

电动车动力总成振动噪声的试验研究*

方源^{1,2}, 章桐^{1,2,3}, 于蓬^{1,2}, 陈霏霏^{1,2}, 郭荣^{1,2}

(1. 同济大学新能源汽车工程中心 上海, 201804) (2. 同济大学汽车学院 上海, 201804)

(3. 同济大学中德学院 上海, 201804)

摘要 由于动力总成的不同, 电动车与传统车的振动噪声源也有较大差异。笔者对某电动车动力总成的振动噪声特性进行了试验研究。利用频谱分析、阶次分析等方法来识别动力总成的主要振动噪声源, 分析加速和稳态工况下各激励源对动力总成振动噪声的贡献量。基于心理声学客观评价参数, 分析了电动车动力总成声品质特性。研究结果为电动车动力总成振动噪声的优化设计提供了试验支持, 并表明了进一步研究电动车声品质的必要性。

关键词 动力总成; 振动噪声; 阶次分析; 声品质

中图分类号 U463.2

引言

声品质对整车质量认知度有很大影响, 统计表明汽车的事态发展错误中有三分之一是与噪声、振动及舒适性 (noise, vibration and harshness, 简称 NVH) 有关, 每年噪声相关方面的保修费用占据整车的 20% 左右。

传统车动力总成振动噪声特性的研究已有很多。胡国强等^[1]通过对柴油机进行燃烧噪声分析和噪声源识别, 采取怠速噪声降噪措施, 并对优化前后的结果进行声品质比较。卢丰翥等^[2]对柴油机进行怠速声品质试验研究发现, 并不是噪声值越小声品质就越好。相龙洋等^[3]对手动变速器噪声源识别进行了试验研究。但是, 对于电动车来说, 内燃机被电机所取代使得动力总成振动噪声源发生很大变化。一方面, 电机电磁激励会产生高频噪声; 另一方面, 由于人的双耳的构造以及掩蔽效应的存在, 发动机的缺失会使电动车其他部件的噪声变得更为显著, 很多情况下更为刺耳与令人不适 (如逆变器噪声、齿轮传动系噪声)。

近些年, 随着世界各国大力推广新能源汽车, 国内外学者也开始研究电动车的振动噪声特性。严刚等^[4]对某纯电动汽车车内噪声试验研究, 识别了不同工况下的噪声源。Islam 等^[5]研究并分析了永磁

同步电机的噪声和振动。研究表明, 噪音和振动的根源是径向力引起的电磁振动。大多学者以噪声级为标准研究其噪声特性, 并进行降噪的优化设计^[6-8]。但是, 基于噪声级的研究存在局限性, 顾客评价一辆车的好坏并不以噪声级水平为评价指标, 而是以驾驶过程中的主观感受进行评价。因而, 基于能够反映人的主观感受的心理声学客观评价参数对电动车进行声品质的研究就尤为必要^[9]。

笔者以某集中驱动式电动车动力总成作为研究对象, 对其进行振动噪声整车试验研究, 得到了箱体表面的振动噪声情况, 确定了动力总成振动噪声的主要激励源。以几个典型的声理学客观评价参数为评价指标, 对电动车动力总成声品质特性进行初探。

1 动力总成振动噪声测试

试验中振动噪声信号测试系统如图 1 所示。考虑到试验现场整车运行的特点, 为了较准确测量电动车动力总成的噪声, 最大限度削弱其他噪声信号的影响, 噪声测量时采用近声场测量方法, 将麦克风置于与电机动力总成噪声源较近的测点测量声压; 然后, 再通过 LMS SCADAS III 316W 接口箱将信号输入 PC 机, 由 LMS Test Lab 软件完成信号记录。

LMS Test Lab 是一整套的振动噪声试验解决方案, 是高速多通道数据采集与试验、分析、电子报

* 国家高技术研究发展计划 (“八六三”计划) 资助项目 (2011AA11A265); 国家自然科学基金资助项目 (51205290); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目 (1700219118)
收稿日期: 2014-01-03; 修回日期: 2014-03-05

