

文章编号: 1000-5862(2016)02-0168-06

盘式制动器刹车片钢背结构对制动噪声影响研究

潘公宇¹ 姜中望¹ 王宪锰¹ 李东¹ 孙磊²

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院 江苏 镇江 212013; 2. 埃梯梯精密制造(无锡)有限公司 江苏 无锡 214028)

摘要: 通过改变刹车片钢背形状方法来研究汽车制动噪声, 主要分为2阶段: 1) 通过建立实体和运动学模型进行分析和仿真研究; 2) 采用声振实验进行验证. 在声振实验过程中, 采取激光测振仪以及LMS冲击锤2个实验, 同仿真分析结果交叉对比以证明仿真分析的准确性; 采用3层结构的刹车片, 相比传统的2层结构刹车片, 该刹车片在不改变制动强度、保证安全系数的基础上具有更好的阻尼特性, 有效地抑制噪声的发生. 根据制动器噪声台架试验的结果, 确定了刹车片固有频率对制动器噪声的贡献, 并在此基础上, 设计了不同结构形状的钢背刹车片来改变刹车片固有频率, 利用ANSYS进行模态分析并制作样品进行噪声实验. 仿真和实验结果表明, 新设计的钢背刹车片能有效地减小汽车制动噪声的产生.

关键词: 盘式制动器; 刹车片钢背; 激光测振仪; 模态分析; 噪声

中图分类号: U 463.5 **文献标志码:** A **DOI:** 10.16357/j.cnki.issn1000-5862.2016.02.11

0 引言

随着汽车的普及, 人们对汽车舒适性的要求越来越高, 汽车NVH性能愈来愈被重视. 到目前为止, 对主要噪声源如发动机振动产生的噪声, 已部分得到有效解决, 而对于次要噪声源如制动器制动尖叫问题也逐渐成为汽车制造业的关注热点. 特别是现在大部分乘用车都已基本采用前后盘式制动器制动系统, 因此盘式制动器制动噪声问题更加突出. 对于此类噪声, 随着众多学者的研究深入, 制动尖叫产生的原因不断得到揭示, 也取得了较多研究成果. 近年来越来越多的学者纷纷将研究方向转移到研究结构对制动噪声的影响上, 从具体制动系统子结构的变化来研究子结构对制动噪声的影响, 研究结论证明, 不同结构的制动系部件结构变化对于制动噪声存在不同程度影响. 本文将具体的刹车片钢背结构为例, 探讨结构形状改变对噪声产生的影响^[1-2]. 结果表明, 对刹车片钢背的结构和形状进行优化设计能够大大降低噪声的产生.

1 刹车片在汽车盘式制动器中的作用

盘式制动器分为定钳式和浮钳式盘式制动器.

以浮钳式为例(见图1), 当驾驶员踩下制动踏板时, 液压油进入活塞缸, 推动活塞4, 此时固定在活塞上的内摩擦片5在活塞的推动下开始接触并压紧制动盘, 与此同时, 制动钳体也同时在活塞缸反作用力下沿着导向销向相反方向运动, 因此固定在钳体上的另一块刹车片(外片)7也接触并压紧制动盘, 此时汽车将处于制动状态. 在摩擦力的作用下, 迫使制动盘停止旋转. 在此过程中刹车片与制动盘接触面积较大, 故产生制动力也越大, 车辆能够迅速制动, 但刹车片尺寸越大, 所带来的制动噪声也较为严重^[3-4].

