

新能源牵引车驾驶室异响及抖动问题分析与优化

高精卫¹, 唐 显², 叶志境³, 覃宗耿⁴, 黄 毅¹, 夏小均¹

(1. 招商局检测车辆技术研究院有限公司, 重庆 401329; 2. 重庆瑞驰汽车实业有限公司, 重庆 401133;

3. 厦门金龙旅行车有限公司, 福建 厦门 361006; 4. 佛山市飞驰汽车科技有限公司, 广东 佛山 528244)

摘 要:针对某新能源牵引车行驶过程中出现的驾驶室异响与振动问题,本文基于“源-路径-响应”的层级化排查思路,从整车至零部件层面开展了系统性研究,最终确认该问题的根源在于传动系统。通过优化传动系动平衡、调整模态频率、改善当量夹角及提升悬置隔振性能,有效解决了驾驶室的噪声与振动问题。

关键词:驾驶室异响及抖动; 动平衡; 当量夹角; 传动系模态; 悬置优化

中图分类号:U467.1; U463.2 **文献标志码:**A **DOI:**10.15917/j.cnki.1006-3331.2026.02.010

Analysis and Optimization of Cab Abnormal Noise and Vibration Issues in a New Energy Tractor Truck

GAO Jingwei¹, TANG Xian², YE Zhijin³, QIN Zongeng⁴, HUANG Yi¹, XIA Xiaojun¹

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

2. Chongqing Ruichi Automotive Industry Co., Ltd., Chongqing 401133, China;

3. Xiamen Golden Dragon Bus Co., Ltd., Xiamen 361006, China;

4. Foshan Feichi Automobile Technology Co., Ltd., Foshan 528244, China)

Abstract:To address the abnormal noise and vibration issues in the cab of a new energy vehicle tractor during operation, this paper conducts a systematic investigation from the vehicle level down to the component level using a hierarchical “source-path-response” troubleshooting approach. The investigation identifies the driveline system as the root cause. By implementing corresponding optimization measures, including driveline dynamic balancing, modal frequency tuning, equivalent angle refinement, and mount isolation improvement, which mitigate the cab's abnormal noise and vibration issues.

Key words:cab abnormal noise and vibration; dynamic balance; equivalent angle; driveline modal properties; mounting isolation optimization

随着人们对汽车定义的不断更新,汽车已从最初的交通工具逐步演变为人类的移动起居室。消费者对驾驶体验与驾乘品质的追求不断提升,汽车驾乘舒适性已成为日益关注的重点。对于牵引车而言,其NVH性能不仅关系到运输效率,更与行车安全密切相关。在长途运输工况下,驾驶室NVH性能不佳会加剧驾驶员的心理烦躁与生理疲劳,降低其持续注意力和操作反应能力,对行车安全构成潜在风险^[1]。

针对这一问题,众多学者从不同角度对商用车及其关键传动系统的NVH性能展开了研究。文献[2]运用有限元分析方法对商用车传动系后桥进行强度

分析,实现了对疲劳寿命的精准预测。文献[3]针对新能源商用车驱动桥的高频啸叫问题开展研究,通过优化减速器齿轮修形解决了特定工况下的啸叫问题,并为后续同类问题提供了指导。文献[4]针对发动机特定转速下传动系的扭振问题进行研究,确定该车型传动轴与后桥是扭振的主要部位,通过对关键部件优化,有效提升了整车NVH性能。文献[5]针对某轻卡电驱桥的NVH性能展开研究,识别出其在特定工况下存在啸叫现象;研究通过仿真与试验相结合的方式相互验证,确认该异响激励源为齿轮啮合,并采用遗传算法对齿轮微观参数进行修形,显著改善了

收稿日期:2025-09-05。

第一作者:高精卫(1998—),男,硕士,主要从事车辆振动舒适性研究相关工作。E-mail:cjgaojingwei@cmhk.com。

传动系统 NVH 表现。文献[6]基于“源-路径-响应”模型,利用 OTPA 分析法(即目标-任务-方法-达成分析法)识别出车辆高速异响的主要贡献源,并通过优化轮辋结构刚度解决了该问题。

本文针对某新能源牵引车在 78 km/h 至 85 km/h 区间内各匀速工况及从 85 km/h 减速至 75 km/h 工况下出现的驾驶室“嗡嗡”异响与地板细碎振动问题,开展了从传动系统到驾驶室的全路径测试摸排与原理分析。本文基于分析结果,从传动系统平衡、模态、当量夹角及悬置四个方面提出了综合优化建议。

