

新能源轻型卡车驾驶室制动抖动测试分析与优化

黄毅¹, 覃宗耿², 刘超懿³, 牛云鹏³, 夏小均¹, 叶磊¹

(1. 招商局检测车辆技术研究院有限公司, 重庆 401329; 2. 佛山飞驰汽车科技有限公司, 广东 佛山 528244;

3. 厦门金龙联合汽车工业有限公司, 福建 厦门 361023)

摘要:针对某新能源轻型卡车制动过程出现的驾驶室抖动问题,采用整车源-路径测试排查方法进行分析,结果表明,抖动根源为鼓式制动器的径向跳动与圆柱度超差。在制动减速至 70 km/h 与 60 km/h 时,该问题激发出轮胎的 14 Hz 与 18 Hz 二阶激励,该激励进一步与框式车架模态耦合,振动经结构路径传递至驾驶室,引起地板明显抖动。基于上述机理,综合实施制动鼓精度控制、车架模态优化及驾驶室悬置隔振改进,经实车验证后该轻型卡车驾驶室制动抖动问题得到有效解决。

关键词:制动抖动; 圆柱度; 径向跳动; 车架模态; 制动压力波动

中图分类号:U467.1; U463.5 **文献标志码:**A **DOI:**10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.06.010

Analysis and Optimization of Braking Shake Test for New Energy Light Truck Cab

HUANG Yi¹, QIN Zonggeng², LIU Chaomin³, NIU Yunpeng³, XIA Xiaojun¹, YE Lei¹

(1. China Merchants Testing Vehicle Technology Research Institute Co., Ltd., Chongqing 401329, China;

2. Foshan Feichi Automotive Technology Co., Ltd., Foshan 528244, China;

3. Xiamen King Long United Automotive Industry Co., Ltd., Xiamen 361023, China)

Abstract: This study investigates a cabin vibration issue during braking in a new energy light truck using a source-path testing approach. The results indicate that the root cause is excessive radial runout and cylindricity deviation in the drum brakes. During deceleration to 70 km/h and 60 km/h, this irregularity excites second-order tire vibrations at 14 Hz and 18 Hz, respectively. These vibrations then couple with the modal frequency of the frame-style chassis. The coupled vibration transmits through structural paths to the cabin, inducing significant floor shaking. Based on this mechanism, this study implements an integrated solution that incorporates precision control of the brake drum, optimizes the chassis modal characteristics, and improves the vibration isolation of the cab mounts. After through vehicle verification, the issue of brake vibration in the light truck cab has been effectively resolved.

Key words: brake judder; cylindricity; radial runout; chassis mode; brake pressure variation

轻型卡车(下文简称轻卡)作为城市物流运输的主力车型,其行驶平顺性与操纵稳定性对保障运输效率和交通安全具有重要意义。然而,部分新能源轻卡车型在制动时出现驾驶室异常抖动问题,对制造商而言,该问题涉及制动系统、车架模态与悬置系统之间的系统性匹配;对驾驶员而言,该问题影响驾乘舒适性,并引发制动安全层面的用户顾虑。根据我司在底盘调校方面的经验,以某款轻卡为例,对其驾驶室制动抖动问题提出如下解决方案:首先,基于测试数据与算法明确问题类型^[1];其次,基于识别出的抖动频

率,采用运行模态分析来定位引发问题的部件和模态^[2];最终,基于上述诊断,悬置隔振优化、系统模态匹配及源头指标提升共同构成了解决问题的综合方案^[3-8]。

本文研究某新能源轻卡在 70 km/h 与 60 km/h 制动减速时出现的驾驶室抖动问题,并通过整车传递路径测试,精准诊断出问题根源。基于此,制定了涵盖制动鼓径向跳动与圆柱度控制、车架模态和驾驶室悬置隔振的综合解决方案。

收稿日期:2025-09-05。

第一作者:黄毅(1989—),男,硕士,高级工程师,主要从事整车 NVH 和三电集成性能开发工作。E-mail:ejhuangyi@cmhk.com。

1 制动抖动问题测试诊断分析

1.1 测试评价

该新能源轻卡在平直路面上加速至 90 km/h 后,随即以半制动方式刹车。整个加速过程平稳无抖动,但在制动减速至 70 km/h 和 60 km/h 附近时,驾驶室在制动时出现纵向抖动,严重影响制动平顺性与驾乘舒适性。该轻卡车型的基本参数见表 1。

