DOI: 10.3901/JME.2020.22.167

基于车内噪声的轨道衰减率限值研究*

刘晓龙¹ 韩健¹ 徐泮文¹ 肖新标¹ 朱雷威² 温泽峰¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司 青岛 266000)

摘要: 轨道衰减率是反映钢轨动态特性的重要指标, 决定了钢轨的有效声辐射长度, 进一步影响轮轨噪声和车内噪声。我国地铁轨道结构型式较多, 轨道衰减率也相应地并不统一, 目前我国没有轨道衰减率的相关标准, 现有的国际轨道衰减率标准并不能与我国车内噪声标准相对应, 因此, 研究轨道衰减率与车内噪声的内在关联, 对基于噪声限值的轨道衰减率控制具有重要意义。首先建立轨道振动预测模型, 基于现场测试对模型进行验证, 并基于仿真预测分析扣件系统参数对衰减率的影响。根据有限元-边界元方法和轨道衰减率对轮轨噪声的贡献关系, 建立基于轨道衰减率的轮轨噪声预测模型; 根据线路试验研究, 建立轮轨噪声和车内噪声的传递函数, 从而采取仿真与试验联合的手段, 以轮轨噪声为“桥梁”, 建立轨道衰减率和车内噪声的对应关系, 根据车内噪声限值, 量化分析基于车内噪声控制的轨道衰减率限值, 确定较为优化的扣件系统参数。成果可为基于车内噪声的轨道衰减率控制, 以及扣件系统参数优化设计提供参考。

关键词: 轨道衰减率; 轮轨噪声; 车内噪声; 噪声限值; 扣件系统

中图分类号: U211; TB535

Study on the Limiting Value of the Rail Decay Rate Based on Interior Noise

LIU Xiaolong¹ HAN Jian¹ XU Hanwen¹ XIAO Xinbiao¹ ZHU Leiwei² WEN Zefeng¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266000)

Abstract: Rail decay rate is an important indicator to reflect the dynamic properties of the rail, which determines the effective radiating length of the rail, and has an effect on wheel-rail noise and interior noise. There are many types of rail track in Chinese metro lines whose decay rates are significantly different. China has no relevant standards for rail decay rate at present, and the existing international standard cannot correspond with the Chinese railway noise standard. So, researching the relationship between the interior noise and rail decay rate is significant in controlling the rail decay rate based on interior noise limit. Rail vibration prediction model, which is verified by the field test results, is established to analyze the effect of the fastener parameters on rail decay rate. The wheel/rail noise simulation model is established based on the rail decay rate according to the FEM-BEM and the relationship between the decay rate and wheel/rail noise. Then the transfer relationship between wheel/rail noise and interior noise is obtained according to the field test. Simulation combined with field test method is used in this research to establish the correspondence between the track attenuation rate and the interior noise, in which the wheel/rail noise plays a role of a bridge. Next, the decay rate limit based on interior noise is quantified according to the interior noise. Finally, fastener parameters according to the decay rate character is optimized. The related research results provide a reference on rail decay rate control based on interior noise and fastener parameters optimization.

Key words: rail decay rate; wheel-rail noise; interior noise; sound limits; fastener system

0 前言

钢轨是轮轨噪声中主要的噪声源之一^[1-2], 在轮

轨噪声贡献频谱中(图1)^[3], 钢轨声辐射在400~2000 Hz倍频程范围内占据了主导地位。我国地铁轨道结构类型多样, 线路环境复杂, 有效地研究轨道的固有特性及其与噪声的关系, 对地铁噪声控制具有重要意义。轨道振动沿着钢轨纵向的衰减率作为轨道的一个固有特性, 用以表征钢轨

* 国家重点研发计划(2017YFB1201103-08)和四川省科技计划(19GJHZ0062)资助项目。20191109收到初稿, 20200528收到修改稿

