

DOI: 10.3969/j.issn.2096-8248.2024.02.010

短波不平顺引起轮轨激振的中高频垂向力研究*

张娟^{1,2}, 许荣均¹

(1. 台湾海洋大学 工学院, 台湾 基隆 202301; 2. 江苏海洋大学 海洋工程学院, 江苏 连云港 222005)

摘要:为研究普通列车轨道不平顺对轮轨激振力的影响,采用 LS-DYNA 软件建立三维有限元轮轨耦合力学模型。该模型把车轮简化为质量点,轨道简化为梁,利用 RAIL_TRAIN 和 RAIL_TRACK 模块实现轮轨的耦合。利用该模型,分析不同车速、不同波长和幅值所表征的轨道不平顺引起的列车轮轨垂向力及其变化特点,并研究影响垂向力的敏感因素。结果表明:车速越低,不平顺波的幅值对轮轨垂向力的影响越大;相同的车速和不平顺波长,不平顺波的幅值越大,垂向力也越大,且垂向力和不平顺波的幅值近似呈线性关系;不同车速下,轨道不平顺的敏感波长不同,但其车速与敏感波长之比的频率均约为 300 Hz,接近轨道的 291.949 Hz(45 阶模态频率)。

关键词:轨道短波不平顺;LS-DYNA 模型;轮轨垂向力;敏感波长;轨道模态频率

中图分类号:U213.212 **文献标志码:**A **文章编号:**2096-8248(2024)02-0072-09

引用格式:张娟,许荣均.短波不平顺引起轮轨激振的中高频垂向力研究[J].江苏海洋大学学报(自然科学版),2024,33(2):72-80.

Analysis of the Mid-high Frequency Vertical Wheel-rail Contact Forces Caused by the Short Rail Irregularities

ZHANG Juan^{1,2}, XU Rongjun¹

(1. College of Engineering, Taiwan Ocean University, Keelung 202301, China;

2. School of Ocean Engineering, Jiangsu Ocean University, Lianyungang 222005, China)

Abstract: The paper develops a wheel-rail interaction model by LS-DYNA to study the vertical wheel/rail contact force caused by the rail irregularities. The model reduces the train wheels and the train body to mass points and tracks to beams. The wheel-rail coupling is implemented with RAIL_TRAIN and RAIL_TRACK in LS-DYNA. The simplified model is used to analyze the vertical wheel-rail contact forces caused by the short rail irregularities with different wavelength and amplitude at different speed, and to analyze the characteristics and the sensitive factors of the vertical wheel-rail force. The results show that the lower the vehicle speed, the greater the impact of the amplitude of the uneven wave on the vertical force of the wheel rail. At the same vehicle speed and uneven wavelength, the larger the amplitude of the uneven wave, the greater the vertical force, and the amplitude of the vertical force and uneven wave is approximately linearly related. At different speeds, the sensitive wavelength of track roughness varies, but the frequency of the ratio of its speed to the sensitive wavelength is about 300 Hz, close to the 291.949 Hz (45th modal frequency) of the track.

Key words: short rail irregularities; LS-DYNA model; vertical wheel-rail force; sensitive wave-

* 收稿日期:2023-12-14;修订日期:2024-01-26

基金项目:连云港市博士后科研资助项目(LYG2230001)

作者简介:张娟(1988—),女,江苏连云港人,讲师,博士在读,研究方向为结构振动噪声,(E-mail)zhangjuan_718@163.com。

length; track modal frequency

0 引言

对于捷运、普通列车等速度较低的列车来说,在行驶过程中,列车钢制车轮和铁路轨道之间碰撞接触力引起的列车及轨道振动是轨道运输系统振动及噪声的主要来源^[1],而轨道的表面状态(如轨道表面的不平顺、轨道表面的损坏、侵蚀等)对轮轨接触力的大小及特性有着直接的影响^[2-3]。轨道表面的损坏、侵蚀等现象具有不确定性、偶然性、破坏性。而轨道的表面不平顺则是在整个生命周期中一直存在的状态^[4],因此本文只针对轨道的不平顺特性对轮轨力的影响进行论述。轨道不平顺是指轨道的实际状态,如几何形状、尺寸和空间位置等,相对理想状态的偏差,该偏差包含垂向、横向和复合 3 类^[1]。由于篇幅限制,本文只讨论轨道的垂向不平顺。垂向不平顺包含的不同成分的波是引起轮轨振动的主要根源。列车钢制轮子的振动通过车厢下部悬挂系统传递到列车的车厢,引起车厢振动,从而影响乘客的乘坐舒适性^[5-6];轨道的振动通过轨枕传递到道床等结构,引起轨道结构主体振动,列车和轨道的耦合振动又会使轨道不平顺状态加剧^[1]。桥梁和列车振动进一步加剧,极易引起轨道结构损伤,造成列车脱轨,引起桥梁疲劳破坏或坍塌,造成人员伤亡或财产损失^[7-8]。

轨道不平顺根据波的长短分为长波不平顺和短波不平顺,大于 2 m 的不平顺波为长波不平顺^[9],小于 1 m 的为短波不平顺^[10]。目前国内外学者针对轨面不平顺状态对列车轮轨力的激振响应开展了大量的研究^[11-13]。文献[14]利用车辆-轨道耦合的动力学理论模型,计算轨道不平顺对列车回应的影响。文献[12]通过建立单个轮轨的耦合数学模型,模拟在随机轮轨不平顺下列车的振动情况。由于实际中列车轮轨耦合模型复杂,数学模型尽可能简化车轮和轨道之间的关系,与数值方法相比更加复杂。根据美国联邦铁路局(FRA)的规定,列车激振力频率为列车速度与轨面波长的比,即 $f = v/\lambda$,可知轨面波长越短时,引起的列车激振力频率越高。在有限元结构中,为正确模拟结构振动的最高频率,网格元素的最大尺寸应小于最高频率对应波长的 1/4。因此,研究列车轮轨激振力的频率越高,就需要划分

