

# 空调系统对地铁车内噪声影响与优化分析

时 蒙 刘林林 周 飞

(中车南京浦镇车辆有限公司, 210031, 南京)

**摘 要** [目的] 地铁车内噪声影响着乘车的舒适性, 其中空调系统对地铁车辆车内噪声的影响不容忽视, 因此有必要对相关问题的研究, 以期提高乘客的乘车体验感。[方法] 基于 SEA(统计能量分析)法, 建立了地铁列车车内噪声仿真模型, 并结合空调机组实测声源数据, 进行仿真计算; 研究了空调机组对车内噪声影响及优化方法。[结果及结论] 在静置工况下, 空调噪声对车内噪声影响最大; 在运行工况下, 由于动车受到牵引系统噪声的影响, 空调系统对拖车车内噪声的影响比动车大; 随着地铁运行速度的提高, 轮轨噪声占主要成分, 空调对车内噪声的影响降低; 空调系统对车内噪声影响主要在 400 Hz 以下的中低频段, 而在 400 Hz 以上频率成分主要由轮轨噪声及牵引系统噪声导致。地铁车辆空调系统送风口对车内噪声贡献量较大, 通过优化送风口可显著降低该地铁车内噪声。

**关键词** 地铁; 空调系统; 车内噪声

**中图分类号** TB533+.1:U231

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2024.05.021

## Impact of Air-conditioning Systems on Metro Vehicle Interior Noise and Optimization Analysis

SHI Meng, LIU Linlin, ZAOU Fei

(CRRC Nanjing Puzhen Co., Ltd., 210031, Nanjing, China)

**Abstract** [Objective] Metro vehicle interior noise affects passenger comfort, with the air-conditioning system causing an undeniable impact. Therefore, it is necessary to study related issues to improve passenger's riding experience. [Method] Using the SEA (statistical energy analysis) method, a simulation model for metro vehicle interior noise is established, and simulated calculations are performed based on field-measured sound source data from air-conditioning units. The impact of air-conditioning units on interior noise and optimization methods are investigated. [Result & Conclusion] The results indicate that under static conditions, air-conditioning noise has the greatest impact on vehicle interior noise. Under operating conditions, due to the influence of traction system noise on the trailer cars, the impact of air-conditioning system on interior noise in trailer cars is greater than in motor cars. As metro operating speed increases, wheel-rail noise becomes the main

component, reducing the impact of air-conditioning on interior noise. The air-conditioning system mainly affects interior noise in the mid-to-low frequency range below 400 Hz, while frequency components above 400 Hz are primarily caused by wheel-rail noise and traction system noise. Since the air supply outlet of metro vehicle air-conditioning system contributes significantly to interior noise, optimizing the air supply outlet can significantly reduce interior noise levels.

**Key words** metro; air-conditioning system; vehicle interior noise

地铁车内噪声一般由结构噪声和空气噪声组成。结构噪声是指通过结构振动将噪声传递到车内, 主要为 500 Hz 以下的中低频噪声; 空气噪声则主要由车外噪声源通过车身间隙直接传递到车辆内部的噪声, 其包括通过隔板传递的噪声, 即一般为 800 Hz 以上的中高频噪声。地铁的一般运行速度为 35 ~ 120 km/h, 车内噪声以空气噪声为主, 运行时除了轮轨噪声这一主要噪声源外, 辅助设备空调系统由于直接与车内空间相连接, 其对地铁车内噪声的影响也较大。因此, 对地铁车辆空调机组的噪声特性进行分析对车内声学舒适性具有重要意义。

国内外学者对轨道车辆空调机组减振降噪进行了相关研究<sup>[1-3]</sup>。其中, 展伟等测试了地铁车辆不同速度运行时空调系统开关工况下的车内噪声, 并且发现空调系统噪声对坐与站的乘客的影响差别不大<sup>[4]</sup>。柳周等对某地铁车辆空调机组进行了振动与噪声测试, 通过将空调机组分部件运行及切断回风口等不同工况的对比测试, 发现该空调回风口处是客室内噪声最大的位置<sup>[5]</sup>。但目前的研究基本上是对空调单一系统进行结构和性能优化设计, 或是通过车内噪声测试分析空调机组对地铁车内噪声贡献量, 这需要消耗较大的人力物力与时间, 而采用仿真的方法则可提高空调系统设计的效率。

目前, 轨道车辆噪声仿真的方法包括 FEM(有

限元法)、BEM(边界元法)和SEA(统计能量分析)法。FEM和BEM适用于频率在200 Hz以下的车内低频振动传播噪声,而SEA法在高频段的空气噪声分析中占有明显的优势。Mattson等对比了SEA法模型预测的隔声量和试验测量值,证明了统计能量法具有相当的精度<sup>[6]</sup>。Fiedler等建立了精细化的轻轨车辆SEA模型,预测了在轮轨噪声及空调设备噪声等激励下的车内噪声<sup>[7]</sup>。轨道车辆空调机组由于其较高的空气声传播成分,在地铁噪声控制方面受到广泛关注。本文基于统计能量法对该地铁列车进行车内噪声仿真计算,分析不同工况下空调机组声源对地铁车内噪声影响,为地铁车辆的减振降噪和改善乘车舒适性提供依据。

