

高速列车包间噪声特性及降噪方案设计验证*

马凯^{1,2}, 汤晏宁², 贺义², 张捷³, 丁国富¹

(1.西南交通大学机械工程学院 成都,610031)

(2.中车长春轨道客车股份有限公司 长春,130062)

(3.四川大学高分子材料工程国家重点实验室 成都,610065)

摘要 针对高速列车包间噪声问题及降噪措施进行了相关研究。首先,通过线路试验分析了高速列车包间噪声特性,包括噪声频谱、声源识别和声品质,掌握了包间中心与铺面上方测点的噪声差异,明确了包间噪声控制目标;其次,基于统计能量分析方法建立了高速列车包间噪声预测模型,并进行了试验验证,开展了包间声能量贡献分析,确定了降噪方案设计指标,进而对车体进行了隔声方案优化设计;最后,通过包间噪声的迭代预测,确定了车体降噪方案的可行性,并进行了线路试验验证。结果表明,采用笔者设计的降噪措施,包间噪声总值降低了3.2 dB(A),包间原本较高的响度和粗糙度得到明显控制,尖锐度也略有降低,声品质得到了优化。

关键词 高速列车;车内噪声;噪声控制;噪声预测;声品质;隔声

中图分类号 U270.1+6;TH113

引言

噪声问题是高速列车核心技术之一。与坐席车厢相比,列车编组中卧铺车厢的噪声更应该引起铁路部门和车辆制造单位的重视,因为人们在睡眠状态下对声环境的要求远高于其他状态。在高速列车车内噪声研究方面,Zhang等^[1]测试了不同速度、有砟和无砟轨道、明线和隧道条件下的车内噪声,分析了不同工况下的车内噪声分布规律以及声源特性。高阳等^[2]基于工况传递路径分析方法,建立了转向架上方客室内噪声的传递路径分析模型,根据“声源—路径—响应”的车内噪声机理,研究了转向架区域车内噪声控制及优化设计。郭建强等^[3]针对受电弓区域的结构振动,设计了一种用于受电弓弹性安装的锥形椭圆结构减振座,有效控制了受电弓区域的车内噪声。张淑敏等^[4]建立了受电弓区域的非定常流场模型,对底板区域的脉动压力进行分离,研究了对流压力和声学压力对车内噪声的影响。文献[5-7]从车内噪声仿真预测方面进行研究,分别考虑多物理场耦合、采用统计能量分析方法、混合有限元-统计能量分析方法建立了高速列车的车内噪声预测模型。文献[8-10]从声品质方面对高速列车车内噪声问题进行研究,分析了不同工况的车内声品质特性,包括响度、尖锐度、粗糙度和抖动强度。

针对卧铺车厢,姚丹等^[11]测试了卧铺包间床垫材料的吸声特性,研究了厚度、孔隙率和流阻率对床垫材料吸声特性的影响。高国燕等^[12]从被动降噪和主动降噪两方面介绍了卧铺动车组的噪声特点及噪声控制方法,并提出了降噪技术方案。张捷等^[13]基于心理声学参数,分析了卧铺动车组不同坐卧形式下的包间声品质特性,并使用球形声阵列对包间噪声进行了基于心理声学参数的声源识别。

笔者针对高速列车包间噪声问题及降噪措施进行相关研究。首先,通过线路试验,详细分析高速列车车内包间噪声问题;然后,基于仿真分析,研究包间降噪方案设计及效果预测;最后,通过线路试验对包间降噪措施进行试验验证。

1 高速列车车内包间噪声特性分析

1.1 试验与数据分析方法

一般的,对于坐席车厢,测点位于车内客室的1.2 m或1.6 m高处。对于卧铺车厢的噪声测量,除了在包间中央距离地板面1.2 m高处布置一个声学测点之外,在距离侧墙0.25 m、距离铺面0.2 m处也布置一个声学测点。因此,选定高速列车车内噪声核心区域(即转向架上方、受电弓下方的包间)布置声学测点。高速列车包间噪声测点布置如图1所示

* 国家自然科学基金资助项目(52002257);牵引动力国家重点实验室开放课题资助项目(TPL2205)

