DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.137

基于小波理论的跨坐式单轨车辆振动源研究

冯大年[1]，丁长权[2]，张建全[2]，丁军君[1,3]
（1.西南交通大学 机械工程学院，四川 成都 610031；
2.中车株洲电力机车有限公司，湖南 株洲 412001；
3.重载快捷大功率电力机车全国重点实验室，湖南 株洲 412001）

摘　要：轨道不平顺是跨坐式单轨车辆振动的主要激励源，开展跨坐式单轨车辆振动源研究对于车辆和轨道梁维护具有重要意义。文章基于SIMPACK多体动力学软件建立跨坐式单轨车辆动力学模型，对构架加速度时域信号和不平顺信号进行连续小波变换，以连续小波变换系数为指标进行时频分析，确定车辆振动和不平顺信号能量主要集中的频段；采用交叉小波变换和小波相干方法对多工况下的加速度时域信号进行小波相关性研究，以平均小波相干值评价轨道梁不平顺对车辆横向和垂向振动的贡献度。结果表明：导向面表面不平顺在0.5 Hz、2 Hz和14 Hz处存在横向平均小波相干峰值，分别为0.93、0.71和0.66，垂向平均小波相干值在0.3附近波动；稳定面表面不平顺在6 Hz处存在横向平均小波相干峰值（0.44），垂向平均小波相干值在0.3附近波动；走行面不平顺在6 Hz处存在横向平均小波相干峰值0.53，垂向平均小波相干值稳定在0.98；轨道梁整体变形产生的不平顺在14 Hz处存在横向平均小波相干峰值0.41，在2 Hz处存在垂向平均小波相干峰值0.47。

关键词：跨坐式单轨；轨道不平顺；动力学；交叉小波；小波相干

中图分类号：U232　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2024)03-0019-09

0　引言

轨道不平顺是轨道车辆振动的主要激励源，对乘坐舒适性和安全性有重要影响[1-2]。从轨道车辆振动源角度开展研究，有助于减小轨道–车辆耦合系统的振动，提高驾乘人员的舒适性，也为轨道线路的养护维修提供参考。

为了解轨道不平顺与车辆振动之间的关联，国内外众多学者开展了大量研究。文献[3]利用小波变换和互相关函数对列车横向振动与轨道不平顺输入之间的关系进行研究。文献[4]基于高速动检车检测数据，结合相关函数分析，对高速列车横向振动的影响因素进行研究。文献[5]利用成分分析法构建BP神经网络模型，结合实测轨道不平顺数据，对轨道不平顺和车体振动的关联进行研究。文献[6]从轨道不平顺的波长和幅值出发，分析轨道不平顺对高速动车组动力学性能的影响规律。跨坐式单轨车辆由于其走行系统的独特性，具有走行面、导向面和稳定面3个轨道梁表面不平顺激扰输入，使得轨道不平顺与车辆振动之间的关联更为复杂。文献[7]采用三角级数法生成轨道不平顺样本，研究轨道不平顺和车速对单轨交通车桥耦合振动的响应。文献[8]基于日本不平顺谱，探讨了轨道梁不同轨面不平顺样本之间的独立性。文献[9]提出采用倾角修正法对跨坐式轨道纵向水平不平顺进行测量。文献[10-12]研究了跨坐式单轨车辆通过曲线时的动力学性能。

以往研究多是分析轨道不平顺与单轨车辆振动之间的响应关系，鲜有学者研究轨道梁导向面不平顺、稳定面不平顺、走行面表面不平顺和轨道梁整体变形

基金项目：重载快捷大功率电力机车全国重点实验室开放课题（GZKFKT2022-009）；四川省国际科技创新合作项目（2022YFH0038）
通信作者：丁军君，男，工学博士，副教授，硕士生导师，主要从事车辆系统动力学方面的研究；E-mail: dingjunjun@swjtu.com
引用格式：冯大年, 丁长权, 张建全, 等. 基于小波理论的跨坐式单轨车辆振动源研究[J]. 机车电传动, 2024(3): 19-27.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.137.
Citation：FENG Danian, DING Changquan, ZHANG Jianquan, et al. Research on vibration sources of straddle monorail vehicles based on wavelet theory[J]. Electric drive for locomotives,2024(3): 19-27.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.137.

产生的不平顺对跨坐式车辆振动的影响程度。基于此，本文基于皮尔逊和小波相关理论，采用连续小波变换对跨坐式单轨车辆的时频特性进行分析，采用交叉小波功率谱和小波相干谱研究轨道梁不平顺与车辆振动之间的相关关系，探讨轨道梁各个部位不平顺对车辆横向和垂向振动的影响程度。

1 跨坐式单轨车辆动力学模型

1.1 跨坐式单轨车辆结构及动力学模型

跨坐式单轨车辆模型由1节车体和2个转向架组成，其中走行轮通过驱动轴连接，支撑在转向架构架上，与轨道梁顶面接触，承担支撑车体垂向载荷、传递牵引力和制动力的功能；4个导向轮和2个稳定轮与轨道梁侧面接触，承担稳定车体、曲线导向功能，如图1所示。图1中q_1~q_6分别为成对的走行面、导向面和稳定面不平顺。本文建立的跨坐式单轨车辆系统动力学模型如图2所示。

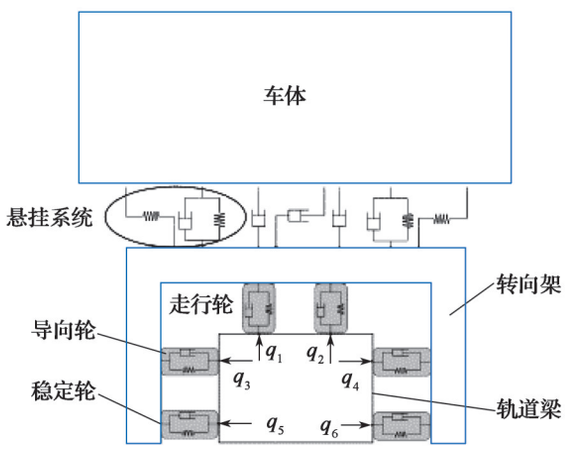


图1 跨坐式单轨车辆拓扑图

Fig. 1 Topology of straddle type monorail vehicle

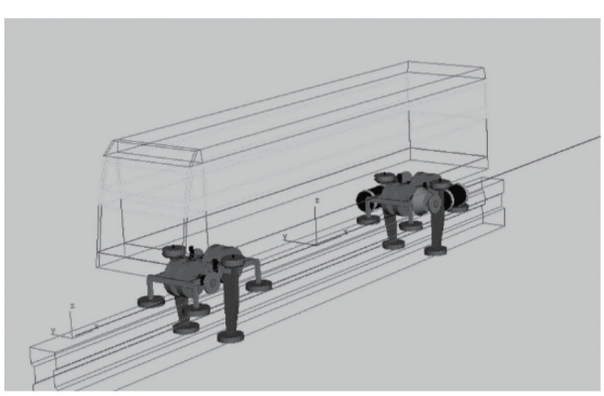


图2 跨坐式单轨车辆模型图

Fig. 2 Model of straddle monorail vehicle

假设车体与转向架均为刚性体，具有纵向、横向、垂向、侧滚、俯仰、摇头共6个方向的自由度。为避免跨坐式单轨车辆悬挂系统中非线性因素的干扰，本文选择转向架构架的横向加速度和垂向加速度作为动态响应结果进行相关性分析。