1 驾驶室异响及振动问题测试分析

1.1 测试评价

某新能源牵引车在 78 km/h 至 85 km/h 各匀速行驶工况及从 85 km/h 减速至 75 km/h 过程中,驾驶室均出现“嗡嗡”异响并伴随地板细碎振动,导致驾乘舒适性显著下降。针对该问题,分别在车辆的传动系各悬置主被动端、驾驶员座椅导轨、驾驶室悬置主被动端等位置布置三向加速度传感器,并在驾驶室主驾内耳处布置麦克风,传感器布置如图 1 所示。本文测试了该车在 20 km/h 加速至 85 km/h 的过程中各测点的振动及声音数据,并通过 CAN 信号获取车辆电机转速等整车数据,相关数据如图 2 所示。



(a) 驾驶室左后悬置主动端支架



(b) 驾驶室左后悬置被动端支架



(c) 电驱左前悬置主动端支架



(d) 电驱右前悬置主动端支架



(e) 驾驶室左前悬置主动端支架

图 1 加速度传感器布置图

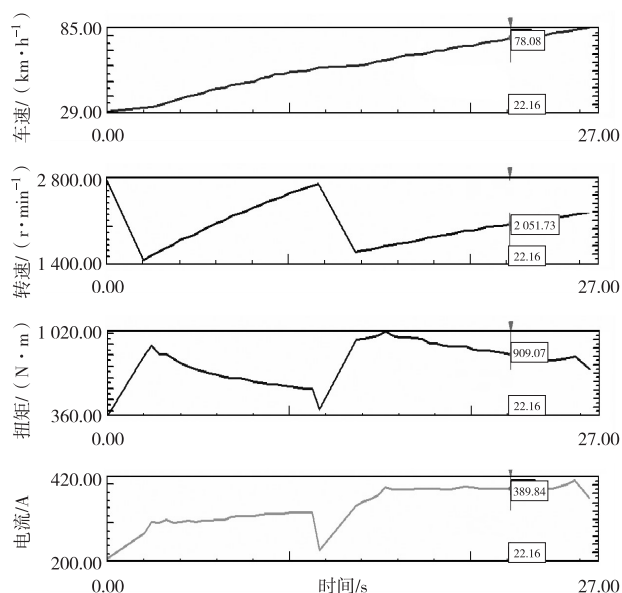
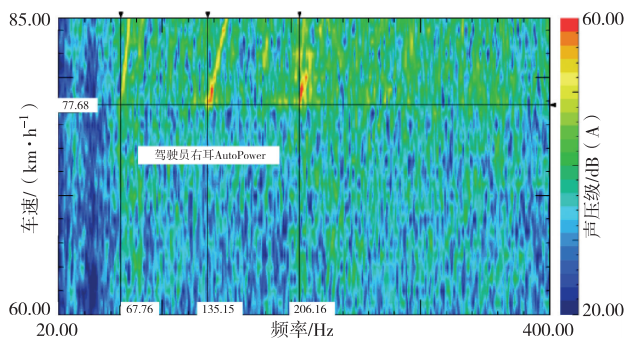
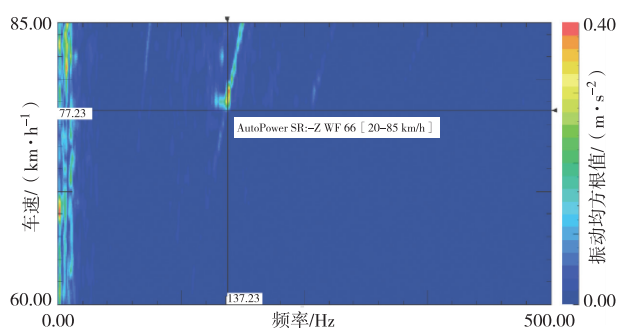


图 2 整车 CAN 信号数据

在平直光滑的沥青路面上进行 20~85 km/h 全油门加速测试,驾驶员右耳与主驾座椅导轨测试结果如图 3 所示。测试结果表明:当车速超过 78 km/h 时,驾驶员右耳声压级在 70~75 Hz、140~150 Hz 及 210~225 Hz 频段出现三个典型阶次特征;而座椅导轨的振动主要集中在 140~150 Hz 频段,其余两个频段振动较弱。上述客观特征出现的车速区间,与驾乘人员反馈的细碎振动主观感受区间高度吻合。