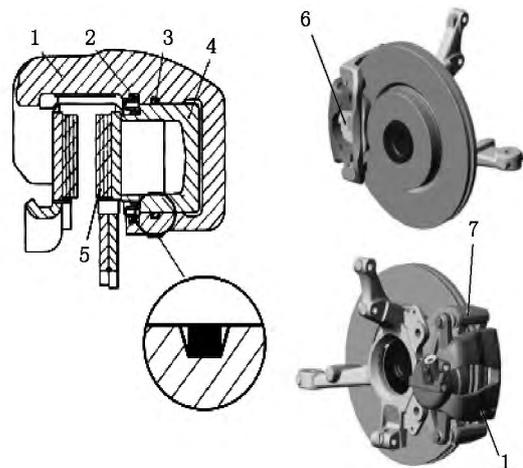


图1 浮钳式盘式制动器

收稿日期: 2015-12-25

基金项目: 国家自然科学基金(51375212)和江苏省道路载运工具应用新技术重点实验室开放基金(201509)资助项目.

作者简介: 潘公宇(1965-), 男, 江苏镇江人, 教授, 博士, 主要从事汽车系统动力学研究.

2 制动盘刹车片 6 自由度运动学模型

图 2 为制动盘制动片 6 自由度运动学模型, 其中 M_D 表示制动盘, 具有 x, y 2 个方向自由度, M_B 表示刹车片钢背, M_U 表示制动衬块底料部分, M_M 表示制动衬块混料部分, 这里将制动衬块分为 2 部分是由于刹车片在制造过程中将底料、混合料以及制动钢背压制而成, 而底料成分较混料成分具有很强的阻尼特性, 因此在建立模型和仿真时应该区别对待. μ 表示摩擦系数, P 表示作用于刹车片上的活塞力, N 为作用于制动盘上正向力.

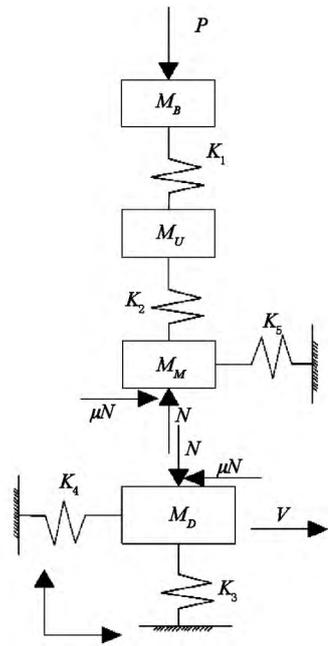


图 2 制动盘制动片 6 自由度运动学模型

由图 2 可以得到其运动学方程为

$$\begin{bmatrix} M_B & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_U & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_M & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_D & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_D \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{y}_B \\ \ddot{y}_U \\ \ddot{y}_M \\ \ddot{x}_M \\ \ddot{y}_D \\ \ddot{x}_D \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} -K_1 & K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_1 & -K_1 - K_2 & K_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_2 & -K_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_5 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y_B \\ y_U \\ y_M \\ x_M \\ y_D \\ x_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P \\ 0 \\ N \\ \mu N \\ -N \\ -\mu N \end{pmatrix}$$

由于在初始时刻系统稳定, 无振动产生, 因此可有初始运动方程, 同时在制动过程中刹车片与制动盘不分离, 得到约束条件 $y_D = y_M$,

$$N = M_M \ddot{y}_M + K_2 y_U - K_2 y_M \quad (1)$$

将约束条件及 (1) 式代入方程中可得

$$\begin{bmatrix} M_B & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_U & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_M + M_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu M_M & M_M & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu M_M & 0 & M_D & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{y}_B \\ \ddot{y}_U \\ \ddot{y}_M \\ \ddot{x}_M \\ \ddot{x}_D \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} -K_1 & K_1 & 0 & 0 & 0 \\ K_1 & -K_1 - K_2 & K_2 & 0 & 0 \\ 0 & K_2 & -K_2 & 0 & 0 \\ 0 & -\mu K_2 & K_2 & K_4 & 0 \\ 0 & \mu K_2 & -\mu K_2 & 0 & -K_5 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y_B \\ y_U \\ y_M \\ x_M \\ x_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

对最后方程分析可知, 由于引入了摩擦力的作用, 该系统运动方程的质量矩阵项与刚度矩阵项都为非对称矩阵. 可以通过模态分析得到该系统的特征值, 特征值虚部代表模态频率, 实部代表模态失稳的倾向; 同时也可分析出摩擦系数 μ 的改变以及刹车片底料属性和形状将影响刚度矩阵 K , 从而改变系统特征值和制动器噪声表现. 由理论分析, 钢背结构的改变将影响系统刚度, 从而影响刹车片制动噪声, 但具体的影响及如何影响还需进一步研究.

