

盘式制动系统模态实验探究*

隋鑫^{1,2†} 丁千^{2,3}

(1. 中国运载火箭技术研究院, 北京 100076)

(2. 天津大学力学系, 天津 300350)(3. 天津市非线性动力学与控制重点实验室, 天津 300350)

摘要 本文研究盘式制动系统模态特性,通过实验测试和有限元分析得到制动盘自由和耦合振动模态,验证对称结构振动的正弦和余弦模态假设,提供环形梁简化模型的分析依据,比较摩擦块与制动盘耦合振动和制动盘自由振动的异同.动态测试得到耦合系统的位移响应.

关键词 制动盘, 模态, 实验, 有限元, 动态

DOI: 10.6052/1672-6555-2020-034

引言

制动系统是各类车辆的重要组成部分,制动器则是制动系统中的核心部件.制动失稳和啸叫是制动器使用过程中经常遇到的问题,会导致制动性能降低,影响运行稳定性、乘坐舒适性和环境友好性.因此,包括制动噪声在内的噪声、振动与声振粗糙度(NVH)始终是有关研究和设计领域学者和工程师们关注的重点^[1,2].

研究表明,干摩擦动力学是研究制动噪声问题的核心.制动摩擦即用制动夹钳将摩擦片紧压于制动盘侧面,通过摩擦产生制动力^[3].随着相对滑动速度的降低,摩擦力变化,使得摩擦块与制动盘间的耦合作用更加突出,系统的高频模态振动被激发,出现高频摩擦尖叫噪声.根据主频率的分布规律,制动噪声大体分为低频抖动,轰鸣和高频尖叫或啸叫(1-16kHz),均会影响乘车的舒适性,同时也加剧了摩擦盘和摩擦片的磨损^[4,5].一个制动噪声过程中,通常会先后经历低、高频噪声,表明存在多种瞬态运动失稳形式和能量传递.

摩擦制动盘的结构振动失稳是制动失稳和尖叫的产生原因,结构失稳在摩擦块和制动盘模态中均有研究.针对制动盘的模态失稳,文献[6]通过有限元方法找到制动盘的不稳定模态,建立不稳定模态上的响应面模型,进而分析不确定参数的影响,并对系统进行优化设计.Kang等^[7]研究薄的柔性盘系统,应

用耦合双模态模型,指出系统动力学失稳源于制动盘的横向模态耦合振动.研究表明,自激振动的能量来源于制动减速的动能,界面的摩擦作用和结构的非线性耦合提高了系统固有频率,促进了制动盘的旋转能量向面外振动的转移,使尖叫能量更大^[5].

然而,研究制动系统的噪声和失稳运动时,实验测试非常重要.由于制动盘处于运动状态,且与摩擦块耦合,所以接触式传感器难以运用.现阶段,针对制动盘系统的研究理论分析和数值计算居多,实验方面文献相对较少.实验在研究振动和噪声方面起着重要的作用,实验结果则是对制动失稳和尖叫理论的正确性和有效性、优化方案的可行性和动力学模型的适用性的充分检验.

模态分析技术是广泛应用且行之有效的分析手段.模态分析常用于大型工程结构和零部件系统中,是现阶段机械系统动力学研究的重要环节.本文针对制动盘模态和耦合系统位移响应,应用有效的测试方法,确定对称结构的模态振型与各阶频率,为研究制动失稳与噪声提供可靠依据.

1 有限元分析

图1和表1分别给出制动盘的结构和材料属性.分析中,考虑结构的阶梯轴、轴套和制动盘三部分.利用ANSYS Workbench软件,计算制动盘结构在自由约束和耦合约束情况下的各阶频率及相应模态,并与实验结果对比,验证计算的准确性和可靠性.

2019-07-25 收到第1稿,2019-08-21 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(11272228、11332008)

† 通讯作者 E-mail: xsui@tju.edu.cn

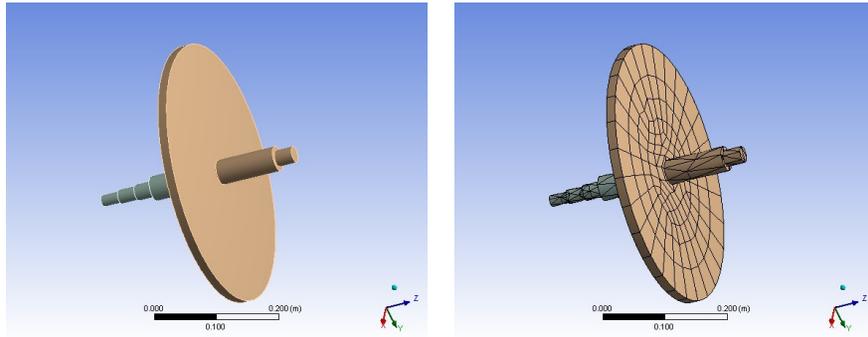


图1 制动盘结构和有限元网格划分

Fig.1 Brake disc structure and mesh division of finite element

表1 制动盘结构材料属性

Table 1 Material property of the brake disc structure

Material	Outer diameter /mm	Inner diameter /mm	Thickness /mm	E/Gpa	Poisson's ratio	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Q235 steel	420	40	15	196	0.25	7800

事实上,制动盘与车轮通过阶梯轴连接,并通过摩擦块接触实现制动.有限元模型中,制动盘内径固支,外径自由,与真实情况相符且与理论分析

选取的边界假设相同.图2~图7分别为制动盘前六阶弯曲模态,显示了对称结构的正交模态的特性.