收稿日期:2022-12-18;修回日期:2023-01-18

示,其中红色圆点表示测点位置。

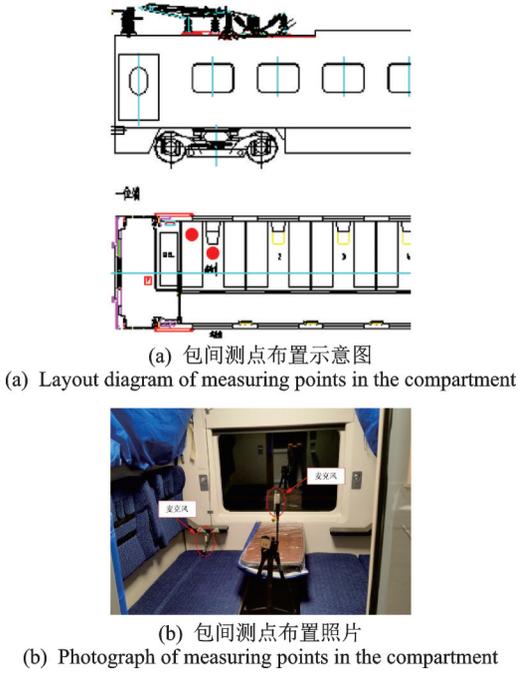


图1 高速列车包间噪声测点布置

高速列车在某高速铁路正线以 250 km/h 的速度开展噪声试验,试验区间为无砟轨道。车内噪声测试得到的时域信号可通过快速傅里叶变换转换为频域信号。以周期为 T 、基频为 $f_1 = 1/T$ 的周期时变信号为例,存在 $x(t) = x(t + nT)$, $n = 1, 2, \dots$, 该信号的傅里叶变换表示为

$$x(t) = \sum_{n=0}^{\infty} [A_n \cos(2\pi n f_1 t) + B_n \sin(2\pi n f_1 t)] \quad (1)$$

根据欧拉方程,式(1)可表示为

$$x(t) = \frac{1}{2} \sum_{n=0}^{\infty} [(A - jB)e^{j2\pi n f_1 t} + (A + jB)e^{-j2\pi n f_1 t}] \quad (2)$$

通过定义复谱振幅分量 $X_n = \frac{1}{2}(A - jB)$ 和 $X_{-n} = \frac{1}{2}(A + jB)$, 存在 $X_n = X_{-n}^*$, *为复共轭。进一步将式(2)简化为

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} X_n e^{j2\pi n f_1 t} \quad (3)$$

谱振幅分量 X_n 计算式为

$$X_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-j2\pi n f_1 t} dt \quad (4)$$

车内噪声的声压级总值可表示为

$$L_{Aeq,T} = 10 \lg \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad (5)$$

其中: t_1 和 t_2 分别为测量时间的起点和终点; $p_A(t)$ 为

噪声瞬时 A 计权声压; p_0 为基准声压, $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ 。

除了测量包间标准点的噪声之外,还使用 50 通道球形声阵列对包间进行了噪声源识别。基于球形阵列波束形成算法^[14],对车内三维空间进行声源定位。将空间任意声场用球坐标表示,球形波束形成坐标系^[14]如图 2 所示。图中: r 为距离; θ 和 φ 分别为方位角和仰角; θ_0 和 φ_0 分别为入射平面波的方位角和仰角; k 为入射平面波的波数。

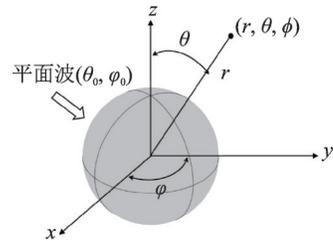


图2 球形波束形成坐标系^[14]

当平面波以 (θ_0, φ_0) 角度入射时,空间任意点 (r, θ, φ) 的声场可表示为

$$p_l(kr, \theta, \varphi) = \sum_{n=0}^{\infty} 4\pi i^n b_n(kr) \sum_{m=-n}^n \overline{Y_n^m(\theta_0, \varphi_0)} Y_n^m(\theta, \varphi) \quad (6)$$

其中: Y_n^m 为 m 阶 n 次的球谐函数; $b_n(kr)$ 为无量纲的模态强度。

$b_n(kr)$ 可表示为

$$b_n(kr) = \begin{cases} j_n(kr) - \frac{j'_n(kR)}{h'_n(kR)} h_n(kr) & \text{(刚性球)} \\ j_n(kr) & \text{(开口球)} \end{cases} \quad (7)$$