3 刹车片模型建立及分析

本次研究以采用某车型的刹车片为研究对象. 首先在 Catia 中绘制实体模型, 并将刹车片实体模型 (见图 3) 导入到 ANSYS 中进行几何处理后进行模态分析. 刹车片实体结构较为简单, 其形状较为规则, 因此在划分单元格时划分为 6 面体网格^[5].

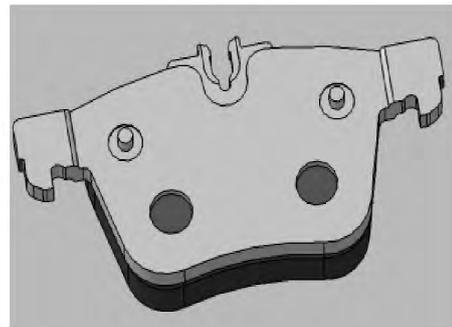


图 3 刹车片实体模型

刹车片主要由 3 个部分组成: 钢背、底料、摩擦

材料(见图4)。

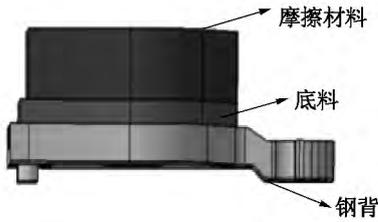


图4 刹车片组成

在众多研究中,许多学者把制动衬块视作一个整体,在进行仿真分析过程中仅将材料特性简单分为钢背和摩擦材料2部分。事实上,底料较摩擦材料具有更多的阻尼特性,其成分的80%为钢纤维和树脂纤维,因此在设定约束时应区别对待^[6-7],其各个组成的材料属性见表1。

表1 刹车片材料特性

组成	密度 $g \cdot cm^{-3}$	杨氏模量 (Gpa)	泊松比
钢背	7.8	197.000	0.30
底料	2.8	3.350	0.35
摩擦材料	2.2	4.707	0.32

ANSYS Workbench 模块中根据材料不同属性进行设定后对刹车片实体做模态分析,从仿真结果中选取发生弯曲及扭转较为典型、且固有频率在10 000 Hz以内的5个模态振型(见图5),其相应的固有频率值见表2。

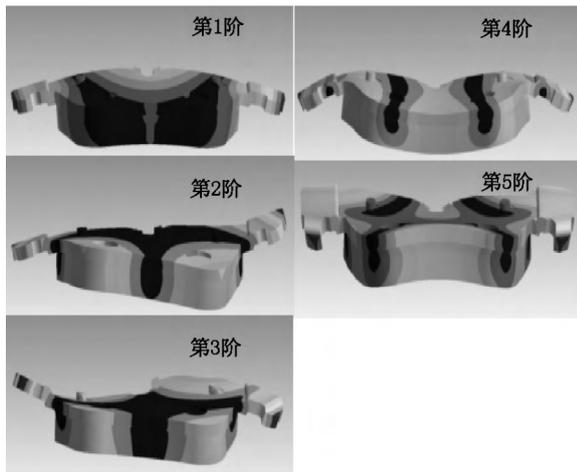


图5 仿真分析结果

表2 仿真分析与实验结果固有频率 Hz

阶数	激光测量	频响函数 测量	有限元分析
1	3 150	3 151	3 169
2	4 195	4 130	4 137
3	5 724	5 610	5 689
4	7 402	7 268	7 342
5	9 601	9 395	9 380