表 1 问题样车基本参数

基本参数	数值/类别
制动器类型	液压鼓式
轮胎直径	7.00R16LT (783 mm 直径)
车架类型	框式车架
驱动类型	集成式后驱
悬架类型	板簧

为排查驾驶室抖动问题,分别在车轮轴头、悬架减振器车架被动端、驾驶室悬置主被动端和驾驶室驾驶员座椅导轨处布置三向加速度传感器,并通过三通接头将压力传感器集成到前后制动管路中,从而进行管路压力测试,传感器布置如图 1 所示。

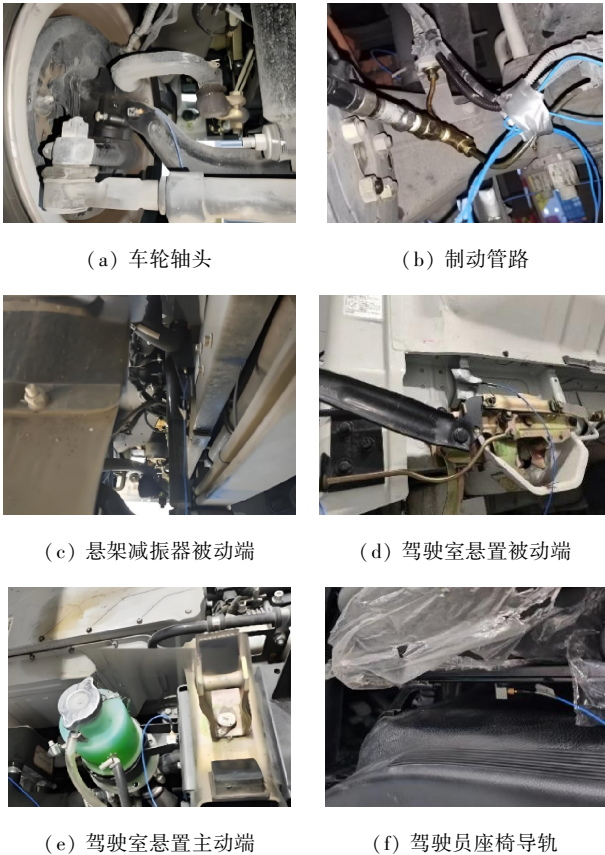


图 1 加速度与压力传感器布置示意图

测试采集了在 90 km/h 至 10 km/h 车速区间内,进行半制动减速时的振动加速度与制动压力信号。同时,通过 CAN 总线采集了整车车速、轮边车速、电驱转速及扭矩等整车信号。整车 CAN 信号数据如图 2 所示。

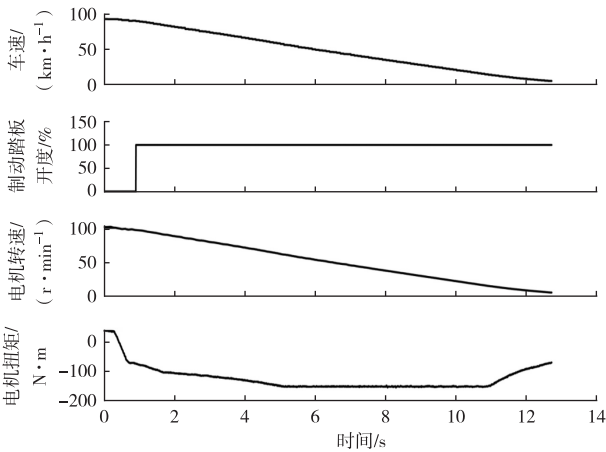


图 2 整车 CAN 信号数据

由图 2 可知,整个制动减速过程中电机实现回馈制动输出负扭矩,电机转速及扭矩无明显波动,驾驶室抖动与扭矩转速波动无关。

制动压力测试和振动加速度结果如图 3 和图 4 所示。由图 4 可知,驾驶室抖动的主要客观特征表现如下:当车速为 70 km/h 时, X 与 Y 方向存在 18 Hz 振动;当车速为 60 km/h 时, Z 方向存在 14 Hz 振动。该振动具有明显的阶次特性,结合车速与轮胎直径换算,振动频率对应轮胎的 2 阶转频激励。测试结果显示,轴头与车架等关键传递路径上同样存在该特征,且呈现显著的共振带现象。同时,在制动抖动出现的车速区间内,制动压力也出现明显波动。综上可知,制动抖动的振源来自轮胎制动系统,其激励经悬架、车架与驾驶室悬置等部件传递至驾驶室,最终引发整车抖动。

