

轮轨耦合激励下高速列车齿轮箱体振动特性

朱海燕¹, 卢乔丹¹, 胡军¹, 叶小芬³, 裴帮², 师陆冰²,
刘忠明², 魏昱洲³, 徐颖杰²

(1. 华东交通大学机电与车辆工程学院, 江西 南昌 330013; 2. 郑州机械研究所有限公司, 河南 郑州 450001;
3. 中车戚墅堰机车车辆工艺研究所股份有限公司, 江苏 常州 213011)

摘要:【目的】探究车轮多边形与钢轨波磨耦合激励下高速列车齿轮箱体振动特性。【方法】建立轮对、齿轮箱体和轨道均为柔性体的刚柔耦合动力学模型, 在齿轮箱体布置3个振动加速度传感器, 对不同工况开展动力学仿真, 分析齿轮箱体各测点的振动加速度。【结果】在轮轨耦合激励下, 同一车速下, 车轮多边形为23阶, 波幅为0.01 mm时各测点振动加速度均方根值最大, 在3个测点中车轮多边形对测点B的影响最大; 在钢轨波磨激励下, 测点B受到牵引电机谐波转矩与齿轮副啮合的共同作用在3测点中振动加速度均方根值最大, 测点A、C的振动加速度均方根值随波幅的增大而增大; 对比含武广谱的轮轨耦合激励, 由轮轨激励引发的振动频率与齿轮箱体第5阶固有频率接近, 诱发共振。【结论】列车变速运行或改变齿轮箱结构可避免共振。

关键词: 高速列车; 齿轮箱体; 钢轨波磨; 车轮多边形

中图分类号: U270.3

文献标志码: A

Study on Vibration Characteristics of High-Speed Train Gearbox Housing Under Wheel-Rail Coupling Excitation

Zhu Haiyan¹, Lu Qiaodan¹, Hu Jun¹, Ye Xiaofen³, Pei Bang², Shi Lubing²,
Liu Zhongming², Wei Yuzhou³, Xu Yingjie²

(1. School of Mechatronics & Vehicle Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China;
2. Zhengzhou Research Institute of Mechanical Engineering CO., Ltd., Zhengzhou 450001, China;
3. CRRC Qishuyan Institute CO., Ltd., Changzhou 213011, China)

Abstract: 【Object】 Explore the vibration characteristics of high-speed train gearbox housing under the coupling excitation of wheel polygon and rail corrugation. 【Method】 The rigid-flexible coupling dynamic model of wheelset, gearbox housing and track was established. Three vibration acceleration sensors were arranged in the gearbox housing, and dynamic simulation was carried out under different working conditions to analyze the vibration acceleration of each measuring point of gearbox housing. 【Result】 Under the wheel-rail coupling excitation, at the same speed and with the wheel polygon of 23 order and the amplitude of 0.01 mm, the root mean

收稿日期: 2024-04-06

基金项目: 江西省自然科学基金面上项目(20224BAB204040); 江西省自然科学基金面上重点项目(20232ACB204022); 研究生创新资助计划(YC2022-s520); 河南省中央引导地方科技发展基金(Z20221341003)

square value of the vibration acceleration of each measuring point is the largest, and the wheel polygon has the greatest influence on the measuring point B in the three measuring points. Under the excitation of rail corrugation, the root mean square value of vibration acceleration of measuring point B is the largest among the three measuring points under the combined action of harmonic torque of traction motor and gear meshing. The root mean square value of vibration acceleration of measuring points A and C increases with the increase of amplitude. Compared with the wheel-rail coupling excitation with broad spectrum, the vibration frequency caused by wheel-rail excitation is close to the 5th order natural frequency of the gearbox housing, which induces resonance. **【Conclusion】**The resonance can be avoided by changing the speed of the train or changing the structure of the gearbox.

Key words: high-speed train; gearbox housing; rail corrugation; wheel polygon

【研究意义】在复杂服役工况下,齿轮箱体要承受牵引齿轮传动系统复杂时变内外部激励、牵引电机谐波转矩和轮轨所产生的激励,导致高速列车齿轮箱体损伤引发列车安全事故。轨道不平顺和车轮多边形激励产生的高频振动冲击,导致齿轮箱体振动加速度、动应力等参数偏大,缩短齿轮箱体的使用寿命。明确轮轨耦合激励对齿轮箱体振动特性的影响,对避免结构共振和齿轮箱体的结构设计具有理论指导意义。

【研究现状】为研究齿轮箱故障工况下的振动特性,Parey等^[1-2]建立齿轮传动系统的多自由度模型。Bhargava等^[3]和Carbonelli等^[4]通过有限元分析得到齿轮箱体固有模态振型。成军强等^[5]对地铁齿轮箱体进行自由模态分析。张涛等^[6]通过台架试验识别出高速列车齿轮箱装配状态下的模态参数,利用锤击试验确定虚假模态振动来源以及各零部件对台架试验中齿轮箱体振动响应的影响。Kahraman等^[7]在齿轮箱体上添加外部激励,研究不同激励下振动特性。Zhang等^[8]对齿轮箱进行了动应力测试,确定了外部激励条件下齿轮箱体结构的应力及分布,分析齿轮箱裂纹产生的原因。研究还发现,由齿轮箱振动造成的噪声和损坏比单纯的齿轮啮合更加严重^[9];齿轮箱体比轴箱更易受速度变化的影响^[10];齿轮在瞬间启动或加速时齿轮箱体产生较大的振动^[11];轨道不平顺和车轮多边形工况下齿轮箱体动应力变化规律,速度、线路条件及车轮踏面都会影响齿轮箱体的受力状态^[12-13];研究在不

同轨道不平顺及车轮多边形工况下的齿轮箱体动应力分布时,发现在油位窗口和底部表面应力较大^[14-15],确定了齿轮箱体的重点研究部位。目前大部分对齿轮箱体的研究主要集中于齿轮内部激励所造成的损伤,对外部激励下齿轮箱体的振动特性研究较少。

