

DOI: 10.3901/JME.2013.10.014

高速铁路声屏障降噪效果预测及其验证*

周信 肖新标 何宾 张捷 赵悦 韩珈琪 金学松
(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要: 高速铁路对沿线居民的噪声污染日益受到关注,在线路两侧设置声屏障是降低车外噪声的有效措施。基于边界元理论,利用高速列车车外声源现场试验识别结果,建立考虑车体和轨道结构的高速铁路声屏障降噪效果预测模型,利用其计算无声屏障情况下车外声场特性和通用声屏障插入损失,并分别与试验结果进行对比分析。结果表明理论模型的预测结果与试验结果较吻合,在距轨道 25 m 远测点,预测结果和试验结果仅相差 1.3 dB(A);该模型能够较好地预测不同车型和不同速度下的车外噪声特性。利用该模型对目前安装的通用型声屏障在 30 m 处测点进行性能预测,2.15 m 高声屏障插入损失达到 7 dB(A),如声屏障的高度增加 0.5 m 的话,插入损失增加约 1~2 dB(A),列车运行速度增加,声屏障插入损失降低。声屏障的插入损失随着频率增高而增大,对 1 000 Hz 以上的高频噪声效果最为明显。

关键词: 高速铁路噪声 声传播 声屏障 预测模型

中图分类号: TG156

Numerical Model for Predicting the Noise Reduction of Noise Barrier of High Speed Railway and Its Test Validation

ZHOU Xin XIAO Xinbiao HE Bin ZHANG Jie ZHAO Yue HAN Jiaqi JIN Xuesong
(Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

Abstract: In recent years, more and more people pay attentions to high-speed railway noise problem. It is very effective to solve the problem by mounting the noise barrier at the sides of the track. A numerical model based on boundary element method is established to calculate the insertion loss of the noise barriers, combined with the noise sources of high-speed train obtained by the Beamforming noise source identification system. The numerical model is also used to predict the sound fields along with the viaduct with and without the noise barriers when a high-speed train passes by the measure points at different speeds. There is a good agreement between the numerical and experimental results. The numerical results show that, at the field point of 25 m from the track, the difference between the predicted result and experiment result is only 1.3 dB(A). At the measure point of 30 m far from the track, the insertion loss reaches 7 dB(A) for a 2.15 high noise barrier and increases by 1-2 dB(A) with an increase of 0.5 m in its height. The insertion loss decreases as the traveling speed goes up. The noise reduction becomes large after 1 000 Hz.

Key words: High-speed railway noise Sound propagation Noise barrier Prediction model

0 前言

我国高速铁路给人们的出行带来了方便、快捷和舒适,但铁路噪声给周边的环境带来了严重的影响。高速列车辐射噪声与其他轨道交通辐射噪声具有相似性,但由于具有更高的运行速度,其具有不同的特征和规律。对于运行速度低于 200 km/h 以下

的普通铁路,轮轨滚动噪声是主要噪声源,这主要是由轮轨间不平顺激发轮轨系统产生振动引起的声辐射^[1]。对于 200 km/h 以上的高速铁路,除了轮轨噪声,还包括气动噪声。随着速度的增加,轮轨噪声和气动噪声均显著地增加,但其所占比例开始变化,在某一临界速度,气动噪声开始占主导,这样的临界速度目前还没有搞清楚^[2]。

高速铁路噪声源产生机理复杂,分布在列车各个位置,不同声源受到声屏障的影响均不同,且声波会在车体和声屏障之间形成多重反射。在多个欧洲国家铁路噪声预测模型^[3-5]和美国的高速铁路噪

* 国家科技支撑计划(2009BAG12A01-B06)、国家高技术研究发展计划(863 计划, 2011AA11A103-4-2)、教育部创新团队(IRT1178, SWJTU12ZT01)和四川省科技支撑计划(2010GZ0226)资助项目。
20121201 收到初稿,20130402 收到修改稿