1.2 轨道梁不平顺

跨坐式单轨车辆在轨道梁上运行，轨道梁不平顺是车辆系统动力学的输入激励[13]。跨坐式轨道梁不平顺包含两部分，分别为轨道梁整体变形产生的不平顺和轨道梁表面不平顺。

文献[14-15]根据静载试验结果，分析得到在不同荷载条件下PC轨道梁竖向挠度沿梁跨的分布曲线；文献[16]指出计算桥梁竖向动位移可以用动力放大系数放大静力荷载的方式实现。本文基于轨道梁静载试验结果，设定动力放大系数为1.2，以轨道梁竖向挠度作为轨道梁整体变形产生的垂向不平顺进行分析计算。考虑到轨道梁的横向变形来自于轨道梁剪切中心与列车竖向荷载的偏心引起的扭转效应[17]，其值相对较小，因此本文不考虑轨道梁横向变形。

文献[18]根据重庆市轨道交通二号线实际运行平稳性测试加速度曲线图，对比ISO 8608:1995和GB/T 7031—2005《机械振动 道路路面谱测量数据报告》中的路面谱，提出A级路面谱与实际轨道梁走行面、导向面和稳定面表面不平顺最为接近。因此本文参考国标使用的路面功率谱密度PSD拟合表达式为

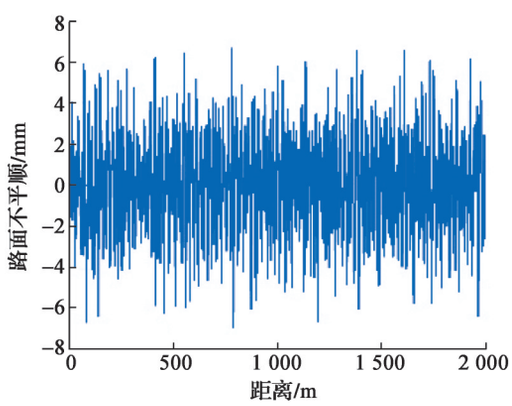
$$G_q(n)=G_q(n_0)\left(\frac{n}{n_0}\right)^{-W} \tag{1}$$

式中：n为空间频率，m^{-1}，表示每米长度中有几个波长；n_0为参考空间频率，$n_0=0.1\ m^{-1}$；$G_q(n_0)$为参考空间频率n_0下的路面功率谱密度值，m^3；W为频率指数，在双对数坐标系中代表斜线的斜率，决定路面功率谱密度的频率结构，$W=2$。

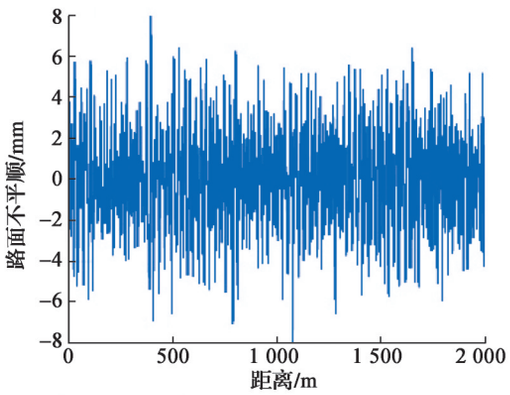
以A级路面谱为例，生成的轨道梁走行面、导向面和稳定面的表面不平顺样本如图3所示。考虑轨道梁整体变形，生成的轨道梁走行面不平顺样本如图4所示。

1.3 工况设置

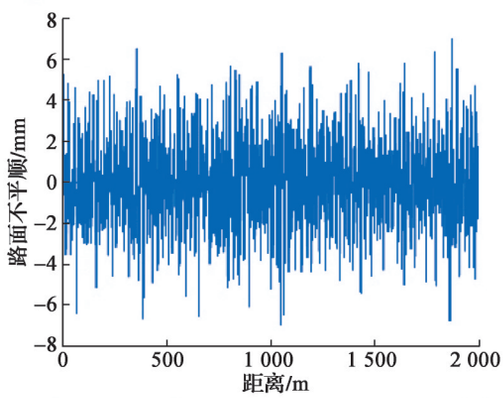
定义同时输入A级导向面、稳定面和走行面表面不平顺为标准工况，运行工况具体设置如表1所示。



(a) 走行面



(b) 导向面



(c) 稳定面

图3　轨道梁表面不平顺样本

Fig. 3　Track beam surface irregularity

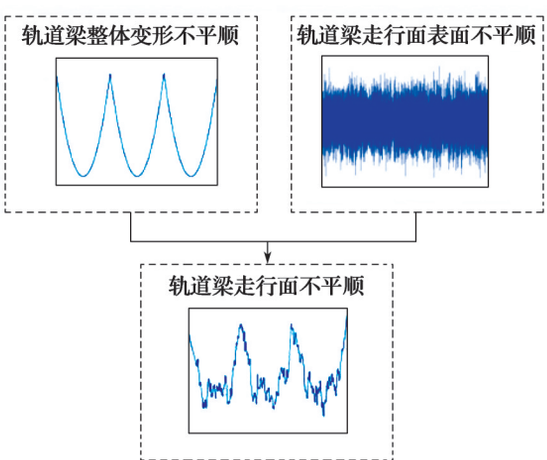


图4　轨道梁走行面不平顺样本

Fig. 4　Track beam running road irregularity

表1　工况设置

Table 1　Working condition setting

工况	导向面不平顺	稳定面不平顺	走行面不平顺
标准工况	A级	A级	A级
工况1	A级	光滑	光滑
工况2	光滑	A级	光滑
工况3	光滑	光滑	A级
工况4	光滑	光滑	光滑

