

轨道车辆车轮辐板阻尼层对其降噪效果的影响分析*

钱鼎玮^{1,2} 杨新文^{1,2†} 刘晓波³ 马晓云^{1,2}

(1. 同济大学上海市轨道交通结构耐久与系统安全重点实验室, 上海 201804)(2. 同济大学 道路与交通工程教育部重点实验室, 上海 201804)(3. 大功率交流传动电力机车系统集成国家重点实验室, 株洲 412000)

摘要 采用模态叠加法求得阻尼车轮导纳特性, 利用已建立的轮轨滚动噪声预测模型, 以轮轨表面粗糙度为激励, 分析了辐板阻尼层与其厚度对阻尼车轮振动与声辐射特性的影响规律. 首先, 建立了阻尼车轮三维实体有限元模型, 采用 Block Lanczos 方法计算车轮模态特征; 其次, 利用模态叠加法求得车轮在单位荷载激励下的频响函数; 然后, 利用虚拟激励法求得车轮在粗糙度谱激励下的频域振动特性; 最后, 依据车轮动态响应通过解析的方法求得车轮声辐射频域特性. 计算结果表明: (1) 车轮辐板敷设阻尼层对车轮 1000Hz 以下频率的振动与噪声的抑制作用不明显, 而对车轮 1600Hz 以上的高频振动具有良好的抑制作用; (2) 车轮辐板双侧敷设阻尼的降噪效果优于单侧阻尼; (3) 阻尼层可以有效抑制车轮振动, 且车轮辐板敷设阻尼层厚度越厚效果越明显.

关键词 城市轨道交通, 辐板, 阻尼车轮, 声辐射, 阻尼层, 降噪

DOI: 10.6052/1672-6553-2020-023

引言

随着城市轨道交通的迅速发展, 列车噪声污染愈发严重, 国内外范围内噪声问题越来越引起人们的关注. 其中轮轨噪声为主要噪声源, 车轮和钢轨的振动是轮轨滚动噪声的主要来源.

国外对铁路轮轨噪声研究起步较早. Remington^[1-3]于 1970 年首次提出轮轨振动噪声预测理论模型, 将轮轨表面粗糙度谱作为激励, 将车轮视为刚性质量块, 采用单层连续弹性支承 Euler 梁模拟钢轨, 经轮轨相互作用得到车轮和钢轨的振动响应. 而后 Remington 对该模型进行修正, 采用弹性圆环模型模拟车轮, 并将 Hertz 接触刚度引入轮轨接触模型, 并考虑了地面对轮轨辐射噪声的反射作用, 得到更精确的预测模型. Thompson^[4-8]考虑车轮的转动效应, 并将钢轨模型扩展为轨道模型, 用 Timoshenko 梁模型代替原有的 Euler 梁模型, 同时考虑轨枕的噪声辐射, 该模型更真实地反映了车轮与钢轨的高频特性. Thompson^[9,10]利用有限元-边界元方法建立了车轮和钢轨的二维截面模型, 研究了车轮和钢轨的振动声辐射特性, 并给出了车轮和钢

轨的声辐射效率计算结果. Squicciarini 等人^[11]使用模态叠加法计算分析了不同板厚和边界条件下板的声辐射功率. 魏伟^[12]通过翟婉明车辆-轨道耦合动力学理论建立了轨道系统高频振动模型, 分析了轨道系统高频振动特性; 并通过轮对导纳特性^[13], 基于边界元和有限元相结合的方法, 分析了轮轨系统在轮轨表面粗糙度激励下的加速度响应. 徐志胜^[14-17]运用车辆-轨道耦合动力学建立了时域的列车-轨道垂向耦合振动模型, 以半解析振动-声辐射效率公式来计算系统的振动-声辐射特性. 方锐^[18]基于有限元-边界元相结合的方法, 建立频域轮轨耦合系统三维边界元声辐射模型. 以轮轨表面粗糙度激励作为激励, 研究了车轮辐板形式和接触点位置对轮轨噪声的影响. 杨新文^[19]利用车辆-轨道耦合动力学模型计算时域动态轮轨作用力, 将轮轨力时域响应转化为频域响应, 并结合三维车轮-轨道系统有限元模型, 对轮轨噪声进行预测. 雷晓燕^[20]基于 Reminton 理论建立轮轨噪声预测模型, 推导了车轮、钢轨辐射噪声声压级谱.