## 1 空调系统声源分析

### 1.1 空调声源分布

地铁每节车厢的车顶两端安装2台空调机组,每台空调机组设置2台冷凝风机、2台压缩机和2台通风机。客室空调机组为顶置式薄型单元式空调机组,其采用变频空调系统,制热采用热泵技术,其机组上表面设有2台冷凝风机,下表面有2个送风口和1个回风口。客室空调机组布置图如图1所示。空调系统的噪声主要来自其压缩机、风机等运转设备的噪声,本列车空调通风机采用双进风型式,风机运转时因为气流流动的不平稳性导致气体与气体及气体与物体相互作用,产生空气的扰动的噪声,即“空气动力性噪声”。

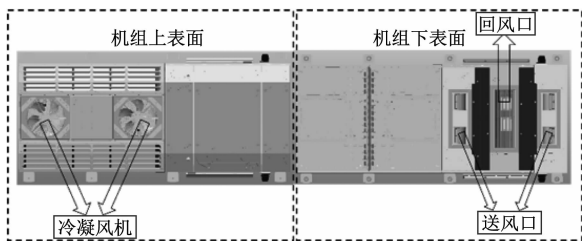


图1 客室空调机组布置图

Fig. 1 Layout diagram of compartment air-conditioning units

### 1.2 空调声功率测试

首先,根据国际标准化组织ISO 9614-2:1996<sup>[8]</sup>和JB/T 4330—1999标准<sup>[9]</sup>进行空调机组的声功率测试,空调声功率测试时样机被放置在2.2 m高的工装上,测试现场如图2所示。测试时,采用模拟空调正常工作模式进行声功率测试,空调机组制热模

式与制冷模式下机组工作部件相同。工作时,新风入口调节门自动开启到合适位置,新风与回风按额定的比例混合,风量测试根据设计风量调节,在测量前将送风量与回风量调节至正常工作状态,确保送风口和回风口的状态和实际使用状态保持一致,然后由通风机将经过处理的空气经风道送入客室内进行空气调节。



图2 空调声功率测试现场实景图

Fig. 2 Photo of air-conditioner acoustic power test site

测试部位包括机组送风口、回风口、上表面和下表面。依据ISO 9614-2:1996标准采用手动扫描方法,按照规定扫描路径移动声强探头。手动操作扫描速度尽量在0.1~0.5 m/s。测试时声强探头方向垂直于测试面元,每个测试面元需扫描2次,且2次扫描方向需垂直;每次每个面元扫描测试时间不少于20 s。声强探头扫描路径如图3所示。

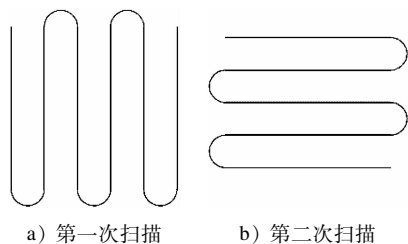


图3 声强探头扫描路径

Fig. 3 Sound intensity probe scanning path

经测试分析后,获得空调机组送风口(2个)、机组上、下表面的测试声功率结果频谱见图4。该声源测试结果为车内噪声仿真模型提供空调机组声源输入。由图4可见:机组上表面的声功率最大为87.0 dB(A),这主要是由空调冷凝风机引起的;该空调回风口噪声最小仅为64.1 dB(A),而2个送风口处声功率分别为80.4 dB(A)和78.3 dB(A),比回风口要高15.0 dB(A)左右,这是受制冷机组的空气动力性噪声和机械振动噪声的影响;噪声测试结果表明该空调机组的辐射噪声分布频带较宽。

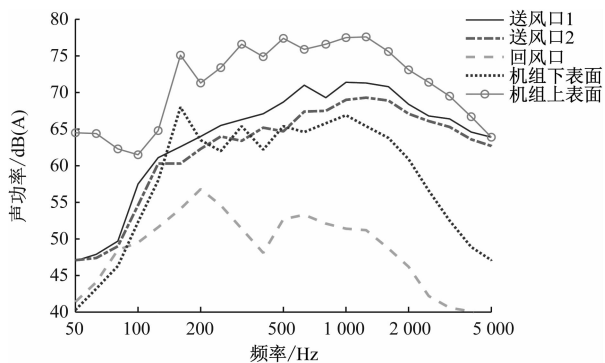


图4 空调声功率测试结果

Fig. 4 Air-conditioning acoustic power test results

## 2 地铁车内噪声仿真模型

### 2.1 统计能量法

基于地铁列车 Tc (带司机室的拖车) 车和 Mp (有受电弓的动车) 车的几何模型, 采用 SEA 法建立车内噪声仿真模型对车内噪声进行分析。SEA 法将研究对象视为由多个可以贮存能量的子系统构成并研究它们之间能量的传递与平衡, 最终确定研究对象的响应状态。所有子系统能量均来自于外界激励, 能量可以被子系统自身阻尼损耗, 也可以传递给相邻子系统。当系统处于稳态时, 子系统的总输入能量应等于上述 2 种方式损耗的能量之和。因此, 两子系统之间的功率流平衡方程就可以表达为:

$$P_{i,\text{in}} = P_{i,\text{d}} + \sum_{j=1, j \neq i}^N P_{i,j} \quad (1)$$

式中:

$P_{i,\text{in}}$ ——子系统  $i$  的输入功率;

$P_{i,\text{d}}$ ——子系统  $i$  的内损耗功率;

$P_{i,j}$ ——子系统  $i$  传递到子系统  $j$  的功率流;

$N$ ——子系统总数量。

当有若干个子系统相互耦合时, 功率流平衡方程组变形后有如下形式:

$$\begin{bmatrix} P_{1,1m} \\ P_{2,2m} \\ \vdots \\ P_{m,mm} \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_{11}n_1 & -\eta_{21}n_2 & \cdots & -\eta_{m1}n_m \\ -\eta_{21}n_1 & \eta_{22}n_2 & \cdots & \eta_{m2}n_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{m1}n_1 & -\eta_{m2}n_2 & \cdots & \eta_{mm}n_m \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_1/n_1 \\ E_2/n_2 \\ \vdots \\ E_m/n_m \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中:

$\eta_{mm}$ ——第  $m$  个子系统的总损耗因子, 为子系统自身的内损耗因子及其与其他子系统之间的耦合损耗因子之和, 即  $\eta_m = \eta_{md} + \sum_{j=1, j \neq i}^m \eta_{ij}$ ;

$n_m$ ——第  $m$  个子系统的模态密度。

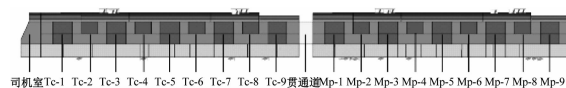
其中, 子系统能量与子系统模态密度的比值  $E_m/n_m$  即表示了子系统  $i$  的平均模态能量。

SEA 法将复杂系统划分为多个可以贮存能量的子系统, 其可分为结构子系统和声腔子系统。能够贮存能量的子系统是由一群具有相似动力学特性的模态组成的, SEA 法计算的是每个子系统的平均响应而非每个模态的精确响应。在简化建立 SEA 法模型时, 通常用模态密度及模态重叠系数来衡量子系统是否满足 SEA 法的假设前提。

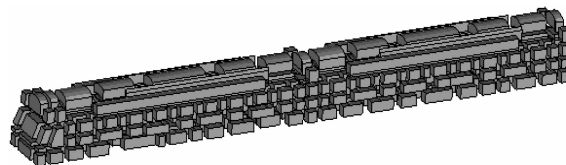
根据 SEA 法的假设, 子系统需满足模态密度  $n > 1$  或模态重叠系数  $M > 1$ 。而两子系统之间满足 SEA 法弱耦合假设的条件是耦合损耗因子  $\eta_{ij}$  在数值上小于每个子系统的内损耗因子  $\eta_i$  和  $\eta_j$ 。

### 2.2 车内噪声仿真模型

依据地铁列车的几何结构, 合理划分车体结构子系统和车内外声腔子系统, 采用 SEA 法建立的地铁车内噪声仿真模型, 如图 5 所示。该列车在车体左、右两侧对称分布有 10 对车门, 8 对侧窗, 整车共包含 267 个结构子系统 (258 个平板子系统和 9 个单曲壳子系统); 整车内、外共有 318 个声腔子系统, 其中车体内有 77 个声腔子系统; 依据各个子系统的材料和物理属性, 计算各个子系统的模态密度、内部损耗因子和耦合损耗因子。



a) 车体整体结构子系统



b) 车体整体结构声腔子系统

图5 地铁车内噪声仿真模型

Fig. 5 Simulation model of metro vehicle interior noise

对子系统进行正确的耦合连接以保证噪声能量能在不同子系统间进行传递, 并将各个板件的隔声量频谱数据赋予到该车内噪声仿真模型上。



最后,确定地铁列车模型的噪声源激励,施加轮轨噪声、牵引电机及空调机组等辅助设备声源激励。其中,客室空调机组安装在车顶的两端,而司机室只有通风单元。基于上述模型,计算不同工况下地铁列车在不同位置的车内噪声大小及频谱分布。地铁列车噪声源分布如图6所示。

