

轿车盘式制动器高频噪声分析及降噪方案研究

赖劼修¹ 章德发²

(1 南昌大学科学技术学院 江西 九江 332020; 2 比亚迪汽车工业有限公司 广东 深圳 518118)

摘要: 制动噪声是影响车辆舒适度的重要因素之一。针对某轿车前轮盘式制动器制动高频噪声问题, 本文实车测试了制动高频噪声的频率分布, 制定了多种降噪方案, 通过台架试验从制动初速度、制动平均压力、制动盘表面温度等方面分析了高频噪声的发生机理, 并从主观驾评和道路试验方面验证降噪方案的有效性。研究表明: 高频噪声频率为 9kHz 及 13kHz 附近, 0.9 ~ 17kHz 大于 70dB 噪声发生率为 25.9%, 阻力制动模式高频异响发生时制动初速度 10km/s、制动平均压力为 0 ~ 30bar、制动盘表面温度为 50 ~ 200℃; 第 8 组优化方案效果最佳, 即摩擦块中间增加排屑槽、两端增加扇形倒角和新结构消音片, 70dB 以上异响概率降为 4.8%, 10kHz 以上高频噪声概率降为 1.4%; 主观驾评表明高频刺耳噪声很少, 舒适性改善明显, 经 40000km 整车道路试验后制动器各部件均符合设计要求, 综合性能较好。

关键词: 盘式制动器; 高频噪声; 优化设计; 台架试验

0 引言

车辆 NVH 性能是影响汽车品质及乘坐舒适性的关键因素之一^[1], 制动异响是车辆 NVH 性能的重要组成部分, 也是用户投诉及索赔的重点问题。制动时高频尖叫, 严重影响了驾驶舒适性, 也明显降低车辆的市场竞争力^[2]。针对制动高频异响问题, 本文依据 SAE J2521 标准对异响件制动器进行 1/4 悬架系统制动台架试验分析, 从异响发生频率、异响发生率、制动初始速度、制动平均压力、制动盘表面温度等方面分析了制动高频异响产生的机理, 提出优化设计方案, 并分别从台架试验、主观驾评和整车道路试验方面对比分析了优化前后制动器的各项性能, 为新车型制动器的开发提供一定参考。

1 试验条件

采用 SAE J2521 规范对制动器异响件进行台架试验, 主要为阻力运动、前进运动、后退运动和减速运动四种模式。试验条件如表 1 所示。通过测试制动器阻力、前进、后退和减速四种制动工况下异响的分布情况,

表 1 SAE J2521 试验条件

制动工况	初速度 / (km/s)	初始温度 /℃	管路压力 /bar (1bar=0.1MPa)	备注
阻力运动	3&10	50 → 300 → 50	0、5、10、15、20、25、30	前进方向
前进 / 后退	3/-3	150 → 50	0、5、10、15、20	
减速运动	50	50 → 250 → 50	0、5、10、15、20、25、30	前进方向

以分析制动异响特征^[3]。

2 方案设计

表 2 为 8 组优化方案与异响件一同形成 9 组方案, 对该 9 组制动器分别测试 0.9 ~ 1.7kHz 频率内制动高频异响发生率。第 8 组优化效果最优, 为 4.8%, 表现为高频异响出现, 但概率偏小; 第 7 组优化效果次之, 为 7.5%, 高频异响消失, 但异响主要集中在 100dB 以上。图为第 8 组方案结构形式图。研究表明, 摩擦块中间设置凹槽结构可有效降低高频制动噪声, 显著提升了车辆的 NVH 性能^[4]。

3 结果与讨论

3.1 台架试验分析

采用 LMS 公司 Dyno Giant 7000 NVH 惯性型制动试验台对优化效果最优的第 8 组方案制动器进行 1/4 悬架系统的制动台架试验, 测试并分析了异响发生频率、异响概率、制动初始速度、制动平均压力、制动盘表面温度及制动工况^[5]。在 2.7kHz、7.2kHz ~ 9kHz 和 13.4kHz 这 3 个区域内具有高频噪声, 较优化前制动器

表2 制动器优化方案

序号	设计变更	综合描述	0.9 ~ 17kHz 频率
1	加厚消音片	消音片偏移 + 高频异响	20.2%
2	更换消音片材料	消音片偏移 + 高频异响	22.2%
3	更换消音片材料 + 摩擦块平行倒角	消音片略偏移 + 高频异响	26.1%
4	更换消音片材料 + 摩擦块扇形倒角	消音片偏移明显 + 高频异响	25.8%
5	无胶水新材料摩擦块、内橡胶外钢板结构 + 摩擦块平行倒角	消音片无偏移 + 高频异响	24.3%
6	新材料摩擦块	高频异响频率加大	34.8%
7	摩擦块增加中间凹槽	高频异响消失, 但出现异响集中在100dB以上	7.5%
8	摩擦块中间增加排屑槽 + 新结构消音片 + 摩擦块扇形倒角	高频异响出现, 但概率偏小	4.8%
9	异响件	摸底试验, 对照组	25.9%