在优化车轮结构研究方面, 西南交通大学刘玉霞, 韩健等人^[21-23]在车轮辐板位置安装动力吸振

2019-09-02 收到第 1 稿, 2019-10-21 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(51778484)和大功率交流传动电力机车系统集成国家重点实验室开放课题(2017ZJKF08)

† 通讯作者 E-mail: yangxinwen0603@163.com

器,并利用有限元-边界元方法,研究动力吸振器的质量比、阻尼损耗因子等对车轮降噪效果的影响.西南交通大学^[24]、华东交通大学^[25]均对阻尼车轮进行了一些研究.其中,文献^[24]采用有限元-边界元方法,建立阻尼车轮有限元-边界元模型,研究阻尼车轮振动声辐射特性和阻尼对车轮减振降噪效果的影响,计算结果表明阻尼车轮能降低噪声2~4dB(A).

本文采用模态叠加法和随机虚拟激励法相结合,将轮轨表面粗糙度谱作为激励,建立了车轮声辐射模型,研究了车轮辐板阻尼层位置和阻尼层厚度对阻尼车轮声辐射功率的影响规律.

1 车轮振动-声辐射模型

1.1 车轮三维有限元模型建立

本文选取城市轨道交通LM型踏面,S型辐板车轮.车轮的辐板和踏面易发生振动,并且车轮辐板处面积大、厚度小,是车轮噪声辐射的主要部位.为控制车轮振动噪声,提出在辐板和轮辋内侧敷设阻尼材料,以降低车轮振动和抑制噪声辐射.阻尼车轮是指在车轮辐板表面粘贴了约束型阻尼材料的车轮,约束型阻尼材料包括两部分:阻尼层和约束层,其中,约束层通常用金属薄板制成.其结构示意图如图1所示,材料参数见表1.

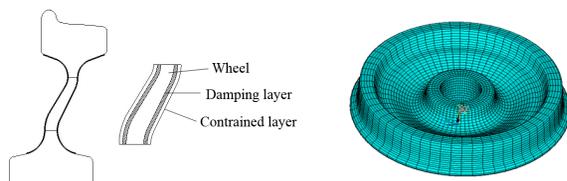


图1 阻尼车轮示意图

Fig.1 Schematic diagram of damping wheel

表1 材料计算参数

Table 1 Parameters of material

Material	$E(\text{Pa})$	$\rho(\text{kg/m}^3)$	ν	ξ
Wheel(Steel)	2.1×10^{11}	7800	0.3	0.0001
Damper(Rubber)	3.4×10^6	930	0.4	0.25
Constrained layer(Steel)	2.1×10^{11}	7800	0.3	0.0001

1.2 车轮模态分析

车轮自振特性直接反映车轮动力学特性,研究车轮动态特性应先分析其模态特性,以车轮固有振动特性为基础,研究车轮振动噪声产生机理并研究其控制方法.本文利用有限元软件ANSYS分析车

轮模态特性,采用具有高求解精度与收敛速度的Block Lanczos方法^[26,27]计算车轮0~5000Hz范围内车轮固有频率和固有振型.

由于实体车轮自身阻尼约为0.002左右,数值较小,对固有频率和振型影响小,因此在模态分析中不考虑车轮阻尼.进行模态分析时,在轮毂内径施加全约束,不考虑轮轴对计算结果的影响,但此模拟会对车轮节径 $n=0$ 和 $n=1$ 模态产生一定误差,其原因是车轮与车轴相互耦合会产生较高的模态阻尼.文献^[5]研究表明,该误差几乎不影响后续车轮振动与噪声的计算分析.

1.3 车轮导纳分析

结构导纳指的是在单位力激励下结构的响应,包括位移导纳、速度导纳和加速度导纳,可由车轮自振频率、振型和模态阻尼算得.常用频响分析分析方法包括完全法和模态叠加法.本文采用模态叠加法对车轮进行谐响应分析,计算在名义接触点分别施加单位径向荷载和单位轴向荷载后车轮的位移导纳(如图2所示).



