

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.01.003

多重动力吸振器控制单跨转子振动实验研究^{*}

丁继超,何立东^{*},冀沛尧,陈 钊

(北京化工大学 北京市高端装备健康与自愈化重点实验室,北京 100029)

摘要:针对大型旋转机械中存在的转子振动问题,对转子的过临界振动和常见故障进行了减振研究,特别是利用动力吸振器对转子系统减振原理和减振效果进行了研究。设计了多重半主动动力吸振器,并搭建了单跨实验台,利用仿真软件验证了实验台参数的合理性;设计了具有四重固有频率的四重动力吸振器,进行了转子系统临界振动控制实验和通过开关控制抑制转子的一阶临界振动实验;进行了多重动力吸振器和双重动力吸振器的对比实验。研究结果表明:开关控制的动力吸振器能将转子全程的振动控制在一个较小的范围内,解决了新的共振峰问题,并能有效拓宽有限减振频带;四重动力吸振器的减振效果比双重动力吸振器高出4%以上,同时在其整个工作频带中都可以对转子振动进行有效控制。

关键词:多重动力吸振器;转子系统;半主动控制

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)01-0013-05

Experimental study on controlling vibration of single-span rotor using multiple dynamic vibration absorbers

DING Ji-chao, HE Li-dong, JI Pei-yao, CHEN Zhao

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

Abstract: Aiming at the problem of rotor vibration in large-scale rotating machinery, the critical vibration of the rotor and the research on the damping of common rotor faults were studied, especially the use of dynamic vibration absorbers to study the damping principle and damping effect of the rotor system was designed. Multiple semi-active dynamic vibration absorbers were built, and a single-span test bench was built. The rationality of the experimental bench parameters was verified by simulation software, a four-fold dynamic vibration absorber with four natural frequencies was designed, and the critical vibration control experiment of the rotor system was conducted. A first-order critical vibration experiment for suppressing the rotor by switching control was conducted, and a comparative experiment for a multiple dynamic vibration absorber and a dual dynamic vibration absorber was established. The research results show that the switch-controlled dynamic vibration absorber can control the vibration of the whole rotor in a smaller range, solve the problem of new formant and can effectively broaden the limited vibration absorption band, and the vibration reduction effect of the quadruple dynamic vibration absorber is more than 4% higher than double dynamic vibration absorbers. At the same time, rotor vibration can be effectively controlled in its entire operating frequency band.

Key words: multiple dynamic vibration absorber; rotor system; semi-active control

收稿日期:2018-04-28

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2012CB026000)

作者简介:丁继超(1994-),男,浙江嘉兴人,硕士研究生,主要从事旋转机械动力学及管道振动控制方面的研究。E-mail:dingjichao163@163.com

通信联系人:何立东,男,教授,博士生导师。E-mail:1963he@163.com.

0 引言

在航空航天领域,核心旋转机械的工作转速均在一阶临界转速之上,当通过临界共振区域时,会产生较大的振动,对各机组的正常工作产生危害。因此,寻找控制转子系统临界共振的方法具有十分重要的意义。

目前常用的转子系统减振措施是对不平衡转子进行动平衡或者外加减振元器件。动力吸振器 1909 年由 FRAHM H^[1] 研究开发,因其结构简单而被广泛应用于航天航空、桥梁建筑、机械加工等领域中。动力吸振器的质量比是其设计核心,质量比越小,减振效果降低越快^[2]。另外,动力吸振器存在移频现象。20 世纪 60 年代,ABE 和 FUJION 等人^[3]分析了有限个动力动力吸振器的减振原理,并推导出在间歇激励下等效阻尼和有效减振带宽的计算式;冯浩然^[4]针对单轴单跨转子轴系设计了相对应的单重和双重动力吸振器;高强^[5]利用液体箱设计了变质量动力吸振器,以解决“窄带”问题;赵悦等^[6]设计了双层质量块-阻尼-弹簧系统模拟动力吸振器。