同时为了验证虚拟仿真分析准确性,本文还利用激光、F. R. F 锤击频率测试仪等实验手段进行交叉对比试验。

激光测振仪利用光学干涉原理,能够测量实验物体微小形变,且刹车片较为简单,因此能直观再现物体在自由振动过程中的振动过程。冲击锤实验则是通过在刹车片一点处敲击,测得设定点处的振动之后通过分析仪进行频率响应函数计算得出刹车片实体的固有频率。刹车片通过激光测量仪测得结果如图6所示,其测得固有频率如表2所示,经过对比交叉分析,仿真分析与实验结果误差在2%以内,且振型较仿真分析相比较几乎一致,因此ANSYS 可以作为有效模拟分析手段来研究刹车片振动而引起的噪声问题。

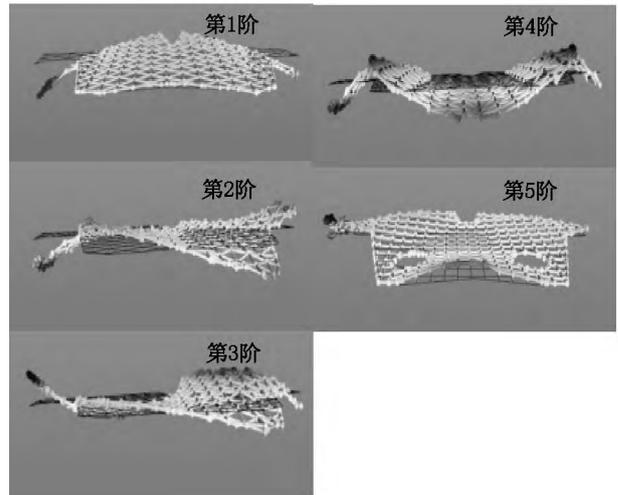


图6 激光测振仪振型实验结果

汽车盘式制动器作为一个整体由多个部分组成,且各部分对于制动噪声的贡献是存在差异的,因此,为了具体研究刹车片对于制动噪声的贡献,需模拟再现车辆在行驶工况中的噪声表现,并根据模型制作实体(见图7)并进行制动噪声测试。



图7 刹车片实体图

本次实验的台架为LINK3900型噪声惯性测试台。LINK3900型噪声测试台架具有双层舱体结构,

能够模拟车辆在路面行驶过程中的行驶噪声环境, 因此得出实验结果与真实行驶过程噪声分布接近. 本次实验麦克风拾取超过为 70 dB 噪声点, 实验制动盘采用美联制动盘, 卡钳使用 Conti 制动卡钳. 制动盘噪声采用的实验标准为美国工程学会制动器 NVH 实验标准, 即 SAE J2521 实验标准, 麦克风放置在制动系统水平方向出外 10 cm, 垂直距离 50 cm (见图 8) [8].

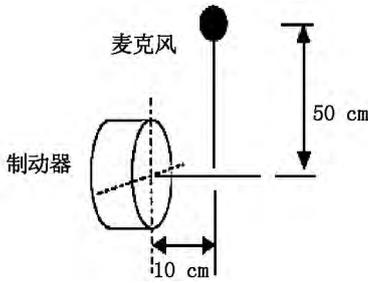


图 8 麦克风安装位置

噪声台架测试实验结果如图 9 所示, 对实验结果进行分析, 噪声点主要集中在 4 KHz, 7 KHz, 12.5 KHz 频率附近.