越小的轮轨网格单元,同样求解环境下的模型,网格单元增加,所需要的计算时间也会大幅增加。常规的列车激振力模型,采用车轮、轨道的实体有限元模型^[15-16],车轮和轨道采用 solid 单元时,对于引发的高频率的激振力,需要划分更小的网格元素,才能使模型表达出高频率的振动响应。由于列车车轮和轨道的实体模型较大,车轮半径一般为 0.86 m,轨道可长达几十 m 甚至 100 m。对于实体较大的模型,求解高频率振动时,需要划分的有限元网格越小,划分的网格数量越多。网格在 1 mm 时,网格数量达到近百万个^[17],计算机性能一定的情况下,所需的计算时间会大幅加长,计算效率极大降低。大部分学者对轮轨力的分析研究,集中于列车轮的表面破坏对轮轨力的影响,该种研究内容需要对列车轮的详细结构进行建模,才能用模型正常表达轮轨表面的破坏状况^[3,18-19]。对于轨道不平顺状况对列车轮轨力的影响研究,在保证模拟结果合理性下,不需要建立列车轮的详细实体模型,可用有质量的点代替。该种建模方式可大幅简化建模的难度,并减少有限单元的数量。

本文为解决在模拟列车轮轨力过程中,有限元划分网格数量过多,从而引起计算时间过长、计算效率较低的问题,对列车的轮轨模型进行必要的简化。轨道以简化的梁单元建模,列车轮子以有质量的点元素建模,有质量的点元素在梁单元上滑动的过程,即为列车轮轨耦合的过程。列车轮子和轨道的耦合采用 LS-DYNA 软件中的 RAIL_TRAIN 和 RAIL_TRACK 部件进行设定。车轮和轨道的简化建模方式,可以使得该模型划分的网格数量大大减少,在计算机硬件条件不变的情况下,可大幅缩短计算时间。该模型可仿真高频的列车激振力,填补列车轮轨中高频垂向激振力数值模拟的空白。根据文中建模方法建立的模型仅有不到 2 万个网格数量,相比近百万个的网格数量^[17],可大幅提高计算效率,节省时间成本。利用该模型计算分析短波不平顺波长、幅值以及列车速度对轮轨垂向力的影响,可为铁路轨道的养护维修提供科学数据支持与技术参考。

1 LS-DYNA 轮轨耦合建模

车辆行驶在不平整的轨道上时,轮轨之间产生

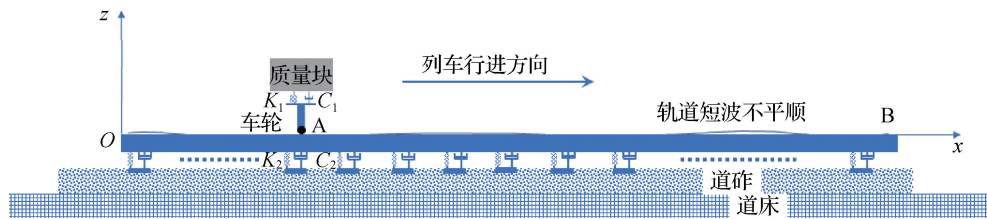
由轨道不平顺引起的振动,该振动的频率 f_s 为

$$f_s = v / (3.6\lambda)。 \quad (1)$$

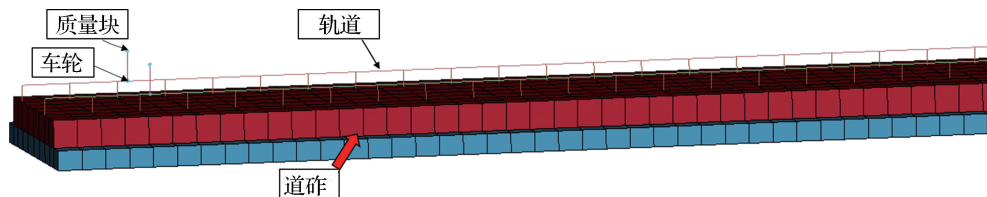
式中: v 为车辆运行速度,km/h; λ 为轨道不平顺波长,m。

由式(1)可知,当车辆运行速度大于 60 km/h、波长小于 0.5 m 时,轨道短波不平顺产生的激振频率大于 20 Hz。车辆振动频率大于 20 Hz 时,轮轨相互作用力主要受车辆簧下质量的影响,而受转向架和车体的耦合运动影响较小^[15]。在此种情况下构建有限元模型,车辆一级悬挂以上的部件均可简化为有质量没有形状、尺寸的质量点,质量点定义在一级悬挂远离车轮的另一端。由于本文不考虑车轮的变形及磨损对轮轨力的影响,故车轮用刚性质量点代替。模型结构示意图如图 1a 所示,其中,A 和 B 分别为轨道短波不平顺的起始位置和终点位置。为保证模型计算的快速性和准确性,需要采用一种

新的建模方式,模拟列车的车轮及轮轨之间的耦合方式。本文使用 LS-DYNA 软件建立轮轨接触有限元模型,如图 1b 所示。列车以 LS-DYNA 中的 DISCRETE BEAM 简化表示,DISCRETE BEAM 两端的端点定义为质量点,远离轨道的质量点代表列车车厢及悬挂,统称为车体,和轨道接触的点代表列车车轮。车轮质量点可以沿 x 方向和 z 方向运动,车体质量点可以沿 x, y, z 方向运动。铁轨在模型中简化为截面为 I 型的 BEAM,以 DISCRETE BEAM 每隔 0.5 m 与道砟连接^[20-22]。铁轨上的点均可以沿垂直方向、横向和纵向移动。道砟和道床均为混凝土结构,道床与地面之间固定。图 1a 中 K_1 和 C_1 为一级悬挂弹簧的刚度和阻尼,取值为 1 680 kN/m 和 2 500 N·s/mm; K_2 和 C_2 分别为轨枕和轨道之间弹簧的刚度和阻尼,取值为 25 kN/mm 和 200 N·s/mm。