传统的动力吸振器因配重过大,使得其安装应用比较困难,无法找到合适的弹性元件,并且无法很好解决窄频带、移频振动等现象。

针对上述问题,本文将设计针对单跨转子系统的四重动力吸振器,进行临界振动控制实验,并且通过开关控制实现宽频带减振,以得到四重动力吸振器的减振规律。

1 多重动力吸振器设计的最优条件

多重动力吸振器主系统的力学模型由质量 M , 刚度 K 两个部分构成,在其上设置 n 个动力吸振器,多重动力吸振器力学模型如图 1 所示。

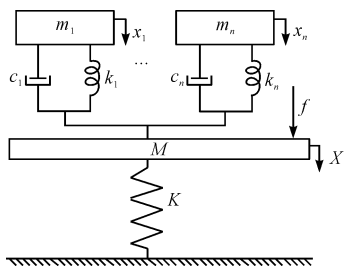


图 1 多重动力吸振器力学模型

m_i —质量单元; k_i —支撑刚度; c_i ($i = 1, 2, \dots, n$)—阻尼系数

假设使用单个动力吸振器的质量为 m , 应用多重吸振器时,就需要保证多重吸振器的质量之和与单个

动力吸振器质量 m 相同,即:

$$m = \sum_{i=1}^n m_i \quad (1)$$

根据以上条件,得到此系统的运动方程为:

$$M\ddot{X} = -Kx + \sum_{i=1}^n f_i + f_{in} \quad (2)$$

$$m_i\ddot{x}_i = -K_i(x_i - x) - c_i(\dot{x}_i - \dot{x}) \quad (3)$$

$$f_i = k_i(x_i - x) + c_i(\dot{x}_i - \dot{x}_i) \quad (4)$$

定义:

$$f_{in} = Fe^{j\omega t},$$

$$x = Xe^{j\omega t},$$

$$x_i = X_i e^{j\omega t}.$$

代入式中求解,可以计算出来主系统的振幅为:

$$X = \frac{1}{(-M\omega^2 + k) - \sum_{i=1}^n \frac{m_i\omega^2(j\omega c_i + k_i)}{-m_i\omega^2 + j\omega c_i + k_i}} F \quad (5)$$

式中: F —外激振力; X_{st} —主系统的静形变;加振频率比, $\lambda = \omega / \sqrt{K/M}$; μ_{ni} —第 i 个动力吸振器的固有频率比, $\mu_{ni} = \frac{m_i}{M}$; ξ_i —第 i 个动力吸振器的阻尼比, $\xi_i = c_i / (2\sqrt{k_i m_i})$; $|X/X_{st}|$ —位移振幅比。

利用上述定义,就可以将位移振幅比表示出来,即:

$$\left| \frac{X}{X_{st}} \right| = \frac{1}{\sqrt{A_i^2 + B_i^2}} \quad (6)$$

其中:

$$A_i = (1 - \lambda^2) - \sum_{i=1}^n \frac{\mu_{ni}\lambda^2 \left[\left(1 - \frac{\lambda^2}{\gamma_i^2} \right) + \left(\frac{2\xi_i\lambda}{\gamma_i} \right)^2 \right]}{\left(1 - \frac{\lambda^2}{\gamma_i^2} \right)^2 + \left(\frac{2\xi_i\lambda}{\gamma_i} \right)^2} \quad (7)$$

$$B_i = \sum_{i=1}^n \frac{\mu_{ni}\lambda^2 \left(\frac{2\xi_i\lambda}{\gamma_i} \right)}{\left(1 - \frac{\lambda^2}{\gamma_i^2} \right)^2 + \left(\frac{2\xi_i\lambda}{\gamma_i} \right)^2} \quad (8)$$

针对四重动力吸振器,根据式(1)可得:

$$\mu_4 = \frac{\mu}{4} \quad (9)$$

式中: μ_4 —单重动力吸振器的质量比。

在质量比 μ_4 确定的情况下,通过软件拟合方式,可以得到最优同调条件的近似关系式:

$$\gamma_1 = 0.2193(\mu_4 + 0.0699)^{-0.5487}$$

$$\gamma_2 = 0.2721(\mu_4 + 0.1301)^{-0.6289}$$

$$\gamma_3 = 0.7697(\mu_4 + 0.8667)^{-1.9992}$$

$$\gamma_4 = 1.1327e^{-0.9314\mu_4} - 0.0953e^{-72.417\mu_4} \quad (10)$$

2 实验台的设计

2.1 实验台和装置介绍

本文搭建了单跨转子实验台,采用 Jeffcott 转子模型,四重动力吸振器设计采用半主动控制,通过电磁铁的通断电吸合与断离,改变动力吸振器的参振质量,使配重只在转子通过一阶临界转速时参与振动,对转子系统临界振动进行振动抑制研究。