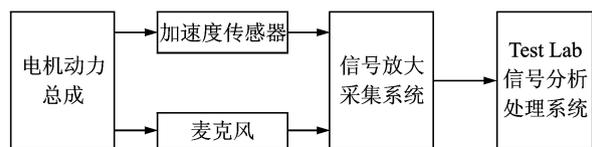


图 1 振动噪声信号测试系统

Fig. 1 Test system of vibration and noise

告工具的结合,包括数据采集、数字信号处理、结构试验、旋转机械分析、声学和环境试验。

1.1 试验装置与测量仪器

本试验针对某集中驱动式纯电动车动力总成进行振动噪声测试。试验在半消声室内进行(图 2)。3 个声压传感器分别布置在电机端部、减速器处、差速器处 3 个位置,4 个三向加速度传感器贴在动力总成表面不同位置。试验装置及传感器测点布置如图 3 所示。

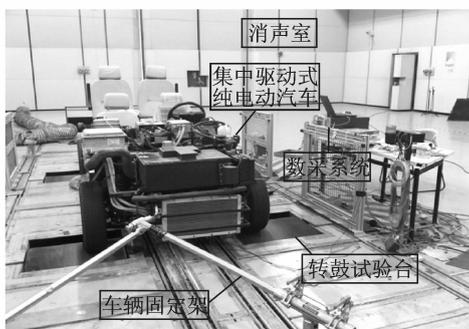


图 2 试验现场

Fig. 2 Test graph

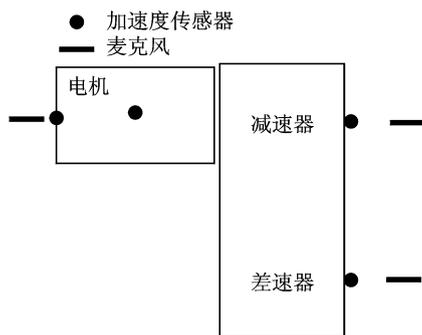


图 3 传感器布置

Fig. 3 The layout of sensors

1.2 试验过程

本次试验模拟了车辆的典型工况。为了能够测试动力总成的整体噪声水平并系统分析其振动噪声特性,进行了两种不同的试验:a. 稳态试验,分别测试了电动车在不同转速下的振动噪声水平;b. 瞬态

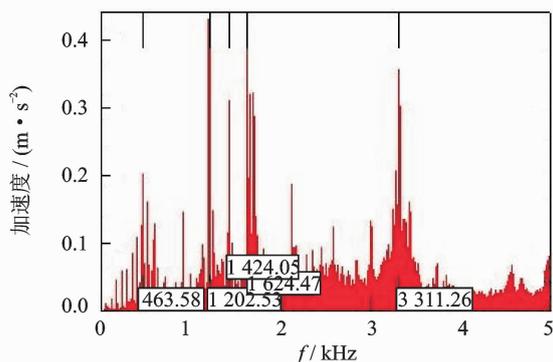
试验,分别测试了车速从 0~80 km/h 匀加速过程中的振动噪声水平随转速变化过程。

2 试验数据分析

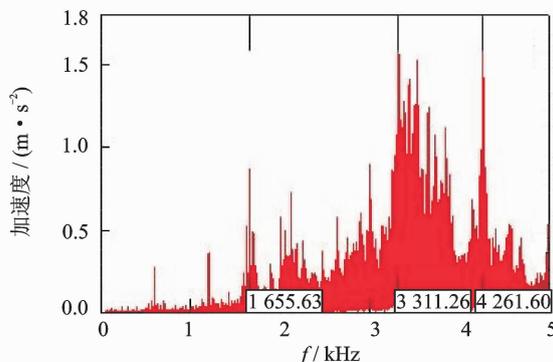
2.1 匀速工况

2.1.1 动力总成振动测试结果分析

图 4 为车速 50 km/h、电机转矩为 12 N·m 时,动力总成箱体表面加速度频域图。从图中观测到边频谱现象,即某些阶次响应频率两侧存在数值相近的较为密集的频率成分,这说明该阶次频率在时域上较为集中分布在一定的区间范围内。



(a) 电机外侧z向(径向)
(a) z direction of motor (radial direction)



