

文章编号: 1005-0523(2024)05-0084-10



## 牵引传动系统对地铁车辆车内噪声影响研究

张佳聶, 孙文静, 王嘉豪, 周劲松

(同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

**摘要:**【目的】针对某地铁车辆运行时动车(M车)与拖车(T车)车内噪声差异异常显著的问题,结合数值模拟与实车测试分析动车牵引传动系统对车内噪声的影响。【方法】首先基于振动噪声测试结果,分析动车与拖车的车体内外振动噪声频谱响应及传递特性,然后结合统计能量法(SEA)与有限元法(FEA),建立全频车内噪声仿真模型进行数值模拟,仿真分析得出车内高频空气声与低频结构声分布规律,通过计算将结构声与空气声叠加,得到全频段噪声分布特性并与线路实测数据进行对比。【结果】研究表明:动车车内噪声在150~400 Hz频段存在显著峰值,与车内地板结构振动峰值吻合,车内低频结构声模型仿真结果与实测结果吻合。【结论】车内高频噪声主要来自轮轨滚动噪声及牵引系统声源的空气声传播路径,而动车车内噪声峰值是由于包括电机、齿轮箱在内的牵引传动系统结构振动经构架与二系悬挂元件传递至车体结构,引起较高的低频结构噪声。基于此可为降低牵引传动系统对城轨列车的动车车内噪声影响提供依据。

**关键词:**轨道车辆;牵引传动系统;车内噪声;有限元与统计能量法;结构声;空气声

中图分类号:U270.33

文献标志码:A

**本文引用格式:**张佳聶,孙文静,王嘉豪,等.牵引传动系统对地铁车辆车内噪声影响研究[J].华东交通大学学报,2024,41(5):84-93.

## Influence of Traction Transmission System on Interior Noise of Metro Trains

Zhang Jianie, Sun Wenjing, Wang Jiahao, Zhou Jinsong

(Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** 【Objective】To address the significant difference of interior noise between the motor car (M car) and the trailer (T car) during the operation of an urban rail vehicle, this research examines the impact of the motor car's traction drive system on interior noise through a combination of numerical simulation and real-world vehicle testing. 【Method】Initially, spectral responses and transmission characteristics of the vibration and noise within and outside the car body of both the motor car and the trailer were analyzed based on test results. Subsequently, a full-frequency vehicle interior noise simulation model was developed by integrating the statistical energy method (SEA) and the finite element method (FEA) for numerical simulation purposes. The simulation revealed the distribution patterns of high-frequency airborne sound and low-frequency structural sound within the vehicle. Through computational superposition of structural and airborne sound, comprehensive noise distribution characteristics across the full frequency band were obtained and compared with corresponding measured data from the rail line. 【Result】The results show that a prominent peak exists in the interior noise of the motor car within the fre-

收稿日期: 2024-05-27

基金项目: 国家自然科学基金(52302477);上海市自然科学基金(21ZR1467100)

quency range of 150 to 400 Hz, which corresponds with the vibration peak of the floor structure within the vehicle. **【Conclusion】**The simulation outcomes of the low-frequency structural acoustic model of the vehicle exhibit a high degree of consistency with the actual measured data. The high-frequency noise within the vehicle is primarily attributed to wheel-rail rolling noise and the airborne acoustic propagation path of the traction system's sound source. The peak noise levels in the motor car are a result of structural vibrations from the traction drive system, which includes the motor and gearbox, being transmitted through the frame and secondary suspension components to the vehicle body structure, leading to increased levels of low-frequency structural noise. These findings may provide some reference for mitigating the impact of the traction drive system on the interior noise of urban rail vehicles.

**Key words:** rail vehicle; traction transmission system; interior noise; finite element and statistical energy analysis; structure acoustics; airborne sound

**Citation format:** ZHANG J N, SUN W J, WANG J H, et al. Influence of traction transmission system on interior noise of metro trains[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2024, 41(5): 84-93.

**【研究意义】**地铁车内噪声水平是影响乘客乘坐舒适性的重要指标,车内噪声越来越受到人们重视。地铁运行时的车内噪声主要声源为牵引噪声(列车运行过程中牵引系统工作产生的噪声)及轮轨噪声(由车轮不圆及钢轨粗糙度等引起的轮轨滚动噪声或者异常曲线啸叫声)。研究表明运行速度不超过35 km/h时牵引噪声为主要声源,在35~250 km/h范围时轮轨噪声为主要声源<sup>[1]</sup>。

**【研究进展】**大量研究结果表明,转向架及车体连接区域是地铁列车车内噪声最显著的位置<sup>[2-3]</sup>。Li等<sup>[4-6]</sup>采用2.5D边界元法与统计能量法结合,分析轮轨噪声经车体板件传递至车内的声路径,并重点研究高频噪声响应。Soeta等<sup>[7]</sup>对轮轨噪声、电机及齿轮箱对车内噪声的影响进行研究,得出了滚动噪声、冲击噪声与曲线啸叫在不同频段各自分量的差异性。Liu等<sup>[8]</sup>结合实验室测试与数值模拟,建立了精细化的一系悬挂元件振动传递模型,分析结构声传递路径对地铁车内噪声影响。冯青松等<sup>[9]</sup>通过建立隧道-车体有限元-边界元声学分析模型研究隧道内地铁车内噪声特性,结果表明,在振动激励和轮轨声激励共同作用下仿真结果更接近实测结果。刘国涛等<sup>[10]</sup>通过建立声振耦合的有限元模型,对车体低频结构声进行分析,并进行板件贡献量分析与优化。Ström<sup>[11]</sup>运用OTPA方法分析了不同速度条件下司机室内噪声传递路径贡献量,结果表明在500 Hz以内的频段,结构声是司机室噪声的主要来源,主要传递路径为二系横向减振器和牵引杆,空

