

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.202202024



# XMQ6182G 型客车低频轰鸣声 仿真分析与抑制

盛精<sup>1</sup>, 向铁明<sup>1</sup>, 王梦光<sup>1</sup>, 卓建明<sup>2</sup>, 黄丛林<sup>3</sup>, 韩勇<sup>1</sup>

(1. 厦门理工学院 福建省客车先进设计与制造重点实验室, 福建 厦门 361024;

2. 厦门金龙联合汽车工业有限公司, 福建 厦门 361023;

3. 神龙汽车有限公司 襄阳工厂, 湖北 襄阳 441004)

**摘要:** 为了解决 XMQ6182G 型客车在  $30\sim 80\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  匀速行驶时驾驶位存在低频轰鸣声的问题, 开展实车噪声和振动测试, 发现驾驶位噪声频率约为  $14.0\text{ Hz}$  时, 出现驾驶位噪声声压级峰值. 经对比分析和测试, 确定轰鸣声主要来自路面激励, 并构建车身结构和车内空腔的有限元模型, 进行模态分析. 结果表明: 驾驶位低频轰鸣声是由车身第 3 阶结构模态与车内空腔第 1 阶声学模态的强耦合引起的; 改进客车顶盖结构后, 驾驶位噪声声压级最大降幅为  $4.7\text{ dB(A)}$ .

**关键词:** 低频轰鸣声; 客车; 结构模态; 声学模态; 强耦合

中图分类号: U 463.836.07

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2022)04-0425-07

## Simulation Analysis and Suppression of Low Frequency Roar of XMQ6182G Bus

SHENG Jing<sup>1</sup>, XIANG Tieming<sup>1</sup>, WANG Mengguang<sup>1</sup>,  
ZHUO Jianming<sup>2</sup>, HUANG Conglin<sup>3</sup>, HAN Yong<sup>1</sup>

(1. Fujian Privence Key Laboratory of Advanced Design and Manufacture for Bus,  
Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, China;

2. Xiamen Jinlong Union Automobile Industry Limited Company, Xiamen 361023, China;

3. Xiangyang Factory, Dongfeng Peugeot Citroen Automobile Company LTD, Xiangyang 441004, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of low frequency roar in the driving position of XMQ6182G bus when driving at a constant speed of  $30\sim 80\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , the noise and vibration test of the real vehicle is carried out. It is found that the peak sound pressure level of the driving position noise appears when the driving position noise frequency is about  $14.0\text{ Hz}$ . Through comparative analysis and test, it is determined that the roar mainly comes from road excitation. The finite element model of body structure and interior cavity is constructed for modal analysis. The results show that the low frequency roar of the driving position is caused by the strong coupling between the third-order structural mode of the bus body and the first-order acoustic mode of the interior cavity. After improving the top cover structure of the bus, the maximum reduction of the sound pressure level of the driving position noise is  $4.7\text{ dB(A)}$ .

**Keywords:** low frequency roar; bus; structural mode; acoustic mode; strong coupling

收稿日期: 2022-02-24

通信作者: 盛精(1965-), 男, 教授, 博士, 主要从事汽车零部件 CAD/CAE、精密制造技术的研究. E-mail: shengqqqj@163.com.

基金项目: 福建省科技计划项目(2021H0027); 国家自然科学基金资助项目(51775466)