a 轮轨模型结构示意图



b LS-DYNA 轮轨有限元模型

图 1 轮轨模型

Fig. 1 Wheel-rail model

图 1 中轨道采用 UIC60 规格,钢轨的质量特性 60 kg/m;车轮以有质量的点代替,一组轮对质量 60 kg;轨道长度 30 m,包含了 61 根轨枕,轨枕间距离为 0.5 m。在 LS-DYNA 中,轨道以 Hughes-Liu 梁元素添加进 RAIL_TRACK 中,列车轮以点元素添加进 RAIL_TRAIN 中,以 RAIL_TRACK 和 RAIL_TRAIN 建立列车的轮轨接触模型。采用惩罚法约束车轮节点沿轨道滑动。轮轨间接触刚度 1.4×10^9 N/m,摩擦系数取 0.4。模型中道砟简化为均质连续材料,以 solid 单元模拟,其他参数见表 1。

列车行进方向为 x 方向,在整个轨道添加正弦型短波不平顺波,引起列车轮在 z 方向的振动。当 $t=0$ 时,列车轮在 z 方向位置为 $Z(x_0, 0)$,当 $t=t_i$ 时,车轮在 x 方向位置为 $X(vt_i)$,车轮处在 z 方向不平顺的理想位置为 $Z(x_i, t_i)$,即

$$Z(v, t_i) = M \sin\left(2\pi \frac{v}{3.6\lambda}(t_i - t_A) + \alpha_A\right)。 \quad (2)$$

式中: $Z(v, t_i)$ 为 t_i 时刻轨道不平顺波位置高度,m; M 为轨道不平顺波幅值,m; v 为列车速度,km/h; t_A 和 α_A 分别为列车轮子经过 A 点的时间和相位角度。

表 1 轮轨有限元模型参数

Table 1 Finite element model parameters of the wheel-rail model

项目名称	泊松比	密度/($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$)	弹性模量/MPa
钢轨	0.30	7.80×10^{-6}	2.10×10^5
车轮	0.30	7.80×10^{-6}	2.10×10^5
道床	0.20	2.70×10^{-6}	2.40×10^4
道砟	0.30	2.45×10^{-6}	3.45×10^4

由于本文只探讨轨道表面的短波不平顺波对列车轮激振力的影响,故不需要把轮子表面的粗糙度在模型中表达出来,只需把轨道的短波不平顺波作为变量参数加入耦合模型中。

采用 LS-DYNA 的显示求解器计算列车通过轨道时的轮轨垂向激振力,并用中心差分法在时间域上对运动方程进行逐步迭代求解,具体求解算法参考文献[23];显式积分算法的最大时间步长 Δt 可由计算模型的有效最高频率决定,即

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{\max}} (\sqrt{1 + \xi^2} - \xi) = \min\left(\frac{L_c}{c_d}\right) \quad (3)$$

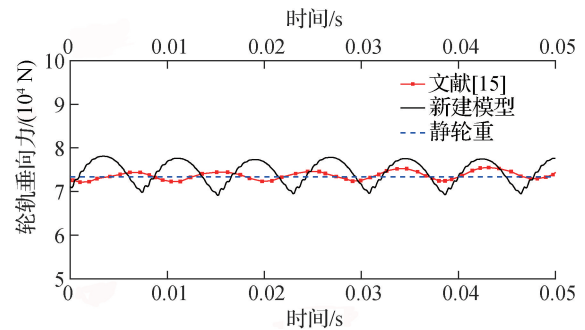
式中: ω_{\max} 为模型求解的最高频率; ξ 为系统的临界阻尼比; L_c 为单元最小长度; c_d 为材料波速,由材料本身决定。

所建模型中由于车轮简化为点元素, L_c 为车轮截面的尺寸,故 Δt 可调节到足够小,以满足求解模型的最高频率。该模型计算过程中 Δt 为模型计算的最小时间间隔,也是模型参数的最小采样时间间隔,本文中模型计算的时间步长取 $\Delta t = 6.46 \times 10^{-6}$ s(该时间步长为计算软件默认步长,能满足本文求解的最高频率,为保证计算准确性,故不再调整时间步长),以研究短波不平顺波引起的列车中高频激振力响应。

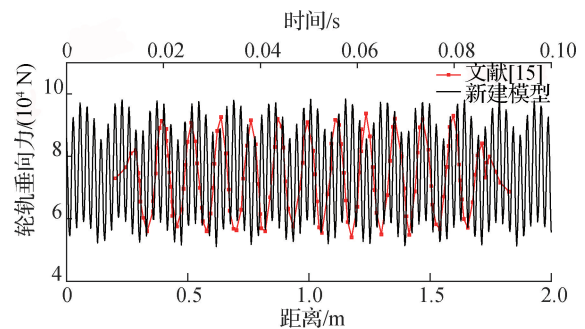
2 模型验证

为保证该种建模的正确性,在未添加轨道不平顺波情况下,列车经过轨道平顺区域,将得到的垂向轮轨力与之前学者^[14-16]的结果对比。模型轨枕间距为 0.65 m,列车速度为 300 km/h,静轮重 73.3 kN,轨道其他参数均参考文献[15]。图 2 为文献模拟数值曲线与使用本文研究模型得到的列车轮轨垂向力波形曲线对比。由图 2a 可知,列车在光滑轨道行驶时,轨道由于轮轨扣件等的支撑作用,使得车轮在经过轨枕支撑位置时产生周期性波动,轮轨垂向力在静轮重 73.3 kN 附近波动,波动周期等于轨枕间距与车轮速度的比值,这与文献[15]所描述的轮轨垂向力结果规律相符。本文模拟轮轨垂向力的最大值为

