

紧急制动条件下重载货车车辆动力学行为研究

刘开忠¹, 王志伟^{1,2}, 张卫华¹

(1. 西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 西南交通大学机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘要: 重载列车实施制动时, 列车车辆所表现出的动力学行为比无制动情况下更加复杂, 这给列车行车安全带来了极大的考验。为研究紧急制动条件下重载列车最大车钩力处的车辆动力学行为, 以中国 25 t 轴重重载货车为研究对象, 建立考虑闸瓦摩擦制动的重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型。基于此, 系统地研究了车辆在紧急制动时, 不同运行速度和黏着状态对轮轨动态作用和车辆振动响应的影响。结果表明: 紧急制动条件下, 闸瓦压力及纵向车钩力会加剧轮轨动力相互作用, 同时导致轨下结构的位移发生变化; 低黏着状态对轮对纵向相互作用影响显著, 导致纵向蠕滑率和磨损数急剧增加, 加剧车轮打滑和车轮磨损的风险, 且低速下的影响更大; 此外, 低黏着状态及纵向车钩力对轮对旋转和纵向运动均有显著影响, 导致轮对振动加剧, 动力学性能恶化。

关键词: 车辆-轨道耦合动力学; 重载货车; 闸瓦制动; 动力学行为; 轮轨相互作用

中图分类号: U270.1⁺1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2025)02-0365-10

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2025.02.015

Vehicle dynamics behavior of heavy-haul wagon vehicle under emergency braking conditions

LIU Kaizhong¹, WANG Zhiwei^{1,2}, ZHANG Weihua¹

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: When braking is applied to a heavy-haul train, the dynamic behavior of the train becomes more complex compared to when there is no braking, which poses significant challenges to the safety of train operations. In order to study the vehicle dynamics behavior at the maximum coupler force of a heavy-haul train under emergency braking conditions, a vehicle-track and longitudinal-vertical coupled dynamic model, considering the effects of shoe friction braking, is established with a 25 t axle heavy-haul wagon from China as the research object. On this basis, this study systematically examines the impact of varying running speeds and adhesion conditions on the dynamic wheel-rail interaction and vehicle vibration response during emergency braking. The results show that under braking conditions, the brake shoe pressure and longitudinal coupler force exacerbate the wheel-rail dynamic interaction and cause changes in the displacement of the under-rail structure. The low adhesion condition has a significant effect on the longitudinal interaction of the wheelsets, leading to a sharp increase in the longitudinal creep rate and wear number, thus increasing the risk of wheel slip and wear. This effect is more pronounced at low speeds. Moreover, the low adhesion condition and longitudinal coupler force significantly affect both the rotational and longitudinal motion of the wheelsets, leading to increased wheelset vibration and deterioration of vehicle dynamics.

Keywords: vehicle-track coupling dynamics; heavy-haul wagon; brake shoe; dynamic behavior; wheel-rail interaction

为改善中国铁路货运运输能力低下的现状, 亟需发展更高速度、更长编组和更大轴重的重载列车。然而, 这给列车的制动性能和车辆动力学性能带来了严峻的挑战。随着列车编组和轴重增加, 实施制

动时列车的纵向冲动和轮轨动态相互作用会更加剧烈, 从而间接加剧轮轨磨损, 严重时甚至会导致车辆脱轨、轨道变形等一系列安全问题^[1]。近年来, 中国重载铁路列车脱轨事故偶有发生, 如因暴雨天气影

收稿日期: 2023-02-24; 修订日期: 2023-06-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52205217); 四川省自然科学基金资助项目(2022NSFSC1964)

响,大秦线曾在一周内连续发生两起脱轨事故,对行车安全构成了严重威胁。这些安全事故很大程度上是受列车运行时动态特性恶化影响所致,且与列车制动行为密切相关^[1]。因此,开展重载列车车辆制动条件下的动力学行为研究,系统分析车辆和轨道结构振动特性,以此为列车安全运营提供理论支撑,对于确保重载列车行车安全意义重大。

目前,围绕重载列车制动动力学已开展了大量研究,主要集中在纵向动力学行为和轮轨相互作用等方面。例如,赵旭宝等^[2]建立了详细的空气制动系统模型,研究了紧急制动工况下缓冲器特性对列车纵向冲动的影响。晏新凯等^[3]利用空气制动系统与列车纵向动力学联合仿真模型,探究了不同再生制动力的分布对列车纵向动力学行为的影响。CRĂCIUN 等^[4-5]讨论了列车运行阻力对制动过程中列车纵向冲动的影响。ZOU 等^[6]通过建立重载列车纵向动力学模型,分析了车钩和缓冲器的动力学行为。然而,上述研究均将车辆考虑为质点,无法反映车辆真实的振动行为和运动状态。为此,LIU 等^[7-8]建立了重载列车-轨道耦合动力学模型,分析了紧急制动条件下直线线路和曲线线路上车辆的纵向冲动、车钩动力学行为以及轮轨相互作用等问题。DURALI 等^[9]分析了紧急制动条件下列车的蛇行运动稳定性和脱轨安全性。BURGELMAN 等^[10]分析了制动条件下列车通过道岔或急弯时的运动稳定性,并建立了一种估算脱轨系数的方法来快速评估脱轨风险。刘鹏飞等^[11-12]分析了不平衡闸瓦制动力矩作用下列车车辆的转向架动力学行为以及车辆在通过曲线时的动力学特性,为制动系统的维修和改进提供参考。张凯龙等^[13]和曹云强等^[14]分别分析了