低频轰鸣声是一种常见的车内噪声源,严重影响着驾乘的舒适性<sup>[1-3]</sup>. 作为整车核心部件的白车身 (body in white, BIW), 其动力学特性在很大程度上影响着整个车身特性, 可直接反映整车的舒适性<sup>[4-5]</sup>. 当车内空腔声学模态频率、车身结构模态频率与外界激励频率接近时, 容易引起结构模态与空腔声学模态的强耦合<sup>[6]</sup>, 从而在车内产生低频声学轰鸣. 研究者通常对白车身、车内空腔进行模态分析, 以寻求解决途径. 颜伏伍等<sup>[7]</sup>经噪声测试、模态分析后, 认为客车室内轰鸣声来源于后悬架稳定杆的共振, 通过结构的改进降低噪声. Cao 等<sup>[8]</sup>对某轿车轰鸣声进行研究, 对车身顶部结构进行优化, 降噪效果明显. 李伟等<sup>[9]</sup>对壁板结构和声腔耦合开展研究, 对某微型客车结构进行优化和试验验证, 提高乘坐舒适性. 杨仕祥等<sup>[10]</sup>运用实验测试和数值模拟方法, 探讨某商用车怠速轰鸣问题, 优化发动机悬置的布置. Wu 等<sup>[11]</sup>对某货车加速轰鸣声产生的机理进行分析. Sim 等<sup>[12]</sup>对客车低频噪声的来源进行探究.

上述文献对低频轰鸣声的研究大多集中于轿车或轻型客车, 关于外形庞大、结构复杂的大型客车低频轰鸣声问题可借鉴的解决方案较少. 基于此, 本文通过振动和噪声测试, 分析 XMQ6182G 型客车轰鸣声的产生原因, 并根据测试和仿真结果提出相应的改进措施.

## 1 模态分析原理

### 1.1 结构模态分析原理

车身结构系统的动力学方程为

$$\boldsymbol{M} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{C} \frac{\partial}{\partial t} \boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{K} \boldsymbol{\xi} = \boldsymbol{p}(t). \tag{1}$$

式(1)中:  $\boldsymbol{M}, \boldsymbol{K}, \boldsymbol{C}$  分别为系统的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵;  $\boldsymbol{\xi}, \boldsymbol{p}(t)$  分别为结构位移和动载荷向量.

对于车身结构系统, 由于  $\boldsymbol{C} = \boldsymbol{0}, \boldsymbol{p}(t) = \boldsymbol{0}$ , 则方程(1)的特征方程为

$$\boldsymbol{K} - \omega^2 \boldsymbol{M} = \boldsymbol{0}. \tag{2}$$

式(2)中:  $\omega$  为车身结构的固有频率.

由式(2)可得车身结构模态的固有频率和对应频率的模态振型.

### 1.2 声学模态分析原理

理想条件下, 车内的声压满足三维声学波动方程, 即

$$\nabla^2 \boldsymbol{P}_s = \frac{1}{c_0^2} \cdot \frac{\partial^2 \boldsymbol{P}_s}{\partial t^2}. \tag{3}$$

式(3)中:  $\nabla^2$  为拉普拉斯算子;  $\boldsymbol{P}_s$  为声场中目标点的声压函数,  $\boldsymbol{P}_s = \boldsymbol{P}_s(x, y, z)$ ;  $c_0$  为声波传播速度.

车内空腔声压具有简谐波特征, 设定其声场任意一点的声压值(声压函数)为  $\boldsymbol{P}_s = \boldsymbol{P} \cdot \exp(j\omega t)$ , 其中  $\boldsymbol{P}$  为声压幅值,  $\boldsymbol{P} = \boldsymbol{P}(x, y, z)$ . 则式(3)变换为

$$\nabla^2 \boldsymbol{P}_s + k^2 \boldsymbol{P} = \boldsymbol{0}. \tag{4}$$

式(4)中:  $k$  为波数,  $k = \omega / c_0$ .

对车内空腔声场区域进行离散化, 可得声学有限元方程, 即

$$\boldsymbol{M}_a \ddot{\boldsymbol{p}}_e + \boldsymbol{C}_a \dot{\boldsymbol{p}}_e + \boldsymbol{K}_a \boldsymbol{p}_e = \boldsymbol{0}. \tag{5}$$

式(5)中:  $\boldsymbol{M}_a, \boldsymbol{K}_a, \boldsymbol{C}_a$  分别为单元流体的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵;  $\boldsymbol{p}_e$  为单元节点声压.