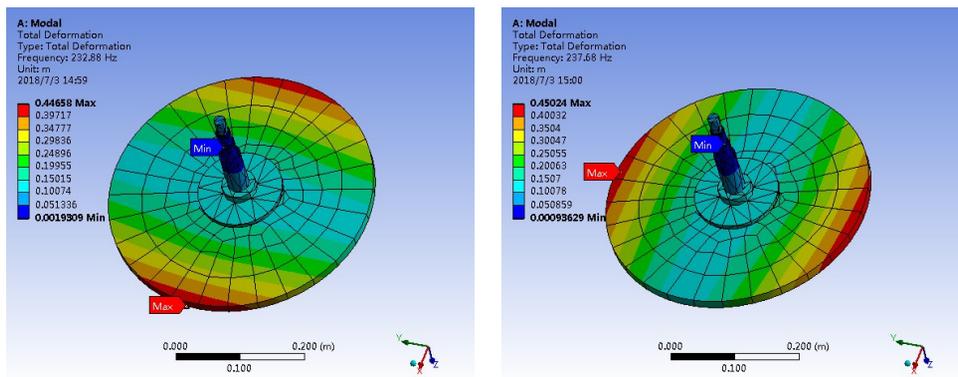


图2 制动盘一阶弯曲模态

Fig.2 The 1st-order bending mode of brake disc

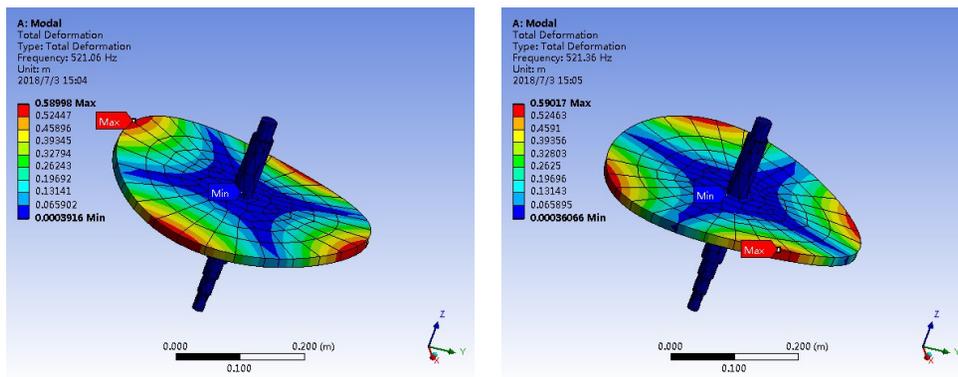


图3 制动盘二阶弯曲模态

Fig.3 The 2nd-order bending mode of brake disc

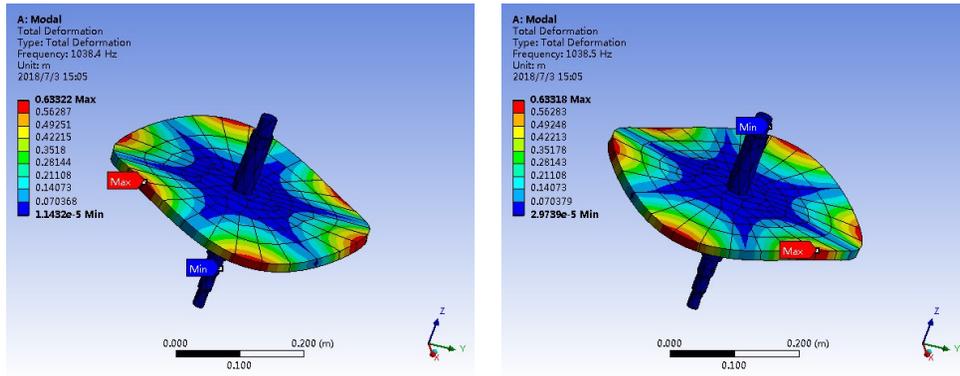


图 4 制动盘三阶弯曲模式

Fig.4 The 3rd-order bending mode of brake disc

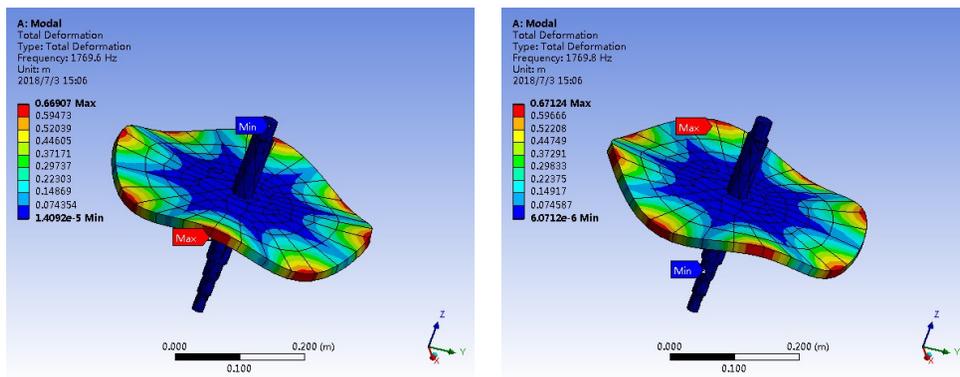


图 5 制动盘四阶弯曲模式

Fig.5 The 4th-order bending mode of brake disc

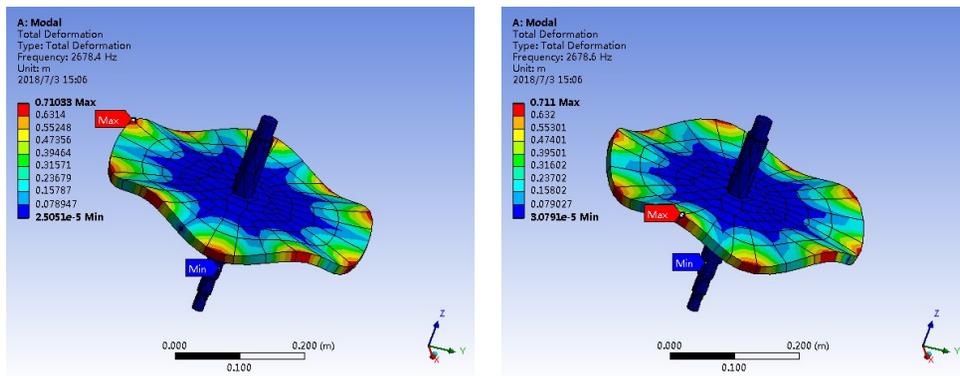


图 6 制动盘五阶弯曲模式

Fig.6 The 5th-order bending mode of brake disc

图中,第一阶到第六阶的弯曲模式的振型都是正交的,表明对称结构的模态特性.第一阶弯曲模式出现一个节径,两个正交模态频率值相近;第二阶到第六阶弯曲模式分别出现 2~6 个与模态阶次对应的节径数,均未出现节圆,并且各阶弯曲模式的两个正交模态频率值均相差不大,在较小范围内变化,如表 2.通过分析,各阶弯曲模式的变形最大值均集中于制动盘外缘处,是将圆盘简化为环形梁

模型的依据.