【创新特色】本文建立车辆-轨道刚柔耦合动力学模型,同时添加车轮多边形和钢轨波磨激励,研究轮轨耦合激励下高速列车齿轮箱体的振动特性。

【关键问题】研究轮轨耦合激励对齿轮箱体振动特性影响,使列车变速运行或改变齿轮箱体的结构从而避免发生共振,有效延长齿轮箱体使用寿命。

1 构建刚柔耦合动力学模型

1.1 车辆-轨道系统刚柔耦合动力学模型

在传统车辆-轨道动力学模型中,全刚体能有效缩短计算时间,但在考虑高速运行状态下,车辆系统某些部件会发生严重的共振现象。建立考虑轮对、齿轮箱体和轨道为柔性体,其他部件均为刚体的刚柔耦合动力学模型,将柔性钢轨作为激励区域,能更加真实反映齿轮箱体各部位振动情况。齿轮传动系统是由驱动轴、小齿轮、从动轴、大齿轮和箱体构成,由牵引电机带动驱动轴驱动小齿轮,齿轮啮合带动大齿轮,大齿轮安装在从动轴上,从动轴带动轮对牵引列车前进,拓扑结构如图1所示。

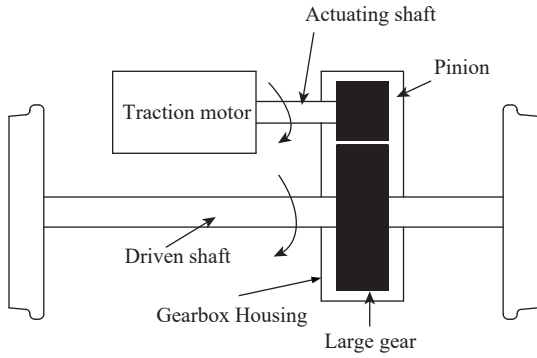


图1 齿轮箱传动结构

Fig. 1 Gearbox housing transmission structure

用Ansys建立高速列车柔性齿轮箱体,在从动轮与车轴连接轴承座处和C型支架处施加约束,根据赫兹相关公式计算施加约束的刚度值如表1所示,从动轮与车轴较长侧、从动轮与车轴较短侧及主动轮与车轮侧施加3个方向的约束刚度,主动轮与牵引电机侧施加X、Y两个方向的刚度。

表1 齿轮箱约束的刚度值

Tab.1 Gearbox constraint stiffness value N/mm			
Position	K_x	K_y	K_z
Longer side of axle	8.49×10^8	8.55×10^8	8.55×10^8
Shorter side of axle	1.49×10^9	8.65×10^9	8.65×10^9
Generator-side	3.51×10^8	3.45×10^8	/
Wheel side	3.31×10^8	3.21×10^8	3.21×10^8

用Abaqus建立长21 m的CN60柔性钢轨(密度 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,杨氏模量 $2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$,泊松比0.3)和柔性轮对,在钢轨上表面沿长度方向每隔30 cm划分一个耦合节点,底面每隔60 cm划分一个耦合节点,边界条件保留主节点的自由度,有限元分析得到齿轮箱体和钢轨的固有频率如表2所示。

表2 齿轮箱体和钢轨固有频率

Tab.2 Gearbox housing and rail natural frequency Hz		
Order	Gearbox housing	Rail
1	554.29	1.06
2	668.66	2.60
3	682.16	2.91
4	720.66	5.72
5	867.59	7.17
6	974.36	9.49

选择齿轮箱振动最明显的3个位置作为加速度测点,A为齿面观测孔,B为小齿轮箱体正上方,C为

油液观测孔,如图2(a)所示,安装位置如图2(b)所示。用Simpack建立轮对、齿轮箱体和轨道为柔性体,其余部件为刚性体的动力学模型如图3所示,模型有27个刚体、2个柔性轮对、2个柔性齿轮箱体和一段柔性钢轨,柔性钢轨安装在距轨道起始位置100 m。模型包含1个车体、2个构架、4个轮对、4个电机吊架、8个轴箱,每个轮对上有机箱,齿轮箱内有大齿轮及小齿轮,运动方向有纵向、横向、垂向、侧滚、点头和摇头,整个模型共有74个自由度,车体、构架、轮对和电机吊架各包含6个方向的自由度,轴箱、大小齿轮只具有1个绕Y方向转动的自由度,齿轮箱有3个平动和1个转动自由度。

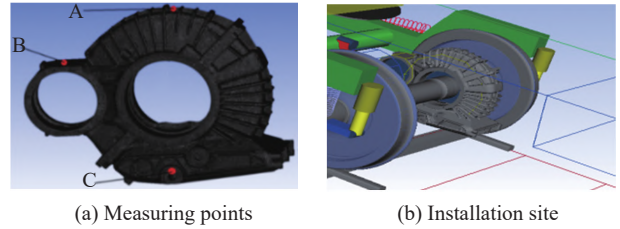


图2 齿轮箱体测点及安装位置

Fig. 2 Gearbox housing measuring point and installation

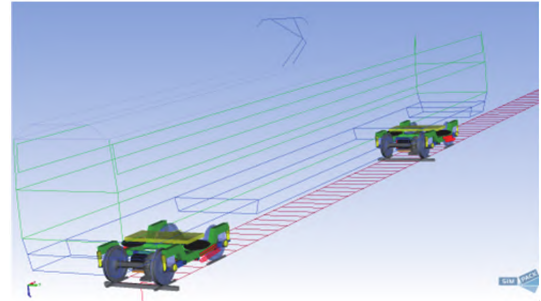


图3 车辆-轨道刚柔耦合动力学模型

Fig. 3 Vehicle-track rigid-flexible coupling dynamic model

1.2 轮轨激励函数

1.2.1 钢轨波磨激励函数

钢轨波磨一般表示为周期性谐波磨耗,波磨在钢轨纵向距离 x 处的幅值大小为

$$z = Z_0 \cos\left(2\pi \frac{x}{L} + \varphi_0\right) \quad (1)$$

式中: Z_0 为钢轨波磨波峰高度,mm; φ_0 为初始相位角,rad; L 为波磨波长,mm; x 为距起始位置的距离,mm;复杂的钢轨波磨可由多个简谐波组成。