图2 名义接触点处施加单位径向/轴向力

Fig.2 Unit radial/axial force at nominal contact point

1.4 轮轨相互作用模型

轮轨表面粗糙度是轮轨高频随机振动与噪声直接来源^[28].我国尚未有完整统一的城市轨道交通轮轨表面粗糙度谱,因此本文以HARMONOISE实测的典型轮轨联合粗糙度数据作为激励,计算城市轨道交通轮轨系统的辐射噪声,如图3所示.

对于轮轨系统,以圆频率为 ω ,复幅值为 F 的

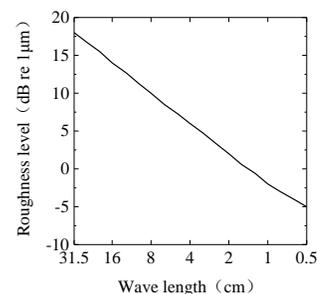


图3 轮轨表面粗糙度谱

Fig.3 Wheel-rail surface roughness spectrum

垂向简谐力 $F e^{i\omega t}$ 激励钢轨, 其振动速度幅值 V_r 为:

$$v_r = Y_r F \quad (1)$$

其中, Y_r 为钢轨的垂向速度导纳. 同样地, 可以得到车轮的振动速度幅值 V_w

$$v_w = Y_w F \quad (2)$$

式中, Y_w 为车轮的振动速度导纳. 接触弹簧的导纳为 Y_c , 所以, 如果 v_c 是接触弹簧两端 (弹簧压缩为正) 相对速度, 则:

$$v_c = Y_c F = \frac{i\omega F}{K_H} \quad (3)$$

式中, K_H 为线性赫兹接触刚度. 在保持接触的条件下, 通过引入圆频率 ω ($\omega = 2\pi f$), 幅值为 r 的粗糙度, 上述这些速度之间的关系如式(4)所示.

$$v_r = i\omega r + v_w - v_c \quad (4)$$

式中, $i\omega r$ 为轮轨表面粗糙度的速度幅值.

结合式(4)计算得到轮轨相互作用力幅值:

$$F = \frac{i\omega r}{Y_r + Y_w + Y_c} \quad (5)$$

根据式(1)和(2), 可得车轮振动速度幅值 v_w :

$$v_w = \frac{i\omega r Y_w}{Y_r + Y_w + Y_c} \quad (6)$$

1.5 车轮声辐射分析

车轮的辐射噪声由径向噪声和轴向噪声组成, 如图4所示. 径向噪声的主要组成部分是车轮踏面径向振动沿半径方向向外辐射的噪声, 用 W_r 表示; 轴向噪声的主要组成部分是车轮辐板和轮箍轴向振动向外辐射的噪声, 用 W_a 表示. 车轮总的声辐射功率 W_{wheel} 可以近似看做全频范围内 k 阶模态产生的径向声功率和轴向声功率之和^[24]. 某一频率的车轮声功率计算方法如下:

$$\begin{cases} W_r(i) = \rho_0 c_0 \sigma_r(i) S_r \overline{v_r^2(i)} \\ W_a(i) = \rho_0 c_0 \sigma_a(i) \sum_{j=1}^q S_{a,j} \overline{v_{a,j}^2(i)} \\ W_{wheel} = \sum_{i=1}^k (W_r(i) + W_a(i)) \end{cases} \quad (7)$$

其中, S_r 为车轮径向振动表面积, $S_{a,j}$ 为车轮轴向第 j 个节点的振动表面积; $\overline{v_r^2(i)}$ 和 $\overline{v_{a,j}^2(i)}$ 为第 i 阶车轮表面在有关频段内表面径向和轴向法线上振动速度的平方; 即速度对整个时间 ($\bar{\quad}$) 及其表面积 ($\langle \quad \rangle$) 的平均. 对于复振幅 v 的正弦运动, 均方对应 $\overline{v^2} = |v|^2 / 2$. ρ_0 为空气密度, c_0 为声速, 在 0°C 时, 此处分别取值为 1.2kg/m^3 和 343m/s .