其中: R 为球体半径; $j_n(kr)$, $h_n(kr)$ 分别为 n 阶第 1 类球贝塞尔函数和球汉克尔函数; $j'_n(kR)$, $h'_n(kR)$ 分别为 $j_n(kr)$ 和 $h_n(kr)$ 对应的导数。

使用球形声阵列测试时,理想球麦克风阵列的输出响应为

$$B(\theta, \varphi, \theta_0, \varphi_0) = \sum_{n=0}^N \sum_{m=-n}^n \frac{A_{nm}}{4\pi i^n b_n(kr)} Y_n^m(\theta, \varphi) \quad (8)$$

其中: N 为球谐函数次 n 的截断长度; A_{nm} 为分解常数。

$$A_{nm} = \sum_{q=1}^Q \alpha_q p_q(kr, \theta_q, \varphi_q) Y_n^{m*}(\theta_q, \varphi_q) \quad (9)$$

其中: (θ_q, φ_q) 为第 q 个球面麦克风的位置坐标; $p_q(kr, \theta_q, \varphi_q)$ 为第 q 个球面麦克风点处的声压; Q 为麦克风总数; α_q 为采样点计权系数。

结合式(8)的麦克风响应结果,对球阵列进行波束形成运算,得到不同频率的波束指向性结果,根据

主瓣可确定声波真实来向的位置及最大峰值,实现声源识别。

1.2 包间噪声特性

图3为包间噪声的频谱和总值。当列车以250 km/h速度运行时,包间中心噪声为67.0 dB(A),包间铺面噪声为71.2 dB(A)。包间铺面噪声比包间中心噪声高4.2 dB(A)。由图3可见,虽然包间中心噪声和包间铺面噪声的峰值均出现在中心频率250 Hz的1/3倍频带,但包间中心噪声呈宽频特性。定义显著频带为噪声峰值下降10 dB之后所包含的频带范围,则包间噪声的显著频带为中心频率80~2 000 Hz的1/3倍频带。包间铺面噪声为中低频特性,显著频带为中心频率63~315 Hz的1/3倍频带。通常低频噪声更容易使人烦躁,对身心危害更大。因此,无论是噪声总值还是频谱特性,包间铺面噪声均比包间中心位置恶劣。

在噪声特性方面,卧铺包间噪声与坐席车厢表现出了不一样的特征。速度为250 km/h时,坐席车厢的车内噪声大约为61~66 dB(A),频谱分布为宽频特性,在1 000 Hz以下较为显著^[1]。为了明确包间噪声的来源,基于球形声阵列系统测试分析了包间的噪声源分布特性,图4为包间声源识别结果,频率范围为50~5 000 Hz。

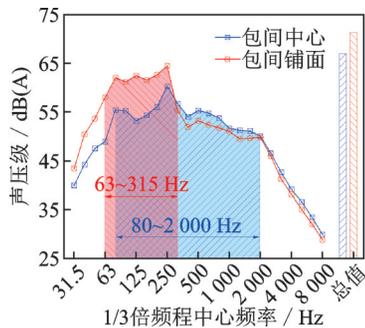


图3 包间噪声的频谱和总值

Fig.3 Spectrum and total value results of compartment noise

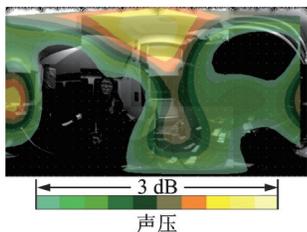


图4 包间声源识别结果

Fig.4 Sound source identification results in compartment

由图4可见,包间内的噪声源主要分布在顶板、侧墙以及部分地板区域。因此,控制包间内的噪声,

首要关注顶板和侧墙外的声源以及顶板和侧墙本身的减振降噪性能,其次是控制地板下方的声源以及优化地板的减振降噪性能。

声压级反应了噪声的大小,但是人耳对于声学舒适性的感受不仅与噪声大小有关,还与频率成分、时频特性等有关,这就需要进一步分析包间的声品质。为了对比包间铺面和包间中心噪声对乘客的实际感官影响,使用心理声学参数对试验结果进行分析。