最大噪声明显减小, 均小于 100dB 且在阻力制动模式下发生, 其他制动模式下高频噪声很少。

四种制动工况下, Drag 制动模式下制动异响均最大。Drag 制动模式下监测到制动异响 > 70dB, Decel 制动模式为 2.1%, Back/Fwd 制动模式为 0.9%, 四种制动工况下总概率为 1.4%。频率范围段 0.9 ~ 17kHz 占比概率最大 6.3%, Decel 制动模式为 2.3%, Back/Fwd 制动模式为 3.8%, 四种制动工况下总的概率为由优化前的 25.9% 降至 4.8%。即 70dB 以上异响发生率 $4.8\% \leq 5\%$, 10kHz 以上高频异响发生率 $1.4\% \leq 3\%$, 均符合设定要求。

制动初始速度影响: 优化件制动初始速度为 10km/h 时, 制动绝对异响发生率最大, 由原来异响件 18.3% 降至 4.1%; 初始速度 50km/h 下制动绝对异响由原来异响件 5.0% 降至 0.6%; 其他速度下制动绝对异响均降为 0。

制动平均压力影响: 优化件制动平均压力在 30bar 以下, 存在制动异响, 30bar 以上制动平均压力无制动异响, 与异响件分布一致, 异响主要发生在轻踩制动踏板条件下。但制动平均压力分别为 10bar、15bar、20bar、25bar 和 30bar 时, 制动绝对异响分别由 2.0% 降至 1.2%, 5.6% 降至 0.1%, 7.3% 降至 0.4%, 4.6% 降至 1.3% 和 5.4% 降至 1.5%。

制动盘初始温度影响: 优化件在 300℃ 以下具有制动异响, 在 300℃ 以上无制动异响, 高频异响发生制动

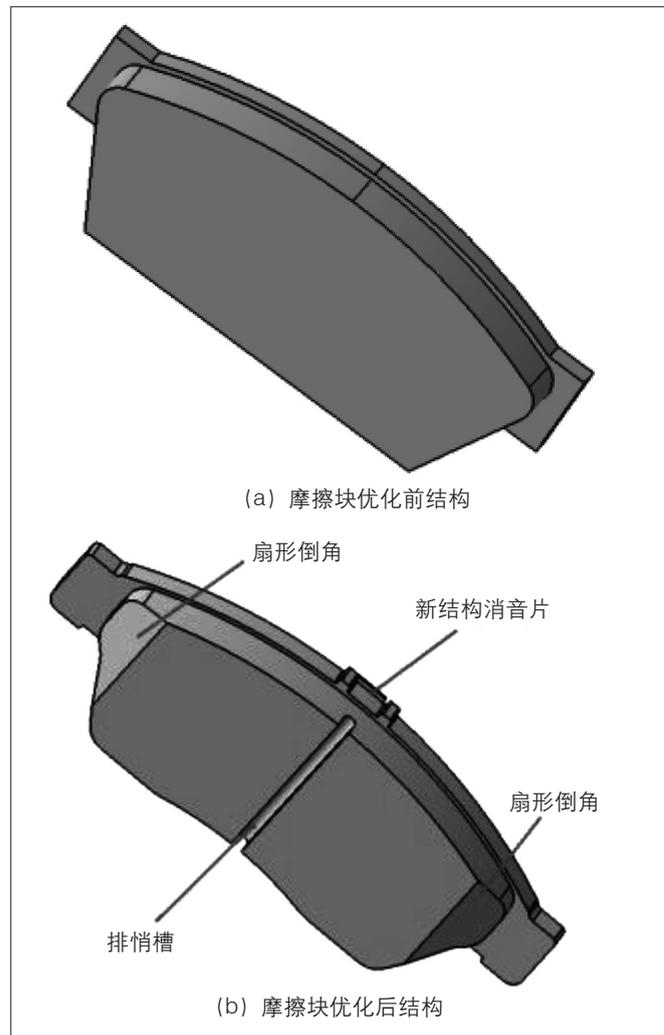


图 消音片及摩擦块结构

盘初始温度主要集中在 50 ~ 200℃, 属于低温区, 分布与异响件一致。优化后件在绝对异响发生率最大为 1.2%, 此时制动盘盘初始温度为 150℃, 而异响件绝对异响发生率为 6.4%, 异响件制动盘初始温度为 100℃, 绝对异响发生率最大为 7.0%。

