

电动汽车低频轰鸣声故障诊断与改进*

陈江艳^{1,2}, 贺岩松¹, 陈远政²

(1. 重庆大学汽车工程学院 重庆, 400030) (2. 重庆超力高科技股份有限公司 重庆, 401122)

摘要 针对某电动汽车低频轰鸣声问题进行诊断与改进。首先, 基于整车及单品台架声振测试, 运用阶次分析、传递路径分析及数值模拟等方法对故障车和零部件进行诊断分析, 确认车内轰鸣声为压缩机 1 阶振动激励经安装支架传递至车身致使薄壁钣金结构共振所产生; 其次, 按照源、路径和响应的噪声振动控制思路逐一分析, 并基于工程化需求确定传递路径为优选改善方向; 最后, 提出 2 种增加安装支架隔振量的技术方案进行实车验证, 确认了方案的有效性。研究表明, 改善传递路径可有效降低该车零部件振动导致的车内轰鸣声, 噪声总值降低可达 11.9 dB(A), 为解决同类问题提供了新思路。

关键词 电动汽车; 压缩机; 轰鸣声; 振动与噪声测试; 传递路径分析

中图分类号 TH113.1; U469.72; TH45

引言

随着生活品质提升, 消费者对汽车噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration, harshness, 简称 NVH) 要求更加苛刻, 在各类汽车问题中, NVH 问题约占 1/3, NVH 性能好坏已成为消费者重要选购标准, 直接影响产品的市场竞争力^[1-2]。轰鸣噪声是汽车最常见问题之一, 相比于其他 NVH 问题, 低频轰鸣声有明显压耳感, 易引起驾乘人员焦躁不安甚至头昏恶心呕吐等身体反应, 严重影响驾乘体验, 危及行车安全, 倍受汽车厂商重视。

针对低频轰鸣声的发声机理及控制措施, 国内外学者运用仿真分析、实验测试等方法开展研究, 取得了诸多成果^[3-11]。文献[3-5]运用传递路径分析、模态实验及有限元仿真等方法分别对前置前驱和前置后驱车辆轰鸣声进行诊断分析, 基于降低扭振的思路进行改善验证并取得较好效果。Siano 等^[6]针对动力系统激励引起的柴油客车轰鸣噪声特征进行了实验研究。Yang 等^[7]对某混合动力汽车进行了实验测试分析, 确认车内轰鸣是由排气尾管的 2 阶噪声所引起, 并应用亥姆霍兹谐振腔方案进行了有效改善。Oktav^[8]基于模态实验方法研究了车身附件对车内轰鸣声的贡献并给出了改善建议。文献[9-10]运用主动噪声控制技术对车内轰鸣声进行实验研究, 取得良好的改善效果。

作为《中国制造 2025》重点发展领域, 电动汽车

产业得到快速发展。与传统燃油车相比, 电动汽车没有发动机和复杂的传动系统, 其 NVH 问题有着显著差异。在电动汽车 NVH 领域, 研究重点主要围绕电磁噪声引起的电驱动总成高频啸叫^[11-13], 而关于电动汽车低频轰鸣声问题却鲜有报道。

笔者针对某电动汽车低频轰鸣声问题, 以声振测试为基础, 结合 CAE 仿真和传递路径分析等方法对故障车及零部件总成进行诊断分析, 揭示了该轰鸣声形成机理并基于工程化需求提出改进方案, 经实车验证确认了其有效性。

1 问题描述与 NVH 特征分析

1.1 问题描述

某在研 7 座电动车车内存有明显轰鸣声, 有压耳感, 驾乘人员长时间置身于该噪声环境, 易产生头昏恶心等不适症状。按照 10 分制主观评价打分, 评价仅为 1 分, 即所有驾乘人员均能识别且不能忍受。该轰鸣声于汽车空调工作时间歇性出现, 持续时间长短不定, 与环境热负荷有一定关系, 采取更换空调系统零部件等常规维修措施后, 无改善效果。

1.2 声振测试及 NVH 特征分析

采用 Siemens 噪声振动采集系统对其典型故障车辆进行声振测试, 在车辆主驾右耳、第 2 排座椅、第 3 排座椅及尾部的居中等高位置分别布置麦克风

* 重庆市重点产业共性关键技术创新专项资助项目(cstc2017zdcy-zdyf0139)

