

# 基于盘/销装置的摩擦尖叫噪声研究\*

吕红明<sup>1,2,3</sup>, 孟德建<sup>1,2,4</sup>, 张立军<sup>1,2</sup>, 余卓平<sup>1,2</sup>

(1. 同济大学新能源汽车工程中心 上海, 201804) (2. 同济大学汽车学院 上海, 201804)  
(3. 盐城工学院汽车工程学院 盐城, 224051) (4. 同济大学力学流动站 上海, 200092)

**摘要** 为了研究摩擦尖叫的产生机理, 利用汽车制动盘、摩擦材料及铝合金圆销设计了一种长度可调的盘/销摩擦试验装置, 进行了不同销长的摩擦尖叫试验。基于盘/销零件的约束模态试验结果, 建立了装置的有限元模型。利用复特征值分析方法研究了销长、摩擦因数、载荷、速度和材料特性等因素对摩擦尖叫噪声的影响。结果表明: 当圆销和制动盘间弯曲模态频率相近时会形成模态耦合, 系统不稳定, 产生摩擦尖叫噪声; 通过改进系统结构、适当降低摩擦因数和调整材料特性可以减轻或消除摩擦尖叫。

**关键词** 盘形制动; 动力稳定性; 噪声试验; 摩擦振动; 盘/销装置; 模态耦合; 复特征值分析

**中图分类号** U260.35; O317<sup>+</sup>.2; TB533<sup>+</sup>.1

## 引言

摩擦尖叫是生产和生活中普遍存在的一种现象, 最显著的例子就是汽车在制动过程中有时会发出尖叫噪声, 其频率一般在 1~16 kHz 之间, 声压在 65-90 dB 之间, 最大值甚至达到 120 dB。由于制动尖叫会降低车辆的声学品质和影响乘员舒适性, 该问题一直受到工业界和学术界关注。研究人员在盘式制动尖叫机理方面已经提出了多种理论, 如黏滞-滑动理论、自锁-滑动理论、锤击假说、模态耦合理论等<sup>[1-2]</sup>。

因为实际的盘式制动器结构复杂, 由多个零件组成并受到多种因素影响, 使得研究制动器尖叫噪声较为困难。研究人员基于简单装置(盘/销或盘/块)进行了摩擦尖叫的机理和试验研究。Tworzydło 等<sup>[3]</sup>设计了一种盘/销摩擦尖叫装置, 其圆销采用弹性支承。由于有限元分析过程中模型简化, 仿真的尖叫频率与试验结果并不一致。Giannini 等<sup>[4]</sup>根据盘/销摩擦尖叫试验结果, 提出系统的不稳定性受整个装置影响。Akay 试验研究并分析了多种类型的摩擦噪声现象, 指出盘/销摩擦尖叫是由于两者固有频率一致所造成<sup>[5]</sup>。Yokoi 等<sup>[6]</sup>也发现当销和盘的固有频率接近时会产生摩擦尖叫。文献[7-8]

研究发现即使销沿着圆盘旋转方向倾斜, 仍然会发生摩擦尖叫。Emira 等<sup>[9]</sup>试验研究了振幅、声压与销材料、旋转速度和法向载荷之间的关系。文献[10-11]的盘/块摩擦尖叫试验表明制动盘动态特性与制动块或支承的动态特性耦合, 均会导致尖叫失稳。Mortelette 等<sup>[12]</sup>根据盘/块摩擦尖叫试验结果, 指出随着摩擦因数增大, 系统模态趋于耦合。陈光雄等<sup>[13-14]</sup>针对往复摩擦系统中存在的尖叫噪声现象进行了试验研究和有限元分析, 证明模态耦合是系统失稳的重要原因, 但也指出有限元预测结果还存在不可靠的问题。

笔者设计了一种长度可调的盘/销摩擦试验装置, 进行了摩擦尖叫试验。基于 Abaqus 6.12 有限元软件进行了复特征值分析, 研究了销长、摩擦因数、载荷、速度和材料特性等对摩擦尖叫噪声的影响。

## 1 盘/销摩擦装置

利用汽车制动盘、直径为  $\phi 28$  mm 且长度可调的铝合金圆销(与制动盘接触部位黏附相同直径和厚度为 5 mm 的摩擦材料)设计了一种盘/销摩擦尖叫噪声试验装置<sup>[15]</sup>, 装置简图如图 1 所示, 材料特性如表 1 所示。制动盘通过电机和变速箱驱动, 圆