为 77.5 kN,文献[15]中轮轨垂向力最大值为 75.5 kN,两者误差为 2.6%,在可接受范围内,表明该模型模拟的可行性。图 2b 为 120 mm 不平顺波长轨道下的轮轨垂向力对比。本文中模型模拟数值最大值为 98.4 kN,文献[15]中垂向力最大值为 93.7 kN,两者误差为 5%,在可接受范围内。对图 2b 中的新建模型的列车垂向力进行快速傅里叶变换(fast Fourier transform, FFT),得到轮轨垂向力频率域曲线如图 3 所示。



a 光滑轨道



b 波长 120 mm 的不平顺轨道

图 2 轮轨垂向力对比数据

Fig. 2 Comparison data of vertical wheel-rail force

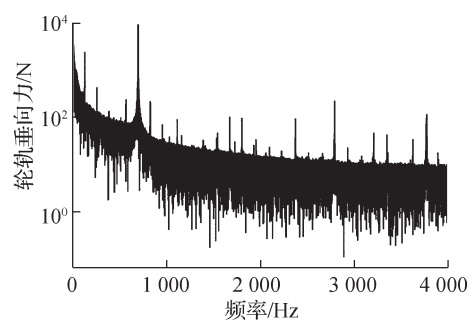


图 3 波长 120 mm 的不平顺轨道列车垂向力模拟数值频率域曲线

Fig. 3 Vertical wheel-rail force in frequency domain for irregular track with wavelength of 120 mm

列车经过波长 120 mm 不平顺轨道时,引起的列车激振频率为 696 Hz,与式(1)计算所得结果 694 Hz 相比,误差仅为 0.3%。因此该建模方法可正确模拟列车的轮轨力,且能合理地显示轮轨力的激振频率。

3 数值计算结果分析

为探讨激振力频率与轨道短波不平顺波之间的关系,本文模型中探讨 60,80,100,120 km/h 4 种不同车速,短波不平顺波 5,10,20,30,40,50,60,70,80,90,100 mm 11 种波长,0.005,0.007 5,0.01,0.012 5,0.015,0.017 5,0.02,0.022 5,0.025,0.027 5,0.03 mm 11 种幅值,共 484 种工况下的列车垂向力,并分析列车垂向力的特点。

3.1 短波不平顺波长对轮轨垂向接触力的影响

图 4 为车速分别为 60,80,100,120 km/h 时,列车轮轨垂向力随着轨道不平顺波长变化的曲线图。由图中曲线变化可知,随着不平顺波长的增加,

列车轮轨垂向力并不是单调地变大或者变小,而是在某些波长段,轮轨垂向力迅速增大,又迅速减小,在其他波长段轮轨垂向力变化平缓。对于影响轮轨力迅速变化的波长段,本文中称之为轮轨垂向力的敏感波长,而不同的列车速度下,轮轨垂向力的敏感波长又有不同。图 4a 列车速度为 60 km/h 时,垂向力的敏感波长段为 0.04~0.07 m,尤其在波长 0.06 m 时,轮轨垂向力达到最大。图 4b 列车速度为 80 km/h 时,垂向力的敏感波长段为 0.07~0.1 m,其在波长 0.09 m 时,轮轨垂向力达到最大。对于图 4c 列车速度为 100 km/h 时,垂向力的敏感波长段为 0.005~0.02 m 和 0.07~0.1 m。而图 4d 列车速度为 120 km/h 时,垂向力的敏感波长段为 0.08~0.1 m,其在波长 0.1 m 时,轮轨垂向力达到最大。后续讨论列车频率与垂向力关系及不平顺波长幅值与垂向力关系时会避开敏感波长区段,因为在敏感波长区段,列车动力非常大,列车行驶过程中车轮会有悬空,易造成行驶过程不稳定。