车轮在某一频率的声功率级 L_{wi} . 其表达式为:

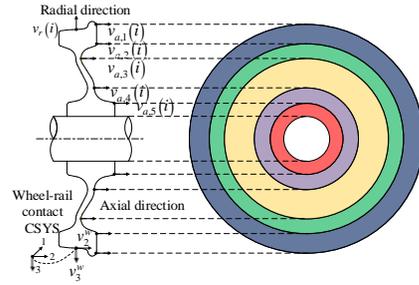


图4 车轮声辐射计算图

Fig.4 Schematic diagram for calculating sound radiation from wheels

$$L_{wi} = 10 \lg \frac{W_{wi}}{W_0} \quad (8)$$

其中, W_0 为基准声功率, $W_0 = 1 \times 10^{-12}\text{W}$.

车轮总声功率级的求解是通过对各个频率下声功率的叠加得到的. 由公式(8)推导得到车轮总声功率级计算公式为:

$$L_w = 10 \lg \sum_{i=1}^n \frac{W_{wi}}{10^{-12}} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{L_{wi}/10} \quad (9)$$

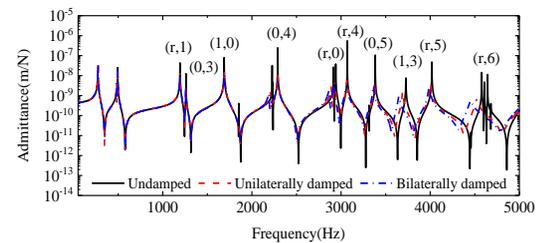
2 数值计算与结果分析

2.1 阻尼层位置的影响

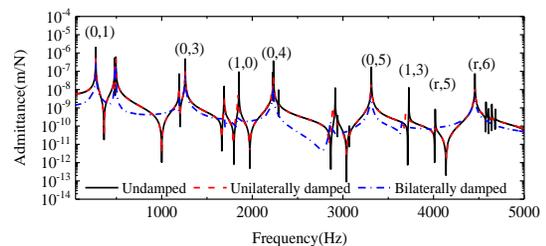
首先考虑阻尼层敷设位置对车轮声辐射特性的影响.

(1) 导纳特性

图2.1给出了 $0 \sim 5000\text{Hz}$ 范围内, 1mm 阻尼层厚度, 三类阻尼层布置条件下, 车轮名义接触点处的径向位移导纳和轴向导纳.



(a) 径向导纳
(a) Radial admittance



(b) 轴向导纳
(b) Axial admittance

图5 名义接触点处的径向导纳和轴向导纳

Fig.5 Radial and axial admittance at nominal contact point

由图5可知阻尼层的存在可以有效抑制车轮的径向和轴向振动,且在车轮辐板敷设双侧阻尼的效果明显优于车轮敷设单侧阻尼.径向激励下导纳幅值较为显著频带主要包括:径向模态2286Hz(r,3)、3069Hz(r,4)、4018Hz(r,5)及轴向1节圆模态2227Hz(1,1)、2914Hz(1,2)、3727Hz(1,3)、4578Hz(1,4)等.轴向激励下导纳幅值较为显著频带主要包括:轴向0节圆模态1260Hz(0,3)、2233Hz(0,4)、3313Hz(0,5),轴向1节圆模态3727Hz(1,3)等.

阻尼层的存在对车轮的径向和轴向减振效果在小于1600Hz时不明显,在大于1600Hz时较显著,且随着频率上升减振效果越好.其原因是车轴的存在会对车轮模态有一定抑制作用,且辐板阻尼层的布置使得车轮径向模态频率往低频移动,且频移程度随着模态频率的升高而增加,双侧阻尼频移现象大于单侧阻尼.

(2)声辐射功率

由车轮导纳特性,利用建立的轮轨滚动噪声预测模型,计算分析在轮轨表面粗糙度激励下,不同阻尼层位置下车轮的声辐射功率级频谱特性,如表2和图6示.

表2 不同阻尼层位置下阻尼车轮声功率级

Table 2 Radiation sound power level from damping wheel with different damper layer locations

Frequency(Hz)	Standard wheel(dB)	Unilateral damped(dB)	Bilateral damped(dB)
1250.0	87.7	85.5	84.7
1600.0	68.2	65.7	65.1
2000.0	89.6	86.2	85.3
2500.0	86.5	81.5	80.1
3150.0	83.7	80.3	79.6
4000.0	92.3	84.9	82.7

由图6知,单侧阻尼、双侧阻尼车轮对车轮2000Hz以上的显著噪声频段有较好的降噪效果,且在频率为2500Hz处效果最为明显.此时单侧阻尼、双侧阻尼的车轮声功率级分别为81.5dB和80.1dB,比未敷设阻尼材料车轮分别减小5.0dB和6.4dB.

