

城市公交车驾乘室结构低频噪声分析与改进

贺明佳, 马心坦, 王 顺

河南科技大学车辆与交通工程学院, 河南 洛阳

收稿日期: 2023年4月1日; 录用日期: 2023年5月24日; 发布日期: 2023年5月31日

摘 要

本研究以某城市公交车驾乘室结构低频噪声为研究对象, 基于驾乘室声-固耦合模型对驾乘室进行声学响应分析, 确定主要的声压峰值频率为46 Hz和192 Hz; 并结合板件贡献量法确定引起驾乘室声压峰值的车身板件; 通过对目标板件左侧围中、前地板敷设阻尼材料, 对后车门和6号左侧玻璃增厚1 mm处理抑制板件的振动, 改善了驾乘室结构低频噪声。仿真验证结果表明, 在20~200 Hz范围, 峰值频率处声压下降较明显且四个测点总声压下降了0.34~3.24 dB(A), 表明具有针对性的改进贡献量较大的车身板件对改善驾乘室结构低频噪声具有良好的降噪效果, 为同类型城市公交车驾乘室低频噪声的改善提供参考价值。

关键词

低频噪声, 声-固耦合, 声响应分析, 板件贡献量

Analysis and Improvement of Low-Frequency Noise in Bus Cab Structure

Mingjia He, Xintan Ma, Shun Wang

College of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan

Received: Apr. 1st, 2023; accepted: May 24th, 2023; published: May 31st, 2023

Abstract

In this study, the low-frequency noise of the cab structure of a city bus was taken as the research object. Based on the acoustic-solid coupling model of the cab, the acoustic response of the cab was

analyzed, and the main peak frequencies of sound pressure were determined to be 46 Hz and 192 Hz. The body panels which cause the peak sound pressure in the passenger compartment are determined by the contribution method of the panels. By laying damping materials on the left side of the target plate in the middle and front floor, the rear door and the left side glass of No. 6 were thickened by 1mm to suppress the vibration of the plate and improve the low-frequency noise of the passenger compartment structure. The simulation results show that, in the range of 20~200 Hz, the sound pressure at the peak frequency drops significantly and the total sound pressure at the four measuring points drops by 0.34~3.24 dB(A), which indicates that the body panel with the targeted improvement contribution has a good noise reduction effect on improving the low-frequency noise of the cab structure. It provides reference value for improving the low-frequency noise of the bus cab in the same type.

Keywords

Low-Frequency Noise, Acoustic-Solid Coupling, Acoustic Stress Analysis, Plate Contribution

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着国内汽车行业的快速发展,人们对汽车的乘坐舒适性要求越来越高,公交车在运行过程中由于路面不平、发动机转动等激励会造成车身板件振动向驾乘室辐射噪声,若驾乘人员长时间处于恶劣的声学环境中,容易造成心跳加速、恶心头痛、反应迟钝等症状,对人们的身体健康产生严重的伤害[1][2]。驾乘室结构低频噪声的研究中,车身板件的振动直接影响驾乘人员耳旁噪声,通过在车身板件上敷设阻尼能够有效抑制板件的振动,改善驾乘室声学环境[3][4]。板件贡献量法能够准确判断在不同频率处车身板件对驾乘人员耳旁的声压贡献量,因此,应用板件贡献量分析方法确定对主要的声压峰值贡献较大的车身板件,具有针对性地分析改进声压贡献量大的车身板件,是改善驾乘室声学环境的重要研究方法之一[5]。

针对城市公交车驾乘室,建立车身结构与声腔耦合的声-固耦合边界元模型,基于耦合声学边界元法对驾乘人员耳旁测点进行声压频率响应分析,确定主要声压峰值频率。并应用板件贡献量法,确定对声压峰值贡献较大的车身板件,在后顶棚、左侧围中以及前地板处敷设阻尼,对后车门和6号左侧玻璃加厚处理,改善了驾乘室声学环境。

2. 驾乘室耦合模型建立与声学分析

2.1. 建立驾乘室声-固耦合模型

以某城市公交车为研究对象,结合 Catia 与 Hypermesh 建立驾乘室声-固耦合模型。考虑到模型建立、仿真分析的效率,忽略装配工艺孔洞、小的连接件等对驾乘室结构性能影响较小的结构件[6][7]。车身结构采用壳单元 shell63 模拟,连接方式采用刚性单元 Rigid 模拟,车身骨架网格划分平均尺寸 50 mm,车身蒙皮、玻璃等板件平均尺寸 80 mm;声腔网格单元平均尺寸设置为 80 mm,并赋予三维流体单元属性,空气密度以及速度等,并将车身结构与声腔耦合建立驾乘室声-固耦合模型,如图 1 所示。