高速列车以不同速度通过钢轨波磨区段时,由不同波长引起的列车振动频率为

$$f = \frac{v}{3.6\lambda} \quad (2)$$

式中： f 为高速列车振动频率，Hz； v 为列车通过波磨区段的速度，km/h； λ 为波磨波长，m。

实际工况下钢轨波磨函数是由多个正弦函数叠加，仿真分析用函数模拟实际工况下的钢轨波磨形态，利用式(1)在Matlab中编程，通过傅里叶变换，叠加武广轨道不平顺谱构造本文所需不同波长波幅的钢轨波磨数据。

1.2.2 车轮多边形激励函数

考虑车轮多边形半径偏差与阶数、不圆度及旋转角度之间的函数关系，将这些参数以谐波函数形式进行模拟，得到车轮多边形函数表达式^[16]

$$\Delta R(\beta) = CA \sin(n(\beta + \beta_0)) \quad \beta \in (0, 2\pi] \quad (3)$$

式中： ΔR 为车轮半径偏差； A 为振幅； n 为车轮多边形阶数； C 为不圆度； β 为车轮旋转角度； β_0 为一个额外相对转动和偏移。车轮多边形激励添加在Simpack软件中设置相关参数改变车轮多边形阶数

和波幅。

1.3 模型验证

对比实际服役工况和仿真结果，实际数据来自哈大线路，列车的速度300 km/h，线路为直线区段。图4为齿轮箱振动加速度幅值频域仿真和线路试验结果对比，两者的频率成分基本吻合，在横向上，仿真频率57 Hz处齿轮箱振动加速度幅值为0.15 g，试验频率59 Hz处齿轮箱振动加速度幅值为0.34 g，仿真频率2 477 Hz处齿轮箱振动加速度幅值为0.36 g，试验频率2 464 Hz处齿轮箱振动加速度幅值为0.48 g；在垂向上，仿真频率69 Hz处齿轮箱振动加速度幅值为0.10 g，试验频率69 Hz处齿轮箱振动加速度幅值为0.17 g，仿真频率2 468 Hz处齿轮箱振动加速度幅值为0.19 g，试验频率2 476 Hz处齿轮箱振动加速度幅值为0.47 g。可以看出仿真与试验频率成分基本一致，能模拟实际运行工况，模型符合要求。

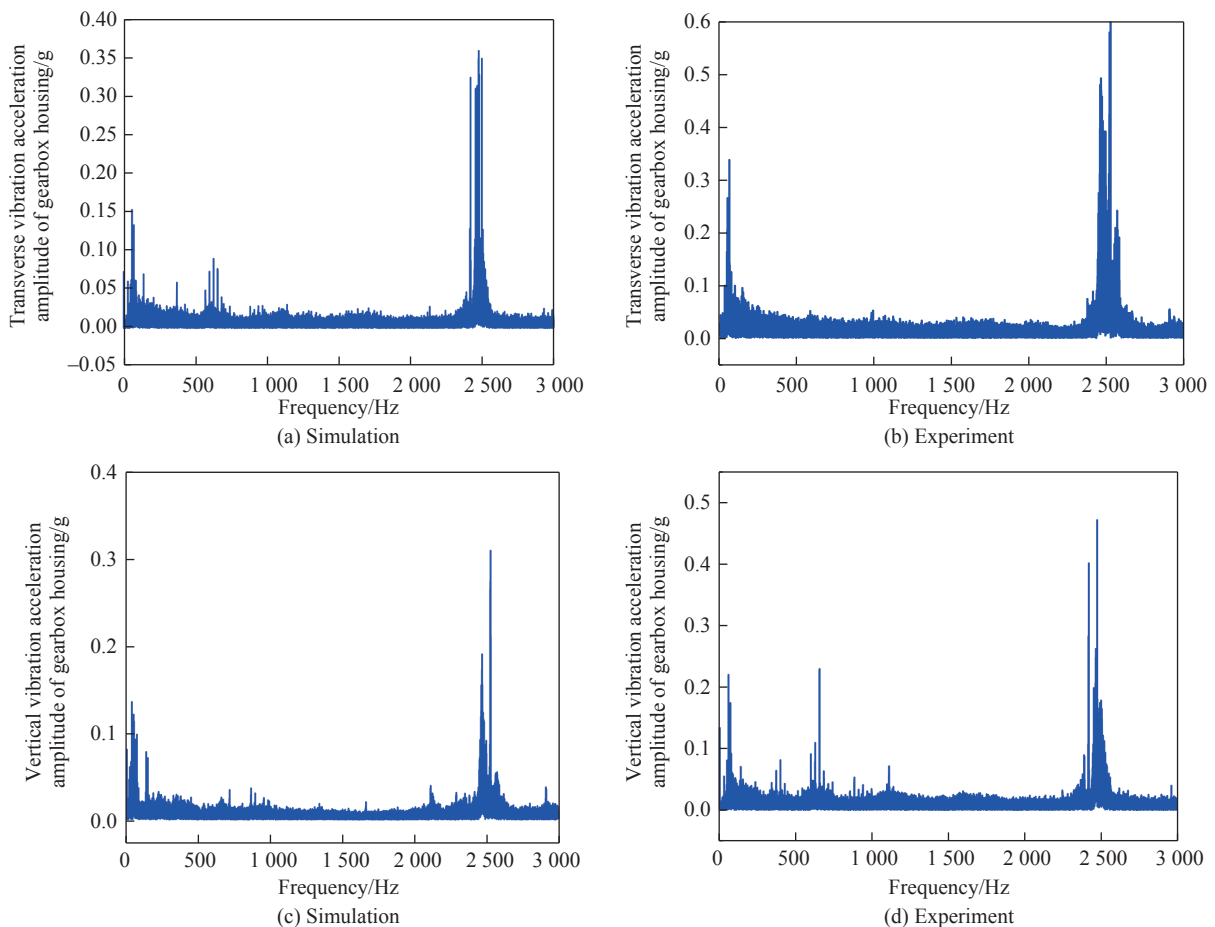


图4 齿轮箱体振动加速度幅值频域仿真与试验结果对比

Fig. 4 Comparison of frequency domain simulation and test results of vibration acceleration amplitude of gearbox housing

