

DOI: 10.3901/JME.2013.09.081

摩擦片偏磨引起的汽车制动低鸣噪声

张光荣 谢敏松 黎军 齐钢 浦新宇
(泛亚汽车技术中心有限公司 上海 201201)

摘要: 建立后盘式制动器有限元模型, 对其进行制动低鸣噪声的有限元复特征值分析。根据系统的负阻尼比预测系统出现制动噪声的趋势。利用该模型, 研究摩擦片切向偏磨对制动噪声的影响。研究表明, 切向偏磨是引起制动低鸣噪声的主要原因。当偏磨量大于 0.5 mm 时, 系统的负阻尼比突变, 说明发生制动低鸣噪声的可能性极大; 同时该噪声的出现与制动压力、摩擦滑动方向、摩擦因数有特定的关系。该计算结果与噪声试验结果完全一致, 为消除该制动低鸣噪声提供了理论依据和指导。

关键词: 制动摩擦 制动低鸣 偏磨 复特征值分析

中图分类号: U463

Vehicle Brake Moan Noise Induced by Brake Pad Taper Wear

ZHANG Guangrong XIE Minsong LI Jun QI Gang PU Xinyu
(Pan Asia Technical Automotive Center Co., Ltd., Shanghai 201201)

Abstract: A finite element model of disc brake is established. A complex eigenvalue analysis of the brake system is performed. The propensity of brake moan noise is evaluated on the basis of damping ratio of brake system dynamic model. By using the finite element model, effects of the brake pad taper wear on brake moan noise is studied. The results show that the brake pad taper wear is a significant factor for generating the instability causing the brake moan noise. When the brake pad taper wear is greater than 0.5 mm, the value of negative damping ratio rapidly increases, and the propensity of brake moan noise is magnified greatly. While the propensity of brake moan noise has a specific relationship with the brake pressure, friction direction and friction coefficient. The simulation result is the same as test result, which provides the theory and guidance for brake moan noise control.

Key words: Brake friction Moan noise Taper wear Complex eigenvalue analysis

0 前言

JD Power 调查显示制动噪声是客户最关注与抱怨的整车质量噪声之一, 因此造成高额的售后维修成本。在近几十年中, 汽车行业致力于消除制动尖叫(频率大于 1 kHz)等高频噪声, 对其已有比较深入的研究^[1-4], 如分析制动盘-摩擦片的稳定性, 预测制动尖叫, 通过优化制动盘, 摩擦片, 消音片参数等改善制动噪声。OEM 为不断的降低车成本以及油耗, 在汽车零件上大量地应用轻量化技术。然而汽车的轻量化趋势导致汽车零件部件出现的低频振动和噪声问题日益突出, 成为目前迫切需要解决的问题^[5]。众所周知, 高频啸叫主要来源于制动零件本身, 如制动盘轴向模态和摩擦片弯曲模态耦合引

起的尖叫, 以及制动盘压缩模态引起的制动尖叫。与高频啸叫不同, 低频噪声的发生是由于制动器和悬架, 后桥等底盘零件部件出现模态耦合, 引起制动钳或支架的刚体振动, 导致低频噪声的发生, 频率一般在 200~500 Hz。

众所周知, 制动系统的摩擦耦合特性和摩擦片有直接的关系。全新的制动系统摩擦耦合特性和磨损后的特性可能会有所不同, 导致新旧状态的制动器出现制动噪声的趋势发生改变^[6-7]。目前大部分的学者专注于预测新制动系统的噪声频率, 很少涉及磨损后制动系统摩擦耦合特性的变化。本文重点研究摩擦片磨损后, 制动系统的低鸣噪声趋势的变化。为更好的理解摩擦片磨损对耦合摩擦动力学特性的影响, 对比磨损前后摩擦片的频率特性, 通过有限元反求得到摩擦片弹性模型; 同时为计算不同水平动态约束参数对制动低鸣噪声的影响, 基于摩擦片切向偏磨的情况, 建立了后盘式制动器有限元模型,