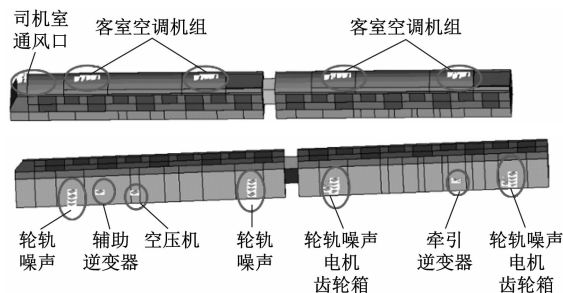


图6 地铁列车噪声源分布

Fig. 6 Distribution of noise sources in metro train

### 3 空调机组对车内噪声影响分析

为了探究地铁车载空调机组对车内噪声的影响,通过 SEA 法对我国某地铁列车进行车内噪声仿真分析,对比不同工况下空调机组对地铁车内噪声贡献量。

#### 3.1 静置工况

图7为车内 Tc-2 位置噪声测试与仿真结果频谱对比图。为了验证本文仿真模型的准确性,通过车内静置噪声测试,对静置工况下车内噪声测试结果和仿真结果的频谱进行对比。由图7可知:仿真模型的计算结果与测试结果的总声压级结果相差较小,仅为 0.1 dB(A);在低频部分测试结果略大于仿真模型结果,是由于模型中未考虑空调机组结构振动引起的结构噪声,但测试与仿真结果在大部分频谱结果均较为吻合。因而,该仿真模型可用于下一步的空调系统对车内噪声的影响分析。

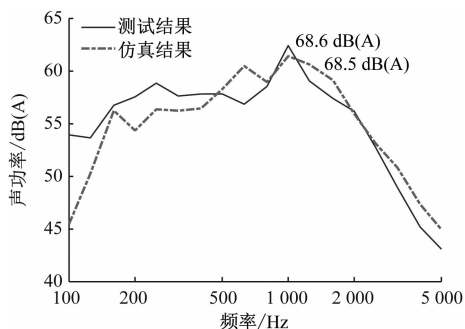
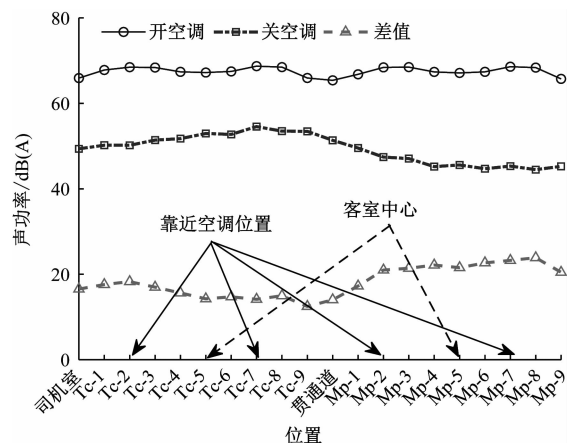


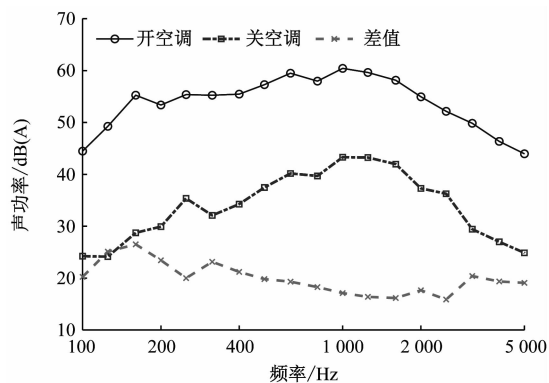
图7 车内 Tc-2 位置噪声测试与仿真结果频谱对比

Fig. 7 Spectral comparison between vehicle interior Tc-2 position noise test and simulation results

静置工况下,地铁车辆的空调机组、空压机和辅助逆变器等辅助设备保持工作状态,此时,包括空调机组的噪声源对车内噪声影响较大。图8为静置工况下空调是否运行对车内噪声差值空间分布的影响。由图8可知:静置工况下空调机组对 Mp 车的影响高于司机室和 Tc 车,这是由于静置时, Mp 车只有车顶两端的空调机组工作; Tc 车和 Mp 车在两端空调机组处的噪声值最大,但随着与空调机组距离的增加,车内噪声响应随之减小;由于 Tc 车和 Mp 车体中心位置距离两空调机组位置均较远,故此处噪声值相对最小。



a) 车内各位置声压级总值



b) Tc-2 车位置车内噪声频谱图

图8 静置工况下空调是运行与否对车内噪声差值空间分布的影响

Fig. 8 Impact of air-conditioning operation on vehicle interior noise distribution under static conditions

#### 3.2 运行工况

地铁列车以匀速 80 km/h、60 km/h 和 40 km/h 运行时,空调是否运行对车内噪声差值空间分布影响如图9所示。由图9可知:地铁列车运行速度越小,空调对车内噪声的影响越大;此时,空调对 Tc 车和司机室内噪声的影响比 Mp 车的大,这是因为

Mp 车的车下齿轮箱和电机设备对 Mp 车内噪声贡献量更大。

当地铁列车以速度 40 km/h 运行且空调等设备都开启时,以差值最大的声腔 Tc-2 和 Mp-4 为例,计算其声腔功率输入贡献量,结果如图 10 所示。由图 10 可知:Tc 车的主要功率来源于上方,贡献量占 87%;Mp 车的主要功率来源于上方和前方(上方占 51%,前方占 37%),上方主要是空调系统噪声,前方主要是转向架区域噪声传到 Mp 车内,因此空调对 Tc 车室内噪声的影响比 Mp 车大。

