

特定工况固定频率制动噪音 解决方案研究

文 | 代立宏 李虎本 黄巨成 朱亚伟 奇瑞商用车（安徽）有限公司

一、前言

制动噪音指的是制动过程中,由物体的振动所造成的,由弹性界质以声波的方式将能量传送,产生的人耳朵能感知的(频率范围为:20Hz~20000Hz)的噪音。一般认为,盘式制动器的制动噪音产生的机理是通过摩擦片和制动盘这对摩擦副之间的摩擦产生,并通过一定的路径传递的。制动噪音按照频率划分可分为3类:低频噪声(10Hz~1kHz)、低频啸叫(1kHz~5kHz)和高频啸叫(>5kHz)。进一步可以细分为常见的十种表现形式:LF-Squeal(低频尖叫)、HF-Squeal(高频尖叫)、Judder(抖动)、Groan(嘎吱声)、Moan(牛叫声)、Rattle(咔嚓声)、Clonk(敲击声)、Wire-bush(刷盘声)、Chirp(啁啾声)和Creak(嘎吱声)。低频噪声主要是摩擦片和制动盘的相互作用,整车悬架系统的传递导致。低频啸叫主要是制动系统零部件之间模态耦合造成,高频啸叫主要是制动盘的周向共振导致。

本文通过对某款SUV车型出现的特定工况下固定频率的制动噪音(属于典型的LF-Squeal)从产生机理着手进行理论分析。探讨了导致某型SUV车型特定工况下固定频率制动噪音的解决思路和方法。

二、问题现象

此款SUV车型装配了液压式前盘式制动器和后盘式制动器。故障产生的对象为前盘式制动器如图1所示,主要技术参数如下:卡钳缸径为60.33mm,制动盘厚度为28mm,制动有效半径为135mm。



图1 前盘式制动器

该车型在制动噪音路过程中,整车冷启动,前几次制动出现分贝70dB左右噪音,制动盘温度达到50℃左右噪音消失。故障出现的条件满足以下几点:(1)车辆停置一夜;

(2) 空气湿度在 70% 以上；(3) 起步轻踩制动减速度保持在 0.1g 以下。满足以上条件，所有车辆 100% 出现规律性固定频率的制动噪音。

三、问题机理及措施实现

1、机理分析

针对出现的噪音利用检测设备对噪音频率进行了检测，如图 2 所示。

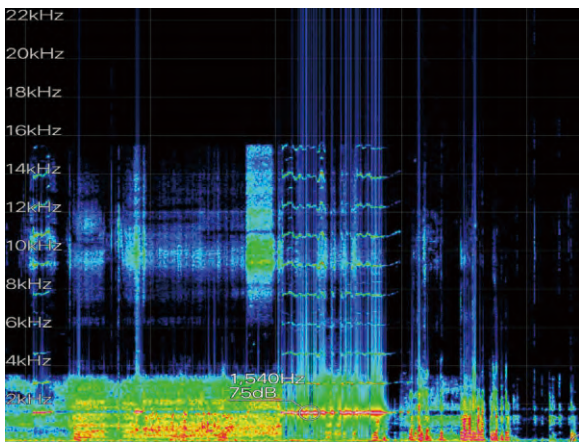


图 2 噪音频率检测

通过设备检测发现，此噪音的频率为 1.54kHz，分贝值为 75dB，属于典型的低频啸叫类噪音。此噪音类型行业内又称为 Me 噪音（晨起噪音）主要原因为：潮湿导致的制动摩擦系数的剧烈变化，3 个步骤如下：