2　皮尔逊相关分析

跨坐式单轨车辆的振动是受到轨道梁表面不平顺、车辆自身结构、外界环境等多种因素共同作用的结果，与各个参数均存在一定的相关性。为了分析轨道梁不平顺对车辆动力学的影响，仿真假设车辆自身结构设计合理，并排除外界环境的干扰，此时跨坐式单轨车辆的振动仅受到轨道梁3个部位表面不平顺和轨道梁整体变形产生的不平顺的影响。为了分析轨道梁各个面不平顺对车辆振动的影响程度，本文首先引入皮尔逊相关系数理论。

2.1　皮尔逊相关系数理论

皮尔逊相关系数是一种用于衡量2个变量之间相关程度的指标，广泛应用于科学技术领域。皮尔逊相关系数计算公式为

$$r_{xy}=\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(X_i-\bar{X}\right)\left(Y_i-\bar{Y}\right)}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(X_i-\bar{X}\right)^2}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(Y_i-\bar{Y}\right)^2}} \tag{2}$$

式中：$\bar{X}$和$\bar{Y}$分别为变量X和Y的均值；r_{xy}为皮尔逊相关系数，其值域为[−1,1]。

相关系数的判定如表2所示。

表2　相关系数表判定

Table 2　Correlation coefficient table decision

相关系数	判定结论
$0\leqslant\lvert r\rvert<0.1$	无相关
$0.1\leqslant\lvert r\rvert<0.3$	弱相关
$0.3\leqslant\lvert r\rvert<0.5$	中等相关
$0.5\leqslant\lvert r\rvert$	强相关

2.2　皮尔逊相关分析

在SIMPACK动力学模型中分别输入走行面、导向面和稳定面不平顺，计算跨坐式单轨车辆在工况1~工况4下的构架加速度输出，并与标准工况下的构架加速度之间进行皮尔逊相关系数分析，分析结果如表3所示。

表3　横向加速度皮尔逊相关分析结果

Table 3　Results of pearson correlation analysis of lateral accelerations

加速度	工况1	工况2	工况3	工况4
横向加速度	0.782 2	0.404 9	0.405 5	0.008 4
垂向加速度	0.167 6	−0.008 8	0.984 9	0.144 0

由表3中的横向加速度相关系数结果可知，工况1与标准工况的相关程度最高，为0.782 2，呈强相关性；工况2、工况3与标准工况的相关程度较弱，分别为0.404 9和0.405 5，呈中等相关性；工况4与标准工况的相关程度最弱，为0.008 4。在跨坐式单轨车辆运行

过程中，影响横向振动的轨道梁激励主要是轨道导向面表面不平顺，走行面表面不平顺和稳定面表面不平顺对车辆横向振动的影响较小，轨道梁整体变形产生的不平顺对车辆横向振动的影响最小。

由表3中的垂向加速度相关系数结果可知，工况3与标准工况的相关程度最高，为0.984 9，呈强相关性；工况1与标准工况的相关程度次之，为0.167 6，呈弱相关性；工况4与标准工况的相关程度为0.144 0；工况2与标准工况的相关程度最低，为−0.008 8，可以认定为无相关。在跨坐式单轨车辆运行过程中，影响垂向振动的轨道梁激励主要是轨道走行面表面不平顺，轨道梁整体变形产生的不平顺、轨道稳定面表面不平顺和导向面表面不平顺对车辆垂向振动的影响较小。

由皮尔逊相关分析得到的加速度相关系数是对时域信号的整体相关性评价，缺少了时间和频率信息，无法描述多工况在不同时刻和不同频率下的相关程度。为进一步探究轨道梁不平顺对车辆振动的影响，有必要从时频域角度量化轨道梁不同部位不平顺对车辆振动的影响程度。

3 小波相关分析

3.1 小波理论

相较于传统的频域分析，小波相关性分析能够利用交叉小波变换和小波相干分析，解释两个时域信号在时域和频域内的相关关系。本文的小波相关性分析主要包括连续小波变换、交叉小波变换和小波相干分析。

对于给定的时域信号$x(t)$，连续小波变换的定义为

$$W_x(a,b)=\frac{1}{\sqrt{a}}\int x(t)\cdot\bar{\varphi}\left(\frac{t-b}{a}\right)\mathrm{d}t \tag{3}$$

式中：a为伸缩因子；b为平移因子；$W_x(a,b)$为时域信号$x(t)$的连续小波变换系数；$\bar{\varphi}(t)$为小波基的复共轭。

由于Morlet小波的信号波形与振动衰减波形相似，适合用于分析振动信号[19]，因此本文采用Morlet作为小波基。

Morlet小波基的表达式为：

$$\bar{\varphi}(t)=\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega_0 t}\mathrm{e}^{-\frac{1}{2}t^2} \tag{4}$$

式中：ω_0为小波中心频率；t为时间。

Morlet小波函数为平方指数衰减信号，对时域信号进行连续小波变换后得到小波功率谱，可以显示时域信号的时频特性。

对于2个时域信号$x(t)$和$y(t)$，其交叉小波变换为：

$$W_{xy}(a,b)=W_x(a,b)\cdot\bar{W}_y(a,b) \tag{5}$$

式中：$\bar{W}_y(a,b)$为$W_y(a,b)$的复共轭；$W_{xy}(a,b)$为$x(t)$与$y(t)$的交叉小波功率谱密度。

从交叉小波功率谱密度图中可以找到2个时域信号共同的振动能量集中频段，体现两者之间的显著相关性。

交叉小波功率谱通过显示共同的振动能量集中频段，体现2个时域信号之间的相关性，但无法表示低能量频段中的相关性。小波相干分析(WTC)能够在相干谱中反映2个时域信号的协方差强度，涵盖高能量区和低能量区的相关性。2个时域信号的小波相干值定义为

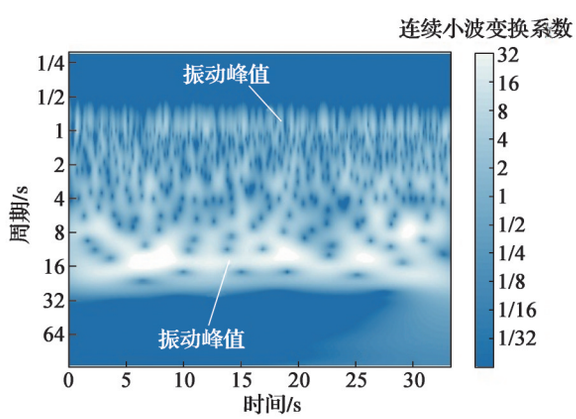
$$R^2=\frac{\left|S\cdot s^{-1}W_{xy}\right|^2}{\left(S\cdot s^{-1}W_x\right)\cdot\left(S\cdot s^{-1}W_y\right)} \tag{6}$$