地铁列车以速度 40 km/h 运行时,空调开、工况下,司机室、贯通道、Tc 车和 Mp 车的声压级噪声频谱结果如图 11 所示。从频域角度总体来看,车

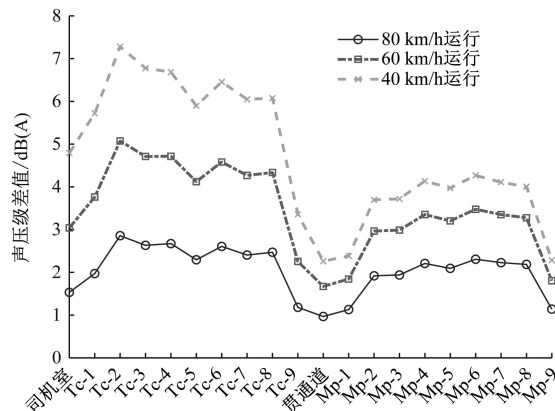
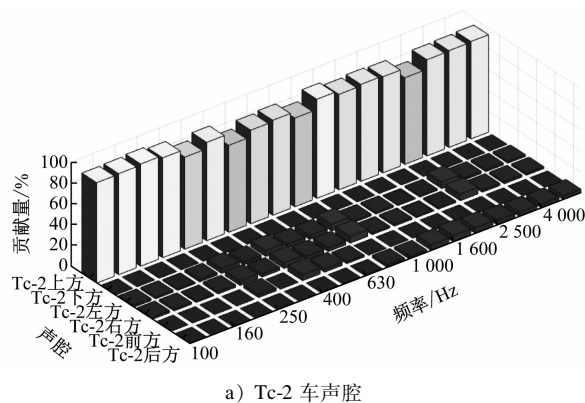
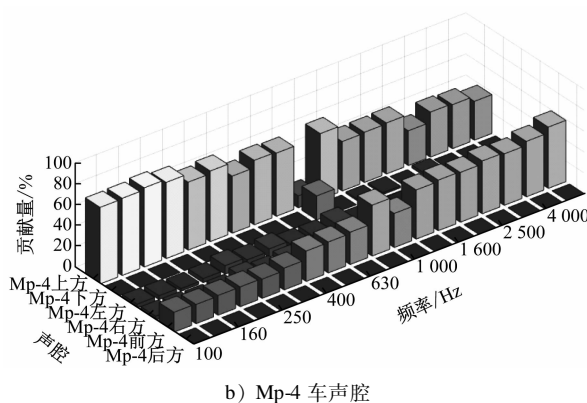


图9 不同速度运行工况车内噪声差值分布

Fig. 9 Vehicle interior noise difference distribution under different operating speed conditions



a) Tc-2 车声腔



b) Mp-4 车声腔

图 10 车内声腔功率输入贡献量

Fig. 10 Contribution of vehicle interior sound cavity power input

内噪声分布较宽,主要集中在 500 ~ 2 000 Hz,其峰值出现在 800 Hz 左右。这主要由轮轨噪声贡献,而空调对车内噪声的影响也分布整个频段,但中低频成分的影响更为显著。在列车速度 40 km/h 运行时,空调对拖车的影响高于动车,这是由于动车存在牵引系统噪声,其对贯通道噪声影响相对较小。

地铁列车以速度 80 km/h 运行时,空调开、工况下,司机室、贯通道、Tc 车和 Mp 车的声压级噪声频谱结果如图 12 所示。由图 12 可知:在中低频段受空调系统的影响仍较大,与运行速度 40 km/h 相比,随着速度的升高,高频段轮轨噪声占比越来越大,空调机组对该频段的噪声贡献减小。

图 13 为不同车速下车内各位置开、关空调频谱差值。由图 13 可知:随着运行速度增大,空调噪声的影响显著减小,且运行时空调噪声的影响也主要集中在 400 Hz 以下的频段。

### 3.3 不同空调位置的影响分析

对比列车以速度 40 km/h 运行时,空调不同工

况下的车内噪声分布,结果如图 14 所示。由图 14 可知:空调正常运行和只开送风口时的车内噪声分布结果几乎相同,而空调只开回风口时车内噪声水平显著下降,因此该空调回风对车内噪声影响较小,而送风口噪声影响更大,因此可针对送风系统进行改进设计,如在送风口附近增加吸音棉或对送风口导流板形状进行优化等。

为定量分析空调送风口对车内噪声的影响,将空调送风口的声功率降低 3 dB(A);重新对车辆静置和以速度 40 km/h 运行时开空调工况下的车内噪声进行计算,与原结果对比。送风口优化设计对车内噪声影响如图 15 所示。由图 15 可知:降低空调送风口声功率后,车辆静置时车内各位置处噪声声压级平均降低了约 2.1 dB(A);以速度 40 km/h 运行时,车内各位置噪声降低了 0.7 ~ 1.7 dB(A)。由此可见,针对空调送风结构进行优化设计可以有效地降低车内噪声水平。