气声在高频段内贡献量较大。Sapena等<sup>[12]</sup>基于FE-SEA法建立高速列车内部噪声预测模型,考虑了包括转向架、牵引电机及齿轮箱等部件在内的结构振动传递及空气传播,进行贡献量分析,结果与试验较为吻合。蒋佳姪等<sup>[13]</sup>基于统计能量法对车内噪声传递路径上的地板进行隔声量全频段分析,分析不同型材及厚度下地板隔声性能,发现喷涂阻尼层的铝型材地板能够经济有效地提高隔声量。Zhang等<sup>[14]</sup>建立隧道内地铁车内噪声模型,预测并提高乘坐舒适性,结果表明其仿真与实测差异为3~6 dB。

目前,国内外标准及地铁运营公司均对列车车内噪声具有相关的标准限值要求,而动车转向架由于安装了电机等牵引传动结构,往往使得其车内噪声略高于拖车。张玉梅等<sup>[15]</sup>针对某低地板车辆进行测试,结果表明在运行速度60 km/h时车内噪声能量主要集中在400~1 250 Hz频段内,尤其在400 Hz处动车噪声比拖车高6.8 dB,且能量主要来自电机激励。许孝堂等<sup>[16]</sup>针对某地铁车辆进行车内噪声测试发现拖车和动车客室存在噪声问题,且动车客室噪声高于拖车,分析发现车内噪声主要是由牵引系统的振动激励在556, 690, 1 105 Hz等频率下传递进而激励车内结构振动而产生的声辐射。

**【创新特色】**基于上述研究及实际试验,对车内噪声的设计及优化控制更应当针对动车车内噪声展开。本文针对轨道车辆动车与拖车在牵引传动系统这一结构上的不同,对两种车厢车内噪声开展仿真与测试研究,分析转向架上方车内区域两节车

振动噪声的差异,探究动车车内噪声较大原因及牵引传动系统对车内噪声特性的量化影响,为今后地铁动车车厢噪声控制提供依据。

### 1 轨道车辆振动噪声特性分析

#### 1.1 车辆振动噪声测试

首先对该车辆的M车与T车进行振动噪声测试,包括设备全开的静置工况,匀速60,80 km/h的动态工况。沿车体轴向在转向架上方及车体中心位置的1.6 m高度处布置测点,车外测点包括M车的电机、齿轮箱、车轮与T车车轮处。同时,对车内转向架上方地板、车体中心地板及侧墙、牵引逆变器、电机、齿轮箱、空簧上车体底架及构架进行了振动加速度测试,采用Bowers & Wilkins的三向加速度传感器,分别测量横向与垂向振动,采用Brüel & Kjær的多通道声学/振动分析系统采集设备,进行振动噪声的同步采样,采样频率设置为25.6 kHz。车内测试位置如图1所示,转向架处测点信息见表1,部分振动测点如图2所示。

#### 1.2 车辆噪声频谱特性分析

M车和T车在不同运行速度下的车内噪声频谱对比如图3所示,两车车内噪声均随速度的增加而提高,但不同车速下M车内噪声与T车相比,在150~

400 Hz均存在一个较大的噪声峰值;在50~75 Hz内M车与T车噪声声压级存在差异是由于试验传输线误差引起并且两者声压级相差不大对整体影响可以忽略。在高频区间,由于T车与M车在车轮粗糙度、两车密封性等差异,可能会引起T车比M车

表1 转向架处各测点位置

Tab. 1 Measurement points in the bogie area

Car	Position	Type	Orientation
T car	Bogie frame center	Vibration	Lateral/vertical
	Underframe of car body		
	Close to wheelset	Noise	/
M car	Bogie frame center	Vibration	Lateral/vertical
	Underframe of car body		
	Traction inverter		
	Motor	Noise	/
	Gearbox		
Close to wheelset			

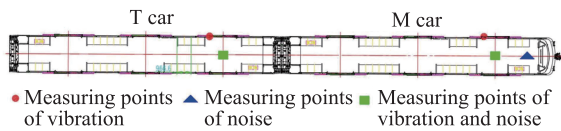


图1 车内噪声振动测点布置

Fig. 1 Measurement points for interior noise and vibration

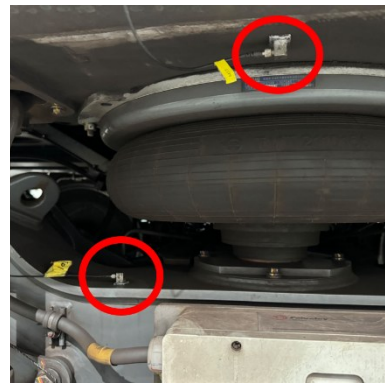


图2 转向架区域部分振动测点示意

Fig. 2 Vibration measurement points in the bogie area

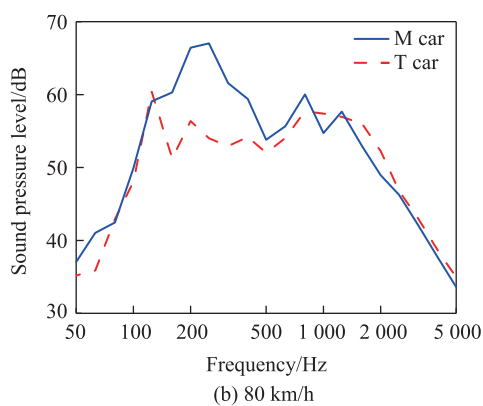
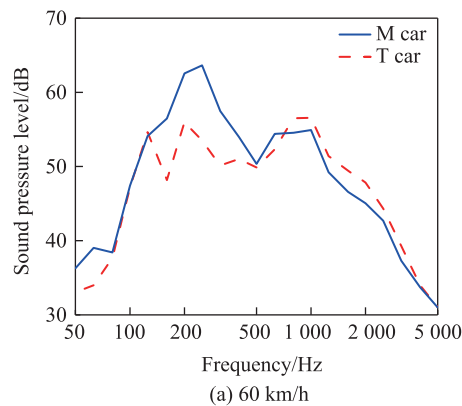