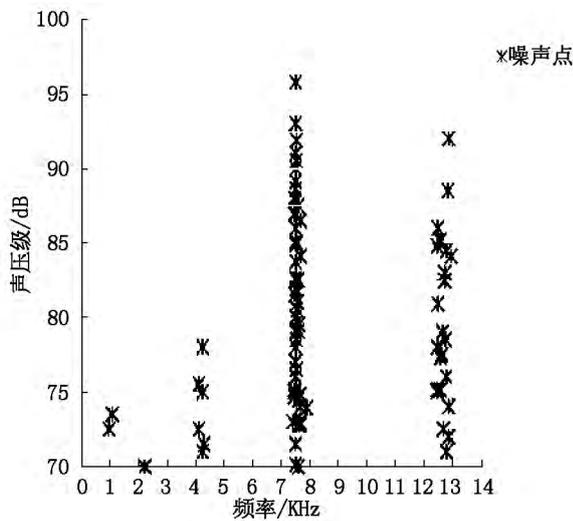


图 9 噪声台架测试结果

将实验结果与之前刹车片的固有频率结果相比较, 发现刹车片的固有频率在第 2、4 阶分别为 4 KHz 和 7 KHz, 这说明在此 2 个频率下刹车片与其他部件模态耦合, 发生共振, 从而导致噪声的发生. 因此, 为了降低整个制动系统的噪声, 本文着重从改变钢背形状方面进一步分析刹车片对车辆制动噪声的影响.

4 钢背结构改变研究

改变钢背结构, 目的在于改变刹车片实体的固

有频率. 根据结构动态设计理论, 增加或减小系统的质量, 改变其结构的形状, 会导致系统刚度和阻尼的变化, 从而会增加或减小系统的固有频率 [9-10]. 一般来说, 为了避免部件与其他部件发生共振现象, 通常采用增加关键频率和减少关键频率 2 种方法, 根据钢背加工难度以及刹车片制造工艺, 本文设计出 5 种不同开槽方式进行定量分析, 以便比较研究结构尺寸的改变对刹车片固有频率及振型影响, 从而进一步影响制动噪声. 钢背有效总面积为 4 615 mm², 横槽设计尺寸为长 60 mm, 宽 5 mm, 分别在钢背设计 1 条横槽、2 条横槽、3 条横槽, 开槽面积占钢背总表面积比例为 6.5%、13.0%、19.5%. 竖槽设计尺寸为长 45 mm, 宽 5 mm, 分别在钢背上设计 4 条、6 条, 开槽面积占钢背总表面积比例为 19.5%、29.3%. 从理论上分析, 开槽尺寸越大, 刹车片固有频率改变越明显, 但过大的开槽尺寸将导致系统刚度急剧降低, 同时在刹车片压制工艺中容易出现问 题, 因此开槽面积占钢背总表面积的比例应控制在 15% ~ 30% 以内.

对以上各试样分别进行有限元模态分析, 结果见表 3.

表 3 5 种钢背结构试样仿真分析

阶数	1	2	3	4	5
频率(Hz)	3 169	4 137	5 689	7 342	9 380
1 条横槽	3 112	4 049	5 537	7 268	8 955
2 条横槽	3 067	3 965	5 441	7 147	8 801
3 条横槽	2 920	3 809	5 379	6 912	8 417
4 条竖槽	3 190	4 249	5 793	7 466	9 450
6 条竖槽	5 347	6 539	8 201	9 843	11 325

设计有 3 条横槽钢背的刹车片较其余 2 试样固有频率改变较为明显, 关键频率 4 KHz 与 7 KHz 得到改善, 因此选取试样 3 进一步实验分析, 而具有 6 条竖槽结构的刹车片频率改变幅度较大, 易与高频制动盘模态耦合, 且开槽尺寸面积过大, 系统刚度低, 因此选取试样 4 进一步实验研究 [11-13].

这里为了与未改动之前做对比分析, 故将改动后模型制作实体后进行锤击(F. R. F) 实验. 对应的 ANSYS 分析和频响结果如表 4 所示.