声预测模型^[6]中, 均采用较少的等效铁路声源位置, 主要基于声程差的经验公式, 计算声屏障的衰减特性。HOTHERSALL 等^[7]利用 1:20 试验装置调查声屏障对 TGV 高速列车的降噪效果, 试验中考虑了车体影响, 声源放置在轮轨区域, 频谱为 TGV 车外噪声测试得到, 但室内试验结果与 BELINGARD 等^[8]的线路两侧声屏障试验结果有较大差别。本文主要利用高速列车车外噪声声源识别结果, 考虑列车和声屏障之间的多重反射, 对高速铁路声屏障降噪效果进行预测, 并与试验结果进行对比。我国高速铁路声屏障主要分为插板式和整体式两种^[9], 且以插板式为主。插板式声屏障是由单元板和 H 型钢立柱组合而成, 可形成多种高度的声屏障。单元板内部填有多孔吸声材料, 用于降低高速列车与声屏障之间的多重反射。对声屏障的仿真手段有多种, 本文主要用边界元来计算声屏障的插入损失。边界元方法相对于其他方法, 能够更有效地考虑轨道和车体的几何特征, 计算声屏障对声传播的多重绕射和反射效果。

1 边界元模型

声在空间传递过程中, 其声压可用式(1)表示。为了求解单点的声压, 建立亥姆霍兹方程

$$p(x, y, z, t) = p(x, y, z) \exp(j\omega t) \quad (1)$$

$$\nabla^2 p(x, y, z) + k^2 p(x, y, z) = 0 \quad (2)$$

假设声屏障和声源均为无限长, 并且截面形状和声学特性在长度方向不发生变化, 那么计算模型可定义为一个二维边界元模型, 如图 1 所示。周围的介质是均匀的。 D 表示平面上半部分区域, δD 表示计算域边界。 γ 是声屏障断面, r 是接受点, r_0 是声源位置^[10]。

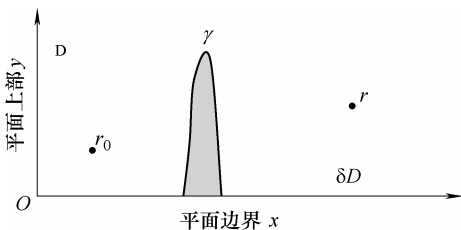


图 1 二维声屏障计算模型

这个二维模型中的声场可以用亥姆霍兹方程式(2)来描述, 基本解如式(3)所示

$$G_f(r, r_0) = -\frac{i}{4} H_0^{(1)}(k|r - r_0|) \quad (3)$$

式中, G_f 是自由场下的格林函数, $H_0^{(1)}$ 是第一类零阶 Hankel 函数, k 是波数。

$G_{\beta c}$ 表示上无限半平面边界(即 x 坐标轴上)上具有均匀阻抗的格林函数, 足标 βc 表示均匀阻抗或常数导纳。因此, $G_{\beta c}$ 也就是在上半平面没有声屏障时亥姆霍兹方程的解, 表示为

$$G_{\beta c}(r, r_0) = G_f(r, r_0) + G_f(r, r_0') + P_{\beta c}(r, r_0) \quad (4)$$

式中, $G_f(r, r_0)$ 表示直达声的贡献, $G_f(r, r_0')$ 是通过镜像声源 $r_0(x_0, -y_0)$ 得到的边界反射声贡献, $P_{\beta c}(r, r_0)$ 是在边界导纳不为零时的修正因子。

亥姆霍兹微分方程转换到边界积分方程可以运用格林第二公式。在 D 域中任意一点 r 的声压 $p(r, r_0)$ 都可以通过式(5)来计算

$$b(r)p(r, r_0) = G_{\beta c}(r_0, r) + \int_{\gamma} \left[\frac{\partial G_{\beta c}(r_s, r)}{\partial n(r_s)} - ik\beta G_{\beta c}(r_s, r) \right] p(r_s, r) dS(r_s) \quad (5)$$

式中, $ds(r_s)$ 是在声屏障边界(γ)上点 $r(x_s, y_s)$ 处单元的长度, $\partial/\partial n(r_s)$ 表示声屏障边界上的法向导数。

系数 $b(r)$ 取决于受声点 r 的位置。在半空间边界和声屏障边界以外的任何位置, 都有 $b(r)=1$ 。在声屏障边界上非拐角处, $b(r)=1/2$, 在声屏障边界的拐角处, $b(r)=\Omega/2\pi$, Ω 为受声点处边界切线与 x 的夹角。在 x 的边界上, $b(r)=\Omega/2\pi$ 。