同样地,圆盘结构中出现节圆不为零的弯曲和扭转耦合模态,图 8~图 11 显示了前四阶弯扭耦合模态,表 3 给出各阶弯扭耦合模态的频率值及对应的节圆和节径数.结果表明,弯扭耦合模态同样出现正交形式的两个振型,且频率值相差不大,然而,一阶弯扭耦合模态的正交振型重合,只出现了一个频率值.此外,一阶弯扭耦合模态对应节圆数为 1,

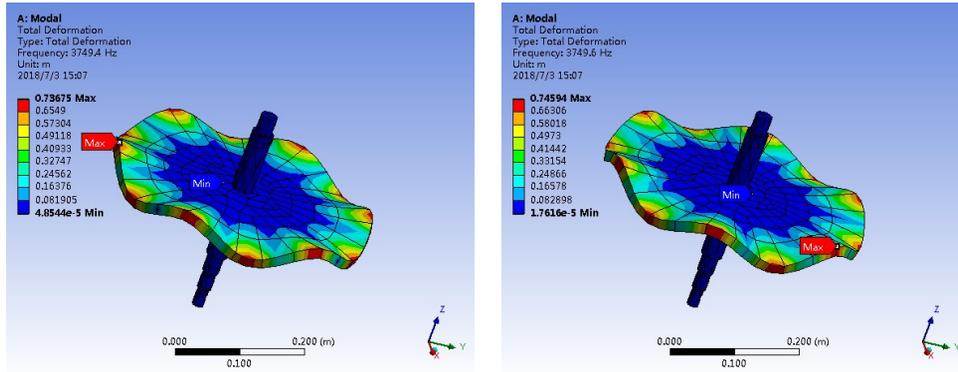


图7 制动盘六阶弯曲模式

Fig.7 The 6th-order bending mode of brake disc

节径数为0.由于圆形结构的各方向特性相同,使得一阶弯扭模态振型唯一,其频率值介于第二阶和第三阶弯曲模态频率值之间.

2 实验验证

采用激光测振仪和激振器对自由约束作用下

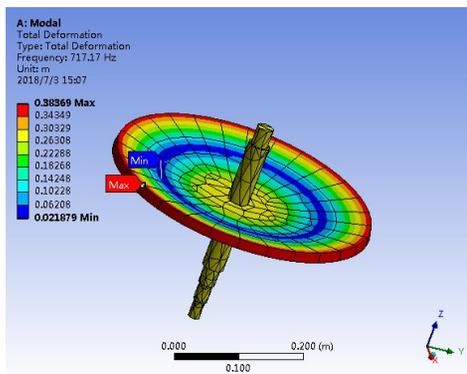


图8 制动盘一阶弯扭模态

Fig.8 The 1st-order bending and torsional mode of brake disc

的制动盘结构进行模态测试.图12为实验装置示意图和软件界面中的测试点分布情况.另外,采用电涡流传感器对耦合系统动态测试,实验装置如图13.

2.1 实验目的

根据制动盘结构的有限元模型,设计两端支撑的制动盘模态测试实验装置,通过测试制动盘的振型和频率,与有限元结果进行比较,保证计算的准确性.获得制动盘各测试点的振动信号,得到制动盘自由振动和耦合模型振动的各阶频率和振型.另外,对旋转圆盘和耦合模型进行动态测试,得到系统位移响应和频谱图,进而验证本文部分结论,并为制动系统摩擦噪声和失稳机理的研究提供实验依据.