研究制动压力、摩擦滑动方向以及摩擦因数对制动噪声的影响；采用学术界和工程界广泛使用的有限元复特征值分析方法，通过系统的负阻尼比预测制动噪声的发生的趋势。计算结果很好地反映了整车制动噪声的试验结果，为消除该制动噪声提供了理论依据和指导方向。

1 制动噪声产生的机理

制动噪声是近年来学术界研究比较活跃的课题。目前学术界与工程界广泛接受的制动噪声机理主要有两种：第一种是摩擦力-相对滑动速度关系的负斜率机理^[8]，第二种是系统的不稳定性理论^[2, 9-10]。

根据第一种理论，摩擦因数在一定区间随相对滑动速度的增大而减小。该现象可能导致系统出现粘滑现象，且当系统本身的阻尼很小时，可能产生发散振动，辐射摩擦噪声。摩擦力-相对滑动速度关系的负斜率理论较好地解释了制动噪声发生的机理，且能够解释很多试验现象。但是研究表明，摩擦力-相对滑动速度关系为负时，并不一定发生噪声。并且有时候制动噪声也发生在摩擦力-相对滑动速度关系为正的区城，这直接与该理论矛盾。

根据第二种理论，制动噪声是由摩擦耦合诱发，以及制动器各部件的固有频率匹配不当，出现零件模态耦合而引起的系统不稳定现象，从而产生自激振动。制动噪声与摩擦材料特性及具体的结构形式有关。因此即使摩擦因数是常数，正压力的微小变化同样会产生系统的摩擦力变化。由于系统的不稳定，摩擦耦合特性的改变导致系统出现不稳定模态。因此取决于制动分布压力和几何形状的摩擦片与制动盘的接触刚度，其变化会导致摩擦耦合动力学特性发生改变。摩擦片作为损耗件，其几何尺寸和接触表面形貌在生命周期一直在改变。其表面质量及形貌变化，影响制动盘-摩擦片接触刚度，进一步影响其摩擦过程稳定性，从而在其使用过程中可能产生制动噪声。文献[11]研究了不同使用阶段的摩擦片表面的形貌变化，分析不同阶段的接触刚度，较好地预测了摩擦片形貌变化对系统稳定性影响。文献[12]基于台架试验与仿真结合的方式，预测和分析了摩擦片磨损和相应的压力分布对制动噪声的影响，仿真结果与试验结果一致。

2 偏磨引起的制动低鸣噪声

2.1 摩擦片偏磨

汽车在制动过程中，摩擦片和制动盘提供摩擦阻力，将汽车动能转换为热能，达到强制汽车减速

或停止的目的。摩擦片作为提供摩擦力的主要部件，因摩擦力以及摩擦产生的热能，产生摩擦片磨损。因为盘式制动器工作原理，以及制动卡钳设计不合理，如制动卡钳刚度较低，制动卡钳质心位置布置不合理，制动卡钳拖滞力矩较大等原因，常常导致摩擦片出现偏磨。摩擦片发生偏磨会导致制动力矩输出不均、制动不平稳，产生制动跑偏、制动噪声与振动等一系列不良现象。常见二种偏磨形式为切向偏磨和径向偏磨。本文仅针对切向偏磨对制动噪声的影响进行分析研究。如图 1 所示，切向偏磨指摩擦片在使用过程中出现前后两端磨损厚度不一致，因该方向与制动盘切向方向一致，故取名切向偏磨。