收稿日期: 2020-12-22; 修回日期: 2021-03-19

1~4,电动涡旋压缩机(简称电动压缩机)机体布置3向振动传感器5,麦克风及振动传感器布置位置如图1所示。

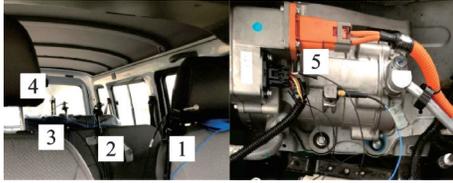


图1 麦克风及振动传感器布置位置

Fig.1 Positions of the microphones and vibration sensors

车辆静置于安静环境,空调设置为全冷内循环吹面1档风模式,控制电动压缩机从最低转速升至最高工作转速,采集各测点声振数据并处理分析,车内各测点噪声值如图2所示。

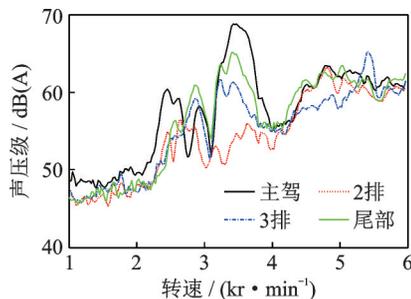


图2 车内各测点噪声值

Fig.2 Internal noise of each measuring point

噪声数据表明,在2 200~2 900 r/min及3 200~3 700 r/min这2个转速带存在声压显著增大现象,其中3 500 r/min附近轰鸣最为突出。以该转速为例,轰鸣发生前后噪声对比如表1所示。

表1 轰鸣发生前后噪声对比

类别	主驾	2排	3排	尾部
无轰鸣点	51.8	51.8	52.2	54.0
轰鸣峰点	68.8	56.1	61.6	65.2
增加量	17.0	4.3	9.4	11.2

由表1可知,在轰鸣转速点,主驾位置声压级达到68.8 dB(A),增加量为17.0 dB(A),尾部及3排座椅位置增加量分别为11.2和9.4 dB(A),主观评价轰鸣声均较为明显,其中主驾位置最为严重。2排乘客位置声压级为56.1 dB(A),增加量仅为4.3 dB(A),该测点主观感受噪声无明显增大,无轰鸣压耳感。

进一步分析各测点位置噪声的阶次特征,以轰鸣声最为明显的主驾右耳位置为例,对前3阶噪声切片分析,阶次噪声声压曲线如图3所示。

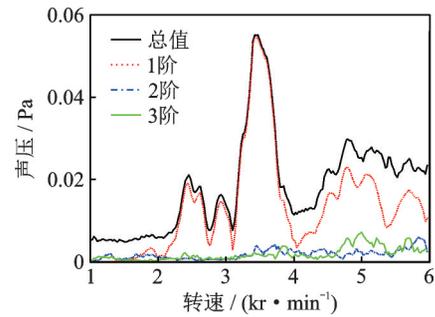


图3 阶次噪声声压曲线

Fig.3 The sound pressure curves of order noise

由图3可见,在噪声突增的转速区间,其噪声总值能量主要由1阶噪声贡献。对总值及主要阶次进行滤波回放分析,确认轰鸣声与该1阶噪声密切相关。对压缩机振动数据及整车旋转机械零部件结构分析后,判定1阶为电动压缩机基频。

1.3 初步调查结论

该轰鸣噪声与电动压缩机1阶噪声密切相关,呈现时间分布和空间分布特征。其时间分布特征表现为压缩机启停及工作过程中周期性与间歇性特点,即主要出现于压缩机2 200~2 900 r/min及3 200~3 700 r/min这2个转速带中,峰值分别在2 400和3 500 r/min附近,其中以3 500 r/min轰鸣声最为显著;其空间分布特征表现为轰鸣噪声在驾乘舱内的空间分布差异,即前排主、副驾位置最为明显,其次为尾部,中部最小。