将边界条件设为刚性边界条件, 式(5)的特征方程为

$$\boldsymbol{K}_a - \omega_s^2 \boldsymbol{M}_a = \boldsymbol{0}. \tag{6}$$

式(6)中:  $\omega_s$  为声腔声学固有频率.

由式(6)可得车内空腔声学模态固有频率(特征值)及其相应的模态振型(特征向量).

## 2 车内轰鸣声分析

### 2.1 车内轰鸣声的产生机理

车室内任一点  $K$  的声压值可表示为

$$\boldsymbol{P}_K = \sum_{j=1}^m (\boldsymbol{F}_j \times \boldsymbol{H}_{K,j}). \tag{7}$$

式(7)中: $F_j$  为激励力,  $j=1, \cdots, m$ ,  $m$  为传递路径数;  $H_{K,j}$  为噪声传递函数。

由式(7)可知, 系统响应与各传递路径上的激励力、噪声传递函数有关. 因此, 在激励力不变的情形下, 通过对传递路径上的相关零部件结构进行优化, 即可对车内轰鸣声(噪声)进行控制。

### 2.2 车内噪声的主观评价

以 XMQ6182G 型客车为研究对象, 该车发动机后置, 后轮驱动, 发动机为 4 冲程 6 缸柴油机, 悬架系统中弹簧为钢板弹簧, 轮胎为双线真空胎. 对 XMQ6182G 型客车的车内噪声进行主观评价, 当客车在  $30 \sim 80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  匀速行驶时, 驾驶位有明显的轰鸣声。

### 2.3 噪声和振动测试

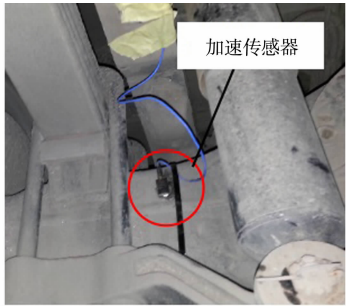
噪声和振动测试均采用 LMS 数据采集系统, 在车速( $v$ )分别为  $30, 50, 80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  (匀速, 空调关闭)的 3 种工况(工况 1~3)下进行. 根据噪声测试标准, 噪声测试的测点布置于驾驶位人耳高度处, 如图 1 所示. 振动测试的测点布置于轴头和板簧上. 轴头和板簧的测点布置, 如图 2, 3 所示。



图 1 噪声测试的测点布置



(a) 前左轴头



(b) 后左轴头

Fig. 1 Layout of measuring points of noise test

图 2 轴头的测点布置

Fig. 2 Layout of measuring points of axle head



(a) 前左板簧



(b) 后左板簧

图 3 板簧的测点布置

Fig. 3 Layout of measuring points of leaf spring

3 种工况下驾驶位噪声频谱, 如图 4 所示. 图 4 中:  $f_d$  为驾驶位噪声频率;  $L$  为驾驶位噪声声压级. 由图 4 可知: 车内噪声的低频成分很大; 在 3 种工况下, 当驾驶位噪声频率约为  $14.0 \text{ Hz}$  时, 出现驾驶位噪声声压级峰值。

汽车行驶时, 振动能量一方面来自发动机及传动系统<sup>[13-14]</sup>, 另一方面来自轮胎、悬架系统等<sup>[15-16]</sup>. 发动机激励频率  $f_e$  为