(b) 减速器x向
(b) x direction of reducer

图 4 动力总成表面振动加速度频谱图

Fig. 4 Vibration acceleration spectrum

图 4(a)表示电机壳体外侧振动情况,从图中可以看出振动加速度在 1 200,1 420,1 650 Hz 等频率处存在峰值,分别对应电机 6,7,8 倍电流频率。图 4(b)中,减速器轴承座处在 3 300 和 4 260 Hz 附近有明显峰值,分别对应输入级齿轮啮合频率的 2 倍频和 3 倍频。值得注意,在 3 300 Hz 处,整个动力总成表面振动明显,因此可能与系统某一阶模态有

关。综上分析,动力总成的动响应受到电磁激励、齿轮动态啮合力等多源激励以及系统固有特性的综合作用。

2.1.2 动力总成噪声测试结果分析

研究匀速行驶工况下车内噪声特点和识别主要噪声源对优化整车 NVH 性能有重要作用。测试 10~80 km/h 时动力总成噪声水平,如图 5 所示。

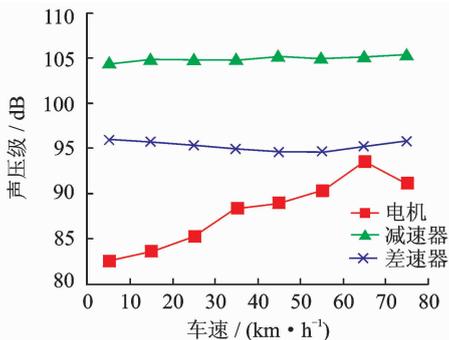


图 5 动力总成噪声水平

Fig. 5 Noise level

从图 5 中可以看出,减速器轴承座处声压水平明显较高,随着车速的增加,减速器和差速器轴承座处的声压级基本不变;相反,电机端部的声压级波动较大。在试验过程中,随着车速的提高,高频噪声增大,尽管电机的噪声级水平不高,但是由于波动较大,会使人感到烦躁。因此,研究匀速行驶工况下车内噪声特点和识别主要噪声源对优化整车 NVH 性能有重要作用。

试验发现车速以 50,60,70 km/h 匀速行驶时,动力总成表面 3 个测量点噪声分布规律相似。其中减速器轴承座处测量点噪声最大。电动车匀速行驶时减速器测量点噪声特点如图 6 所示。由图可知,减速器处噪声能量主要分布在 1 600~3 500 r/min。不同车速下,在 480 与 944 Hz 处均存在由控制器引起的峰值噪声。图 6(a)中出现较多峰值,其中 1 203,1 698,3 323,4 082 Hz 分别为电机 6 倍、8 倍、16 倍和 20 倍的电流频率,这些峰值都有频率窄,峰值高的特点,因此对噪声影响贡献量较大;1 540,2 985,4 209 Hz 分别是输入级齿轮啮合频率的 1,2,3 倍频。如果能采取相应的措施,将这些峰值降低,动力总成噪声将得到大幅的改善。图 6(b)中,车速为 60 km/h 时,减速器轴承座处有几个明显的峰值。其中:1 097,2 057 和 2 563 Hz 分别为电机 4 倍、8 倍和 10 倍的电流频率;4 018 Hz 为齿轮啮合频率的 2 倍频。图 6(c)中,在 70 km/h 时,

1 181 Hz 对应电机 4 倍电流频率。2 437 Hz 既对应电机的 8 倍电流频率,又对应输出级齿轮啮合频率的 3 倍频,因此具有较大峰值;4 462 Hz 对应输入级齿轮啮合频率 2 倍频,4 863 Hz 对应输出级齿轮啮合频率 6 倍频。

2.2 急加速工况

2.2.1 阶次跟踪分析

旋转运动机械的升降速过程的振动噪声信号为非平稳信号,不满足傅里叶变换对信号的平稳性要求,若直接用传统傅里叶变换进行频谱分析,则会产生“频率模糊”现象。阶次跟踪是用于分析旋转运动部件故障的重要方法,用等角度间隔采样将非平稳信号转化为不受其影响的平稳信号,结合传统频谱分析对系统进行振动和噪声信号的分析^[10]。