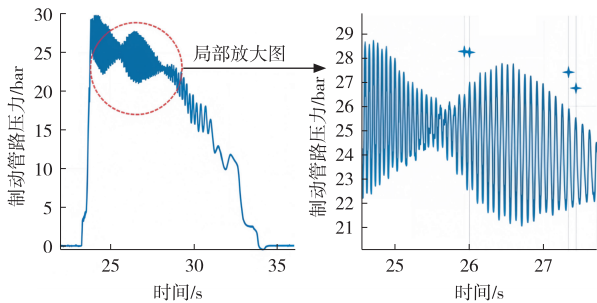


图 3 左前轮制动缸压力波动 BPV 曲线

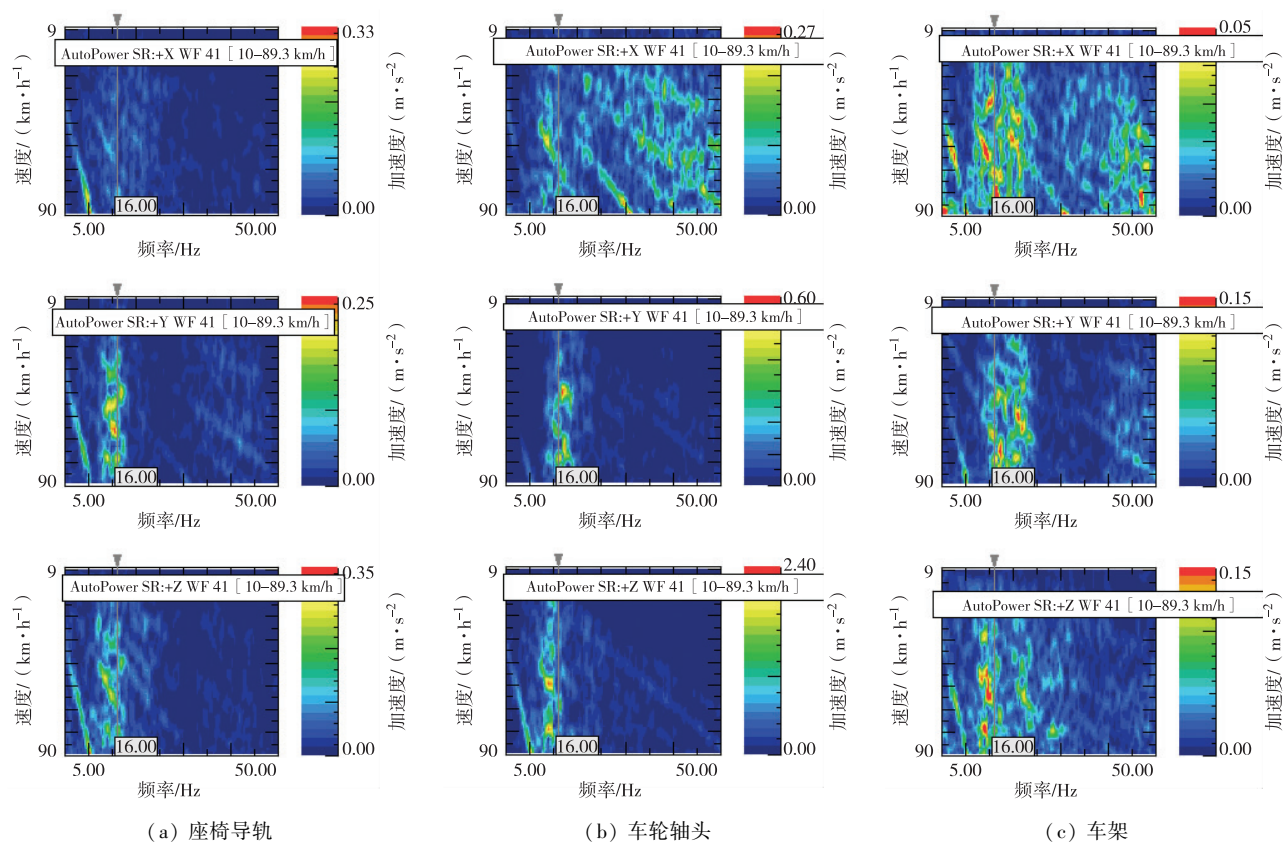


图 4 三向振动加速度

1.2 诊断分析

测试结果表明,制动激励经轮胎轴头、悬架、车架及驾驶室悬置这一路径传递,最终引发了驾驶室抖动。频率分析显示,18 Hz 与 14 Hz 的抖动特征频率,分别对应 70 km/h 与 60 km/h 时轮胎的二次转频。此外,通过分析制动压力时域波动数据(见表 2),进一步印证了上述传递路径与频率关联。由表 2 可知,在引发制动抖动的车速区间内,轮缸制动压力的波动频率与驾驶室抖动频率相吻合。这表明,制动压力的波动源于制动系统自身。其根源可追溯至两方面:一是制动鼓的跳动与圆柱度控制不良;二是不当的制动系统控制策略。这两者均会对制动轮缸产生周期性干扰,最终引发压力波动。

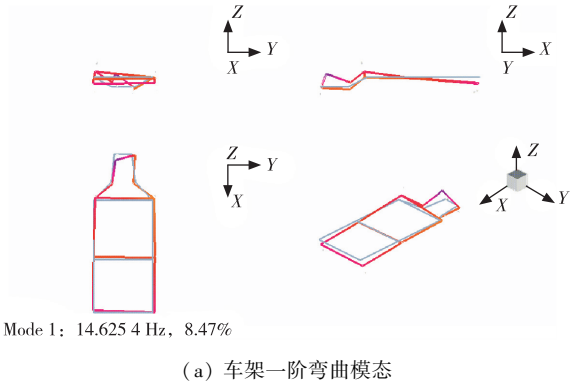
表 2 制动轮缸压力波动频率分析