振动沿钢轨纵向衰减的快慢程度。较高的衰减率使得钢轨振动能量能够快速衰减,钢轨有效声辐射长度更短,从而辐射更小的钢轨噪声;反之,钢轨辐射较大噪声。THOMPSON 等^[4-6]常常将轨道振动衰减率的测试结果用于对轨道声辐射进行预测,以及对轮轨噪声预测模型的验证。JONES 等^[7]分别利用现场测试和仿真计算得到的衰减率去预测轮轨噪声,并且与现场测试得到的轮轨噪声进行了对比。WU^[8]建立了离散支撑轨道分别与离散分布、连续分布的钢轨阻尼器的联合模型,研究了钢轨阻尼器对钢轨振动衰减率与滚动噪声的影响。孙晓静等^[9]通过现场锤击试验,测试了某地铁轨道衰减率,并初步分析了轨道衰减率与钢轨波磨以及扣件弹条断裂等问题之间的关系,研究发现,过小的轨道衰减率导致轮轨剧烈振动不易衰减,引起钢轨波磨快速发展;ZHANG 等^[10]通过试验研究了钢轨阻尼器对钢轨波磨的控制,分析了钢轨阻尼、轨道衰减率以及钢轨波磨之间的影响关系。

图1 轮轨噪声成分频谱特性

以上研究表明,轨道衰减率在一定程度上影响着轨道声辐射以及轨道系统的破坏,以往对轨道衰减率的影响因素以及其对轮轨振动噪声影响开展了较多的研究,但随着我国地铁轨道型式的多样化,轨道支承刚度大小不一,在减振的同时,往往忽略了车内噪声问题,通过轨道衰减率实现对车内噪声控制的相关研究鲜见报道。本文基于仿真与试验联合的手段,以轮轨噪声为“桥梁”,建立轨道衰减率和车内噪声的对应关系,判断不同等级轨道衰减率下车内噪声是否满足噪声限值要求,量化分析基于车内噪声控制的轨道衰减率限值,进一步根据不同扣件参数对轨道衰减率的影响规律,确定较为优化的扣件系统参数。

1 轨道振动衰减率的试验研究

1.1 轨道振动衰减率

在轨道衰减率的理论定义中,通常需要考虑垂向振动与横向振动的弯曲波,对钢轨振动进行波数分解。垂向、横向振动弯曲波(包括近场波与传播波)沿着钢轨纵向以指数规律衰减,如式(1)所示

$$R(x) \approx R(0)\exp(-k_i x) \quad (1)$$

式中, $R(x)$ 表示钢轨垂向与横向弯曲波沿钢轨纵向的振动响应; $R(0)$ 表示激励点(轮轨接触点)钢轨振动响应; k_i 为复波数的虚部,表示衰减系数,将该系数转换为衰减率的形式,则有

$$DR = 20 \lg \exp k_i = 8.686 k_i \quad (2)$$

式中, DR 为钢轨振动衰减率。

1.2 衰减率试验研究方法

在工程实践中,轨道振动衰减率的测算,通常是获取钢轨振动的整体响应(各种形式的波的叠加),而无需进行波数分解。轨道衰减率的测试分为短轨法与长轨法。短轨法适用于阻尼钢轨的实验室测试,详见文献[11-12]。长轨法^[13]主要运用于实际运营线路,需要在沿钢轨长度方向上,分别测试一系列钢轨垂向激励下的垂向频率响应函数,根据振幅衰减法进行轨道衰减率估计。为此需要使用力锤对钢轨进行激励,为提高试验效率,基于互易性原理,采取移动力锤法进行试验,试验激励点与响应点如图2所示。图2a中,编号1表示力锤垂向激励位置,编号2为可选的垂向响应位置。图2b中的激励点分为近场点与远场点,由于近场波的存在,近场点的测试精度对于低频段的高衰减率非常重要,对于远场点,并不需要对每一跨的振动响应进行测试,相应的锤击点随着距离的增加而更稀疏地分布。

将得到的一系列窄带频率响应函数转换为1/3倍频程谱,如果 $A(x)$ 表示距离激励点 x 处钢轨的某1/3倍频程带宽内的频率响应函数幅值,则钢轨辐射振动能量可以表达为幅值的平方沿钢轨纵向的积分

$$\int_0^\infty |A(x)|^2 dx = |A(0)|^2 \int_0^\infty \exp(-2k_i x) dx = |A(0)|^2 \frac{1}{2k_i} \quad (3)$$

若采用离散点锤击测试的钢轨轨头频响函数,则式(3)可表示为

$$\int_0^\infty \frac{|A(x)|^2}{|A(0)|^2} dx = \frac{1}{2k_i} \approx \sum_{n=0}^{n_{\max}} \frac{|A(x_n)|^2}{|A(0)|^2} \Delta x_n \quad (4)$$