由表2知,在2000Hz以上的显著噪声频段内,单侧阻尼车轮的降噪效果分别为3.4dB、5.0dB、3.4dB和7.4dB;双侧阻尼车轮的降噪效果分别为4.3dB、6.4dB、4.1dB和9.6dB.从整体上看,敷设双侧阻尼材料降噪效果明显优于单侧阻尼材料,单侧

阻尼和双侧阻尼处理后车轮的声辐射功率级分别为91.9dB(A)和90.8dB(A),相对于标准车轮分别减小4.4dB(A)和5.5dB(A).

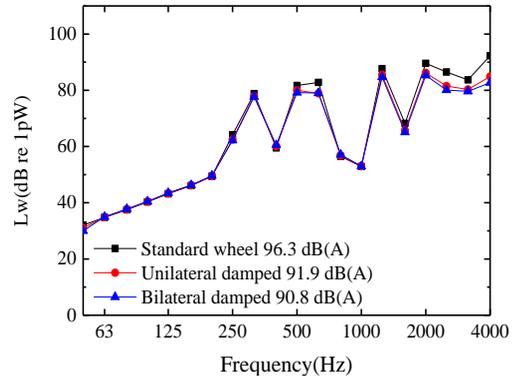


图6 不同阻尼层位置下阻尼车轮声功率级1/3倍频程频谱图
Fig.6 One-third octave band radiation sound power level from damping wheel with different damper layer locations

2.2 阻尼层厚度的影响

由以上分析可知,可通过在阻尼层的布置方式设计对车轮声辐射进行一定控制.但为了更充分考虑阻尼层的降噪效果,还应考虑不同阻尼层厚度的影响.以下内容将讨论不同阻尼层厚度下的车轮声辐射特性.

(1)导纳特性

图7出了0~5000Hz范围内,采用双层阻尼布置,阻尼层厚度分别为1mm,2mm和3mm时车轮名义接触点处的径向位移导纳和和轴向导纳.

由图7知阻尼层由1mm至3mm,抑制车轮的径向振动效果增强,抑制轴向振动效果增强不明显.径向激励下导纳幅值较为显著频带主要包括:径向0节圆模态2286Hz(r,3)、3069Hz(r,4)、4018Hz(r,5)及轴向1节圆模态2227Hz(1,1)、2914Hz(1,2)、3727Hz(1,3)、4578Hz(1,4)及周向0节圆模态3383Hz(0,1)等.

阻尼层的厚度对车轮的径向减振和径向效果在小于1600Hz时不明显,在大于1600Hz时较显著.其原因是车轴的存在会对车轮模态有一定抑制作用.阻尼层使得车轮径向频响振动随频率上升而衰减,且随着阻尼层厚度增加衰减效果越明显.

(2)声辐射功率

不同阻尼层厚度下的车轮的声辐射功率级频谱特性,如表3和图8所示.

由表3和图8可知,阻尼材料对阻尼车轮2000Hz以上的显著噪声频段有较好的降噪效果,且在频率为2500Hz处效果最为明显.此时车轮声

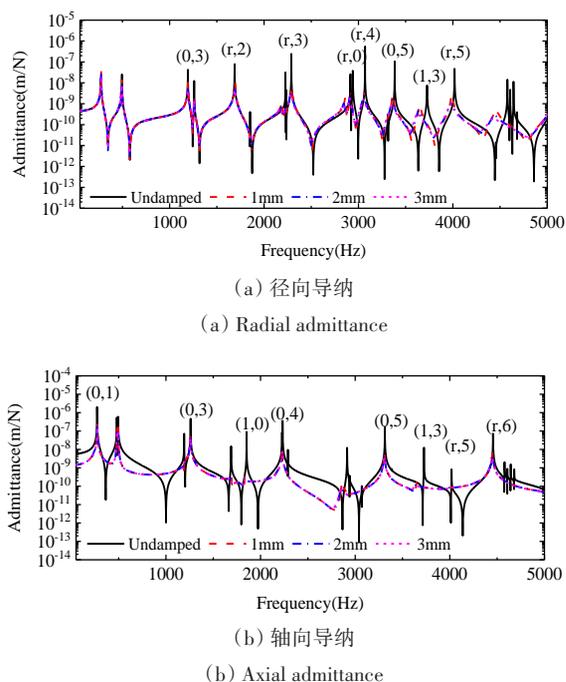


图7 叉接触点处径向导纳和轴向导纳

Fig.7 Radial and Axial Admittance at Nominal Contact Point

表3 不同阻尼层厚度下阻尼车轮声功率级

Table 3 Radiation sound power level from damping wheel with different damper layer thickness