2.2 实验元件与装置

测试结构和仪器主要包括:

1) 实验装置

a) Q235 不锈钢制动盘. 外径 420mm, 厚度

表2 圆盘弯曲模态频率

Table 2 Frequencies of disc's bending modes

Order	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
Nodal diameter number	1	2	3	4	5	6
Frequency/Hz	232.9	521.1	1038.4	1769.6	2678.4	3749.4
Frequency in orthogonal direction/Hz	237.7	521.4	1038.5	1769.8	2678.6	3749.5
Difference/Hz	4.8	0.3	0.1	0.2	0.2	0.1

表3 圆盘弯扭耦合模态频率

Table 3 Frequencies of disc's bending and torsional coupled modes

Order	1st	2nd	3rd	4th
Nodal circle number	1	2	4	6
Nodal diameter number	0	1	2	3
Frequency/Hz	717.2	1858.7	3098.3	4351.5
Frequency in orthogonal direction/Hz	—	1866.5	3101.5	4352.0
Difference/Hz	—	7.8	3.2	0.5

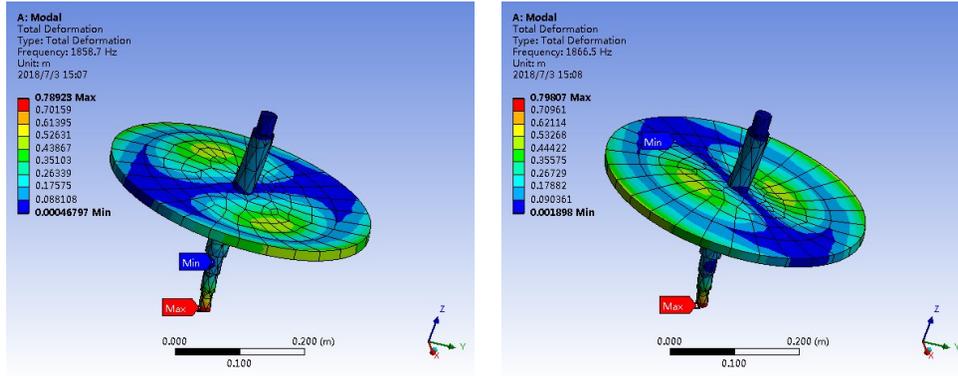


图9 制动盘二阶弯扭模式

Fig.9 The 2nd-order bending and torsional mode of brake disc

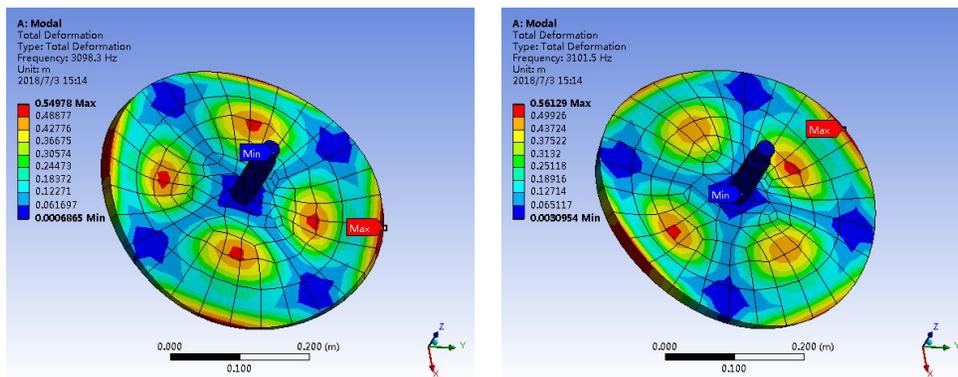


图10 制动盘三阶弯扭模式

Fig.10 The 3rd-order bending and torsional mode of brake disc

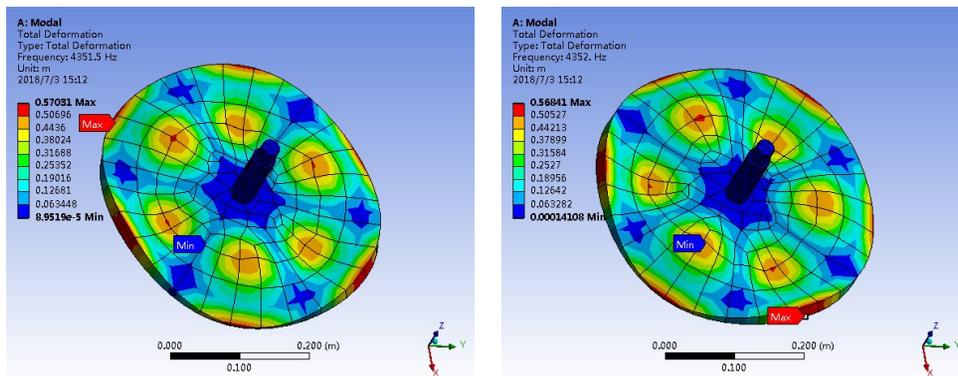


图11 制动盘四阶弯扭模式

Fig.11 The 4th-order bending and torsional mode of brake disc

15mm, 内径与转动阶梯轴固联, 并通过两端轴承约束在钢制支架上.

b) 摩擦块结构.QZD型蝶式气动制动器, 摩擦块材料为加铜粉的半金属, 主要由树脂、增强纤维和增塑剂组成. 制动器气压调整范围 0.04~0.60MPa.

c) 空气压缩机.W-0.9/7型, 最大排气压力 0.7MPa.

d) 激振器.Typ:4825,Nr:B002/09,V:45.

e) 三相异步电动机.380V, 功率 1.5kW, 转速 1390r/min.

f) 转速比为 26:1 的减速器.