$$f_e = \frac{Nn}{60c}. \quad (8)$$

式(8)中:  $N, n, c$  分别为发动机转速、发动机气缸数量和冲程系数。

3 种工况下发动机的激励频率, 如表 1 所示。

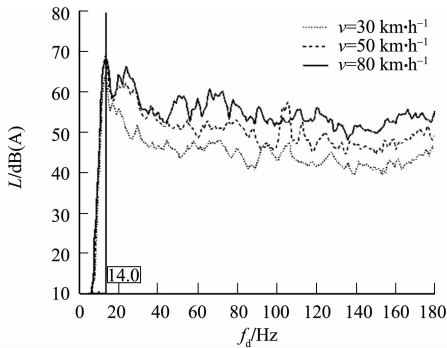


图 4 3 种工况下驾驶位噪声频谱

Fig. 4 Spectrum of driving position noise under three working conditions

由表 1 可知:当车速分别为 30,50,80 km·h<sup>-1</sup> 时,对应的发动机激励频率分别为 50.0,62.5,73.5 Hz;3 种工况下发动机激励频率都偏离车内驾驶位噪声频率峰值( $f_d=14.0$  Hz),故驾驶位轰鸣声与发动机激励无关。

3 种工况下轴头和板簧的 Y 向振动频谱,如图 5~7 所示。图 5~7 中: $a$  为振动加速度; $f_y$  为 Y 向振动频率。由图 5~7 可知:在 3 种工况下,轴头和板簧的 Y 向振动频率峰值约为 14.0 Hz。进一步对悬架进行偏频测试,结果如图 8 所示。由图 8 可知:后左轴头和板簧的 Y 向振动频率峰值为 14.2 Hz,与驾驶位噪声频率峰值相近,故判断驾驶位轰鸣声主要来自路面激励。

表 1 3 种工况下发动机的激励频率			
Tab. 1 Excitation frequency of engine under three working conditions			
参数	工况 1	工况 2	工况 3
$N/\text{rad}\cdot\text{min}^{-1}$	1 000	1 250	1 470
$f_e/\text{Hz}$	50.0	62.5	73.5

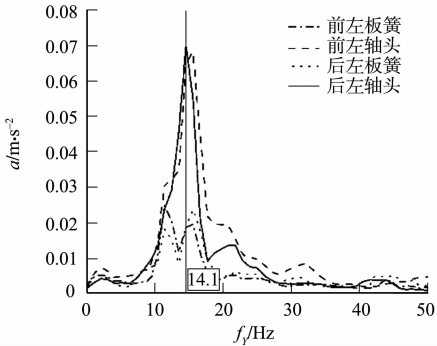


图 5 轴头和板簧的 Y 向振动频谱(工况 1)

Fig. 5 Y-direction vibration spectrum of axle head and leaf spring (condition 1)

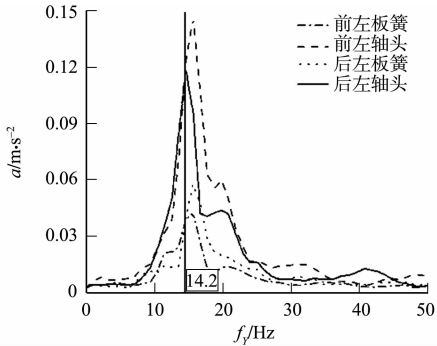


图 6 轴头和板簧的 Y 向振动频谱(工况 2)

Fig. 6 Y-direction vibration spectrum of axle head and leaf spring (condition 2)

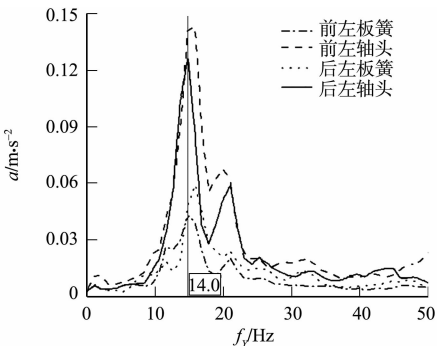


图 7 轴头和板簧的 Y 向振动频谱(工况 3)

Fig. 7 Y-direction vibration spectrum of axle head and leaf spring (condition 3)