Frequency (Hz)	Standard wheel (dB)	Damper 1mm (dB)	Damper 2mm (dB)	Damper 3mm (dB)
1250.0	87.7	84.7	82.9	81.6
1600.0	68.2	65.1	64.1	63.5
2000.0	89.6	85.3	83.2	81.6
2500.0	86.5	80.1	78.1	76.7
3150.0	83.7	79.6	77.6	75.9
4000.0	92.3	82.7	79.1	76.9

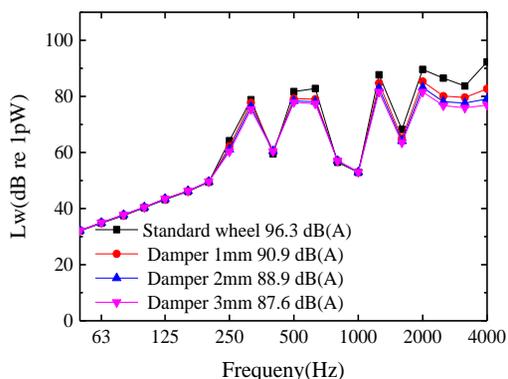


图8 不同阻尼层厚度下阻尼车轮声功率级1/3倍频程频谱图

Fig.8 One-third octave band radiation sound power level from damping wheel with different damper layer thickness

功率级分别为80.1dB、78.1dB和76.4dB,最大值比未敷设阻尼材料车轮分别减小6.4dB、8.4dB和

9.8dB;在2000Hz以上的显著噪声频段内,车轮阻尼层厚度从1mm变化到2mm时,降噪效果分别增加了2.1、2.0、2.0和3.6dB;优于阻尼层厚度从2mm变化到3mm时的降噪效果,分别增加了1.6、1.4、1.7和2.3、2dB.从整体上看,阻尼层厚度取1mm~3mm的阻尼车轮声辐射功率级分别为90.9dB(A)、88.9dB(A)和87.6dB(A),相对于标准车轮噪声分别减小5.4dB(A)、7.4dB(A)和8.7dB(A).综合以上计算结果,并从工程经济性效果考虑,认为车轮阻尼层厚度为2mm时可以取得最佳效果.

3 结论

采用模态叠加法求得阻尼车轮导纳特性,利用轮轨滚动噪声预测模型,以轮轨表面粗糙度为激励,分析了阻尼层与其厚度对阻尼车轮声辐射频谱特性的影响规律,结论如下:

(1)车轮辐板敷设阻尼层对车轮1000Hz以下频率的振动与噪声的抑制作用不明显,而对车轮1600Hz以上的高频振动与噪声辐射具有良好的抑制作用,且随着频率上升抑制效果越明显.

(2)车轮辐板双侧敷设阻尼的降噪效果优于单侧阻尼.辐板阻尼层的布置使得车轮径向模态频率往低频移动,且频移程度随着模态频率的升高而增加,双侧阻尼频移现象大于单侧阻尼.

(3)阻尼层可以有效抑制车轮振动,且车轮辐板敷设阻尼层厚度越厚效果越明显.从工程经济性效果考虑,认为车轮阻尼层厚度为2mm时可以取得最佳效果.