2) 测量仪器

a) YDL-12.5T 力传感器、激振器

b) PLYTEC 激光测振仪

c) POWER-AMP-2720 功率放大器

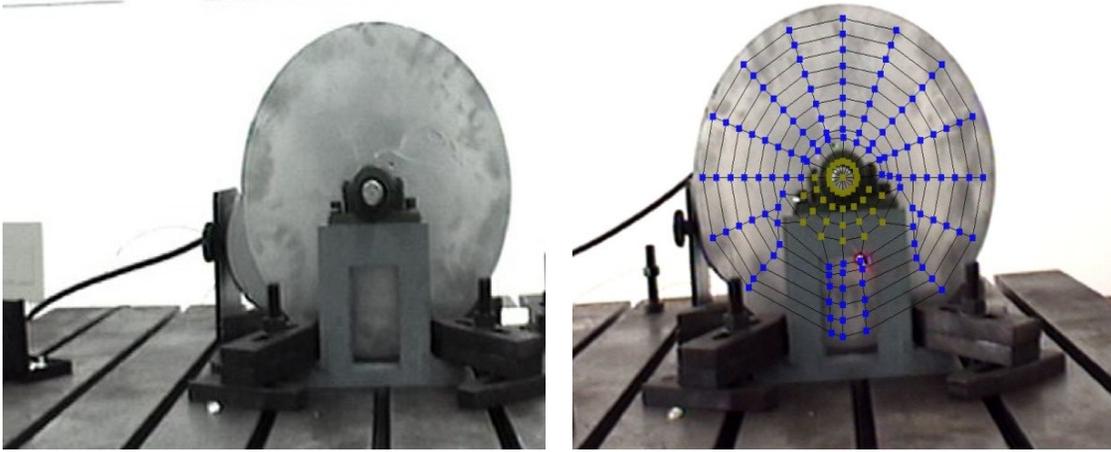


图12 模态实验装置及测试点分布

Fig. 12 Modal experimental equipment and distribution of test points



图13 动态测试实验装置及测试点分布

Fig. 13 Dynamical testing equipment and distribution of test points

- d) YE5858A 电荷放大器
- e) TST5856-1 电荷适配器
- f) CWY-DO-502 电涡流传感器
- g) TST5912 动态信号测试分析系统
- h) Agilent-335008 信号发生器
- i) 振动信号测量仪
- 3) 采集装置
- 4) 分析处理软件
- 5) 测量设备和软件

2.3 自由约束制动盘模态测试

激光测振仪模态测试软件设置如下.

采样设置:采样频率设置为 5.12kHz,触发方式为信号触发.FFT 三次平均.

OFV-5000 控制器,速度 VD-07:1mm/s/v,位移 DD-900:2mm/v

激振方向和采集方向均为制动盘横向振动.

确定图 14 所示的测试表面,布置测试点,输入

测试参数,采用激光测振仪单向测试.遍历测试点后,通过后处理软件分析,得到制动盘频谱图,找到图上峰值作为模态频率;通过动态显示,得到并确定各阶模态振型和对应的模态频率.根据计算结果,得到制动盘弯曲和弯扭耦合固有频率及对应的模态.

图 15 中得到制动盘前六阶弯曲模态,其振动形式与有限元结果一致,振型图的光滑程度与布点数目和测量精度有关.制动过程中,制动盘表面的模态耦合振动是产生高频啸叫的主要原因.制动盘装置的模态主要是结构的整体模态,测量结果包括制动盘和轴套等各部分结构的整体模态,符合实际静态工况.圆盘横向振动的最大值集中于外缘,且第六阶频率接近 4kHz,出现高频振动.

2.4 耦约束模型固有频率

当制动器摩擦块与制动盘结构耦合时,系统模态变得复杂,且频率出现变化,改变空气压缩机的

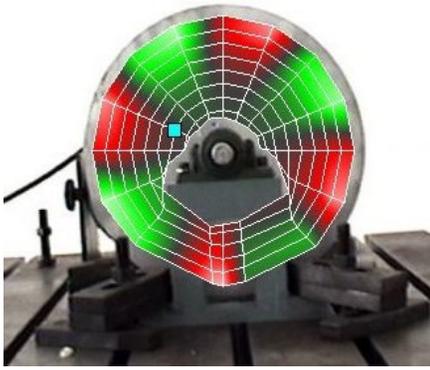


图 14 实验装置及测试点分布

Fig. 14 Experimental equipment and distribution of test points

气压输出值,使得摩擦块与制动盘间接触压力有所变化.通过与自由模态比较,耦合模型模态与自由

模态的各阶频率差值较小.比较得出,两种情况下,低阶模态频率差异较大,耦合模型使得模态频率降低,高阶模态与自由模态基本一致,因而可以研究自由约束制动盘来简化模型.

