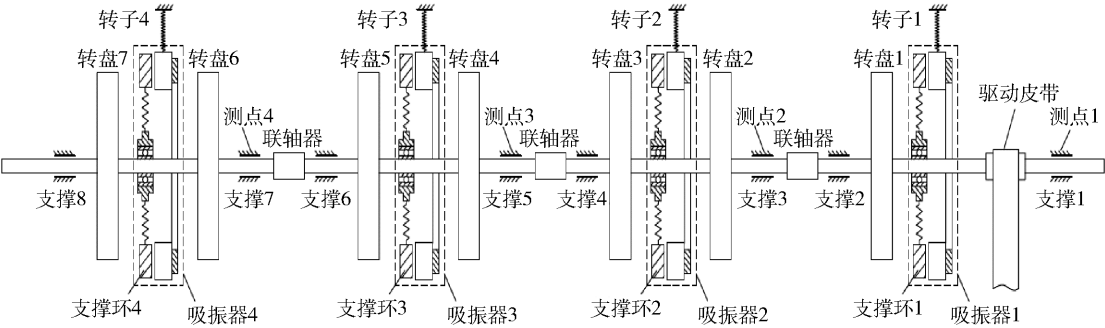


图 5 四跨转子轴系实验台结构图

Fig. 5 Design of the four-span rotor shaft test bed

表 1 四跨转子轴系基本参数

Table 1 Parameters for the four-span rotors

转轴	转盘	转盘	转轴	支承	转轴
	质量/mm	直径/mm	长度/mm	跨距/mm	直径/mm
轴 1	6.89	200	600	360	15
轴 2	6.89	200	600	460	15
轴 3	6.89	200	800	550	15
轴 4	6.89	200	800	550	15

实验所用测试系统硬件包括 LC8008 振动信号数据采集系统、转速传感器和振动加速度传感器, 软

件为基于 Labview 的振动测试系统。

3.2 轴系原始振动

将轴系转速( $n$ )由 0 升到 2700 r/min, 采集到的原始振动如图 6 所示。可以看出轴系的一阶临界共振区为 1145 ~ 1320 r/min, 二阶临界共振区为 1700 ~ 1950 r/min, 三阶临界共振区为 2370 ~ 2500 r/min。分析每个测点的振动幅值, 发现轴系一阶临界共振来自轴 3 与轴 4, 测点 3、4 的最大振幅分别达到了 14.9 m/s<sup>2</sup> 和 9.8 m/s<sup>2</sup>; 二阶临界共振来自轴 2, 测点 2 的最大振动幅值达到了 25.1 m/s<sup>2</sup>; 三阶临界共振

来自轴 1,测点 1 的最大振动幅值达到了  $34.3\text{ m/s}^2$ 。

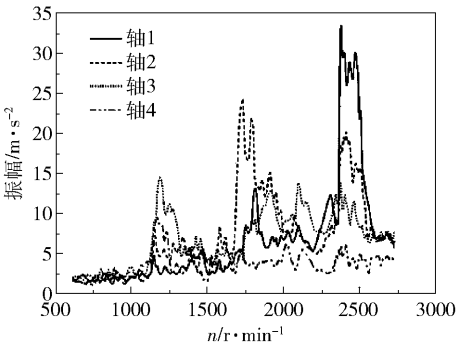


图 6 四跨转子轴系原始振动

Fig. 6 Origin vibrations of the four-span rotors

3.3 调谐质量吸振器无开关控制的轴系振动

3.3.1 吸振器结构参数

根据转子轴系的一、二、三阶临界转速的范围,分别为转轴 1、2、3 和 4 设计了相应的吸振器。吸振器的固有频率由式(6)计算,各个吸振器的参数如表 2 所示。由表 2 可知吸振器 1 仅有支撑环时固有频率为 112.7 Hz,对应转子转速为 6762 r/min;吸振器 2 仅有支撑环时固有频率为 84.6 Hz,对应转子转速为 5076 r/min;吸振器 3、4 仅有支撑环时固有频率为 56.4 Hz,对应转子转速为 3384 r/min。针对吸振器会产生两个新共振峰的特点,对固有频率最低的吸振器 3 和 4 进行实验,测得其前共振峰对应的转速为 3200 ~ 3300 r/min。吸振器 1 和 2 的固有频率更高,产生共振峰时的转速远高于转子最高转速 2700 r/min。由此可知,无吸振器电磁配重(只有支撑环)作用时不会在转子工作转速内产生共振峰。