车速/(km·h ⁻¹)	波动频率/Hz			
	左前轮缸	右前轮缸	左后轮缸	右后轮缸
70	17.86	18.87	17.24	18.18
60	15.39	15.63	15.15	15.15
50	14.42	13.51	14.11	14.20

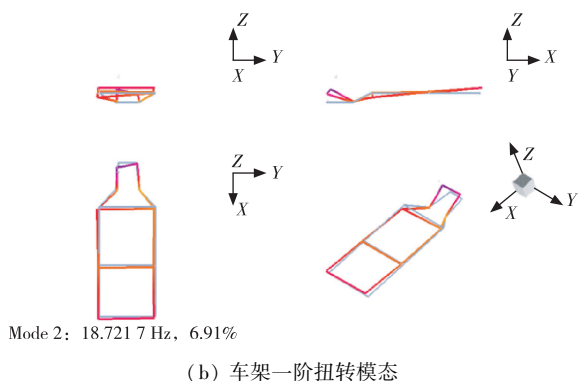
为探究振动传递路径,本研究分别对框式车架与

悬架簧下系统进行了模态测试。其中,车架模式的测试在整车状态下完成,通过激振器施加激励并采集响应。由图 5 可知,车架在 14.6 Hz 和 18.7 Hz 处分别存在明显的弯曲与扭转模态。该弯曲与扭转模态的频率与制动抖动共振带重合,表明其在制动过程中被激发并放大了抖动问题。

对簧下悬架采用跌落法进行模态测试,结果如图 6 所示。依据 GB/T 4783—1984《汽车悬挂系统的固有频率和阻尼比测定方法》^[9] 计算,其模态频率为 14.29 Hz。该频率与 60 km/h 工况下的制动抖动频率耦合,这表明簧下悬架的共振会显著加剧整车抖动。