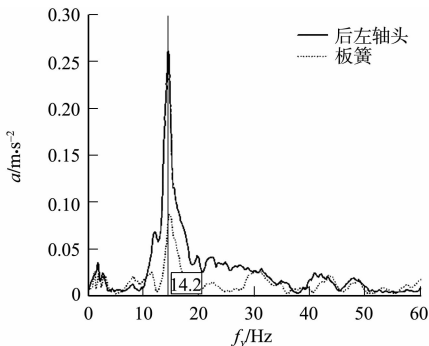


图 8 偏频测试结果

Fig. 8 Frequency offset test results

### 3 模态分析

采用 HyperMesh 软件构建 XMQ6182G 型客车的车身结构(白车身)和车内空腔有限元模型,如图 9,10 所示。

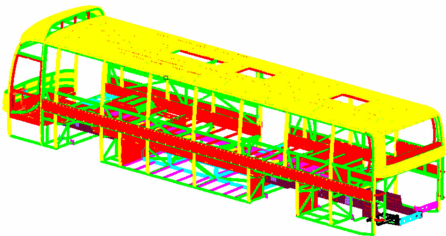


图 9 白车身有限元模型

Fig. 9 Finite element model of BIW

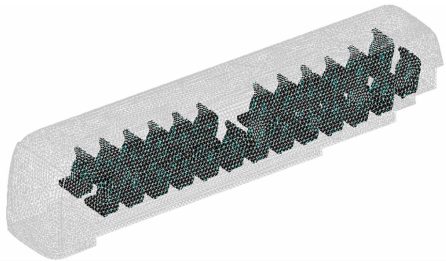


图 10 车内空腔有限元模型

Fig. 10 Finite element model of interior cavity

结构模态频率仿真值与实验值的对比,如表 2 所示.声学模态频率仿真值与实验值的对比(前 3 阶),如表 3 所示.表 2,3 中: $f_{b,s}$ , $f_{b,e}$ 分别为白车身结构模态频率的仿真值和实验值; $\eta_1$ 为白车身结构模态频率仿真值与实验值的误差; $f_{c,s}$ , $f_{c,e}$ 分别为车内空腔声学模态频率的仿真值与实验值; $\eta_2$ 为车内空腔声学模态仿真值与实验值的误差.

表 2 结构模态频率仿真值与实验值的对比  
Tab.2 Comparison of structural mode frequency simulation values and experimental values

模态阶数	$f_{b,s}/\text{Hz}$	$f_{b,e}/\text{Hz}$	振型描述	$\eta_1/\%$
1	9.4	9.2	顶盖前端横向摆动	2.13
2	12.9	12.4	整体 1 阶扭转	3.87
3	14.4	14.2	顶盖局部模态	1.38
4	17.0	16.5	整体 1 阶横向弯曲	2.94
5	19.5	18.8	整体 1 阶垂向弯曲+顶盖 1 阶呼吸	3.57
6	21.8	22.3	整体 1 阶垂弯+顶盖 2 阶呼吸	2.29

由表 2,3 可知:结构模态频率和声学模态频率仿真值与实验值的误差均小于 6.00%,在工程误差许可范围之内,表明构建的有限元模型具有有效性.

由仿真分析可知,白车身第 3 阶结构模态频率与车内空腔第 1 阶声学模态频率较为接近,易产生声固耦合共振.

白车身第 3 阶结构模态振型图,如图 11 所示.由图 11 可知:顶盖在 14.4 Hz 出现局部模态.车内空腔第 1 阶声学模态振型图,如图 12 所示.

由图 4,8,11,12 可知:当路面激励频率约为 14.0 Hz 时,出现驾驶位噪声声压级峰值,此时,激发白车身第 3 阶结构模态,引起顶盖和车内空腔产生声固耦合共振,产生轰鸣现象.

