

基于 OTPA 方法的氢燃料电池客车转向系统 噪声传递路径分析

张福亮¹, 曹精明², 王晓菲¹, 王洪辉¹, 杜红¹

(1. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061; 2. 潍坊内燃机质量检验中心有限公司, 山东 潍坊 261061)

摘要:针对某氢燃料电池客车转向系统噪声问题,以车内后排位置为目标点建立转向系统噪声 OTPA 模型,并进行仿真分析。结果表明,转向泵本体辐射的空气声是后排座椅噪声最主要的贡献源。

关键词:氢燃料电池客车; OTPA; 转向系统; 噪声传递

中图分类号:U463.4; U469.7

文献标志码:A

文章编号:1006-3331(2022)04-0005-03

Analysis on Noise Transfer Path of Steering System of Hydrogen Fuel Cell Bus Based on OTPA Method

ZHANG Fuliang¹, CAO Jingming², WANG Xiaofei¹, WANG Honghui¹, DU Hong¹

(1. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China;

2. Weifang Internal Combustion Engine Quality Inspection Centre Co., Ltd., Weifang 261061, China)

Abstract: Aiming at the noise problem of the steering system of a hydrogen fuel cell bus, the authors establish the noise OTPA model of the steering system with the rear seat position in the bus as the target point and carry out the simulation analysis. The results show that the air noise radiating from the steering pump body is the main contribution source on the rear seat noise.

Key words: hydrogen fuel cell bus; OTPA; steering system; noise transfer

氢燃料电池汽车由于没有燃油发动机的噪声,因而其助力转向泵、散热风扇等器件产生的噪声比较明显,影响乘坐舒适性^[1-2]。某氢燃料电池客车启动后电动液压助力转向泵开始工作,产生的“嗡嗡”声严重影响乘客乘坐的舒适性。本文针对此噪声问题,利用 OTPA 方法^[3-5],分析其转向系统各噪声传递路径的贡献量,确认主要噪声传递路径及噪声产生原因,并提出改进措施。

响比较突出,用 Test. Lab 测试系统采集的右耳噪声频谱如图 1 所示,右耳总声压级为 59.74 dB(A),其中 297 Hz 处噪声最为突出。

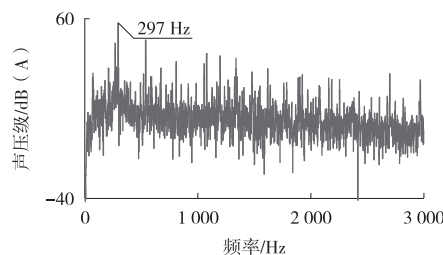


图1 后排座椅位置右耳噪声频谱

1 转向系统噪声 OTPA 模型建立与验证

1.1 问题描述

某氢燃料电池客车的电动液压助力转向泵安装于车辆后部,当其启动后,后排座椅位置“嗡嗡”的声

1.2 OTPA 模型建立

经分析,该转向系统噪声主要有 4 条传递路径:

1) 路径 1。转向泵本体辐射噪声穿过车厢地板

收稿日期:2022-01-05。

基金项目:山东省重点研发计划项目(2020CXGC010406)。

第一作者:张福亮(1991—),男,硕士;工程师;主要从事振动与噪声控制研究工作。E-mail:zhangfuliangsdu@163.com。

传递到车内,是通过空气传递的噪声,后文简称空气声。

2) 路径2。转向泵振动通过其橡胶软垫传递到车体上,在车内产生噪声,是通过结构传递的噪声,后文简称结构声。

3) 路径3。转向泵振动通过转向高压油管、转向柱传递到车体上,在车内产生噪声,也是结构声。

4) 路径4。转向泵振动通过回油管、转向油壶、转向油壶支架传递到车体上,在车内产生噪声,同样是结构声。

由上述传递路径建立的 OTPA 模型如图 2 所示。

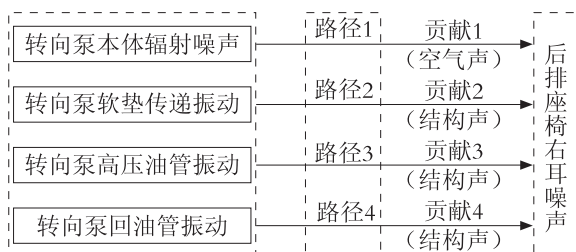


图2 转向系统噪声 OTPA 模型

1.3 模型验证

为保证传递率矩阵可求,要求计算传递率矩阵的试验工况数目不少于路径的数目^[6-9]。因此本文用于计算传递率矩阵的测试工况数应 ≥ 4 ,选取 15 个测试工况,用于计算传递率矩阵。另外,为证明所计算的传递率矩阵的准确性,还需要用 1 个测试工况来验证其计算信号和实测信号的一致性。故共需 16 个测试工况。试验采用德国西门子公司公司的 SCM-V8-E 采集板卡、Test. Lab 测试分析软件,美国 PCB 公司的 356A25 加速度传感器,丹麦 GRAS 公司的 46AE 传声器,采样频率设置为 10 240 Hz。具体试验方案见表 1。

表1 试验方案

测试工况	测试内容
1) 15 个用于传递率矩阵计算的测试工况:方向盘转动角度分别为 0°、右 90°、右 180°、右 270°、右 360°、右 450°、右 540°、右 630°、右 720°、左 90°、左 180°、左 270°、左 450°、左 630°、左 720°。	1) 输入点:测试转向泵本体辐射噪声声压及其余各条传递路径上的振动加速度。
2) 1 个用于传递率矩阵验证的测试工况,方向盘转动角度为左 360°。	2) 目标点:测试后排座椅右耳噪声声压。

对测试数据进行计算,获得 OTPA 模型的传递率矩阵 T ,用验证工况的输入点数据与传递率矩阵 T 计算得到目标点后排座椅右耳噪声数据,并与验证工况目标点后排座椅右耳噪声实测数据对比,如图 3 所示,两者的峰值频率基本吻合,目标点实测总声压级为 59.74 dB(A),目标点计算总声压级为 59.31 dB(A),偏差很小,OTPA 模型的准确性得到了验证。

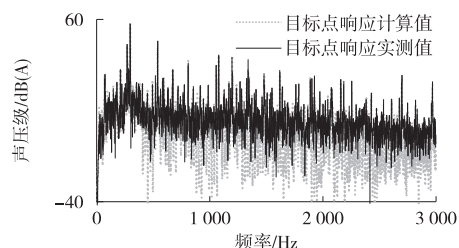


图3 目标点响应的实测值与计算值频谱对比

2 转向系统噪声 OTPA 结果分析

1.3 节中已计算得到了准确的转向系统 OTPA 模型传递率矩阵元素 T_{ij} ,通过与输入端单个路径的振动加速度或声压数据 X_i 相乘,可获得转向系统单个传递路径 i 的噪声贡献量 Y_{ij} ,计算公式如下^[10-12]:

$$Y_{ij} = X_i T_{ij} \quad (1)$$

路径贡献量计算结果如下:路径 1 的噪声贡献最大,为 58.63 dB(A),需重点分析;其次是路径 4,贡献量为 49.69 dB(A);路径 2 和路径 3 的贡献量较小,分别为 44.53 dB(A)和 35.94 dB(A)。

路径 1 的贡献量即为总的空气声贡献量,为 58.63 dB(A)。路径 2、3、4 为结构声路径,按照声压级叠加公式(式(2))^[13]计算,可得总的结构声的贡献量为 50.86 dB(A)。

$$P_t = 10 \lg(10^{\frac{P_2}{10}} + 10^{\frac{P_3}{10}} + 10^{\frac{P_4}{10}}) \quad (2)$$

下面从频域角度进行分析,确认主要影响频率。如图 4 所示,在 297 Hz 附近,路径 1 的贡献量远高于其他路径,而且该频率与后排座椅噪声的峰值频率相吻合,由此可知,要降低后排座椅位置的噪声,降低路径 1 在 297 Hz 的噪声贡献是主要措施。由于路径 1 的具体传递路径是转向泵本体辐射噪声穿过车厢地板传递到车内,所以可以考虑通过优化转向泵本体以减小噪声辐射,或采取增强车厢地板隔音效果的