使用响度、尖锐度、粗糙度和抖动强度^[15]作为心理声学参数来评价包间不同测点的声品质。其中,响度是表征人耳对声音响亮程度的感受量,单位为sone。定义1 000 Hz的纯音、声压级为40 dB时,响度为1 sone。在Zwicker响度模型中,总响度的计算公式^[15]为

$$N = \int_0^{24} N'(z) dz \quad (10)$$

其中: N' 为特征响度; z 为临界频带率。

$$N' = 0.08 \left(\frac{E_{TQ}}{E_0} \right)^{0.23} \left[\left(0.5 + 0.5 \frac{E}{E_{TQ}} \right)^{0.23} - 1 \right] \quad (11)$$

$$z = 13 \arctan \left(\frac{0.76f}{1000} \right) + 3.5 \arctan \left(\frac{f}{7500} \right)^2 \quad (12)$$

其中: E_{TQ} 为人耳可听阈对应的激励; E_0 为参考声强 $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ 对应的激励; E 为噪声对应的激励; z 为临界频带率; f 为1/3倍频带中心频率。

尖锐度是表征人耳对声音刺耳程度的感受量,单位是acum。定义中心频率为1 000 Hz、带宽为160 Hz的噪声,声压级为60 dB时,尖锐度为1 acum。Zwicker提出了一种尖锐度的计算模型^[15],基于特征响度的加权,其表达式为

$$S = \frac{0.11 \int_0^{24} N'(z) g(z) z dz}{N} \quad (13)$$

$g(z)$ 为加权系数,表达式为

$g(z) =$

$$\begin{cases} 1 & (z \leq 15.8) \\ 0.15 \exp[0.42(z - 15.8)] + 0.85 & (z > 15.8) \end{cases}$$

(14)

粗糙度和抖动强度表征声音信号的瞬时变化给人带来的感受。定义1 000 Hz的纯音、声压级为60 dB,在4 Hz调制时,抖动强度为1 vacil;定义1000 Hz的纯音、声压级为60 dB,在70 Hz调制时,粗糙度为1 asper。抖动强度和粗糙度的计算基于Zwicker模型。抖动强度^[15]的表达式为

$$F = \frac{0.008 \int_0^{24} \Delta L(z) dz}{f_{\text{mod}}/4 + 4/f_{\text{mod}}} \quad (15)$$

粗糙度^[15]的表达式为

$$R = 0.0003f_{\text{mod}} \int_0^{24} \Delta L(z) dz \quad (16)$$

其中: f_{mod} 为调制频率; ΔL 为时域掩蔽深度。

$$\Delta L = 20 \log_{10} \frac{N'(1)}{N'(99)} \quad (17)$$

其中: $N'(1)$ 为采样时间段上超过1%的时变响度; $N'(99)$ 为采样时间段上超过99%的时变响度。

图5为包间不同测点的声品质结果。可以看出,包间铺面测点的响度、粗糙度明显高于包间中心测点,尖锐度则低于包间中心测点,说明铺面测点的噪声更加吵闹。

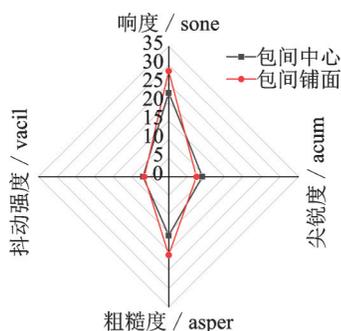


图5 包间不同测点的声品质结果
Fig.5 Sound quality results in compartment

2 包间降噪方案设计及仿真预测

2.1 包间噪声预测模型

高速列车的包间噪声仿真建模基于统计能量分析方法。统计能量分析的能量平衡方程^[16]为

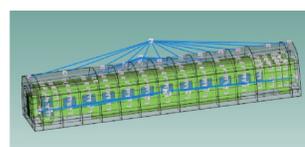
$$\omega \begin{bmatrix} (\eta_1 + \sum_{i \neq 1} \eta_{1i})n_1 & -\eta_{12}n_1 & \dots & -\eta_{1N}n_1 \\ -\eta_{21}n_2 & (\eta_2 + \sum_{i \neq 2} \eta_{2i})n_2 & \dots & -\eta_{2N}n_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{N1}n_N & \dots & \dots & (\eta_N + \sum_{i \neq N} \eta_{Ni})n_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ n_1 \\ E_2 \\ n_2 \\ \vdots \\ E_N \\ n_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_N \end{bmatrix} \quad (18)$$