图3 不同车速车内噪声对比  
Fig. 3 Comparison of interior noise at different speeds

在高频部分频率处高的情况,但由于车体板件高频处较高的隔声特性,该频率区间噪声响应不会对车内噪声总值产生影响。除此之外其它频率下两者噪声几乎相同。

### 1.3 振动噪声传递特性分析

如图4所示,选取车速为80 km/h工况下0~800 Hz频段对比M车地板振动加速度与车内噪声,在200 Hz附近均存在显著峰值。在150~400 Hz频段,M车与T车车内噪声相比高出5~10 dB,地板振动加速度显著高于T车,表明在该频段内地板结构振动对车内噪声具有重要的贡献。当频率超过450 Hz后,M车地板振动与T车差距缩小,两者声压级水平接近,该现象表明随着频率的增加,结构振动对噪声的影响逐渐减小,结构声贡献量有所降低。因此,M车存在的异常噪声主要是由地板振动引起的。考虑到M车与T车在转向架上的差异,可

以推测牵引系统对车内噪声存在较大的影响。

车内噪声是经空气与结构两种传递路径传递产生,为了探究空气声与结构声各自对车内噪声产生的影响,分别对其进行传递特性分析。如图5所示为从牵引系统到车内地地板振动功率谱密度图,在0~800 Hz频率范围内,无论是垂向还是横向,各测点振动特性曲线在整体上均呈现较强的对应关系,且地板垂向振动能量在200~400 Hz频率范围内存在显著峰值。据此判断,地板振动的能量是源于电机振动传递至构架再传递到地板,表明车内异常噪声确实与牵引系统存在密切的联系。

通过对测得的各位置振动响应在频域范围内进行响应量之比,得到传递率,图6为M车的垂向振动传递率。转向架电机的振动传递至构架时在200 Hz附近出现了振动放大的现象。构架振动传递至车体底架时由于转向架中二系悬挂等弹性元

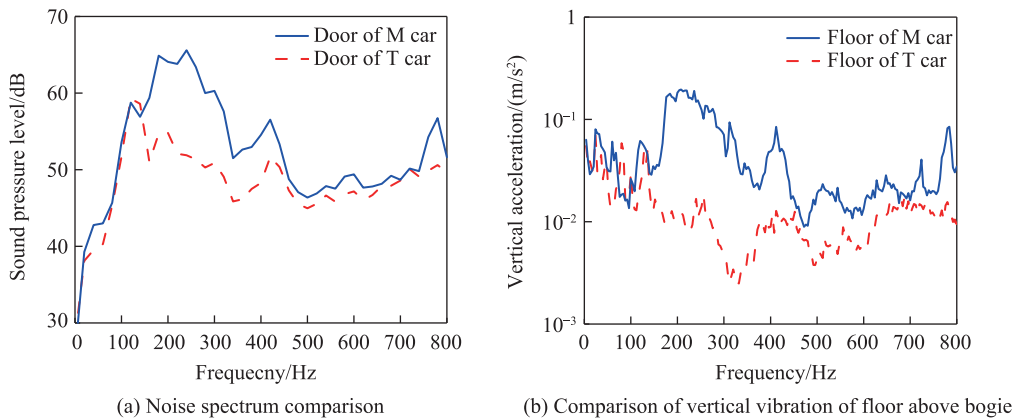


图4 M车与T车车内噪声与振动频谱对比  
Fig. 4 Noise and vibration spectrum comparison of M car and T car

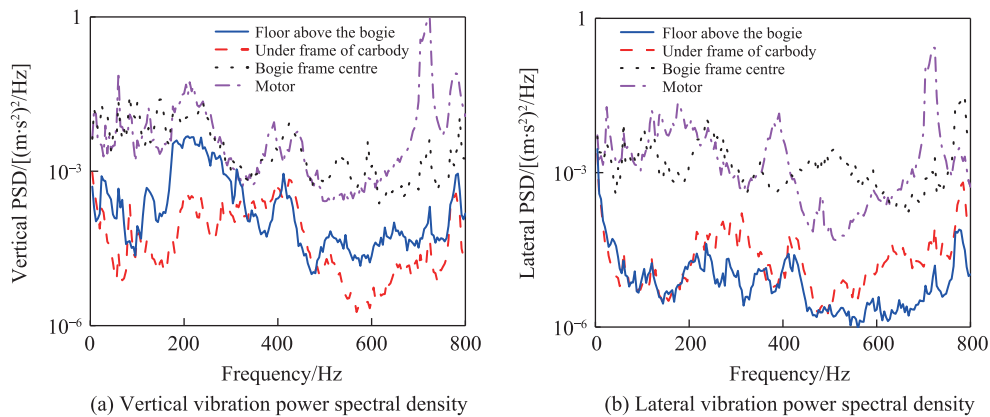


图5 各个位置振动功率谱密度结果  
Fig. 5 Results of vibration power spectral density at various locations