(a) 驾驶员右耳声压级



(b) 主驾座椅导轨振动测试结果

图3 20~85 km/h 全油门加速测试结果

为深入摸排上述异响与振动问题的产生原因,设置 25-87-25 km/h 的加速后滑行减速工况。车辆速度及电机转速 CAN 信号如图 4 所示,部分测点的测试结果如图 5 所示。在完成 25 km/h 至 87 km/h 加速再滑行至 25 km/h 的循环工况测试中,当车速进入 78~90 km/h 区间时,车内出现明显的 70 Hz、140 Hz 与 210 Hz 阶次噪声,该噪声的出现与消失特征清晰,且这三个阶次分别对应电机转速的 2、4、6 阶。同时,座椅导轨处出现以 140 Hz 为主的阶次振动带。进一步对比近场噪声可知,传动系二桥与三桥在上述频率处的响应较电机及减速器更为突出。

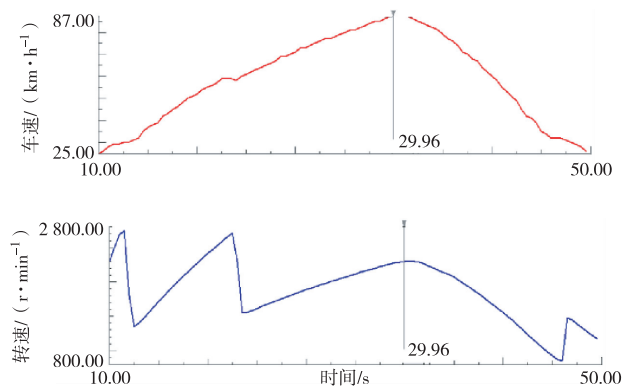
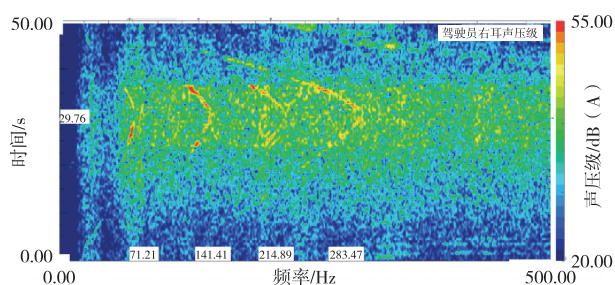
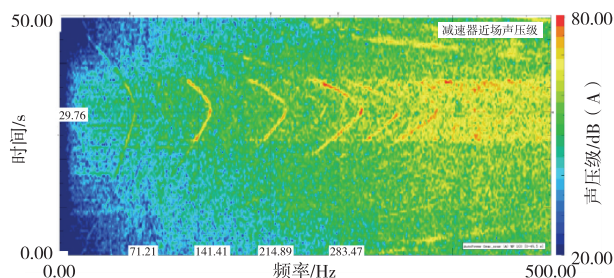