该实验使用的其他配套实验设备还有:信号采集卡 LC8008、光电传感器、压电传感器和 12 V 稳压电源。实验数据采集软件使用的是基于 LabVIEW 软件进行二次编程开发出的多通道信号采集系统。

实验台结构如图 2 所示。

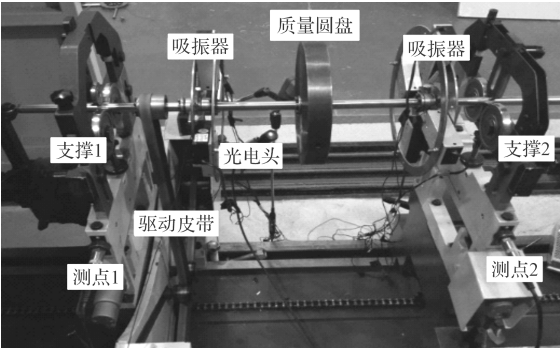


图2 单跨转子实验台

2.2 轴系参数设计与模拟分析

设定转子系统的临界转速为 1 200 r/min,据此来确定实验台的结构参数,单跨转子轴系参数如表 1 所示。

表1 单跨转子轴系参数

参数 / 单位	数值
转轴长度 / mm	690
支撑跨距 / mm	440
转轴直径 / mm	15
负载圆盘质量 / g	6 900
圆盘外径 / mm	200
圆盘厚度 / mm	30

将设计参数输入 Dyrobes 软件中进行建模,计算转子轴系的一阶振型和对应临界转速,验证分析实验台结构参数的选取是否合理。

模拟得到的单跨转子的一阶临界转速为 1 318 r/min,与设计临界转速 1 200 r/min 十分接近,与预期结果相符。因此,可以确定实验台搭建时设计的尺寸结构是合理的。

3 多重动力吸振器的设计

在工程中一般控制动力吸振器质量比在 20% 以

下^[7],本次单重动力吸振器设置为 $\mu = 0.2$ 。根据式 (9) 可知:四重动力吸振器的质量比 μ_4 应为 0.05。本研究将其代入最优同调条件式(10)中,可得动力吸振器工作频率与主振频率之比,如表 2 所示。

表2 四重动力吸振器的固有频率比

吸振器	固有频率比
1	0.702
2	0.801
3	0.916
4	1.079

根据表 1 中实验台转子系统的相关参数,在主系统的固有频率和主系统质量确定的情况下,可以计算出各个动力吸振器的工作频率、刚度和参振质量,其计算式如下:

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m}} \tag{11}$$

式中: k_i —各个动力吸振器的总刚度; m —动力吸振器的质量单元参振质量; f_i —各个动力吸振器对应的工作频率。

由于质量比已经确定,因此 m 为已知确定值,利用固有频率比与主系统临界频率可得:

$$f_i = f \times \gamma_i \tag{12}$$

将计算所得的 4 个动力吸振器对应的工作频率与质量单元 m 代入式中,即可计算得到各个动力吸振器的总刚度。动力吸振器的质量单元由 4 根弹簧并联组成,因此可以通过算式计算出单根弹簧刚度,进而对确定弹簧型号进行选型^[9],即:

$$k_i = 2\sqrt{2}k_{0i} \tag{13}$$

式中: k_{0i} —各动力吸振器弹簧单元的单根弹簧刚度。

动力吸振器的参数如表 3 所示。

表3 四重动力吸振器参数

参数	吸振器 1	吸振器 2	吸振器 3	吸振器 4
支撑环质量 m_0 / g	100	100	100	100
电磁铁质量 m_1 / g	250	250	250	250
单根弹簧刚度 N / mm	0.96	1.1	1.6	2.3
吸振器 m_0 固有频率 / Hz	26.2	28.1	34.3	40.4
吸振器 $m_0 + m_1$ 固有频率 / Hz	14.0	15.0	18.32	21.58