2 轮轨激励下齿轮箱体振动分析

2.1 车轮多边形激励对齿轮箱体振动特性影响

2.1.1 车轮多边形阶数对齿轮箱体振动特性影响

车轮多边形与钢轨波磨形成的轮轨激励,会对轮轨系统产生很大的冲击载荷,服役线路上车轮多边形和钢轨波磨形成的轮轨耦合激励对齿轮箱体振动特性的影响尚不明确,因此有必要探究。

设置钢轨波磨波长为 100 mm,波深为 0.01 mm,对比分析列车在 5 种速度 3 种车轮多边形阶数组合工况下齿轮箱体各测点的振动加速度幅值,列车的运行速度为 240, 270, 300, 330 km/h 和 360 km/h,基于试验运行的动车组齿轮箱的振动数据^[9]和车轮多

边形统计数据^[17-18],设置车轮多边形阶数为 1 阶、11 阶和 23 阶。

由图 5 可知,当速度小于 300 km/h 时,齿轮箱体各测点的振动加速度均方根值受车轮多边形阶数的影响较为明显,速度从 240 km/h 增加到 300 km/h 时,各测点的振动加速度均方根值大多随着车速增加先增加后减小。同一车速下,各测点的振动加速度均方根值在 23 阶达到最大,11 阶的最小,1 阶居中,在齿轮箱的 3 个测点中,测点 B 在 3 个方向的振动加速度均方根值最大。当速度大于 300 km/h 时,各测点的振动加速度均方根值受车轮多边形阶数的影响甚微,而受速度的影响比较显著,其响应特征主要表现为:测点 A 在 X 方向呈持续减小趋势,在

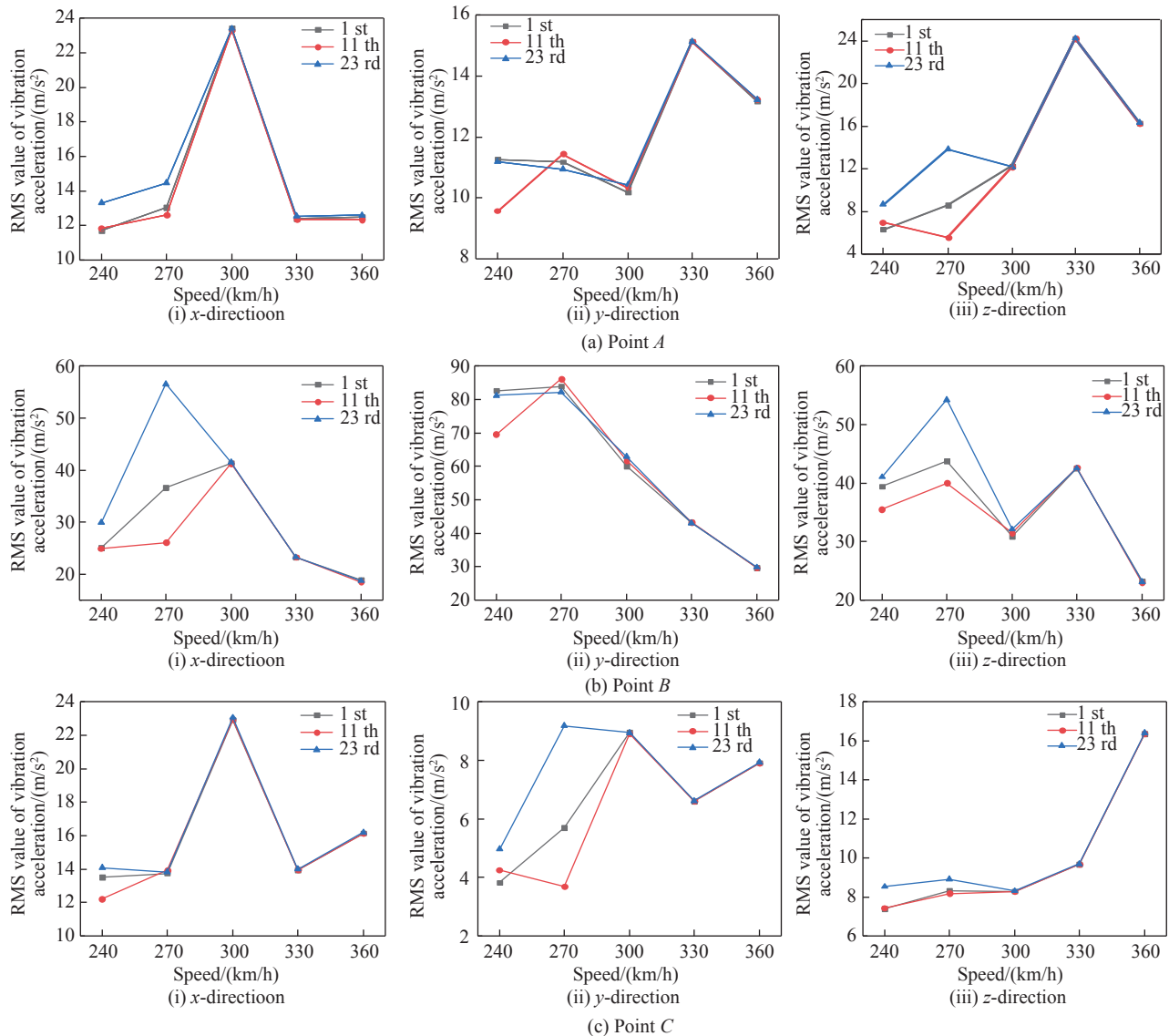


图 5 不同速度下车轮多边形阶数对齿轮箱体振动加速度均方根值的影响

Fig. 5 Influence of wheel polygon order on the RMS value of vibration acceleration of gearbox housing at different speeds