研究旋转部件时,定义参考轴转速为基频(1 阶),其他轴或部件频率为参考轴频率的倍数,称为阶次。阶次与频率、参考轴转速间转化公式分别为

$$O = 60f/n \quad (1)$$

其中: f 为频率,Hz; n 为参考轴转速。

减速器齿轮参数如表 1 所示。

表 1 齿轮参数

Tab. 1 Gear parameters

参数	输入级		输出级	
	主动	被动	主动	被动
齿数	29	47	17	76

电机转轴为参考轴,其转动阶次为 $O_{ref} = 1 \text{ ord}$ 。因此输入级齿轮啮合阶次为 $O_{g1} = 29 \text{ ord}$ 。中间轴转动阶次为参考轴阶次乘以传动比,即 $O_{a1} = 1 \times 29/47 = 0.62 \text{ ord}$;输出级齿轮啮合阶次为 $O_{g2} = 0.62 \times 17 = 10.54 \text{ ord}$ 。

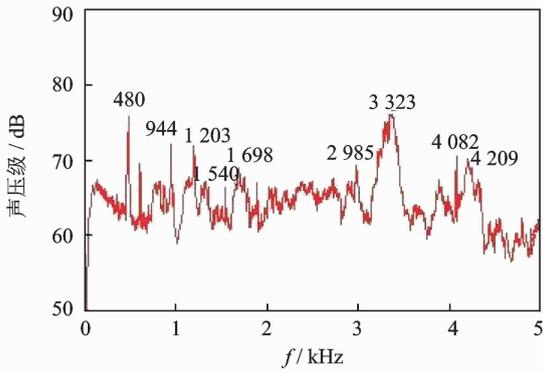
对于整数槽绕组永磁同步电动机产生的电磁激励力的阶次^[11]可以表示为

$$O = 2kp \quad (2)$$

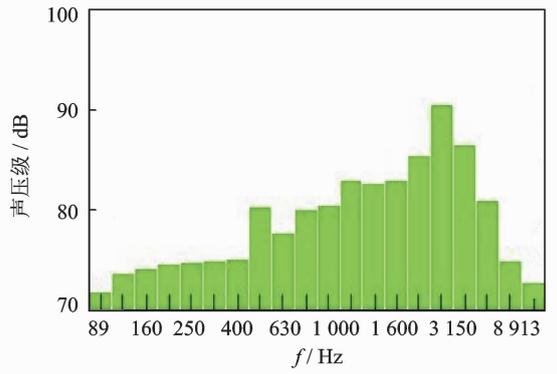
其中: p 为电机极对数, $k=1,2,3,\dots$ 。

2.2.2 动力总成振动测试结果分析

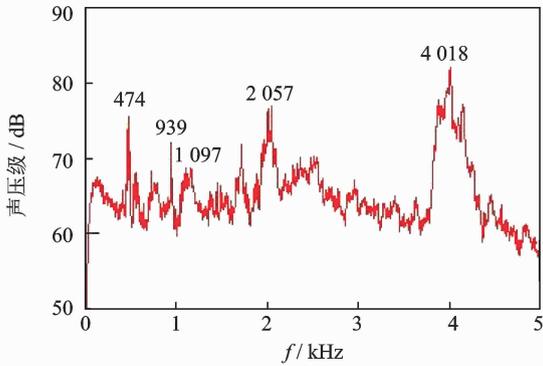
在图 7(a)电机外侧径向振动阶次图中,第 20,24,28 阶均与电磁激励有关,电流谐波引起 15 阶和 38 阶,齿轮啮合激励引起第 55 阶和 57 阶;图 7(b)减速器轴承座处 y 向振动阶次图中,第 55,57 阶与齿轮啮合频率有关,而第 28 阶则与电磁激励有关。因此,电磁激励与齿轮啮合激励对动力总成振动特性均有影响。



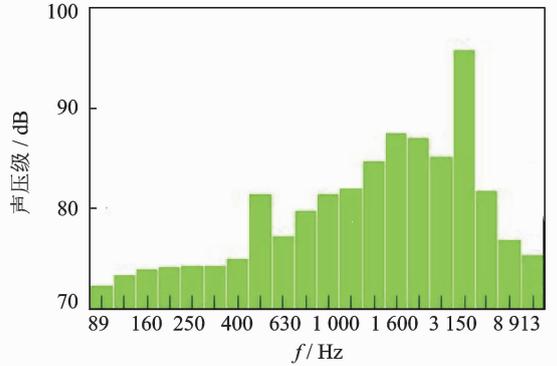
(a) 50 km/h 功率谱图
(a) 50 km/h power spectrum