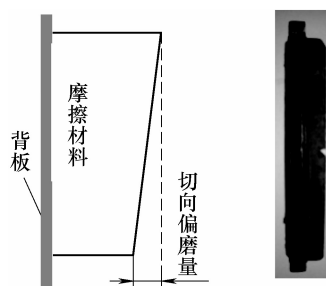


图 1 摩擦片切向偏磨示意图

2.2 摩擦片偏磨引起的制动低鸣噪声试验

因制动低鸣噪声与后桥、悬架等底盘零件以及连接硬点的刚度有很大关系。目前还没有合适的制动噪声台架试验方法正确的复现制动低鸣噪声。所以目前主要通过整车制动噪声试验来识别制动低鸣噪声。制动低鸣噪声对外部的环境参数十分敏感，不确定的外部环境参数对重现整车制动低鸣噪声是一个很大的挑战。根据经验，制动低鸣噪声常在低速、低减速度以及低温的情况下出现。作者设计了一套环境参数，如下表所示，用于识别制动低鸣噪声的发生的情况。试验时，让汽车行驶一段距离，不使用制动，自然冷却制动盘和摩擦片。冷却后，根据制定的试验参数进行整车制动噪声试验。

表 制动噪声试验矩阵表

摩擦片状态	摩擦片厚度/mm	切向偏磨量/mm	减速度/g	制动方向	速度/(km/h)
1 旧摩擦片	14	0	0.05, 0.10	前进	5
2 旧摩擦片	14	0	0.05, 0.10	倒退	5
3 旧摩擦片	14	0.7	0.05, 0.10	前进	5
4 旧摩擦片	14	0.7	0.05, 0.10	倒退	5
5 新摩擦片	17	0	0.05, 0.10	前进	5
6 新摩擦片	17	0	0.05, 0.10	倒退	5

试验结果表明只有 4 号工况摩擦片磨损的情况下，倒车，制动减速度等于 0.05 g，出现制动低鸣

噪声。如图 2 所示, 低速倒车轻制动时出现 346 Hz 的低频噪声, 持续时间将近 4 s。为进一步研究不同水平摩擦片偏磨量以及制动约束参数对制动低鸣噪声的影响, 本文通过有限元复特征值分析方法对制动低鸣噪声进行特征参数分析。

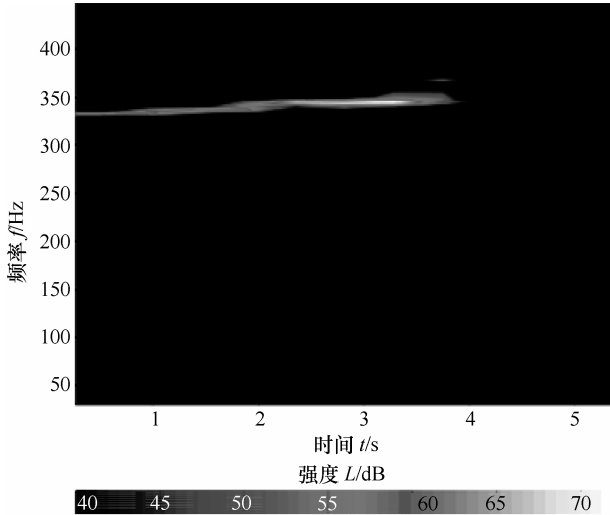


图 2 制动低鸣频谱彩图

3 后盘式制动器低鸣噪声有限元分析

3.1 有限元复特征值分析理论

制动系统的动力学方程如式(1)所示

$$m\{\ddot{u}\} + c\{\dot{u}\} + k\{u\} = \{F\} \quad (1)$$

式中 m ——质量矩阵

c ——阻尼矩阵

k ——刚度矩阵

u ——位移矢量

在摩擦力引起的振动系统中, F 表示摩擦表面的摩擦力

$$F = \mu k_c \{u\} \quad (2)$$

式中, k_c 为摩擦刚度矩阵。

将式(2)代入式(1)

$$m\{\ddot{u}\} + c\{\dot{u}\} + (k - \mu k_c)\{u\} = \{0\} \quad (3)$$

式中, 系统刚度矩阵变为不对称结构。从数学角度来看, 刚度矩阵不对称意味着特征矩阵不对称, 而不对称矩阵的特征根和特征矢量在一定条件下是复数, 即系统各阶模态频率和模态振型都是复数。