表 4 增加、降低频率后仿真与实验结果 Hz

阶数	增加频率		降低频率	
	频响函数	有限元分析	频响函数	有限元分析
1	3 220	3 190	2 960	2 920
2	4 185	4 249	3 856	3 809
3	5 637	5 793	5 401	5 379
4	7 518	7 466	6 895	6 912
5	9 368	9 450	8 549	8 417

通过与未改动前刹车片固有频率对比分析,试样 3 4 频率变化分别为 $\Delta 1 = 112 \text{ Hz}$, 124 Hz ; $\Delta 2 = -328 \text{ Hz}$, -430 Hz . 将这 2 种改动后的刹车片钢背制作样本(见图 10) 分别进行噪声实验,实验采用的制动盘、卡钳、实验标准和程序等均不改变,实验获得结果如图 11 ~ 图 12 所示.



图 10 改进后刹车片实体

从实验结果来看,钢背开有 3 条横槽的刹车片能够有效降低汽车制动噪声的发生,刹车片与其他部件在制动过程中未发生耦合,此时噪声的发生由外界因素,如温度、湿度或者 DTV 的变化而产生^[14-15]. 而相对另一种钢背改动的刹车片则仍在 4 KHz 7 KHz 附近噪声点较为集中,这说明该结构未能避免与其他部件发生耦合. 因此,不同钢背形状对于汽车制动噪声的产生存在不同程度影响.

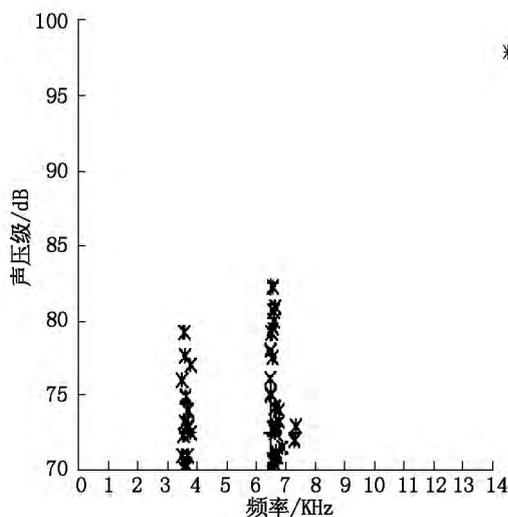


图 11 噪声测试结果(4 条竖槽)

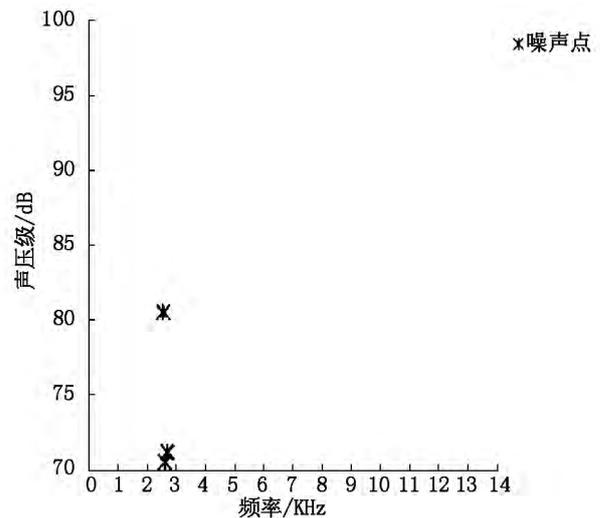


图 12 噪声测试结果(3 条横槽)

5 结论

对刹车片的仿真分析和试验研究结果表明: 刹车片钢背结构的改变会较大地影响制动器噪声的产生. 通过本文所提出的方法,改变和优化刹车片钢背结构,增加和降低关键频率,可有效减小尖叫的发生. 本文对钢背进行改动在实际应用中还需作进一步改进,因为从刹车片的总体强度来说,改动之后的刹车片钢背强度降低,在实际使用中可能带来某些风险,但从本文所提出方法的有效性来看,该方法为制动系统设计提供了一个可靠的理论基础. 当然,对于如何根据仿真分析和实验结果准确确定开槽尺寸和开槽位置,还需进一步进行研究. 除了改变钢背结构以外,在钢背表面贴上一层阻尼材料等手段也能解决部分噪声问题^[5,16].

