

钢轨-扣件耦联系统的动力特性试验*

赵才友, 王 平

(西南交通大学高速铁路线路工程教育部重点实验室 成都, 610031)

摘要 为了从源头抑制轨道交通产生的振动噪声,采用力锤激励法实测了扣件-钢轨耦联系统的加速度阻抗,从加速度阻抗曲线上得到了钢轨的振动模态及相应固有频率处的加速度阻抗幅值,通过不平顺波长与激振频率关系推出了不同行车速度下最不利不平顺波长。对钢轨进行了频率响应分析、脉冲响应分析和脉冲响应函数的时频分析,分离出了钢轨振动优势频率,其值与从加速度阻抗曲线识别得到的结果一致,同时还得到了优势频率的振动持续时间。试验说明,优势频率是钢轨振动与辐射噪声的主要频率,只要能控制优势频率的振动,就可以抑制钢轨的全频域振动与噪声。

关键词 锤击法; 扣件-钢轨耦联系统; 加速度阻抗; 时频分析

中图分类号 TH212; TH213.3

引 言

轨道交通产生的振动噪声是我国城市化进程的主要环境问题之一,引发的环境投诉事件日趋增多^[1]。目前在大多数情况下,减振降噪最有效的方法还是在源头即铁路结构本身上做改进,而不是在传输路径或接收者上(例如给建筑物安装隔振支座)做文章^[2]。大量理论研究和实测资料表明,车轮踏面和钢轨表面的不平顺是导致产生振动噪声的最主要原因^[3-4],因此控制轮轨的不平顺是从源头抑制振动噪声的有效方法之一^[5]。与此同时,在由不平顺导致的冲击作用下,轨道结构的动力响应还与扣件-钢轨耦联系统刚度和阻尼等动力特性相关,因此通过对扣件-钢轨耦联系统动力特性的合理匹配也是从源头进行减振降噪的有效途径。基于此,笔者通过室内对 I 型板式无砟轨道配套的 WJ-7 型扣件的扣件-钢轨耦联系统动态特性进行了测试分析,通过轨下结构动力特性的合理匹配给减振降噪提出了一些具体措施,为轨道交通减振降噪提供技术参考。

1 钢轨-扣件耦联系统动力特性的测试原理和方法

1.1 钢轨-扣件耦联系统加速度阻抗测试原理与方法

系统受激振动后的响应只与系统本身的动力特

性和激振的性质有关,所以可用机械阻抗综合描述系统的动态特性^[6]。机械阻抗定义为输入激励与输出响应的傅里叶变换的比值,按输出响应的不同,分为加速度阻抗、速度阻抗和位移阻抗,同一系统的这 3 个阻抗参量反映系统的动力特性是一致的^[7-8]。此外,相对于位移和速度,加速度对激励更为敏感且易于测量,所以笔者选择加速度阻抗作为评价轨道结构动力特性的指标之一。在加速度阻抗试验中,激励的输入方式有两种:一种是采用正弦激振,即输入正弦力,在稳态下测定振动响应和正弦力的幅值比和相位差。为了测得整个频率范围中的频率响应,必须无级或有级地改变正弦激振力的频率,这一过程称为扫频过程。在无级变换频率时应当采用足够缓慢的扫频速度,以保证滤波器有足够的响应时间和使结构处于稳定的振动状态。另一种是采用冲击激振,即给结构系统作用一个脉冲力,同时测量力的信号和被测结构的响应信号。采用这种方法时通常用力锤作为激振器,力脉冲的波形的频谱取决于锤端材料,材料愈硬,则力作用的持续时间愈短,力的波形愈尖,其频谱也包含着愈高的频率成分。对于钢轨这种刚性材料,选取钢质锤头激振。将正弦激振与冲击激振相比较,冲击激振一次锤击等于在研究的频率范围对所有的频率都进行了试验,一次锤击便完成了该频率的扫频过程,因而更为便捷。