图2 长轨法衰减率测试示意图

结合式(2)、(4), 可得衰减率表达式

$$DR \approx \frac{4.343}{\sum_{n=0}^{n_{\max}} \frac{|A(x_n)|^2}{|A(0)|^2} \Delta x_n} \quad (5)$$

式中, $A(0)$ 表示第一个激励点每个 $1/3$ 倍频程中心频率频响函数幅值; $A(x_n)$ 表示第 n 个锤击点在每个 $1/3$ 倍频程中心频率频响函数幅值; Δx_n 表示第 n 个锤击点与参考点之间的距离。

1.3 试验结果分析

根据以上介绍的衰减率测试与处理方法, 本文分别对某地铁线路上 DTVI2 型扣件整体道床轨道和 DTVII2 型减振扣件整体道床轨道进行了衰减率测试, 如图 3 所示, 试验结果如图 4 所示。

图3 轨道衰减率测试

图 4 中, 两种轨道的衰减率随频率变化具有较为一致的变化规律: 低频段(200 Hz 以下)出现的衰减率峰值, 是因为近场波的存在, 以及轨枕和轨道

板的动力吸振作用, 使得钢轨振动几乎不衰减地传递到轨枕、轨道板以及地面; 随着频率的升高, 自由传播的波出现后, 钢轨和轨枕的振动不再同步, 此时衰减率出现急剧下降的趋势; 高频处衰减率再次上升, 主要是因为钢轨出现截面变形, 包括轨脚的摆动等, 增加了轨垫板的阻尼效果。总体上, DTVI2 型扣件轨道的振动衰减率要高于 DTVII2 减振扣件轨道, 在 600 Hz 倍频程带以下较为明显; 高于 600 Hz 时, 两者衰减率趋于一致。两种轨道之间主要存在扣件刚度、阻尼的差异。

图4 轨道衰减率测试结果

2 轨道振动衰减率的影响因素研究

由第 1.3 节分析可知, 扣件系统的参数, 会显著影响轨道的振动衰减率。本节为了研究扣件参数对轨道衰减率的影响, 分别用铁木辛柯梁理论与有限元方法对轨道进行建模, 计算钢轨振动响应, 并确定轨道振动衰减率, 计算中扣件阻尼为 $1 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 刚度为 $20 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。图 5 给出了两种理论方法计算结果与试验结果的对比。

图5 衰减率计算结果对比

由图 5 可知,在 2 500 Hz 倍频程带以下,两种理论方法计算结果和测试结果吻合得比较好,高于 2 500 Hz,有限元计算结果与测试结果具有相同的变化趋势,而铁木辛柯梁理论计算结果出现了较大的差异。出现这种情况主要是因为高频段钢轨截面发生变形,而铁木辛柯梁只考虑了梁的弯曲与截面转动。由此可见,铁木辛柯梁仍可以在 2 500 Hz 以下保证较为准确的轨道衰减率预测,考虑到有限元方法计算效率较低,当网格必须达到 2 500 Hz 以上计算要求时,计算时间约为梁模型的十倍以上;结合本文关注的噪声问题和轨道衰减率均未超过 2500 Hz,因此本文采用铁木辛柯梁模拟钢轨来计算轨道衰减率。

扣件刚度、阻尼以及扣件间距是扣件系统中几项重要的参数,对轨道的振动特性均有影响,以下分别从这三个方面对轨道衰减率的影响进行研究。

2.1 扣件系统刚度

扣件系统刚度决定了钢轨与轨枕、轨道板的耦合振动特性,影响着钢轨振动向轨枕、轨道板的传递。振动的垂向传递能力越强,残留于钢轨的振动能量越小,钢轨的振动衰减率越大。本节在常见的扣件刚度范围($10 \times 10^6 \sim 100 \times 10^6$ N/m)内,设置了 20×10^6 N/m、 40×10^6 N/m、 60×10^6 N/m 以及 80×10^6 N/m 四个刚度等级。轨枕间距为 0.6 m,扣件阻尼为 1×10^4 N·s/m。

图 6a 给出了四种刚度下钢轨振动原点加速度导纳,曲线中存在两个显著峰值,第一个高阻尼峰值约为 200 Hz,该峰值频率是与扣件刚度有关的钢轨共振频率;第二个峰值出现在 1 000 Hz 左右,为轨道的 pinned-pinned 共振模式。随着扣件刚度的增加,第一个峰值频率逐渐增加,钢轨振动幅值也有所增加;而刚度的改变对 400 Hz 以上频率的振动基本没有影响。