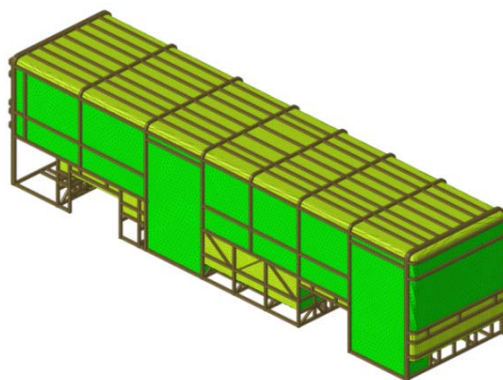


Figure 1. Acoustic-structure coupled model of cab
图 1. 驾乘室声 - 固耦合模型

2.2. 驾乘室结构低频噪声响应分析

为预测驾乘室声压的变化,参考《客车车内噪声限值及测量方法》(GB/T25982-2010),应用 Virtual.lab 在驾乘室声腔内布置 4 个测点,并在声 - 固耦合模型发动机悬置处施加四个单位载荷激励力,基于边界元法预测驾乘人员耳旁声压,测点及载荷点布置如图 2 所示。

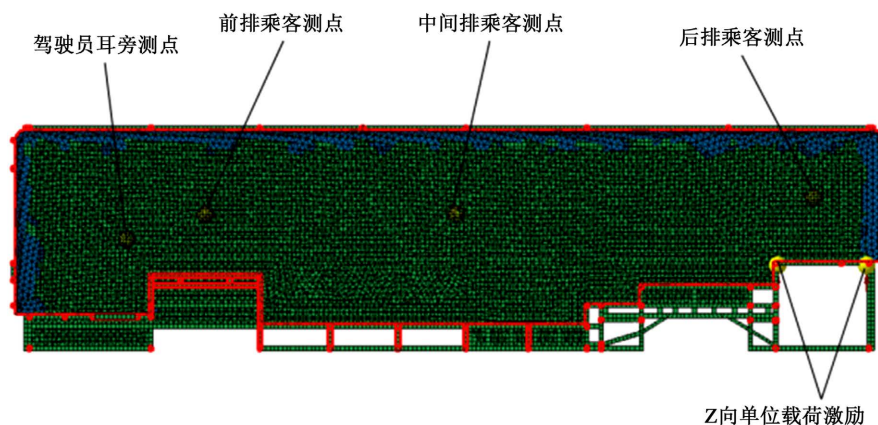


Figure 2. Layout of measuring points and load positions
图 2. 测点及载荷位置布置图

基于边界元理论方法根据驾乘室声学响应计算流程,在驾乘室声 - 固耦合模型发动机四个悬置位置施加 Z 向单位载荷激励,计算频率设置为 20~200 Hz,步长 2 Hz,计算驾乘室声压响应并提取驾驶员耳旁(D)以及前排(F)、中间排(M)、后排(R)乘客耳旁位置声压级响应曲线如图 3 所示。

在驾乘室结构低频噪声分析时,可将驾乘室看成一个系统,对其施加任意形式的激励,产生的声压表示驾乘室系统与输出之间的传递关系,忽略激励形式和大小,直接反映驾乘室本身的声学特性。

图 3 可见,在 20~200 Hz 频率范围,驾乘室四个测点的声压响应曲线趋势比较接近,产生了多个声压响应峰值频率包括 46 Hz、162 Hz、192 Hz 等。在 46 Hz 声压响应峰值频率处,D 与 R 测点位置出现了较大的峰值噪声,声压分别达到 82.45 dB(A)、84.8 dB(A);在 192 Hz 频率处,F 与 R 排乘客耳旁位置出现了峰值噪声,声压分别达到 79.41 dB(A)、82.97 dB(A),因此,将 46 Hz、192 Hz 作为板件贡献量分析的主要频率,且 46 Hz 时主要分析 D、R 两个测点的板件声学贡献量,192 Hz 时主要分析 F、R 测点的板件贡献量。