将式(4)代入到式(3)

$$\{u\} = \{\phi\} \exp(st) \quad (4)$$

可转换为式(5)

$$(ms^2 + cs + k_s)\{\phi\} = \{0\} \quad (5)$$

式中, $k_s = k / (\mu k_c)$ 。

对特征方程进行求解, 可以得到特征值和特征矢量。第 i 阶的特征值可以表示为

$$s_{i,2} = \sigma_i \pm j\omega_i \quad (6)$$

第 i 阶的特征矢量可表示为

$$\{u_i\} = \{\phi_i\} \exp(\sigma_i t) \cos \omega_i t \quad (7)$$

式中 σ_i ——第 i 阶模态的阻尼系数

ω_i ——第 i 阶模态的模态频率

因此 σ_i 和 ω_i 分别表示阻尼正弦曲线运动中的阻尼系数和固有频率。阻尼比定义为 $-\sigma / (\pi|\omega|)$, 如果阻尼比为正, 该系统是一个典型的衰减振动系统, 系统是一个稳定系统; 如果阻尼比为负, 系统是一个发散的振动系统, 系统随着时间推移而放大振动, 系统是一个不稳定系统。因此根据系统的负阻尼比可以判断系统的稳定性, 预测系统出现制动噪声的趋势。

3.2 后盘式制动器低鸣噪声有限元模型

3.2.1 摩擦片偏磨模型

摩擦片作为制动器的主要部件之一, 对制动振动和噪声起主要的影响。根据试验发现仅在摩擦片偏磨 0.7 mm 时, 发现制动低鸣噪声的情况。因此本文仅考虑摩擦片偏磨时几何尺寸, 弹性模量的变化, 未考虑其表面形貌变化对制动噪声的影响。摩擦片弹性模量是通过超声波测量摩擦片的各向异性弹性模量。本文测量了新摩擦片和切向偏磨量等于 0.7 mm 的旧摩擦片频率响应函数, 将试验测量的摩擦片 FRF 结果与有限元模态计算结果作对比。通过调整新旧摩擦片的弹性模量, 使试验和计算的模态结果满足工程误差的要求。

如图 3 所示, 二者的频率稍微有变化, 但二者的模态基本一致。本文在计算不同偏磨量的摩擦片对系统的影响时, 因平均厚度一致, 偏磨量稍有不同, 因此根据实际情况以及简化工作需要, 对所有旧摩擦片均取 0.7 mm 偏磨的摩擦片的弹性模量。摩擦片有限元模型如图 4 所示。

