

高速铁路无砟轨道区段轮轨滚动噪声特性分析

杨新文

(同济大学 道路与交通工程教育部重点实验室, 上海 201804)

摘要: 为了预测与控制高速铁路无砟轨道区段轮轨表面粗糙度激励的轮轨滚动噪声,应用车辆-轨道耦合动力学理论和声辐射理论建立了轮轨滚动噪声预测模型,计算分析了无砟轨道结构对轮轨滚动噪声的影响,研究了高速列车运行于无砟轨道时产生的轮轨滚动噪声的特性,研究结果表明,①在无砟轨道路基区段高速列车运行产生的轮轨滚动噪声中,钢轨辐射的主要是500~2 000 Hz的中、高频噪声,车轮辐射的主要是1 600~4 000 Hz的高频噪声,轨道板或道床板辐射的主要是125~500 Hz频段的噪声;②随着车速增加,轮轨噪声辐射的最大声级相应增加;③轮轨旁瞬时声压级以钢轨最大,轨道板最小,车轮处于两者之间;④在距线路中心线5~50 m范围内,随着水平距离加倍,高速列车轮轨噪声辐射声级相应地衰减3~6 dB.

关键词: 高速铁路; 无砟轨道; 车辆-轨道动力学; 轮轨噪声
中图分类号: TB533.1; U270 **文献标志码:** A

Characteristics of Wheel-rail Rolling Noise of Ballastless Track in High-speed Railway

YANG Xinwen

(Key Laboratory of Road and Traffic Engineering of the Ministry of Education, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: In order to predict and control wheel-rail noise radiation due to running surface roughness of wheel and rail on the ballastless track in high-speed railway, a model was developed based on vehicle-track coupled dynamics and acoustics radiation theory to calculate and analyze the influences of ballastless track structure on wheel/rail rolling noise. The acoustics performance of wheel/rail rolling noise caused by high-speed train running on the ballastless track was studied. The result shows that rail noise occurs mainly in the middle and high frequency ranges of 500~2 000 Hz; wheel noise is chiefly in the high frequency range of 1 600~4 000 Hz; slab or bed plate noise radiates in the frequency range of 125~500 Hz. The higher the vehicle speed is, the maximum

wheel/rail rolling noise pressure level increases. The rail's instantaneous noise pressure is the highest, wheel's the second, and the slab's the last. When a high speed train passes over the ballastless track, the distance from the railway center in the range of 5~50 m doubles, noise pressure level reduces accordingly by 3~6 dB.

Key words: high-speed railway; ballastless track; vehicle-track coupled dynamics; wheel/rail noise

无砟轨道技术以高平顺性、高可靠性、高稳定性和长寿命等特点在高速铁路的建设中被大量采用,但是无砟轨道比有砟轨道的刚度大得多,轨道表面相对较硬,无道砟颗粒的吸声作用给高速列车的运行带来了严重的噪声污染问题.目前我国高速铁路技术正处于深化研究阶段,因此在保证轨道结构安全性、稳定性和动态平顺性的前提下探索适合不同环境要求、不同运营条件的减振降噪型无砟轨道结构具有重要的研究意义.

为了揭示无砟轨道区段高速列车运行产生的轮轨噪声辐射及传播特性,国内外众多学者对轮轨噪声的产生与控制开展了大量的研究.以 Remington 和 Thompson 等^[1-2]为代表的研究工作主要从轮轨相互作用出发来研究轮轨表面粗糙度激励产生的轮轨噪声,开发了相应的预测模型,并给出了许多轮轨系统结构低噪声化设计的建议和措施,但其研究工作主要以有砟轨道为重点. Thompson^[3]研究了钢轨吸振器对轮轨噪声的影响. Armstrong 等^[4]运用比例模型研究了接触斑滤波对轮轨表面粗糙度、轮轨动态接触力和钢轨振动的衰减. Ando 等^[5-6]以试验的方法研究了日本新干线不同刚度板式轨道的振动与噪声的特点,其结论对中国无砟轨道的减振降噪设计具有借鉴意义. Lier 等^[7]借助于 FEM(Finite Element Method)和 TWINS(Track and Wheel

收稿日期: 2013-04-16

基金项目: 国家自然科学基金(51165017); 牵引动力国家重点实验室开放基金(TPL1208); 中央高校基本科研业务费专项基金
第一作者: 杨新文(1973—),男,副教授,工学博士,主要研究方向为轨道结构及轮轨动力学. E-mail: xinwenyang@tongji.edu.cn

Interaction Noise Simulation) 轮轨噪声预测软件研究了板式轨道埋入式钢轨的声辐射特性. 徐志胜等^[8-9]建立了车辆-轨道垂向耦合模型对板式轨道区段的轮轨噪声做了研究, 提出了一些板式轨道低噪声化参数设计的建议. 杨新文等^[10-12]建立了高速铁路轮轨噪声预测模型, 模型中考虑了轮轨横向振动对轮轨噪声的影响, 并结合我国客运专线建设中采用的几种无砟轨道结构进行了参数低噪声化研究. 铁道科学研究院等^[13]进行了大量的高速铁路无砟轨道区段噪声的测试与控制方面的研究, 并取得了一些十分有意义的成果.

本文针对高速列车通过路基区段无砟轨道产生的轮轨滚动噪声开展研究, 在综合考虑车辆-轨道耦合动力学、随机振动理论和声辐射理论的基础上运用轮轨噪声的预测软件 WRNOISE (Wheel/Rail Noise) 计算分析了我国高速铁路建设中采用的 4 种典型无砟轨道结构的轮轨滚动噪声^[12], 旨在为铁道工程中轨道结构的减振降噪控制提供有益的技术参考, 为高速铁路的和谐发展提供必要的基础研究储备.