(a) 车架一阶弯曲模态



(b) 车架一阶扭转模态

图5 车架模态测试结果

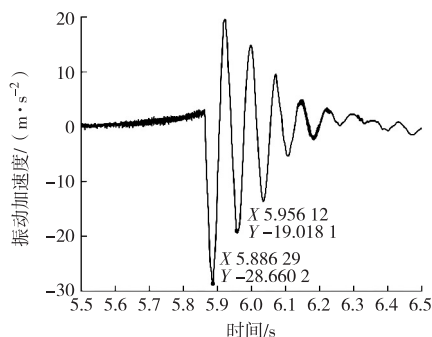


图6 车架簧下悬架轴头振动测试曲线

2 优化方案的制定及验证

2.1 制动鼓优化

制动过程中,制动鼓的径向跳动与圆柱度误差会通过制动蹄反向作用,引起制动轮缸的压力波动激励。因此,需对制动鼓的这两项指标进行优化控制,并对供应商的相应指标实施精密管控与线下检测。优化前后的制动鼓关键指标数据和装车后的制动压力波动(Brake Pressure Variation, BPV)幅值见表3。

表3 制动鼓径向跳动和圆柱度控制优化前后对比

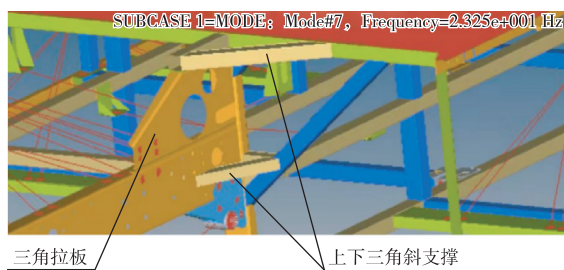
控制指标/制动压力波动幅值	原制动鼓	优化后制动鼓
径向跳动/mm	0.089 3	0.047 3
圆柱度误差/mm	0.093 4	0.044 1
70 km/h BPV 幅值	44.4%(左后)	36.5%(左后)
	21.4%(右后)	18.1%(右后)
60 km/h BPV 幅值	49.8%(左后)	33.3%(左后)
	19.0%(右后)	14.3%(右后)
50 km/h BPV 幅值	50.0%(左后)	30.9%(左后)
	22.2%(右后)	18.2%(右后)

由表3可知,在制动鼓的径向跳动和圆柱度误差得到优化控制后,BPV幅值明显减小,尤其是前轮制

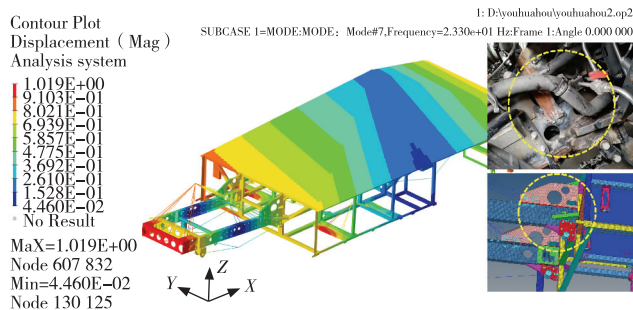
动缸的压力波动。这表明制动系统的源头激励得到了有效衰减。

2.2 车架模态优化

车架模态的优化主要通过局部结构强化来实现,旨在提升其一阶弯曲与扭转模态。基于CAE分析,确定优化位置为驾驶室底部的前后车架连接处,具体改进措施如下:将原三角板厚度增加10 mm,并增设一道斜三角侧支撑梁,其方案如图7所示。优化后,车架的一阶弯曲模态由18.2 Hz提升至23.4 Hz。提升后的模态频率通过避开90 km/h至10 km/h减速区间内的车轮2阶转频激励与簧下模态,有效降低了因模态耦合而加剧整车制动抖动的风险。