其中: ω 为频带的中心频率; E 为系统能量; n 为模态密度; η_i 为阻尼损耗因子; η_{ij} 为耦合损耗因子; P_i 为输入功率。

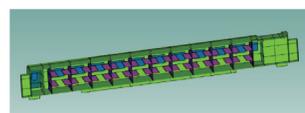
方程中包含的统计能量分析参数包括:模态密度、内损耗因子、耦合损耗因子以及输入功率。通过这些参数可求出目标子系统的平均能量水平,从而转换成需要的振动级、声压级等参数。

根据高速列车的实际几何参数,建立高速列车车内噪声预测模型,如图6所示。

在高速列车车内噪声预测模型的外声腔子系统、车体结构子系统上分别加载线路试验,将测试得



(a) 单节车厢整体模型
(a) The whole model of a single car

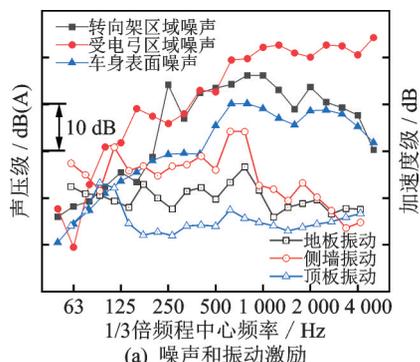


(b) 内部子系统示意图
(b) Schematic diagram of internal subsystems

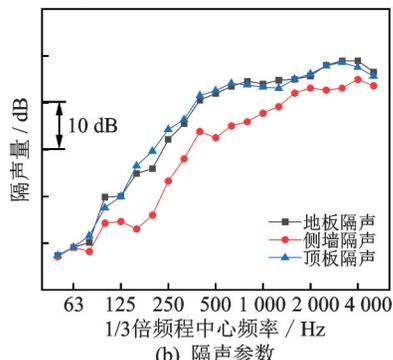
图6 高速列车车内噪声预测模型

Fig.6 Interior noise prediction model of the high-speed train

到的车体外部噪声和振动数据作为激励源,并根据声学实验室测试得到的车体结构频率隔声数据来定义子系统之间的连接。图7为模型的参数输入。



(a) Noise and vibration excitations



(b) Parameters of sound insulation

图7 模型的参数输入

Fig.7 Input parameters of the model

因为统计能量分析并不适合预测精确测点的噪声与振动,所以使用下铺上方整个声腔子系统的平均声学响应结果作为模型验证的参考。图8为预测结果与试验结果对比。可见:高速列车包间噪声预测结果的频谱曲线基本处于包间中心、包间铺面测试频谱结果的中间,分布规律一致且峰值频率吻合,均为中心频率250 Hz的1/3倍频带;在总声压级方面,包间噪声的预测结果为69.4 dB(A),与包间中

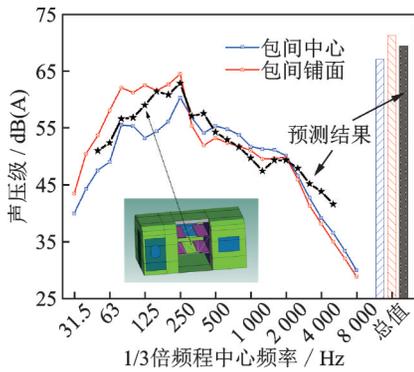


图8 预测结果与试验结果对比

Fig.8 Predicted results vs. measured results

心、包间铺面的噪声平均值相差仅0.3 dB(A),以上结果证明了仿真模型准确可靠。

2.2 降噪方案设计

图9为高速列车包间的降噪方案设计流程。以包间声学响应的声腔子系统为目标点,计算与之耦合的相邻子系统输入到该响应子系统的声能量占比,得到包间的声能量贡献。图10为基于高速列车车内噪声预测模型的包间声能量贡献计算结果。