1 计算方法

采用了频域-时域相结合的研究方法, 首先根据车辆-轨道耦合动力系统求得非线性轮轨力时域值, 经过快速傅里叶变换(FFT)转换到频域, 得到轮轨力谱; 然后运用虚拟激励法, 结合轮轨系统结构导纳, 求得轮轨系统结构表面的速度谱; 最后利用声辐射效率把轮轨系统的振动转换成噪声, 并求得总噪声. 如图 1 所示.

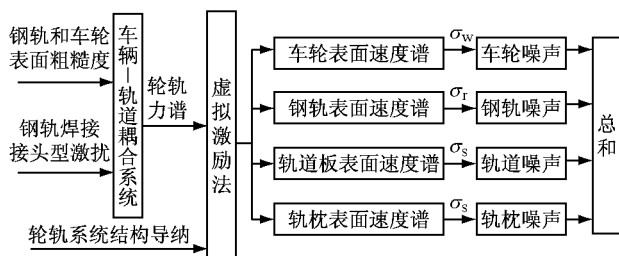


图1 轮轨噪声计算原理

Fig.1 Schematic diagram of the calculation of wheel-rail noise

2 轮轨噪声预测模型

2.1 轮轨系统振动模型

图2为四轴机车车辆、板式无砟轨道为例的车

辆-轨道耦合动力学模型的示意图.

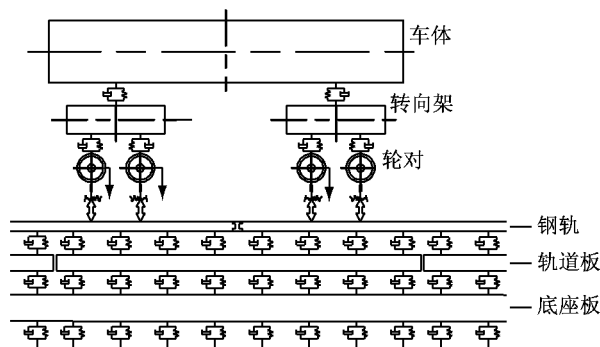


图2 车辆-轨道耦合动力学系统示意图

Fig.2 Diagram of vehicle-track coupled dynamics system

高速车辆-板式轨道耦合振动系统由机车车辆子系统、板式轨道子系统和轮轨耦合子系统构成. 系统中车体、转向架、轨枕和道床等被看成是质量块, 车辆的一系悬挂和二系悬挂、轨下支承和板下支承都被看成是弹簧和阻尼元件, 其运动方程为二阶常微分方程, 详见文献[14], 钢轨被视为连续离散点支承的无限 Timoshenko 梁模型, 轨道板被视为弹性薄板模型. 钢轨和轨道板运动方程为高阶偏微分方程(组), 见文献[11]. 为了能够进行数值积分, 通常把偏微分方程(组)采用 Ritz 法, 运用正则函数和正则坐标化成常微分正则方程.

车辆子系统和轨道子系统之间的耦合与反馈作用均通过轮轨关系来实现. 轮轨接触力包括轮轨法向力和轮轨切向蠕滑力. 轮轨法向力 $N(t)$ 的求解采用著名的赫兹非线性弹性接触理论, 直接根据每一时刻轮轨接触点处的法向弹性压缩量确定.

$$N(t) = \left[\frac{1}{G} \Delta Z_N(t) \right]^{\frac{3}{2}} \quad (1)$$

式中: G 为轮轨接触常数, $m \cdot N^{-2/3}$; $\Delta Z_N(t)$ 为轮轨接触点处的法向弹性压缩量, m ; t 为时间, s .

对于第 j 轮位接触点处的垂向轮轨弹性压缩量 $\Delta Z_{vj}(t)$ 有

$$\Delta Z_{vj}(t) = \Delta Z_{j0}(t) + Z_{jw}(t) - Z_{jr}(t) - Z_{jrh}(t) \quad (2)$$

式中: $\Delta Z_{j0}(t)$ 为第 j 轮位的轮轨静压缩量; $Z_{jw}(t)$ 为第 j 轮位处车轮垂向位移; $Z_{j0}(t)$ 为第 j 轮位处钢轨的垂向位移; $Z_{jrh}(t)$ 为第 j 轮位处轮轨表面粗糙度垂向不平顺.

根据法向压缩量与轮轨垂向相对位移的几何关系可得到左侧、右侧轮轨法向压缩量 $\Delta Z_{NLj}(t)$ 和 $\Delta Z_{NRj}(t)$.

$$\begin{cases} \Delta Z_{\text{NLj}}(t) = \frac{\Delta Z_{\text{VLj}}(t)}{\cos(\delta_{\text{L}} + \phi_{\text{w}})} \\ \Delta Z_{\text{NRj}}(t) = \frac{\Delta Z_{\text{VRj}}(t)}{\cos(\delta_{\text{R}} - \phi_{\text{w}})} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\Delta Z_{\text{VLj}}(t)$ 和 $\Delta Z_{\text{VRj}}(t)$ 分别为左侧和右侧轮轨接触点垂向弹性压缩量; δ_{L} 和 δ_{R} 分别为左侧和右侧轮轨接触角; ϕ_{w} 为轮对侧滚角。

轮轨切向蠕滑力依据 Kalker 线性蠕滑理论和 Shen 理论确定^[14-15]。

这样就可以把车辆-轨道耦合动力学振动系统表达为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\mathbf{z} = \mathbf{f} \quad (4)$$