用力锤锤击安装在扣件系统上的钢轨,同时测量它的响应,以测定扣件-钢轨耦联系统的动力特

* 铁道部重大科研资助项目(2011G009);国家自然科学基金资助项目(51008256)
收稿日期:2012-10-11;修回日期:2012-12-14

性^[9]。把力信号作为系统输入,加速度响应作为系统输出,得到的系统传递函数为

$$H_{aF} = \frac{S_{aF}(f)}{S_{FF}(f)} \quad (1)$$

其中: $S_{aF}(f)$ 为输入信号和输出信号的互谱; $S_{FF}(f)$ 为输入信号的自谱; $H_{aF}(f)$ 也称为加速度导纳。

把加速度响应信号作为系统输入,力信号作为系统输出,得到的系统传递函数倒数为

$$A_{aF} = \frac{S_{FF}(f)}{S_{aF}(f)} \quad (2)$$

其中: $A_{aF}(f)$ 即为钢轨-扣件耦联系统的加速度阻抗或动态质量。

1.2 钢轨-扣件耦联系统振动时频分析

列车经过轨道时,轨道结构的振动信号是非平稳的,其统计量为时变函数。这时仅仅了解信号在时域或频域的全局特性是远远不够的,还需要知道信号频谱随时间变化的情况。时频分析方法可以分析频率特征随时间的变化规律,能够较好地提取轨道结构的动力特性。频谱分析描述了信号在频域的信息,但是它不能表现信号频率随时间变化的信息,且由于频率变化的影响,会产生一些实际并不存在的频率特征或者漏掉某些实际存在的频率信息。时频分析方法可以将轨道结构振动噪声信号中主要频率随时间变化的特性表现出来,还可以将在振动过程中变化的和不变化的振动区别开,这对于分析轨道结构动力特性具有重要意义。

时频分析方法主要分为线性类和非线性类,线性类使用时间和频率的联合函数(线性形式)描述信号频谱随时间的变化,而非线性类使用时间和频率的联合函数描述信号能量密度(非线性形式)随时间的变化,对信号能量的描述是通过时间和频率两个变量表示^[9]。线性时频分布类包括:短时傅里叶变换(short-time Fourier transform,简称STFT)、Gabor变换、小波变换和S变换。非线性类包括:Wigner-Ville分布和Cohen类。时频分辨率的高低是衡量时频分析方法的重要指标。笔者主要采用线性类的STFT时频分析技术和非线性类Wigner-Ville分布的Rihaczek时频分析技术来探讨轨道结构钢轨-扣件耦联系统动力特性^[10]。

2 钢轨-扣件耦联系统动力特性室内测试

2.1 试验样品及试验测试设备

试验样品包括I型板式无砟轨道板、WJ-7扣件

系统,60 cm长的标准60 kg/m钢轨,如图1,2所示。其中,扣件系统安装在I型无砟轨道板上,轨道板全支撑搁置在水泥地面上,安装扣件时道钉螺栓扭矩为300 N·m,T型螺栓扭矩为150 N·m。试验测试设备包括笔记本电脑一台、加速度传感器2个、DHDAS-5920动态信号采集分析系统一台、激振锤一个。加速度传感器安装在钢轨轨脚处,左右各一个。

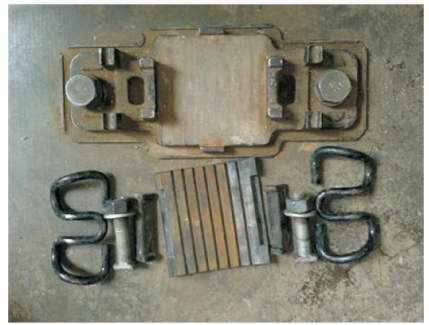


图1 图1 WJ-7扣件系统
Fig.1 The WJ-7 fastener system



图2 安装好的轨道结构
Fig.2 The mounted track structure

2.2 试验步骤

采样频率为51.2 kHz,分析频率为20 kHz,研究频率为0~3 kHz,加速度信号和噪声信号通过电荷放大器和信号采集卡后进入电脑,平均方式为线性平均8次。分别采集激振力和钢轨的振动响应,并取3次试验的平均值。输入信号为脉冲激励信号,加力窗去除脉冲力以外的噪声信号;输出信号为衰减振动信号,加指数窗使信号在结束时衰减到0,以消除截断误差。垂向激励,激励位置为扣件上方轨头中间位置。