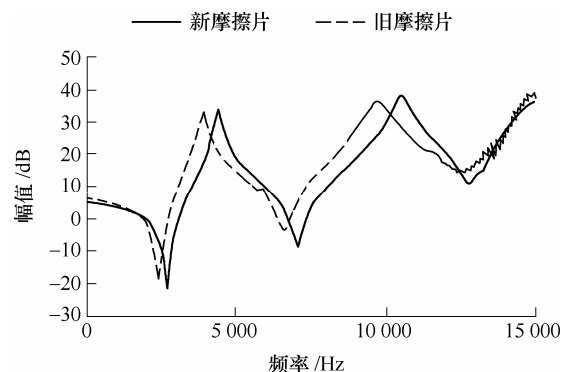


图 3 新旧摩擦片频响曲线对比

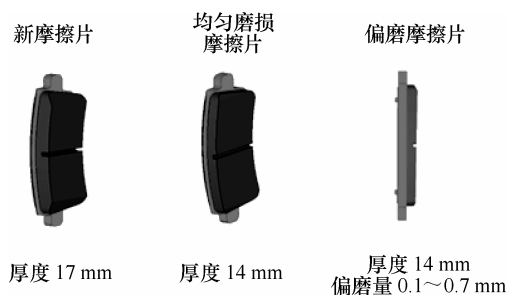


图 4 不同类型摩擦片模型

3.2.2 后盘式制动器有限元模型

利用负阻尼比预测制动低鸣噪声的趋势,关键是如何建立制动器的有限元模型。大量的研究和试验表明,后桥、后悬架、轮胎等零件对制动器的低鸣噪声有很大影响。因此充分考虑上述零件对后盘式制动器模型刚度的影响,以及为准确预测制动低鸣噪声,在建立有限元模型中必须加入上述零件,如图 5 所示。对模型进行网格化,建立了包含后盘式制动器、后转向节、连杆、螺旋弹簧和减振器,以及轮胎的有限元模型。整个模型约有 250 000 个单点,380 000 个节点。其中模型中的转向节衬套用连接体单元模拟,后盘式制动器,转向节采用实体单元,连杆和液压管柱使用壳单元且通过连接体单元设置两者的连接刚度,轮胎用集中质量单元模拟,并将模型中与车身连接的硬点进行约束。对于卡钳模型,对于卡钳模型,根据实测的导向销衬套刚度值,用弹簧单元模拟卡钳中导向销衬套且将导向销和卡钳壳体连接,并按照实际情况对制动角中存在接触关系的单元,如活塞和活塞缸的进行硬接触约束,且忽略密封套的影响。针对制动盘,卡钳,摩擦片等关键零件,进行零件密度,弹性模量等实际测量,且通过调整模型,使得两者的部件分析频率和试验结果一致。利用 Abaqus 6.10 求解器对有限元模型进行复特征值计算,文中涉及接触算法使用拉格朗日乘子法。



图 5 后盘式制动器有限元模型

3.3 有限元复特征值计算结果以及分析

为了解不同水平摩擦片偏磨量在各种制动工况下对制动噪声发生趋势影响。本节利用有限元复

特征值分析方法计算各种动态约束参数,如制动压力、摩擦滑动方向以及摩擦因数对制动噪声的影响。同时计算了不同偏磨量下的制动压力分布,用于研究制动压力分布对制动噪声的影响。

3.3.1 摩擦片偏磨对制动低鸣噪声的影响

本节计算了全新状态的摩擦片,均匀磨损后的旧摩擦片,以及不同偏磨程度的旧摩擦片在制动压力等于 0.1 MPa 时,制动系统负阻尼比的变化。结果表明,在新状态或者均匀磨损状态下,系统不会出现较大的负阻尼比。如图 6 所示,偏磨量小于 0.5 mm 时,在 380 Hz 出现一个较小的负阻尼比,且随着偏磨量增大,负阻尼比越来越大。根据经验,负阻尼比小于 0.01 时,不稳定模式不容易触发,可以认为是一个稳定模式,不会引起制动噪声。当偏磨量等于 0.5 mm 时,在 370 Hz 附近,出现一个负阻尼比达到 -0.07。当偏磨量等于 0.7 mm 时,负阻尼比出现突变,达到 -0.30,且不稳定模式转移到 346 Hz。说明该工况下,系统出现零件模式耦合,变得很不稳定,很容易产生噪声。

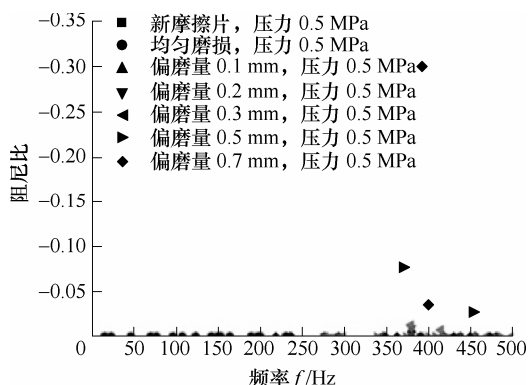


图 6 偏磨对制动低鸣噪声的影响

耦合不稳定模式如图 7 所示,制动卡钳出现一个旋转的刚体振动模式。说明制动卡钳与支架之间尚未建立稳定的接触关系,不稳定的耦合摩擦力引起制动卡钳的刚体振动。计算结果与试验结果高度一致,说明摩擦片偏磨是引起该制动低鸣噪声的主要原因。