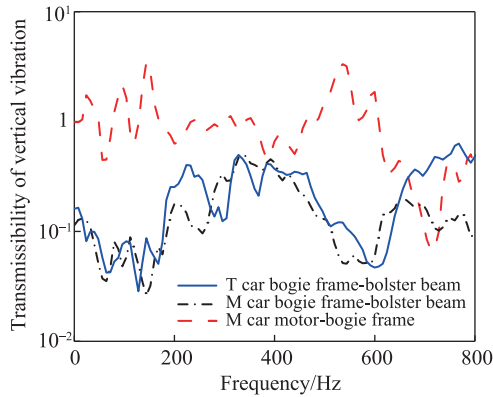


图6 垂向振动传递性

Fig. 6 Vertical vibration transmission

件的减振作用,振动得到一定程度的衰减,但在300~400 Hz处振动衰减明显低于其他频率,与地板垂向振动能量分布对应关系较强。

## 2 车内高频空气声仿真分析

### 2.1 统计能量分析法

统计能量分析法<sup>[17-18]</sup> (statics energy analysis, SEA)是一种从模态和能量角度出发的统计处理方法,用于分析高频区内复杂系统的噪声振动的耦合问题。由于有限元法高频局部振动存在分析效率不高且精度不够的问题<sup>[19]</sup>,而对于复杂结构系统的高频噪声计算,SEA算法基于系统能量传递和平衡的统计求解方法,随着模态数的增加,SEA算法的计算精度逐渐提升,其在高频段噪声分析具有优势。

统计能量法需将分析模型大的子系统分为若干个子系统,从而能够区别不同区域的声学特性。子系统的划分以模态密度为基准,以点导纳法<sup>[20]</sup>估算模态密度,将平均内损耗因子<sup>[21]</sup>和耦合损耗因子纳入耦合系统进行模态能量计算。

整个系统平衡方程组公式如下

$$\begin{bmatrix} \Pi_1 \\ \Pi_2 \\ \vdots \\ \Pi_m \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_{11} & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{m1} \\ -\eta_{12} & \eta_{22} & \cdots & -\eta_{m2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1m} & -\eta_{2m} & \cdots & \eta_{mm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{E}_1 \\ \bar{E}_2 \\ \vdots \\ \bar{E}_m \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $\Pi_m$ 为作用于第 $m$ 个子系统的激励源对该子系统的平均输入功率; $\eta_{mm}$ 为第 $m$ 个子系统总损耗系数; $\bar{E}_i$ 为第 $i$ 个子系统的平均模态能量。

### 2.2 车内噪声模型建立

基于SEA法建立高频车内声学仿真模型,对

该模型进行结构简化,车体建模均采用平板结构单元,车身结构材料为铝,车窗为玻璃。整个模型由3节车构成,车长57.0 m,车宽3.8 m,车高2.6 m。T车(含司机室)质量为18 t,M车(含贯通道)19 t。通过对平板单元赋予隔声量,基于实测数据设置声腔阻尼损耗因子,来实现声腔间的传递和衰减,如图7所示。

声腔车体模型与附加声源位置如图8所示,声源作为激励,附加在对应声腔。

运行状态下车辆噪声源包括轮轨噪声、牵引逆变器、电机和齿轮箱噪声等各设备声源,在运行情况下由实验室测试得到,主要声源数据如图9所示。相较于T车,除了轮轨噪声以外,M车具有牵引系

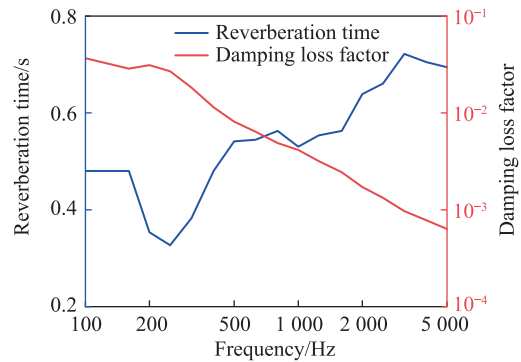
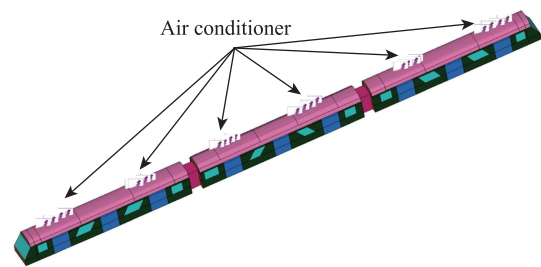
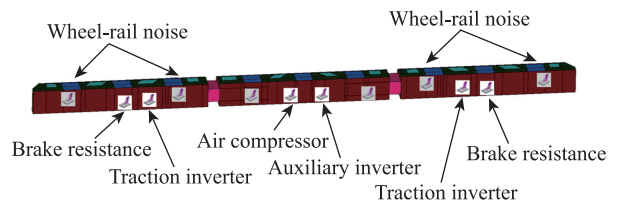


图7 声腔阻尼设置

Fig. 7 Cavity damping setting



(a) Location of air conditioning sound sources



(b) Other sound source locations

图8 车体模型及声源分布

Fig. 8 Interior noise model and sound source distribution

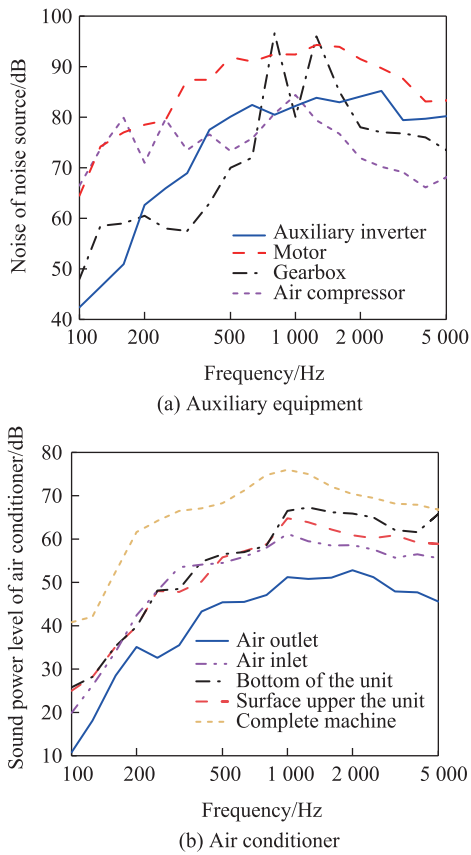


图9 噪声源数值  
Fig. 9 Noise source value

统噪声源,相较于结构声,轮轨噪声与牵引系统在高频区间较大,地板、侧墙、车门等车体板件结构在高频处隔声量较高,对这些空气声源进行隔离,所以对于车内的空气传递路径而言,T车与M车的轮轨噪声及牵引噪声声源及板件隔声的差异会对其产生重要影响。