式中：S为平滑算子；s为尺度因子；W_{xy}为$x(t)$和$y(t)$的交叉小波功率谱密度；W_x和W_y分别为$x(t)$和$y(t)$的连续小波变换。

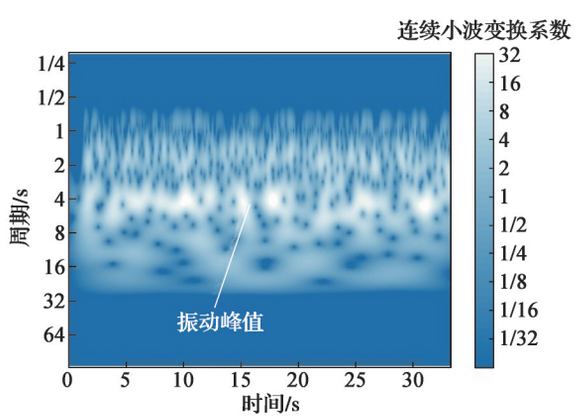
小波相干值R^2的值域为[0,1]，其值越大代表相关性越强。

3.2 小波相关分析

以标准工况为例，对采集得到的加速度信号进行连续小波变换，结果如图5所示。能量谱右侧的色阶柱表示连续小波变换系数，数值越大代表功率谱越大。数据采集频率为10 Hz，即图4中1个周期的长度为0.1 s。在相同时域内，车辆的横向和垂向振动存在明显的响应变化。横向振动主要有0.625~1.25 Hz（8~16 s周期）和10~20 Hz（0.5~1 s周期）2个振动峰值，而垂向振动主要有1.25~5.00 Hz（2~8 s周期）的振动峰值。



(a) 横向



(b) 垂向

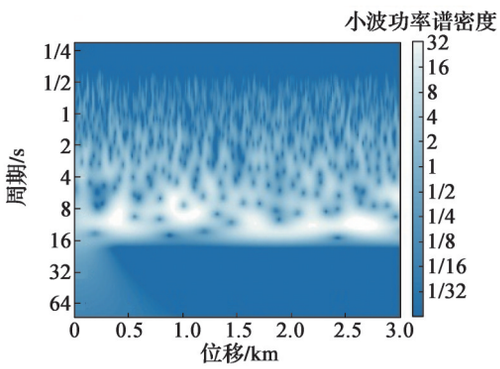
图5 标准工况下车辆振动加速度的连续小波功率谱

Fig. 5 Continuous wavelet power spectrum of vehicle vibration acceleration under standard working condition

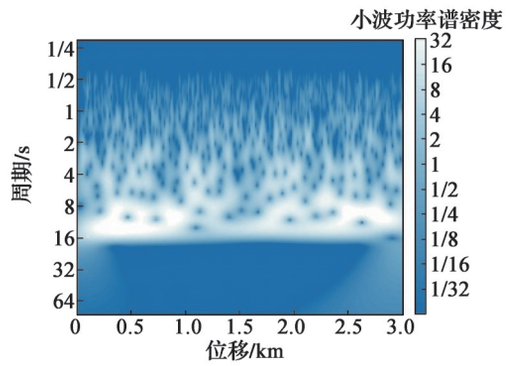
对轨道梁导向面不平顺、稳定面不平顺和走行面不平顺进行连续小波变换，如图 6 所示。导向面、稳定面不平顺的功率谱峰值位于 0.625~1.25 Hz（8~16 s 周期）区间内，桥梁整体变形产生的不平顺位于 0.312~0.625 Hz（16~32 s 周期）区间内，其功率谱密度大于走行面表面不平顺。有关功率谱、小波相关谱及小波相关值分别见图 7~图 11。

为分析不同工况下车辆振动之间的共同高能振动频率，对加速度信号进行了交叉小波变换。交叉小波功率谱如图 7 和图 8 所示，功率谱右侧色阶柱表示交叉小波功率谱密度，数值越大代表 2 个时域信号之间的相关性越强。

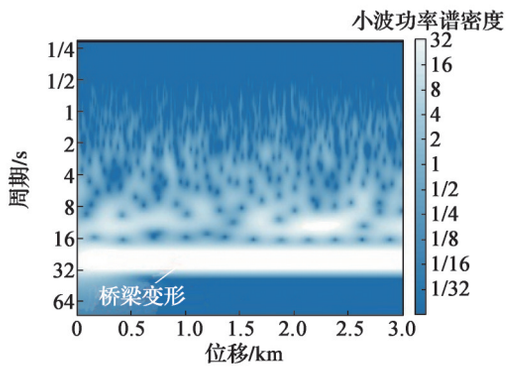
从图 7 和图 8 可以看出，不同工况下车辆振动之间存在共同高能振动频率。其中，工况 2、工况 3 与标准



(a) 导向面不平顺



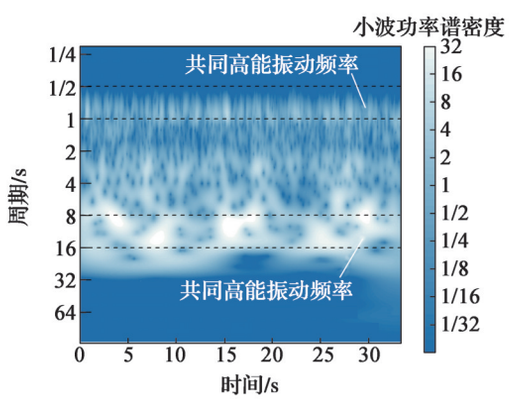
(b) 稳定面不平顺



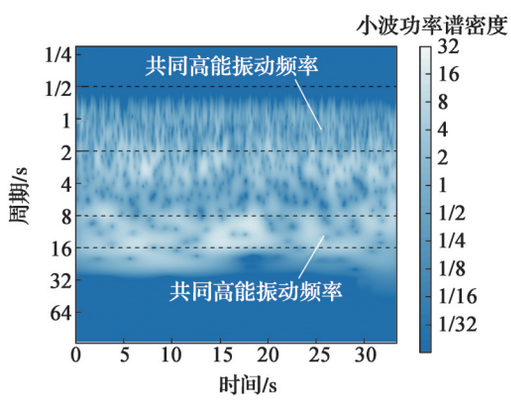
(c) 走行面不平顺

图 6　轨道梁不同部位不平顺的连续小波功率谱

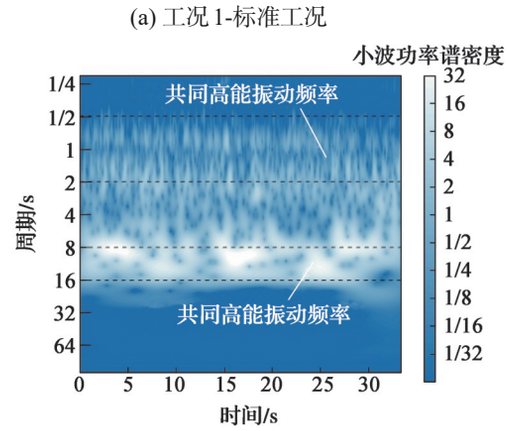
Fig. 6　Continuous wavelet power spectrum of irregularity at different parts of the track beam