图 6b 为四种刚度下钢轨的振动衰减率结果,400 Hz 倍频程以下的振动衰减率随着扣件刚度的增加有显著的提高,刚度每提高 20×10^6 N/m,频段内衰减率平均提高约 0.8 dB/m。对 400 Hz 倍频程以上的振动衰减率基本没有影响。综上,扣件系统刚度的增加,使得钢轨与轨下结构耦合作用增强,虽然原点导纳振幅有一定增加,但钢轨振动能量更容易向下传递,使得残留于钢轨上的整体振动能量减小,即钢轨振动衰减率增加。因此,在轨道设计过程,需要提高轨道中低频段的轨道衰减率,可以从增加扣件系统的刚度考虑。

(a) 钢轨加速度导纳

(b) 轨道振动衰减率

图 6 扣件刚度的影响

2.2 扣件系统阻尼

为了研究扣件系统阻尼对钢轨振动特性的影响,本节在常见的扣件阻尼范围内设置了 1×10^4 N·s/m、 2×10^4 N·s/m、 3×10^4 N·s/m 以及 4×10^4 N·s/m 四个阻尼等级。扣件刚度为 20×10^6 N/m,轨枕间距为 0.6 m。

图 7a 给出了不同阻尼等级下的钢轨振动原点加速度导纳曲线,阻尼的增加对钢轨振动的频率特性影响很小,主要影响钢轨振动幅值,使得钢轨在显著峰值处更加平缓。

图 7b 为四种阻尼下钢轨的振动衰减率结果,随着阻尼每增加 1×10^4 N·s/m,轨道振动衰减率在全频段内都有所增加,在 125 Hz 倍频程带以下,衰减率提高较小,平均约为 0.02 dB/m,而在高于 125 Hz 倍频程带处,衰减率增加较为显著,平均增加约为 0.18 dB/m,但是在钢轨 pinned-pinned 共振频率处,钢轨振动衰减率并没有得到提高。因此,在轨道设计过程,需要提高中高频段(pinned-pinned 频率峰值除外)的轨道衰减率,可以从增加扣件系统的阻尼考虑。

(a) 钢轨加速度导纳

(b) 轨道振动衰减率

图 7 扣件阻尼的影响

(a) 钢轨加速度导纳

(b) 轨道振动衰减率

图 8 扣件间距的影响

2.3 扣件系统间距

为了研究扣件系统间距对钢轨振动特性的影响,本节设置了 0.55 m、0.6 m、0.65 m 以及 0.7 m 四个等级的扣件间距。扣件刚度为 20×10^6 N/m,扣件阻尼为 1×10^4 N·s/m。

图 8a 给出了四种扣件间距钢轨振动原点加速度导纳,曲线中的第一个与轨下结构相关的峰值未随扣件间距的增加而发生改变,而钢轨 pinned-pinned 共振频率随扣件间距的增加而向低频移动。

图 8b 为四种扣件间距下轨道的振动衰减率结果。扣件间距的改变主要对低频以及 pinned-pinned 共振频率产生影响,对低于 160 Hz 倍频程带的衰减率,扣件间距减小会适当减小轨道衰减率,但对于 pinned-pinned 频率处的轨道衰减率具有增加的作用,在轨道设计过程,需要提高轨道 pinned-pinned 频率附近的轨道衰减率,可以从适当减小扣件系统的间距考虑,由于扣件间距减小导致的低频衰减率减小,可通过刚度来综合调节。

3 基于车内噪声控制的轨道衰减率限值分析

3.1 衰减率与车内噪声关系建立

振动结构辐射的声功率 W 一般可用式(6)表示

$$W = \frac{1}{2} \rho_0 c_0 \sigma P \int_{-\infty}^{\infty} |v(x)|^2 dx \quad (6)$$

式中, $v(x)$ 是在 x 处的速度幅值; $\rho_0 c_0$ 是空气中的声特性阻抗,一般取 20 °C 时的值,即 $\rho_0 c_0 = 415$ N·s/m³; σ 是与频率相关的声辐射效率; P 为一个截面的周长。将钢轨简化为简支梁模型,并考虑 $x=0$ 处的对称性,可得式(7),由于隐失波随 x 迅速衰减,积分后对结果影响很小,可进一步得到式(8)

$$W = \rho_0 c_0 \sigma P \frac{|v(0)|^2}{2} \int_0^{\infty} |\exp(-ikx) - i \exp(-kx)|^2 dx \quad (7)$$

$$W \approx \frac{1}{2} \rho_0 c_0 \sigma P |v(0)|^2 \int_0^{\infty} |\exp(-ikx)|^2 dx \quad (8)$$