式中: \mathbf{M} , \mathbf{C} 和 \mathbf{K} 分别为车辆-轨道耦合系统广义质量矩阵、广义阻尼矩阵和广义刚度矩阵; $\ddot{\mathbf{z}}$, $\dot{\mathbf{z}}$ 和 \mathbf{z} 分别为车辆-轨道耦合系统广义加速度矢量、广义速度矢量和广义位移矢量; \mathbf{f} 为车辆-轨道耦合系统广义力矢量。系统的输入为轮轨表面粗糙度时域值。通过新型显式积分法求得系统的轮轨力时域值^[16], 为了反映轮轨系统的高频振动, 数值积分中时间步长取 1×10^{-5} s。

当列车在轨道上运行时, 受到随机不平顺激励会产生随机的轮轨相互作用力, 由于车辆-轨道耦合系统存在较强的非线性因素, 故这种随机轮轨相互作用力只能在时域内得到。本文主要预测轮轨噪声, 而对于轮轨噪声贡献比较显著的主要部件是车轮、钢轨和轨道板等, 故只要知道车轮和轨道系统的导纳特性, 把时域中随机轮轨相互作用力转换成轮轨力谱作为系统的激励, 就可以运用虚拟激励法^[17]得到车轮和轨道部件相应的响应谱。噪声跟系统振动速度有关, 故运用虚拟激励法求得轮轨系统结构表面振动速度响应谱就可以了。假设列车在直线轨道上行驶, 各轮位产生的轮轨力是相同的, 故可以用单源同相位激励模型。实际上列车在轨道上行驶时, 各轮位处产生的轮轨力是不相同的。另外, 由于车辆在直线轨道上运行, 轮对横向位移相对比较小, 其变化范围在一稳定区域内, 故假设轮轨接触点在名义接触点处。本文仅考虑自功率谱情况。

$$\begin{cases} S_{\text{wv}(\text{V,L})}(\omega) = |H_{\text{wv}(\text{V,L})}|^2 S_{f(\text{V,L})}(\omega) \\ S_{\text{rv}(\text{V,L})}(\omega) = |H_{\text{rv}(\text{V,L})}|^2 S_{f(\text{V,L})}(\omega) \\ S_{\text{svV}}(\omega) = |H_{\text{svV}}|^2 S_{f(\text{V,L})}(\omega) \end{cases} \quad (5)$$

式中: 下标 w, r, s 分别代表车轮、钢轨和轨道板, v 表示振动速度, V, L 表示垂直方向和水平方向; f 为轮轨力; $S_{\text{wv}(\text{V,L})}(\omega)$ 和 $S_{\text{rv}(\text{V,L})}(\omega)$ 分别为车轮和钢轨的振动速度功率谱; $H_{\text{wv}(\text{V,L})}$ 和 $H_{\text{rv}(\text{V,L})}$ 分别为车轮与钢轨的振动速度导纳; $S_{f(\text{V,L})}(\omega)$ 为轮轨力谱;

$S_{\text{svV}}(\omega)$ 为轨道板的垂向速度功率谱; H_{svV} 为轨枕(轨道板)垂向速度导纳, 文献[12]中做了详细论述。

2.2 轮轨噪声辐射模型

用平均声功率来度量铁路沿线两侧的噪声, 平均声功率等于声功率在时间 T 上的平均值, 其中 T 应大于一趟列车通过时所需的时间^[11]。当列车以速度 v 通过某一测试点时, 在通过时间 T 内取其平均声压级来描述路旁的自由声场。路旁噪声的计算如图3所示。图中, S 为路旁观察点; d 为路旁观察点到轨道中心线垂向距离; O 为轨道坐标原点; x 为轨道沿长度方向坐标; O' 为移动声源坐标原点; x' 为移动声源沿长度方向坐标; ξ 为移动线声源的坐标长度; r 为移动线声源微段与路旁观察点之间距离; θ 为 r 与 d 之间的夹角; vt 为线声源移动距离。

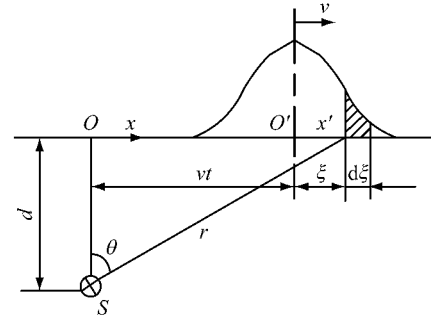


图3 列车通过时路旁平均声压的计算模型

Fig.3 Geometry for the calculation of the average wayside noise during a train passby

轮轨噪声贡献比较显著的部件主要是车轮、钢轨、轨枕、轨道板和整体道床板等。作为声源的车轮、钢轨、轨枕、轨道板和整体道床板, 在高度方向上的相对位置是不同的, 然而, 由于轮毂至轨枕高度差对噪声计算结果影响不大, 为简化计算程序, 通常将它们设定在同一个高度上。而声源的横向位置则通常设于路旁观察点近侧轨道中心。

假定列车为一移动线声源, 在任一时刻 T 内路旁观察点 S 的瞬时声压 $p_T(t)$ 表示为

$$p_T(t) = \left(\frac{(\rho c)^2}{4\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{(\sigma_T A_T \langle v_T^2(\xi) \rangle)}{d^2 + (Vt + \xi)^2} d\xi \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (6)$$

式中: ρ 为空气密度; c 为声音在空气中传播速率; ρc 为声阻抗率, 在常温、标准大气压下, $\rho c \approx 420 \text{ kg} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{s})^{-1}$; L 为线声源长度; σ_T 为轮轨结构部件 1/3 倍频程的声辐射效率; A_T 为轮轨结构声辐射有效表面积; $\langle v_T^2(\xi) \rangle$ 为在线声源上点 ξ 处轮轨结构振动速度的 1/3 倍频程均方值。