\* 国家自然科学基金资助项目(51175380); 江苏省基础研究计划资助项目(BK2013122); 中央高校基本科研业务费专项基金资助项目

收稿日期: 2013-02-23; 修回日期: 2013-04-15

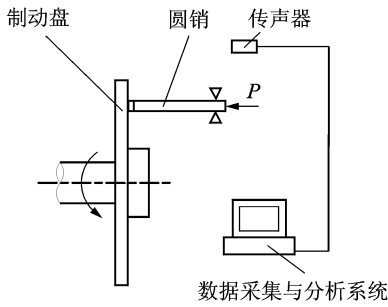


图 1 盘/销摩擦尖叫噪声试验装置简图

Fig. 1 Scheme of pin-on-disc test rig for friction-induced squeal

销通过夹紧装置固定并施加轴向力  $p$ 。采用传声器测量摩擦尖叫噪声的声压并进行数据采集和分析(采样频率为 40 kHz)。

当制动盘和圆销未接触时,采用锤击法对制动盘进行了约束模态试验,测得其 1~4 阶弯曲模态频率。调整圆销自由端长度,仍采用锤击法测得其第 1 阶弯曲模态频率。应用有限元方法对制动盘和圆销进行了约束模态分析。两者的试验与有限元分析结果如表 2 和表 3 所示。

表 1 制动盘和圆销的材料特性

Tab. 1 Material properties of disc and pin

零件	材料	弹性模量/ GPa	密度/ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	泊松比
制动盘	HT150	115	7 220	0.21
摩擦材料	半合金材料	14	2 360	0.35
圆销	铝合金	70.4	2 700	0.33

表 2 制动盘的约束模态特征

Tab. 2 Constrained modal of brake disc

振型描述	固有频率 试验结果/ Hz	固有频率 有限元分 析结果/Hz	振型
1 阶弯曲	1 236	1 274	
2 阶弯曲	1 629	1614	
3 阶弯曲	2 332	2 372	
4 阶弯曲	3 620	3 526	

表 3 圆销第 1 阶弯曲模态频率与自由段长度之间关系  
Tab. 3 Relation of the 1st bending modal frequency to free length of constrained pin

自由段长度 /mm	实测频率/Hz	有限元分析 频率/Hz
50	3 530	3 489
60	2 670	2 754
70	2 239	2 223
80	1 766	1 830
90	1 481	1 531
100	1 335	1 298

可以看出,制动盘和圆销约束模态的分析结果与试验结果一致,验证了零件建模的正确性。

## 2 盘/销摩擦尖叫的试验

以自由段长度为 80 mm 的圆销为例,通过圆销对制动盘施加 10 N 的法向力,电机带动制动盘以 18 r/min 匀速旋转。在盘/销接触摩擦过程中,测得的尖叫噪声信号及其频谱特性如图 2 和图 3 所示。