4 实验结果与分析

4.1 控制转子原始振动实验

将轴系转速由 0 提升到 1 800 r/min,通过 LabVIEW 软件记录转子系统原始振动,其结果如图 3 所示。

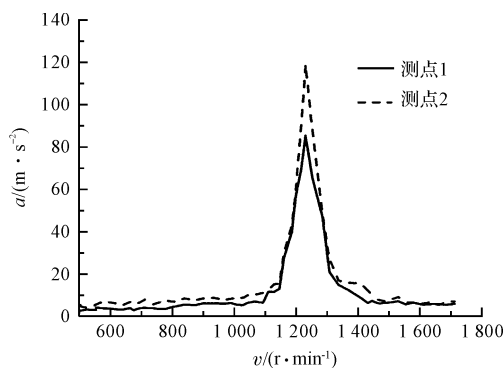


图3 单跨转子原始振动

a —振动加速度, m/s^2 ; v —转速, r/min

图3中,测点1为靠近皮带和驱动端的支撑上设置的传感器采集的数据,测点2为另一端远离驱动的支撑上所安装的传感器所采的数据。从图中可以看出:转子在1230 r/min 处达到了最大振动加速度,此数据与设计的一阶临界转速1200 r/min 一致,证明实验台设计比较准确。测点1采集到的转子振动最大加速度为85.2 m/s^2 ,测点2采集到最大的为118.8 m/s^2 。

4.2 动力吸振器无开关全程工作实验

为确定四重动力吸振器的工作范围,本研究进行全程无开关控制实验。将转速升至1800 r/min ,采集振动数据,升速曲线与原始振动升速曲线的对比如图4所示。

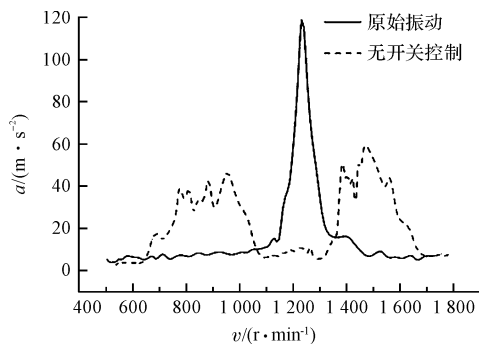


图4 单跨转子原始振动与四重吸振器无开关控制对比

从图4中可以看出:新共振区域的对应的转速区域有两个,分别是750 r/min ~ 1050 r/min 以及1380 r/min ~ 1650 r/min ,轴系的一阶临界频带是从1140 r/min ~ 1300 r/min 。由此可以得到一个所需的动力吸振器工作频带为1100 r/min ~ 1350 r/min 。

4.3 开关控制振动实验

本研究将动力吸振器两两分组安装在质量圆盘两侧,距离圆盘90 mm处,两动力吸振器相距30 mm,进行动力吸振器开关控制实验。将转子升速至1800 r/min ,在转速达到1100 r/min 时,打开开关,为电磁配重接通

电源,动力吸振器进入工作频带。当转速通过1350 r/min 时,断开电源开关,将电磁配重与支撑环脱离,这样动力吸振器就可只在工作目标频带内发挥作用,以此实现多重动力吸振器对转子系统一阶临界振动的振动抑制。

开关控制实验的振动数据结果与原始振动升速曲线如图5所示。

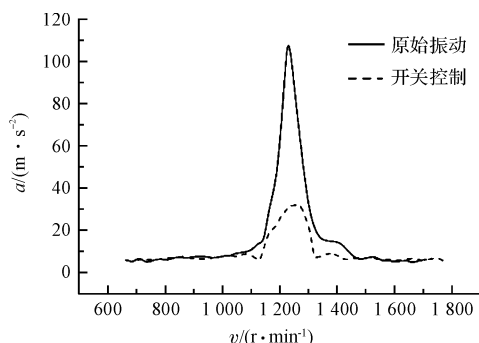


图5 单跨转子原始振动与四重动力吸振器开关控制对比

根据图5中数据可知:在动力吸振器作用下,转子的最大振动加速度由118.8 m/s^2 减小到33.1 m/s^2 ,减幅可以达到72.2%。而在双重动力吸振器的单跨轴系减振实验中,同样在圆盘两侧90 mm处安装双重动力吸振器时,转子临界振动下降到38.1 m/s^2 ,减幅为67.9%,四重动力吸振器的减振效率比双重动力吸振器提高了4.3%。在其他位置安装动力吸振器进行对比,可以得出相同的结论,四重动力吸振器的减振效率更高于双重动力吸振器。

取60 mm处和90 mm处数据进行对比,在安装位置为据轴系中心60 mm时,在采用双重动力吸振器时,转子的临界振动加速度减小到25.1 m/s^2 ,减振幅度为79%;而在安装四重动力吸振器时,振动加速度变为21.1 m/s^2 ,降幅为83%,减振效率提高了4%,可见四重吸振器的减振效率更高。