2 实验分析与诊断

电动汽车没有发动机及复杂的传动系统和进、排气结构,结合关于轰鸣噪声阶次特征分析,梳理该电动车轰鸣声产生原因有:电动压缩机单品轰鸣、电动压缩机与支架共振、电动压缩机振动激励车体共振以及电动压缩机振动通过车体与乘员舱空腔共振等4种可能因素,因此需进一步实验分析,确认其轰鸣声作用机理并提出解决方案。

2.1 传递路径分析

电动压缩机NVH主要通过振动、噪声及脉动3种形式传递能量至车内,其中噪声以空气传声方式进入车内,振动一部分通过安装支架传递,另一部分同脉动一起通过高、低压管传递。电动压缩机NVH传递路径如图4所示。

低频轰鸣声一般为结构振动引起,其可能传递路径主要有压缩机安装支架、空调高压管和低压管等,其中固定管夹是空调管路传递振动至车身的重

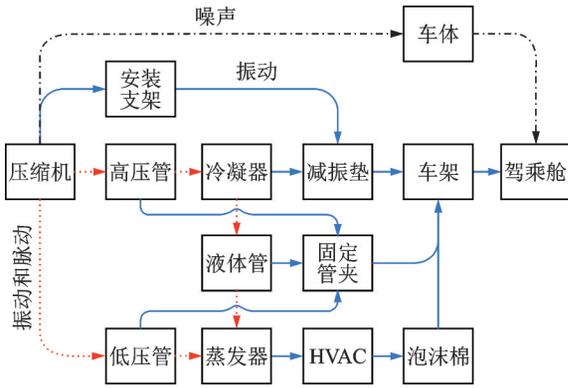


图4 电动压缩机NVH传递路径

Fig.4 NVH transfer path of electric compressor

要途径。为确认该车轰鸣声传递路径,分别进行悬吊压缩机、松管夹验证,传递路径验证方案如图5所示。为便于压缩机悬吊操作,验证过程均保持副驾驶座椅打开,其他设置与前述实车测试工况一致。



图5 传递路径验证方案

Fig.5 Transfer path validation scheme

采集驾驶员右耳噪声数据进行处理分析,为减小周边环境对测试结果的干扰,仅对比分析存在问题的1阶噪声,主驾右耳处1阶噪声对比见图6。

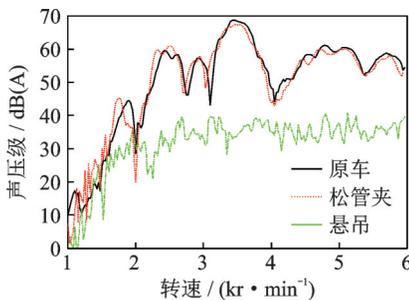


图6 主驾右耳处1阶噪声对比

Fig.6 Comparison of the first order noise at the driver's right ear

由图6可见:松管夹状态与原状态1阶噪声整体相当,在问题转速存在明显峰值;悬吊压缩机状态1阶噪声显著降低,在问题转速也无明显峰值。因此,确认车内轰鸣声并非压缩机噪声通过空气传播路径形成,而是由压缩机振动传递引起,其主要路径为压缩机安装支架总成,空调管路路径贡献量可忽略。

2.2 台架声振测试对比

台架实验基于同一台压缩机,分别采取单品直

装和实车支架中转安装于实验基座。测试环境为半消声室,背景噪声为20 dB(A),在压缩机机体设置1个3向振动加速度传感器,左侧30 cm位置设置麦克风,按照GB/T22068—2018《汽车空调用电动压缩机总成》关于噪声测试要求设置系统工况:冷凝温度为 $55\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,蒸发温度为 $7\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。压缩机NVH测试台架如图7所示。

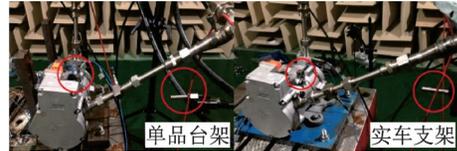


图7 压缩机NVH测试台架

Fig.7 NVH test bench of compressor

采集升速声振数据并进行分析处理,噪声及振动数据对比如图8所示。可以看出,两者噪声总值相当,均无突变增大现象,主观感受无轰鸣声,但1阶噪声及振动存在明显差异:实车支架1阶噪声在3 000~5 000 r/min增大20 dB(A)左右;1阶振动整体增大5~10倍且存在多个共振峰值。该峰值转速与原车存在差异,实验台架钢制接头显著增加支架总成附加质量是出现该差异的主要原因。