6 参考文献

- [1] 张立军,刁坤. 摩擦引起的振动和噪声的研究现状与展望 [J]. 同济大学学报 2013, 41(5): 766-772.
- [2] 吕红明,张力军. 汽车盘式制动器尖叫研究进展 [J]. 振动与冲击. 2011, 30(4): 1-5.
- [3] Genta G, Morello L. The automotive chassis volume 1: components design [M]. Netherlands: Springer. 2009.
- [4] 方泳龙. 汽车制动理论与设计 [M]. 北京: 国防工业出版社 2001.
- [5] 刘爱军. 汽车盘式制动器中制动块与消音片振动特性研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学 2009.
- [6] 郑刚,谢方伟. 盘式制动器关键零部件模态分析 [J]. 机械设计与制造 2013(2): 172-176.
- [7] 张扬,张力. 新型复合材料盘式刹车片的模态研究

- [J]. 机械设计与制造 2012(12) : 109-110.
- [8] The SAE Dynamometer Test Code Committee. Disk brake dynamometer squeal noise matrix. SAE J2521 [S]. Washington: SAE 2013.
- [9] 雷伟. 基于复特征值分析汽车盘式制动器 NVH 分析与试验研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学 2014.
- [10] 张礼国. 制动块参数对盘式制动器制动尖叫的影响研究 [D]. 北京: 清华大学 2014.
- [11] Ma' rio Triche§Ju' nior ,Samir N Y Gerges. Analysis of brake squeal noise using the finite element method: a parametric study [J]. Applied Acoustics ,2008 ,69(1) : 147-162.
- [12] Kang Jaeyoung. Finite element modeling for the investigation of in-plane modes and damping shims in disc brake squeal [J]. Journal of Sound and Vibration ,2012 ,331(2) : 2190-2202.
- [13] 罗明军 ,王文林. 汽车盘式制动器制动尖叫 的分析 [J]. 南昌大学学报: 工科版 2009 31(1) : 72-74.
- [14] ITT Friction Co. Ltd. Noise vibration harshness & disc thickness variation judder. ITT BOOK [S]. Italy: ITT , 2000.
- [15] 孟德建 张立军. 基于制动器多点接触模型的初始 SRO 和 DTV 对制动抖动的影响分析 [J]. 振动与冲击 , 2010 29(7) : 43-49.
- [16] 王洪涛 殷玉枫. 简谐激励下制动器尖叫噪声的因素分析 [J]. 噪声与振动控制 2015 35(4) : 153-158.

The Contribution of Back Plate Shape of Brake Pad to Disc Brake System Noise

PAN Gongyu¹ ,JIANG Zhongwang¹ ,WANG Xianmeng¹ ,LI Dong¹ ,SUN Lei²

(1. School of Car Engineering Jiangsu University Zhenjiang Jiangsu 212013 ,China; 2. ITT High Precision Manufacturing Co. Ltd ,Wuxi Jiangsu 214028 ,China)

Abstract: The purpose of this study was to study brake squeal by changing the shape of back plate of brake pad , which can be divided into two phases 3D model and dynamic model is built during first phase ,the second phase is verification experiment. Laser vibration detector and LMS hammer impacting are applied during the experiment phase ,these two experiments are for the cross comparing with accuracy of simulation result; three layer structure brake pad is proposed in this paper ,which gets more damping characteristics comparing to traditional two layer structure and reduce the occurrence of brake squeal. Baseline bench experiment is set to confirm the contribution of natural frequency of back plate to the brake noise. Based on simulation and test results ,two modifications have been done on back plate to change the critical frequency of braking pad ,modal analysis and noise bench test are also carried on these two new models. Finally ,comparing the results of both two new types braking pads to research the effect of back plate change on disk brake system brake noise. The test result returns that the new design back plate can reduce the occurrence of brake squeal.

Key words: disc brake system; back plate of brake pad; laser vibration detector; modal analysis; noise

(责任编辑: 王金莲)