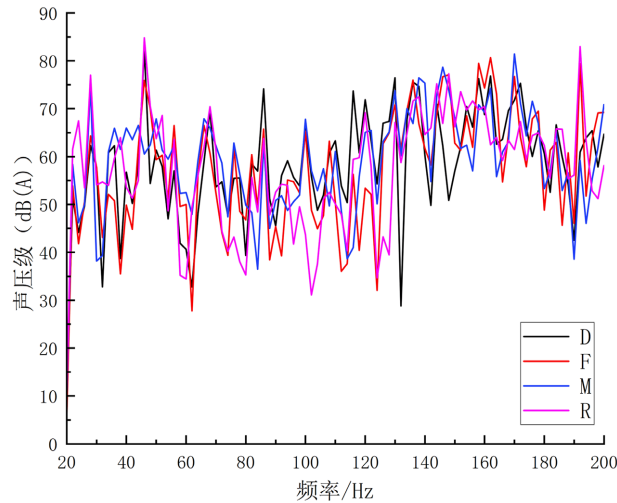


Figure 3. SPL response curves for four measure points
图 3. 四个测点声压频率响应曲线

3. 板件贡献量分析计算

城市公交车车身结构受到外部激励时，驾乘室会产生车身板件辐射噪声，车身板件由多个单元组合而成，所以，测点位置的总声压就是由每一个单元板件振动产生的声压叠加而成。而每一个板件单元的振动速度及幅度都不相同，因此，对测点位置总声压的贡献量也不相同[8] [9]。板件声学贡献量分析能够求解在一定频率下，组成驾乘室声腔的各部位车身板件对驾乘室结构噪声的贡献量大小，因此，板件贡献量法对于分析车身板件振动产生的驾乘室峰值噪声有着非常重要的作用[10] [11]。面板是由单元组成的，面板对场点的声学贡献是面板所包含的单元对场点所辐射声波的矢量和

$$\bar{p}_i = \sum_{j=1}^m \bar{p}_{ej} \quad (1)$$

式中： \bar{p}_i ——面板 i 对场点贡献的声压，Mpa； \bar{p}_{ej} ——第 j 个单元对场点贡献的声压；Mpa； m ——面板包含的单元数目。

场点总声压是各面板在场点引起的声压的矢量和

$$\bar{p} = \sum_{i=1}^N \bar{p}_i \quad (2)$$

式中： \bar{p} ——表示场点总声压，Mpa； N ——面板总数。

$$D_i = \frac{\bar{p}_i \bar{p}}{|\bar{p}|} \quad (3)$$

式中： D_i ——面板 i 的声学贡献量。

在板件贡献量分析过程中将驾乘室腔体网格划分为若干个板块组，具体划分成车身顶棚、左右侧围、前后围、前后车门、地板、前后挡风玻璃等 28 个板件并编号。并将车身结构的振动速度作为边界条件，进行板件贡献量分析，确定 46 Hz、192 Hz 处的板件贡献量如图 4 和图 5 所示。

分析可知，在 46 Hz 对 D 测点位置声压正贡献量较大的板件是编号 3、26，即后车门和前地板；对 R 测点位置声压正贡献量较大的板件是 3、13，即后车门和 6 号左侧玻璃；在 192 Hz 对 F 测点位置声压正贡献量较大的板件是 24，即左侧围中；对 R 测点位置声压正贡献量较大的板件是 24，即左侧围中。因此，