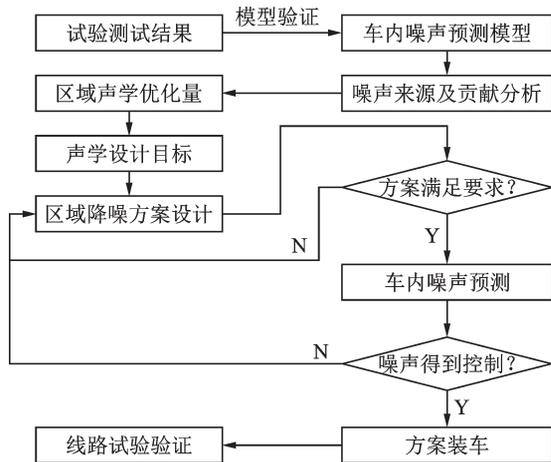


图9 降噪方案设计流程

Fig.9 Design process of noise reduction scheme

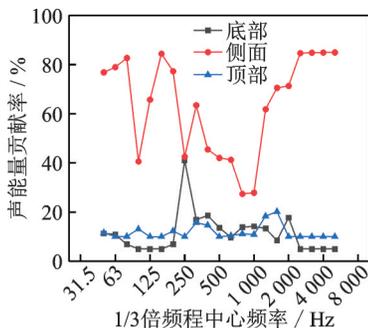


图10 包间的声能量贡献计算结果

Fig.10 Acoustic energy contribution of compartment

可见:包间的声能量主要来自于侧面,各个频率的贡献量基本都在40%以上,一些低频、高频的贡献量甚至超过了80%;来自底部的贡献虽然基本在15%左右,但是在中心频率250 Hz的1/3倍频带有明显贡献,达到40%以上;来自顶部的贡献基本在15%,但是没有明显的峰值。这与图4的声源识别试验结果不同,主要是因为计算的声能量贡献是以中间铺面上方的声腔为参考点,在其上方还存在一个上铺声腔,所以中间铺面在模型中并没有受到来自顶部和底部的声激励,未能完全体现出来。若进一步观察上铺上方和下铺下方声腔,则顶部和底部的贡献得到体现,与试验结论一致。因此,参考包间的声能量贡献,车体侧面是包间噪声控制的重点,且频带分布广,特别是低频、高频成分;底部和顶部则是其次需要考虑的,据此分解车体地板、侧墙和顶板的隔声指标。以控制包间噪声2~3 dB(A)为目标,基于高速列车的车内噪声预测模型,地板、侧墙和顶板的隔声需要分别提高3,5和3 dB。表1为地板、侧墙和顶板的隔声优化设计方案。

表1 隔声优化设计方案

Tab.1 Design of noise reduction scheme

位置	材料降噪设计
地板	6 mm 吸音材
	1 mm 钢板
	6 mm 吸音材
侧墙	5 mm 隔音垫
	20 mm 吸音材
顶板	5 mm 装饰布
	10 mm 吸音材
	0.8 mm 隔音垫

将此优化设计方案运用到原有车体结构中,并在声学实验室进行隔声对比测试,发现此方案可以实现地板、侧墙和顶板的隔声优化设计要求。

2.3 降噪效果预测

将上述隔声优化设计方案复合之后的地板、侧墙和顶板的隔声量重新代入高速列车的车内噪声模型,得到使用降噪方案之后的包间噪声。图11为降噪前、后包间噪声预测结果对比。

由图11可见,当地板、侧墙、顶板的隔声分别提高3,5和3 dB之后,包间噪声得到控制。噪声在全频段均明显降低,特别是中心频率1 600 Hz以上的1/3倍频带。特别的,对于中心频率250 Hz的噪声峰值频带,当车体隔声提高之后,噪声峰值降低了

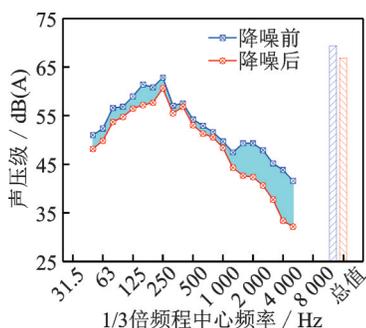


图11 降噪前、后包间噪声预测结果对比

Fig.11 Predicted results of compartment noise before and after noise control

2.2 dB(A)。对于包间噪声总值,采用降噪方案之后降低了2.5 dB(A)。

3 包间降噪措施线路试验

将上述降噪方案应用到高速列车上进行试验验证。以包间铺面噪声测点为例,图12为降噪方案应用前后的包间噪声试验结果对比。可见,包间采用降噪方案后,全频带噪声得到明显控制,与预测结果规律一致。对于中心频率为250 Hz的噪声峰值频段,当车体隔声提高之后,噪声峰值降低了3.6 dB(A)。对于包间噪声总值,采用降噪方案之后降低了3.2 dB(A)。