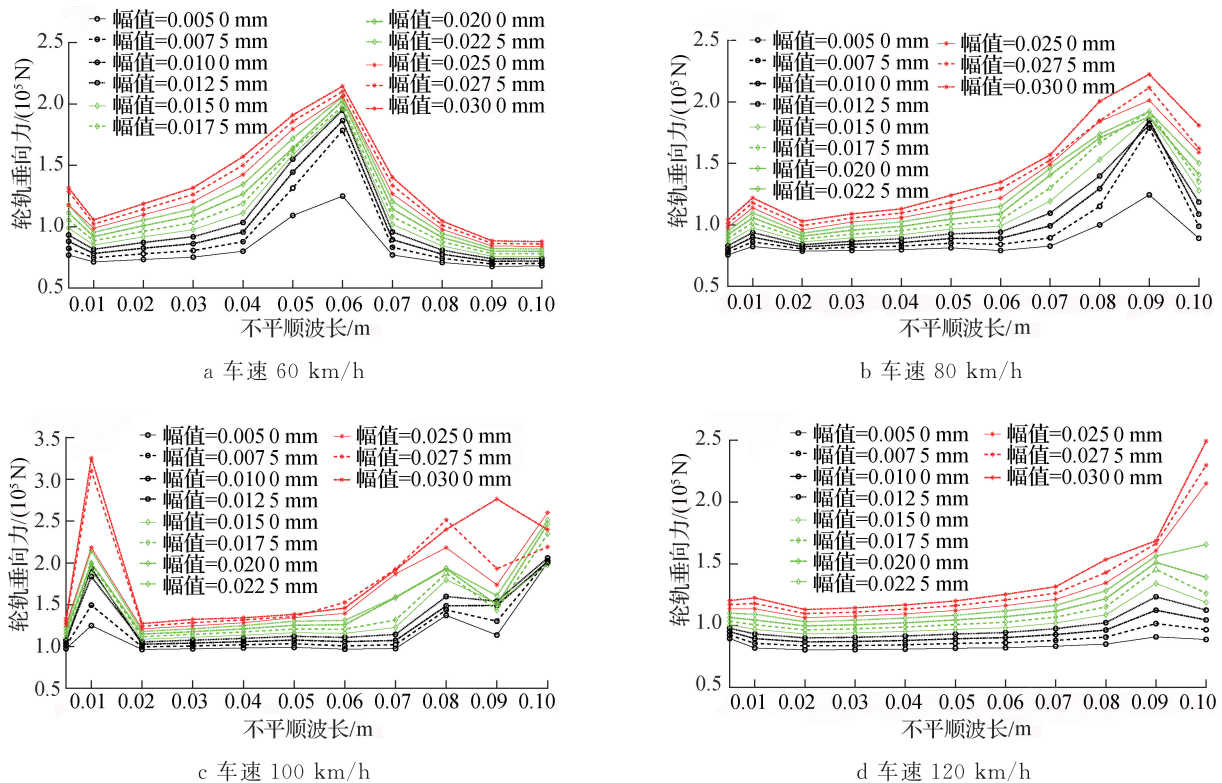


图 4 不平顺波长与轮轨垂向力关系

Fig. 4 Relationship between irregular wavelength and vertical wheel-rail force

3.2 轮轨垂向力与频率之间的关系

为探讨轮轨垂向力与频率间的关系,选取轨道的不平顺曲线是波长为 0.01 m 正弦曲线。图 5~图 7 分别为车速 60,80,120 km/h 时轮轨垂向力的时间

域曲线和对应的频率域曲线图。3 种速度下,轮轨力的共振频率由式(1)可求得分别为 1 670,2 220 和 3 330 Hz,模拟值与理论计算结果相近,可知该种建模方法能够合理地预测列车的垂向轮轨力。

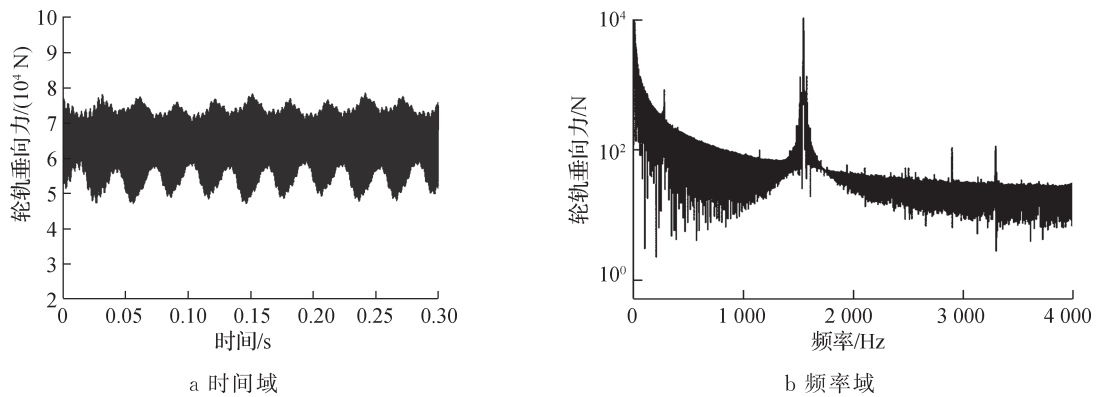


图 5 60 km/h 车速下的轮轨垂向力
Fig. 5 Vertical wheel-rail force at 60 km/h

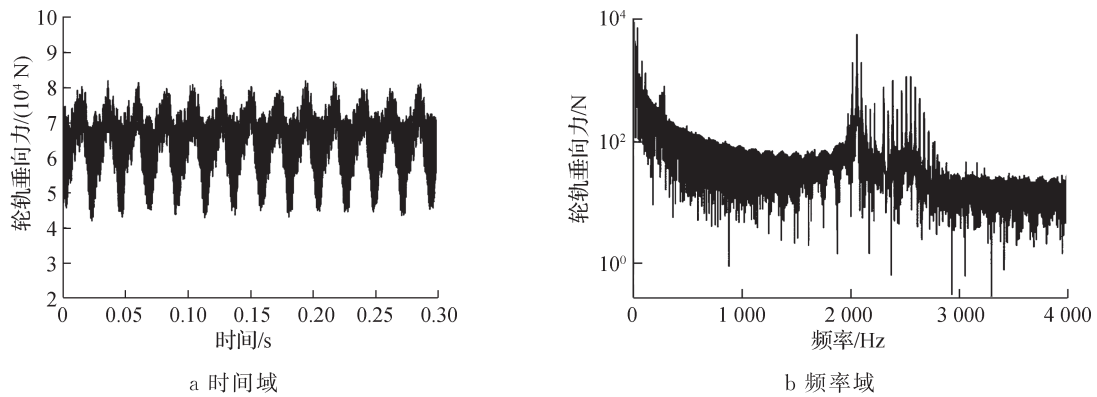


图 6 80 km/h 车速下轮轨垂向力
Fig. 6 Vertical wheel-rail force at 80 km/h

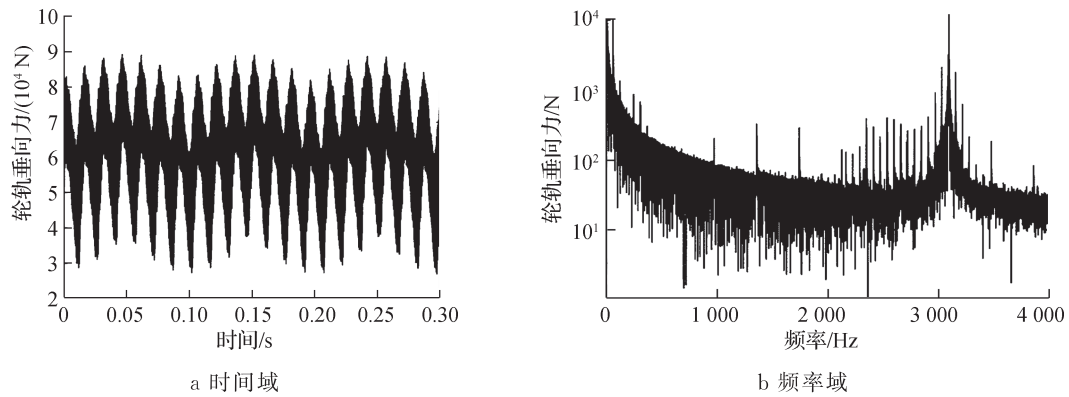


图 7 120 km/h 车速下轮轨垂向力
Fig. 7 Vertical wheel-rail force at 120 km/h

由式(1)可知,影响激振力频率的因素有车速和不平顺波长两个变量。考虑 200~1 000 Hz 范围不同车速下列车激振频率和垂向力的关系,如图 8 所示。图 8 中车速 60 km/h 时,取不平顺波长 0.01~0.1 m(波长为 0.01,0.02,0.03,⋯,0.1 m),由式(1)可得其列车垂向激振力的频率范围为 167~1 670 Hz,把对应波长、频率下的轮轨垂向力最大值