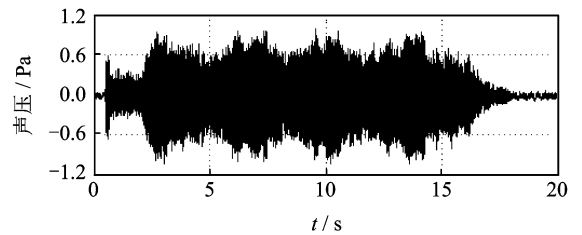


图 2 摩擦尖叫的时间历程

Fig. 2 Time history of disc brake squeal

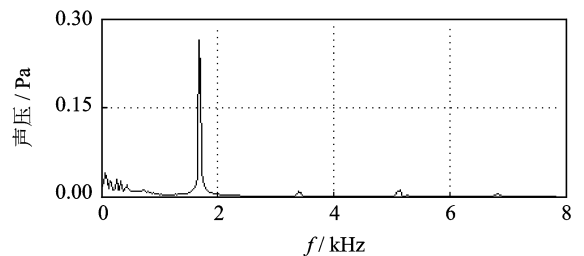


图 3 摩擦尖叫的频率特性

Fig. 3 Frequency spectrum of disc brake squeal

试验结果表明,尖叫频率成分以 1 722 Hz 为主并伴随微量倍频成分。经与制动盘的试验模态特性对比分析发现,尖叫基频与制动盘的第 2 阶弯曲模态频率比较接近。

分别测量不同自由段长度下盘/销摩擦尖叫噪声信号并进行频谱分析,得到尖叫频率与圆销自由

段长度关系如图4所示。可以看出,摩擦尖叫频率随着自由段长度增大而降低,且尖叫频率基本在各阶制动盘弯曲模态频率附近变化。

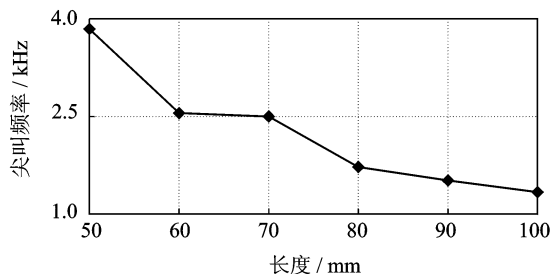


图4 尖叫频率与圆销自由段长度关系

Fig. 4 Relation of disc brake squeal to free length of pin

### 3 盘/销摩擦尖叫的有限元分析

#### 3.1 模型建立

基于 Abaqus 6.12 有限元软件,根据制动盘实际约束状态对其内侧表面进行全自由度约束。实际的圆销与夹具之间并非理想的面接触关系,底部和夹具为线接触关系,顶部与3只螺栓为点接触关系。另外,由于圆销与夹具不同接触部位的接触刚度不同,仿真中将圆销分为3部分建模,包括摩擦材料、自由段和约束段,它们之间通过固结方式连接。对约束段采用混合边界条件<sup>[16]</sup>,即将圆销的线接触部位除侧向自由度外,其他自由度均被固定,圆销底部线接触与顶部3处点接触通过具有一定刚度的弹簧单元限制其侧向自由度。圆销和制动盘之间定义为面-面接触关系,得到盘/销装置的有限元分析模型如图5所示。

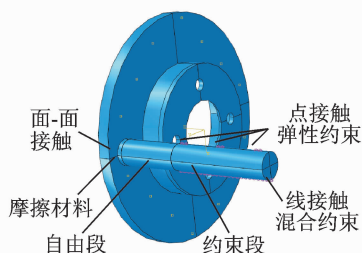


图5 盘/销装置的有限元模型

Fig. 5 Finite element model of pin-on-disc setup

#### 3.2 复特征值分析方法

对于受到耦合作用力影响的摩擦系统,为了简化分析,常忽略系统自身小阻尼的影响,则系统运动方程式可表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (1)$$

其中: $\mathbf{M}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为质量矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{X}$ 为位移向量; $\mathbf{F}$ 为系统受到的摩擦力向量。

在 Abaqus6.12 软件中,用户可以直接定义制动盘与摩擦材料表面之间的面-面接触关系,软件将依据文献[17-18]提出的方法建立接触摩擦系统运动方程。其本质是在摩擦界面上建立摩擦力  $F$  与法向振动位移向量  $\mathbf{X}$  的关系

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}_f \cdot \mathbf{X} \quad (2)$$

其中: $\mathbf{K}_f$ 为摩擦振动研究中假设的摩擦刚度矩阵<sup>[19]</sup>。

合并式(1),(2),可得

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + [\mathbf{K} - \mathbf{K}_f]\mathbf{X} = 0 \quad (3)$$

方程中由于摩擦刚度矩阵的引入,使系统刚度矩阵出现了不对称性。从物理上讲,当刚度矩阵的不对称性达到一定程度时,可能导致系统内部的能量馈入,从而成为发散系统。从数学角度来看,刚度矩阵不对称意味着特征矩阵不对称,则系统的特征值可能出现负值,此时系统振动将具有不稳定倾向。系统的复特征值  $\lambda_i$  为

$$\lambda_i = \sigma_i \pm j\omega_i \quad (i=1,2,\dots) \quad (4)$$

其中: $\sigma_i$ 为不同复特征值的实部,代表该阻尼系统的衰减因子; $\omega_i$ 为复特征值的虚部,代表系统有阻尼固有圆频率。

负实部表示系统处于含正阻尼的稳定状态,即静态平衡滑动的扰动不会改变系统的平衡状态。正实部表示系统处于含负阻尼的不稳定状态。

为了使摩擦系统在各频率处的不稳定性具有可比性,常采用阻尼比  $\zeta_i$  作为评价指标<sup>[20]</sup>

$$\zeta_i = -2 \frac{\sigma_i}{\omega_i} \quad (5)$$

当复特征值实部为零时,阻尼比  $\zeta_i$  亦为零,表明系统稳定。当复特征值存在正实部时, $\zeta_i$  为负,表明系统不稳定。 $\zeta_i$  越小,表明摩擦产生的负阻尼克服系统自身正阻尼的能力越强,则系统越不稳定,越容易产生尖叫噪声。