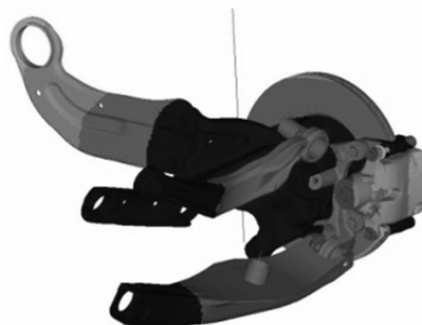


图 7 耦合不稳定模式振型

3.3.2 制动压力对制动低鸣噪声的影响

制动压力会影响制动盘与摩擦片的接触刚度, 接触刚度对系统的稳定性有着重要的影响^[13-14]。系统出现耦合不稳定模态, 就容易产生制动噪声。试验表明, 该制动低鸣噪声发生在轻制动的情况下。本节通过计算偏磨量等于 0.7 mm 时, 不同制动压力下的系统不稳定模态, 也可以发现类似的特点。如图 8 所示, 较大负阻尼只出现制动压力等于 0.1 MPa 的情况下, 而随着制动压力的增大, 系统变得稳定, 不存在不稳定模态。一般来说, 卡钳活塞启动压力需要 0.2 MPa 左右。但是模型因未考虑制动卡钳活塞密封套的启动压力, 0.1 MPa 的压力足以推动活塞, 从而实现制动。同时进一步确认了在低制动压力时, 制动卡钳与支架之间尚未建立稳定的接触关系, 且制动卡钳安装点不具备足够的刚度, 不稳定的耦合摩擦力引起制动卡钳的刚体振动。计算结果解释了在低速倒车的情况下, 轻制动存在制动低鸣噪声的原因。

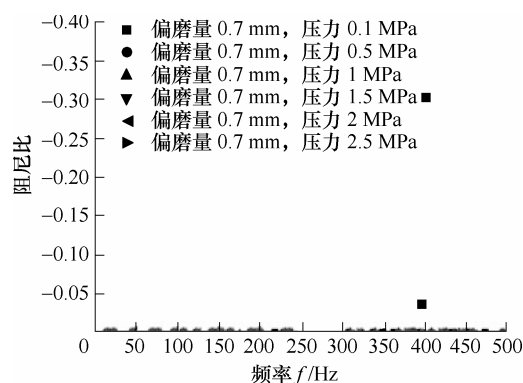


图 8 制动压力对制动低鸣噪声的影响

3.3.3 摩擦滑动方向对制动噪声的影响

文献[15]提到摩擦滑动方向对系统稳定性有影响, 沿某一个方向摩擦时, 更容易出现噪声。第 2.2 节的试验结果也表明制动低鸣噪声只发生在倒车、低速轻制动的情况下。计算偏磨量等于 0.7 mm 时, 系统在不同摩擦滑动方向的有限元复特征值, 也可以发现这个特点。图 9 显示了不同滑动方向系统的负阻尼比。当车辆倒车制动时, 系统出现较大的负阻尼比, 即系统会出现不稳定模态而产生噪声; 而当车辆前进制动时, 系统不存在不稳定模态, 即系统不会出现噪声。经过计算分析, 得到前进和后退制动时, 摩擦片的压力分布不一致, 导致制动盘和摩擦片接触刚度不一样。

3.3.4 摩擦因数对制动噪声的影响

制动噪声是由摩擦激励引起, 所以摩擦因数对制动噪声有重要的影响。分别计算了偏磨量 0.7 mm, 摩擦因数从 0.3 到 0.6 变化时, 系统不稳定模态的负阻尼比的变化趋势。如图 10 所示, 随着摩擦因数的