连成曲线,构成图中列车 60 km/h 时频率域的最大轮轨垂向力曲线。车速 80 km/h 时,取不平顺波长 0.01~0.12 m(波长为 0.01,0.02,0.03,⋯,0.12 m),根据式(1)频率范围为 185~2 220 Hz,把对应波长、频率下的轮轨垂向力最大值连成曲线,构成图中列车 80 km/h 时频率域的最大轮轨垂向力曲线。车速 100 km/h 时,取不平顺波长 0.01~0.16 m

(波长为 0.01, 0.02, 0.03, ..., 0.16 m), 根据式(1) 频率范围为 174~2 777 Hz, 把对应波长、频率下的轮轨垂向力最大值连成曲线, 构成列车 100 km/h 时频率域的最大轮轨垂向力曲线。车速 120 km/h 时, 取不平顺波长 0.01~0.2 m (波长为 0.01, 0.02, 0.03, ..., 0.2 m), 根据式(1) 频率范围为 167~3 330 Hz, 把对应波长、频率下的轮轨垂向力最大值连成曲线, 构成图中列车 120 km/h 时频率域的最大轮轨垂向力曲线。图 8 曲线表明, 无论车速大小, 激振频率在 300 Hz 左右时, 轮轨垂向力都达到最大值。这是由于该频率接近轨道 45 阶模态频率 291.949 Hz, 该阶模态形状主要为轨道在垂向的振动, 如图 9 所示。因此若车速与不平顺波长的比值接近铁轨振动的该频率, 就会引起车轮和铁轨的共振, 导致车轮和铁轨垂向接触力急速增大。

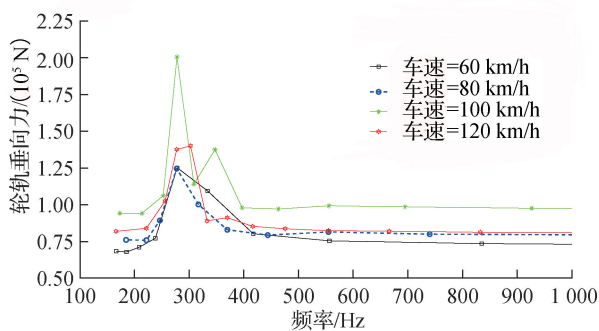


图 8 频率域不同车速最大轮轨垂向力曲线

Fig. 8 Maximum vertical wheel-rail force curve at different speeds in frequency domain

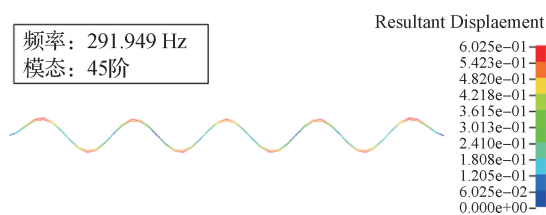


图 9 轨道模态

Fig. 9 Mode shape of the track

3.3 短波不平顺波幅值对垂向轮轨力的影响

为进一步定量研究不平顺波幅值对垂向力的影响, 将垂向力变化值 ΔF 与对应的不平顺波幅值变化量 ΔA 的比值大小, 即 $\Delta F/\Delta A$ (后文以 R 代表该比值), 作为衡量幅值变化对轮轨垂向接触力影响大小的数据。该值越大, 表明随着不平顺波幅值的增加, 轮轨力增加得越快, 轮轨垂向接触力对该波长的不平顺波越敏感; 该值越小, 说明随着不平顺波幅值的增加, 轮轨力增加得越慢, 轮轨垂向接触力对该波

长的不平顺波越不敏感。

从图 10 中可以看出, 不平顺波长 0.02 m 时, 轮轨垂向力随着不平顺波幅值的增加而增大, 且垂向力和幅值之间的关系近似线性关系。用拟合数据的方式, 求出 4 种速度下的拟合曲线, 如图 11 所示。

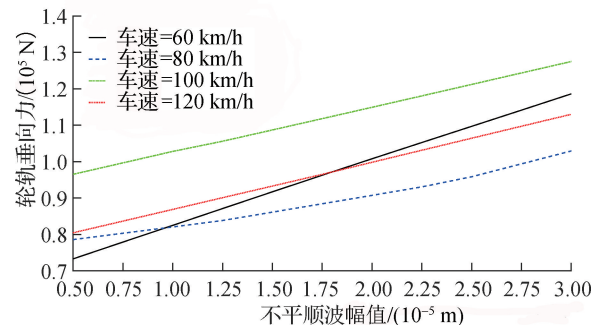


图 10 不平顺波长 0.02 m 时幅值和垂向力关系曲线

Fig. 10 Relationship between irregularity amplitude and vertical force at the wavelength of 0.02 m