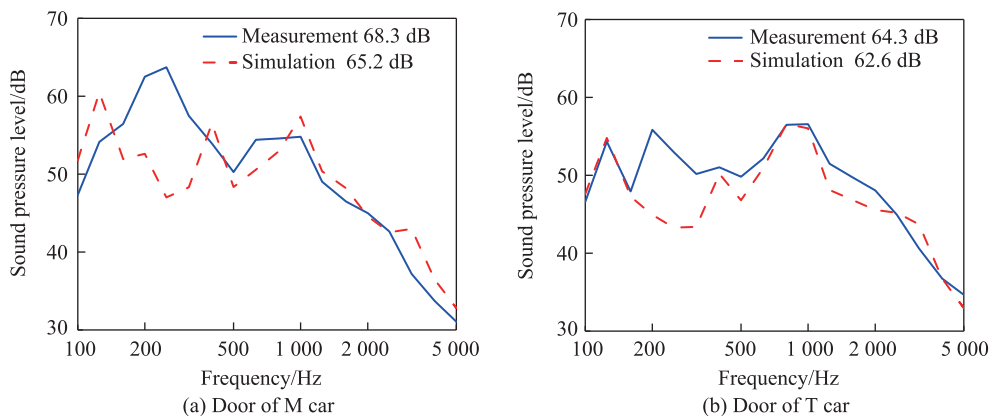


图11 60 km/h 实测仿真对比  
Fig. 11 Comparison of the measurement and the simulation at 60 km/h

对车体各个位置板件的隔声量进行测试,经声学实验室测试得到。图10为车体部分结构隔声量数据。车体结构在高频隔声量较大,低频时较小,中间频段由于吻合效应,在部分频率会出现隔声量下降的趋势,车体结构对于1000 Hz以上的高频噪声隔声效果较好。

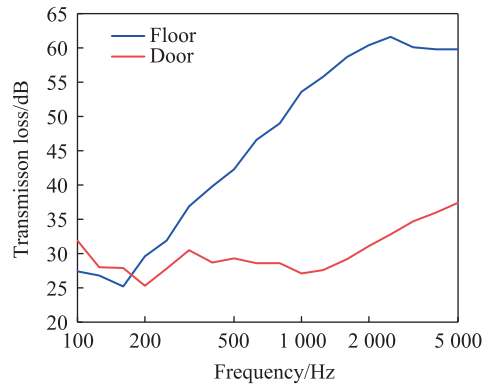


图10 车体部分隔声量数值  
Fig. 10 Sound insulation of the car body

### 2.3 车内空气声响应分析

图11与图12分别对比了60 km/h与80 km/h工况下M车与T车1车门处车体中心位置的噪声仿真与实测结果对比,噪声出现较大差异的频段主要在150~400 Hz频段内,实测结果远高于仿真结果。

因该模型仅考虑了空气声传递路径,因而此频段内噪声差异主要来源于因结构振动产生的结构声。这也表明无论是M车或T车,在250 Hz频率附近都存在一定的结构声。但T车在该频率的声压级较整体来说并不突出,因此在实际测试中没有表现出异常噪声的情况。

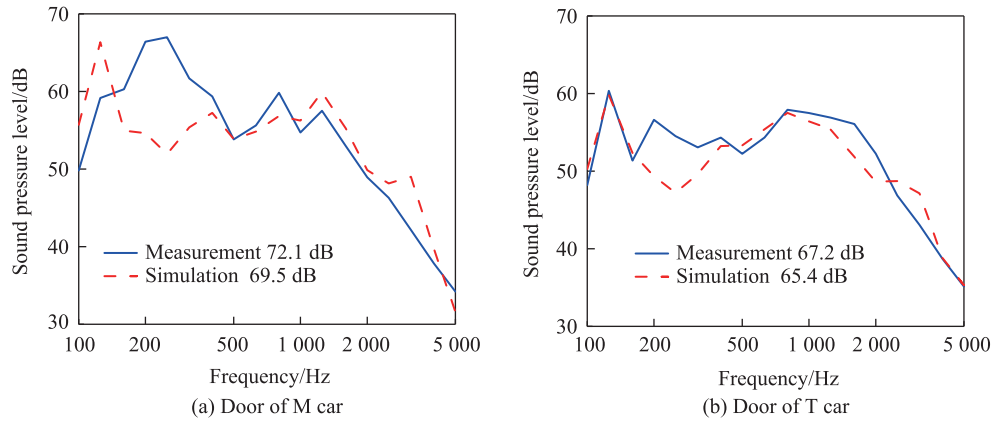


图 12 80 km/h 实测仿真对比

Fig. 12 Comparison of the measurement and the simulation at 80 km/h

对比不同车速下 M 车与 T 车的噪声,可得 M 车声压级基本在全频段都高于 T 车声压级,在小于 1 000 Hz 范围内较为明显且整体噪声声压级变化与运行速度呈正相关。运行工况较静置工况在声源激励方面上增加了轮轨噪声、电机、齿轮箱与牵引逆变器处的噪声源。其中除轮轨噪声外,另外三个噪声源都属于牵引系统,仅在 M 车施加。由于测试时采用新车,所以 M 车与 T 车车轮结构一致,可以排除两者轮轨噪声差异。可以得出,牵引系统传递至车内的空气声对车内总体声压级具有较大的影响。