(a) 车架优化方案



(b) 车架优化方案的模态分析结果与局部结构图

图7 车架模态提升优化方案制定及实施

2.3 悬置隔振优化

为衰减制动激励通过驾驶室悬置的传递,将其刚度由800 N/mm降低至600 N/mm(见图8)。基于此方案的装车测试配置如图9所示。

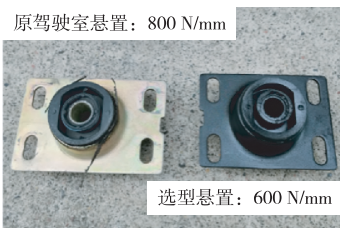


图8 驾驶室悬置刚度优化方案对比

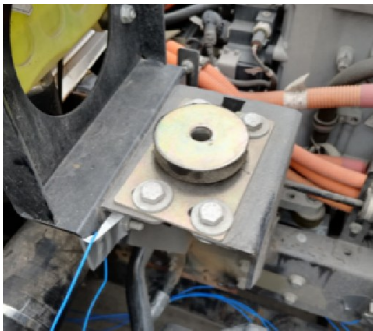


图 9 返型悬置装车

综合工程方案进行装车测试,以系统评价驾驶室制动抖动问题的改善程度。

表 4 制动抖动综合优化方案

方案序号	方案说明
1	车架一阶弯曲模态提升至 23.4 Hz(驾驶室下端支架加强)
2	制动鼓径向跳动控制到 0.05 mm 以下
3	制动鼓圆柱度误差控制在 0.05 mm 以下
4	驾驶室悬置刚度下降至 600 N/mm

2.4 制动抖动优化验证

根据综合测试诊断分析结果,最终采用表 4 中的

对装车后的综合方案进行道路制动测试及评价验证,验证结果如图 10 所示。

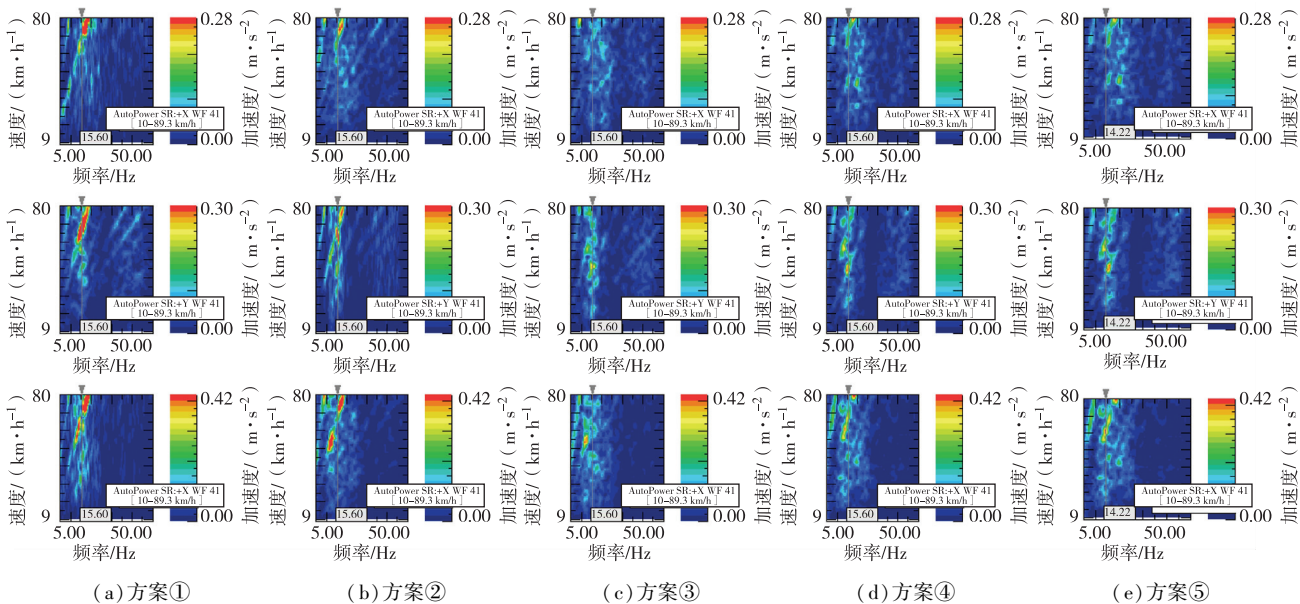


图 10 方案组合效果验证结果

图 10 展示了 5 种验证状态的测试结果,其对应的组合方案与详细评价数据见表 5。由表 5 可知,在组合方案⑤下,驾驶室座椅的 2 阶振动水平降至

0.57 m/s²,降幅达 52.4%;同时,主观评价为“无明显抖动”,得分为 7.25 分。结果表明,该方案显著改善了制动抖动问题,达到了预期设计目标。

表 5 制动抖动组合方案测试评价验证结果

组合方案序号	方案说明	制动过程座椅导轨最大 2 阶振动幅值 RSS/(m·s ⁻²)	主观评价结果
①	原状态	1.22	制动抖动明显,尤其 80~70 km/h 和 60~50 km/h,主观评价为 5.25 分
②	方案①+驾驶室车架下端支架加强	0.85	制动抖动一定程度改善,但仍然引起抱怨,主观评价为 5.5 分
③	方案②+600 N/mm 驾驶室悬置	0.66	制动抖动改善较明显,较差路面仍引起抱怨,主观评价为 6.0 分
④	方案③+制动鼓径向跳动控制	0.58	制动抖动改善明显,未引起抱怨,主观评价为 6.75 分
⑤	方案④+制动鼓圆柱度控制	0.57	制动抖动改善明显,未引起抱怨,主观评价为 7.25 分