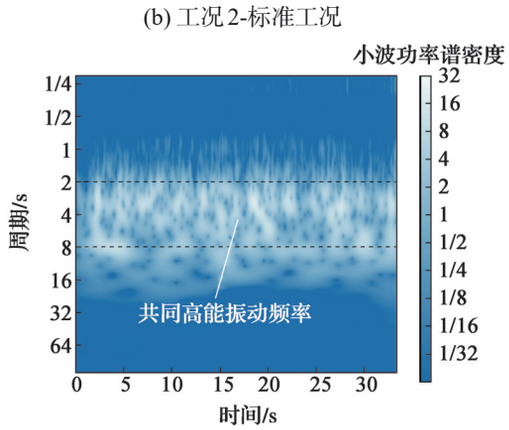
(a) 工况 1-标准工况



(b) 工况 2-标准工况



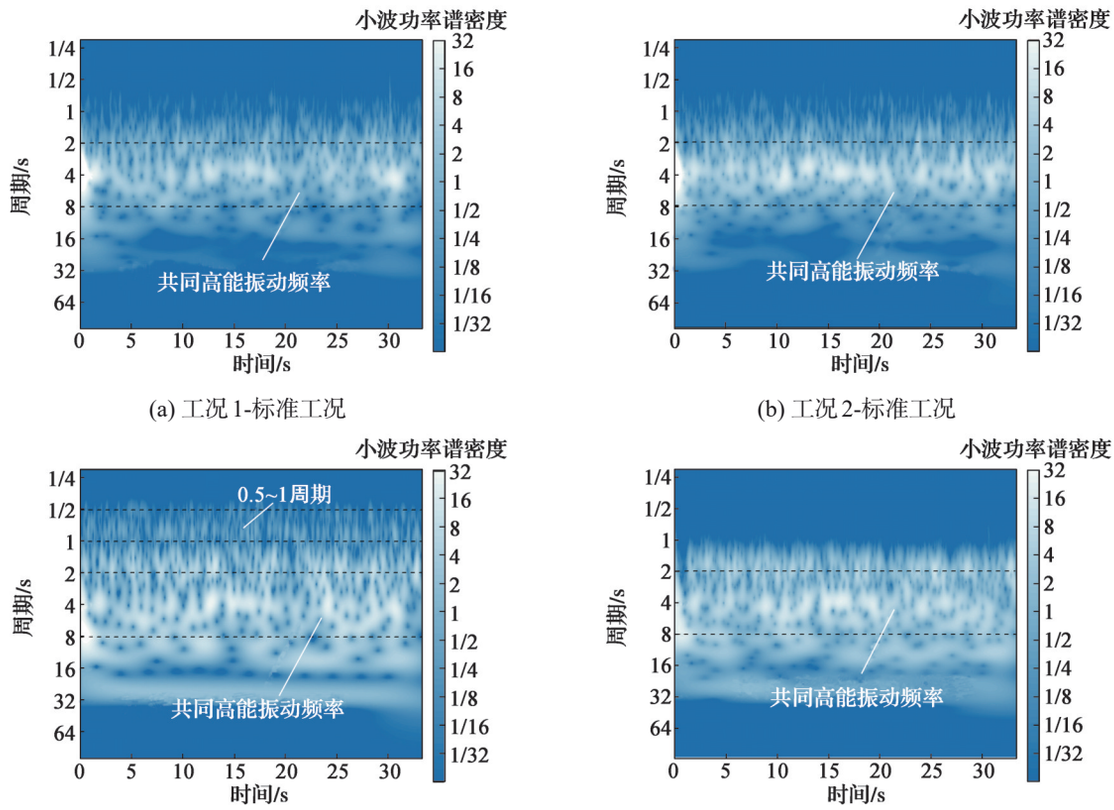
(c) 工况 3-标准工况



(d) 工况 4-标准工况

图 7　不同工况下车辆横向振动加速度的交叉小波功率谱

Fig. 7　Cross wavelet power spectrum of lateral vehicle vibration acceleration under different working condition