图 13 是对比 80 km/h 工况下 M 车和 T 车车内实测与仿真结果。M 车结果差值主要集中在 150~400 Hz,车门处的结构声与牵引系统的振动传递具有明显的联系,由于 T 车没有牵引系统,仅受到轮轨激励的振动传递,而 M 还会受到牵引系统中电机齿轮箱等设备的振动传递,因此 T 车车内在 250 Hz

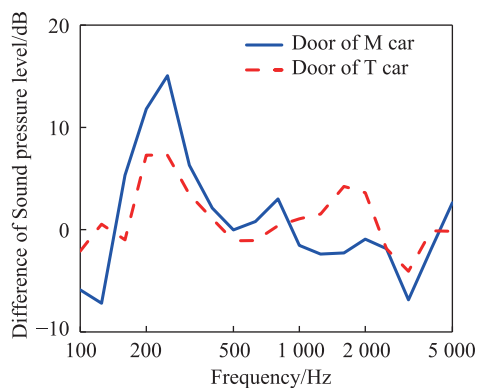


图 13 两车空气声仿真与车内噪声测试结果差值对比

Fig. 13 Comparison of difference between simulated air-borne noise and measurement noise for the two cars

附近实测与仿真的差值较 M 车较小。

### 3 车内低频结构声影响分析

使用有限元法建立车辆低频结构噪声仿真模型,进一步探究由牵引传动系统传递至车内的振动产生的结构声对车内噪声的影响。

#### 3.1 有限元法

有限元法是根据不同的离散化类型来构造出近似的方程组,通过数值方法求解。而这些数值模型方程的解,就是相应的偏微分方程真实解的近似解。该方法对计算和分析中低频率激励作用下振动和声辐射十分有效<sup>[22]</sup>。

体结构的位移响应公式

$$\mathbf{H}(\omega)\mathbf{u}(\omega) = \mathbf{f}(\omega) \quad (2)$$

式中: $\mathbf{f}(\omega)$ 为振动源位置施加的随机激励; $\mathbf{H}(\omega)$ 为频率响应函数(动态、刚度矩阵); $\mathbf{u}(\omega)$ 为位移响应, $\omega$ 为频率。

频率响应函数的计算公式如下

$$\mathbf{H}(\omega) = \mathbf{K} + i\omega\mathbf{D} - \omega^2\mathbf{M} \quad (3)$$

式中: $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵; $\mathbf{D}$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{M}$ 为质量矩阵。

将位移响应转变为法向速度响应公式

$$\mathbf{v}_n(\omega) = i\omega\mathbf{H}^{-1}(\omega)\mathbf{f}(\omega)\mathbf{n} \quad (4)$$

式中: $\mathbf{v}_n(\omega)$ 为结构法向速度响应; $\mathbf{n}$ 为结构件数量。

计算车内具体的某点的声压频率响应公式

$$\begin{aligned} p_i(\omega) &= \mathbf{b}^T(\omega)\mathbf{v}_n(\omega) \\ &= i\omega\mathbf{b}^T(\omega)\mathbf{H}^{-1}(\omega)\mathbf{f}(\omega)\mathbf{n} \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $\mathbf{b}^T(\omega)$ 为影响系数矩阵; $i$ 为结构件上节点序号。

结构中某点的整体声压响应公式

$$p = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m p_{ji}(\omega) = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m b_{ji} v_{nji} \quad (6)$$

式中: $n$ 为结构件数量; $m$ 为结构件上节点数量; $p_{ji}(\omega)$ 为第 $j$ 件结构件上第 $i$ 个节点的声压频率响应; $v_{nji}$ 为第 $j$ 件结构件上第 $i$ 个节点的结构法向速度响应; $b_{ji}$ 为第 $j$ 件结构件上第 $i$ 个节点的影响系数。

### 3.2 有限元模型建立

以M车为例,车辆三维模型包括了主要的承载结构以及必要的附加设备,为了提高计算效率,对模型适当简化,保留主要承载结构原有结构,将板件简化为壳单元,将附加设备以质量点的形式均匀分布在车体上。其中地板板件是由多层板件组成,根据实际车辆情况,还布置有橡胶减振垫。其结构阻尼设置依据橡胶材料特性,选择保留线性部分应变能的一阶Mooney-Rivlin本构模型,同时设置整体结构阻尼比。建立有限元模型,如图14所示。

### 3.3 振动噪声响应分析

基于实际测试获取的各测点振动加速度作为输入激励,计算在该工况下的车内振动噪声响应。以80 km/h运行工况为例,施加激励得到计算结果与实测地板振动加速度对比,如图15所示。基于有限元方法计算得到的地板振动响应与实际测试的结果两者窄带频谱趋势能够较好吻合,证明了结