将后车门、6号左侧玻璃、前地板以及左侧围中作为改进的目标板件改善驾乘室结构低频噪声。

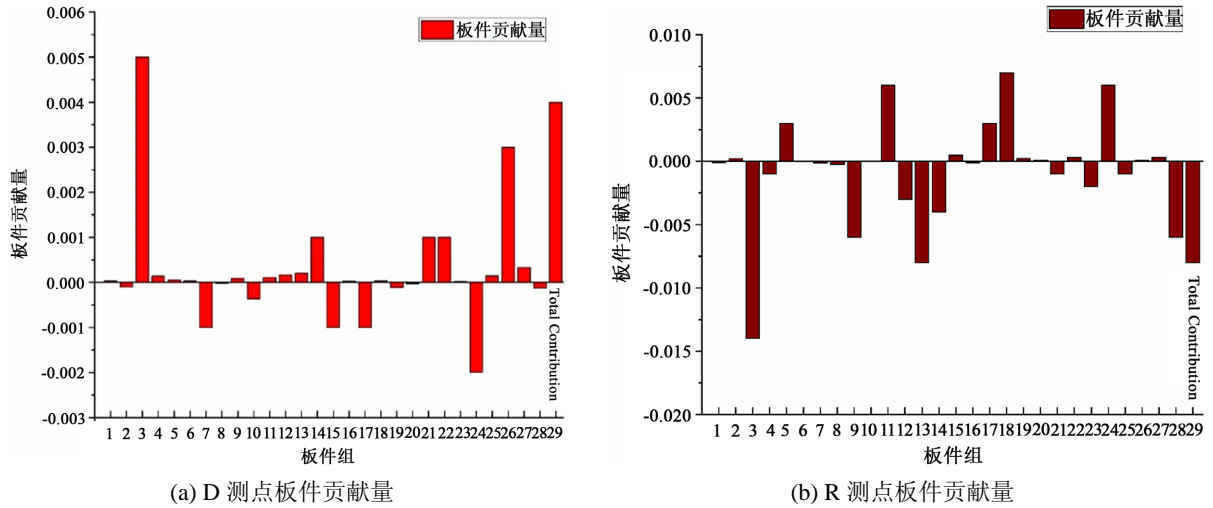


Figure 4. Contribution of each plate at 46 Hz
图 4. 46 Hz 处板件贡献量

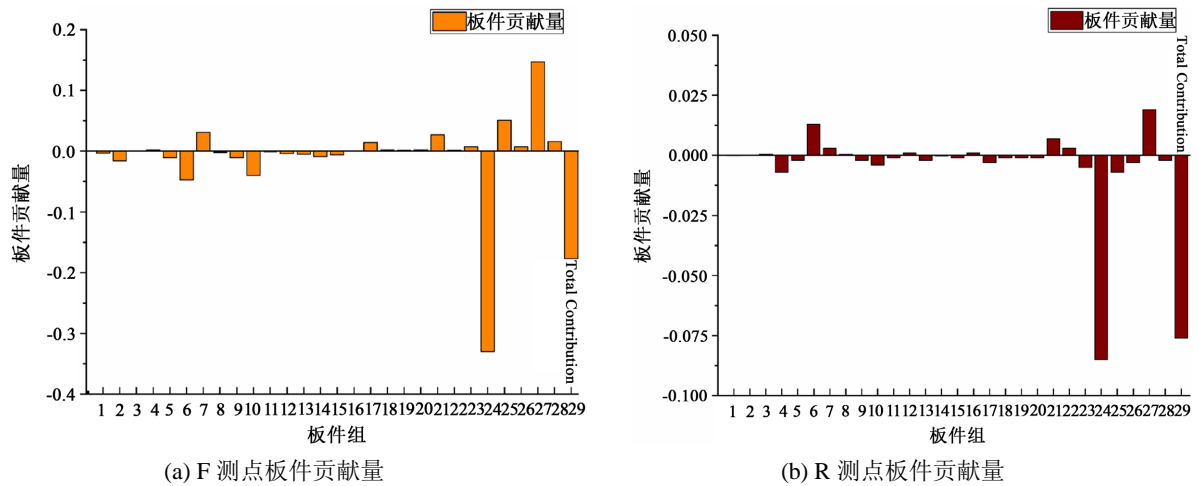


Figure 5. Contribution of each plate at 192 Hz
图 5. 192 Hz 处板件贡献量

4. 改善驾乘室结构低频噪声

4.1. 敷设阻尼以及增厚处理

阻尼材料能够将系统结构机械振动转化为内能从而消耗的材料，是良好的减振降噪材料[12]。板件贡献量分析确定了对测点声压贡献较大的车身蒙皮板件为左侧围中和前地板，因此，应用常见阻尼材料沥青基敷设在声压贡献量较大的左侧围中以及前地板处，如图 6 所示；对于后车门、6号左侧玻璃的透明玻璃结构，增厚 1 mm 处理，提高其刚度。

阻尼复合板的基层采用 1 mm 的 Q235 金属板，在车身有限元网格上添加阻尼材料时，基层金属板用 shell 单元模拟，阻尼层 solid 单元模拟，在基层与阻尼层之间用公用节点法来模拟粘接作用。阻尼层损耗因子为 0.8，厚度为 2 mm，弹性模量设成 280 MPa，密度是 1200 Kg/m³，泊松比为 0.45，阻尼复合板材

