DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2019.06.054

某纯电动物流车后置驱动系统异响机理及改进研究

张行峰
(南京金龙客车制造有限公司,江苏 南京 211215)

摘　要:针对某纯电动物流车在高速工况下出现的异响及振动问题,结合后置驱动系统的结构及功能,通过主观评价及振动检测设备分析相结合的方法,对某纯电动物流车在行驶中异响及振动来源进行分析并制定异响解决方案,通过整车 NVH 评价方法验证了改进措施的有效性。

关键词:纯电动物流车;后置驱动系统;异响;振动;分析及改进
中图分类号:U469.72　　**文献标志码**:B　　**文章编号**:1671-5276(2019)06-0205-04

Research on Mechanism and Improvement of Abnormal Sound of Electric Logistics Vehicle Rear Drive System

ZHANG Xingfeng
(Nanjing Golden Dragon Bus Co., Ltd., Nanjing 211215, China)

Abstract: For the abnormal sound and vibration appearing in the electric logistics vehicle in high speed running, the method of subjective evaluation is used with the analysis method of vibration detection to analyze the causes of its abnormal noise and vibration appearing in the driving, and for this, a solution is worked out. The effectiveness of the improvement measures is confirmed by the vehicle NVH evaluation method.

Keywords: electric logistics vehicle; rear drive system; abnormal sound; vibration; analysis and improvement

0　引言

新能源汽车包括纯电动汽车(EV)、混合动力汽车(HEV)和燃料电池汽车(FCV)3 大类,其与传统燃油车的主要区别在于能量系统及驱动系统。由于电动汽车在能量系统及驱动系统方面与传统燃油车不同,造成了电动汽车在设计开发时很多方面需进行适应性调整以满足整车在各项性能指标上的要求,其中汽车异响问题在电动汽车设计开发方面所面临的挑战尤为突出[1]。

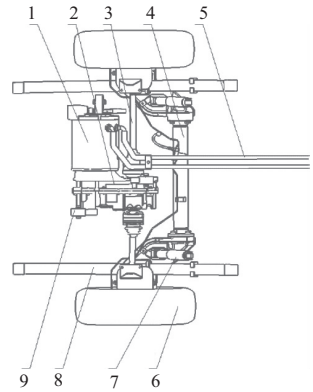
虽然电动汽车异响产生机理与传统燃油车类似,但由于所处的环境不一致造成驾驶人员接受程度的差异化,如电动汽车驱动系统自身产生的噪声较低,在行驶中不能像传统燃油车一样利用发动机本身的噪声抵消或者掩盖其他零部件在配合、啮合传递时产生的各类噪声[2]。因此,在电动汽车设计开发过程中解决异响至关重要。

1　某纯电动物流车型后置驱动系统异响现状

1.1　某后置驱动系统结构及工作原理

某纯电动物流车采用后置后驱的驱动形式,后置驱动系统主要由驱动电机、电机悬置、减速器带输出法兰总成、驱动轴、后桥总成、减震器总成、钢板弹簧总成、冷却管路及车轮等部件组成[3-4]。

车辆启动后,由动力电池通过高压配电箱为电机控制器供电。电机控制器控制电机转动,驱动电机通过减速箱将动力传递给驱动轴,驱动轴带动车轮,以此来驱动车辆进行前进、后退等操作,其中减速器带输出法兰总成集成了差速器功能。可在实现降速增扭的同时控制左右两驱动轴的转速,驱动车轮以不同的角速度转动,保证了驱动轮及地面之间作纯滚动运动[5]。



1—驱动电机;2—减速器带输出法兰总成;3—驱动轴;
4—后桥总成;5—冷却管路;6—车轮;
7—减震器总成;8—钢板弹簧总成;9—电机悬置。

图 1　后置驱动桥结构简图

作者简介:张行峰(1981—),男,江苏南京人,工程师,本科,研究方向为新能源汽车噪声及振动。

1.2　某后置驱动系统异响问题描述

一款纯电动汽车的整车开发需要经历产品规划和定义、概念设计、工程验证和工程签发、生产准备 4 个阶段，第 3 个阶段工程验证和工程签发是验证前期开发各项性能指标是否达标的重要节点，也是产生问题点最为集中的阶段[6]。

本文阐述的某后置驱动系统纯电动物流车型异响问题亦是发生在这个阶段中。在此阶段的实车测试“NVH（noise vibration harshness，噪声、振动与声振粗糙度）评价”项目中，主要故障模式为：车辆以车速 60~90 km/h 在路面行驶时，驾驶员耳旁伴有“嗡嗡”音，低于或高于车速段均没有此声音；同时车辆振动随之加剧，直线行驶能力变差。