#### 3.3 仿真结果

当摩擦因数为0.5、压力为10 N时,自由段长度为80 mm的圆销与制动盘组成的摩擦系统经有限元分析,得到复特征值为  $2\,240 \pm j11\,435$ 。根据式(5)定义,由于摩擦力作用产生的阻尼比为  $-0.39$ ,系统在1 821 Hz频率处失去稳定,产生摩擦尖叫。盘/销振动形态如图6所示。

可以看出,当圆销自由段长度为80 mm时,制动盘第2阶弯曲模态振动(1 614 Hz)与圆销第1阶

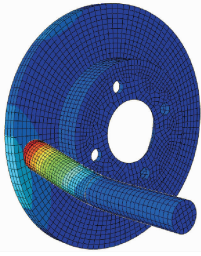


图 6 摩擦尖叫时盘/销振动形态

Fig. 6 Operation deform shape of pin-on-disc when brake squeal occurs

弯曲模态振动(1 766 Hz)形成模态耦合,系统在 1 821 Hz 频率失稳产生高频振动噪声。

### 3.4 影响因素分析

#### 3.4.1 圆销自由段长度

通过改变圆销自由段长度,得到系统的复特征值,并计算其失稳频率、阻尼比,如图 7 所示。

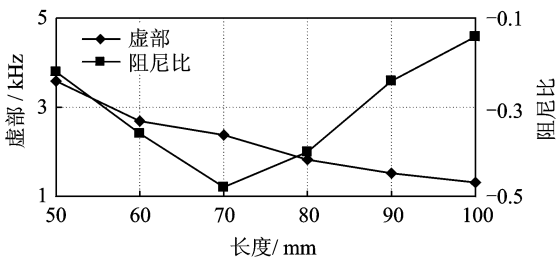


图 7 系统不稳定性与圆销自由段长度之间的关系

Fig. 7 Relation of system instability to free length of pin

可以看出,系统复特征值虚部及阻尼比随着圆销自由段长度而变化。在不同的自由段长度下,由于制动盘和圆销模态耦合情况变化,系统不稳定性也会发生变化,其中,自由段长度为 70 mm 时系统最不稳定,最容易产生尖叫;系统不稳定频率随着自由段长度增大而降低,这是由于圆销第 1 阶弯曲模态频率下降,与更低阶制动盘弯曲模态频率耦合造成的。

#### 3.4.2 摩擦因数

由于制动系器的摩擦因数受到工况和环境因素影响而发生变化,因此对不同摩擦因数条件下盘/销装置进行了复特征值计算,如图 8 所示。

随着摩擦因数的增大,由于盘/销系统复特征值的正实部增大和虚部减小,导致系统的阻尼比逐渐减小。即摩擦因数越大,盘/销装置越不稳定而更容易产生尖叫噪声,且噪声频率逐渐降低。换言之,摩擦因数越小,盘/销装置越稳定而不容易产生尖叫

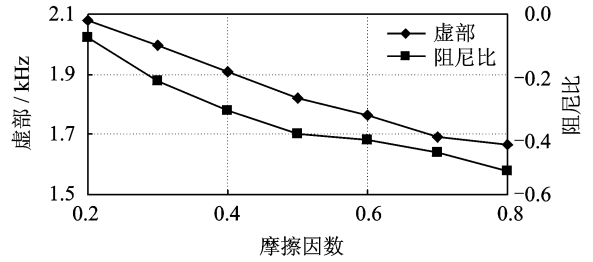


图 8 系统不稳定性与摩擦因数之间的关系

Fig. 8 Relation of system instability to friction coefficient

噪声。仿真还发现,系统不稳定模态并未随摩擦因数发生变化,均为制动盘第 2 阶弯曲模态与圆销第 1 阶弯曲模态耦合。这表明随着摩擦因数变化,尽管圆销和制动盘模态振型不变,但耦合频率会发生迁移。

#### 3.4.3 载荷

通过改变圆销上载荷大小,仿真分析了外界载荷变化对系统稳定性的影响,如图 9 所示。结果表明,在 20~100 N 范围内,复特征值没有变化,即盘/销装置的不稳定性和尖叫特性不受外界载荷影响。