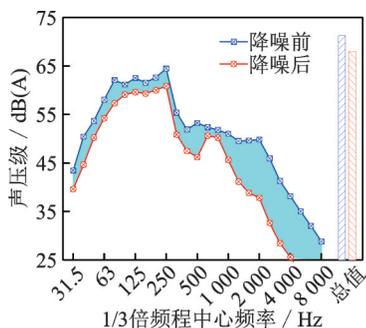


图12 降噪前、后包间噪声试验结果对比

Fig.12 Measured results of compartment noise before and after noise control

以包间铺面噪声测点为例,图13为降噪前后包间声品质试验结果对比。可以看出,包间内原本较高的响度和粗糙度得到明显控制,尖锐度也略有降低。这是因为通过包间的吸隔声处理,该区域的噪声不仅在声能量上得到控制,在频率分布以及时频响应特性上也得到改善。响度和尖锐度是与声能量、频率分布相关的,粗糙度和抖动强度主要与声能量、时频响应特性相关。因此,通过应用降噪方案设计,高速列车包间的声品质得到优化。

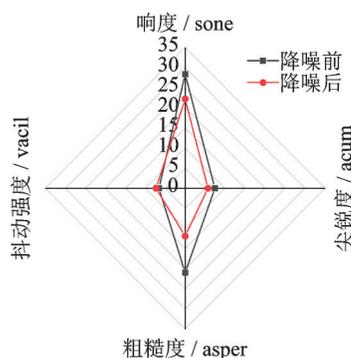


图13 降噪前后包间声品质试验结果对比

Fig.13 Measured results of compartment sound quality before and after noise control

4 结论

1) 当列车以250 km/h速度运行时,包间中心噪声为67.0 dB(A),包间铺面噪声为71.2 dB(A),包间铺面噪声比包间中心噪声高4.2 dB(A)。包间中心噪声呈宽频特性,包间铺面噪声则为中低频特性,包间内的噪声源主要分布在顶板、侧墙以及部分地板区域。

2) 包间内的声品质特性存在差异,包间铺面测点的响度和粗糙度明显高于包间中心测点,尖锐度则低于包间中心测点。这说明铺面测点的噪声易令人烦躁、不利于休息。

3) 从车体降噪角度出发分解地板、侧墙和顶板的隔声指标。以控制包间噪声2~3 dB(A)为目标,依据高速列车的车内噪声预测模型,地板、侧墙和顶板的隔声需要分别提高3,5和3 dB。

4) 试验结果表明,包间应用降噪方案之后,全频带噪声得到明显控制,噪声峰值降低了3.6 dB(A),总值降低了3.2 dB(A)。包间内原本较高的响度和粗糙度得到明显控制,尖锐度也略有降低,声品质得到优化。

参 考 文 献

[1] 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.

[2] 高阳, 谢素明, 李朝威, 等. 高速列车转向架区域车内噪声控制及优化设计[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(4): 751-757.

GAO Yang, XIE Suming, LI Chaowei, et al. Interior noise control and structural optimum design over the bogie area of high-speed train[J]. Journal of Vibration,