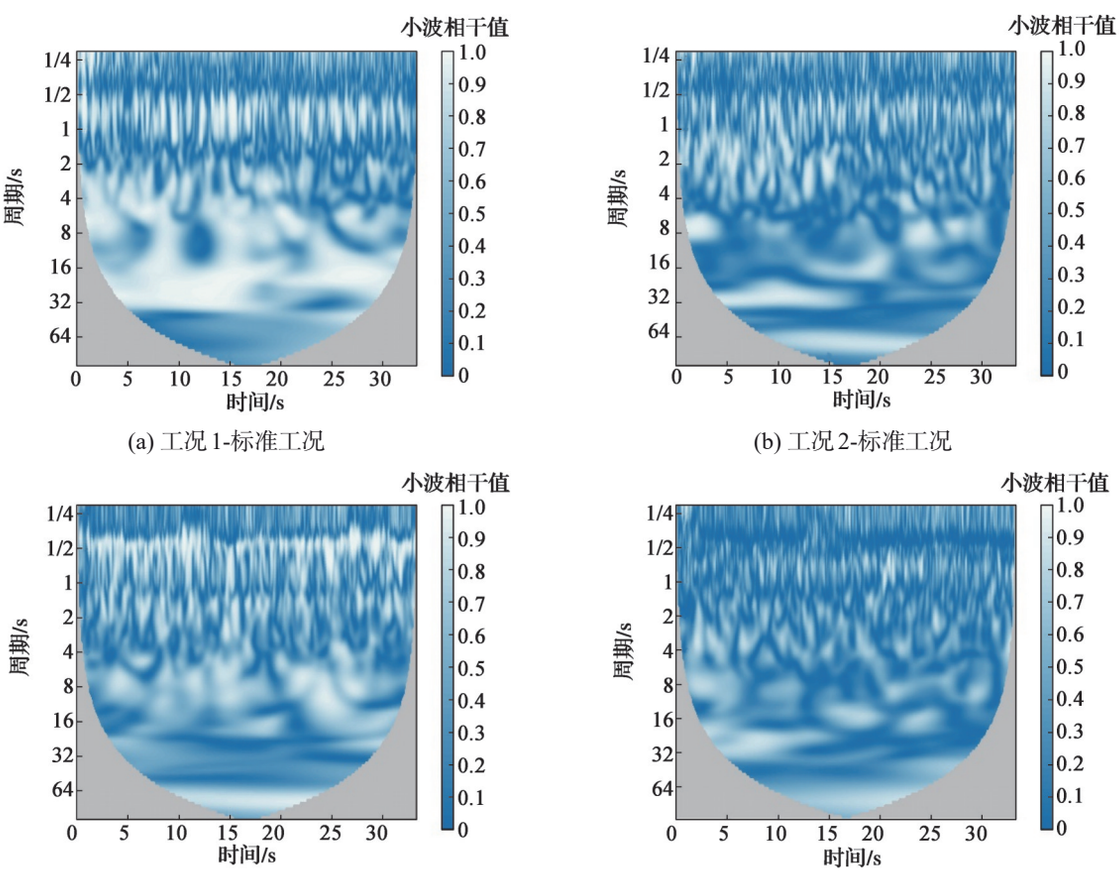


(a) 工况 1-标准工况　(b) 工况 2-标准工况

(c) 工况 3-标准工况　(d) 工况 4-标准工况

图 8　不同工况下车辆垂向振动加速度的交叉小波功率谱

Fig. 8　Cross wavelet power spectrum of vertical vehicle vibration acceleration under different working conditions

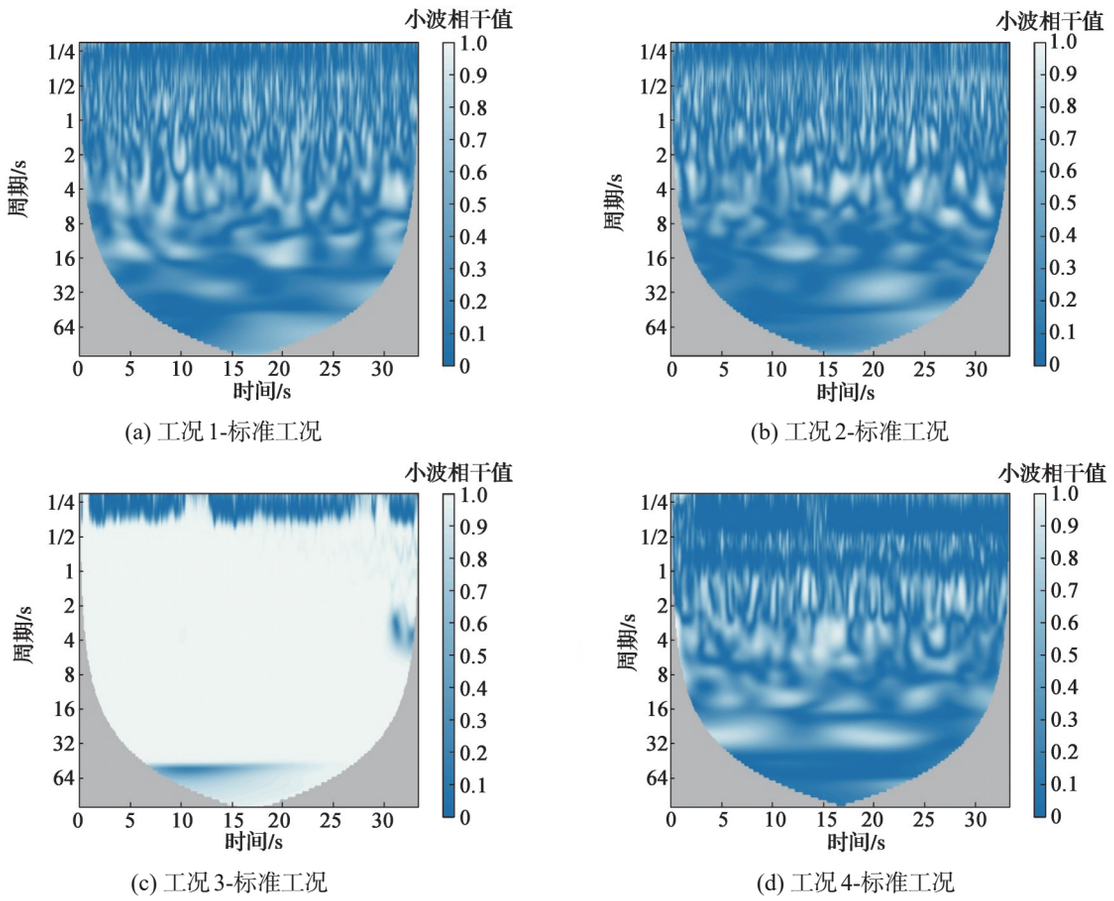


(a) 工况 1-标准工况　(b) 工况 2-标准工况

(c) 工况 3-标准工况　(d) 工况 4-标准工况

图 9　不同工况下车辆横向振动加速度的小波相干谱

Fig. 9　Wavelet coherent spectrum of lateral vehicle vibration acceleration under different working condition



(a) 工况 1-标准工况　　(b) 工况 2-标准工况

(c) 工况 3-标准工况　　(d) 工况 4-标准工况

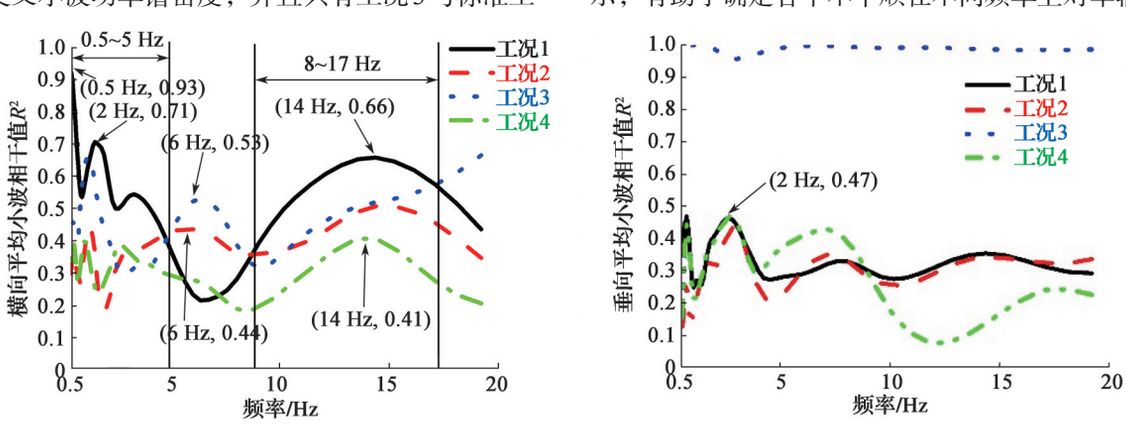
图 10　不同工况下车辆垂向振动加速度的小波相干谱

Fig. 10　Wavelet coherent spectrum of vertical vehicle vibration acceleration under different working condition