3 测试结果分析

3.1 加速度阻抗分析

力锤激励时程曲线如图3所示,最大激励力为

1 614.38 N。力锤激励自功率谱如图4所示。可以看出,在0.0~3.0 kHz频段内,力锤均可以激起较大的振动,这也证明了本试验方案的可行性。

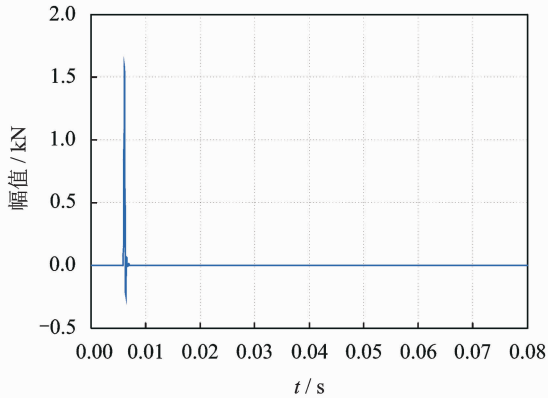


图3 激励时程曲线

Fig. 3 The time-history curve of excitation

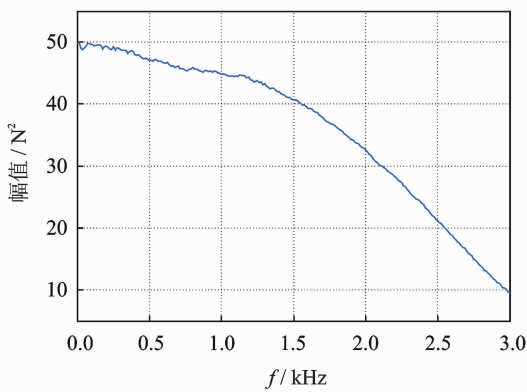
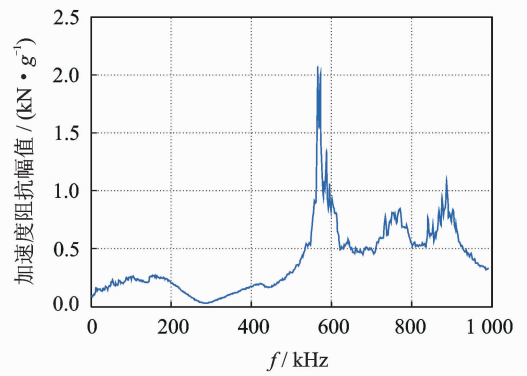


图4 力锤激励自功率谱

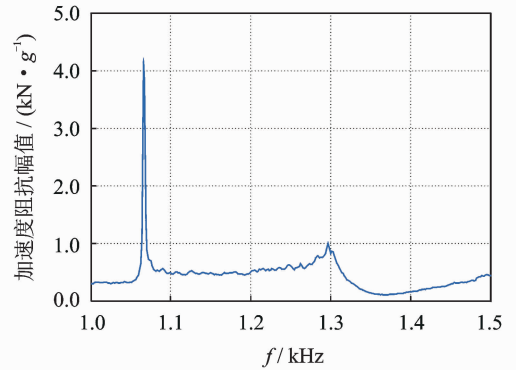
Fig. 4 The autopower spectrum hammer excitation

为了滤除测试得到的加速度信号中的噪声和虚假成分、提高信噪比、抑制干扰信号和分离频率分量等,对直接得到的加速度值依次进行直流、去趋势项和高通滤波处理^[11]。按照式(2)进行求解,获得测试点的加速度阻抗。由于力锤的量程范围为0.0~3.0 kHz,所以动刚度分析时只能保证最高分析频率为3 kHz,得到的加速度阻抗幅频曲线如图5所示。