2　某纯电动物流车型异响机理及主观评价分析

分析纯电动汽车异响造成的机理是必要的，但寻找的过程较为复杂，没有哪一种方法能发现全部异响机理，所以经验必不可少，通常纯电动汽车异响来源于以下 3 个方面：

“哒哒”音一般是来源于物体之间的摩擦及敲击声，非金属材料之间的摩擦及敲击声较为闷，金属之间的碰撞较为清脆明亮。如 B 立柱与搁物板之间的敲击时常产生该噪声。

“呼呼”音一般是来源于风与物体的摩擦音（即：风噪声），多见于五门一盖密封不严、车身钣金与大气孔未密封。如副驾驶前 A 立柱与玻璃位置有风进入，会产生类似噪声，并随着车速的加快声音越来越大。

“嗡嗡”音一般来源于部件共振、传动啮合、驱动系统运转过程中，且产生的工况也不一样。鉴于在低车速、高车速、平摊路面、坑洼路面、急加速、急减速等条件下都有可能产生，分析其造成异响的原因第一步采用主观评价方法缩小范围，为第二步振动检测设备评价做好前期准备。

根据主观评价经验“嗡嗡”音一般不会随着路况的变化而改变，因此可以使用排除法进行定位。为此驾驶此车在不同路面进行评定。在进行完缓慢起步、低速匀速、急加速、减速及鹅卵石路、扭曲路、比利时路、石块路、搓板路等强化坏路工况后，选择高速路况进入不同车速下的异响评定。多次驾驶此车在高速路进行不同车速条件下路试，采用主观评价方法最后评定为车速为 60~90 km/h 时车辆异响及振动明显加剧，并伴有“嗡嗡”音。在进行完以上车速段分析确认后，进行异响大概位置确定，多次驾驶此车在高速路 60~90 km/h 进行评定，采用主观评价方最后评定为后桥驱动部分（驱动系统、半轴、减速箱、桥、车身），但引起异响的具体部件需采用振动测试设备进行进一步测试分析。

3　某纯电动物流车型异响测试分析

在主观评价结果基础上采用振动噪声检测设备进行深入分析，选用 LMS Test16A 24 通道采集前端，在驾驶员右侧耳旁布置麦克风，在疑似产生异响或者传递路径的位置布置振动加速度传感器共计 8 处：电机左悬置端、减速箱前悬置端、减速箱右悬置端、左侧板簧前吊耳前端、左侧板簧后吊耳后端、右侧板簧前吊耳前端、右侧板簧后吊耳后端、减速器与半轴连接点，并驾驶该车在高速路进行数据采集。

采集驾驶员右侧耳旁数据生成瀑布图，如图 2 所示。从图中可以看出，车辆处于低速段（30 km/h 以下）几乎无异常振动噪声，中速段（30~60 km/h）异常振动噪声不明显，高速段（60~90 km/h）异常振动明显。1 阶（0.99 阶）噪声和主观评价结果一致，确存在异响但整体声音强度不高。

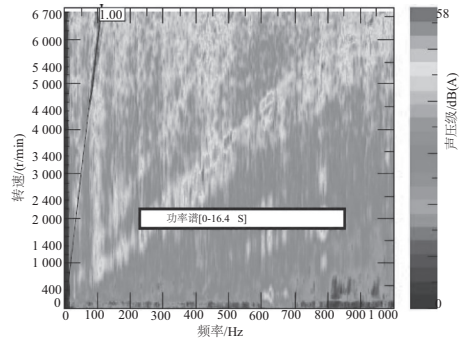


图 2　驾驶员右侧耳旁噪声瀑布图

采集减速器与右半轴连接点振动数据图，如图 3 所示。在该处发现异常，从图中可以看出，该处的 0.99 阶振动是产生地板 0.99 阶振动和驾驶员右耳处 0.99 阶噪声的来源。经减速箱拆解测量，最终评定为主减速器右侧法兰轴承间隙过大。