Y 、 Z 方向表现为先增大后减小;测点 B 在 X 、 Y 方向呈持续减小趋势,在 Z 方向表现为先增大后减小;测点 C 在 X 、 Y 方向表现为先减小后增大,在 Z 方向呈持续增大趋势。

2.1.2 车轮多边形幅值对齿轮箱体振动特性影响

设置钢轨波磨波长为100 mm,波深为0.01 mm时,由于23阶车轮多边形对齿轮箱振动影响更为显著,设置车轮多边形为23阶,根据文献[19] 18~24阶车轮多边形幅值限值在0.02 mm以下,因此仿真设置车轮多边形幅值分别为0.001 mm、0.005 mm和0.01 mm,

车速为240~360 km/h,仿真分析车轮多边形较小波幅对齿轮箱体的振动影响。

由图6可知,同一车速下,各测点的振动加速度均方根值在车轮多边形波幅0.01 mm时最大;3个测点中,测点 B 在3个方向的振动加速度均方根值最大,说明小齿轮箱体正上方受车轮多边形影响最大,各测点在3个方向上受车轮多边形幅值影响没有共同变化规律。对比图5、图6齿轮箱测点 A 的 X 、 Y 方向的振动加速度均方根值图,发现 X 方向振动加速度均方根值在300 km/h时达到最大,大小接近

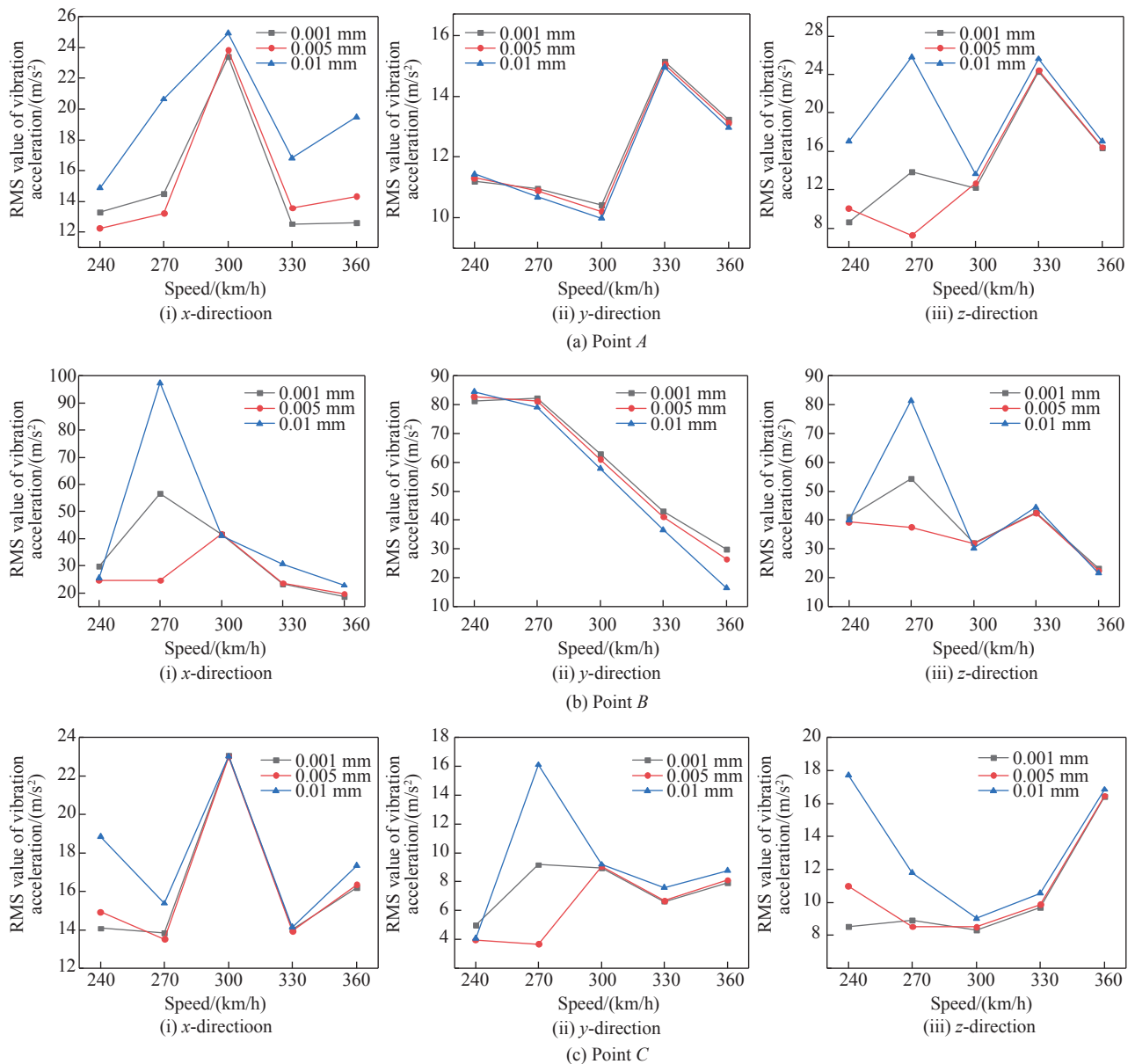


图6 不同速度车轮多边形幅值对齿轮箱体振动加速度均方根值的影响

Fig. 6 Influence of wheel polygon amplitude on the RMS value of gearbox housing vibration acceleration at different speeds

24 m/s²,而在Y方向上存在最小值,大小接近10 m/s²,结合图7齿轮箱测点A在300 km/h下的频域图分析,发现X方向上振动主频在830 Hz处振动加速度接近45 m/s²,而列车以300 km/h的速度通过波长为100 mm的钢轨波磨区段引起的振动激励频率为833 Hz,接近齿轮箱体第5阶固有频率867.59 Hz诱发共振使得此速度工况下齿轮箱测点A在X方向上的振动加速度均方根值达到最大,而在Y方向上此速度工况下并未发生共振。测点C在Y方向的振动加速度均方根值变化趋势也出现随车速增大先增大后减小的情况,在270 km/h达到最大值,需进一步分析270 km/h速度工况下的频域特性来判定是否发生共振。当车辆通过激励区段时引起振动的激励频率与结构部件的固有频率接近时,两者频率差值范围为0~50 Hz,可认为发生共振。