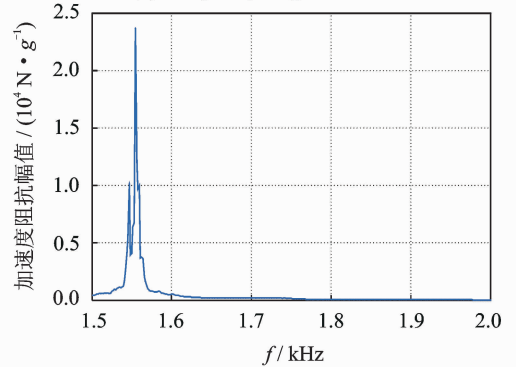
由于在0.0~3.0 kHz范围内,钢轨-扣件耦联系统加速度阻抗起伏非常大,故将0.0~3.0 kHz全频段分为0.0~1.0 kHz,1.0~1.5 kHz,1.5~2.0 kHz和2.0~3.0 kHz这4个频段进行考察,如图5所示。从图5(a)可以看出,在0.0~1.0 kHz范围内,加速度阻抗在250~2 010 N/g之内波动,0.0~0.5 kHz内加速度阻抗均小于250 N/g,这表明在这个频段内小于250 N的激励就可以引起钢轨



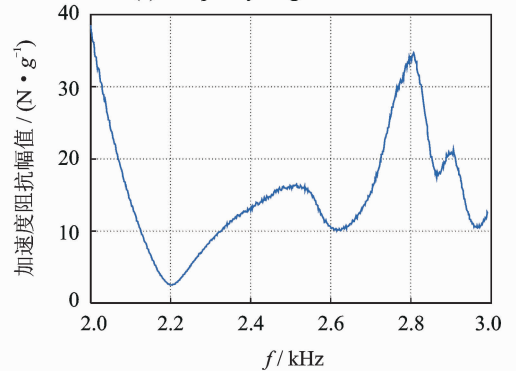
(a) 频率为0~1 kHz时
(a) Frequency range of 0~1 kHz



(b) 频率为1.0~1.5 kHz时
(b) Frequency range of 1.0~1.5 kHz



(c) 频率为1.5~2.0 kHz时
(c) Frequency range of 1.5~2.0 kHz



(d) 频率为2.0~3.0 kHz时
(d) Frequency range of 2.0~3.0 kHz

图5 加速度阻抗幅频曲线

Fig. 5 The amplitude-frequency curve of acceleration impedance

1 个 g 的振动加速度,即较小的力可以引起较大的振动。这也表明在这个频段内轨道结构易产生较大的振动与噪声。此外在 287.5 Hz 时,加速度阻抗达到这个频段内的最小值 29.2 N/g,由加速度阻抗幅频曲线可知^[11-14],轨道结构的一阶固有频率应为 287.5 Hz,又由不平顺波长与激振频率关系^[3]可得到不同行车速度下的最不利不平顺波长如表 1 所示。0.5~1.0 kHz 频段内加速度阻抗均大于 300 N/g,这表明在同等大小激励作用下,钢轨在 0.5~1.0 kHz 频段内的加速度响应比 0.0~0.5 kHz 频段内要小得多。由图 5(b)和图 5(c)可知,在 1.0~1.5 kHz 频段内,加速度阻抗存在两个峰值和一个最小值,第 1 个峰值 4 148.5 N/g 出现在 1 065.6 Hz 处,第 2 个峰值 1 004.95 N/g 出现在 1 296.5 Hz 处,最小值 109.32 N/g 出现在 1 368.75 Hz 处。在 1.5~2.0 kHz 频段内,峰值呈现先增后减的趋势,在 1 556.25 Hz 处达到最大值 11 951.56 N/g,在 2.0 kHz 处最小值为 38.46 N/g。从图 5(d)可以发现,在 2.0~3.0 kHz 频段内,加速度阻抗均小于 38.46 N/g,这表明在这个频段内较小的激励更易引起轨道结构较大的振动,此外在该频段内存在