3 结 论

针对某轻卡的驾驶室制动抖动问题,本文开展了系统的测试与分析优化。测试分析表明,问题根源在于制动鼓的径向跳动与圆柱度误差控制不良,由此产生的制动激励与簧下及车架模态耦合,共同加剧了抖动。据此,研究并实施了以“制动鼓精度控制、车架模态提升、驾驶室悬置优化”为核心的综合治理方案,成功解决了该问题,改善效果显著。具体结论如下:

1) 制动鼓的圆柱度误差和径向跳动是驾驶室抖动的根源,需将此纳入供应商的来料质量控制体系,并建立完善的实车匹配验证流程。

2) 整车设计前期,车架的弯曲扭转模态、簧下模态应提前进行避频设计,避免实车阶段因模态耦合加剧底盘制动激励或其他激励引起的驾驶室抖动问题。

3) 对于因制动鼓精度超差引发的制动压力波动,应将其作为样车调校阶段的关键测试量,以避免由此导致的制动抖动问题(主要表现为驾驶室座椅及制动踏板抖动),从而提升制动舒适性。

4) 驾驶室悬置除满足疲劳性能与操稳平顺性要求外,还应注重刚度匹配,以抑制底盘激励的传递,避免引发振动舒适性问题。

参考文献:

- [1] 王郡成. 特定车速下轻型卡车驾驶室异常抖动故障诊断方法[J]. 计算机测量与控制, 2023, 31(5): 56-61.
- [2] 岳涛, 殷金祥, 王军龙, 等. 某轻型商用车驾驶室抖动问题优化[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(19): 104-107.
- [3] 周志强, 吴迪, 令海强. 某轻型商用车行驶抖动问题分析与改进[J]. 汽车实用技术, 2020(2): 134-136.
- [4] 马波, 程锐, 陈乐强. 某轻型商用车行驶抖动问题分析与改进[J]. 汽车实用技术, 2018(20): 89-90.
- [5] 郭全法, 冯程程, 姚芳华, 等. 轻卡车身怠速振动分析及其悬置系统优化[J]. 拖拉机与农用运输车, 2019, 46(6): 14-18.
- [6] 潘公宇, 刘朋, 徐旗钊, 等. 基于盘-块面弹簧接触的动力学模型的制动抖动分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2021, 35(6): 9-21.
- [7] 潘公宇, 冯雅琪, 陈林, 等. 考虑热变形影响的盘式制动器制动抖动分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2022, 43(2): 58-64.
- [8] 王会平, 杨俊, 王泽荫, 等. 基于时变动力学模型的盘式制动器制动抖动分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2025, 63(6): 32-37.
- [9] 中华人民共和国机械工业部. 汽车悬挂系统的固有频率和阻尼比测定方法: GB/T 4783—1984[S]. 北京: 中国标准出版社, 1984: 1-5.
- [9] 周炬, 苏金英. ANSYS Workbench 有限元分析实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2020: 464.
- [10] 梁国栋, 程乐. 某前悬架下摆臂疲劳失效分析与优化[J]. 机械设计与制造, 2022(3): 292-295.
- [11] 张禄, 纪威, 周炜, 等. 基于强度退化的疲劳累积损伤模型[J]. 农业工程学报, 2015, 31(增刊1): 47-52.
- [12] 王占飞. 车用双梯度薄壁结构耐撞性优化研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2023.
- [13] 陶成林. 点阵增强薄壁缓冲吸能混合结构耐撞性研究及优化设计[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2023.
- [14] 文嘉薪. 车用功能梯度变截面 AL/CFRP 薄壁结构耐撞性优化研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2024.

(上接第45页)