特别地,制动盘表面的振型则是以波的形式传递,与摩擦块耦合时,移动载荷的特性十分明显,在研究中,需考虑制动盘模态响应沿周向的相对移动作用,充分分析载荷位置实时变化的特点,从而得到更加精确地结果.

2.5 旋转圆盘-制动器耦合响应

针对旋转圆盘结构,采用电机-皮带轮传动,在无摩擦情况下的动态测试结果如图 17 和图 18.制动盘动态位移响应中,径向位置的不同使得横向位移

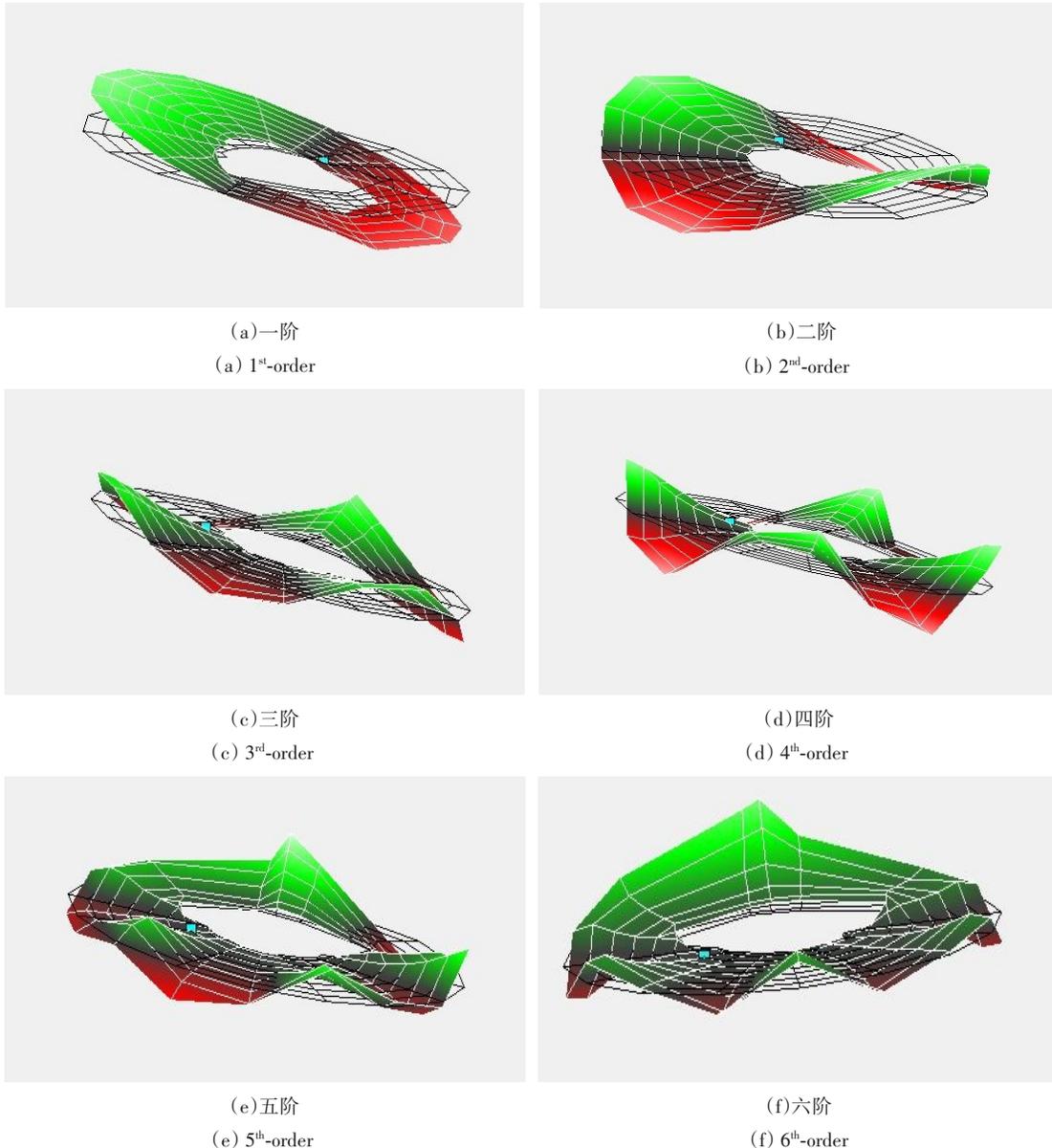


图 15 前六阶弯曲模态实验解

Fig.15 Experimental results of the first six order bending modes

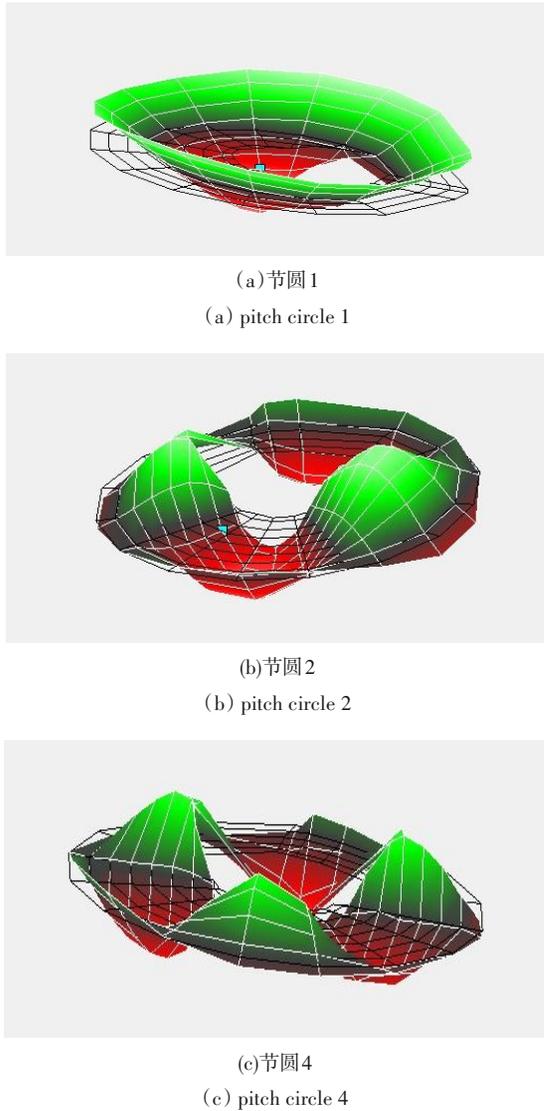


图16 前三阶弯扭耦合模态实验解

Fig. 16 Experimental results of the first three order bending and torsion modes

表4 结果对比

Table 4 Comparison of results

Type/Order	ANSYS result/Hz	Experiment result/Hz	Error
1st bending	232.9	231.3	0.7%
2nd bending	521.1	507.8	2.5%
3rd bending	1038.5	1039.1	0.1%
4th bending	1769.8	1798.4	1.6%
5th bending	2678.6	2715.6	1.4%
6th bending	3749.5	3804.7	1.5%