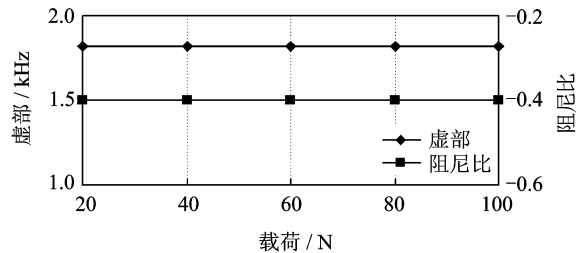


图 9 系统不稳定性与载荷之间的关系

Fig. 9 Relation of system instability to normal load

根据摩擦学理论,当摩擦材料与制动盘之间压力变化时,摩擦因数会相应改变。因此,深入分析需要建立摩擦因数与载荷等因素之间精确的关系。

#### 3.4.4 速度

为了研究制动盘旋转速度及旋转方向对尖叫噪声的影响,考虑制动盘以不同速度、正反放行旋转的工况,对试验装置进行了复特征值分析,如图 10 所示。结果表明,旋转方向不同,会改变复特征值的大小,即不同制动盘旋转方向,系统稳定性和尖叫倾向性会有所变化。但同一方向旋转时,速度大小变化对系统稳定性和尖叫倾向性无影响。

需要说明的是,在实际的制动器中摩擦因数与相对速度密切相关,一般较低速度时摩擦因数较大,容易产生制动尖叫。制动盘旋转速度变化会通过摩

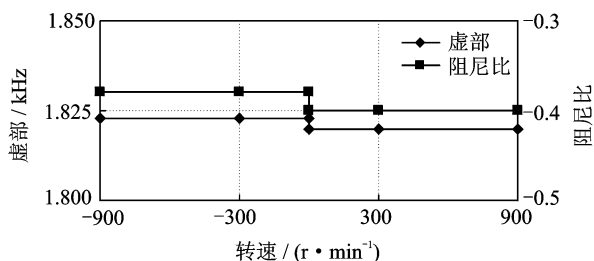


图 10 系统不稳定性与制动盘速度之间的关系

Fig. 10 Relation of system instability to disc rotation speed

擦特性的变化间接影响系统的稳定性和尖叫倾向性。

### 3.4.5 摩擦材料弹性模量

在制动系统中,受到工况和环境因素的影响,摩擦衬片的材料特性最容易发生变化。为了研究其对尖叫倾向性的影响,通过改变摩擦材料的弹性模量进行了盘/销装置复特征值分析,如图 11 所示。

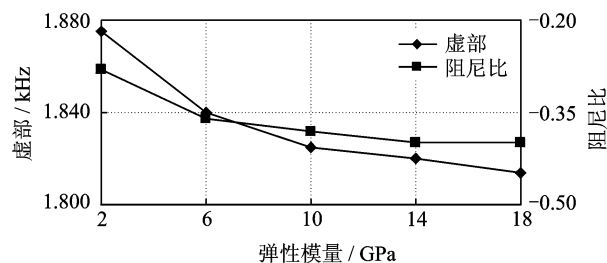


图 11 系统不稳定性与摩擦材料弹性模量之间关系

Fig. 11 Relation of system instability to Young's modulus of friction material

可以看出,在 2~18 GPa 范围内,随着摩擦材料弹性模量的增大,系统不稳定性和尖叫倾向性增大,尖叫频率逐渐降低。由于本试验装置仅在铝合金圆销端部黏附 5 mm 厚度的摩擦材料,其体积和质量在整个圆销结构中所占比重较小,故对圆销模态和系统模态耦合影响较小,但仍可以看出系统不稳定性与摩擦材料特性存在相关性。

## 4 结束语

利用汽车制动盘、摩擦材料及铝合金圆销设计的盘/销摩擦试验装置克服了汽车制动系统结构复杂、尖叫噪声不确定等缺点,具有结构简单、尖叫噪声可调节和可再现特点,为深入研究摩擦尖叫的机理提供了试验基础。

通过调整圆销自由段长度,使得圆销弯曲模态

和不同的制动盘弯曲模态耦合,可产生不同频率的尖叫噪声,证明了模态耦合是摩擦尖叫的主要作用机制。基于模态耦合理论的复特征值分析方法,可分析系统的不稳定性及不稳定时各零件的振动形态。通过系统不稳定性影响因素的分析,发现系统结构、摩擦因数、材料弹性模量影响较大,对制动器声品质设计具有一定的指导意义。