声屏障的降噪效果以插入损失 IL 表示, 可用式(6)计算得到

$$IL = 20 \lg \left| \frac{p_0(r, r_0)}{p(r, r_0)} \right| \quad (6)$$

式中, $p_0(r, r_0)$ 表示无声屏障时受声点处声压, $p(r, r_0)$ 表示有声屏障时受声点处声压。

2 计算参数介绍

2.1 声源设置

利用基于波数成形算法的 B&K 78 通道 Beamforming 阵列测试系统对高速列车进行车外声源识别。高速列车运行通过测试系统时, 阵列能够识别车身表面各个位置声强分布特征。列车通过时的声暴露级可利用式(7)求得

$$SEL = 10 \lg \left[\frac{1}{T_0} \int_0^T \frac{I(t)}{I_0} dt \right] \quad (7)$$

式中, I_t 为瞬态声强, I_0 为参考声强, $I_0=1 \text{ pW/m}^2$, T_0 为参考时间, 通常取 1 s , T 为列车通过时间。

列车通过时向车外辐射的声功率级可通过式(8)求得

$$L_w = 10 \lg \left[\frac{1}{T_0} \int_0^T \frac{I(t)v}{w_0} dt \right] \quad (8)$$

式中, v 为列车速度, w_0 是参考声功率。

图2给出了CRH380BL高速列车在340 km/h运行速度下声暴露级分布情况。从图2可看出, 最大声源位置是在轮轨区域, 声暴露级达到117.3 dB(A), 沿着列车高度方向, 声暴露级逐渐降低, 在车身处达到最小, 为114.4 dB(A), 再往上由于弓网区域噪声影响, 声暴露级略有增加, 列车车体上下声暴露级有一定的差距, 显然, 轮轨转向架部位声暴露级最大。

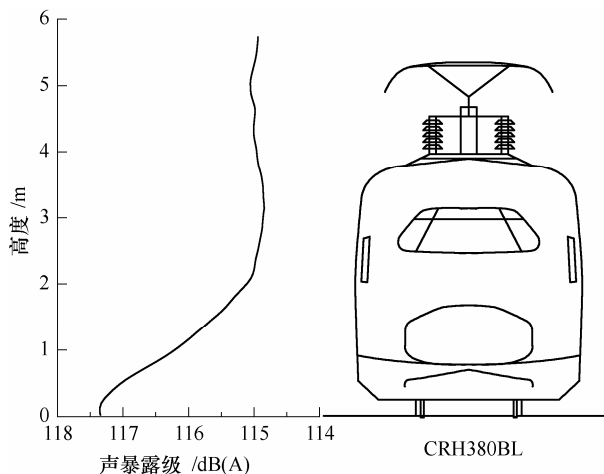


图2 CRH380BL 高速列车声暴露级分布(340 km/h)

对列车表面声源识别结果进行简化和等效, 得到预测模型中的声源。在高度方向, 为了考虑列车表面声源位置分布特性, 从钢轨至弓网每隔 0.2 m 设置一个线声源, 共计 29 个。由于列车长度接近 400 m , 因此在长度方向, 声源模型假设为无限长线声源, 且频谱特性在长度上不发生变化。图3的29条曲线代表29个线声源的声暴露级特性。不同位置的声源频谱特性不同, 特别是在 $125 \sim 2500 \text{ Hz}$, 最大声源和最小声源的差别超过 5 dB(A) 。计算车外声场和声屏障插入损失时, 需要将声源的声功率级作为输入, 通过式(7)和式(8), 可将声暴露级转换为声功率。为了减小边界元计算中声波干涉的影响, 采用窄带计算方法, 同时兼顾计算时间, 2000 Hz 以下频率, 以 20 Hz 为计算步长, $2010 \sim 6360 \text{ Hz}$ 频率, 以 30 Hz 为计算步长。