- Measurement & Diagnosis, 2020, 40(4): 751-757. (in Chinese)
- [3] 郭建强, 葛剑敏, 张华丽. 高速列车受电弓区车内噪声研究与控制[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(4): 662-666.
GUO Jianqiang, GE Jianmin, ZHANG Huali. Internal noise research and control measures of pantograph area of high-speed trains[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4): 662-666. (in Chinese)
- [4] 张淑敏, 史佳伟, 圣小珍. 受电弓区域气动激励特性及其对车内噪声的影响[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(3): 258-268.
ZHANG Shumin, SHI Jiawei, SHENG Xiaozhen. Aerodynamic excitation characteristics of pantograph area and their effects on interior noise[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(3): 258-268. (in Chinese)
- [5] ZHENG X, HAO Z Y, WANG X, et al. A full-spectrum analysis of high-speed train interior noise under multi-physical-field coupling excitations[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 75: 525-543.
- [6] ZHANG J, XIAO X B, SHENG X Z, et al. SEA and contribution analysis for interior noise of a high speed train[J]. Applied Acoustics, 2016, 112: 158-170.
- [7] 罗文俊, 蒋峻楠, 雷晓燕, 等. 基于FE-SEA混合法的车内结构噪声预测分析[J]. 铁道学报, 2017, 39(12): 137-145.
LUO Wenjun, JIANG Junnan, LEI Xiaoyan, et al. Prediction analysis of internal structure noise of train based on FE-SEA hybrid method [J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(12): 137-145. (in Chinese)
- [8] 张伟, 陈光雄, 肖新标, 等. 高速列车车内噪声声品质客观评价分析[J]. 铁道学报, 2011, 33(2): 13-19.
ZHANG Wei, CHEN Guangxiong, XIAO Xinbiao, et al. Objective evaluation of sound quality of noise inside high speed train[J]. Journal of the China Railway Society, 2011, 33(2): 13-19. (in Chinese)
- [9] 刘岩, 杨冰, 叶贵鑫, 等. 高速铁路客车车内声品质客观参量与主观评价相关性分析[J]. 铁道学报, 2012, 34(12): 35-39.
LIU Yan, YANG Bing, YE Guixin, et al. Analysis on correlation between objective parameters and subjective evaluation of sound quality of high speed passenger train [J]. Journal of the China Railway Society, 2012, 34(12): 35-39. (in Chinese)
- [10] 钱堃, 侯之超, 高阳, 等. 高速动车组车内低沉噪声声品质评价分析[J]. 铁道学报, 2021, 43(7): 34-39.
QIAN Kun, HOU Zhichao, GAO Yang, et al. Evaluation and analysis of sound quality of droning noise in high-speed trains[J]. Journal of the China Railway Society, 2021, 43(7): 34-39. (in Chinese)
- [11] 姚丹, 张捷, 王瑞乾, 等. 卧铺动车组床垫材料吸声特性测试及仿真优化[J]. 浙江大学学报(工学版), 2016, 50(8): 1486-1492.
YAO Dan, ZHANG Jie, WANG Ruiqian, et al. Experiment and simulation optimization on characteristics of sound absorption of mattress material in sleeper EMU [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2016, 50(8): 1486-1492. (in Chinese)
- [12] 高国燕, 熊力, 丁立卿, 等. 新型高速卧铺动车组降噪方案研究[J]. 铁道车辆, 2018, 56(7): 5-8.
GAO Guoyan, XIONG Li, DING Liqing, et al. Research on noise reduction scheme for new type high speed sleeping multiple units[J]. Rolling Stock, 2018, 56(7): 5-8. (in Chinese)
- [13] 张捷, 肖新标, 姚丹, 等. 基于心理声学参数的新型卧铺动车组包间噪声分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(4): 222-230.
ZHANG Jie, XIAO Xinbiao, YAO Dan, et al. Interior noise analysis in the compartment of a new type sleeping emu based on psychoacoustic parameters[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 54(4): 222-230. (in Chinese)
- [14] 褚志刚, 周亚男, 王光建, 等. 基于声压球谐函数分解的球面波束形成噪声源识别[J]. 农业工程学报, 2012, 28(supp1): 146-151.
CHU Zhigang, ZHOU Yanan, WANG Guangjian, et al. Noise source identification by spherical beamforming based on sound pressure spherical harmonics decomposition[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(supp1): 146-151. (in Chinese)
- [15] FASTL H, ZWICKER E. Psychoacoustics: facts and models[M]. Berlin: Springer, 2007: 203-261.
- [16] LYON R H, DEJONG R G. Theory and application of statistical energy analysis [M]. 2nd ed. Amsterdam: Elsevier, 1994: 59-64.



第一作者简介: 马凯, 男, 1982年1月生, 博士、正高级工程师。主要研究方向为复杂机电装备智能设计、智能制造与智能运维。曾发表《复兴号动车组超员报警设置及优化方案》(《城市轨道交通研究》2021年第24卷第2期)等论文。
E-mail: makai0128@163.com

通信作者简介: 张捷, 男, 1987年2月生, 博士、副研究员。主要研究方向为振动噪声控制。
E-mail: zh.receive@gmail.com