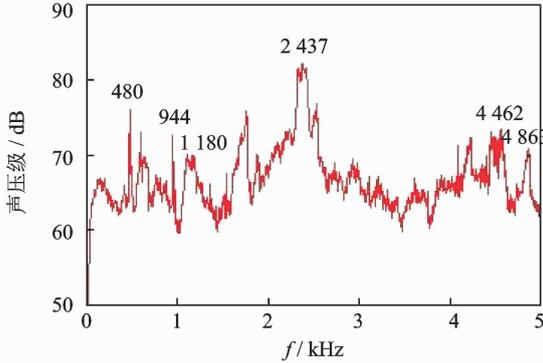
(b) 50 km/h 1/3倍频图
(b) 50 km/h 1/3 octave



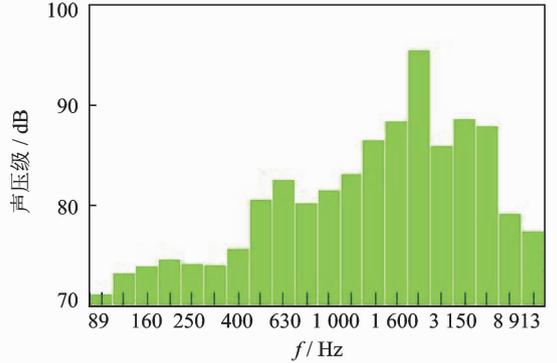
(c) 60 km/h 功率谱图
(c) 60 km/h power spectrum



(d) 60 km/h 1/3倍频图
(d) 60 km/h 1/3 octave



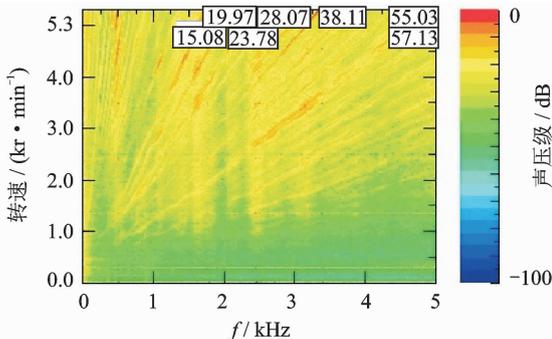
(e) 70 km/h 功率谱图
(e) 70 km/h power spectrum



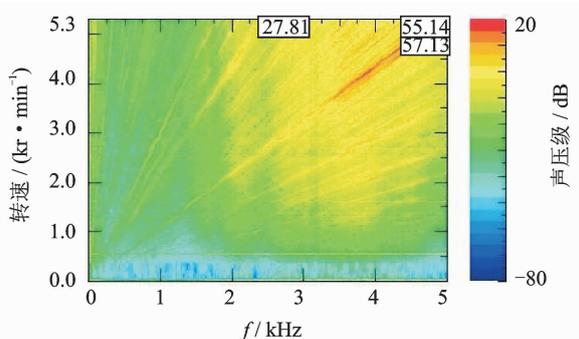
(f) 70 km/h 1/3倍频图
(f) 70 km/h 1/3 octave