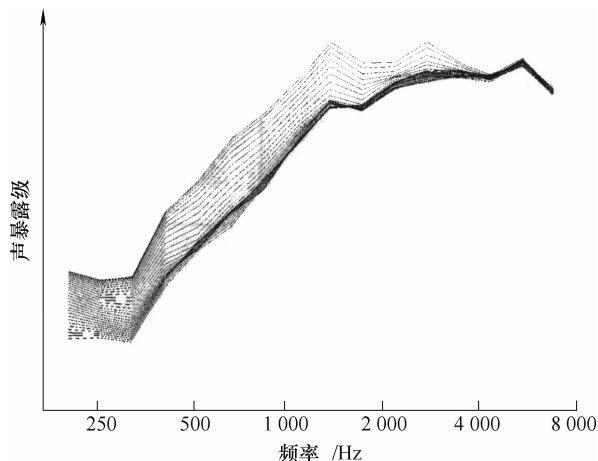


图3 高速列车等效声源频谱特性

2.2 高速轨道几何参数

我国高速轨道几乎都是高架桥。计算模型中, 桥面宽 12 m , 轨道表面距离地面 10.8 m 。为了获得更加精确的计算结果, 模型中考虑了轨道上对声辐射有影响的结构, 包括防撞墙、声屏障安装基座。由于是高架结构, 且受声点与声源的距离相对较近, 因此考虑地面为全吸声。边界元计算模型如图4所示。

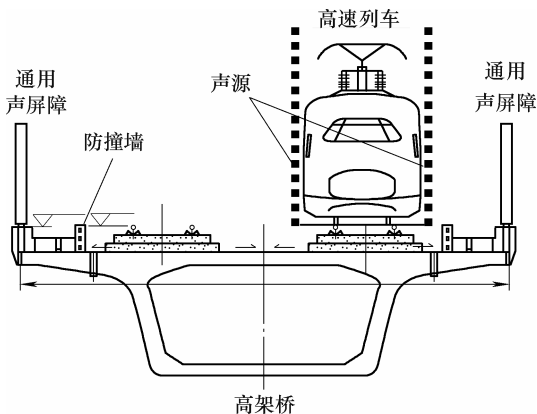


图4 边界元计算几何模型

2.3 吸声边界条件

计算模型中, 声屏障靠近车体的一侧设置吸声边界, 桥面、车体、防撞墙等其他结构为刚性条件。混响室中测得的通用声屏障单元板的吸声系数曲线如图5所示。

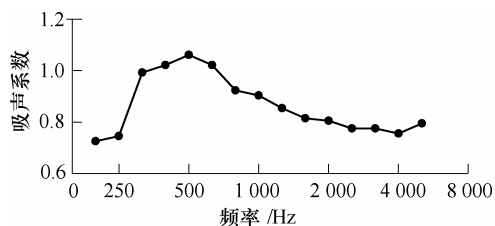


图5 高速铁路通用声屏障单元板吸声系数曲线

边界元计算中的吸声特性是通过阻抗来体现。

根据吸声系数定义^[11]

$$\alpha_{\theta}(f) = 1 - \left| \frac{Z \cos \theta - \rho_0 c}{Z \cos \theta + \rho_0 c} \right| \quad (9)$$

式中, θ 为入射角, Z 为声阻抗率, $\rho_0 c$ 为空气特性阻抗。计算模型中为了简化转换过程, 将混响吸声系数等同为法向吸声系数, 即取 $\theta = 0$ 。

根据 ATTENBOROUGH^[12]提出的双参数阻抗模型

$$Z = 0.436(1 + i) \sqrt{\frac{\sigma_e}{f}} + 19.74i \frac{\alpha_e}{f} \quad (10)$$

式中, σ_e 为材料的特性流阻, α_e 为多孔材料孔径变化率, f 为频率。

通过调整式(10)中 σ_e 、 α_e , 获得声屏障吸声表面的阻抗实部和虚部, 使其与混响室测得的吸声系数等效。由于混响室测吸声给出的是 1/3 倍频程中心频率吸声系数, 处于 1/3 倍频程中心频率之间的窄带计算频率, 材料的特性阻抗由插值得到。

3 计算结果和分析

3.1 无声屏障数值结果

图 6~8 给出了在没有声屏障时, 车外预测噪声和试验结果对比。对比的三个受声点是根据 ISO3095 标准选择^[13], 受声点 1 为距离轨道中心线 7.5 m 远和轨面以上 1.2 m 高处; 受声点 2 为距离轨道中心线 7.5 m 远和轨面以上 3.5 m 高处; 受声点 3 为距离轨道中心线 25 m 远和轨面以上 3.5 m 高处。前两个受声点能够描述车外噪声近场特性, 第 3 个受声点能够描述远场特性。