两处明显的波谷,即在 2 201.6 Hz 处其值为 2.507 4 N/g,在 2 625 Hz 处其值为 10.048 N/g。可见,2 201.6 Hz 和 2 625 Hz 依次为轨道结构的第 2,第 3 阶固有频率,在这些频率下不同行车速度下的最不利不平顺波长如表 1 所示。

表 1 为被测轨道结构在不同行车速度作用下的最不利不平顺波长,这些波长引起的激励会引起轨道结构的共振,因此对于这些波长在轨道不平顺管理时应予以重点对待。

3.2 时频分析

3.2.1 线性短时傅里叶变换

图 6 为钢轨频响函数、脉冲响应函数及脉冲响应函数线性短时傅里叶变换(STTF)示意图。图 6(a)为脉冲响应函数,图中加速度最大值出现在激励激振后的 0.001 5 s 处,最大值为 0.049 4 g ,最大负值出现在 0.002 4 ms 的位置,最大值为 0.053 7 g ,在阻尼力作用下振动加速度从 0.049 4 g 衰减到 0.000 015 g ,花费了 0.035 s。图 6(b)为频率响应函数,由图可知在 0.0~3.0 kHz 频段内,频响函数曲线有 3 个波峰,依次是 $f=287.5$ Hz 时,频响函数幅值为 0.035 3 N/g; $f=2 201.6$ Hz 时,频响函数幅值为 0.414 9 N/g; $f=2 625$ Hz 时,频响函数幅值为 0.164 4 N/g。这与加速度阻抗曲线得到的结论一致,证明这 3 个频率依次为被测轨道结构的前三阶固有频率,但不能表现出频率的间歇性,单从频响函数曲线分析可能会认为,以上几个频率存在于整个信号采集过程。图 6(c)为轨脚处脉冲响应函数的短时傅里叶变换分析,可以明显看出频率随时间的变化规律,在 0.00~0.08 s 整个时程内,有 3 处频率的亮度特别明显,第 1 段频率即 $f=2 201.6$ Hz

表 1 不同行车速度下的最不利不平顺波长

Tab. 1 The most unfavorable wave length of irregularity at different train speed

速度/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	第 1 阶频率	第 2 阶频率	第 3 阶频率
	$f=287.5$ Hz	$f=2 201.6$ Hz	$f=2 625$ Hz
	波长/m	波长/m	波长/m
100	0.096 7	0.012 6	0.010 6
150	0.144 9	0.018 9	0.015 9
200	0.193 2	0.025 2	0.021 2
250	0.241 5	0.031 5	0.026 5
300	0.289 8	0.037 8	0.031 7

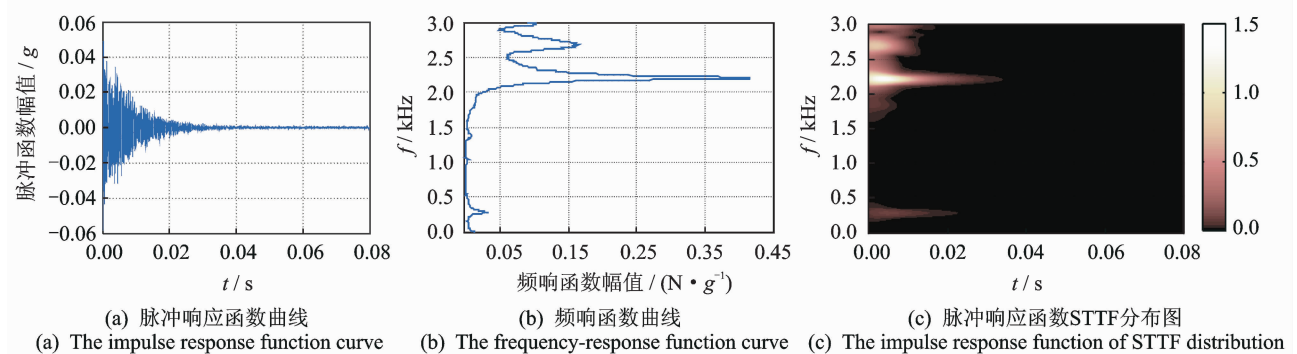


图 6 频响函数、脉冲响应函数曲线和脉冲响应函数 STTF 分布分析比较图

Fig. 6 The comparative analysis of frequency-response function, impulse response function curve and the impulse response function of STTF distribution