参 考 文 献

- Remington P J. Wheel/rail rolling noise, I: Theoretical analysis. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1987, 81(6): 1805 ~ 1823
- Remington P J. Wheel/rail rolling noise, II: Validation of the theory. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1987, 81(6): 1824 ~ 1832
- Remington P J. Wheel/rail rolling noise: What do we know? What don't we know? Where do we go from here? *Journal of Sound & Vibration*, 1988, 120(2): 203 ~ 226
- Thompson D J. Wheel-rail Noise Generation, Part I: Introduction and interaction model. *Journal of Sound & Vibration*, 1993, 161(3): 387 ~ 400
- Thompson D J. Wheel-rail Noise Generation, Part II: Wheel vibration. *Journal of Sound & Vibration*, 1993, 161

- (3):401~420
- 6 Thompson D J. Wheel-rail noise generation, Part III: Rail vibration. *Journal of Sound & Vibration*, 1993, 161(3): 421~446
 - 7 Thompson D J. Wheel-rail noise generation, Part IV: Contact zone and results. *Journal of Sound & Vibration*, 1993, 161(3): 447~466
 - 8 Thompson D J. Wheel-rail noise generation, Part V: Inclusion of wheel rotation. *Journal of Sound & Vibration*, 1993, 161(3): 467~482
 - 9 Thompson D J, Vincent N. Track dynamic behaviour at high frequencies. Part 1: Theoretical models and laboratory measurements. *Vehicle System Dynamics*, 1995, 24: 86~99
 - 10 Vincent N, Thompson D J. Track dynamic behaviour at high frequencies. Part 2: Experimental results and comparisons with theory. *Vehicle System Dynamics*, 1995, 24 (sup1): 100~114
 - 11 Squicciarini G, Thompson D J, Corradi R. The effect of different combinations of boundary conditions on the average radiation efficiency of rectangular plates. *Journal of Sound & Vibration*, 2014, 333(17): 3931~3948
 - 12 魏伟, 翟婉明. 轮轨系统高频振动响应. 铁道学报, 1999, 21(2): 33~36 (Wei W, Zhai W M. Dynamic response of wheel/rail system to high frequency excitation. *Journal of the China Railway Society*, 1999, 21(2): 33~36 (in Chinese))
 - 13 魏伟. 轨道系统高频振动导纳特性分析. 铁道学报, 1998, 20(增刊): 113~117 (Wei W. Receptance analysis of railway track to high frequency excitation. *Journal of the China Railway Society*, 1998, 20 (supl): 113~117 (in Chinese))
 - 14 徐志胜. 轨道交通轮轨噪声预测与控制的研究[博士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2004 (Xu Z S. Prediction and control of wheel/rail noise for rail transit [Ph.D Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2004 (in Chinese))
 - 15 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. 交通运输工程学报, 2006, 6(4): 23~26 (Xu Z S, Zhai W M. Structure parameter influence of slab track for high speed railway on wheel rail noise. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2006, 6(4): 23~26 (in Chinese))
 - 16 徐志胜, 翟婉明. 高速铁路轮轨噪声预测分析. 中国铁道科学, 2004, 25(1): 21~28 (Xu Z S, Zhai W M. Prediction and analysis of wheel/rail noise for high-speed railway. *China Railway Science*, 2004, 25(1): 21~28 (in Chinese))
 - 17 徐志胜, 翟婉明. 轨道交通轮轨噪声预测模型. 交通运输工程学报, 2005, 5(3): 14~18 (Xu Z S, Zhai W M. Prediction model of wheel rail noise for rail transit. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2005, 5(3): 14~18 (in Chinese))
 - 18 方锐. 轮轨系统振动-声辐射特性研究[硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2008 (Fang R. Study on vibration and acoustic radiation characteristics of wheel/rail system [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008 (in Chinese))
 - 19 杨新文. 高速铁路轮轨噪声理论计算与控制研究[博士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2010 (Yang X W. Theoretical analysis and control studies in wheel/rail noise of high speed railway [Ph.D Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2010 (in Chinese))
 - 20 雷晓燕, 圣小珍. 现代轨道理论研究. 北京: 中国铁道出版社, 2006: 289~360 (Lei X Y, Sheng X Z. Advanced studies in modern track theory. Beijing: China Railway Publishing House, 2006: 289~360 (in Chinese))
 - 21 刘玉霞, 周信, 肖新标, 等. 列车车轮动力吸振器减振降噪性能研究. 噪声与振动控制, 2015, 35(3): 1~4, 32 (Liu Y X, Zhou X, Xiao X B, et al. Study on the performance of dynamic vibration absorbers of train wheels. *Noise and Vibration Control*, 2015, 35(3): 1~4, 32 (in Chinese))
 - 22 刘玉霞, 温泽峰, 肖新标, 等. 不同阻尼形式对车轮振动声辐射特性的影响. 噪声与振动控制, 2014, 34(4): 62~66, 87 (Liu Y X, Wen Z F, Xiao X B, et al. Effects of different forms of damping on vibration and sound radiation characteristics of wheels. *Noise and Vibration Control*, 2014, 34(4): 62~66, 87 (in Chinese))
 - 23 韩健, 肖新标, 王瑞乾, 等. 迷宫式阻尼环装置对车轮的减振降噪效果. 噪声与振动控制, 2015, 35(1): 83~88 (Han J, Xiao X B, Wang R Q, et al. Effect of labyrinth ring damping device on vibration and noise reduction of railway wheels. *Noise and Vibration Control*, 2015, 35(1): 83~88 (in Chinese))
 - 24 李牧鼎. 表面阻尼处理对车轮振动与声辐射特性影响的研究[硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2016 (Li M X. Research on vibration and sound radiation characteristics of the surface damped wheel [Master Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2016 (in Chinese))
 - 25 李再伟. 减振型阻尼车轮/钢轨理论与试验研究[硕士学位论文]. 上海: 华东交通大学, 2009 (Li Z W. Theoretical and experimental research on reducing vibration of damped wheel/rail [Master Thesis]. Shanghai: East China Jiaotong University (in Chinese))
 - 26 郑玉巧, 曹永勇, 张亮亮, 等. 耦合加载方式下复合材料叶片的预应力模态分析. 动力学与控制学报, 2018, 16(4): 370~376 (Zheng Y Q, Cao Y Y, Zhang L L, et al. Pre-