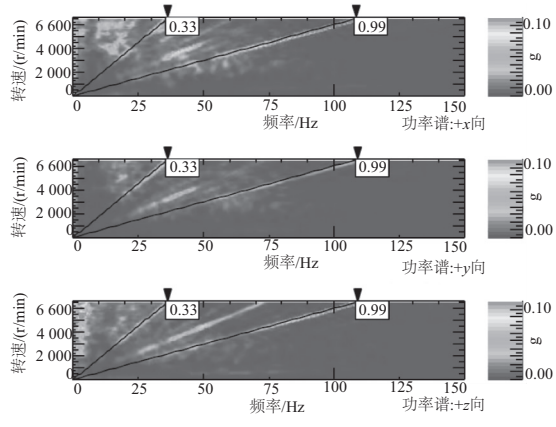


图 3　减速箱右悬置端振动瀑布图

4　某后置驱动系统异响改进方案及措施验证

4.1　异响改进方案

根据上述主观评价及客观测试结果，明确了某纯电动物流车后置驱动系统异响产生的根源。针对车辆在 60~90 km/h 车速下发生的“嗡嗡”音，改进方案为选取另一品牌轴

承,并按照设计图样规定的公差要求控制法兰轴向间隙。

4.2　改进措施验证

采用 NVH 测试设备进行某纯电动物流车型后置驱动系统改进后整车 NVH 评价,噪声振动测试设备为 LMS 数采前端、PCB 传声器及 PCB 三向加速度传感器,在稳态工况及瞬态工况下进行整车 NVH 水平评估,其中稳态工况及瞬态工况分别为:

稳态工况——将车辆分别由 0 km/h 加速至某一车速,当车速达到后稳定约 20 s 左右,之后减速滑行,截取车速稳定的时间段;

瞬态工况——将车辆由 0 km/h 加速至某一车速后减速滑行,截取加速过程的时间段。

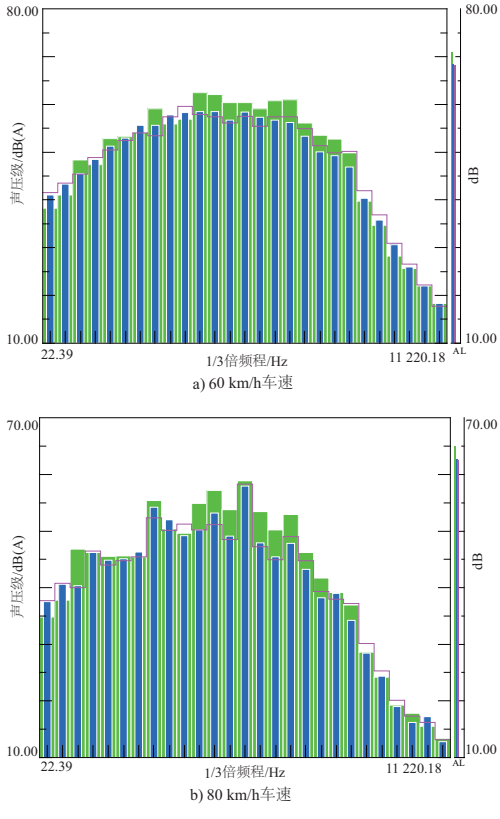
1)稳态工况下噪声 1/3 倍频程测试结果

在稳态工况下,选取某纯电动物流车后置驱动系统在改进前状态,分别当车速稳定在 60 km/h、80 km/h 及 90 km/h 情况下,采集顶棚横梁中间位置、驾驶员右耳及副驾左耳噪声 1/3 倍频程,如图 4 所示(因本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者),测试结果如下:

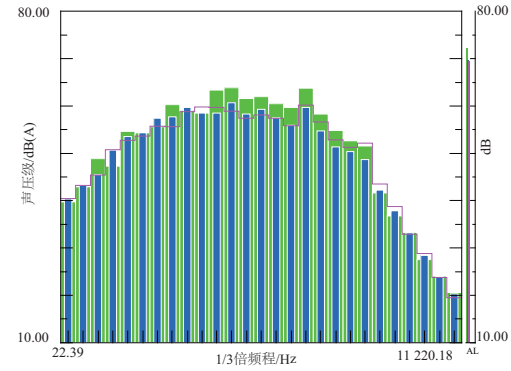
当车速稳定在 60 km/h 时,顶棚横梁中间位置噪声值为 69.58 dB(A)、驾驶员右耳噪声值为 66.38 dB(A)、副驾左耳噪声值为 66.5 dB(A);

当车速稳定在 80 km/h 时,顶棚横梁中间位置噪声值为 70.85 dB(A)、驾驶员右耳噪声值为 68.36 dB(A)、副驾左耳噪声值为 68.2 dB(A);