式中, $v(0)$ 为轮轨作用点钢轨振动速度幅值,对于

一个复波数 $k=k_r+ik_i$, 式(8)中的积分项可简化为

$$\int_0^{\infty} |\exp(-ikx)|^2 dx = \int_0^{\infty} \exp(2k_i x) dx = \frac{-1}{2k_i} \quad (9)$$

将式(9)代入式(8)得到

$$W \approx \frac{\rho_0 c_0 \sigma P |v(0)|^2}{-4k_i} \quad (10)$$

将式(2)代入式(10)可得到用轨道衰减率表示的钢轨声功率

$$W \approx \frac{4.343 \rho_0 c_0 \sigma P |v(0)|^2}{2DR} \quad (11)$$

由以上推导可知, 在获取了轨道衰减率之后, 通过式(11)可近似计算钢轨辐射声功率, 再由有限元-边界元方法, 计算轮轨力作用下车轮声辐射, 进一步得到轮轨噪声^[14]。首先在单位力激励下分别计算出车轮导纳 α_w 、钢轨导纳 α_R 与接触导纳 α_C , 并根据实测轮轨粗糙度, 考虑接触滤波计算出轮轨联合粗糙度 r , 由式(12)求出轮轨相互作用力, 将该轮轨力作为激励输入, 求得车轮振动响应, 再由三维声学积分方程^[15](式(13))计算出车轮噪声。车轮有限元模型中, 采用普通直辐板车轮, 直径 840 mm, 由 solid45 实体单元进行离散。材料弹性模量为 2.1×10^{11} Pa, 泊松比为 0.3, 密度为 $1\ 850\text{ kg/m}^3$ 。

$$F = r / (\alpha_R + \alpha_w + \alpha_C) \quad (12)$$

$$\bar{p}(x, y, z) = - \int_S (\bar{p}(x', y', z') \frac{\partial G(R)}{\partial n} + i \rho \omega G(R) v_n(x', y', z')) dS \quad (13)$$

式中, $\bar{p}(x, y, z)$ 表示空间某一点的声压幅值; $v_n(x', y', z')$ 为空气质点沿法向的振动速度; $G(R)$ 为格林函数, 运用三维边界元方法求解式(13)。

地铁列车轮轨噪声是主要声源, 而且列车在隧道内, 运行环境近似为混响场, 在此前提下, 可根据轮轨噪声与列车噪声平均传递关系, 求得车内噪声。列车噪声平均传递关系, 通过现场试验确定。至此, 以轮轨噪声作为“桥梁”, 即可建立轨道衰减率与车内噪声的联系。大量的现场测试发现, 目前绝大多数地铁线路中, 出于对轨道的减振设计, 使得轨道的衰减率均处于较低的水平, 远低于 ISO 3095 中的轨道衰减率限值^[16], 如图 4 所示。在轮轨粗糙度不变的情况下, 以轨道衰减率作为输入变量, 计算车内噪声, 判断是否满足车内噪声限值要求; 如不满足, 增加相应频段内的轨道衰减率进入下一个循环, 直到满足噪声限值, 确定基于车内噪声的轨道衰减率限值。计算中钢轨声辐射效率 σ 如图 9 所示。

图9 钢轨声辐射效率

3.2 基于车内噪声控制的轨道衰减率限值分析

现行的相关国际标准, 对轨道衰减率的限值要求较高, 绝大多数轨道衰减率均远低于标准限值; 且不能与我国轮轨噪声和车内噪声标准相对应。因此, 研究车内噪声与轨道衰减率的关系, 建立基于车内噪声的轨道衰减率限值具有重要意义。

图5中验证后的有限元模型能准确地反映某种地铁常用轨道类型的衰减率, 以该有限元计算得到的衰减率作为基准, 以A级车轮粗糙度谱和C级钢轨粗糙度谱^[17]作为激励, 设列车运行速度为70 km/h, 在某地铁列车司机室噪声传递关系基础上, 得到司机室车内噪声频谱如图10所示, 此时车内噪声总值为83.36 dB(A), 超出地铁司机室噪声限值^[18]3.36 dB(A)。