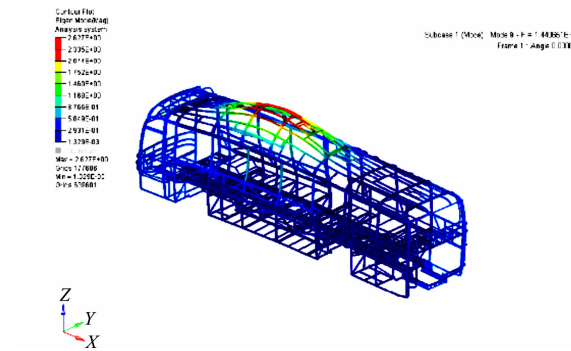


图 11 白车身第 3 阶结构模态振型图  
Fig. 11 Third-order structural mode shape diagram of BIW

表 3 声学模态频率仿真值与实验值的对比(前 3 阶)  
Tab. 3 Comparison of acoustic mode frequency simulation values and experimental values (first three orders)

模态阶数	$f_{c,s}/\text{Hz}$	$f_{c,e}/\text{Hz}$	$\eta_2/\%$	振型
1	14.3	13.6	5.14	纵向 1 阶
2	38.1	36.36	4.51	纵向 2 阶
3	57.1	54.23	5.10	纵向 3 阶

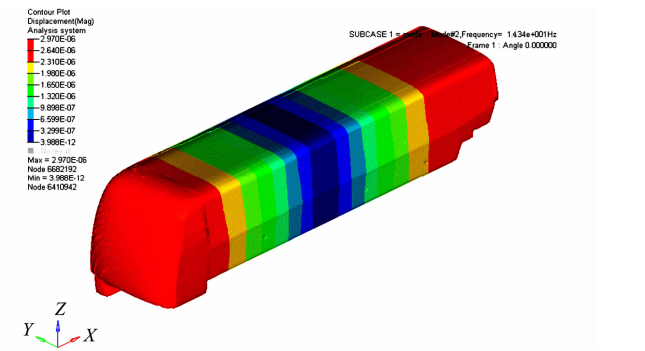


图 12 车内空腔第 1 阶声学模态振型图  
Fig. 12 First-order acoustic mode shape diagram of interior cavity

## 4 轰鸣声的抑制

XMQ6182G 型客车产生的轰鸣声主要来自车身结构的响应.因此,可以从 3 个方面对车内轰鸣声进行控制:1) 控制激励源;2) 调节车内空腔声学模态;3) 改变车身结构模态.比较客车的生产制造成本、制造工艺等因素,拟从加强顶盖刚度入手,通过适当的结构改进,改变车身结构模态频率,阻隔结构模态与声学模态的耦合作用,降低或消除车内轰鸣声.

根据白车身第 3 阶结构模态(图 11),进行顶盖结构改进,有以下 2 个改进措施.

1) 改进措施 1. 顶盖最大振动位移发生在第 3 根弧杆处,故将第 3 根弧杆改成双弧杆并焊,尺寸大小不变,规格为 60.0 mm×30.0 mm(长×宽),厚度为 2.5 mm(图 13).

2) 改进措施 2. 通过更改弧杆扣板结构,增强顶盖弧杆扣板与纵边梁的接触刚度(图 14).

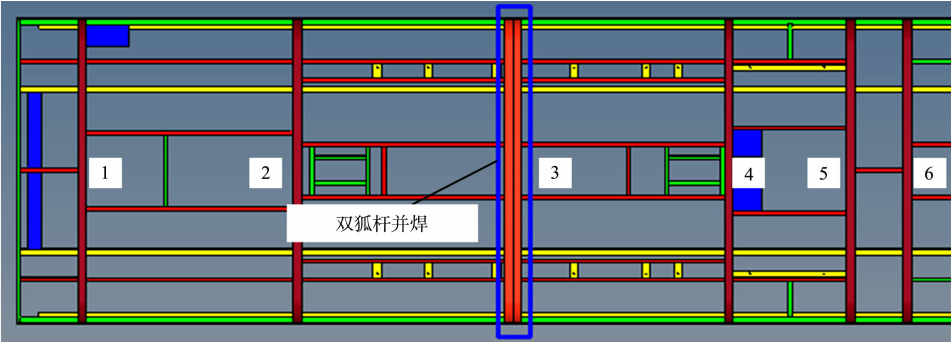


图 13 顶盖结构(改进措施 1)