## 参 考 文 献

- [1] 管迪华, 宿新东. 制动振动噪声研究的回顾、发展与评述[J]. 工程力学, 2004, 21(4): 150-155.  
Guan Dihua, Su Xindong. An overview on brake vibrations and noise [J]. Engineering Mechanics, 2004, 21(4): 150-155. (in Chinese)
- [2] 吕红明, 张立军, 余卓平. 汽车盘式制动器尖叫研究进展[J]. 振动与冲击, 2011, 30(4): 1-7.  
Lü Hongming, Zhang Lijun, Yu Zhuoping. A review of automotive disc brake squeal [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(4): 1-7. (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 [J]. Wear, 1999, 236(1): 9-23.
- [4] Giannini O, Akay A, Xu Z. A laboratory brake for the study of automotive brake noise [C]// Proceedings of the 20th International Modal Analysis Conference (IMAC-XX). Los Angeles: [s. n.], 2002: 548-551.
- [5] Akay A. Acoustics of friction [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2002, 111(4): 1525-1548.
- [6] Yokoi M, Nakai M. Squeals induced by dry friction [C]// Proceedings of Inter-Noise 95. Newport Beach, USA: [s. n.], 1995: 155-158.
- [7] Tuchinda A, Hoffman N P, Ewins D J. Effect of pin finite width on instability of pin-on-disc systems [C]// Proceedings of the 20th International Modal Analysis Conference (IMAC-XX). Los Angeles: [s. n.], 2002: 552-557.
- [8] Allgaier R, Gaul L, Keiper W, et al. A study on brake squeal using a beam-on-disc model [C]// Proceedings of the 20th International Modal Analysis Conference (IMAC-XX). Los Angeles: [s. n.], 2002: 528-534.
- [9] Emira N A, Mohamad H T, Tahat M S. Stick-slip detection through measurement of near field noise [J]. Journal of Mechanical Engineering Research, 2011, 3(3): 96-102.

- [10] Massi F, Giannini O, Baillet L. Brake squeal as dynamic instability: an experimental investigation [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 120(3):1388-1398.
- [11] Akay A, Giannini O, Massi F, et al. Disc brake squeal characterization through simplified test rigs [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(8): 2590-2607.
- [12] Mortelette L, Brunel J F, Boidin X, et al. Impact of mineral fibres on brake squeal occurrences [C]// Proceedings of 27th SAE Annual Brake Symposium and Exhibition. Tampa, USA: [s. n.], 2009.
- [13] 陈光雄,周仲荣. 摩擦噪声有限元预测[J]. 机械工程学报, 2007, 43(6):164-168.  
Chen Guangxiong, Zhou Zhongrong. Prediction of friction squeal using finite element method [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(6): 164-168. (in Chinese)
- [14] Chen Guangxiong, Wu Pingbo, Dai Huanyun, et al. A comparative study on the complex eigenvalues prediction results of brake squeal obtained by two infinite element modeling approaches [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, English Edition, 2010, 23(3): 383-390.
- [15] 吕红明,张立军,余卓平. 接触表面不平度对摩擦尖叫噪声的影响[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(5):473-479.  
Lü Hongming, Zhang Lijun, Yu Zhuoping. Effects of surface roughness on the friction-induced squeal noise [J]. Tribology, 2011, 31(5):473-479. (in Chinese)
- [16] 吕红明. 边界条件对短梁结构有限元分析影响的研究 [J]. 工程设计学报, 2013, 20(4):321-325.  
Lü Hongming. Influence of boundary conditions on the finite element analysis of short beam [J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2013, 20(4):321-325. (in Chinese)
- [17] Yuan Y. An eigenvalue analysis approach to brake squeal problem [C]// Proceeding of the 29th ISATA Conference Automotive Braking Systems. Florence, Italy: [s. n.], 1996.
- [18] Ouyang H, Nack W, Yuan Y, et al. Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review [J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2005, 1(3-4): 207-231.
- [19] Kung S W, Dunlap K, Ballinger R. Complex eigenvalue analysis for reducing low frequency brake squeal [C]// Proceedings of 18th SAE Annual Brake Colloquium. San Diego, USA: [s. n.], 2000.
- [20] Abdo J, Nouby M, Mathivanan D, et al. Reducing disc brake squeal through FEM approach and experimental design technique [J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2010, 6(1-4): 230-246.



**第一作者简介:**吕红明,男,1975年12月生,博士研究生、副教授。主要研究方向为汽车动力学与振动控制。曾发表《接触表面不平度对摩擦尖叫噪声的影响》(《摩擦学学报》2011年第31卷第5期)等论文。

E-mail: lhmyg@163.com

**通信作者简介:**孟德建,男,1982年3月生,博士、博士后。主要研究方向为车辆系统动力学、振动和噪声控制。

E-mail: mdj0218@163.com