图10 车内噪声

根据衰减率的变化特征(低频衰减率大, 高频衰减率小), 将上述轨道衰减率分为低频段(31.5~160 Hz)和高频段(200~2 500 Hz)两部分, 分别研究车内噪声总值的影响。图11为车内噪声总值随衰减率变化之间的关系。当31.5~160 Hz 频率段内衰减率增

加 20 dB/m 时, 车内噪声总值仅降低了约 0.1 dB(A); 而当 200~2 500 Hz 频率段内衰减率增加 0.1 dB/m, 车内噪声降低约 2.2 dB(A), 当衰减率提高 0.3 dB/m 时, 车内噪声降低约 3.9 dB(A), 此时车内噪声总值为 79.4 dB(A), 已低于司机室车内噪声限值。随着衰减率的进一步提高, 车内噪声将进一步降低, 但是降低率逐渐减小。

图 11 车内噪声总值

以上给出了各频段衰减率与车内噪声总值的对应关系, 接下来, 通过增加全频段内的衰减率, 研究衰减率与噪声的频谱特性, 如图 12 所示。图 13 分别给出了不同水平轨道衰减率所对应的车内噪声频谱。随着轨道衰减率的增加, 低频段钢轨声辐射与车内噪声几乎没有变化, 而在高频段, 车内噪声显著减小, 从而车内噪声总值显著降低。

图 12 全频段衰减率调查

根据以上分析可知, 低频段的轨道衰减率对车内噪声几乎没有影响, 主要是因为, 在低频时钢轨声辐射效率非常小, 衰减率的变动对钢轨声辐射影响很小; 而高频段钢轨声辐射在轮轨噪声中占据主导地位, 车内噪声受到该频段轨道衰减率的影响较大。由此, 得出基于车内噪声控制的轨道衰减率限

图 13 全频段衰减率与车内噪声

值, 如图 14 所示, 该限值与现有 ISO 3095 标准中的衰减率限值相比, 放宽了对轨道衰减率的要求, 但同时又能够满足车内噪声限值的要求, 这对于轨道设计与车内噪声控制具有重要的指导意义。结合第 2 节衰减率影响因素研究结果, 从降低车内噪声的角度, 最行之有效的方法是增加扣件系统的阻尼, 如采用高阻尼材料的轨下垫片等, 使得扣件系统阻尼为 $3 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 左右, 从而达到衰减率的控制要求。而增加扣件刚度和扣件系统间距, 虽然能提高低频轨道衰减率, 但对车内噪声几乎没有影响。

图 14 基于车内噪声的轨道衰减率限值

4 结论

本文首先介绍了轨道衰减率的测试和计算方法, 以及随频率的变化趋势; 然后, 基于铁木辛柯梁理论, 建立轨道振动预测模型, 分析了扣件刚度、阻尼以及扣件间距对轨道衰减率的影响; 再结合现场试验结果, 建立了列车噪声平均传递关系, 并基

于轮轨相互作用理论、轨道衰减率与钢轨声辐射之间的关系,以及有限元-边界元方法,计算了车内噪声与轨道衰减率之间的量化关系;最后基于车内噪声限值,提出了轨道衰减率限值要求。具体研究结论如下。

(1) 扣件刚度每增加 20×10^6 N/m, 400 Hz 倍频程带以下衰减率平均提高约 0.8 dB/m, 对 400 Hz 倍频程带以上的振动衰减率基本没有影响;扣件阻尼每增加 1×10^4 N · s/m, 在高于 125 Hz 倍频程带处,衰减率平均增加约为 0.18 dB/m, 对低于 125 Hz 的衰减率影响较小;扣件间距每增加 0.05 m, 低于 160 Hz 倍频程带的衰减率平均增加约 0.5 dB/m, 对高于 160 Hz 的衰减率几乎没有影响。

(2) 在扣件参数为阻尼 1×10^4 N · s/m, 刚度 20×10^6 kN/mm, A/C 级轮/轨粗糙度激励下, 该列车司机室内噪声超标约 3.36 dB(A)。低频轨道衰减率对车内噪声的影响很小, 当 31.5~160 Hz 频率段内衰减率增加 20 dB/m 时, 车内噪声总值仅降低了约 0.1 dB(A); 而当 200~2 500 Hz 频率段内衰减率增加 0.1 dB/m, 车内噪声降低约 2.2 dB(A), 当衰减率提高 0.3 dB/m 时, 车内噪声降低约 3.9 dB(A), 此时车内噪声总值为 79.4 dB(A), 已低于司机室车内噪声限值。随着衰减率的进一步提高, 车内噪声将进一步降低, 但降低率逐渐减小。