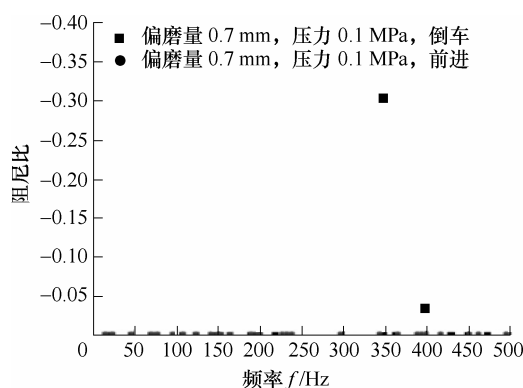


图 9 摩擦滑动方向对制动低鸣噪声的影响

增大, 系统中不稳定模态的负阻尼比越来越大; 在高摩擦因数下, 制动系统更容易出现发散振动, 同时辐射制动噪声。计算结果也可以说明, 在制动器处于冷态下, 摩擦因数较大, 更容易出现制动低鸣噪声。该分析结果很好地解释了制动低鸣噪声常在冷态下出现的原因。降低摩擦因数能有效地预防制动低鸣噪声的出现, 改善制动噪声性能, 但是低摩擦因数会降低部分制动效能。

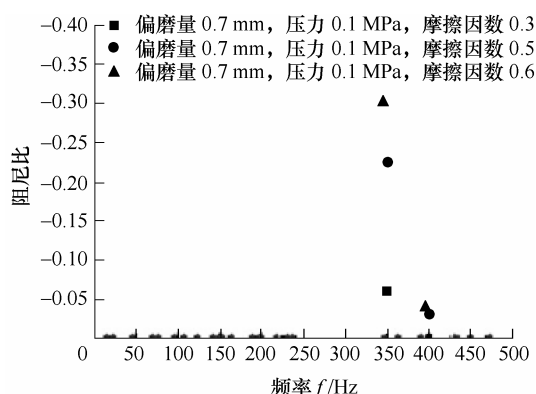


图 10 摩擦因数对制动低鸣噪声的影响

3.3.5 偏磨对制动压力分布的影响

摩擦片的制动压力分布对制动生噪声和振动有着重要影响^[16]。分别计算了磨损量从 0.1 mm 到 0.7 mm 情况下, 摩擦片压力分布的情况。如图 11 所示, 在低压的情况下, 当偏磨程度增大时, 摩擦片的压力从两端转移到一端, 说明压力中心也严重偏移。图 12 显示了制动压力的分布与摩擦片厚度的关系。在低压的情况下, 制动压力主要分布摩擦片厚度较大的区域。即在低压情况, 摩擦片与制动盘未建立稳定的接触关系。不稳定的摩擦力会引起摩擦片的强烈的振动, 辐射出制动低鸣噪声。