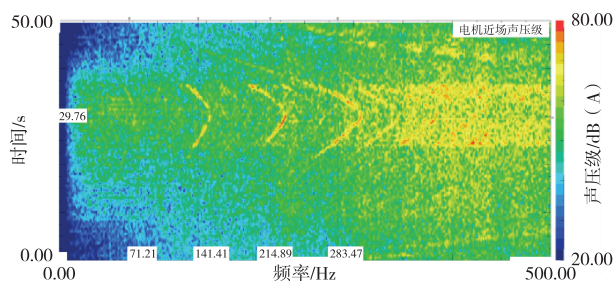
图4 25-87-25 km/h 工况车辆速度与电机转速 CAN 信号曲线



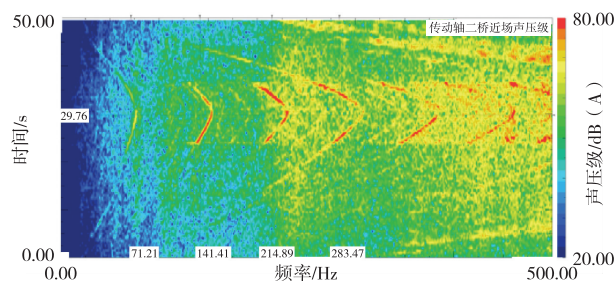
(a) 驾驶员右耳声压级



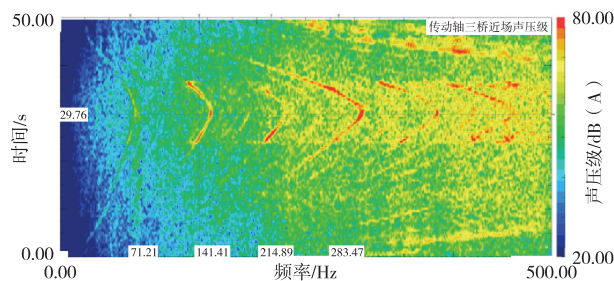
(b) 减速器近场声压级



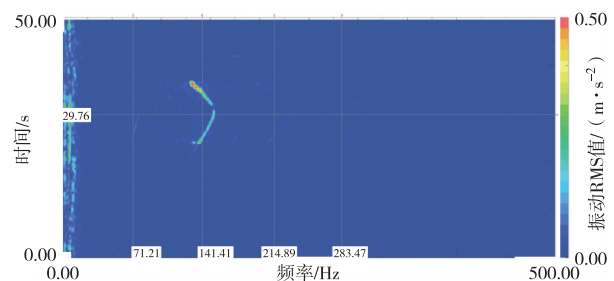
(c) 电机近场声压级测试结果



(d) 传动轴二桥近场声压级



(e) 传动轴三桥近场声压级



(f) 座椅导轨振动

图5 25-87-25 km/h 工况各测点测试结果

根据“源-路径-响应”原理,车辆传动系(二桥、三桥)是振动与噪声传递的关键路径之一。分析结果显示,传动系测点在问题频段的振动信号与车内噪声及振动响应呈现高度同步性,且这些测点的振动信号变化梯度显著高于振源(电机)的振动变化梯度。这一现象表明,传动系统存在显著的路径增益效应,即在上述问题频率范围内,传动路径不仅承担着振源能量的传递功能,更对振动起到了关键的放大与调制作用,进而成为该 NVH 问题产生的主导因素。

1.2 传动轴模态分析

当车速处于 78~87 km/h 区间时,对传动系传动轴开展模态测试,测试结果见表 1。由表 1 可知,传动轴的 2 阶、4 阶、6 阶激励频率与对应模态频率相近,易引发传动轴弯曲模态共振并产生较大的动态位移,进而加剧相应阶次的振动与异响风险。

表 1 传动轴模态测试结果

模态类型	模态 频率/Hz	传动轴 阶次激励	激励 频率/Hz
前传动轴垂向跳动+后轴侧向弯曲	86.4	2 阶	69.34
前传动轴垂向二阶弯曲+后传动轴垂向一阶弯曲	139.0	4 阶	142.58
前传动轴一阶垂向弯曲+后传动轴垂向二阶弯曲	244.9	6 阶	207.68
前传动轴二阶垂向弯曲+后传动轴绕首端上下摆动	290.9	8 阶	246.32

1.3 传动轴振动分析

为深入分析传动轴各部分结构的振动特性,分别在主减速器输入端、二桥输入端、二桥输出端及三桥输入端布置加速度传感器,采集传动轴在 80 km/h 匀速工况下各测点的振动数据,所得结果如图 6 所示。

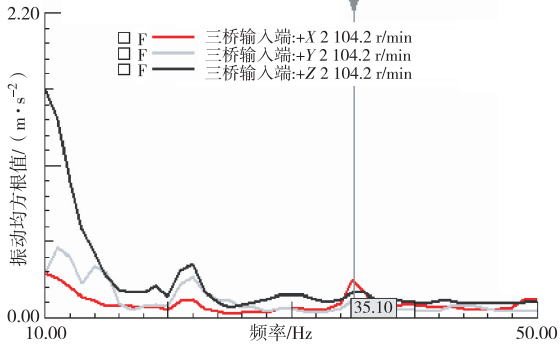
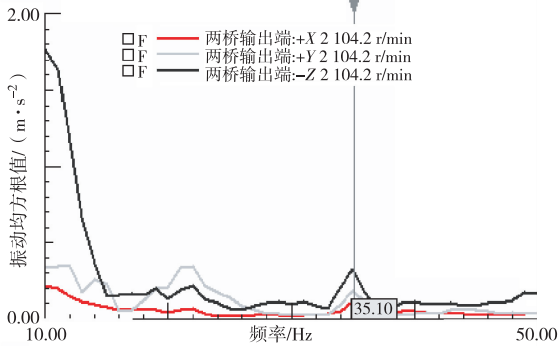
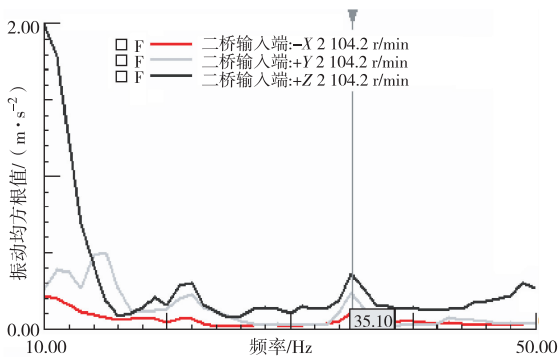
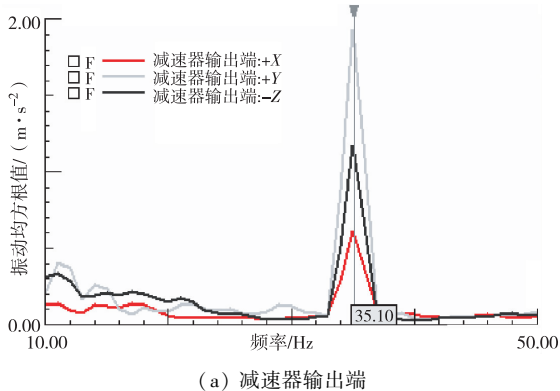