3.2 主观驾评分析

在襄阳东风汽车试验场内对异响概率小的方案 8 和异响件进行主观驾评, 采用试验场内的高速路、限速故障路和长直线路, 天气状况为晴朗微风, 载荷 3 ~ 4 人, 车速 0 ~ 140km/h。制动系统主观驾评结果如表 3 所示: 与异响件相比, 方案 8 在初期 / 轻制动下表现较好, 制动异响概率很低, 整体比较方案 8 较好。

3.3 整车道路试验分析

选取第 8 组方案左、右前制动器总成各 3 件分别装配于 3 台实车上进行 40000km 的整车道路可靠性试验, 依次进行普通公路 5000km, 山区公路 5000km, 高速环路 10000km, 城市道路 10000km, 强化坏路 10000km。

表3 制动系统主观评价结果

样件	评价项目					分数
	初期/轻制动 (踏板力/响应/调整)	中度制动 (踏板力/响应/调整/稳定)	最大制动 (踏板感觉/响应/ABS//稳定)	制动干扰 (拉力/抖动/小幅振动/振动)	手动驻车操作 (制动力/制动行程/性能/人机工程)	
异响件	踏板自由行程合适、制动表现一般、存在明显的高频制动异响	制动踏板感良好、制动响应及时	ABS介入慢, ABS噪声较大, 制动时有较大金属摩擦声	制动时车身抖动一般	手动驻车时制动力大小合适、无异响、制动性能较好	6.0
方案8	踏板自由行程合适、制动表现一般、制动异响概率微弱, 为可接受范围	制动踏板感良好、制动响应及时	ABS介入一般, ABS噪声一般, 制动时金属摩擦声微弱, 为可接受范围	制动时车身抖动一般	手动驻车时制动力大小合适、无异响、制动性能较好	7.2

整车道路试验车的试验顺序为 80% 载荷下 2500km 普通公路磨合 → 100% 载荷下 2500km 普通公路 → 100% 载荷下 10000km 高速环道 → 100% 载荷下山区公路 5000km → 100% 载荷下城市道路 10000km → 100% 载荷下强化坏路 10000km。整车道路试验过程中制动系统均正常, 制动高频异响现象消失, 并在试验完成后对左、右前制动器总成进行拆解分析, 检查了制动器总成各零部件, 摩擦块磨损正常, 不存在偏磨现象。因此, 方案 8 的优化方案经整车道路可靠性试验后, 符合设计要求。

4 结语

(1) 制动异响集中在 9kHz 及 13kHz 附近, 0.9 ~ 17kHz 大于 70dB 噪声概率为 25.9%, 阻力制动模式高频异响发生时制动初速度 10km/s, 制动平均压力为 0 ~ 30bar, 制动盘表面温度为 50 ~ 200℃。

(2) 提出了 8 种优化方案, 其中第 8 组优化方案效果最佳, 即摩擦块中间增加排屑槽、两端增加扇形倒角和新结构消音片。

(3) 70dB 以上异响概率为 4.8%, 10kHz 以上高频异响概率为 1.4%, 主观驾评显示刺耳异响发生率较低, 舒适性改善明显, 经 40000km 的整车道路试验后制动器总

成各部件符合设计要求, 综合性能较好, 为制动器总成设计时预防高频异响提供一定的理论参考。

参考文献:

- [1] 陈剑, 穆国宝, 张丰利. 汽车 NVH 正向设计中的系统模态匹配策略研究 [J]. 汽车工程, 2010, 32(05): 369-372.
- [2] 许世堂. 盘式制动器的制动噪声分析和试验研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2019.
- [3] Marko Tirovic, Michele Vianello, Paul Bannister. Methodology for predicting brake squeal propensity using complex eigenvalue analysis, including thermo-mechanical effects [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(8).
- [4] 刘宇澄. 乘用车盘式制动器制动噪声影响因素分析及参数优化方法研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2017.
- [5] 刁鑫伟, 沈瞳, 李旭峰, 等. 基于 ANSYS Workbench 的盘式制动器动力学分析 [J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(10): 115-117.

(上接第 68 页)

研究及叶片优化 [D]. 青岛: 中国海洋大学, 2014.

[10] 洪泽东. 偏航工况风力机空气动力特性研究 [D]. 扬州: 扬州大学, 2014.

[11] Evans, P., Mason-Jones, A., Wilson, C., et al. Constraints on extractable power from energetic tidal straits [J]. Renewable energy, 2015, 81(Sep.): 707-722.

[12] 司先才, 王树杰, 袁鹏, 等. 实海况下流速梯度对潮流能水轮机水动力性能影响的数值研究 [J]. 太阳能学报, 2019, 40(8): 2220-2227.

[13] Allan Mason-Jones. Performance assessment of a Horizontal Axis Tidal Turbine in a high velocity shear environment [D]. Cardiff: Cardiff University, 2013.