对于钢轨、轨道板等则可以被视作有限长通过受声点的线声源, 而单侧轮轨的车轮声辐射可视为

一系列沿轨道方向的简单点声源的叠加。

2.3 轮轨滚动噪声激励模型

轮轨表面粗糙度谱是轮轨滚动噪声的最直接原因,预测轮轨系统的高频随机振动需将轮轨表面粗糙度谱作为激励输入。日本学者 Sato^[18]在分析轮轨系统高频振动时引入的粗糙度谱密度为 $\phi(k)$ 。

$$\phi(k) = Ak^{-3} \quad (7)$$

式中: A 为粗糙度系数; k 为粗糙度谱空间圆频率。

本文作为理论分析,直接引入 Sato 轮轨粗糙度组合谱公式。在轮轨系统耦合振动分析中,存在非线性因素,因此必须采用时域的积分法,此时,表面粗糙度谱不能直接输入系统,而必须以时序样本的方式输入,表面粗糙度为时间或里程的函数。为此,首先必须将表面粗糙度空间谱密度通过时频转换的方法转换为时序样本。文献[19]构造了基于频率功率谱等效的一种算法,即根据功率谱分别求出频谱的幅值和随机相位,然后再通过逆傅里叶变换(IFFT)得到轨道不平顺的时域模拟样本。将时程值输入到车辆-轨道耦合振动系统中,计算出轮轨垂向和横向作用力,然后把轮轨力转换成轮轨力谱形式,作为轮轨噪声计算的基础。

图 4 为车速在 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时 Sato 轮轨表面粗糙度时程样本值。其中 $A = 3.15 \times 10^{-7}$, 粗糙度波长为 $10 \sim 500 \text{ mm}$, 其频率范围为 $166 \sim 8300 \text{ Hz}$, 并考虑了接触斑区滤波作用。

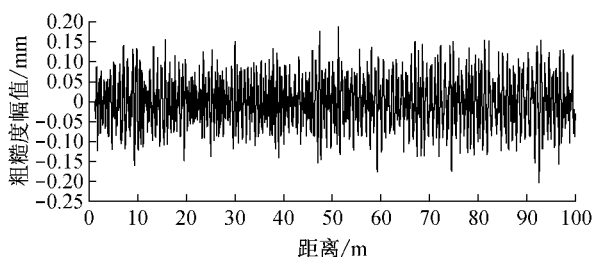


图 4 Sato 粗糙度谱时程样本值

Fig.4 Time history values of roughness

2.4 轮轨噪声辐射模型验证

为了验证模型的有效性,图 5 对遂渝线高速列车通过板式无砟轨道路堤线路时轮轨噪声实测结果和计算结果做了比较,其中现场实测中取 CRH2 高速动车组以 $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 和 $220 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 通过无砟板式轨道路堤线路时的噪声频谱^[20],测点距轨道中心线 4.2 m 远、 1.5 m 高的位置。图中纵坐标为轮轨噪声 A 计权声压级。

由图 5 可知,模型计算结果在 $200 \sim 3200 \text{ Hz}$ 频段,由于受列车其他声源和自身结构的影响(集电牵

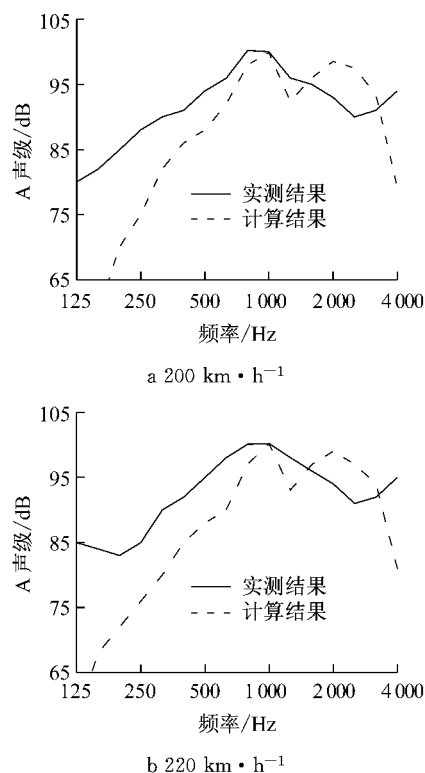


图 5 板式轨道滚动噪声实测与计算结果

Fig.5 A comparison between theory prediction and field measurement for wheel-rail noise generating of a train running on slab track

引噪声和车体裙板等),跟实测结果有一定差异,但与实测结果变化趋势是一致的。在 1000 Hz 以上频段,实测时出现了一个波谷,而预测结果出现一个波峰,主要原因是轮轨预测时主要考虑的是车轮、钢轨和轨道板在自由声场的噪声辐射,没有考虑车体结构(如车体裙板)对轮轨噪声屏蔽作用的缘故。此外,在 500 Hz 以下和 3200 Hz 以上频段,计算结果与实测结果的差异主要是实测中受到其他噪声源(集电牵引噪声等)的影响。

3 高速铁路轮轨滚动噪声特性分析

3.1 计算参数

图 6 为线路旁轮轨噪声计算示意图,受声点 1

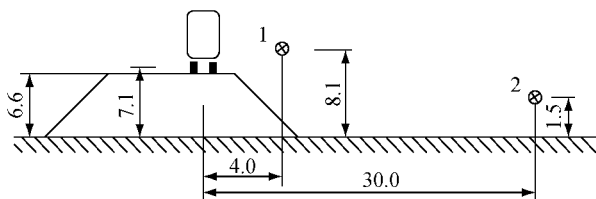


图 6 线路断面与受声点示意(单位:m)