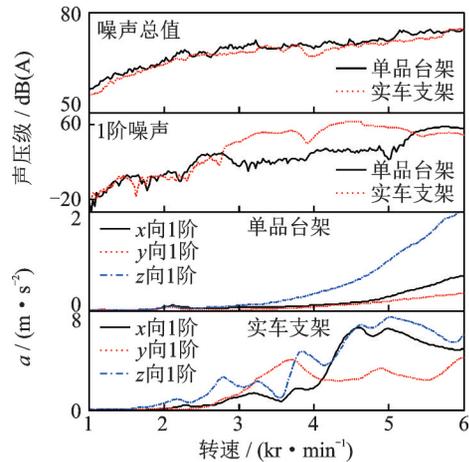


图8 噪声及振动数据对比

Fig.8 The data comparison of noise and vibration

台架实验数据表明,故障车轰鸣噪声并非压缩机单品或支架总成直接产生,但其安装固定方式会对振动、噪声产生显著影响。采用实车支架安装,1阶声振数据存在突变增大现象,需进一步确认该实车支架对其车内轰鸣噪声贡献情况。

2.3 压缩机及支架总成结构模态分析

根据零部件总成实际受力及约束设定仿真分析模型边界条件。减振垫钢套上下端固定约束,材料为钢,密度为 $7\ 850\text{ kg/m}^3$,弹性模量为200 000

MPa,泊松比为0.3;减振垫为橡胶,密度为 $1\ 150\ \text{kg/m}^3$,弹性模量为 $7.8\ \text{MPa}$,泊松比为0.47;支架为铝合金,密度为 $2\ 750\ \text{kg/m}^3$,弹性模量为 $70\ 000\ \text{MPa}$,泊松比为0.33;网格总数为591 008,压缩机及支架总成有限元模型如图9所示。

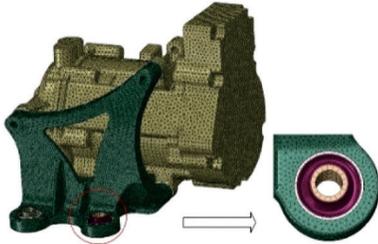


图9 压缩机及支架总成有限元模型

Fig.9 Finite element model of compressor and bracket assembly

计算结果表明,压缩机及支架总成1~4阶模态频率依次为19.97,39.39,64.92和128.79 Hz,压缩机及支架总成振型如图10所示。

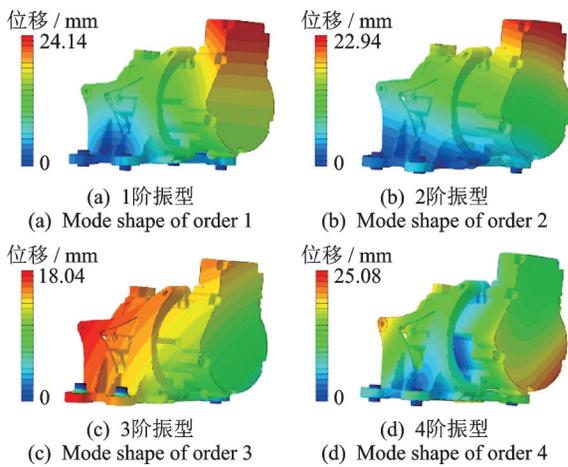


图10 压缩机及支架总成振型

Fig.10 The modal analysis results of compressor and bracket assembly

参照实车安装方式将压缩机及安装支架总成固定在台架基座上进行锤击法模态测试(不接台架管路),实测1~3阶模态频率分别为19.94,39.94和64.16 Hz。仿真结果与实验结果偏差较小,仿真结果可靠。其1~3阶模态频率低,在压缩机工作转频(16.7~100 Hz)范围内,存在共振风险。