2.2 钢轨波磨激励对齿轮箱体振动特性影响

2.2.1 钢轨波磨波长对齿轮箱体振动特性影响

钢轨波磨波幅选取0.01 mm,我国高速铁路出现的典型钢轨波磨波长^[20],存在两个波长范围,分别为50~65 mm和100~125 mm,设置仿真的钢轨波磨波长为30,60 mm和100 mm,分析车速240,300 km/h和360 km/h工况下齿轮箱体测点A、B和C在横向和垂向的振动加速度均方根值。

由图7可知,3个测点的垂横向振动加速度均方根值随波磨波长的增大而减小,测点B的垂横向振动加速度最大,测点B在较低波长范围内的垂横向振动加速度最大,说明钢轨波磨波长对小齿轮箱体正上方的振动影响更大,当波长大于60 mm时各测点变化平缓,当波长小于60 mm时各测点垂横向振动加速度急剧变化;3个测点的垂横向振动加速

度均方根值随波磨车速的增大而缓慢增大。

2.2.2 钢轨波磨波幅对齿轮箱体振动特性影响

设置钢轨波磨激励波长为100 mm,研究发现在高速铁路中,钢轨波磨波幅为0.04 mm左右^[21],因此设置波磨波幅分别为0.015,0.035 mm和0.05 mm,分析车速240,300 km/h和360 km/h工况下齿轮箱体测点A、B和C在横向和垂向的振动加速度均方根值。

由图8可知,测点C的垂向振动加速度均方根值随波幅的变化趋势与其余两测点不同,其余两测点垂向振动加速度均方根值均随波幅的增大而增大,测点C的垂向振动加速度均方根值随波幅的增大而减小;3测点的垂向振动加速度均方根值均随速度的增大而增大。测点C的横向振动加速度均方根值随波幅及速度的变化趋势与其余两测点不同,其余两测点横向振动加速度均方根值均随波幅的增大而减小,随速度增大而增大,测点C的横向振动加速度均方根值随波幅的增大而增大,随速度增大而减小。测点A、C的振动加速度均方根值较为接近,测点B的变化幅度更大,测点B不仅受到轮轨激励,还受到牵引电机的谐波转矩和齿轮副啮合时的冲击,多重作用下使测点B的振动幅值更大,变化趋势更剧烈。

3 含轨道谱的轮轨激励对齿轮箱体振动特性影响

列车实际运行时,除车轮多边形和钢轨波磨激励外,还有轨道随机不平顺谱的影响,因此在添加激励时,将钢轨波磨和实测武广谱叠加形成新的轨

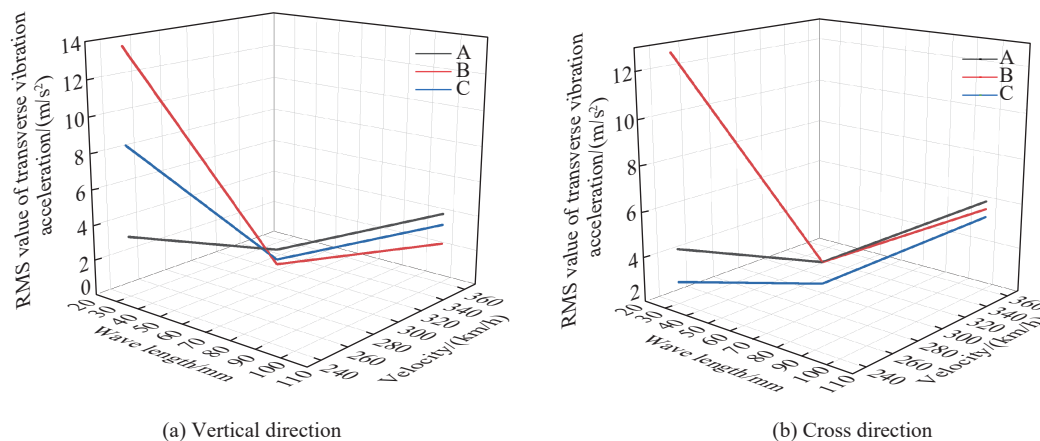


图7 不同速度下钢轨波磨波长对齿轮箱体振动加速度均方根值的影响

Fig. 7 Influence of rail corrugation wavelength on the RMS value of gearbox housing vibration acceleration at different speeds

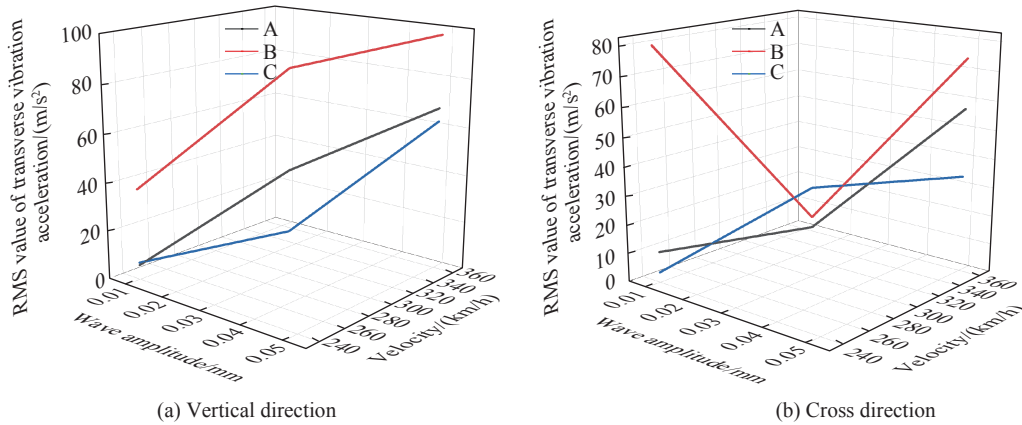


图8 不同速度下钢轨波磨波幅对齿轮箱体振动加速度均方根值的影响

Fig. 8 Influence of rail corrugation amplitude on the RMS value of gearbox housing vibration acceleration at different speeds