图 6 减速器表面噪声特点

Fig. 6 Noise characteristics of reducer



(a) 电机外侧径向
(a) Radial direction of motor



(b) 减速器轴承座处y向
(b) y direction of reducer

图 7 动力总成表面振动阶次图

Fig. 7 Vibration order of electric powertrain

2.2.3 动力总成噪声测试结果分析

图8为电机端部声压阶次图,结合图7(a)可以看出,部分振动阶次在声场中也得到体现:既有电磁激励产生的第20,28阶次,也有齿轮啮合激励产生的55阶次。

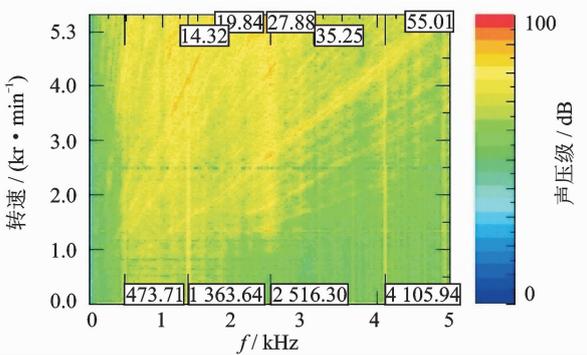


图8 电机端部噪声阶次图

Fig.8 Motor noise order

图9中最上方粗线为总体噪声级水平,其他各曲线为各特征阶次对应的噪声分量。由图9可知,在低转速920 r/min以下,55阶次对系统总体噪声的贡献很大。在中等转速2000~3000 r/min时,各阶噪声对总体噪声水平的贡献相差不大。在高转速3300~5000 r/min时,第20阶对总体噪声的贡献较大。由此可以看出,电机端部的噪声主要是由电磁激励引起的。

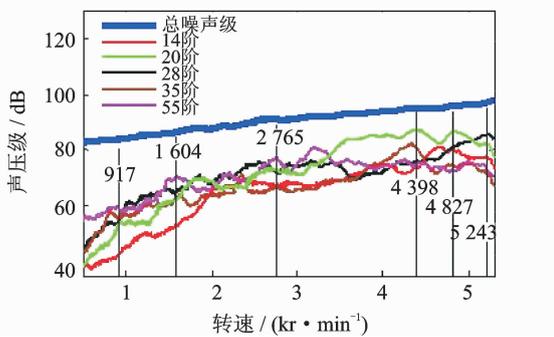


图9 电机端部噪声阶次转速跟踪图

Fig.9 Motor noise order tracking

由图9看出,20阶和35阶在4398 r/min处出现峰值,此转速分别对应图中1363和2516 Hz。28阶在5243 r/min出现峰值,此转速对应图中的频率2516 Hz。55阶在1604 r/min和2765 r/min出现峰值,此两转速分别对应图中的频率1363和2516 Hz。从图中可以看出,1363 Hz和2516 Hz对应的振动加速度幅值在整个转速范围内都较高,

因此,这两个频率应为动力总成系统的某两阶模态频率。

图10为减速器轴承座处的噪声阶次图,结合图7(b)可以看出,部分振动阶次在声场中也得到体现:既有电磁激励产生的第20阶次,也有齿轮啮合激励产生的55和57阶次,还有二者共同作用产生的28阶次。

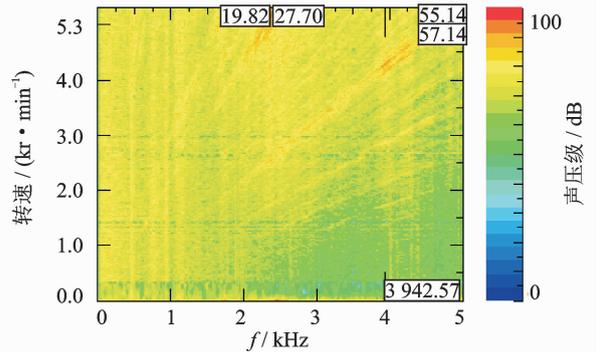


图10 减速器轴承座处声压阶次图

Fig.10 Reducer noise order

图11中最上方粗线为总体噪声级水平。其他各曲线为各特征阶次对应的噪声分量。由该图可知,在高转速1387~2034 r/min时,第20和28阶对总体噪声的贡献较大。在转速2034~4300 r/min时,第55和57阶噪声对总体噪声水平的贡献较大。在转速5000 r/min以上时,第20和28阶是总体噪声的主要贡献。