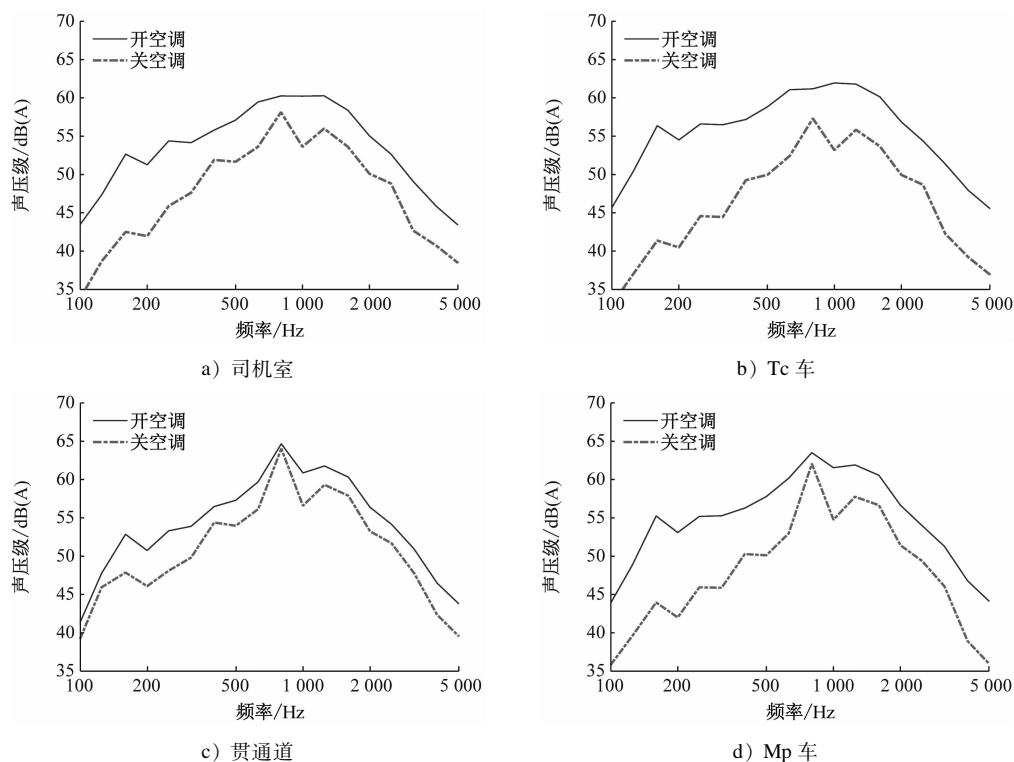


图 11 40 km/h 运行工况下车内噪声频谱

Fig. 11 Vehicle interior noise spectrum under 40 km/h operating speed condition

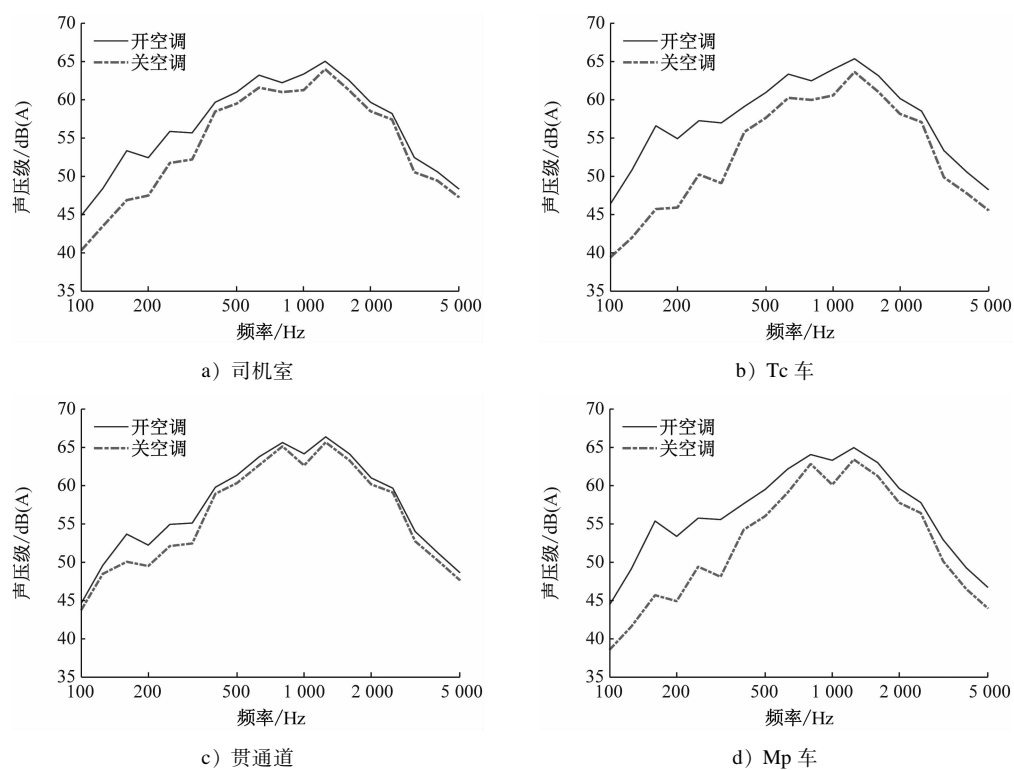


图 12 80 km/h 运行工况下车内噪声频谱

Fig. 12 Vehicle interior noise spectrum under 80 km/h operating speed condition

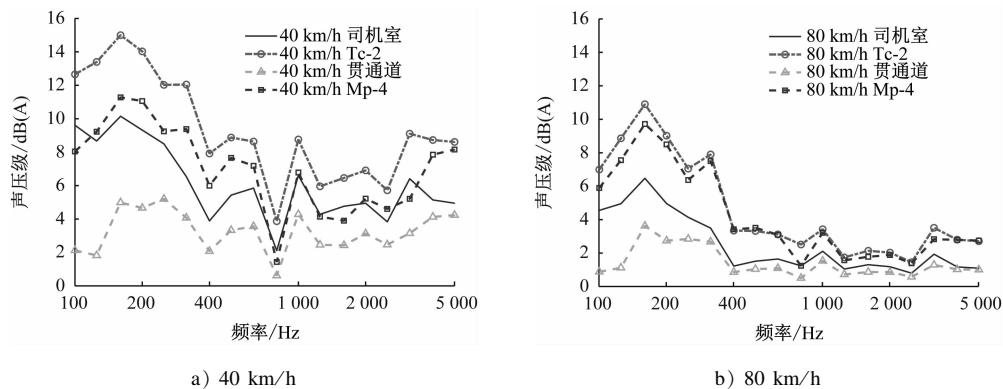


图 13 不同车速下车内各位置开关空调频谱差值