表 2 四跨转子轴系吸振器参数

Table 2 Parameters for the tuned mass absorbers

吸振器	$M_0/\text{g}$	$M_1/\text{g}$	$k/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	$f_0/\text{Hz}$	$f_1/\text{Hz}$
1	180	1250	32.2	112.7	40
2	180	1250	17.9	84.6	30
3、4	180	1250	7.9	56.4	20

电磁铁吸合时吸振器 1、2、3、4 的频率为 40、30、20、20 Hz,分别对应各跨转子的临界转速频率。由此可知,在特定的转速区间内吸合和脱开电磁铁可使吸振器控制转子振动。为确定这个区间需进行吸振器无开关控制实验,即始终将电磁铁吸合在支撑环上测量整个升速过程中的轴系振动,得到吸振器在电磁铁吸合时所产生的两个共振峰的转速区域。

3.3.2 4 个吸振器同时全程作用

4 个吸振器同时作用在四跨转子轴系上,并且不进行开关控制,得到四跨转子轴系振动如图 7 所示。由图看出,4 个吸振器无开关控制时,各跨转子的临界振动均得到了有效抑制,但却产生了 8 个新的共振峰,使转子轴系的振动更加复杂。

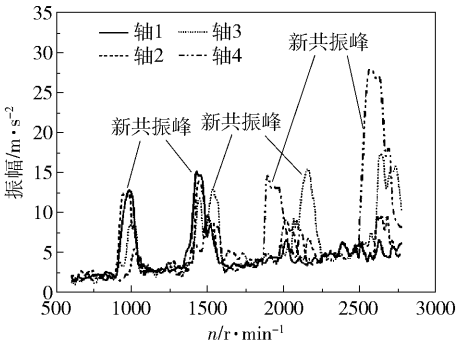


图 7 四跨转子 4 个吸振器无开关控制的振动

Fig. 7 Vibration of four absorbers on rotors without on-off control

3.3.3 单个吸振器全程作用

将吸振器 1、吸振器 2 和吸振器 3、4 分 3 组进行无开关控制实验。如图 8(a) 所示,只有吸振器 1 的电磁铁吸合时,轴 1 在轴系三阶临界区域内的振动得到有效抑制,但在 1790 ~ 1940 r/min 和 2530 ~ 2700 r/min 之间产生了 2 个新共振峰;如图 8(b) 所示,只有吸振器 2 的电磁铁吸合时,轴 2 在轴系二阶临界区域的振动得到有效的抑制,但在 1550 ~ 1650 r/min 和 1950 ~ 2150 r/min 的转速范围产生了 2 个新共振峰;如图 8(c)、(d) 所示,只有吸振器 3、4 的电磁铁吸合时,轴 3 和轴 4 在轴系一阶临界区域内的振动得到有效抑制,由于 2 个吸振器参数相同,所产生的 4 个新共振峰两两相似,分布在 900 ~ 1050 r/min 和 1370 ~ 1500 r/min 范围内。由此可以确定各个吸振器电磁铁吸合与脱开转速范围:吸振器 1 于 2310 ~ 2570 r/min 区间内吸合,其余转速脱开;吸振器 2 于 1700 ~ 1940 r/min 区间内吸合,其余转速脱开;吸振器 3、4 于 1100 ~ 1400 r/min 区间内吸合,其余转速脱开。

3.4 调谐质量吸振器有开关控制的轴系振动

根据吸振器无开关控制实验得到的电磁铁吸合与脱开的转速范围,对四跨转子进行吸振器开关控制实验,控制流程如表 3。图 9 为得到的轴系振动,可以看出,当轴系达到一阶临界即 1140 ~ 1320 r/min 时开关控制吸振器 3、4,测点 3 的最大