Fig. 13 Top cover structure (improvement measure 1)

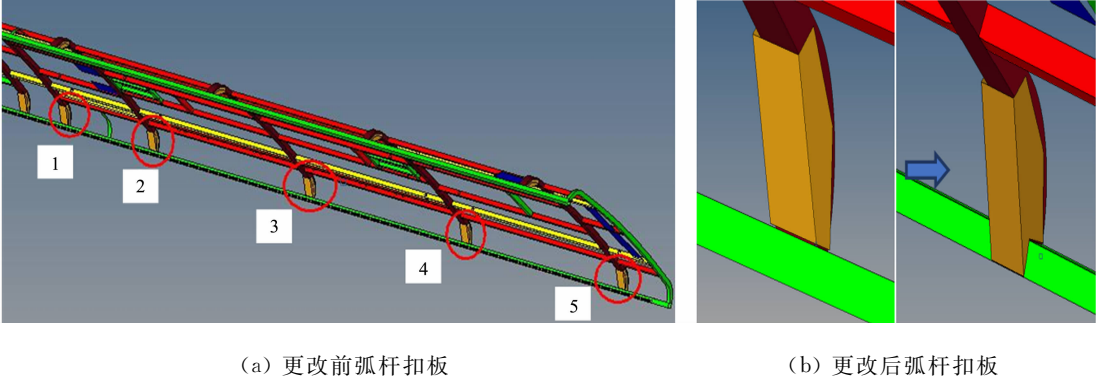


图 14 顶盖结构(改进措施 2)

Fig. 14 Top cover structure (improvement measure 2)

经上述改进后,对白车身结构模态进行分析,改进前顶盖模态频率为 14.4 Hz,采用改进措施 1 后的顶盖模态频率为 17.9 Hz,采用改进措施 2 后的顶盖模态频率为 18.5 Hz,因此,可实现白车身第 3 阶模态频率与车内空腔第 1 阶模态频率的隔离。

5 实车验证

将顶盖结构改进措施 1 应用于客车,并进行匀速工况下车内噪声测试.在驾驶位测试时,主观感受无明显轰鸣声(车速为 80 km · h<sup>-1</sup>).改进前、后车内驾驶位噪声频谱,如图 15 所示.由图 15 可知:当改进后驾驶位噪声频率约为 14.0 Hz 时,驾驶位噪声声压级峰值较改进前有明显降低,驾驶位噪声声压级最大降幅为 4.7 dB(A).

6 结论

采用实验与仿真方法,对 XMQ6182G 型客车驾驶位的轰鸣现象进行研究,可得以下 4 个结论.

- 1) 通过实车噪声和振动测试可以发现,当客车在 30~80 km · h<sup>-1</sup> 匀速行驶时,驾驶位轰鸣声主要来自路面激励.
- 2) 构建车身结构和车内空腔有限元模型,结构模态频率和声学模态频率仿真值与实验值的误差均小于 6.00%,表明建立的有限元模型具有有效性.
- 3) 模态分析结果表明,白车身第 3 阶结构模态与车内空腔第 1 阶声学模态在路面激励下产生声固耦合,引起驾驶位轰鸣声.
- 4) 顶盖刚度加强后,驾驶位噪声声压级最大降幅为 4.7 dB(A),可提高驾驶位的舒适性.