(1) 水分可暂时提高摩擦片相对摩擦面积，摩擦面积上升导致摩擦系数（效能）上升，如图 3 所示。

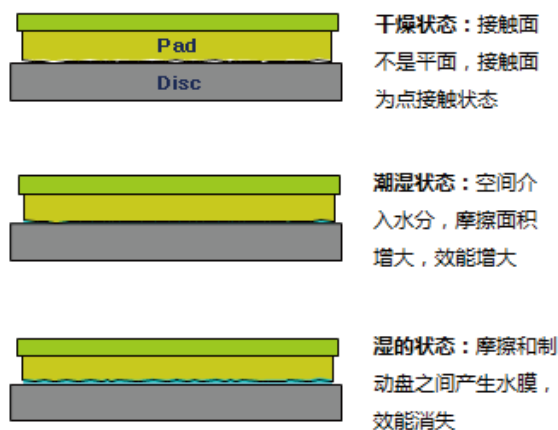


图 3 水分导致的摩擦效能变化

(2) 制动盘和摩擦片之间的灰尘（Wear debris）的细微氧化铁（锈）导致摩擦片和制动盘之间的粘贴倾向增大，导致摩擦系数上升，如图 4 所示。

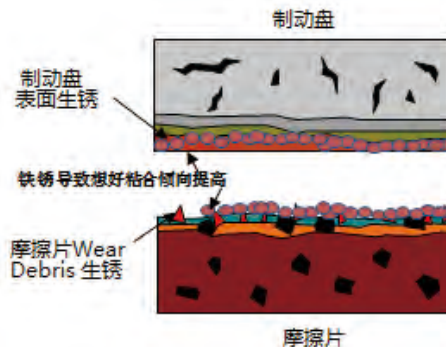


图 4 Wear debris 导致的摩擦效能变化

(3) 摩擦表面潮湿状态时摩擦系数低，制动后温度上升，摩擦表面干燥后摩擦系数急剧上升，如图 5 所示。

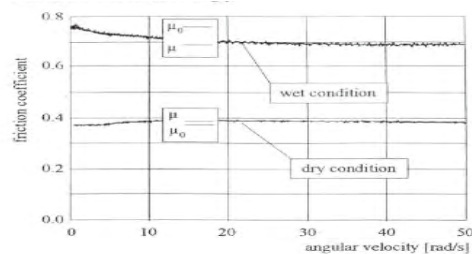


图 5 干湿变化导致的摩擦效能变化

在以上 1 到 3 步骤不断的变化过程中，制动效能的急剧波动和不稳定，最终导致振动和噪音的产生。

不均匀的摩擦力是产生振动的主要原因，而摩擦块与制动盘之间 Stick-Slip 是摩擦力变化的原因，Stick-Slip 产生的原因则非常之多与制动盘材质均匀性、DTV、摩擦块材质均匀性、压缩量、热膨胀量、摩擦系数稳定性和卡钳支架刚度等诸多因素有关。摩擦片一支架的粘弹性单自由度模型，如图 6 所示。

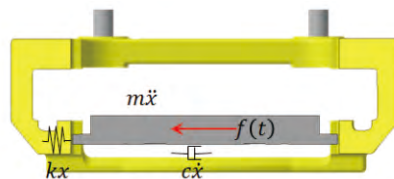


图 6 摩擦片一支架的粘弹性单自由度模型

根据单自由度系统的振动特性：摩擦片一支架的粘弹性单自由度振动方程为：

$$f(t) = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx$$

其中 m 为重量、 x 为位移、 c 为系统阻尼、 k 为系统刚度。 $f(t)$ 作为系统振动的能量，也是噪音产生的源头。最理想的状态是 $f(t)$ 为零，可以通过增加质量；改变频率削弱振动、增加阻尼；吸收振动、增加刚度；减小变形来实施。根据此机理和开发经验初步准备以下方案：

◎ 内侧制动块增加 Shim-cover 润滑剂，改善摩擦系统粘滑刚度和阻尼；实车验证方案无效，方案如图 7 所示；



图 7 Shim-cover 方案

◎ 消音片牌号选用专门的冷态消音片，实车验证无效；

◎ 制动盘开渐开线孔快速除去摩擦表面灰尘，稳定摩擦系数，方案验证初始有效；一个星期后方案失效，故也排除此方案，开渐开线孔方案如图 8 所示。



图 8 制动盘开渐开线孔方案

根据以上排查过程和方案验证，可以确定摩擦表面摩擦系数的剧烈变化是此噪音的诱发因素（100% 消除表面的这种变化几乎不可能）。进一步分析基本可以锁定摩擦系数的变化导致振动和某零部件固有频率重合导致共振，最终导致噪音产生。确定过程如下：

音产生。确定过程如下：

◎ 对故障车卡钳支架增加多种方案配重块，改变零部件频率如图 9 所示，此噪音消失，但是配重块采用的是强磁性材料吸附，和实际铸造一体有差异，故需进一步确认；



图 9 卡钳支架增加配重块

◎ 采用 Link3802S 对实车进行加速度传感器布置，进行制动角总成振动采集，进一步证实振动源来自卡钳支架，振动频率为 1.5kHz，如图 10 所示。

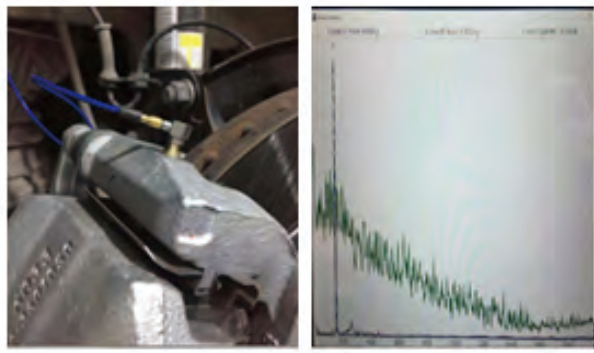


图 10 实车振动频率采集

从故障现象的机理分析以及临时方案的验证到最终实车采集数据。可以确定故障原因为卡钳支架振动模态不合理导致。

2、措施实现

对故障件的制动盘、卡钳体和卡钳支架进行了固有频率和振动模态的检测，如表 1~ 表 4 所示。

表 1 制动盘面外振动测试结果 /Hz

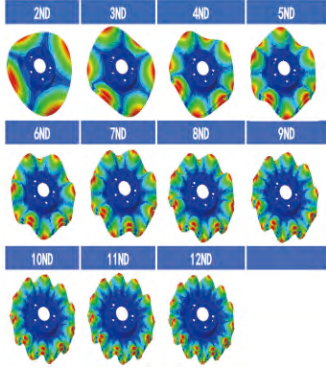
模态阶次	测试值	制动盘模式 / 振形
2	671.23	
3	1790.6	
4	2901.6	
5	4203.7	
6	5557.7	
7	6948.6	
8	8372.1	
9	9826.4	
10	11312	