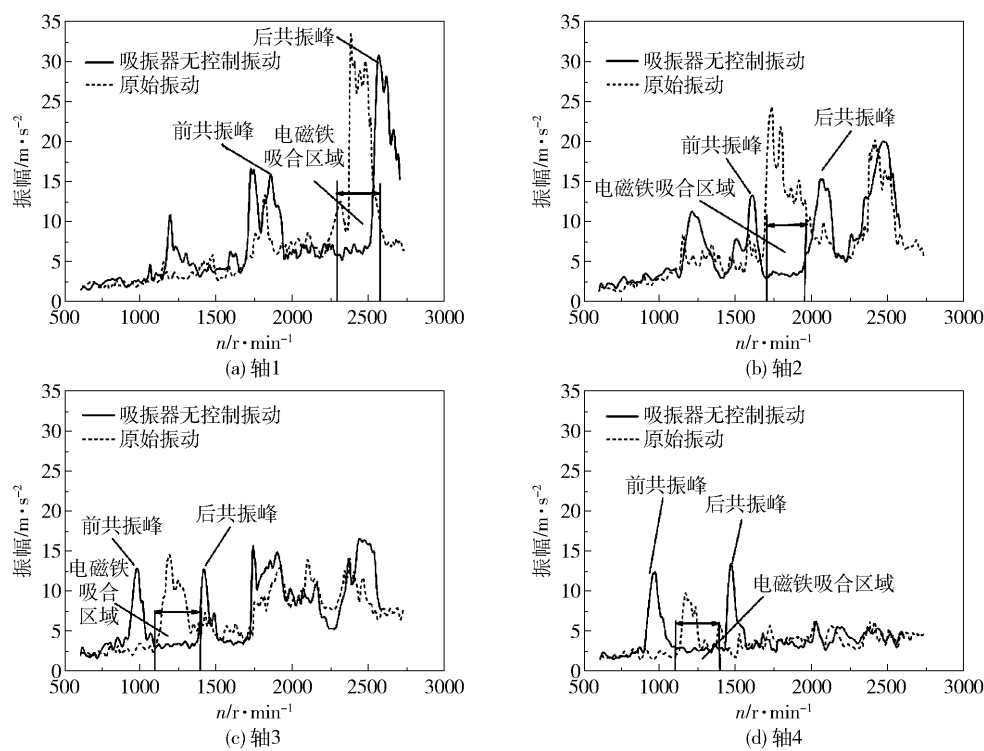


图 8 单吸振器无开关控制轴系振动与原始振动对比

Fig. 8 Vibration of one absorber on rotors without on-off control

表 3 调谐质量阻尼器控制流程

Table 3 Control process for the tuned mass absorber

转速 $n / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	电磁铁状态			
	阻尼器 1	阻尼器 2	阻尼器 3	阻尼器 4
$n < 1100$	脱开	脱开	脱开	脱开
$1100 < n < 1400$	脱开	脱开	吸合	吸合
$1400 < n < 1700$	脱开	脱开	脱开	脱开
$1700 < n < 1940$	脱开	吸合	脱开	脱开
$1940 < n < 2310$	脱开	脱开	脱开	脱开
$2310 < n < 2570$	吸合	脱开	脱开	脱开
$n > 2570$	脱开	脱开	脱开	脱开

振幅从  $14.9 \text{ m/s}^2$  降低到  $4.8 \text{ m/s}^2$ , 降幅达 67.8%, 测点 4 的最大振幅从  $9.8 \text{ m/s}^2$  降低到  $3.0 \text{ m/s}^2$ , 降幅达 69.4%; 转速为  $1700 \sim 1940 \text{ r/min}$  时开关控制吸振器 2, 测点 2 的最大振幅从  $25.1 \text{ m/s}^2$  降低到  $5.1 \text{ m/s}^2$ , 降幅达 79.7%; 转速为  $2310 \sim 2510 \text{ r/min}$  时开关控制吸振器 1, 测点 1 的最大振幅从  $34.3 \text{ m/s}^2$  降低到  $6.2 \text{ m/s}^2$ , 降幅达 81.9%。整个轴系振动平稳。

4 结论

本文设计的吸振器可以通过转速控制开关, 实现电磁铁的吸合和脱开来切换吸振器的频率, 有效避免了由吸振器产生的新共振峰。对四跨转子轴系从 0 升到  $2700 \text{ r/min}$ , 根据转速依次控制吸振器电磁铁的吸合与脱开, 有效地抑制了四跨转子的临界振动, 减幅达 67% ~ 82%, 使四跨转子在整个升速过程保持较平稳状态。

参考文献:

[1] 刘锦南, 何立东, 沈伟, 等. 单平面主动平衡技术消除弯曲转子振动故障的研究[J]. 热能动力工程, 2006, 21(2): 165-168.  
Liu J N, He L D, Shen W, et al. A study of the elimination of vibration faults occurring in a bended rotor through

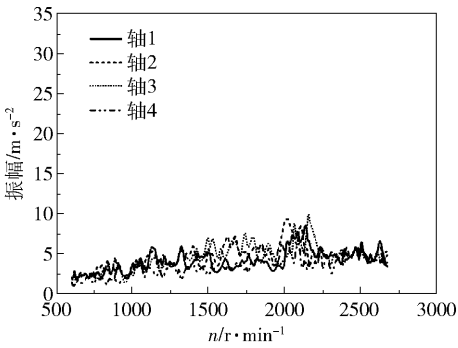


图 9 四跨转子轴系吸振器有开关控制的振动

Fig. 9 Vibration of four-span rotors with on-off control

- the use of a single-plane active balancing technology[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2006, 21(2): 165-168. (in Chinese)
- [2] 汪振威, 何立东, 苏奕儒. 液压自动平衡技术在风机转子上的应用[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(5): 86-90.  
Wang Z W, He L D, Su Y R. Application of hydraulic automatic balancing technology on a fan rotor[J]. Proceedings of the CSEE, 2009, 29(5): 86-90. (in Chinese)
- [3] Moon J D, Kim B S, Lee S H. Development of the active balancing device for high-speed spindle system using influence coefficients[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2006, 46(9): 978-987.
- [4] 谢绍松, 张敬昌, 钟俊宏. 台北 101 大楼的耐震及抗风设计[J]. 建筑施工, 2005, 27(10): 7-9.  
Xie S S, Zhang J C, Zhong J H. Aseismatic and wind-resisting design for Taipei 101[J]. Building Construction, 2005, 27(10): 7-9. (in Chinese)
- [5] 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: 5-6.  
Kazuto S. Dynamic vibration absorber and its application [M]. Ren M Z, trans. Beijing: China Machine Press, 2013: 5-6. (in Chinese)
- [6] Altintas Y, Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2004, 53(2): 619-642.
- [7] 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(9): 834-842.
- [8] Fitzgerald B, Basu B. Cable connected active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(23): 5980-6004.
- [9] 黄秀金, 何立东, 王晨阳. 可控环形动力吸振器抑制管道强迫振动的研究[J]. 北京化工大学学报: 自然科学版, 2015, 42(3): 89-93.  
Huang X J, He L D, Wang C Y. Study on pipe forced vibration reduction with controlled ring dynamic vibration absorber [J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology: Natural Science, 2015, 42(3): 89-93. (in Chinese)
- [10] 王晨阳, 何立东. 转子动力吸振器在线抑制多跨转子过临界振动的实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(18): 1-10.  
Wang C Y, He L D. Experimental study on over-critical speed vibration online control of multi-span rotors by rotor dynamic vibration absorber [J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(18): 1-10. (in Chinese)
- [11] 范叶森, 王三民, 杨振, 等. 多转子系统振动分析的子结构耦合分析法[J]. 航空动力学报, 2010, 25(3): 623-628.  
Fan Y S, Wang S M, Yang Z, et al. Substructure coupled matrix method for vibration analysis of multi-rotor systems [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(3): 623-628. (in Chinese)

## Experimental study of the critical speed vibration control for four-span rotors with tuned mass absorbers

FENG HaoRan HE LiDong\* XIA XueRan HU HangLing

(Engineering Research Center of Chemical Safety, Ministry of Education, College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract:** Severe vibration is the most common problem when a multi-span system approaches the critical speed. In this study, a new type of tuned mass absorber has been designed in order to neutralize critical speed vibrations. The absorbers were installed in four-span rotor benches. The speed-based on-off controlling method was applied to control the absorbers as a means of controlling the four-span rotor shaft vibration. Thus, the natural frequencies of the rotor tuned mass absorbers can be changed in accord with the rotor's natural frequencies. The results show that the tuned mass absorbers can suppress the vibrations of four-span rotors at the critical speed and avert new vibrations caused by the absorber. Therefore, it was concluded that the tuned mass absorber can suppress the vibrations of four-span rotors over the whole speed range.

**Key words:** four-span rotors; tuned mass vibration absorber; critical speed; vibration control

(责任编辑: 汪 琴)