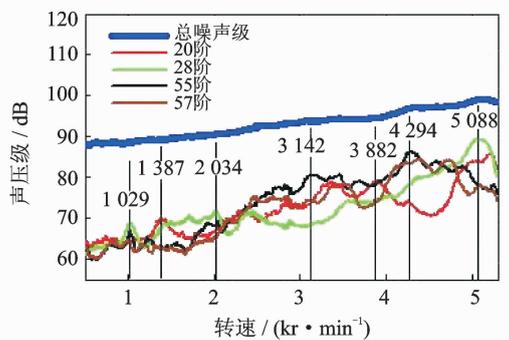


图11 减速器噪声阶次转速跟踪图

Fig.11 Reducer noise order tracking

由图11可以看出,55阶在4294 r/min处出现峰值,此转速分别对应图中3943 Hz。28阶在5088 r/min出现峰值,此转速从图9中也可以反映出来。值得注意的是,在3800 r/min以上,尽管第20和28阶次对系统总噪声级贡献并不明显,但是由于其波动较大,使人感到烦躁。因此,在以噪声级水平为目标值进行NVH研究并不完全适用。

3 声品质

汽车作为商品最终是面向市场的,顾客对汽车的主观感受是决定一辆车好坏的最终标准。发动机的掩蔽效应缺失,电机的高频噪声,高转速带来的齿轮啸叫问题,汽车品牌音质以及人们对电动车舒适环境的高期望值,给电动车 NVH 的研究带来了新的挑战。仅仅以声压级作为 NVH 的衡量标准不再满足汽车的发展要求,尽管某些工况下电动车的总体噪声水平低于传统车,但是,听起来会很不舒服^[10]。因此,心理声学就应运而生,心理声学是研究听觉的心理反应。

由于人的主观感受没有统一标准,不易测量。因此,国际上许多专家学者提出用心理声学客观参数来反映人的主观感受。响度、尖锐度是影响声品质偏好型的两个主要心理声学参数。其中,响度是反映人耳对声音强弱的主观感受程度,它考虑了特征频带分布和人耳掩蔽效应对声音的影响。尖锐度描述了高频成分在声音频谱中所占的比例,它反映了声音信号的刺耳程度。

图 12 为动力总成表面的响度情况,从图中可以看出 3 个测量点的趋势基本一致,随着车速的升高,响度逐渐增大,人耳也感觉声音越来越响。图 13 为动力总成表面尖锐度情况,从图中可知,动力总成表面的尖锐度分部极不均匀。电机端部尖锐度随着车速升高先快速下降再缓慢升高;减速器处尖锐度整体趋势则先随转速升高而缓慢下降再快速升高,并在转速为 4 300 r/min(车速 65 km/h)左右时出现峰值,随后又有所下降;减速器处尖锐度随着转速升高先快速下降随后逐渐升高;3 个测量点的尖锐度均在转速为 1 700 r/min(车速 26 km/h)左右时有

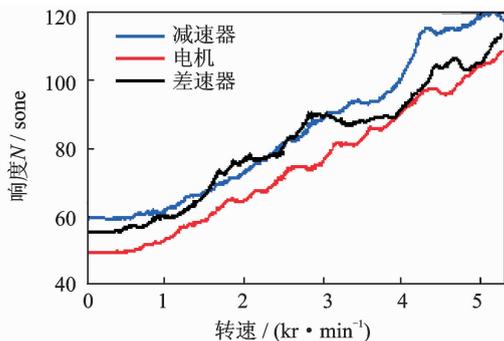


图 12 响度
Fig. 12 Loudness

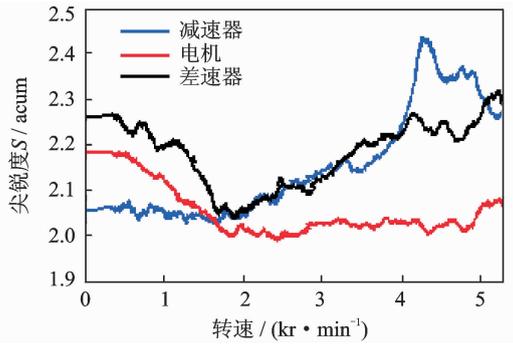


图 13 尖锐度
Fig. 13 Sharpness

最小值并相差不大。由此可知,此时动力总成表面尖锐度分布最均匀,而且人耳感觉最不刺耳。

4 结 论

- 1) 综合利用频谱分析、阶次分析等方法来识别动力总成的主要振动噪声源。电机电磁激励产生的电流倍频和减速器齿轮的 1,2,3 倍啮合频率对系统的振动噪声影响较大。
- 2) 试验发现,尽管电机端的总体噪声水平较减速器与差速器低,但是波动较大,听起来感到不舒服。这说明声音的烦躁度与声压级没有关系,而是与声压级的变化率有关。
- 3) 以心理声学客观评价参数为标准,对动力总成声品质特性进行了初步研究。研究发现,动力总成表面响度分布较一致;尖锐度分布不均匀,车速为 26 km/h 时,有最小值。