2.4 驾乘舱空腔模态仿真分析

为探明车身钣金振动与驾乘舱空腔声学模态是否存在耦合,对车内空腔建模分析。根据实车驾乘舱空间尺寸,提取仿真分析的空间边界条件并删减部分细节以简化模型,网格总数为1 244 885,驾乘舱有限元模型如图11所示。

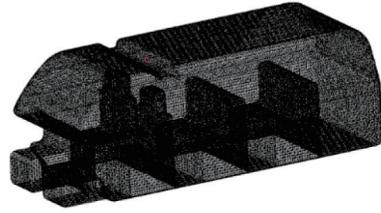


图11 驾乘舱有限元模型

Fig.11 Finite element model of passenger cabin

计算结果表明,驾乘舱1~4阶空腔模态频率依次为39.9,74.5,101.2和104.8 Hz,驾乘舱空腔声学模态振型如图12所示。

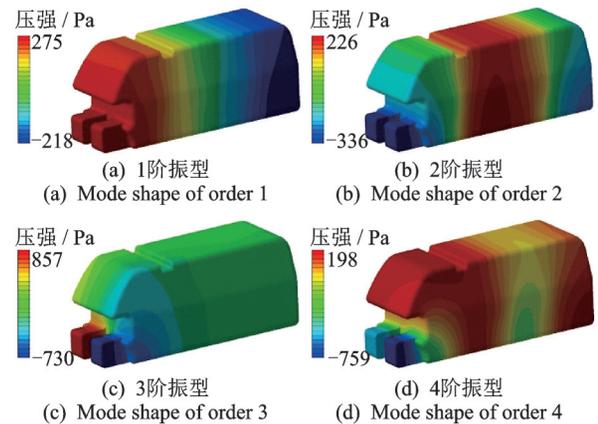


图12 驾乘舱空腔声学模态振型

Fig.12 The acoustic mode shapes of cabin cavity

根据驾乘舱空腔模态仿真分析结果,其1阶空腔声学模态频率为39.9 Hz,与压缩机及支架总成2阶模态频率39.4 Hz相近,存在耦合。

2.5 作用机理分析

基于传递路径分析、台架实验对比、零部件模态分析及驾乘舱空腔模态仿真等方法可确认该轰鸣噪声激励源为压缩机,其作用机理为:压缩机1阶振动激励经实车支架放大后传递至车身致使钣金薄壁件共振并向车内辐射低频噪声。其2 400 r/min峰值为压缩机支架总成和车身钣金共振并与空腔模态耦合形成,而3 500 r/min峰值主要为车身钣金共振直接产生。

3 改进方案与效果验证

3.1 改进方案设计及模态分析

针对该轰鸣声问题,基于“源-路径-响应”的NVH分析方法逐一分析并制定控制措施。源头上可采取降低压缩机机体振动措施;传递路径上可采取降低安装支架减振垫刚度增加隔振量及优化压缩机安装支架结构避免共振等措施;车体响应方面可

采取局部增加钣金强度提高车体模态避开激励频率及驾乘舱空腔模态等措施防止车体共振及空腔声学模态耦合。

压缩机单品振动已处于较好水平,同时受车体结构限制,大幅降低压缩机振源及增加车体钣金强度等措施实施难度大,因此通过增加支架隔振量以实现传递路径改善是处置该工程问题的最佳方向。隔振量即振动衰减量,其计算公式为

$$\Delta L_N = 20 \log\left(\frac{1}{T}\right) \quad (1)$$

其中: T 为振动传递率,其定义为传递到基础的力的幅值 F_T 与激励力 F 的幅值之比。

T 的表达式为

$$T = \frac{F_T}{F} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2) + (2\xi\lambda)^2}} \quad (2)$$

其中: ξ 为阻尼比; λ 为激励频率 f 与固有频率 f_0 之比。固有频率 f_0 为

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

其中: m 为压缩机总成质量; k 为减振垫刚度。

由式(1),(2)可知,只有 $T < 1$ (频率比 $\lambda > \sqrt{2}$)时才有隔振效果,即隔振量 $\Delta L_N > 0$,且频率比 λ 越大、阻尼比 ξ 越小,则传递率 T 越小,隔振效果越好。由于压缩机工作转速区间确定,其激励频率不变,可以通过降低系统固有频率来合理提升频率比 λ ,但频率比 λ 选取过大,则减振垫刚度 k 偏小,会影响减振系统耐久寿命。频率比 λ 在工程上一般取值为2.5~5。