Coupled(1 circle)	717.2	648.2	9.6%
Coupled (2 circles, 1 diameter)	1858.7	—	—
Coupled (4 circles, 2 diameters)	3098.3	2960.9	4.4%
Coupled (6 circles, 3 diameters)	4351.5	4212.5	3.2%

表5 耦合模型频率

Table 5 Frequencies of the coupled model

Order	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
Frequency/Hz	151.3	458.6	1037.5	1800.0	2725.1	3914.1

幅值不同,在远离圆心方向,横向振动位移较大,制动盘横向响应沿径向的拟合曲线如图19所示,测试结果验证了圆盘模型中沿径向的一阶振型假设.通过测点频谱图发现,动态响应频率主要集中在二阶频率290Hz附近,并伴随有多个高阶频率出现.

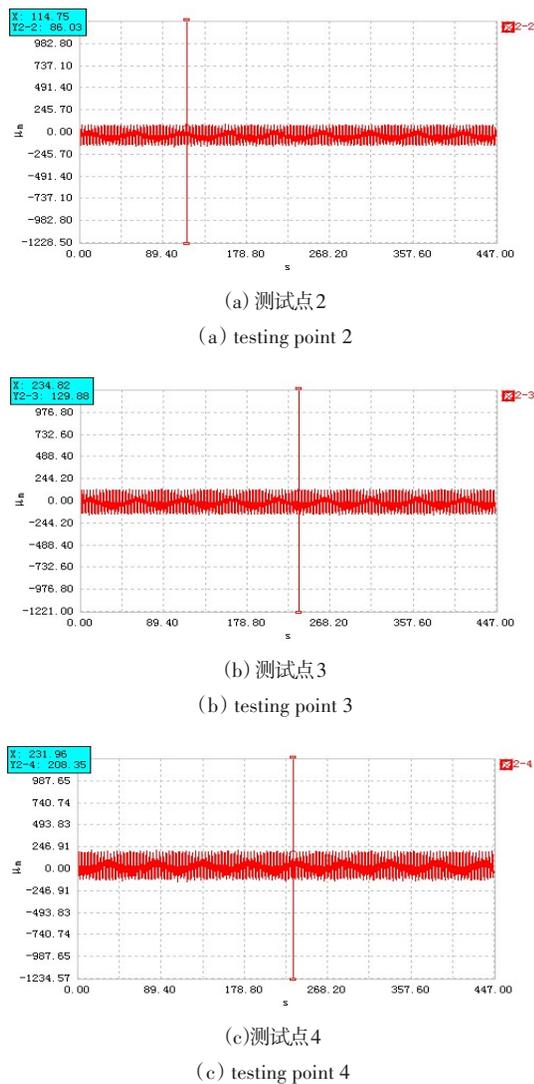


图17 旋转圆盘各测点时间历程

Fig. 17 Time history diagrams of testing points

为研究制动盘外缘横向振动,李金录等^[8]采用环形梁模型作简化,研究受到局部约束作用的环形梁系统的模态特性,并计算系统的动力学响应.在研究制动系统失稳时,文献[9-11]主要研究圆盘最外缘的振动,而求解时,通常采用径向一阶振型

作为简化.本文得到的实验结论恰好验证了径向振动一阶假设,且制动盘横向振动主要集中于外缘,为文献中的环形梁模型提供简化依据.