道激励,并添加车轮多边形激励,研究多重激励下齿轮箱体的振动特性。选取钢轨波磨波长 100 mm、波幅 0.1 mm 叠加实测武广谱构成轨道不平顺激励,编写 tre 文件导入 Simpack 软件中作为轨道激励,同时选择 23 阶车轮多边形、波幅为 0.01 mm 作为车轮激励,仿真分析在不同车速工况下轮轨耦合激励对齿轮箱体各测点的振动影响。由图 9 可知,加了武

广谱后,测点 A、C 的振动加速度均方根值随车速的变化较为平缓,测点 B 在车速小于 300 km/h 时变化幅度大,超过 300 km/h 后变化趋于平缓。钢轨波磨主要影响垂向动力响应,测点 B 的垂横向振动加速度均方根值均在 300 km/h 达到最大,因此对此速度下 3 测点的振动加速度功率谱密度^[22]分析,如图 10 所示。

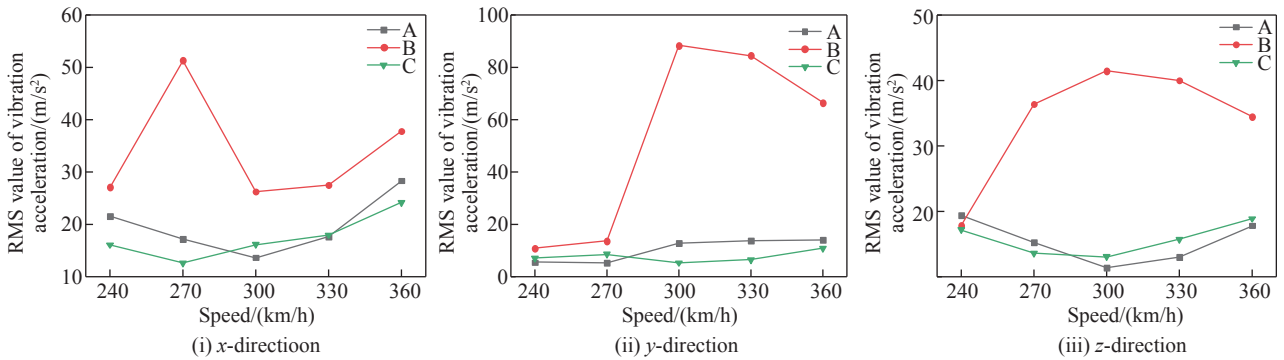


图9 不同车速下齿轮箱体振动加速度均方根值变化图

Fig. 9 RMS value change diagram of gearbox housing vibration acceleration at different speeds

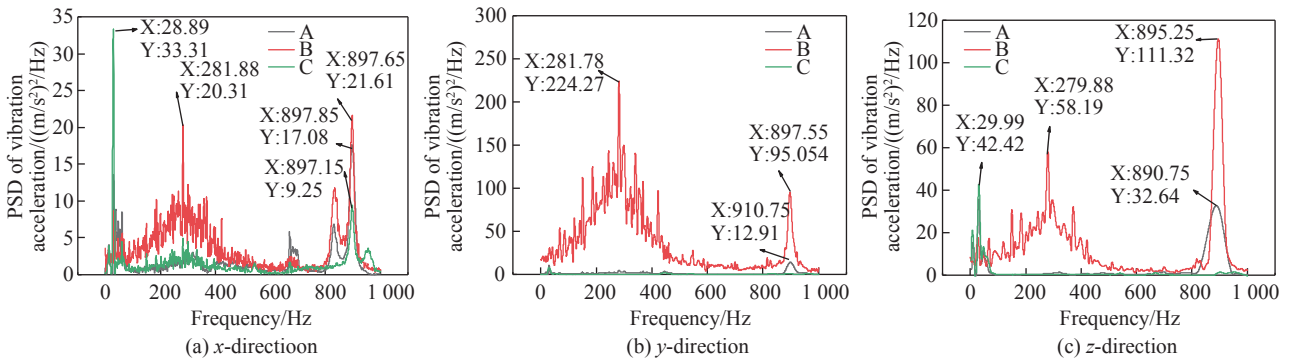


图10 齿轮箱体振动加速度功率谱密度图

Fig. 10 Power spectral density diagram of gearbox housing vibration acceleration

分析 300 km/h 速度下各测点振动加速度功率谱密度值,在 X 、 Z 方向上发现测点 C 在 29 Hz 附近出现较大峰值,在 3 个方向上测点 B 在 280 Hz 附近出现较大峰值。在 3 个方向上 3 个测点均在 897 Hz 处齿轮箱体的振动加速度功率谱密度达到最大值,与齿轮箱的第 5 阶固有频率 867.59 Hz 接近,诱发共振使得振动加剧影响齿轮箱体的服役安全。

4 结论

1) 添加车轮多边形和钢轨波磨激励,在轮轨激励下对比不同车轮多边形阶数和波幅,同一车速下,车轮多边形为 23 阶,波幅为 0.01 mm 时各测点振动加速度均方根值最大,3 个测点中测点 B 受车轮多边形影响最大。由于高速列车齿轮箱体受齿轮啮合时变刚度和外部轮轨接触关系等因素的耦合影响,仅考虑轮轨激励具有一定的局限性。

2) 只添加钢轨波磨激励,发现测点 A 、 C 的振动加速度均方根值随波磨波幅的增大而增大,测点 B 受到牵引电机谐波转矩和齿轮副啮合的共同作用,振动加速度均方根值最大。钢轨波磨引发的振动激发齿轮箱体第 2、6 阶固有模态,加剧振动影响齿轮箱的使用寿命。

3) 添加车轮多边形、钢轨波磨及武广谱激励,300 km/h 下含武广谱的轮轨激励引发的振动频率接近齿轮箱体第 5 阶固有频率,诱发共振使振动加剧。列车变速运行改变激励频率或改变齿轮箱的结构可避免共振。研究不同参数对齿轮箱振动的影响时,本文采用了相互独立的研究方法,在后续研究中可综合多参数,以得到最优组合提高列车的运行品质。