工况横向加速度之间的共同高能振动频段为 0.625~1.25 Hz（8~16 s 周期）和 5~20 Hz（0.5~2 s 周期），工况 1 与标准工况横向加速度之间的共同高能振动频段为 0.625~1.25 Hz（8~16 s 周期）和 10~20 Hz（0.5~1 s 周期），工况 4 与标准工况横向加速度之间的共同高能振动频段为 1.25~5.00 Hz（2~8 s 周期）。对于垂向振动，工况 1~4 与标准工况的共同高能振动频段均集中在 1.25~5.00 Hz（2~8 s 周期），但相比于工况 1 和工况 2，工况 3 和工况 4 与标准工况之间在 5~20 Hz（0.5~2 s 周期）频段内具有较强的交叉小波功率谱密度，并且只有工况 3 与标准工况在 10~20 Hz（0.5~1 s 周期）内显示交叉小波功率谱密度，这表明，对于跨坐式单轨车辆垂向振动，1.25~5.00 Hz 的垂向振动均受到轨道梁整体变形以及导向面、稳定面和走行面表面不平顺的影响，而 10~20 Hz 的垂向振动主要受到走行面表面不平顺的影响。

为进一步分析不同工况下车辆振动之间的相关性，对加速度信号进行小波相干分析，如图 9 和图 10 所示。

对图 9 和图 10 整个时域内每个频率的小波相干值取平均数，得到平均小波相干值 R^2 随频率的变化如图 11 所示，有助于确定各个不平顺在不同频率上对车辆振动的



(a) 横向振动平均小波相干值　　(b) 垂向振动平均小波相干值

图 11　不同频率下平均小波相干值变化

Fig. 11　Changes in wavelet coherence values at different frequencies

贡献值变化。在0.5~5 Hz和8~17 Hz的范围内，工况1与标准工况的相干性较强，其中在0.5 Hz、2 Hz和14 Hz存在峰值，分别为0.93、0.71和0.66；在5~8 Hz的范围内，工况2、工况3与标准工况的相干性较强，分别在6 Hz处达到峰值0.44和0.53；在17~20 Hz范围内，工况3与标准工况的相干性略大于工况1；工况4在14 Hz处取得峰值0.41。对于垂向振动，工况1、工况2与标准工况的平均小波相干值在0.3附近波动；工况4在2 Hz处取得平均小波相干值的最大值0.47，在10~20 Hz范围内的平均小波相干值小于0.3；而工况3与标准工况的平均小波相干值稳定在0.98左右。因此认为，导向面表面不平顺在0.5~5 Hz和8~20 Hz频段内对车辆横向振动贡献最大，走行面和稳定面表面不平顺在5~8 Hz频段内对车辆横向振动贡献最大；走行面不平顺在0.5~20.0 Hz频段内对车辆垂向振动贡献最大，桥梁整体变形产生的不平顺在1~10 Hz的低频区间内对车辆垂向振动略有贡献。

4 结论

本文通过对跨坐式单轨车辆进行动力学建模，利用皮尔逊和小波相关理论对不同工况下车辆振动加速度信号进行分析，对跨坐式单轨车辆振动源开展研究，探讨跨坐式单轨车辆振动与轨道梁整体变形产生的不平顺以及导向面、稳定面和走行面表面不平顺之间的关系，结论如下：

①采用皮尔逊相关系数方法能够从整体对车辆振动与轨道梁不平顺给出相关性评价，而采用小波相关分析方法不仅能获得振动能量主要集中的频段，而且能以平均小波相干值量化轨道梁不同部位的不平顺对车辆振动的贡献程度，得到平均小波相干值随频率变化的规律。因此，采用小波分析方法能够更为全面地评价轨道梁振动源对跨坐式单轨车辆振动的影响。

②车辆横向振动主要集中在2个频段（0.625~1.25 Hz和10~20 Hz），在这2个频段内导向面表面不平顺与车辆横向加速度的相关性最强，在0.5 Hz、2.0 Hz和16.0 Hz处分别取得平均小波相干峰值0.93、0.71和0.66；稳定面表面不平顺与走行面不平顺在6 Hz处取得平均小波相干峰值0.44和0.53。这表明导向面表面不平顺为车辆横向振动的主要振动源，稳定面表面不平顺和走行面不平顺对车辆横向振动也有一定的影响。

③车辆垂向振动主要集中在1.25~5.00 Hz频段内，在该频段内走行面不平顺与车辆垂向振动的相关性最强，平均小波相干值稳定在0.98，而稳定面不平顺和导向面不平顺的平均小波相干值在0.3附近波动，桥梁变形产生的不平顺在2 Hz处取得平均小波相干峰值0.47，在10~20 Hz频段内的平均小波相干值小于0.3。这表明走行面不平顺为车辆垂向振动的主要振动源，导向面不平顺、稳定面不平顺和桥梁变形产生的不平顺对车辆垂向振动的影响较小。针对跨坐式单轨车辆振动源的研究，对车辆悬挂参数优化和轨道梁维护具有重要指导意义。

参考文献：

[1] 郭风琪, 陈柯源, 顾发根, 等. 我国跨座式单轨旅游交通系统的现状与发展[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2021, 52(12): 4540-4551.
GUO Fengqi, CHEN Keyuan, GU Fagen, et al. Reviews on current situation and development of straddle-type monorail tour transit system in China[J]. Journal of central south university (science and technology), 2021, 52(12): 4540-4551.

[2] BAO Yulong, LI Yongle, DING Jiajie. A case study of dynamic response analysis and safety assessment for a suspended monorail system[J]. International journal of environmental research and public health, 2016, 13(11): 1121.

[3] 李广军, 金炜东, 陈春俊. 列车横向振动与轨道不平顺输入关系研究[J]. 计算机应用研究, 2013, 30(11): 3261-3264.
LI Guangjun, JIN Weidong, CHEN Chunjun. Research about relationship between train's lateral vibration and track irregularity input[J]. Application research of computers, 2013, 30(11): 3261-3264.

[4] 饶南志. 200 km/h提速线路轨道不平顺对车辆横向振动影响分析[J]. 铁道建筑, 2015(3): 126-129.
RAO Nanzhi. Analysis of the influence of track irregularity on lateral vibration of vehicles in 200 km/h speed-up line [J]. Railway engineering, 2015(3): 126-129.