图 6 传动轴各输入输出端 1 阶振动结果

由图 6 可知,车辆在 80 km/h 匀速工况下,减速器输出端是整车动平衡激励的主要来源,传动轴 1 阶振动在该部位的表现最为突出,因此该激励源产生的不平衡振动易引发 2 阶、4 阶、6 阶高阶振动,进而加剧整车 NVH 问题。针对这一系统性振动问题,建议采用作图法在该关键端面进行整车系统级动平衡校正,从根源上抑制振动传递。

1.4 传动轴当量夹角计算分析

该车型传动轴由三节万向节传动轴组成,每节万向节传动轴均与前后部件形成一定夹角,其结构简图如图 7 所示。当量夹角是简化多节传动轴系统分析

的理论模型, 可将复杂的多节传动轴系统等效为单一夹角的单节传动轴, 其数值直接表征整个系统二阶振动激励的强弱。

当量夹角 a_e 的具体计算公式^[7] 如式(1)所示。

$$a_e = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 + \cdots + a_n^2} \tag{1}$$

式中: n 为万向节数; a_n 为万向节 n 的空间夹角。

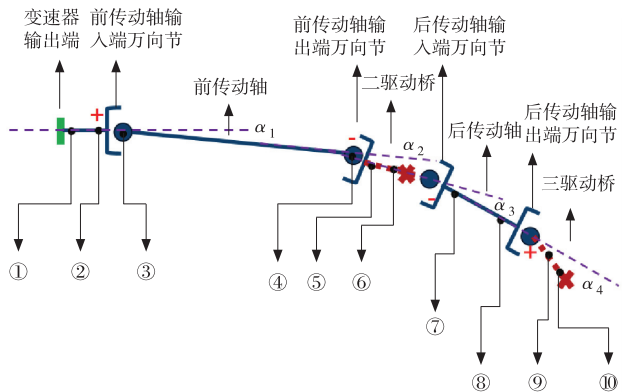


图7 传动轴结构示意图

采用三点法^[8] 确定各传动轴连接处圆截面圆心的空间坐标后, 绘制出该车型传动轴空间示意图(见图8)。基于各圆截面圆心坐标进行计算, 得出当量夹角 $a_e = 7.58^\circ$ 。相关测试数据及计算结果汇总于表2。表2中的位置序号与图7中传动轴各连接处的标注序号对应。