附近亮度最大且持续时间为 $0 \sim 0.034$ s, 与图 6(b) 对比发现, 这个频率几乎占据了振动的全部历程。这说明, 如果轨道结构的阻尼在这个频率附近足够大, 那么可以很大程度地抑制轨道结构的振动。第 2 段重要频率 $f = 2\ 625$ Hz 附近, 其亮度比 $2\ 201.6$ Hz 稍弱, 同时持续了 0.016 s。第 3 段重要频率为 $f = 287.5$ Hz 附近, 其持续时间为 0.023 s。综合图 6 可以清晰地找到振动的主要频率, 如果能在这些优势频率处匹配较大的阻尼, 就能较好地抑制振动。

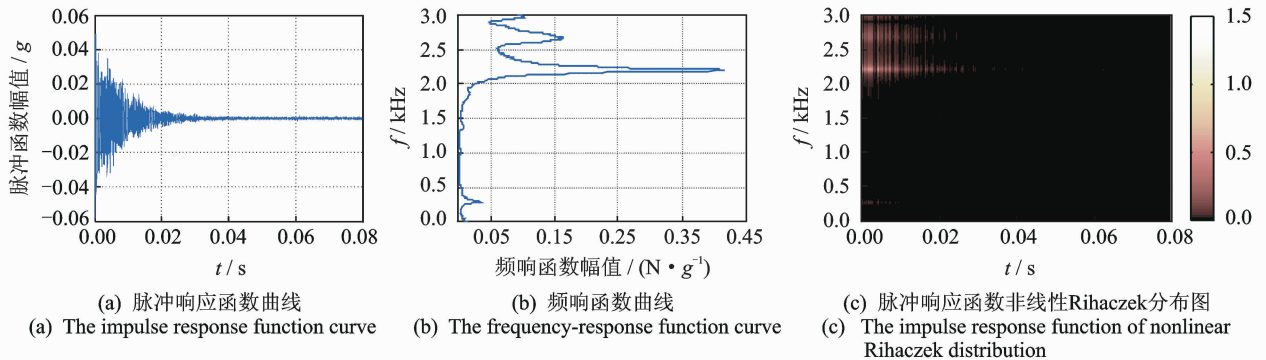


图 7 频响应函数、脉冲响应函数曲线和脉冲响应函数非线性 Rihaczek 时频分布分析比较图

Fig. 7 The comparative analysis of frequency-response function, impulse response function curve and the impulse response function of nonlinear Rihaczek distribution

明 Rihaczek 分布在分析冲击波信号方面具有更好的时频聚集性, 但是在低频段识别度稍弱。

4 结束语

笔者通过室内锤击试验得到了扣件-钢轨耦联系统的加速度阻抗曲线。分析该加速度阻抗曲线得到了钢轨的振动固有频率, 并得到了各固有频率处扣件-钢轨耦联系统的加速度阻抗幅值。对系统的脉冲响应函数进行了线性和非线性时频分析, 分离得到了振动能量最大的 3 个频率, 这 3 个频率刚好是加速度阻抗曲线识别得到的钢轨振动固有频率, 同时还得到了这 3 个固有频率振动的持续时间。这表明现场只要能控制住优势频率的振动, 那么轨道结构的全频率振动也可以得到很好地抑制。对于控制优势频率的振动, 可以采取重点管理激起优势频率振动的不平顺波长或者车速、在优势频率处给轨道结构配置足够大的阻尼等措施。由于轨道结构存在许多非线性因数, 对直接测试得到数据应先依次进行直流、去趋势项和高通滤波处理, 然后才能进