Fig.6 Diagram of railway section and acoustic observation points(unit: m)

取在钢轨近旁距离线路近轨中心线 4.0 m、距路基面高 1.5 m 处;受声点 2 取在距离线路中心线 30.0 m 噪声边界处,高度距地面 1.5 m;参考声压取 2.0×10^{-5} Pa。

高速动车组的编组方式为 6 动 2 拖,共 8 节车

辆。无砟轨道结构型式为 CRTS I 型板式轨道、CRTS II 型板式轨道、CRTS I 双块式无砟轨道和 CRTS II 型双块式无砟轨道,具体参数取值见表 1 和表 2。

表 1 路基地段 CRTS I 型板式和 CRTS II 型板式无砟轨道参数

Tab.1 Parameters of CRTS I and CRTS II slab track in subgrade

| 板式轨道类型 | 扣件类型 | 扣件间距/mm | 轨道板外形尺寸/mm | | | 轨道板质量/kg | 轨道板材料强度 | 限位方式 | 水泥沥青砂浆厚度/mm | 砂浆弹性模量/MPa | 板下基础材料强度 |
|-------------|---------|---------|------------|-------|-----|----------|---------|-------|-------------|-------------|----------|
| | | | 长 | 宽 | 高 | | | | | | |
| CRTS I 型板式 | WJ-7B 型 | 629 | 4 962 | 2 400 | 190 | 5 883 | C40 | 凸型挡台 | 50 | 100~300 | C40 |
| CRTS II 型板式 | WJ-7B 型 | 650 | 6 450 | 2 550 | 200 | 8 533 | C40 | 纵连和横挡 | 30 | 7 000~1 000 | C40 |

表 2 路基地段 CRTS I 型双块式和 CRTS II 型双块式无砟轨道参数

Tab.2 Parameters of CRTS I and CRTS II bi-block ballastless track in subgrade

| 无砟轨道类型 | 扣件类型 | 扣件间距/mm | 道床板外形尺寸/mm | | | 道床板材料强度 | 支承板外形尺寸/mm | | 支承层材料强度 | 路基系数 (MPa · m ⁻¹) |
|--------------|---------|---------|------------|-------|-----|---------|------------|-----|---------|-------------------------------|
| | | | 长 | 宽 | 高 | | 宽 | 高 | | |
| CRTS I 型双块式 | WJ-8B 型 | 625 | 4 962 | 2 800 | 260 | C40 | 3 600 | 300 | C20 | 190 |
| CRTS II 型双块式 | WJ-8B 型 | 625 | 4 962 | 2 800 | 370 | C40 | 3 600 | 300 | C20 | 190 |

3.2 高速列车运行产生的轮轨滚动噪声特性

3.2.1 轮轨滚动噪声频谱特性

高速列车以时速 300 km · h⁻¹ 通过 4 种典型无

砟轨道时,选择受声点 2,图 7 为轮轨噪声 A 声级的 1/3 倍频程谱图,图中横坐标频率都为 1/3 倍频程中心频率。

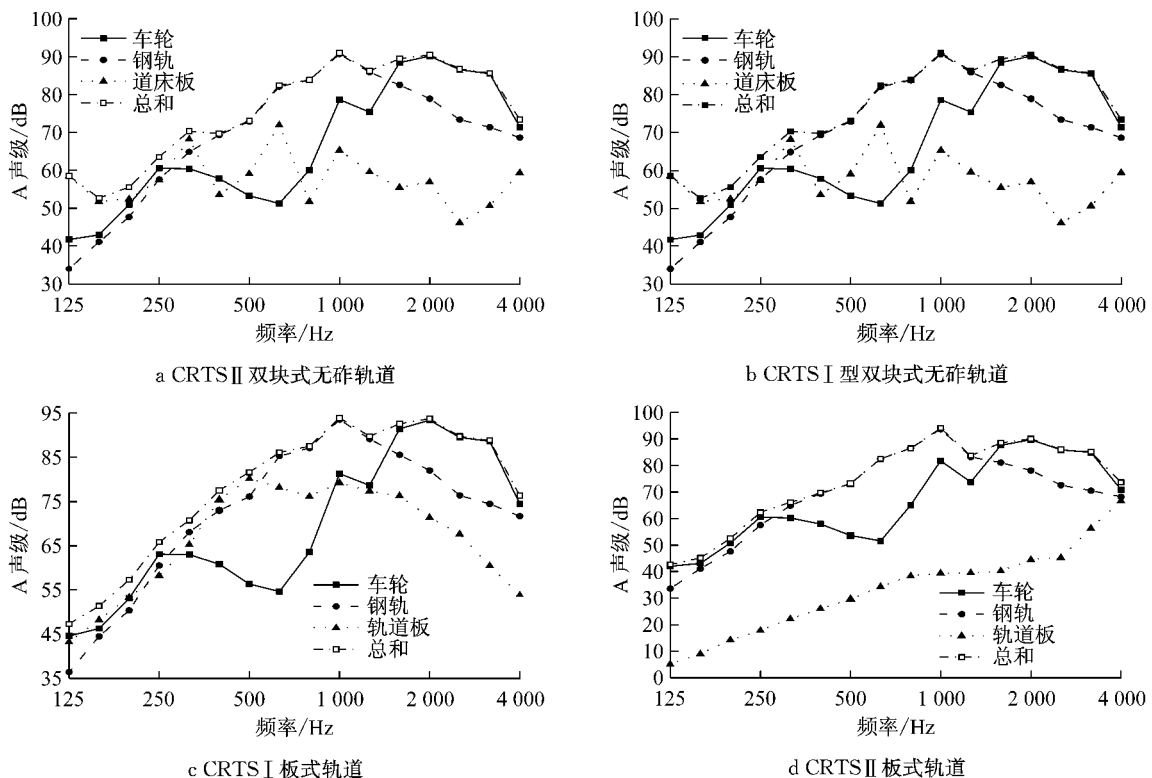


图 7 动车组通过路基区段轮轨噪声频谱特性

Fig.7 Sound pressure levels of wheel-rail rolling noise during an EMU passing over the subgrade