Fig. 13 Frequency spectrum difference of air-conditioning operation at each vehicle interior position under different operating speed conditions

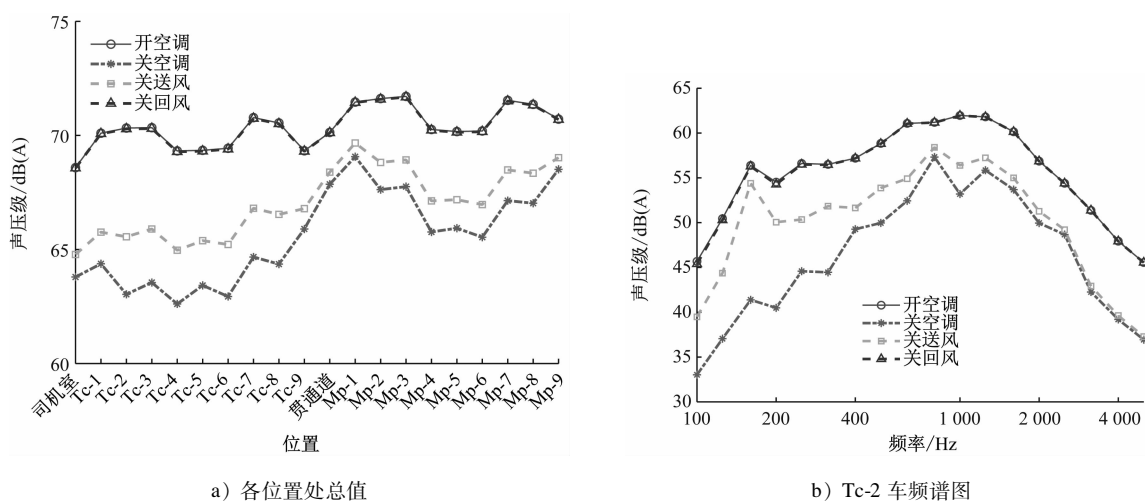


图 14 以速度 40 km/h 运行时,不同空调工况下车内噪声分布

Fig. 14 Vehicle interior noise distribution under different air-conditioning conditions at train operating speed of 40 km/h

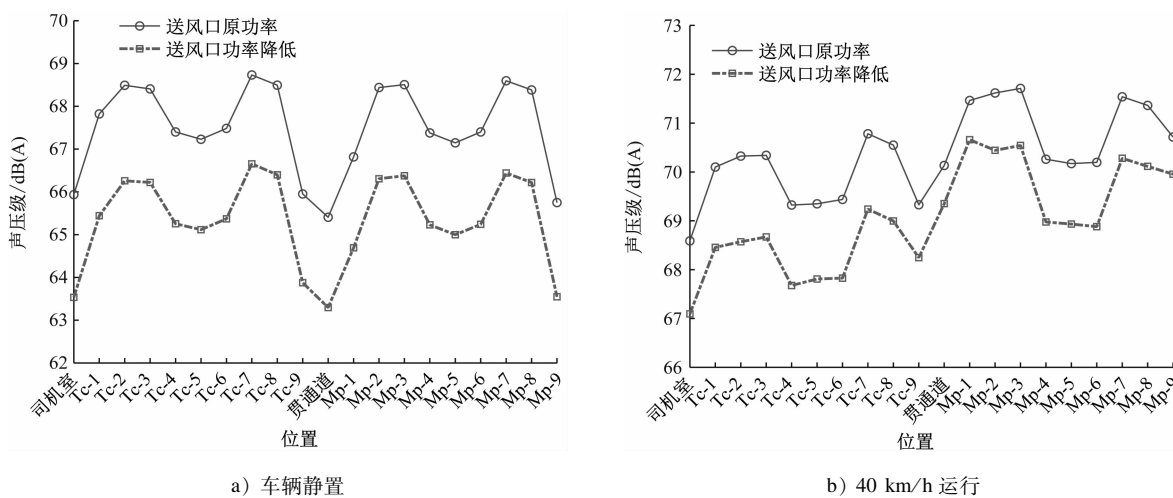


图 15 送风口优化设计对车内噪声影响

Fig. 15 Impact of air supply outlet optimization design on vehicle interior noise