不平衡制动力作用下重载货车和重载机车的轮轨动态相互作用。刘鹏飞等^[15]分析了不同制动操纵策略对重载机车轮轨动力作用的影响。杨润芝等^[16]建立了车辆-轨道系统刚柔耦合动力学模型,分析了不同多边形阶次和不同制动工况对轮对和制动盘的振动特性的影响。以上研究表明,列车在制动条件下会表现出极其复杂的动力学行为,会加剧列车的纵向冲动以及轮轨的垂向冲击。

总的来说,上述研究主要集中于制动条件下列车的纵向动力学行为以及轮轨的垂向作用,对制动工况下车辆自身的动力学特性和轮轨纵向相互作用的研究较少,也通常未考虑轮轨黏着条件的影响。为此,本文建立考虑闸瓦制动系统的重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型,详细考虑了闸瓦摩擦和车辆-轨道系统的相互作用,能够有效反映制动过程中车辆-轨道系统振动特性和运动行为。然后,通过与现有模型及试验数据对比分析,验证了所构建模型的准确性。基于此,系统研究了紧急制动条件下车辆-轨道系统动态特性,并探究了初始制动速度和轮轨黏着特性对车辆系统动力学行为的影响,以期能为车辆安全运行提供理论指导。

1 重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型

1.1 货车及轨道动力学模型

基于传统车辆-轨道耦合动力学理论^[17],建立考虑闸瓦制动系统的重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型,如图 1 所示。

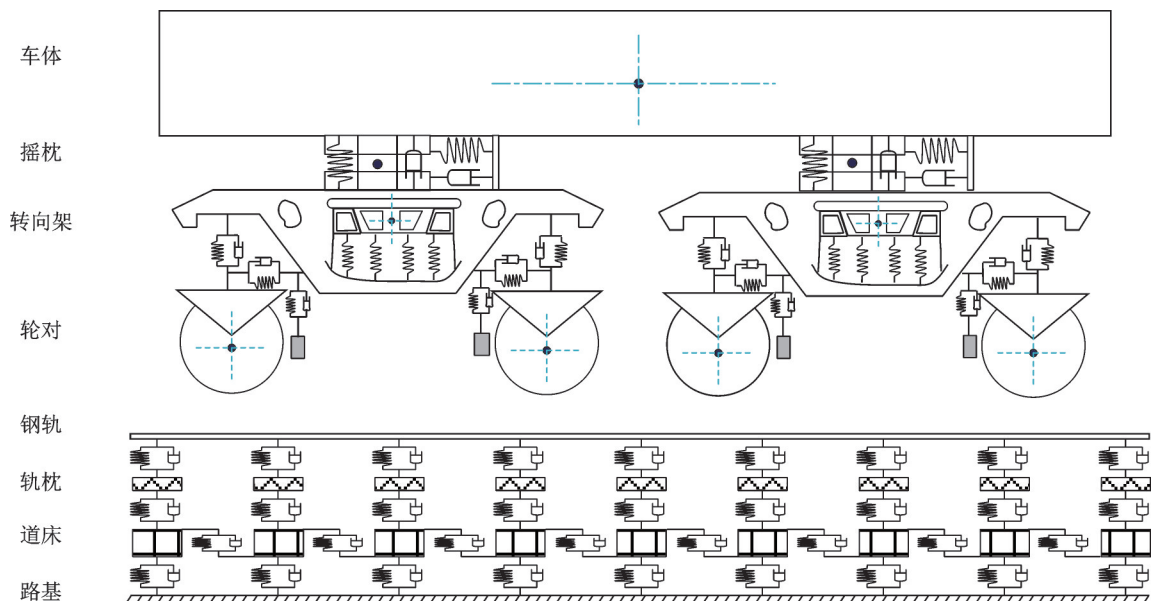


图 1 重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型

Fig. 1 Heavy-haul wagon vehicle-track longitudinal-vertical coupling dynamic model

货车动力学模型考虑车体、摇枕、侧架、轮对以及闸瓦等刚性部件。闸瓦通过弹簧阻尼装置与转向架相连,仅考虑垂向自由度,其余部件均考虑纵向、垂向和点头运动,车辆模型总计25个自由度。详细考虑了转向架的垂向以及纵向非线性特性^[17]。