由图 7 可见,轮轨噪声总和主要分布在中心频率为 400~4 000 Hz 的一个较宽的频率范围内。其中,钢轨辐射的噪声主要分布在中心频率为 500~4 000 Hz 的较宽的频率范围内,车轮辐射的噪声则

主要分布在中心频率为 1 600~4 000 Hz 的范围内,CRTS II 型板式轨道的轨道板主要分布在中心频率 1 000~4 000 Hz 的范围内,其余 3 种无砟轨道结构的轨道板或道床板辐射的噪声则主要分布在中心频

率 1 000 Hz 以下. 上述结果表明, 在轮轨噪声中, 钢轨辐射的主要是中、高频噪声, 车轮辐射的主要是高频噪声, 除 CRTS II 型轨道板外, 其余 3 种无砟轨道的轨道板辐射的主要是中、低频噪声. 从车轮与轨道结构各部件对总噪声的贡献来看, 钢轨是主要的辐射源, 车轮次之, 随着轨下结构刚度的增加, 其部件的噪声辐射也相应增加, 且有向高频转移的趋势. CRTS I 型轨道板、CRTS I 型双块式道床板和 CRTS II 双块式道床板, 其辐射噪声的能量主要集中在 1 000 Hz 以下频段, 而 CRTS II 型轨道板噪声辐射能量主要在高频, 分析原因, 与板下垫层的刚度有很大关系, CRTS I 型板式轨道 CA 砂浆弹性模量为 100~300 MPa, 而 CRTS II 型板式轨道 CA 砂浆弹性模量为 7 000~1 000 MPa.

3.2.2 轮轨滚动噪声时程特性

高速列车以时速 300 km·h⁻¹ 通过板式无砟轨道时, 选择受声点 2, 图 8 为轮轨噪声瞬时 A 声级的时程曲线.

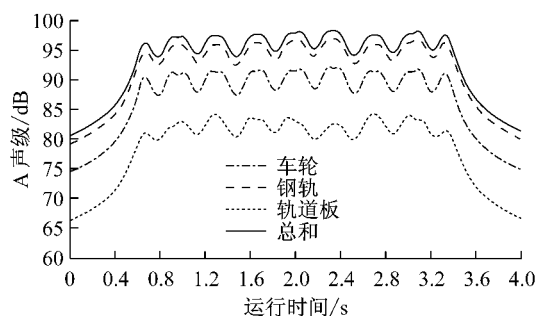


图 8 高速动车组运行时程曲线

Fig. 8 Time histories of wheel-rail rolling noise during a train passing over the slab track

由图 8 可见, 瞬时声级水平钢轨最大, 轨道板最小, 车轮处于两者之间. 从图中曲线可以明显看出, 列车由远而近地接近受声点时, 声级逐渐增加; 到列车整个车辆通过时, 出现一段稳态变化的噪声; 随着远离受声点, 其瞬时声级逐渐减小. 另外也可以看出车辆转向架通过受声点时会出现一个峰值, 随后噪声级有所下降, 等到下一个转向架通过时又上升出现峰值.

3.2.3 轮轨滚动噪声的最大声级

高速列车以时速 300 km·h⁻¹ 通过 4 种典型无砟轨道时, 选择受声点 2, 图 9 为动车组通过路基区段轮轨噪声最大辐射声级 L_{\max} 随车速的变化规律.

从图 9 可以看出, 动车组以不同车速通过路基区段无砟轨道时, 随着车速增加 L_{\max} 相应增加; 在 220~240 km·h⁻¹ 范围内, L_{\max} 急剧增加, 其增加幅

度比较陡峭, 而在其他车速段, 随车速的增加, L_{\max} 增加幅度比较平缓.

3.2.4 轮轨噪声沿高度方向的衰减规律

图 10 给出了动车组以时速 300 km·h⁻¹ 通过 CRTS I 板式轨道路基区段时距离铁路轨道中心线 30 m 处列车通过等效声级垂向分布情况.

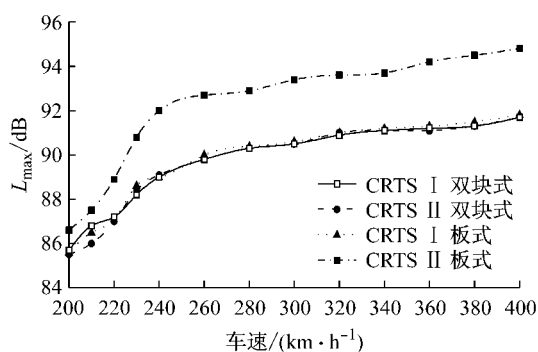


图 9 动车组通过路基区段轮轨噪声最大辐射声级随车速的变化规律

Fig. 9 Maximum of wheel-rail rolling noise pressure level during an EMU passing over the ballastless track

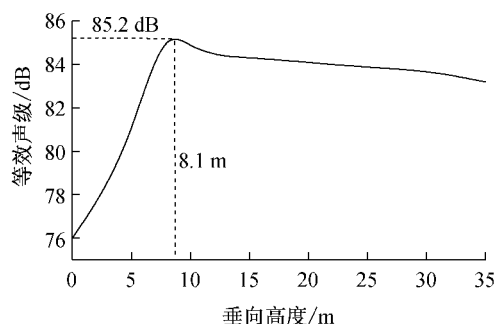


图 10 路基区段动车组运行辐射轮轨噪声垂向分布

Fig. 10 Vertical distribution of wheel-rail rolling noise pressure level during an EMU passing over the slab track