为降低系统固有频率以提升隔振量,分别从优化支架结构和降低减振垫刚度2个方向设计了支架改进方案,支架总成改善方案如图13所示。

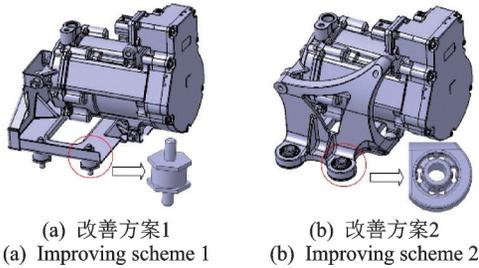


图13 支架总成改善方案

Fig.13 Improving scheme for bracket assembly

方案1为更改支架安装结构,采用钣金铁支架加减振垫方式;方案2为现有铸铝支架方案基础上优化减振垫,通过降低减振垫硬度,增加减振垫厚度、设计镂空结构等方式降低刚度。对2个方案的模型进行有限元分析,获得1~4阶模态频率,改善样件模态频率如表2所示。

表2 改善样件模态频率

类别	1阶	2阶	3阶	4阶
改善铁支架	20.20	25.11	40.74	50.51
改善铝支架	13.63	28.72	42.82	85.76

3.2 台架隔振量测试

为明确压缩机实车支架振动传递情况,对原支架及新设计制作的2种安装支架样件进行台架隔振量测试。分别在支架主动侧和被动侧布置3向振动传感器,实验运行工况与前述单品台架测试工况保持一致,改善样件台架隔振量测试场景见图14。

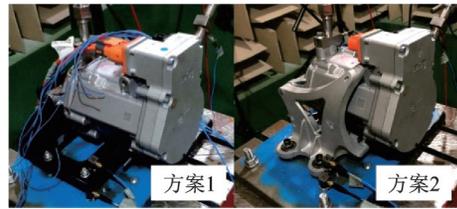


图14 隔振量测试场景

Fig.14 The measurement scene of vibration isolation

采集支架主、被动侧振动数据并处理分析,获得安装支架全转速带平均隔振量对比数据,见图15。

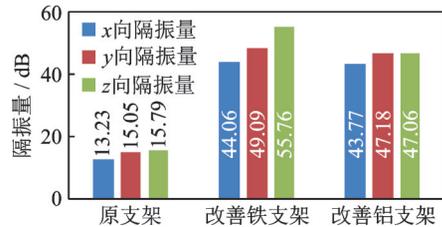


图15 平均隔振量对比

Fig.15 The comparison of average vibration isolation

由图15可见:原支架 x, y, z 这三个方向的平均隔振量为15 dB左右,低于20 dB基本隔振要求;改善支架方案在 x, y, z 这三个方向隔振量为45 dB左右,增大约3倍,因此显著优于原方案。

3.3 实车验证

改善方案实车验证,传感器布置及测试方法与原状态一致,采集振动噪声数据对比分析,以主驾右耳处噪声数据为例,改善前后车内噪声对比如图16所示。

经实车验证,2个改善方案升速过程依然存在个别转速带噪声增大现象,但量级大幅减小,噪声峰值分别为56.9和60.2 dB(A),较原状态峰值68.8 dB(A)分别降低11.9和8.6 dB(A)。驾乘舱内轰鸣声问题得到明显改善,按10分制主观评价打分,分别为7分和6分,初步达到改善要求。

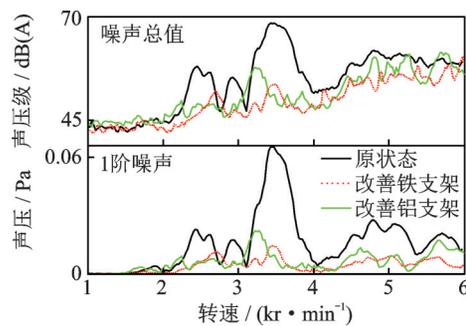


图16 改善前后车内噪声对比

Fig.16 Comparison of interior noise before and after improvement

4 结论

1) 电动压缩机1阶振动激励经安装支架放大并传递至车身致使薄壁钣金结构共振为该电动车低频轰鸣声的主要作用机理。

2) 该轰鸣声具有时间和空间分布特征,时间分布特征表现在轰鸣仅出现于以压缩机2400和3500 r/min为峰值的2个转速带,空间分布特征主要表现为轰鸣声集中分布于驾乘舱前排主、副驾位置。