参考文献

- [1] PAREY A, EL BADAOUY M, GUILLET F, et al. Dynamic modelling of spur gear pair and application of empirical mode decomposition-based statistical analysis for early detection of localized tooth defect[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 294(3): 547-561.
- [2] PANDYA Y, PAREY A. Crack behavior in a high contact ratio spur gear tooth and its effect on mesh stiffness[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2013, 34: 69-78.
- [3] BHARGAVA R, ANWAR B, VEDAD S, et al. Finite element analysis of multi physical slip flow and heat transfer from a Porous rotating disk[J]. *International Journal of Pure & Applied Sciences & Technology*, 2012, 11(1).
- [4] CARBONELLI A, RIGQUO E, PERRET-LIAUDET J. Vibro-acoustic analysis of geared systems-predicting and controlling the whining noise[J]. *Automotive NVH Technology*, 2016: 63-79.
- [5] 成军强, 祝航. 某型地铁齿轮箱有限元模态分析及试验研究[J]. *铁道机车与动车*, 2018(6): 32-33+42.
CHENG J Q, ZHU H. Finite element modal analysis and experimental study of a certain type of subway gearbox [J]. *Railway Locomotive and Motor Car*, 2018(6): 32-33+42.
- [6] 张涛, 李强, 王曦, 等. 高速列车齿轮箱箱体在位模态识别[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(12): 31-41.
ZHANG T, LI Q, WANG X, et al. Modal identification of gearbox housing of high speed train under assembly condition[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(12): 31-41.
- [7] KAHRAMAN A, SINGH R. Non-linear dynamics of a geared rotor-bearing system with multiple clearances[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 144(3): 469-506.
- [8] ZHANG B, TAN A C C, Lin J H. Gearbox fault diagnosis of high-speed railway train[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2016, 66: 407-420.
- [9] 刘金帅. 基于能量有限元的齿轮箱系统建模与振动控制研究[D]. 济南: 山东大学, 2014.
LIU J S. Research on model and vibration control of gearbox system based on energy flow element method [D]. Jinan: Shandong University, 2014.
- [10] 朱海燕, 朱志和, 肖乾, 等. 高速列车齿轮箱疲劳可靠性及故障诊断研究现状[J]. *华东交通大学学报*, 2021, 38(1): 113-121.
ZHU H Y, ZHU Z H, XIAO Q, et al. Research status of fatigue reliability and fault diagnosis of high-speed train gearbox[J]. *Journal of East China Jiaotong University*, 2021, 38(1): 113-121.
- [11] 邱星慧, 杨建伟, 陈忠伟. 刚柔耦合地铁齿轮传动系统振动响应分析[J]. *机械传动*, 2018, 42(3): 85-89.
QIU X H, YANG J W, CHEN Z W. Analysis of vibration response of rigid-flexible coupled subway gear transmission system[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2018, 42(3): 85-89.
- [12] 王文静, 闫瑞国, 李广全, 等. 中国标准动车组齿轮箱箱体动态特性分析研究[J]. *振动工程学报*, 2019, 32(3): 534-539.
WANG W J, YAN R G, LI G Q, et al. Dynamic characteristics of Chinese standard EMU gearbox housing[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2019, 32(3): 534-539.

- [13] 王文静, 李广全, 韩俊臣, 等. 高速列车齿轮箱箱体动应力影响规律[J]. 交通运输工程学报, 2019, 19(1): 85-95.
WANG W J, LI G Q, HAN J C, et al. Influence rule of dynamic stress of high-speed train gearbox housing[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2019, 19(1): 85-95.
- [14] WANG Z, ALLEN P, MEI G, et al. Dynamic characteristics of a high-speed train gearbox in the vehicle - track coupled system excited by wheel defects[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2020, 234(10): 1210-1226.
- [15] 王志伟. 服役环境下高速列车齿轮及轴承系统动力学建模及耦合振动分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2019.
WANG Z W. The modeling and coupling vibration analysis of gear transmission and bearing system for high-speed train with operation environment[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019.
- [16] 杨九河. 动车组车轮多边形振动行为和防治措施研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2022.
YANG J H. Study on vibration behavior and prevention measures of polygon wheels of EMUs [D] Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2022.
- [17] 邹航宇. 考虑车轮失圆的高速列车齿轮箱振动特性与疲劳强度研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
ZOU H Y. Study on vibration characteristics and fatigue strength of high-speed train gearbox considering out-of-round wheel[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.
- [18] 王宇. 车轮失圆激励下的轮轨动力响应分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2016.
WANG Y. Study on influence of out-of-round railway wheels on wheel/rail interaction force[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2016.
- [19] 袁天升. 高速动车组结构弹性振动的轮轨激励限值研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2023.
YUAN T S. Research on wheel-rail excitation limit of elastic vibration of highspeed EMU structure[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2023.
- [20] 谷永磊, 赵国堂, 王衡禹, 等. 轨道振动特性对高速铁路钢轨波磨的影响[J]. 中国铁道科学, 2016, 37(4): 42-47.
GU Y L, ZHAO G T, WANG H Y, et al. Effect of track vibration characteristics on rail corrugation of high speed railway[J]. China Railway Science, 2016, 37(4): 42-47.
- [21] 林凤涛, 黄琴, 张海, 等. CRH3 高速列车多边形磨耗车轮通过钢轨波磨区段的轮轨力研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2021, 18(7): 1706-1714.
LIN F T, HUANG Q, ZHANG H, et al. Study on wheel-rail force of CRH3 high speed train with wheel polygon when passing corrugation rail[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2021, 18(7): 1706-1714.
- [22] 田国英. 高速铁路轨道不平顺功率谱及其与行车品质关系研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
TIAN G Y. Study on track irregularity power spectral density of high-speed railway and its correlation with vehicle running quality[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015.



通信作者: 朱海燕 (1975—), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 研究方向为车辆系统动力学与疲劳强度。

E-mail: zhupetrelcao@163.com。