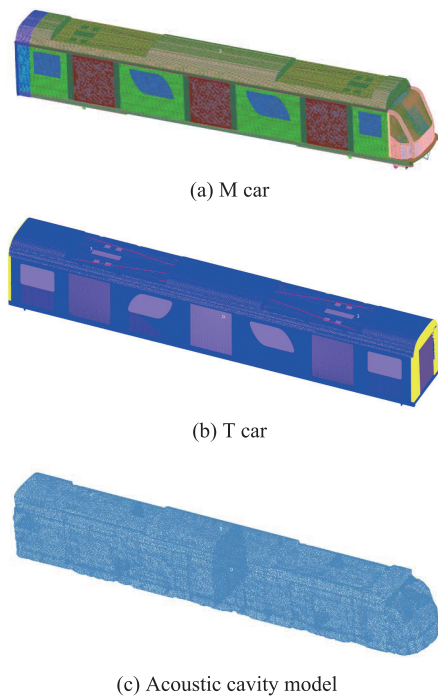


图14 有限元模型示意图

Fig. 14 Schematic diagram of the finite element model

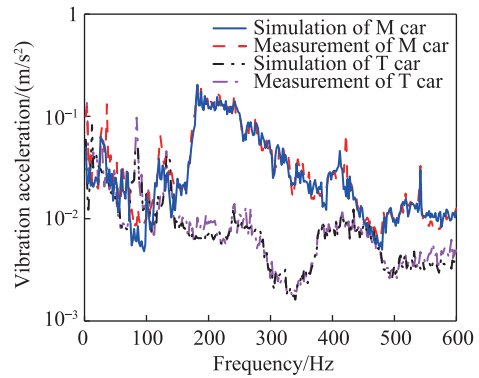


图15 地板振动响应对比

Fig. 15 Comparison of floor vibration response

构声仿真模型的可靠性。

由于低频段内车内噪声主要来自于结构声,在计算结构声与结构振动以及比较分析时忽略空气声影响。分别对60 km/h与80 km/h工况进行噪声仿真,频谱结果如图16所示。随着列车运行速度的提高,噪声在全频段内都有所增加,M车在200 Hz附近存在明显峰值,T车较为不明显。

为了获得结构声在全频段的分布趋势,将计算得到的结构声窄带频谱转化为1/3倍频程后,与前文得到的空气声结果进行叠加,并与实测结果对比,如图17所示。叠加之后的仿真结果在全频段内与实测结果都较为接近。叠加之前在150~400 Hz频段内,空气声模型仿真结果与实测结果相差较大,在与结构声叠加后基本与实测保持一致,证实了前文在150~400 Hz频段内主要为结构声的猜测。进一步证明该试验城轨车辆的M车因为转向架等牵引系统的存在,使得车内噪声整体高于T车。

## 4 结论

1)通过试验得出,M车相较于T车在转向架上方车内区域噪声在150~400 Hz频段内存在显著峰值,同时该区域地板振动加速度峰值较高。

2)基于统计能量法建立空气声模型。计算对比实测结果发现在超过500 Hz的频段内空气声占主要成分。同时通过对比静置与运行状态下M车与T车仿真结果得出结论,牵引系统传递至车内的空气声使得车辆在全频段内声压级有所提高,对车内噪声影响较大。

3)基于有限元法建立车内低频结构声仿真模型,研究结果表明在200 Hz附近存在显著的车内



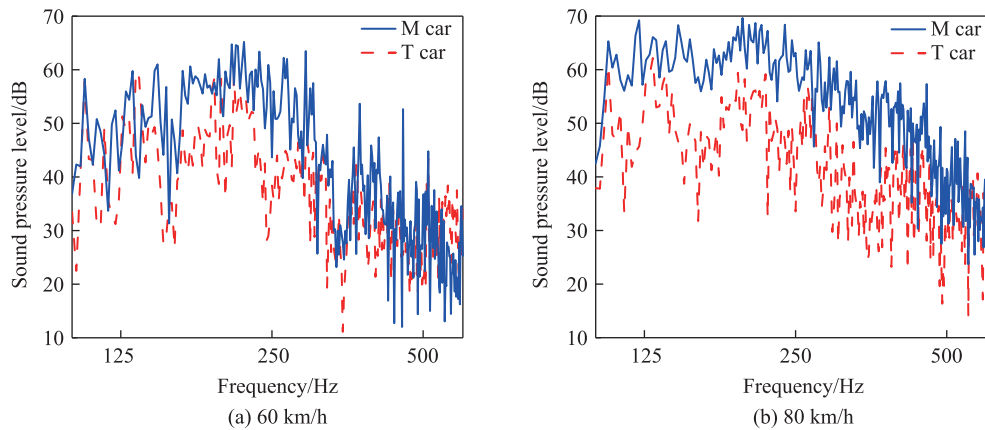


图 16 结构声仿真对比

Fig. 16 Comparison of structure-borne sound simulation

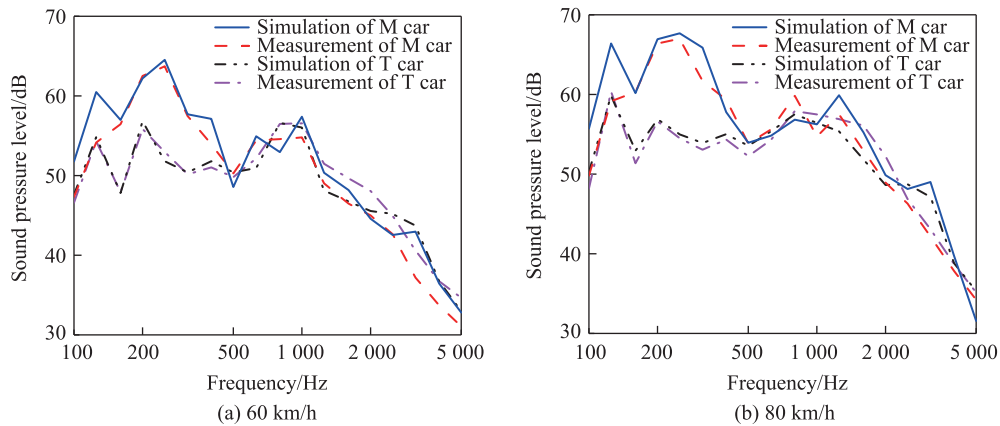


图 17 车内总噪声对比

Fig. 17 Comparison of total noise in the car

噪声峰值,且M车声压级整体高于T车。并且随着频率的增加逐渐降低,表明牵引系统振动传递产生的结构声对车内噪声在较低频段内具有较大的贡献。基于仿真模型与车辆振动噪声的线路测试,将结构声与空气声的全频域仿真结果叠加后与实测结果进行对比,两者较为接近,在200 Hz附近的异常噪声峰值是由于牵引系统的振动传递至车内产生的。

#### 参考文献:

- [1] THOMPSON D. Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control[M]. Amsterdam: Elsevier, 2008.
- [2] HARDY A E J. Railway passengers and noise[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 1999, 213(3): 173-

180.