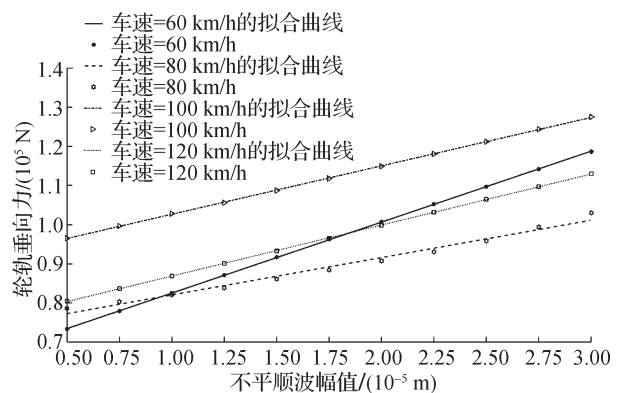


图 11 拟合曲线(fitted curve)和原数据对比

Fig. 11 Comparison between the original data and fitted curve

车速 60, 80, 100, 120 km/h 时对应的 4 组 R 的值分别为 1.8×10^9 , 1.2×10^9 , 1.24×10^9 , 1.3×10^9 N/m。由数据和图 11 中的拟合曲线均可明显看出, 车速 60 km/h 时, 轮轨垂向力受不平顺波幅值变化的影响最大。而其他 3 组, 轮轨垂向力受不平顺波幅值变化的影响很接近, 且影响均小于车速 60 km/h 时的情况。由本文中的数据可得出, 车速越低, 不平顺波幅值变化对轮轨垂向力的影响越大; 而车速越高, 不平顺波幅值变化对垂向力的影响越小, 车速在 80~120 km/h 之间时, 轮轨垂向力受不平顺波幅值变化的影响程度与车速大小几乎无关。列车在低速行驶时, 车轮经过轨道的不平顺波处, 车轮与轨道之间的“瞬时碰撞”时间更长一些, 列车的

轮轨垂向力主要是受车轮距原来轨道表面理论位置的高度影响,即受不平顺波幅值的影响更多。列车在高速行驶时,车轮经过轨道的不平顺波处,车轮与轨道之间的“瞬时碰撞”时间更短一些,列车的轮轨垂向力受车轮与不平顺波处“碰撞”产生的力的影响更大一些。因此在同一不平顺波长时,幅值变化对列车轮轨力变化的影响小于“碰撞力”的影响,车速在某一区间时,车速变化基本不影响 R 的值。

图 12 为列车速度 60 km/h,轨道不平顺波长 0.01~0.1 m 时,轮轨垂向力与不平顺波幅值之间的变化关系曲线。

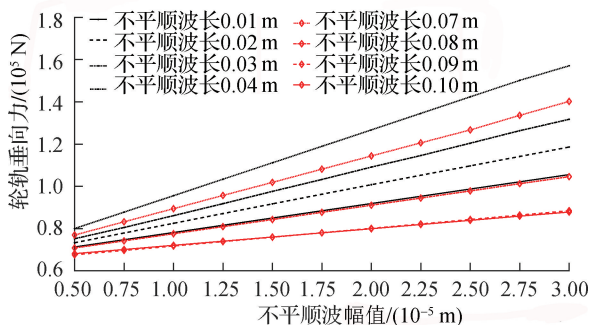


图 12 车速 60 km/h 时轮轨垂向力与不平顺波幅值关系
Fig. 12 Relationship between the irregularity amplitude and the vertical wheel-rail force at 60 km/h

由图 12 可知,在 0.01~0.04 m 波长范围内,随着轨道不平顺波幅值的增大,轮轨垂向力也增大,且不平顺波长越长,轮轨垂向力随着幅值增大而增大的速度越快,即不平顺波长越长, R 值越大。在 0.07~0.1 m 波长范围内,随着轨道不平顺波幅值的增大,轮轨垂向力也增大,且不平顺波长越长,轮轨垂向力随幅值增大而增大的速度降低,即不平顺波长越长, R 值越小。根据“3.1”节结论,列车速度为 60 km/h 时,0.05 m 和 0.06 m 为轨道不平顺敏感波长,小于敏感波长的不平顺波长越大, R 值越大;大于敏感波长的不平顺波长越长, R 值越小。列车在行驶过程中,轮子和轨道碰撞产生轮轨力,轮轨力一部分由撞击产生,另一部分由轨道不平整造成轮子位置变化引起,这两部分力的垂向合力构成轮轨的总的垂向力,在不同的行驶状态和不同的轨道状况下,这两部分力所占总的激振力的比例不同,导致轮轨垂向力的变化趋势不同。在轨道不平顺大于敏感波长时,随着不平顺波长的增加,在相同的幅值情况下,轮子位置变化引起的力基本不变,但轮轨撞击产生的力会大幅减小,导致总的轮轨垂向力降低,即 R 值减小;

在轨道不平顺波小于敏感波长时,随不平顺波长的增加,在相同的幅值情况下,轮子的位置变化引起的力基本不变,但轮轨撞击的频率由于越来越接近轨道的 45 阶模态频率 291.949 Hz,从而导致轮轨撞击的力增大,总的轮轨垂向力增大,即 R 值增大。

4 结论与建议

本文采用 LS-DYNA 软件,完成列车轮轨的耦合建模,并分析列车轮轨垂向力的影响参数及特点。模型中车轮以有质量的点代替,轨道以 Hughes-Liu 梁元素建模。该方法以质量点代替车轮,简化了车轮的三维结构,从而不用对车轮进行有限单元划分。在模拟高频振动时,也不用考虑单元尺寸的大小对模拟最高频率的限制。本文中模型可模拟任意性质的轨道短波不平顺,及其他轨道参数引起的高频的列车轮轨动态响应。利用该模型模拟不同工况下的轮轨垂向力,得出以下结论。

(1) 该种建模方式可有效计算列车轮轨接触引发的高频激振力。相比普通的有限元车轮、轨道建模方式,可大大节省计算时间,提升计算的效率。

(2) 在相同速度条件下,随着轨道短波不平顺波长的增加,轮轨垂向力并不是呈单调地增加或者减小的趋势,而是在某些波长区间,轮轨力迅速增加再迅速减小,该区段称为轮轨力的敏感波长区段。在其他波长区段,轮轨力则呈缓慢单调递减或递增的趋势。对于不同车速,其轮轨力的敏感波长区段则不同。车速与不平顺波长的比值,满足式(1)的振动频率为 300 Hz 左右时,该波长区段为敏感波长区段。对于时速 80 km/h 的普通列车轨道,应避免敏感波长区段 0.07~0.1 m,以保证避开过大的列车轮轨力,从而避免引起列车车轮过早破坏或事故。因此在对轨道进行养护时,应保证轨道敏感波长区段的不平顺波被移除,从而保证列车经过时,能有较小的轮轨垂向接触力,进而保证行车安全及延长轨道的养护周期及使用寿命。