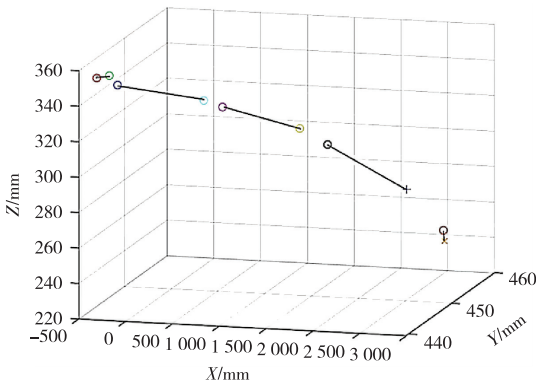


图8 传动轴空间示意图

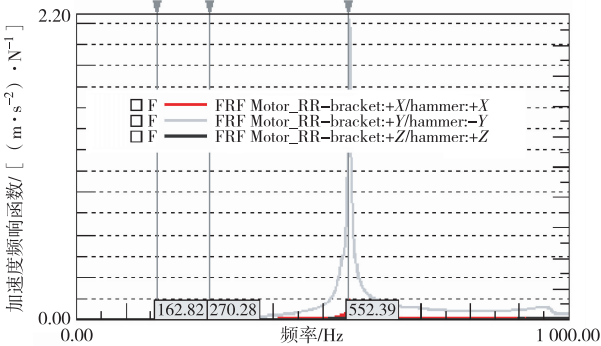
理论分析表明, 传动轴当量夹角会引发输出扭矩波动, 且波动幅值随夹角增大而增大。当 $a_e < 5^\circ$ 时, 扭矩波动幅值可忽略不计; 当 $a_e > 8^\circ$ 时, 将产生显著的力矩波动, 对整车振动特性造成明显不利影响。经计算, 该车型传动轴当量夹角 $a_e = 7.58^\circ$, 已接近临界阈值, 这是影响驾驶室 NVH 性能的关键因素。

表2 传动轴各部件圆截面圆心各空间坐标及当量夹角计算结果

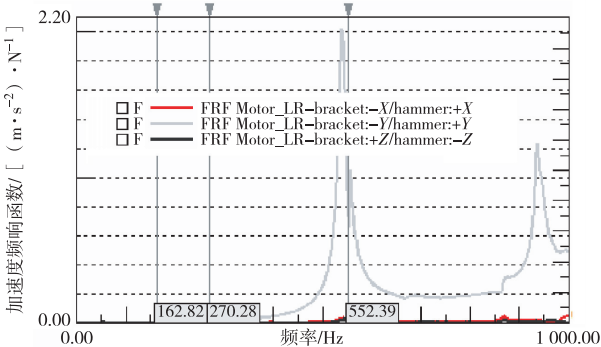
位置序号	圆截面圆心坐标/mm		
	X	Y	Z
①	-344.74	440.13	356.99
②	-273.99	441.54	354.11
③	-84.72	439.44	352.10
④	739.33	441.42	342.93
⑤	936.62	441.59	339.52
⑥	1 829.33	440.11	332.57
⑦	2 021.86	443.52	320.71
⑧	2 282.94	455.16	273.45
⑨	2 474.19	459.55	243.27
⑩	2 525.34	458.69	239.97

1.5 电驱悬置隔振分析

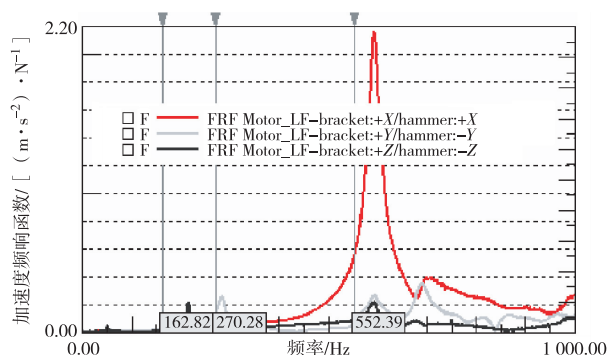
对电驱系统各悬置支架进行隔振分析, 电驱悬置主被动侧测试结果如图9所示。从图9可知, 电驱悬置主动端左后支架在 Y 向存在一个峰值频率为 162 Hz 的响应峰值, 该频率对应支架的局部模态频率, 且处于传动系激励频率(140~150 Hz)的 $\pm 10\%$ 波动范围内, 极易与传动系激励发生共振, 进而放大传动系振动输入, 加剧车内噪声与振动响应。