当车速稳定在 90 km/h 时,顶棚横梁中间位置噪声值为 72.25 dB(A)、驾驶员右耳噪声值为 69.69 dB(A)、副驾左耳噪声值为 69.47 dB(A)。



a) 60 km/h车速
b) 80 km/h车速



c) 90 km/h车速

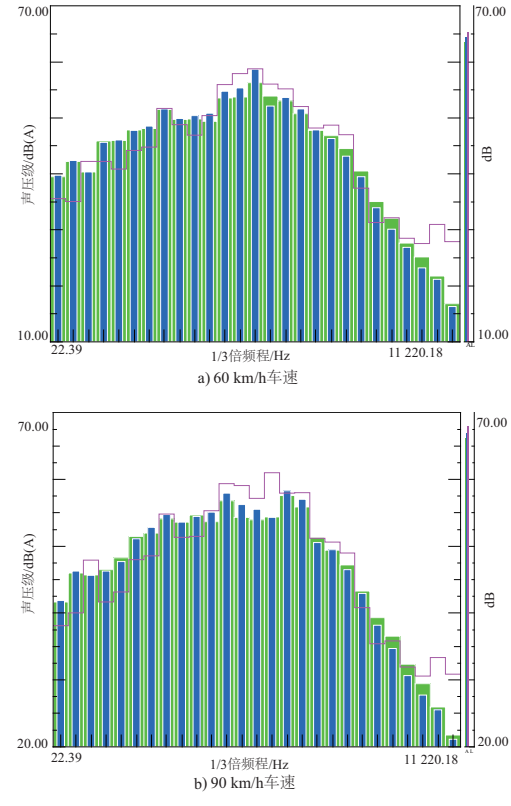
图 4　60 km/h、80 km/h 及 90 km/h 车速下车内各测点麦克风声压 1/3 倍频程(改进前)

选取某纯电动物流车后置驱动系统在改进后状态,分别当车速稳定在 60 km/h、80 km/h 及 90 km/h 情况下,采集顶棚横梁中间位置、驾驶员右耳及副驾左耳噪声 1/3 倍频程,如图 5 所示,测试结果如下:

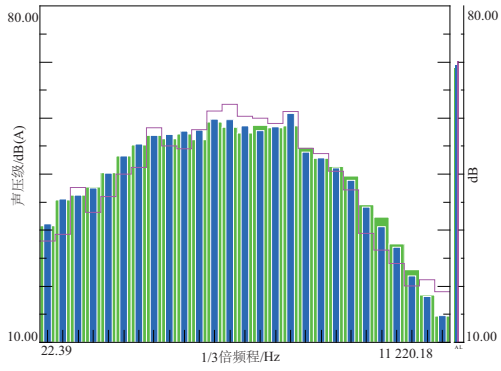
当车速稳定在 60 km/h 时,顶棚横梁中间位置噪声值为 65.23 dB(A)、驾驶员右耳噪声值为 64.44 dB(A)、副驾左耳噪声值为 63.55 dB(A);

当车速稳定在 80 km/h 时,顶棚横梁中间位置噪声值为 67.94 dB(A)、驾驶员右耳噪声值为 66.81 dB(A)、副驾左耳噪声值为 66.10 dB(A);

当车速稳定在 90 km/h 时,顶棚横梁中间位置噪声值为 70.11 dB(A)、驾驶员右耳噪声值为 69.45 dB(A)、副驾左耳噪声值为 68.83 dB(A)。



a) 60 km/h车速
b) 90 km/h车速



c) 90 km/h车速

图 5　60 km/h、80 km/h 及 90 km/h 车速下车内各测点麦克风声压 1/3 倍频程(改进后)

上述结果表明,某纯电动物流车后置驱动系统改进后,在高速行驶状态下噪声值明显降低。

2)稳态工况下车内振动测试结果

在稳态工况下,选取某纯电动物流车后置驱动系统在改进前及改进后状态进行对比,当车速稳定在 90 km/h 情况时,采集驾驶员侧座椅导轨、后桥上方地板及主减速器振动曲线,图 6、图 7 所示为主减速器 z 向振动曲线。

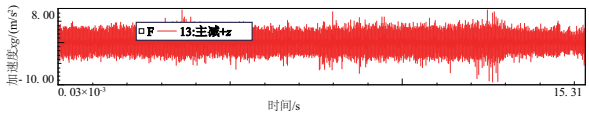


图 6　主减速器 z 向振动信号图(改进前)