(3) 提出了基于车内噪声的轨道衰减率控制研究方法, 以轮轨噪声作为桥梁, 建立了车内噪声与轨道衰减率之间的关系, 并得出了基于车内噪声的轨道衰减率限值。

参 考 文 献

- [1] THOMPSON D J. Wheel-rail noise generation, part IV: Contact zone and results[J]. Journal of Sound & Vibration, 1993, 161(3): 447-466.
- [2] REMINGTON P J. WHEEL/RAIL Noise-part 1: Characterization of the wheel/rail dynamic system[J]. Journal of Sound & Vibration, 1976, 46(3): 359-379.
- [3] SIMONIWNICKI. Handbook of railway vehicle dynamics[M]. Boca Raton: CRC/Taylor & Francis, 2006.
- [4] THOMPSON D J. Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, part 2: Results[J]. Journal of Sound & Vibration, 1996, 193(1): 123-135.
- [5] THOMPSON D J, JONES C J C. A review of the modelling of wheel/rail noise generation[J]. Journal of Sound & Vibration, 2000, 231(3): 519-536.
- [6] THOMPSON D J. Experimental analysis of wave propagation in railway tracks[J]. Journal of Sound & Vibration, 1997, 203(5): 867-888.
- [7] JONES C J C, THOMPSON D J, DIEHL R J. The use of decay rates to analyse the performance of railway track in rolling noise generation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3-5): 485-495.
- [8] WU T X. On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction[J]. Journal of Sound & Vibration, 2008, 309(3): 739-755.
- [9] 孙晓静, 张厚贵, 刘维宁, 等. 轨道系统钢轨振动衰减率动力测试研究[J]. 铁道工程学报, 2015, 32(7): 34-39.
- [10] SUN Xiaojing, ZHANG Hougui, LIU Weining, et al. Test research on the characterizing the dynamic damping behavior of track structure[J]. Journal of Railway Engineering Society, 2015, 32(7): 34-39.
- [11] ZHANG H, JIANG L, LI Y J, et al. Experimental study on controlling rail corrugation by tuning rail damper[J]. Applied Mechanics & Materials, 2014, 587-589: 1002-1006.
- [12] TOWARD M, THOMPSON D J. Laboratory methods for testing the performance of acoustic rail dampers[C]// Nantes: Proceedings of the Acoustics, 2012: 3739-3744.
- [13] 刘晓龙, 周信, 刘玉霞, 等. 约束型阻尼钢轨衰减率和降噪效果试验分析[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(3): 24-28.
- [14] LIU Xiaolong, ZHOU Xin, LIU Yuxia, et al. Laboratory measurement of damped rail decay rates and analysis of noise reduction[J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(3): 24-28.
- [15] Comite Europeen de Normalisation. BS EN 15461: 2008+A1: 2010. Railway applications- noise emission-characterisation of the dynamic properties of track sections for pass by noise measurements[S]. London: BSI-British Standards Institution, 2010.
- [16] HAN J, XIAO X, WU Y, et al. Effect of rail corrugation on metro interior noise and its control[J]. Applied Acoustics, 2018, 130: 63-70.
- [17] WU T W. Boundary element acoustics[M]. Southampton: WIT Press, 2005.
- [18] ISO 3095: 2013. Institution B S. Acoustics-railway applications-measurement of noise emitted by railbound vehicles[S]. London: BSI-British Standards Institution, 2013.
- [19] VERHEIJEN E, VAN BEEK A. Definition of track influence: Roughness in rolling noise[R]. Harmonoise Report Edited by AEAT-BV, 2003.

- [18] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB 14892—2006 城市轨道交通列车噪声限值和测量方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2006.

General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. GB 14892—2006 Noise limit and measurement

for train of urban rail transit[S]. Beijing: Standards Press of China, 2006.

作者简介: 刘晓龙, 男, 1990 年出生, 博士研究生。主要研究方向为轨道交通减振降噪。

E-mail: lxl@my.swjtu.edu.cn

肖新标(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 副研究员, 硕士研究生导师。主要研究方向为轨道交通列车动力学, 轨道交通减振降噪。

E-mail: xinbiaoxiao@163.com