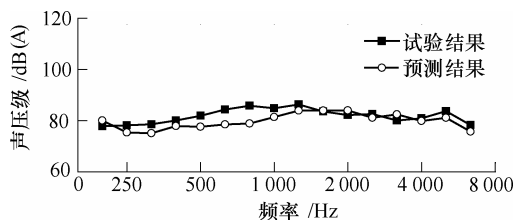


图 6 受声点 1 预测和试验结果对比

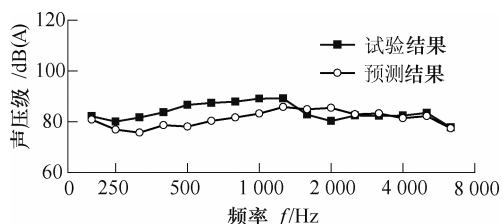


图 7 受声点 2 预测和试验结果对比

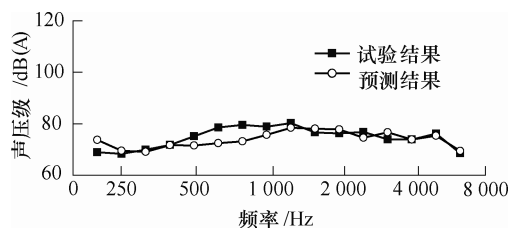


图 8 受声点 3 预测和试验结果对比

在 1 250~6 300 Hz, 预测结果和试验结果频谱特性走势基本相同, 吻合较好。在 200~1 000 Hz, 预测结果与试验结果整体趋势较为一致, 但在数值上有些差别。这主要有两方面的原因, 一是由于 Beamforming 算法阵列测试噪声源的方面的不足, 因其噪声源识别结果在较高频率要比较低频率精度高, 因此, 在本模型中, 频率越高, 预测结果越精确。另外一个可能原因是仿真模型对现场的试验环境进行了简化, 造成预测和试验的差异。将各个三分之一倍频程(200~6 300 Hz)叠加到总声压级, 得到结果如表 1 所示。代表远场的受声点 3 无论是从数值上还是从趋势上, 其预测结果和试验结果最为吻合。

表 1 标准点处总声压级对比 dB(A)

受声点	试验结果	预测结果	差值
1	94.6	92.7	1.9
2	96.9	94.1	2.8
3	88.1	86.8	1.3

从试验结果来看, 受声点 2 的总声压级高于受声点 1, 声场在垂直方向具有指向性, CHEW^[14-16]在列车运行在高架桥上的噪声试验中, 发现等效 A 声级具有类似的现象。受声点 2 的预测结果比受声点 1 高 1.4 dB(A), 说明预测结果能够反映出列车噪声近场试验结果的特性, 但在数值上存在一定差别。这主要是因为本文用了无指向声源来模拟轮轨噪声, 轮轨噪声具有指向性, 其受车轮指向性、钢轨指向性和车体的遮蔽作用的影响, 且主要受车体遮蔽作用主导^[17]。本文提出的预测模型仅考虑了车体的遮蔽作用, 因此导致预测结果与试验结果存在差异。对比受声点 1 和受声点 3, 受声点 1 的试验结果比受声点 3 高 6.5 dB(A), 预测结果比受声点 3 高 5.9 dB(A), 差别只有 0.6 dB(A), 较好地反映了近场到远场的衰减特性。总体上, 该模型能够较好地预测高速列车车外声场, 特别是对于远场噪声的预测。

3.2 有声屏障数值结果

在预测模型中加入声屏障结构, 计算声屏障背方的声场。将受声点在无声屏障时声压级与有声屏障时声压级作差, 得到声屏障插入损失。选择目前我

国高速铁路通用的 2.15 m、2.65 m 和 3.15 m 高的声屏障形式进行计算。

武广客运专线测试报告中测试了多个速度等级下声屏障的插入损失^[18], 因此为了更全面地对比试验和预测结果, 本文计算了在 310 km/h 和 340 km/h 速度声源条件下声屏障的插入损失。受声点均在距离轨道中心线 30 m 远, 钢轨表面以上 1.5 m 高位置。全频带插入损失对比结果如表 2 所示。