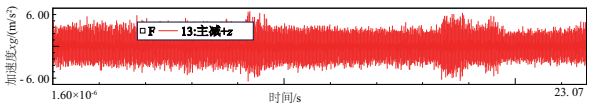


图 7　主减速器 z 向振动信号图(改进后)

分别计算驾驶员侧座椅导轨、后桥上方地及主减速器振动加速度均方根值,如表 1 所示(表中数据均×g)。

表 1　稳态工况车内振动测试结果

单位:m/s²

测点位置	座椅导轨		地板上方		主减速器	
	改进前	改进后	改进前	改进后	改进前	改进后
x 向	0.08	0.07	0.05	0.11	3.73	3.24
y 向	0.05	0.04	0.10	0.16	1.28	0.83
z 向	0.10	0.09	0.20	0.32	1.36	1.05

表中结果表明,某纯电动物流车后置驱动系统改进后,主减速器的 x 向、y 向和 z 向振动明显减小。

3)瞬态工况下车内振动测试结果

在瞬态工况下,将车辆由 0 km/h 加速至 90 km/h,采集驾驶员座椅导轨、后桥地板上方及主减速器振动测试数据,图 8、图 9 所示为主减速器 z 向振动曲线。

分别统计某纯电动物流车后置驱动系统改进前与改进后驾驶员侧座椅导轨、后桥地板上方及主减速器上 x 向、y 向及 z 向振动范围测试结果,如表 2 所示(表中数据均×g)。

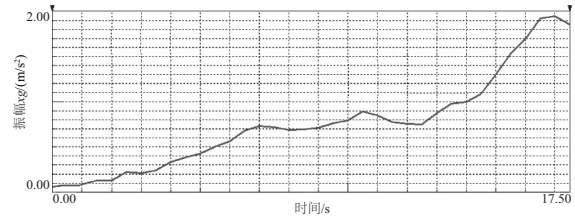


图 8　主减速器 z 向振动水平变化曲线(改进前)

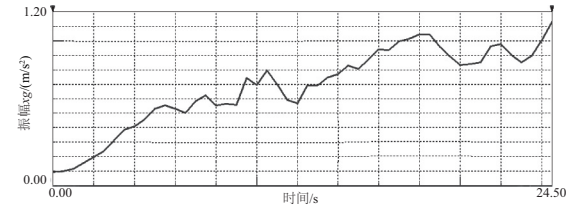


图 9　主减速器 z 向振动水平变化曲线(改进后)

表 2　瞬态工况车内振动测试结果　单位:m/s²

测点位置	座椅导轨		地板上方		主减速器	
	改进前	改进后	改进前	改进后	改进前	改进后
x 向	0.01~0.08	0.01~0.07	0.05~0.35	0.02~0.12	0.09~6.48	0.17~4.12
y 向	0.01~0.07	0.00~0.04	0.06~0.32	0.02~0.20	0.06~1.34	0.07~1.60
z 向	0.01~0.10	0.01~0.12	0.05~0.73	0.03~0.32	0.07~1.95	0.09~1.13

表中结果表明,后置驱动系统改进后,驾驶员侧座椅导轨振动变化不大,后桥上方地板振动略减小,而主减速器的 x 和 z 向振动明显减小。

5　结语

本文阐述了纯电动汽车常遇到的 3 类异响问题产生机理,并通过主观评价方法确定异响产生的来源,应用主观评价与振动检测设备分析相结合的方式,找到了某纯电动物流车后置驱动系统异响产生的根源,针对性地制定了解决方案,并通过整车 NVH 评价方法验证了改进措施有效性,该方法可应用于纯电动汽车整车及零部件 NVH 开发。

参考文献:

[1] 胡磊,付畅,周君. 汽车驱动桥噪声分析与控制研究[J]. 公路与汽运,2007(6):12-14.
[2] 马龙,李玉山. 某型汽车变速箱的振动噪声分析[J]. 机械设计与制造,2018(2):68-70.
[3] 陈家瑞. 汽车构造(下册)[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
[4] 陈南. 汽车振动和噪声控制[M]. 北京:人民交通出版社,2005.
[5] 黄丰云,郭竞妍,祁帆,等. 汽车后桥主减速器齿轮啮合故障诊断[J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2018,34(3):301-305.
[6] 候康,孙恒五. 某新型半挂车车架静态特性与模态分析[J]. 机械设计与制造,2017(8):172-174.

收稿日期:2019-08-01