料参数见表 1。

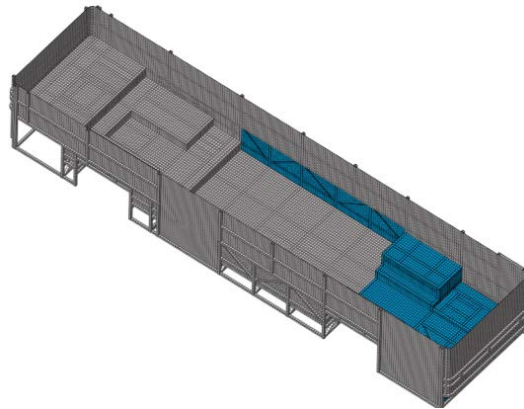


Figure 6. Left side wall, front floor damping material laying position
图 6. 左侧围中、前地板阻尼材料敷设位置

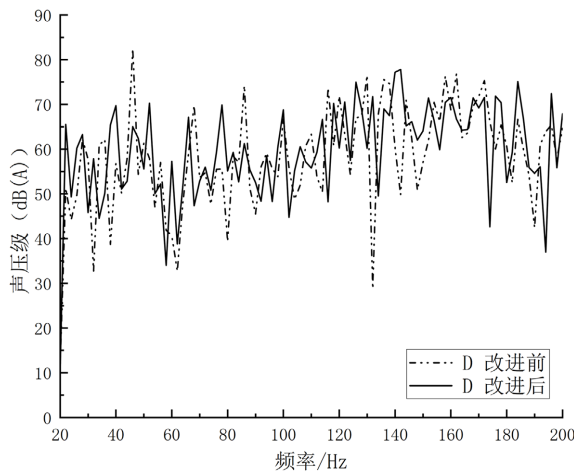
Table 1. Material properties of damping plates

表 1. 阻尼复合板材料属性

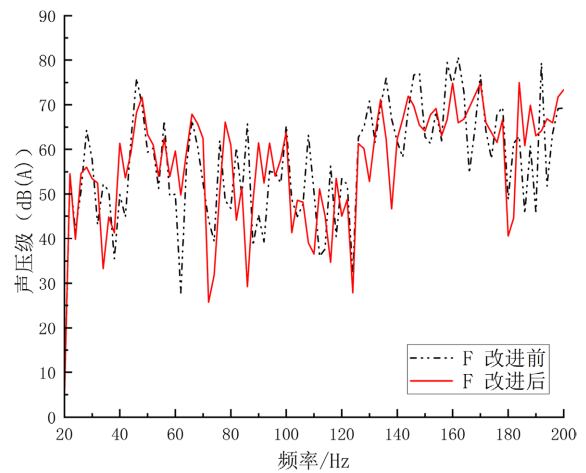
| 材料 | 材料损耗因子 | 弹性模量/MPa | 泊松比 | 密度 kg/m ³ |
|-----|--------|----------|------|----------------------|
| 金属板 | / | 200,000 | 0.30 | 7850 |
| 阻尼层 | 0.8 | 280 | 0.45 | 1200 |

4.2. 改进后驾乘室声学响应

在左侧围中以及前地板处敷设阻尼复合板，后车门、6 号左侧玻璃增厚 1 mm 处理，之前所设置条件不变，计算得到的四个测点位置声压频响曲线与改进之前的声压频响曲线进行对比，结果如图 7 所示。根据改进前后四个的测点声压响应曲线结果可知，在 46 Hz 频率处，D 测点峰值声压由 82.45 dB(A)下降为 65.01 dB(A)，R 测点峰值声压由 84.8 dB(A)下降为 67.62 dB(A)；在 192 Hz 频率处，F 测点峰值声压由 75.9 dB(A)下降为 68.27 dB(A)，R 测点峰值声压由 82.97 dB(A)下降为 69.87 dB(A)；四个测点总声压分别下降了 1.2 dB(A)、3.24 dB(A)、0.34 dB(A)、1.73 dB(A)，改善了驾乘室声学环境。