参 考 文 献

[1] 胡国强,陈晓东,孙柏林,等. 4 缸柴油机怠速噪声及声品质优化研究 [J]. 内燃机工程, 2009,30(4):78-81.
Hu Guoqiang, Chen Xiaodong, Sun Bolin, et al. Study and optimization on idle noise and sound quality of four cylinder diesel engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009, 30(4): 78-81. (in Chinese)

[2] 卢丰翥,王红剑,郑贵聪. 柴油机怠速声音品质试验研究[J]. 内燃机, 2012(4):40-43.
Lu Fengzhu, Wang Hongjian, Zheng Guicong. Experimental study on idle speed sound quality of diesel engine [J]. Internal Combustion Engines, 2012(4): 40-43. (in Chinese)

- [3] 相龙洋,左曙光,何吕昌. 基于试验的汽车手动变速器噪声源识别[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(3): 426-430.
Xiang Longyang, Zuo Shuguang, He Lüchang. Identification of noise sources of automotive manual transmission based on experiment[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(3): 426-430. (in Chinese)
- [4] 严刚,夏顺礼,张欢欢,等. 某纯电动车车内噪声试验分析与识别[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2011, 34(9):1298-1301.
Yan Gang, Xia Shunli, Zhang Huanhuan, et al. Test analysis and identification of noise inside a pure electric vehicle [J]. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science, 2011, 34(9): 1298-1301. (in Chinese)
- [5] Islam R, Husain I. Analytical model for predicting noise and vibration in permanent-magnet synchronous motors[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2010, 46(6): 2346-2354.
- [6] Vivier S, Ait-Hammouda A, Hecquet M, et al. Vibro-acoustic optimization of a permanent magnet synchronous machine using the experimental design method[M]. [S. l.]: Springer Netherlands, 2006: 101-114.
- [7] Van Der Giet M, Franck D, Rothe R, et al. Fast-and-easy acoustic optimization of PMSM by means of hybrid modeling and FEM-to-measurement transfer functions[C]// (ICEM), 2010 XIX International Conference on Electrical Machines. ROME; IEEE, 2010: 1-6.
- [8] 田雄,李宏成,吕先锋,等. 基于传递路径试验分析的变速器敲击噪声优化[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6): 642-648.
Tian Xiong, Li Hongcheng, Lv Xianfeng, et al. A study on transmission rattle noise optimization based on transfer path test analysis [J]. Journal of Vibration Engineering, 2010, 23(6): 642-648. (in Chinese)
- [9] Okoshi M, Sato K, Hashimoto Y, et al. Test equipment maker's cooperative approach to the measurement next generation automotives: comparison of noise and vibration characteristics between ice vehicle and EV, No. 2011-39-7202[R]. New York: SAE Technical Paper, 2011.
- [10] 李辉,郑海起,杨绍普. 齿轮箱启动过程故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2009, 29(2): 167-170.
Li Hui, Zheng Haiqi, Yang Zhaopu. Gear fault diagnosis using order tracking and teager energy operator during startup [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(2): 167-170. (in Chinese)
- [11] 宋志环. 永磁同步电动机电磁振动噪声源识别技术的研究 [D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2010.



第一作者简介:方源,男,1989年1月生,博士研究生。主要研究方向为电动汽车动力总成 NVH 特性。曾发表《电动车动力总成内部激励的研究分析》(《振动、测试与诊断》,2014年第34卷第3期)等论文。

E-mail: fang_yuan1101@163.com

通信作者简介:章桐,男,1960年8月生,教授、博士生导师。主要研究方向为整车集成设计及新能源汽车动力系统。

E-mail: tzhang@fcv-sh.com