4.4 多重吸振器对减振频带的影响实验

单动力吸振器的最大缺陷就是减振频带比较窄,而多重动力吸振器可以有效改善这个问题。本研究对实验数据进行进一步分析处理,以动力吸振器安装在距离圆盘60 mm处的实验数据为依据,计算出单重、双重和四重动力吸振器在工作频带内的减振降幅,可以得到减振幅值关于转速的变化曲线,如图6所示。

从图6中可以看出:在动力吸振器发挥作用的整个工作频带内,四重动力吸振器的减振效率均大于双重动力吸振器大于单动力吸振器。以振动降幅50%为有效减振效率来评判,四重动力吸振器在从1100 r/min ~ 1350 r/min 的整个工作频带内的减振

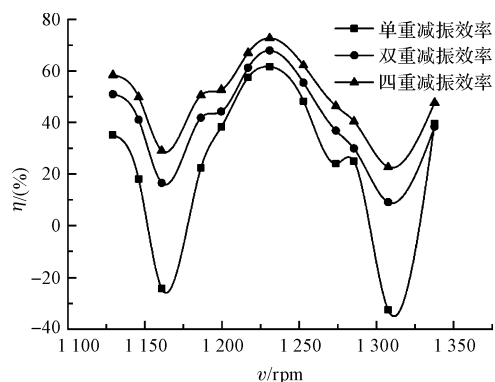


图6 距离为60 mm时不同动力吸振器的减振效率

η —减振效率; v —转速

效率均超过了50%;双重动力吸振器减振效率大于50%的只有1 180 r/min ~ 1 285 r/min的范围,即有效减振频带为整体工作频带的42%;而单动力吸振器的有效减振范围为1 200 r/min ~ 1 255 r/min,有效减振频带只占整体的22%。

通过分析数据可以看出:应用多重动力吸振器可以有效拓宽有效减振频带。

5 结束语

针对大型旋转机械中存在的转子振动问题,本文设计了应用于转子的四重动力吸振器,并搭建了实验台,研究了抑振规律,得到以下结论:

(1)动力吸振器在目标频带减振效果好,但是在其他频带减振效果差,故提出动力吸振器的开关控制策略,通过开关控制,控制转子的全程振动幅值;

(2)四重吸振器的减振性能与双重吸振器相比有着显著的提高,在安装位置相同的条件下,四重吸振器对转子临界振动加速度的减振幅度比双吸振器要高出4%以上;

(3)应用多重动力吸振器可以有效拓宽其有效减振频带,以减振效率50%以上为基准,四重动力吸振器在其整个工作频带中都可以对转子振动进行有效控制;双重动力吸振器的有效频带只有整个工作频带的42%,而单动力吸振器的有效减振频带则只占整个工作频率的22%。

参考文献 (References):

- [1] FRAHM H. Device for damping vibrations of bodies [P]. US Patent: US1909525455A, 1909.
- [2] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2013.
- [3] ABÉ M, FUJINO Y. Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas [J]. **Earthquake Engineering & Structural Dynamics**, 2010, 23 (8): 813-835.
- [4] 冯浩然. 管道减振技术及基于动力吸振器的转子振动控制研究[D]. 北京:北京化工大学机电工程学院, 2017.
- [5] 高 强, 房祥波, 赵艳青, 等. 变质量动力吸振器及其减振性能[J]. 长安大学学报:自然科学版, 2013, 33(5): 109-112.
- [6] 赵 悦, 肖新标, 韩 健, 等. 高速有砟轨道钢轨动力吸振器垂向吸振特性及其参数影响[J]. 机械工程学报, 2013, 49(16): 17-25.
- [7] 吕 江, 何立东, 胡 朋, 等. 基于管道调谐质量阻尼器的宽频减振实验研究[J]. 北京化工大学学报:自然科学版, 2015, 42(1): 102-106.
- [8] 张炳康. 新型调谐质量阻尼器的设计与减振性能研究[D]. 北京:北京化工大学机电工程学院, 2014.
- [9] 黄文俊, 饶 杰, 陈启明, 等. 复合材料层合板阻尼特性有限无数值模拟[J]. 流体机械, 2016(10): 37-40.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

丁继超,何立东,冀沛尧,等. 多重动力吸振器控制单跨转子振动实验研究[J]. 机电工程, 2019, 36(1): 13-17.

DING Ji-chao, HE Li-dong, JI Pei-yao, et al. Experimental study on controlling vibration of single-span rotor using multiple dynamic vibration absorbers[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2019, 36(1): 13-17.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>