(a) 改进前后 D 测点声压级曲线对比



(b) 改进前后 F 测点声压级曲线对比

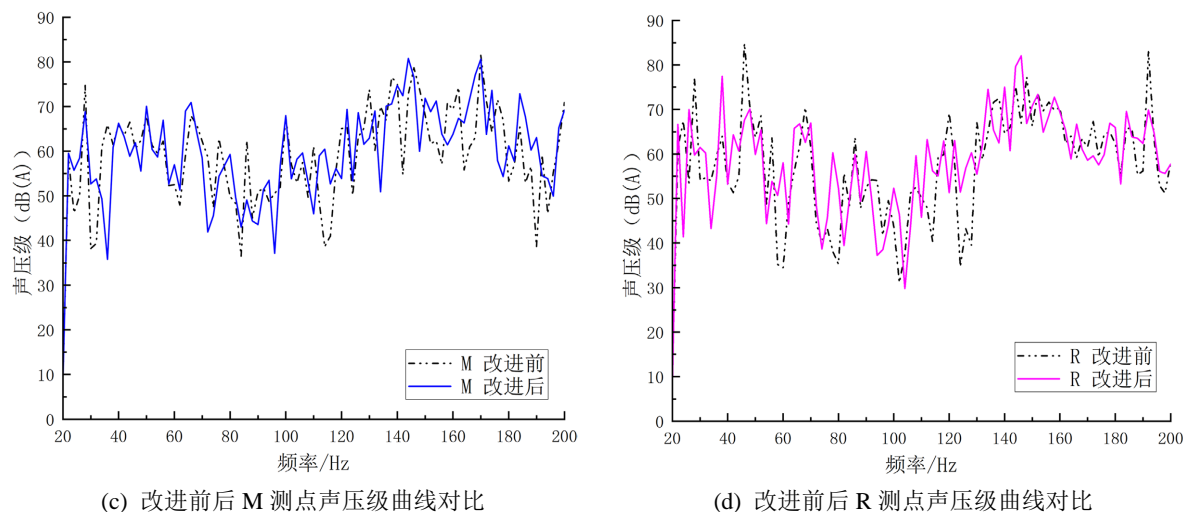


Figure 7. Comparison of sound pressure curves at four measuring points before and after improvement

图 7. 改进前后四个测点声压曲线对比

5. 总结

1) 建立了驾乘室声 - 固耦合模型, 并进行声学响应分析, 确定 46 Hz、192 Hz 是最主要的峰值频率。

2) 结合板件贡献量法, 分析声压峰值频率处的板件贡献量, 确定引起峰值声压的主要车身板件为后车门、6 号左侧玻璃、前地板以及左侧围中, 并进行敷设阻尼与增厚处理改进。仿真验证结果表明, 在 46 Hz 频率处, D 测点峰值声压下降了 17.44 dB(A), R 测点峰值声压下降了 17.18 dB(A); 在 192 Hz 频率处, F 测点峰值声压下降了 7.63 dB(A), R 测点峰值声压下降了 13.1 dB(A); 四个测点总声压下降了 0.34~3.24 dB(A), 表明具有针对性的改进贡献量较大的车身板件对改善驾乘室结构低频噪声具有良好的降噪效果。

基金项目

河南省教育厅自然科学研究项目(15A460019)。

参考文献

- [1] 姜国辉. 客车噪声情况分析与控制[J]. 机电技术, 2012, 35(1): 57-63.
- [2] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T 25982-2010 客车车内噪声限值及测量方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
- [3] 焦映厚, 陈照波, 贺滨, 等. 大型客车车身的阻尼减振降噪技术研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(6): 121-126, 148.
- [4] 杨杨, 陆森林. 车内噪声的数值化分析与降噪设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2016, 30(9): 26-32.
- [5] 毛晨曦, 陆森林, 许静超, 等. 发动机激励引起的车内结构噪声分析和改进[J]. 制造业自动化, 2014(10): 79-82.
- [6] 朱晓东, 沈忠亮, 汪一峰. 驾驶室低频噪声的声学特性分析与控制[J]. 噪声与振动控制, 2015(1): 145-150.
- [7] 李文凯, 曾发林. 大客车动力总成悬置系统优化研究[J]. 机械设计与制造, 2018(z2): 65-68.
- [8] 张超, 袁帅, 时培伟, 等. 车内轰鸣噪声的研究及优化[J]. 汽车零部件, 2019(10): 64-66.
- [9] 朱凯, 马心坦, 徐维维, 等. 基于模态贡献量的驾驶室振动噪声控制[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(8): 12-15.

- [10] 吴明钦, 周龙龙. 车内低频结构耦合噪声板件贡献量分析[J]. 内燃机与配件, 2020(24): 73-77.
- [11] 陆怡, 左言言, 蓝云翔, 等. 混合驱动工况下 HEV 车内辐射声场仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2021, 369(11): 42-47.
- [12] 张志飞, 尹奇彪, 陈钊, 等. 基于传递路径分析的车身阻尼材料拓扑优化[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(2): 167-172.