(3) 相同速度和相同波长的短波不平顺条件下,轮轨垂向力随着轨道短波不平顺波幅值的增加呈线性单调增加;在相同速度下,不同的短波不平顺波长,轮轨垂向力随着短波不平顺波幅值增加而增加的幅度不同,在 0.01~0.04 m 波长范围内,随着不平顺波长的增加,轮轨垂向力受不平顺波幅值变化的影响增大,即 R 值增大;在 0.07~0.1 m 波长范围内,随着不平顺波长的增加,轮轨垂向力受不平

顺幅值变化的影响降低,即 R 值减小。

(4) 0.02 m 不平顺波长下,列车速度越小,轮轨垂向力受不平顺幅值变化影响越大,即 R 值越大。

本文使用的列车轮轨耦合模型简化方法,由于网格划分元素少,仿真时间短,可以适用于桥梁列车轮轨力的快速预测,从而为桥梁施工提供理论支撑。

参考文献:

- [1] THOMPSON D. Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control [M]. UK: Elsevier Science, 2013.
- [2] GRASSIE S L. Rail irregularities, corrugation and acoustic roughness: characteristics, significance and effects of reprofiling[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2012, 226(5): 542-557.
- [3] NIELSEN J C O, LUNDEN R, JOHANSSON A, et al. Train-track interaction and mechanisms of irregular wear on wheel and rail surfaces[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 40(1/2/3): 3-54.
- [4] SALCHER P, ADAM C, KUISLE A. A stochastic view on the effect of random rail irregularities on railway bridge vibrations[J]. Structure and Infrastructure Engineering, 2019, 15(12): 1649-1664.
- [5] SADEGHI J, RABIEE S, KHAJEHDEZFULY A. Effect of rail irregularities on ride comfort of train moving over ballast-less tracks[J]. International Journal of Structural Stability and Dynamics, 2019, 19(6): 1950060.
- [6] XIN Tao, WANG Juguang, FANG Qian, et al. Passenger ride comfort in subway due to new subway excavation below[J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2023, 132: 104904.
- [7] CHUPANIT P, PHROMSORN C. The importance of bridge health monitoring[J]. International Journal of Civil, Environmental, Structural, Construction and Architectural Engineering, 2012, 6(6): 359-392.
- [8] NTOTSIOS E, PAPANIMITRIOU C, PANETSOS P, et al. Bridge health monitoring system based on vibration measurements[J]. Bulletin of Earthquake Engineering, 2009, 7(2): 469-483.
- [9] XIN Tao, WANG Pengsong, DING Yu. Effect of long-wavelength track irregularities on vehicle dynamic responses[J]. Shock and Vibration, 2019, 2019(3): 4178065.
- [10] 陈宪麦,彭良坤,孙宪夫,等. 高速铁路 0.01~1 m 波段高低轨道不平顺特性分析[J]. 铁道科学与工程学报, 2024, 21(3): 891-900.
- [11] GADHAVE R, VYAS N S. Rail-wheel contact forces and track irregularity estimation from on-board accelerometer data[J]. Vehicle System Dynamics, 2022, 60(6): 2145-2166.
- [12] MU Di, CHOI D H. Dynamic responses of a continuous beam railway bridge under moving high speed train with random track irregularity[J]. International Journal of Steel Structures, 2014, 14(4): 797-810.
- [13] JAVAID O, CHOI D H. Effect of track irregularities on the response of two-way railway tracks[J]. Applied Sciences, 2019, 10(11): 1-17.
- [14] 周永健,练松良,杨文忠. 轨面短波不平顺对轮轨力影响的研究[J]. 华东交通大学学报, 2009, 26(4): 6-12.
- [15] 牛留斌. 钢轨波磨区轨道短波不平顺与轮轨垂向力的关系[J]. 铁道建筑, 2020, 60(12): 113-116.
- [16] 牛留斌,刘金朝,孙善超,等. 钢轨波磨指数与轨道短波不平顺关系研究[J]. 中国铁道科学, 2020, 41(5): 46-55.
- [17] ZHOU Xiongfei, JING Lin, MA Xiaoqi. Dynamic finite element simulation of wheel-rail contact response for the straight track case[J]. Advances in Structural Engineering, 2021, 24(5): 856-869.
- [18] YANG Yunfan, LING Liang, WANG Chao, et al. Wheel/rail dynamic interaction induced by polygonal wear of locomotive wheels[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 60(1): 211-235.
- [19] WU Yue, JIN Xuesong, CAI Wubin, et al. Key factors of the initiation and development of polygonal wear in the wheels of a high-speed train[J]. Applied Sciences, 2020, 10(17): 5880.
- [20] KLASZTORNY M, SZURGOTT P. Modeling and simulation of bridge-track-train systems at high service velocities with LS-DYNA[C]. 12th International LS-DYNA Users Conference, Dearborn, MI, USA, 2012: 1-14.
- [21] LIU Dan, LIU Yufeng, REN Juanjuan, et al. Contact loss beneath track slab caused by deteriorated cement emulsified asphalt mortar: dynamic characteristics of vehicle-slab track system and prototype experiment[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2016, 2016(11): 3073784.
- [22] NGAMKHANONG C, MING Q Y, LI Ting, et al. Dynamic train-track interactions over railway track stiffness transition zones using baseplate fastening systems [J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 118: 104866.
- [23] STEENBERGEN M J M M. Quantification of dynamic wheel-rail contact forces at short rail irregularities and application to measured rail welds[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 312(4/5): 606-629.

(责任编辑:褚金红 实习编辑:易圣杰)