3.2.2 非线性 Rihaczek 时频分析

为了描述进一步分析钢轨轨脚的脉冲响应函数的瞬时功率谱密度, 对脉冲响应函数进行了非线性 Rihaczek 时频分析, 得到的钢轨频响函数、脉冲响应函数及脉冲响应函数 Rihaczek 时频分析示意图如图 7 所示。图 7(c) 可以看到两条较亮的光带和一条较为微弱的光带, 其中 $f = 2\ 201.6$ Hz 附近亮度最大且持续时间为 0.034 s, 其次 $f = 2\ 625$ Hz 附近亮度稍弱, $f = 287.5$ Hz 附近最弱。与 STTF 相比, Rihaczek 分析得到的这 3 条光带都要窄, 这表

行下一步运算。对钢轨脉冲响应函数进行线性 STTF 和非线性 Rihaczek 分布时频分析, 均能分离出优势频率位置及其持续时间, 且非线性 Rihaczek 分布时频分析时频聚集性优于线性 STTF, 但在低频区辨别度不如线性 STTF。

参 考 文 献

- [1] 柳小毅. 城市交通噪声主观烦恼社会调查[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
- [2] Cox S J, Wang A. Effect of track stiffness on vibration levels in railway tunnels[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 267(25): 565-573.
- [3] Iwnicki S. Handbook of railway vehicle dynamics[M]. [S. l.]: Taylor and Francis Group LLC Publication, 2006: 278-284.
- [4] Remington P J. Wheel/rail noise, part I: characterization of the wheel/rail dynamic system[J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 125(46): 359-379.
- [5] 钟佑明. 小波包时频分析及其特性[J]. 振动、测试与诊断, 2009, 29(1): 51-56.
Zhong Youming. Study on characteristics of wavelet

- packet time-frequency[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(1): 51-56. (in Chinese)
- [6] Remington P J. Wheel/rail rolling noise, part II: validation of the theory[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1987, 81(6): 1824-1832.
- [7] 张志鹏, 王伟平, 郭明威. 基于小波-中值降噪的经验模式分解及应用[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(6): 779-784.
Zhang Zhipeng, Wang Weiping, Guo Mingwei. EMD and its application based on wavelet-median synthesis de-noising[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(6): 779-784. (in Chinese)
- [8] Bishop R E D. The mechanics of vibration[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1979: 8-14.
- [9] 汪博, 孙伟, 闻邦椿. 用半理论法预测主轴系统刀尖点频响函数[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(1): 23-27.
Wang Bo, Sun Wei, Wen Chunbang. Semi-theoretical method for prediction of spindle system tool point frequency response function[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(1): 23-27. (in Chinese)
- [10] 姚熊亮, 计方, 钱德进. 双层壳舷间复合托板隔振特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 30(2): 123-129.
Yao Xiongliang, Ji Fang, Qian Dejin. Vibration isolation of composite braces between double-cylindrical shells[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 30(2): 123-129. (in Chinese)
- [11] 翟婉明, 涂贵军, 高建敏. 地铁线路钢轨焊接区轮轨动力学问题[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(5): 701-708.
Zhai Wanming, Tu Guijun, Gao Jianmin. Investigation into wheel-rail dynamics in rail weld joint zone of metro line[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(5): 701-708. (in Chinese)
- [12] 王澜, 姚明初. 轨道结构随机振动理论及其在轨道结构减振研究中的应用[J]. 中国铁道科学, 1989, 12(2): 52-61.
Wang Lan, Yao Mingchu. Random vibration theory of rail track structure and its application in the study of rail track vibration isolation[J]. China Academy of Railway Sciences, 1989, 12(2): 52-61. (in Chinese)
- [13] 王济, 胡晓. MATLAB在振动信号处理中的应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2006: 62-122.
- [14] 任名章. 机械多自由度系统的振动分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011: 11-42.



第一作者简介: 赵才友, 男, 1984年10月生, 博士研究生。主要研究方向为城市轨道交通减振降噪、轨道结构无损检测。曾发表《基于应变模态变化率的钢轨损伤检测》(《振动、测试与诊断》2012年第32卷第5期)等论文。
E-mail: zcy848279@163.com