3) 2400 r/min轰鸣峰值为压缩机、支架总成和车身共振并与驾乘舱空腔声学模态耦合形成,但3500 r/min轰鸣峰值主要由车身钣金结构共振产生。

4) 基于增加支架隔振量的途径实现传递路径改善,可有效解决车辆零部件振动传递引起的低频轰鸣声问题,峰值噪声降低可达11.9 dB(A)。

参 考 文 献

- [1] ADNADJEVIC M, GOOSSENS B, BOTTELDOOREN D. On the array configuration and accuracy of remote in-ear level sensing for in-vehicle noise control applications[J]. *Applied Acoustics*, 2018, 129:229-238.
- [2] 商国旭,史文库,陈志勇,等. 基于压缩机支架系统的异常噪声研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2020, 40(5): 936-940.
SHANG Guoxu, SHI Wenku, CHEN Zhiyong, et al. Abnormal noise of compressor-support system[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2020, 40(5):936-940. (in Chinese)
- [3] JUNG I, HAN D. Study on the booming noise of front-wheel-drive vehicle[J]. *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 2018, 28(4):397-402.
- [4] 王媛文,董大伟,鲁志文,等. 传动系扭振引起的车内轰鸣声实验[J]. *振动、测试与诊断*, 2016, 36(1): 160-168.
WANG Yuanwen, DONG Dawei, LU Zhiwen, et al.

Experimental study on booming noise caused by drive-line torsional vibration[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36(1):160-168. (in Chinese)

- [5] WU Y D, LI R X, DING W P, et al. Mechanism study and reduction of minivan interior booming noise during acceleration[J]. *Shock and Vibration*, 2019, 2019(5):1-17.
- [6] SIANO D, PANZA M A. Sound quality analysis of the powertrain booming noise in a diesel passenger car[J]. *Energy Procedia*, 2017, 126:971-978.
- [7] YANG M, ZHAO T H, LIU Y, et al. A case study of interior booming noise control in an HEV[C]// *Proceedings of the 2016 International Conference on Innovative Material Science and Technology (IMST 2016)*. Shenzhen, China: Atlantis Press, 2016:232-238.
- [8] OKTAV A. The effects of secondary components on the interior noise characteristics of automobiles[J]. *Journal of Vibroengineering*, 2017, 19(6):4716-4723.
- [9] CAO Y Q, DENG Z X, ZHANG Y, et al. Analysis and active control of low frequency booming noise in car [J]. *High Technology Letters*, 2015(4):414-421.
- [10] KANG H S, CHUNG T Y, LEE H C, et al. Active booming noise control for hybrid vehicles[J]. *SAE International Journal of Passenger Cars Mechanical Systems*, 2016, 9(1):167-173.
- [11] ROBERT H, ANNABEL S, MELANIE M, et al. Integrated approach to NVH analysis in electric vehicle drivetrains[J]. *The Journal of Engineering*, 2019, 17: 3842-3847.
- [12] BAI G Y. Numerical simulation and optimization for electromagnetic noises of permanent magnet synchronous motors in vehicles[J]. *Journal of Vibroengineering*, 2018, 20(1):701-717.
- [13] FANG Y, ZHANG T, YU P, et al. Effect of tangential electromagnetic force on vibration and noise of electric powertrain[J]. *Electric Machines and Control*, 2016, 20(5):90-95.



第一作者简介:陈江艳,男,1987年10月生,博士生、高级工程师。主要研究方向为汽车热管理系统关键零部件开发及振动噪声控制。

E-mail:chenjy01@139.com

通信作者简介:贺岩松,男,1968年4月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为车辆系统动力学和振动噪声控制。

E-mail:hys68@cqu.edu.cn