表 2 制动盘面内振动测试结果 /Hz

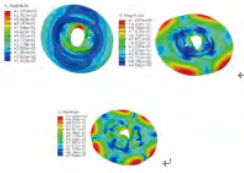
模态序号	测试值	制动盘模式 / 振形
1	6309	
2	9892	
3	13813	

表 3 卡钳体振动测试结果 /Hz

模态阶次	#1 件测试值	#2 件测试值
1	2277	2284
2	2566	2603
3	2847	2914
4	3681	3733
5	4851	4840
6	5424	5562

模态阶次	#1 件测试值	#2 件测试值
7	5752	5821
8	6194	6533
9	8280	8269
10	8994	9228

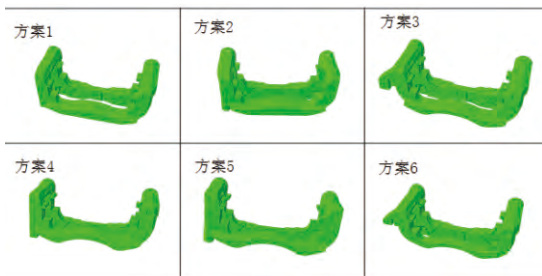
表 4 卡钳支架振动测试结果 /Hz

模态阶次	#1 件测试值	#2 件测试值
1	950	949
2	1487	1495
3	2098	2097
4	2478	2476
5	3636	3846
6	4295	4295
7	4485	4475
8	5425	5421
9	6062	6075
10	7765	7810

从以上测试结果分析得知制动盘面内面外以及卡钳体在 1.5kHz 附近无固有频率重合；卡钳支架在 2 阶处存在 1.487Hz、1.495Hz 的固有频率与 1.54kHz 频率接近，由此进一步确定制动钳支架的该阶振动模式是导致此噪音的原因。

由于卡钳支架在 2 阶处存在 1.5kHz 附近的频率，由此改变卡钳支架模态是最有效的方案。物体的固有频率和其质量和刚度有关，通过卡钳支架上增加重量可以快速改变其模态，方案如表 5 所示。

表 5 卡钳支架改进方案



卡钳支架理论做了 6 种方案，其中方案 5 理论和实际测试频率最佳，卡钳支架改变前、后频率分析和实测测试结果见表 6 所示。

表 6 改进前后卡钳支架振动测试结果 /Hz

模态阶次	原支架		支架方案 5		
	#1 件测试值	#2 件测试值	CAE 分析结果	#1 件测试值	#2 件测试值
1	950	949	919.68	960	945
2	1487	1495	1003.7	1051	1032
3	2098	2097	1289.4	1353	1334
4	2478	2476	1971.4	2073	2036
5	3636	3846	2415.1	2521	2506
6	4295	4295	2643	2788	2763
7	4485	4475	3587.2	3784	3769
8	5425	5421	3845.8	4044	3996
9	6062	6075	4290	4526	4482
10	7765	7810	5137.9	5437	5391

从理论和实际测试结构分析得知 CAE 理论分析结果和实际差约 5% 左右；方案 5 支架第 1 阶次到第 10 阶次的固有频率和 1.5kHz 最小的间隔为 9.8% 左右。将改进后的支架装配的前制动器按照欧美通行的 SAE J2521 标准进行了台架测试，1.5kHz 噪音规避成功，如

图 11 所示。

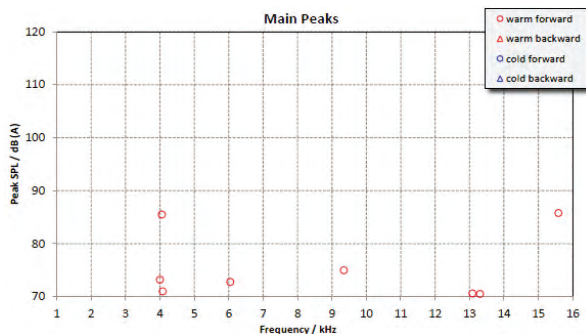


图 11 支架方案 5 台架测试结果

随后将改进后的支架进行装车验证，实车测试；原 1.5kHz 噪音消失。验证了改进措施的有效性，彻底解决了该车型的特定工况下固定频率的低频制动噪音。

四、结论

通过对本噪音产生的原理循序渐进进行剖析。制定了：

- ◎ 制动块增加 Shim-cover 方案；
- ◎ 冷态消音片方案；
- ◎ 制动盘开渐开线孔方案；
- ◎ 配重块验证方案。

最终锁定原因为卡钳支架在 1.5kHz 附近频率耦合。通过改变卡钳支架的频率，进行解耦，消除了原来 1.5kHz 的噪音。

通过此过程总结针对特殊问题的解决思路为：首先从基本原理方面着手分析解决方案，制定解决措施和方案；再进一步验证和借助检测工具寻找根本原因，最后针对根本原因制定措施。希望通过本文的改进思路给从业者一定的指导作用。■