表 2 声屏障插入损失 dB(A)

通用吸声型声屏障	310 km/h 速度等级		340 km/h 速度等级	
	试验	预测	试验	预测
2.15 m	—	7.2	7	7.1
2.65 m	8.9	9.1	8.4	8.4
3.15 m	9.8	10.6	9.2	10

从表 2 可以看出, 预测和试验结果吻合较好。2.15 m 高声屏障插入损失约为 7 dB(A), 3.15 m 高声屏障插入损失约为 10 dB(A)。插入损失随着其高度的增加而提高。在 2.15 m 高声屏障基础上, 高度增加 0.5 m, 试验结果提高 0.9~1.4 dB(A), 预测结果提高 1.3~1.9 dB(A)。插入损失随着速度增加而有所降低。列车运行速度从 310 km/h 增加到 340 km/h 时, 对于 2.65 m、3.15 m 高声屏障, 试验结果降低 0.5~0.6 dB(A), 预测结果降低 0.6~0.7 dB(A)。但速度对 2.15 m 高声屏障影响较小, 在预测结果中只有 0.1 dB(A)差别。对于 300 km/h 以上运行速度, 列车气动噪声增加量比轮轨噪声高, 但在 340 km/h 测试结果中, 轮轨区域噪声仍然占主导。由于 2.15 m 高声屏障主要对轮轨区域噪声起遮蔽效果, 因此速度变化对插入损失影响较小, 2.65 m、3.15 m 高声屏障除了对轮轨噪声有效果, 对车体上方的气动噪声也有部分遮蔽效果, 因此插入损失受速度变化影响较大。无论从数值上还是变化趋势上, 本文预测结果和试验结果对比具有很好的一致性, 说明本文提出的模型能够很好地用来预测声屏障插入损失。

为了更好地了解通用型声屏障的降噪特性, 图 9 给出了 340 km/h 声源条件下, 声屏障插入损失频谱特性的预测结果, 频率范围为 200~5 000 Hz。从图 9 可以看出, 不同高度声屏障显示出较一致的规律, 随着频率增加, 声屏障插入损失增大, 对 1 000 Hz 以上频率, 插入损失达到较高水平, 说明声屏障的主要遮蔽效果是在高频。对于 2.15 m 高声屏障, 插入损失在 2 500 Hz 达到峰值, 为 9.4 dB。对于 2.65 m、3.15 m 高声屏障, 插入损失在大部分频带高于 2.15 m, 但是在 1 000 Hz 以上的高频增加最为明显。在 800~1 000 Hz, 三种高度声屏障的插入损失相差不多, 可能是因为多个列车声源在受声点处形成干涉造成的。

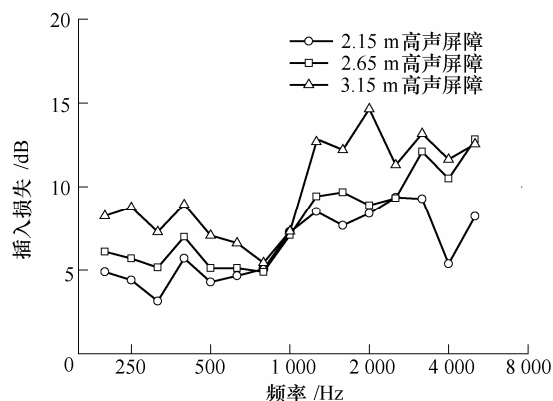


图 9 通用声屏障插入损失频谱特性预测结果

4 结论

基于边界元理论并利用高速列车车外声源识别测试结果, 建立了考虑车体和轨道结构的高速铁路声屏障降噪效果的理论预测模型, 计算了无声屏障情况下车外声场特性和声屏障的插入损失, 并与试验结果进行对比讨论。

(1) 在没有声屏障时, 本文提出的预测模型能够较好预测 1 250~6 300 Hz 车外声场, 在 500~1 000 Hz, 虽然数值上有些差别, 但是整体趋势基本一致。主要是由于 Beamforming 声源识别阵列算法在高频的测试精度较高。