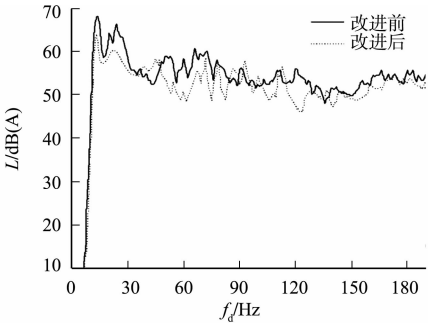


图 15 改进前、后驾驶位噪声频谱

Fig. 15 Spectrum of driving position noise before and after improvement

## 参考文献:

- [1] JAWALE P,KARANTH N V,GAIKWAD A A,*et al.* Low frequency in-cab booming noise reduction in the passenger car[R]. California:SAE International,2019.
- [2] 高印寒,张澧桐,梁杰,等. 虚拟车内噪声响度场分布的声源识别分析与优化[J]. 振动与冲击,2016,35(3):139-144. DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2016.03.022.
- [3] BAGHA A K,MODAK S V. Active structural-acoustic control of interior noise in a vibro-acoustic cavity incorporating system identification[J]. Journal of Low Frequency Noise and Vibration Active Control,2017,36(3):261-276. DOI:10.1177/0263092317719636.
- [4] 高云凯,冯海星,马芳武,等. 基于 PolyMAX 的声固耦合模态试验研究[J]. 振动与冲击,2013,32(2):158-163. DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2013.02.033.
- [5] SU Jintao,LOU Jianping,JIANG Xiaolu. Study on equivalent method of solder joint of BIW[J]. IOP Conference Series:Earth and Environmental Science,2021,769(4):42-78. DOI:10.1088/1755-1315/769/4/042078.
- [6] YU Wentao. Analysis and optimization of low-speed road noise in electric vehicles[J]. Wireless Communications and Mobile Computing,2021,2021(3/4/5):1-15. DOI:10.1155/2021/5537704.
- [7] 颜伏伍,郑灏,卢炽华,等. 微型客车轰鸣噪声源的识别与控制[J]. 汽车工程,2015,37(4):446-450. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2015.04.013.
- [8] CAO Yongqiang,DENG Zhaoxiang,YU Zhang,*et al.* Analysis and active control of low frequency booming noise in car[J]. High Technology Letters,2015,21(4):414-421. DOI:10.1155/2021/5537704.
- [9] 李伟,贺岩松,徐中明,等. 基于薄板-声腔耦合系统研究的微型客车车内声学优化[J]. 汽车工程,2016,38(5):620-625. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2016.05.016.
- [10] 杨仕祥,史文库,陈志勇,等. 某商用车轰鸣问题的分析与控制[J]. 汽车工程,2018,40(2):214-220. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2018.02.015.
- [11] WU Yudong,LI Renxian,DING Weiping,*et al.* Mechanism study and reduction of minivan interior booming noise during acceleration[J]. Shock and Vibration,2019(5):1-17. DOI:10.1155/2019/2190462.
- [12] SIM W,KIM J,LEE S S,*et al.* Identification of the rear door opening noise in a passenger car[J]. International Journal of Automotive Technology,2021,22(1):213-220. DOI:10.1007/s12239-021-0021-7.
- [13] BALLESTEROS J A,FERNANDEZ M D,SARRSDJ E,*et al.* Identification and analysis of the noise sources of an engine settled in a car using array-based techniques[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration,2018,14(2):171-190. DOI:10.1504/IJNVN.2018.095181.
- [14] XU Taibai,GAO Dongju,CHEN Yi,*et al.* Vibration response of the crawler combine chassis frame excited by the engine[J]. International Journal of Rotating Machinery,2021(5):1-12. DOI:10.1155/2021/6675003.
- [15] 何智成,尹瑞林,郝耀东. 基于传递路径分析的动力传动系统 NVH 性能匹配研究[J]. 汽车工程,2017,39(3):343-350. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2017.03.016.
- [16] DENG Jianhua,SUN Jianying,LI Aofei. Analysis and optimization of vehicle interior noise caused by tire excitation [J]. Lecture Notes in Electrical Engineering,2020,574:723-735. DOI:10.1007/978-981-13-9718-9\_56.

(责任编辑:钱筠 英文审校:崔长彩)