- stress modal analysis of composite blade under coupling loading method. *Journal of Dynamics and Control*, 2018, 16(4):370~376(in Chinese))
- 27 张文胜,徐世俊,孟春晓,等.螺栓连接薄壁柱壳结构固有特性分析. *动力学与控制学报*, 2018, 16(6):568~574 (Zhang W S, Xu S J, Meng C X, et al. Analysis of inherent characteristics of bolted thin-walled cylindrical shells. *Journal of Dynamics and Control*, 2018, 16(6):568~574(in Chinese))
- 28 翟婉明. *车辆-轨道耦合动力学(第四版)*.北京:科学出版社, 2015 (Zhai W M. *Vehicle-track coupling dynamics (fourth edition)*. Beijing: Science Press, 2015 (in Chinese))

EFFECT OF WEB DAMPING LAYER ON NOISE REDUCTION OF RAIL VEHICLE WHEEL *

Qian Dingwei^{1,2} Yang Xinwen^{1,2†} Liu Xiaobo³ Ma Xiaoyun^{1,2}

(1. Shanghai Key Laboratory of Rail Infrastructure Durability and System Safety, Tongji University, Shanghai 201804, China)

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

(3. State Key Laboratory of Heavy Duty AC Drive Electric Locomotive Systems Integration, Zhuzhou 412000, China)

Abstract The modal superposition method was used to obtain the admittance characteristics of damped wheels. Based on the established prediction model of wheel/rail rolling noise and taking the surface roughness of wheels and rails as the excitation, the influence of the position and thickness of a damping layer on vibration and sound radiation characteristics of damped wheels was analyzed. Firstly, a three-dimensional solid finite element model of damped wheels was established, and the Block Lanczos method was used to calculate the modal characteristics of wheels. Secondly, the frequency response function of wheels under unit load was obtained by the modal superposition method. Then, the frequency domain vibration characteristics of wheels under the excitation of roughness spectrum were obtained by the virtual excitation method. Finally, the frequency domain characteristics of acoustic radiation were obtained by an analytic method based on the dynamic responses. The results showed that the damping layer laid on the wheel web has no obvious effect on vibration and noise suppressions of the wheel below 1000Hz, but performs good function above 1600Hz. The noise reduction by the damping layer laid on both sides of the web of the wheel is better than that by the damping layer only laid on one side. The thicker the thickness of the damping layer is, the more obvious the noise reduction is.

Key words urban rail transit, web, damping wheel, acoustic radiation, damping layer, noise reduction

Received 2 September 2019, revised 21 October 2019.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (51778484) and the Opening Funds of the State Key Laboratory of Heavy Duty, AC Drive Electric Locomotive Systems Integration (2017ZJKF08).

† Corresponding author E-mail: yangxinwen0603@163.com