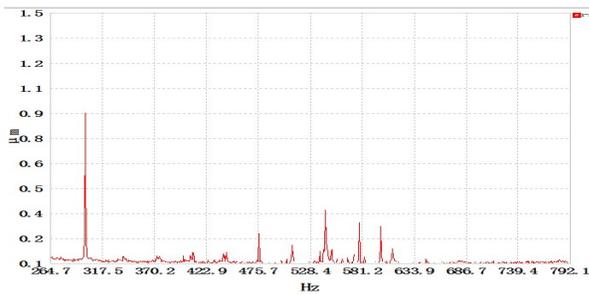


图18 旋转圆盘3号测点频谱

Fig.18 Spectra diagram of No.3 testing points

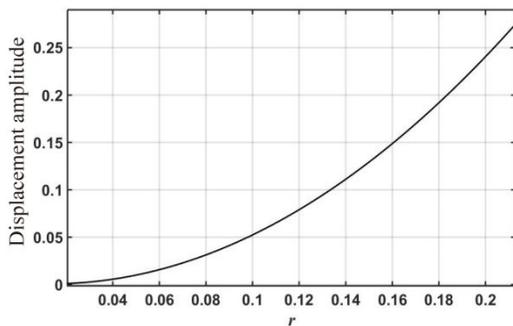


图19 旋转圆盘响应沿径向拟合曲线

Fig.19 Fitting curve of disc's response in radial direction

3 结论

通过实验研究和有限元分析得到制动盘自由约束和耦合模型约束条件下的模态频率和模态振型,并采用动态测试,得到旋转圆盘横向振动的位移响应.

1) 制动盘为对称结构,出现正交模态,两个正交模态的频率相近.

2) 第六阶弯曲模态频率已达到高频啸叫范围,因而分析前几阶模态即可研究制动尖叫问题.

3) 制动盘结构的弯扭耦合模态伴随节圆不为零现象,且一阶弯扭耦合模态的两个正交模态重合,只有唯一的振型.

4) 摩擦块与制动盘耦合模型的模态频率在低阶处小于自由模态频率,有较大差异,而两者高阶模态频率接近.

5) 旋转制动盘结构的横向位移响应的最大值主要集中在圆盘外缘,且横向位移沿径向呈现一阶振型,可以作为简化环形梁模型和径向 Bessel 函数

一阶径向假设的依据.

参 考 文 献

- 1 Kinkaid N M, O'Reilly O M, Papaclououlos P. Automotive disc brake squeals. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 267(1): 105~166
- 2 张立军,郑一兵,孟德建,等.汽车制动器摩擦颤振综述. *同济大学学报(自然科学版)*, 2016, 44(3): 420~426 (Zhang L J, Zheng Y B, Meng D J, et al. Literature survey of friction induced automotive brake groan. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2016, 44(3): 420~426(in Chinese))
- 3 Tworzydło W W, Hamzeh O N, Zaton W, et al. Friction-induced oscillations of a pin-on-disk slider: analytical and experimental studies. *Wear*, 1999, 236(1): 9~23
- 4 Papinniemi A, Lai J C S, Zhao J Y, et al. Brake squeal: a literature review. *Applied Acoustics*, 2002, 63(4): 391~400
- 5 Hochlenert D, Hagedorn P. Control of disc brake squeal-modelling and experiments. *Structural Control & Health Monitoring*, 2006, 13(1): 260~276
- 6 吕辉,于德介,谢展,等.基于响应面法的汽车盘式制动器稳定性优化设计. *机械工程学报*, 2013, 49(9): 55~60 (Lv H, Yu D J, Xie Z, et al. Optimization of vehicle disc brakes stability based on response surface method. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(9): 55~60(in Chinese))
- 7 Kang J Y, Krousgrill C M, Sadeghi F. Dynamic instability of a thin circular plate with friction interface and its application to disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 316(1): 164~179
- 8 李金录,丁千.局部约束结构振动的模态研究. *振动与冲击*, 2015, 34(4): 98~103 (Li J L, Ding Q. Modal approach for vibration of a structure with local constraints. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(4): 98~103 (in Chinese))
- 9 赵旖旎,丁千.基于刚柔耦合模型的干摩擦制动系统振动分析. *工程力学*, 2014, 33(3): 222~231 (Zhao Y N, Ding Q. Vibration analysis of dry frictional brake system based on rigid-flexible coupled model. *Engineering Mechanics*, 2014, 33(3): 222~231 (in Chinese))
- 10 Kim C, Zhou K. Analysis of automotive disc brake squeal considering damping and design modifications for pads and a disc. *International Journal of Automotive Technology*, 2016, 17(2): 213~223
- 11 Beloiu D M, Ibrahim R A. Analytical and experimental investigations of disc brake noise using the frequency-time domain. *Structural Control & Health Monitoring*, 2006, 13(1): 277~300

EXPERIMENTAL RESEARCH ON THE MODES OF DISC BRAKE SYSTEM *

Sui Xin^{1,2†} Ding Qian^{2,3}

(1. *China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China*)

(2. *Department of Mechanics, Tianjin University, Tianjin 300350, China*)

(3. *Tianjin Key Laboratory of Nonlinear Dynamics and Control, Tianjin 300350, China*)

Abstract Numerical simulation and experimental exploration to study the dynamic characteristics of the disc brake system, and the main content are shown in this paper. Partial results are verified by the experiment and finite element analysis. Disc's modes with different pitch circles and pitch diameters are proposed. The orthogonal bending modes and torsional modes are proposed. Frequencies of the pad-on-disc coupled system are tested and responses are attained by dynamic experiments.

Key words brake system, mode, experiment, finite element method, dynamic

Received 25 July 2019, revised 21 August 2019.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (11272228, 11332008)

† Corresponding author E-mail: xsui@tju.edu.cn