(2) 该模型对于远场声的预测比近场更加准确, 与试验结果相吻合, 这是因为高速列车辐射噪声具有指向性, 但其指向性对远场声的影响较小。

(3) 对不同高度通用型声屏障远处的插入损失进行预测, 发现声屏障高度每增加 0.5 m, 插入损失增加约 1~2 dB(A); 列车运行速度增大时, 声屏障的插入损失在降低。预测结果与试验结果具有较好的一致性。

(4) 从频谱特性来分析, 声屏障的插入损失随着频率增高而增大, 特别是对 1 000 Hz 以上的高频起主要降噪效果; 另外, 声屏障高度增加, 高频的插入损失增加更加明显。

目前高速铁路车外噪声仍处于较高水平, 在关键区域设置声屏障是比较直接有效的方法, 但高速列车辐射噪声特性复杂, 本文提出的模型对此进行初步探讨, 更广泛地现场试验验证和声屏障优化有待进一步研究。

参 考 文 献

- [1] THOMPSON D J. A review of the modeling of wheel/rail noise generation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(3): 519-536.

- [2] MELLET C, LETOURNEAUX F, POISSON F. High speed train noise emission: Latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293: 535-546.
- [3] Nordic Council of Ministers. Railway traffic noise: The Nordic prediction method[M]. Copenhagen Denmark: TSO, 1997.
- [4] Department of Transport. Calculation of railway noise[M]. London: HMSO, 1995.
- [5] Deutsche Bundesbahn. Richtlinie zur berechnung der schallimmissionen von schienenwegen Schall 03/ Akustik 03[M]. München: Deutsche Bundesbahn Zentralamt, 1990.
- German Federal Railroad. Guidelines for the calculation of sound emission near railroad lines[M]. Munich: German Federal Railroad Center Office, 1990.
- [6] HANSON C E, TOWERS D A, MEISTER L D. High-speed ground transportation noise and vibration impact assessment[R]. Washington, DC: U.S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, Office of Railroad Development, 2005.
- [7] HOTHERSALL D C, HOROSHENKOV K V, MORGAN P A. Scale modeling of railway noise barriers[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 234(2): 207-223.
- [8] BELINGARD P, POISSON F, BELLAJ S. Experimental study of noise barriers for high-speed trains[C]// *Proceedings of the 10th International Workshop on Railway Noise*, 18-22 October, 2010, Nagahama, Japan. Berlin: Springer, 2010: 537-544.
- [9] 秦建成. 高速铁路声屏障[J]. *环境工程*, 2009, 27(6): 115-117.
- QIN Jiancheng. Sound barrier of high-speed railway[J]. *Environmental Engineering*, 2009, 27(6): 115-117.
- [10] LAUGHLIN P M. Outdoor sound propagation and the boundary element method[D]. Berkshire: University of Reading, 2005.
- [11] DELANY M E, BAZLEY E N. Acoustical property of fibrous absorbent materials[J]. *Applied Acoustics*, 1970, 3: 105-116.
- [12] ATTENBOROUGH K. Ground parameter information for propagation modeling[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1992, 92: 418-427.
- [13] ISO 3095: 2005 Railway applications-acoustic-measurement of noise emitted by rail bound vehicles[S]. Switzerland: the International Organization for Standardization, 2005.
- [14] CHEW C H. Directivity of train noise in the vertical plane[J]. *Building Acoustics*, 2000, 7(1): 41-56.
- [15] CHEW C H. Vertical directivity pattern of train noise[J]. *Applied Acoustics*, 1998, 55(3): 243-250.
- [16] CHEW C H. Vertical directivity of train noise[J]. *Applied Acoustics*, 1997, 51(2): 157-168.
- [17] ZHANG X, JONASSON H. Directivity of railway noise sources[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293: 995-1006.
- [18] 中国铁道科学研究院高速铁路系统试验国家工程实验室. 武广客运专线联调联试及运行试验总报告[R]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2009.
- National Engineering Laboratories for High-speed Railway Systems. Wuhan-Guangzhou high speed railway test report[R]. Beijing: China Academy of Railway Sciences, 2009.

作者简介: 周信, 男, 1988 年出生。主要研究方向为振动噪声控制。

E-mail: wszhouxin@hotmail.com

金学松(通信作者), 男, 1956 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。

主要研究方向为轮轨关系、振动和噪声。

E-mail: xsjin@home.swjtu.edu.cn