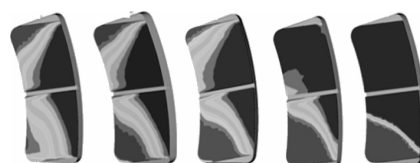


图 11 不同偏磨下的制动压力分布

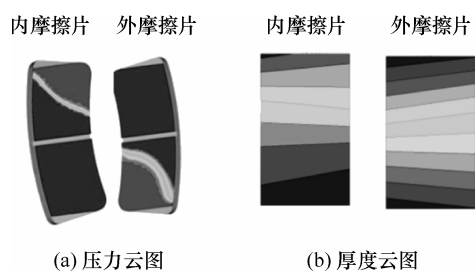


图 12 摩擦片压力分布和厚度云图

4 结论

(1) 摩擦片切向偏磨是引起制动低鸣噪声的主要原因。随着摩擦片偏磨程度的增大, 系统的负阻尼比增大, 产生噪声的趋势增大。

(2) 压力决定了制动盘与摩擦片的接触刚度。在低制动压力情况下, 摩擦片压力分布与摩擦片厚度分布趋势一致。不均匀的压力分布导致系统不稳定, 产生制动振动和噪声。

(3) 试验和仿真结果显示制动低鸣噪声仅出现在倒车工况下, 说明摩擦滑动方向对制动噪声产生有重要影响。

(4) 摩擦因数对制动噪声的产生比较敏感, 摩擦因数决定了系统中负阻尼比的大小, 当摩擦因数越大, 负阻尼比越大。

(5) 在制动系统开发初期, 需要加强对制动卡钳刚度分析, 摩擦片磨损预测、减少摩擦片出现偏磨。另外普及摩擦片在磨损或者偏磨情况下, 制动噪声的计算和试验, 使得制动系统噪声性能在生命周期内表现更加稳健, 不容易发生制动噪声。

参 考 文 献

- [1] KINKAID N, O'REILLY O, PAPADOPOULOS P. Automotive disc brake squeal[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 267(1): 105-166.
- [2] LIU Ping, ZHENG Hui, LIU Guirong, et al. Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method[J]. *Applied Acoustics*, 2007, 68: 603-615.
- [3] GUAN Dihua, HUANG Jinchun. The method of feed-in energy on disc brake squeal[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 261: 297-307.
- [4] 刘伯威, 杨阳, 熊翔. 汽车制动噪声的研究[J]. *摩擦学报*, 2009, 29(4): 385-342.
LIU Bowei, YANG Yang, XIONG Xiang. The research on brake noise of automobile[J]. *Tribology*, 2009, 29(4): 385-342.
- [5] SINGH R, SHEIKH A, MITCHELL M. Visco elastic damping to control disc brake squeal[J]. *Sound and Vibration*, 1998, 32: 18-22.
- [6] ERIKSSON M, BERGMAN F, JACOBSON S. On the nature of tribological contact in automotive brakes[J]. *Wear*, 2002, 252(1-2): 26-36.
- [7] JÚNIOR M, GERGES S, JORDAN R. Analysis of brake squeal noise using the finite element method: A parametric study[J]. *Applied Acoustics*, 2008, 69: 147-162.
- [8] OANCEA V, LAURSEN T. Investigations of low frequency stick-slip motion: Experiments and numerical modeling[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 213: 577-600.
- [9] 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.
- [10] CHEN Frank, CHERN J, SWAYZER J. Modal coupling and its effect on brake squeal[R]. *SAE*, 2002, 2002-01-0922.
- [11] HETZLER H, WILLNER K. On the influence of contact tribology on brake squeal[J]. *Tribology International*, 2012, 46: 237-246.
- [12] ABUBAKAR A, OUYANG Huajiang. Wear prediction of friction material and brake squeal using the finite element method[J]. *Wear*, 2008, 264: 1069-1076.
- [13] HAMMERSTRÖM L, JACOBSON S. Surface modification of brake discs to reduce squeal problems[J]. *Wear*, 2006, 261: 53-57.
- [14] OURA Y, KURITA Y, MATSUMURA Y. Influence of distributed stiffness in contact surface on disk brake squeal[R]. *SAE*, 2008, 2008-01-2584.
- [15] 陈光雄, 周仲荣, 黎红, 等. 金属往复滑动摩擦噪声与摩擦表面形貌特征关系的研究[J]. *机械工程学报*, 2002, 38(8): 85-88.
CHEN Guangxiong, ZHOU Zhongrong, LI Hong, et al. Profile analysis related to friction induced noise under reciprocating sliding conditions[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2002, 38(8): 85-88.
- [16] YAN Yue, ZHANG Lixin. A study of effects of brake contact interfaces on brake squeal[R]. *SAE*, 2009, 2009-01-2100.

作者简介: 张光荣, 男, 1985 年出生, 硕士, 工程师。主要研究方向为制动抖动和噪声。

E-mail: grongzhang@126.com.cn

谢敏松(通信作者), 男, 1983 年出生, 硕士, 工程师。主要研究方向为摩擦特性。

E-mail: xieminrong@126.com