## 4 结语

本文通过车内噪声仿真分析方法,建立了国内某地铁列车车内噪声的SEA法模型,并通过仿真计算分析了空调机组对地铁车内噪声的影响。研究结果表明:

1) 对不同节车厢分析,静置工况时,由于车辆静置时Mp车仅有空调机组工作,Tc车上安装有其他设备声源,空调机组对Mp车的影响大于司机室和Tc车;运行工况时,空调对Tc车和司机室内噪声的影响比Mp车大,这是因为此时Mp车车下齿轮箱和电机设备的噪声贡献量更大。

2) 静置工况时,车内噪声主要来源于空调系统,Tc车和Mp车在两端空调机组处的噪声值最大,随着与两空调机组距离的增加噪声值随之减小,两车车体中心位置噪声值较小,贯通道附近最小。

3) 运行工况时,随着地铁运行速度的提高,轮轨噪声贡献量增大,空调对车内噪声随车速增大而减小;从频域角度来看,车辆运行时,空调对车内噪声的影响主要在400 Hz以下的低频段,其他频段成分主要由轮轨噪声以及动车的牵引系统噪声导致。

4) 该型号空调机组送风口噪声对车内噪声贡献量更大,送风口噪声降低3 dB(A)时,静置工况车内噪声平均可降低2.1 dB(A),运行工况可降低0.7~1.7 dB(A),因此合理设计送风相关结构对提高地铁声学舒适性具有显著意义。

## 参考文献

- [1] 王翠艳,张耕宁,曹学峰,等.城市轨道交通车辆空调系统噪声试验研究[J].城市轨道交通研究,2010,13(7):66.  
WANG Cuiyan, ZHANG Gengning, CAO Xuefeng, et al. On noise test of air conditioner in urban rail vehicles[J]. Urban Mass Transit, 2010, 13(7): 66.
- [2] 孙强,程亚军,张捷,等.城市轨道交通车辆空调通风管道的低噪声设计[J].大连交通大学学报,2019,40(2):94.  
SUN Qiang, CHENG Yajun, ZHANG Jie, et al. Study on low noise design of air conditioning ventilation for urban railway vehi-

cles[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2019, 40(2): 94.

- [3] 于文晶.提高城市轨道交通车辆内部空调系统舒适性的研究[J].中国战略新兴产业,2020(36):175.  
YU Wenjing. Research on improving urban rail vehicle interior air-conditioning system comfortability[J]. China Strategic Emerging Industry, 2020(36): 175.
- [4] 展伟,刘岩,钟志方,等.地铁车辆空调系统噪声分布规律[J].噪声与振动控制,2014,34(5):91.  
ZHAN Wei, LIU Yan, ZHONG Zhifang, et al. Noise distribution analysis of air conditioning systems in metro cars[J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34(5): 91.
- [5] 柳周,刘晓波,雷新红.空调机组对地铁车辆室内噪声贡献量的测试分析[J].技术与市场,2014,21(8):49.  
LIU Zhou, LIU Xiaobo, LEI Xinhong. Testing and analysis of the noise contribution for an air-conditioning unit mounted in a subway vehicle[J]. Technology and Market, 2014, 21(8): 49.
- [6] MATTSON S G, LABYAK D, PRUETZ J, et al. Prediction of muffler insertion loss by a hybrid FE acoustic-SEA model[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2009, 2(1): 1323.
- [7] FIEDLER R, MUSSER C, CUCHY P. Interior noise design of a light rail vehicle using statistical energy analysis[C]//SAE Technical Paper Series. SAE 2015 Noise and Vibration Conference and Exhibition. Warrendale: SAE International, 2015-01-2300.
- [8] Acoustics-determination of sound power levels of noise sources using sound intensity-part 2: measurement by scanning: ISO 9614-2: 1996 [S]. International Organization for Standardization, 1996.
- [9] 中华人民共和国机械工业部.制冷和空调设备噪声的测定:JB/T 4330—1999[S].北京:机械工业出版社,2000.  
Ministry of Machine-Building Industry of the People's Republic of China. Determination of noise emitted by refrigerating and air conditioning equipments: JB/T 4330—1999[S]. Beijing: China Machine Press, 2000.

· 收稿日期:2023-12-01 修回日期:2024-01-20 出版日期:2024-05-10  
Received:2023-12-01 Revised:2024-01-20 Published:2024-05-10  
· 通信作者:时蒙,高级工程师,aishipz@163.com  
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取CC BY-NC-ND协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

欢迎订阅《城市轨道交通研究》

服务热线 021—56830728 转 821