措施。

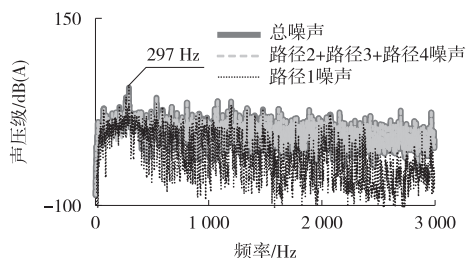


图4 噪声频谱

对结构声,由图5可知,路径4是主要贡献路径,且在整个频率范围内均占主导,应是主要的优化点。分析发现是由于回油管通过油壶、卡箍、支架、螺栓直接安装在车架上,在传递路径上没有采取隔振措施,可通过在安装支架和车架之间加装软垫进行优化。和路径4相比,路径2和路径3的噪声在整个频率范围内的贡献很小,不需要对路径进行优化。

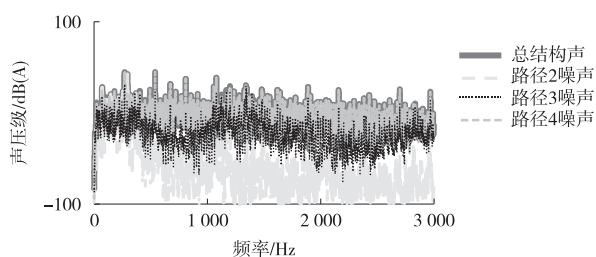


图5 结构声贡献路径频谱

3 结论

应用 OPA 方法,对整车转向系统噪声传递路径进行研究,建立了从转向泵到后排座椅的 OPA 模型,计算出了各传递路径的噪声贡献量,得出以下结论:

1) 仿真生成信号与实测信号吻合性良好,OPA 模型的准确性得到验证。

2) 转向泵本体辐射噪声穿过车厢地板传到后排座椅是最主要的噪声贡献路径。

3) 路径4是结构声的主要贡献路径,主要原因为转向油壶与车架之间没有采取隔振措施。

参考文献:

- [1] 申秀敏,左曙光,蔡建江,等. 燃料电池车声振测试及噪声源识别[J]. 声学技术,2008,27(4): 570-576.
- [2] 康强,左曙光. 燃料电池轿车空气辅助系统噪声研究的进展[J]. 噪声与振动控制,2012,32(1): 1-6.
- [3] 伍先俊,吕亚东,隋富生. 工况传递路径分析法原理及其应用[J]. 噪声与振动控制,2014,34(1): 28-31.
- [4] SONG L, GUI Q, CHEN H, et al. Operational transfer path analysis based on signal decoupling[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2021, 143(2): 1-14.
- [5] De K D, Ossipov A. Operational Transfer Path Analysis: Theory, Guidelines and Tire Noise Application[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 32(24): 1950-1962.
- [6] 袁旻恣, Anne Shen, 鲁帆, 等. 高速列车运行工况下噪声传递路径及声源贡献量分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(21): 189-196.
- [7] 左曙光, 胡坤, 周大为. 工况传递路径分析在方向盘振源识别中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(1): 73-77.
- [8] 廖毅, 罗德洋, 余义, 等. 基于工况传递路径分析的汽车路噪优化方法研究[J]. 汽车技术, 2019(8): 46-49.
- [9] 林巨广, 马登政. 电动汽车三合一驱动系统振动噪声分析与优化[J]. 汽车技术, 2021(3): 20-25.
- [10] 陈克, 姜少玮, 张晓冬. 基于工况传递路径分析方法的车内噪声源贡献量分析[J]. 沈阳工业大学学报, 2021, 43(6): 652-661.
- [11] 陈克, 房旭. 基于 OPA 方法的乘用车路面噪声传递路径分析[J]. 沈阳理工大学学报, 2020, 39(6): 76-81.
- [12] 高阳, 朱自未, 谢素明, 等. 高速列车转向架上客室噪声传递路径分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(4): 168-176.
- [13] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础[M]. 南京: 南京大学出版社, 2012: 126-127.