由图 10 可知, 动车组以时速 300 km·h⁻¹ 通过 CRTS I 板式轨道路基区段时, 轮轨噪声辐射等效声级峰值在距地面高 8.1 m 出现最大, 究其原因, 是仿真计算时选取声源高度为距离地面 8.1 m 处, 因此最大峰值出现跟选择轮轨噪声声源的垂向高度有一定关系. 在距地面 0~8.1 m 范围内, 随着高度增加, 轮轨噪声等效声级增大; 而在 8.1 m 以上高度范围内, 随着距离增加, 轮轨噪声等效声级减小.

3.2.5 轮轨噪声随轨道中心线距离的传播特征

为了探明轮轨噪声随水平距离(距线路中心线)的传播规律, 受声点选取在距地面高 1.5 m、水平距离在 5~50 m 范围内, 间隔为 5.0 m 处. 图 11 给出

了动车组以时速 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 通过 CRTS I 板式轨道路基区段时列车运行辐射轮轨噪声在距离轨道中心线 $5 \sim 50 \text{ m}$ 范围内随距离增加而衰减的变化规律。

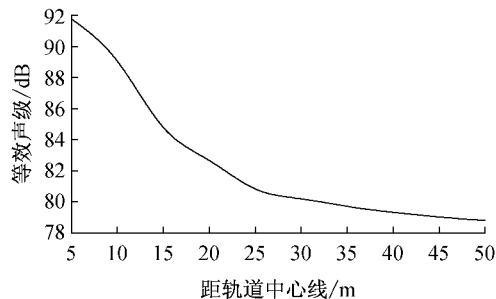


图 11 路基区段轮轨噪声的传播规律

Fig.11 Lateral propagation of wheel/rail rolling noise equivalent pressure level during an EMU passing over the slab track

由图 11 可见,路基区段动车组辐射声级在 $5 \sim 50 \text{ m}$ 范围内距线路中心线距离加倍,辐射声级衰减 $3 \sim 6 \text{ dB}$,基本满足有限长线声源随距离衰减的规律。

4 结论

结合我国高速铁路建设中轨道结构选型,运用轮轨噪声预测软件 WRNOISE 计算分析了由轮轨表面粗糙度引起的无砟轨道区段轮轨滚动噪声的辐射特性和传播规律。主要结论如下:

(1) 高速列车运营产生的轮轨滚动噪声,钢轨辐射的主要是中、高频噪声,车轮辐射的主要是高频噪声,除 CRTS II 型轨道板外,其余 3 种无砟轨道的轨道板或者道床板辐射的主要是中、低频噪声。

(2) 随着车速的增加,轮轨噪声辐射的最大声级 L_{\max} 相应增加;CRTS II 型板式轨道的 L_{\max} 大于 CRTS I 型板式轨道、CRTS I 双块式无砟轨道和 CRTS II 型双块式无砟轨道 $2 \sim 4 \text{ dB}$,而后的三者的 L_{\max} 基本相同。

(3) 轮轨路旁瞬时声级水平以钢轨最大,轨道板最小,而车轮处于两者之间。

(4) 轮轨滚动噪声路旁等效声压级最大峰值出现跟计算时选择轮轨噪声声源的垂向高度有一定关系;在距地面 8.1 m 以上位置处,随距离的增加,噪声辐射降低。

(5) 路基区段动车组轮轨噪声辐射声级在 $5 \sim 50 \text{ m}$ 范围内距线路中心线距离加倍,辐射声级衰减 $3 \sim$

6 dB ,基本满足有限长线声源随距离衰减的规律。

参考文献:

- [1] Remington P J. Wheel-rail noise, part IV: rolling noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 46(3): 419.
- [2] Thompson D J, Hemsworth B, Vincent N. Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, part I: description of the model and method[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 193(1): 123.
- [3] Thompson D J. A continuous damped vibration absorber to reduce broad-band wave propagation in beams[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 311(3): 824.
- [4] Armstrong T D, Thompson D J. Use of a reduced scale model for the study of wheel/rail interaction[J]. Journal Rail and Rapid Transit, Part F, 2006, 220: 235.
- [5] Ando K, Horiike T, Hansaka M, et al. Present status on slab track and environmental countermeasure [J]. Quarterly Report of Railway Technical Research Institute, 1996, 37(4): 204.
- [6] Ando K, Sunaga M. Development of slab tracks for hokuriku Shinkansen line [J]. Quarterly Report of Railway Technical Research Institute, 2001, 42(1): 35.
- [7] Van S, Lier S. The vibro-acoustic modeling of slab track with embedded rails[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(3): 805.
- [8] 徐志胜,翟婉明,蔡成标,等. 高速列车在板式轨道上运行时的滚动噪声预测[J]. 铁道学报, 2004, 26(4): 46.
XU Zhisheng, ZHAI Wanming, CAI Chengbiao, et al. Prediction of wheel-rail rolling noise when a high-speed train runs on a slab track[J]. Journal of the China Railway Society, 2004, 26(4): 46.
- [9] 徐志胜,翟婉明. 高速铁路板式轨道结构参数对轮轨噪声的影响[J]. 交通运输工程学报, 2006, 6(4): 23.
XU Zhisheng, ZHAI Wanming. Structure parameter influence of slab track for high speed railway on wheel-rail noise[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2006, 6(4): 23.
- [10] YANG Xinwen, YAN Caiyun. Simulation of wheel-rail noise of high-speed train running on the slab track [C]//The 9th International Conference of Chinese Transportation Professions. Harbin: ASCE Press, 2009: 3333-3338.
- [11] 杨新文. 高速铁路轮轨噪声理论计算与控制研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.
YANG Xinwen. Theoretical analysis and control studies in wheel-rail noises of high speed railway [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2010.
- [12] 杨新文,翟婉明,和振兴. 高速列车运行产生的轮轨噪声 预测 [J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(3): 70.
YANG Xinwen, ZHAI Wanming, HE Zhenxing. A prediction model of wheel/rail noise generation when high speed train running[J]. Noise and Vibration Control, 2011, 31(3): 70.
- [13] 铁道科学研究院,西南交通大学. 客运专线无砟轨道区段 噪声振动及其治理措施的研究[R]. 北京: 铁道科学研究院, 2007.
Railway Academy of Sciences, and Southwest Jiaotong