- [3] ZHANG J, XIAO X B, SHENG X Z, et al. Characteristics of interior noise of a Chinese high-speed train under a variety of conditions[J]. Journal of Zhejiang University-Science A, 2017, 18(8): 617-630.
- [4] LI H, THOMPSON D, SQUICCIARINI G, et al. A framework to predict the airborne noise inside railway vehicles with application to rolling noise[J]. Applied Acoustics, 2021, 179: 108064.
- [5] LI H, THOMPSON D, SQUICCIARINI G, et al. Investigation of acoustic transmission beneath a railway vehicle by using statistical energy analysis and an equivalent source model[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 150: 107296.
- [6] LI H, SQUICCIARINI G, THOMPSON D, et al. A modelling approach for noise transmission through extruded panels in railway vehicles[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 502: 116095.

- [7] SOETA Y, SHIMOKURA R. Survey of interior noise characteristics in various types of trains[J]. *Applied Acoustics*, 2013, 74(10): 1160-1166.
- [8] LIU X W, THOMPSON D, SQUICCIARINI G, et al. Measurements and modelling of dynamic stiffness of a railway vehicle primary suspension element and its use in a structure-borne noise transmission model[J]. *Applied Acoustics*, 2021, 182: 108232.
- [9] 冯青松, 周豪, 陈艳明, 等. 隧道内地铁列车车内噪声预测分析[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(15): 271-276.  
FENG Q S, ZHOU H, CHEN Y M, et al. Prediction and analysis of noise inside metro train in tunnel[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(15): 271-276.
- [10] 刘国漪, 孙文静, 周劲松. 地铁列车车内低频结构噪声仿真[J]. *计算机辅助工程*, 2018, 27(3): 6-10.  
LIU G Y, SUN W J, ZHOU J S. Simulation of low frequency structure noise in metro train[J]. *Computer Aided Engineering*, 2018, 27(3): 6-10.
- [11] STRÖM R. Operational transfer path analysis of components of a high-speed train bogie[D]. Göteborg: Chalmers University of Technology, 2014.
- [12] SAPENA J, TABBAL A, JOVÉ J, et al. Interior noise prediction in high-speed rolling stock driver's cab: focus on structure-borne paths (mechanical and aero sources)[M]. Tokyo: Springer, 2012.
- [13] 蒋佳姘, 孙文静, 周劲松. 地铁车内空气声传递路径分析及板件隔声性能优化[J]. *噪声与振动控制*, 2023, 43(3): 153-160.  
JIANG J J, SUN W J, ZHOU J S. Analysis of airborne noise transfer path in metro and optimization of sound insulation performance of panel structures[J]. *Noise and Vibration Control*, 2023, 43(3): 153-160.
- [14] ZHANG Y, LI L, LI H. Interior noise prediction of metro train in a tunnel caused by wheel/rail rolling[J]. *Acoustics Australia*, 2024, 52(2): 161-173.
- [15] 张玉梅, 肖新标, 温泽峰, 等. 低地板车结构传声及车内噪声特性[J]. *噪声与振动控制*, 2014, 34(4): 1-4.  
ZHANG Y M, XIAO X B, WEN Z F, et al. Structure-borne sound transfer path of a low-floor vehicle and its interior noise property[J]. *Noise and Vibration Control*, 2014, 34(4): 1-4.
- [16] 许孝堂, 金学松. 地铁车内噪声超标分析[J]. *噪声与振动控制*, 2017, 37(5): 75-79.  
XU X T, JIN X S. Analysis of the excessive interior noise in a metro coach[J]. *Noise and Vibration Control*, 2017, 37(5): 75-79.
- [17] FORSSÉN J, TOBER S, CORAKCI A C, et al. Modelling the interior sound field of a railway vehicle using statistical energy analysis[J]. *Applied Acoustics*, 2012, 73(4): 307-311.
- [18] SADRI M, BRUNSKOG J, YOUNESIAN D, et al. Application of a Bayesian algorithm for the statistical energy model updating of a railway coach[J]. *Applied Acoustics*, 2016(112): 84-107.
- [19] 雷晓燕, 翁凌霄, 余亮亮, 等. 基于混合FE-SEA法的箱梁结构噪声特性研究[J]. *华东交通大学学报*, 2023, 40(4): 1-8.  
LEI X Y, WENG L X, YU L L, et al. Structural noise of box girder for elevated track: an analysis based on the hybrid FE-SEA model and experiment[J]. *Journal of East China Jiaotong University*, 2023, 40(4): 1-8.
- [20] 陈飞, 董萼良. 点导纳法的模态密度测试试验[J]. *噪声与振动控制*, 2017, 37(1): 183-187.  
CHEN F, DONG E L. Modal density measurement test based on point admittance method[J]. *Noise and Vibration Control*, 2017, 37(1): 183-187.
- [21] JANG H, HOPKINS C. Prediction of sound transmission in long spaces using ray tracing and experimental statistical energy analysis[J]. *Applied Acoustics*, 2018, 130: 15-33.
- [22] 郑建华. 高速列车车内低频噪声分析与预测研究[D]. 济南: 山东大学, 2016.  
ZHEN J H. Research on the analysis and prediction of the interior noise of high-speed train in low frequency domain[D]. Ji'nan: Shandong University, 2016.



第一作者:张佳聶(1999—),男,硕士研究生,研究方向为车辆噪声与振动控制。E-mail: zhangjianie915@163.com。



通信作者:孙文静(1989—),女,副教授,博士,研究方向为车辆噪声与振动控制。E-mail: sunwenjing@tongji.edu.cn。

(责任编辑:熊玲玲)