[5] 牛留斌. 基于BP神经网络的轨道不平顺与车体振动关联模型[J]. 中国铁道科学, 2016, 37(2): 26-32.
NIU Liubin. Correlation model of track irregularity and carbody vibration based on BP neural network[J]. China railway science, 2016, 37(2): 26-32.

[6] 袁玄成, 王开云, 閤鑫, 等. 轨道不平顺波长和幅值对高速动车组动力学性能的影响分析[J]. 交通信息与安全, 2018, 36(2): 1-9.
YUAN Xuancheng, WANG Kaiyun, GE Xin, et al. Influences of track irregularity wavelength and amplitude on dynamic performance of high-speed EMU[J]. Journal of transport information and safety, 2018, 36(2): 1-9.

[7] 张凯, 朱尔玉, 刘旭锴, 等. 跨座式单轨交通轨道不平顺对梁轨振动响应的影响[J]. 铁道建筑, 2021, 61(7): 140-144.
ZHANG Kai, ZHU Eryu, LIU Xukai, et al. Influence of track irregularity of straddle monorail traffic on beam rail vibration response[J]. Railway engineering, 2021, 61(7): 140-144.

[8] 姜博. 跨座式单轨交通车桥系统随机振动轨道不平顺相关性分析[J]. 建材与装饰, 2018(25): 248-250.
JIANG Bo. Correlation analysis of Random Vibration track Irregularity in straddle monorail system[J]. Construction materials & decoration, 2018(25): 248-250.

[9] GUO Fengqi, WANG Pengjiao. Measurement and analysis of the longitudinal level irregularity of the track beam in monorail tour-transit systems[J]. Scientific reports, 2022, 12 (1): 19219.

[10] 杜子学, 李云川, 梁志华, 等. 跨座式单轨车辆曲线通过安全性研究[J]. 机车电传动, 2016(1): 79-83.
DU Zixue, LI Yunchuan, LIANG Zhihua, et al. Research on curve through safety of straddle-type monorail vehicle[J]. Electric drive for locomotives, 2016(1): 79-83.

[11] 陆海英, 王文华, 任利惠, 等. 基于耦合转向架的跨坐式单轨列车及其动力学性能[J]. 机车电传动, 2019(5): 100-104.
LU Haiying, WANG Wenhua, REN Lihui, et al. A straddling monorail train scheme with coupled bogie and its dynamics performance[J]. Electric drive for locomotives, 2019(5): 100-104.

[12] 沈龙江, 张建全. 橡胶轮胎跨座式单轨车辆力学性能分析[J]. 机车电传动, 2019(4): 22-26.
SHEN Longjiang, ZHANG Jianquan. Analysis of mechanical property of straddle monorail vehicle based on tyre[J]. Electric drive for locomotives, 2019(4): 22-26.

[13] 严隽耄. 车辆工程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1992.
YAN Juanmao. Vehicle engineering[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 1992.

[14] 马继兵. 跨座式单轨交通系统结构静动力行为研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2008.
MA Jibing. Research on structural static and dynamics behaviors of straddle-type monorail transportation system[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008.

[15] 李秀敏, 朱尔玉, 刘磊. 跨座式单轨交通 25 m 直线 PC 轨道梁静力抗弯试验[J]. 铁道建筑, 2008(8): 19-21.
LI Xiumin, ZHU Eryu, LIU Lei. Static bending test of 25 m straight PC rail beam for straddle monorail traffic[J]. Railway engineering, 2008(8): 19-21.

[16] 邓胜杰. 跨座式单轨钢混组合梁桥的车桥耦合振动分析与疲劳可靠度研究[D]. 广州: 广州大学, 2023.
DENG Shengjie. Analysis of vehicle-bridge coupling vibration and fatigue reliability of straddle monorail steel-concrete composite bridges[D]. Guangzhou: Guangzhou University, 2023.

[17] 李小珍, 葛延龙, 晋智斌, 等. 轨道梁动力行为对跨座式单轨车辆走行性能的影响[J]. 铁道科学与工程学报, 2018, 15(12): 3225-3231.
LI Xiaozhen, GE Yanlong, JIN Zhibin, et al. Influence of track beam's dynamic behavior on running performance of straddle-type monorail vehicle[J]. Journal of railway science and engineering, 2018, 15(12): 3225-3231.

[18] 郑凯锋. 跨座式单轨车辆动力学仿真分析与优化[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2010.
ZHENG Kaifeng. Simulation analysis and optimization on dynamics performance of straddle-type monorail vehicle [D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2010.

[19] 罗光坤. Morlet 小波变换理论与应用研究及软件实现[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2007.
LUO Guangkun. A study on Morlet wavelet transform theory and application with software implementation[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2007.

Research on vibration sources of straddle monorail vehicles based on wavelet theory

FENG Danian[1], DING Changquan[2], ZHANG Jianquan[2], DING Junjun[1,3]

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031 , China; 2. CRRC Zhuzhou Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China; 3. State Key Laboratory of Heavy-duty and Express High-power Electric Locomotive, Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: Track irregularities are the main excitation source of vibration of straddle monorail vehicles. It is of great significance to study the vibration source of straddle monorail vehicles for vehicle and track beam maintenance. A dynamics model of straddle monorail vehicles was established based on SIMPACK multi-body dynamics software. Continuous wavelet transform was carried out on the time-domain signals of frame acceleration and irregularity signals, and time-frequency analysis was carried out with the continuous wavelet transform coefficient serving as the index to determine the frequency band where the energy of vehicle vibration and irregularity signals was mainly concentrated. Cross wavelet transform and wavelet coherence method were used to study the wavelet correlation of acceleration signals in time domain under multiple working conditions, and the average wavelet coherence value was used to evaluate the contribution of track beam irregularities to lateral and vertical vibration of vehicles. The results show that as for the guide surface irregularity, the transverse mean wavelet coherence peak values are 0.93, 0.71 and 0.66 at 0.5 Hz, 2 Hz and 14 Hz respectively, and the vertical mean wavelet coherence values fluctuate around 0.3. As for the stable surface irregularity, at 6 Hz, the transverse mean wavelet coherence peak value is 0.44, and the vertical mean wavelet coherence value fluctuates around 0.3. As for the running surface irregularity, at 6 Hz, the transverse mean wavelet coherence peak value is 0.53, and the vertical mean wavelet coherence value is stable at 0.98. As for the irregularity caused by overall track beam deformation, the transverse mean wavelet coherence peak value at 14 Hz is 0.41, and the vertical mean wavelet coherence peak value at 2 Hz is 0.47.

Keywords: straddle monorail; track irregularity; dynamics; cross wavelet; wavelet coherence

收稿日期：2023-05-26；修回日期：2023-11-04