(a) 电驱左前悬置支架主被动侧频率响应函数



(b) 电驱右前悬置支架主被动侧频率响应函数



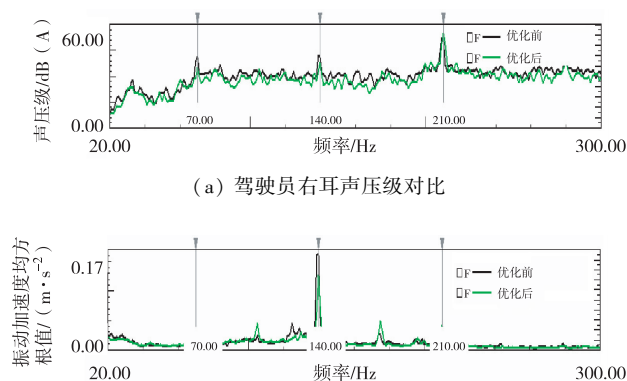
(c) 三桥输入端测试结果

图9 电驱悬置主被动侧测试结果

2 优化方案的制定及验证

2.1 传动轴动平衡优化

采用作图法^[9]确定传动轴的动平衡优化位置,确定优化点位位于圆截面 122.3°处。在该处加装 68.46 g 平衡块,从而完成传动轴系统动平衡优化,优化结果如图 10 所示。实车 80 km/h 匀速工况下测试表明:在座椅导轨处,传动轴 2 阶(70 Hz)与 4 阶(140 Hz)振动幅值显著降低,6 阶(210 Hz)振动无明显改善;主观评价显示,车内细碎振动整体得到优化,评分为 6.25 分,处于可接受水平。同时,驾驶员右耳噪声在传动轴 2 阶(70 Hz)与 4 阶(140 Hz)频段平均降低 2 dB(A)。



(b) 驾驶员座椅导轨 Z 向振动对比

图 10 动平衡调校后效果图

2.2 传动轴模态优化

由 1.2 节分析可知,传动轴弯曲模态是导致振动与噪声放大的重要原因。工程上通常采用附加质量块的方式优化传动轴弯曲模态,通过局部调整质量分布以改变弯曲模态频率,使共振转速偏离车辆常用工作区间,避免运行过程中发生共振。

本文针对该传动轴的模态频率优化设置三种对

比方案:方案一是在二桥位置加装 10 kg 质量块;方案二是在三桥位置加装 10 kg 质量块;方案三是在二桥与三桥位置各加装 5 kg 质量块。对样车在 85 km/h 加速工况下的车内噪声进行测试,结果表明:方案二对共振车速无明显改善;方案一可使车内“嗡嗡声”出现的起始车速由原车 78 km/h 延后至 81 km/h,但 6 阶噪声声压级升高 2 dB(A);方案三则将共振出现车速由 78 km/h 延后至 82 km/h,综合优化效果最为理想。因此,本文选择方案三作为最终优化方案。

2.3 当量夹角优化方案

本文针对传动轴当量夹角过大的问题设置三种优化方案:方案一是在二桥上推力杆处增加 8 mm 垫片;方案二是在三桥下推力杆处增加 12 mm 垫片;方案三是在二桥下推力杆处增加 8 mm 垫片并在三桥下推力杆处增加 12 mm 垫片。当量夹角的具体调整效果如图 11 所示。



(a) 下推力杆增加 12 mm 垫片 (b) 上推力杆增加 8 mm 垫片

图 11 传动轴当量夹角调整图

2.4 综合优化方案

通过对各优化方案的综合研判与比选,最终确定采用的综合优化方案如下:驾驶室前悬置刚度为 12 N/mm、后悬置刚度为 16 N/mm;对电驱悬置支架进行结构优化;通过在上、下推力杆处加装垫片以降低传动轴当量夹角;同时采用轻量化铝合金传动轴,以降低传动轴转动惯量。实施上述优化方案后,系统整体状态与原车状态的对比效果如图 12 和图 13 所示。

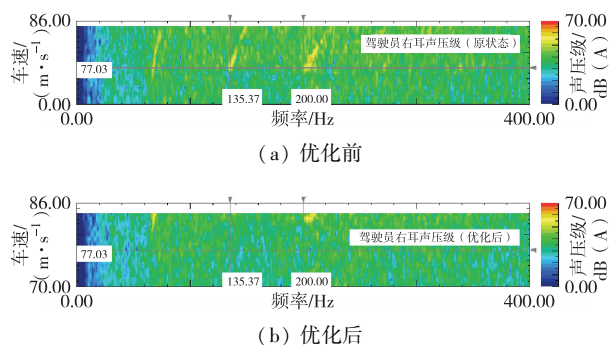


图 12 20~87 km/h 加速工况驾驶员右耳声压级对比

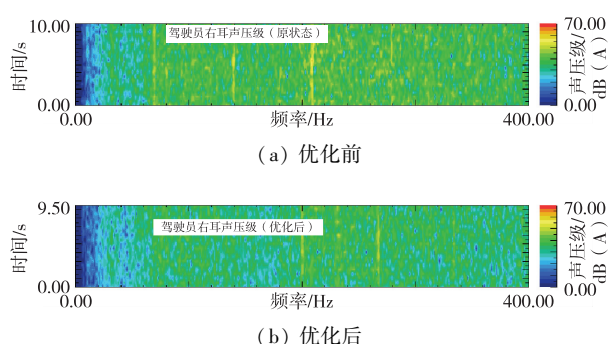


图13 80 km/h 匀速工况驾驶员右耳声压级对比

测试结果表明,在 20~87 km/h 加速及匀速 80 km/h 工况下,异响及 4 阶、6 阶“嗡嗡声”的最大幅值平均降低 10 dB (A),整车 NVH 性能得到显著提升。