- University. The noise, vibration and measure on the ballastless track of the passenger dedicated railway in China[R]. Beijing: Railway Academy of Sciences, 2007.
- [14] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 3版. 北京: 中国科学出版社, 2007.
- ZHAI Wanming. Vehicle-track coupled dynamics[M]. 3rd ed. Beijing: China Science Press, 2007.
- [15] Shen Z Y, Hedrick J K, Elkins J A. A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamics analysis[C]// Proceedings of 8th IAVSD Symposium. Cambridge: MIT, 1983: 591-605.
- [16] ZHAI Wanming. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1996, 39(24): 4199.
- [17] 林家浩. 随机地震响应功率谱快速算法[J]. 地震工程与工程振动, 1990, 10(4): 38.
- LIN Jiahao. Fast algorithm for power spectrum of random earthquake responses[J]. Journal of Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 1990, 10(4): 38.
- [18] Sato Y. Study on high-frequency vibration in track operation with high-speed trains[J]. Quarterly Reports. 1977, 18(3): 22.
- [19] 陈果, 翟婉明. 铁路轨道不平顺随机过程的数值模拟[J]. 西南交通大学学报, 1999, 34(2): 138.
- CHEN Guo. ZHAI Wanming. Numerical simulation of the stochastic process railway track irregularities[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1999, 34(2): 138.
- [20] 马筠, 翟婉明. 无砟轨道噪声振动特性及其治理措施研究[J]. 中国铁路, 2009, 10: 38.
- MA Jun, ZHAI Wanming. Investigation on characters and control measures of noise and vibration of ballastless track[J]. Chinese Railway, 2009, 10: 38.

~~~~~

(上接第369页)

- [7] Fan L F, Ren F, Ma G W. An extended displacement discontinuity method for analysis of stress wave propagation in viscoelastic rock mass [J]. Journal of Rock Mechanics and Geotechnical Engineering, 2011, 3(1): 73.
- [8] 陈颢, 黄庭芳, 刘恩儒. 岩石物理学[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2009.
- CHEN Yong, HUANG Tingfang, LIU Enru. Rock physicals [M]. Hefei: Press of University of Science and Technology of China, 2009.
- [9] LI Jianchun, MA Guowei, ZHAO Jian. An equivalent viscoelastic model for rock mass with parallel joints[J]. Journal of Geophysical Research, 2010, 115: B03305.
- [10] FAN L F, Ma C W, LI J C. Nonlinear viscoelastic medium equivalence for stress wave propagation in a jointed rock mass [J]. International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences, 2012, 50: 11.
- [11] 巫绪涛. 钢纤维高强混凝土动态力学性质的研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2006.
- WU Xutao. Study on dynamic properties of steel fiber reinforced high strength concrete [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2006.
- [12] 郝召兵, 秦静欣, 伍向阳. 地震波品质因子  $Q$  研究进展综述[J]. 地球物理学进展, 2009, 24(2): 375.
- HAO Zhaobing, QIN Jingxin, WU Xiangyang. Overview of research on the seismic wave quality factor ( $Q$ ) [J]. Progress in Geophysics, 2009, 24(2): 375.
- [13] 周光泉, 刘孝敏. 粘弹性理论[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 1996.
- ZHOU Guangquan, LIU Xiaomin. Theory of visco-elasticity [M]. Hefei: Press of University of Science and Technology of China, 1996.
- [14] Toksöz N M, Johnston H D, Timur A. Attenuation of seismic waves in dry and saturated rocks: I. laboratory measurements [J]. Geophysics, 1979, 44(4): 681.
- [15] 王礼立. 应力波基础[M]. 2版. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- WANG Lili. Foundation of stress waves [M]. 2nd ed. Beijing: National Defense Industry Press, 2005.
- [16] Blanch J O, Robertsson J O A, Symes W William. Modeling of constant  $Q$ : methodology and algorithm for an efficient and optimally inexpensive viscoelastic technique[J]. Geophysics, 1995, 60(1): 176.
- [17] 孙成禹, 印兴耀. 三参数常  $Q$  粘弹性模型构造方法研究[J]. 地震学报, 2007, 29(4): 348.
- SUN Chengyu, YIN Xingyao. Construction of constant  $Q$  viscoelastic model with three parameters [J]. Acta Seismologica Sinica, 2007, 2009(4): 348.
- [18] 陈江瑛, 王礼立. 水泥砂浆的率型本构方程[J]. 宁波大学学报: 理工版, 2000, 13(2): 1.
- CHEN Jiangying, WANG Lili. Rate-dependent constitutive equation of cement mortar[J]. Journal of Ningbo University: Natural Science & Engineering, 2000, 13(2): 1.