3 结 论

针对某新能源牵引驾驶室异响及抖动问题,本文基于“源-路径-响应”模型完成系统分析与优化,核心结论如下:

1) 传动系是引发整车 NVH 问题的主要来源。当车速达到 78 km/h 后,传动系激励下的传动轴 2 阶、4 阶和 6 阶频率成分,与车内“嗡嗡”异响及细碎振动具有较强相关性,其中三桥的 4 阶和 6 阶特征以及减速器输出端面的 1 阶不平衡激励表现最为突出。

2) 采用多维度综合方案可有效解决上述 NVH 问题。该方案如下:将驾驶室前悬置刚度调整为 12 N/mm,后悬置刚度调整为 16 N/mm;对电驱悬置支架进行结构优化;通过在上、下推力杆处加装垫片以

降低传动轴当量夹角;同时采用轻量化铝合金传动轴,以降低传动轴转动惯量。通过上述措施,实现了振动与噪声的协同抑制。

3) 软硬件协同优化是提升 NVH 性能的关键方向。软件上需优化换挡策略以规避共振区间,硬件上则需将驱动桥差速器齿轮间隙控制在 0.15~0.40 mm、变速器齿轮传递误差限定在 1 μm 以内,从源头提升传动系平顺性。

参考文献:

- [1] 孙梦杰. 卡车传动轴系弯扭耦合动力学特性研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2023.
- [2] 栾世杰. 基于有限元分析的扭力梁后桥疲劳寿命研究[J]. 农业装备与车辆工程,2023,61(1):173-176.
- [3] 付凯林,李传,曾小春,等. 某纯电动轻客驱动桥高频啸叫问题分析与优化[J]. 应用声学,2025,44(5):1395-1400.
- [4] 杨树军,王怀昭,张明旭,等. 某多用途货车传动系扭振试验分析与优化[J]. 噪声与振动控制,2021,41(1):113-117.
- [5] 郝英博,刘立东. 基于 Romax 的轻卡电驱动桥 NVH 分析优化[J]. 机械传动,2024,48(10):113-119.
- [6] 许静超,黄剑锋,陆家朋,等. 基于 OSPA 的高速车内嗡嗡噪声诊断与优化[J]. 客车技术与研究,2023,45(5):44-48.
- [7] 苗凤雷,颜春辉,崔晨雪,等. 重型商用车传动轴布置校核及优化方法[J]. 汽车实用技术,2024,49(8):80-84.
- [8] 常洪伟,吴俊杰,魏佳斯,等. 三点法圆外径测量优化研究[J]. 仪表技术与传感器,2021(3):106-111.
- [9] 何军. 基于质心调节的空心电机转子动平衡测试系统研究[D]. 沈阳:沈阳理工大学,2023.
- [8] 邹喜红,邱伟本,傅雷,等. 碳纤维复合材料全地形车车身轻量化方法[J]. 机械设计与研究,2024,40(3):141-146.
- [9] 刘长骏,王朋朋. 碳纤维复合材料拉挤板材加热前后力学性能研究[J]. 广州化工,2024,52(15):149-151.
- [10] 卢东滨,刘欢,马英杰,等. 基于湿热环境下的碳纤维复合材料力学性能研究及老化寿命预测[J]. 宇航材料工艺,2024,54(3):38-44.
- [11] 李英志,陈一帆,贾晶,等. 一种碳纤维复合材料异形构件一体化成型工艺分析[J]. 高科技纤维与应用,2025,50(1):34-39.
- [12] 王强. 碳纤维复合材料成型工艺在汽车制造中的创新应用[J]. 汽车测试报告,2025(4):58-60.
- [13] 谷杰伟,郭晖,覃盛世,等. 碳纤维复合材料在新能源客车上的应用[J]. 客车技术与研究,2024,46(4):58-62.
- [14] 柳嗣琪. 汽车轻量化的碳纤维复合材料应用分析[J]. 产业创新研究,2025(6):34-36.
- [15] 黄斐荣,宋海泉,胡玲,等. 客车车身焊装工艺问题及优化[J]. 客车技术与研究,2023,45(5):59-62.

(上接第 37 页)