本文在传统车辆-轨道耦合动力学模型基础上考虑了闸瓦的运动,闸瓦通过弹簧-阻尼装置与转向架连接,其运动方程表示为:

$$M_p \ddot{Z}_{pi} = F_{vi} + (-1)^i F_{pi}; i = 1, 2, 3, 4 \quad (1)$$

考虑闸瓦运动后的前/后侧架的运动方程表示为:

纵向:

$$M_t \ddot{X}_{ti} = F_{xti} - F_{xf(2i)} - F_{xf(2i-1)}; i = 1, 2 \quad (2)$$

沉浮:

$$M_t \ddot{Z}_{ti} = F'_{zti} - F_{zf(2i)} - F_{zf(2i-1)} - F_{v(2i)} - F_{v(2i-1)} + M_t g; i = 1, 2 \quad (3)$$

点头:

$$I_{ty} \ddot{\beta}_{ti} = [F_{zf(2i-1)} - F_{zf(2i)}] l_t - [F_{xf(2i)} + F_{xf(2i-1)}] H_{tw} - F_{xti} H_{bt} + [F_{v(2i-1)} - F_{v(2i)}] (l_t - R); i = 1, 2 \quad (4)$$

式中, M_p 、 M_t 分别为闸瓦、侧架的质量; I_{ty} 为侧架绕 y 轴的转动惯量; \ddot{Z}_{pi} 、 \ddot{Z}_{ti} 分别为第 i 个闸瓦、侧架的垂向加速度; \ddot{X}_{ti} 为第 i 个侧架的纵向加速度; $\ddot{\beta}_{ti}$ 为第 i 个侧架的点头加速度; l_t 为转向架定距的一半; H_{bt} 为摇枕质心到侧架质心的垂向距离; H_{tw} 为侧架质心到轮对质心的垂向距离; R 为车轮半径; F_{vi} 为闸瓦 i 与侧架之间的作用力; F_{pi} 为闸瓦 i 施加的制动力; F_{xti} 、 F_{zfi} 分别为作用在轮对 i 的一系悬挂纵向、垂向力; F'_{xti} 、 F'_{zfi} 分别为作用在转向架 i 的二系悬挂纵向、垂向力; g 为重力加速度。

轨道系统动力学模型采用三层钢轨-轨枕-道床-路基有砟轨道^[17]。钢轨通过连续弹性离散点支撑的欧拉-伯努利梁模拟,轨枕和道床均视为刚体。

1.2 轮轨动态相互作用模型

轮轨相互作用包括轮轨垂向力和纵向蠕滑力的求解。其中,轮轨垂向力采用 Hertz 非线性弹性接触理论进行计算^[18]。考虑轨道不平顺激励的影响,轮轨垂向弹性压缩量为:

$$\delta Z(t) = Z_{wj}(t) - Z_r(x_{wj}, t) - Z_0(t) \quad (5)$$

式中, $Z_{wj}(t)$ 、 $Z_r(x_{wj}, t)$ 和 $Z_0(t)$ 分别为 t 时刻轮对 j 的垂向位移、对应的钢轨垂向位移和轨道高低不平顺激励。最终,得到轮轨垂向力表达式^[19]:

$$p_j(t) = \begin{cases} \left[\frac{1}{G} \delta Z(t) \right]^{\frac{3}{2}}, & \delta Z(t) \geq 0 \\ 0, & \delta Z(t) < 0 \end{cases} \quad (6)$$

式中, G 为轮轨接触常数,表示为:

$$G = 3.86R^{-0.115} \times 10^{-8} \quad (7)$$

轮轨纵向蠕滑力表示为:

$$F_{creep} = p_j(t) \cdot \mu \quad (8)$$

式中, μ 为轮轨黏着系数,通过下式计算^[20]:

$$\mu = c \cdot \exp(-a \cdot \Delta slip) - d \cdot \exp(-b \cdot \Delta slip) \quad (9)$$

式中,参数 a 、 b 、 c 和 d 由钢轨表面状态决定; $\Delta slip$ 为车轮旋转速度和车辆移动速度之间的差值,表示为:

$$\Delta slip = \dot{\theta}_w \cdot R - v \quad (10)$$

式中, $\dot{\theta}_w$ 为车轮旋转角速度; v 为车辆行驶速度。表1为不同轮轨黏着状态参数,图2为轮轨黏着特性曲线。

表1 不同轮轨黏着状态参数^[21]

| 轮轨黏着状态 | 参数 | | | |
|--------|------|-----|------|------|
| | a | b | c | d |
| 潮湿条件 | 0.54 | 1.2 | 0.29 | 0.29 |
| 干燥条件 | 0.54 | 1.2 | 1 | 1 |

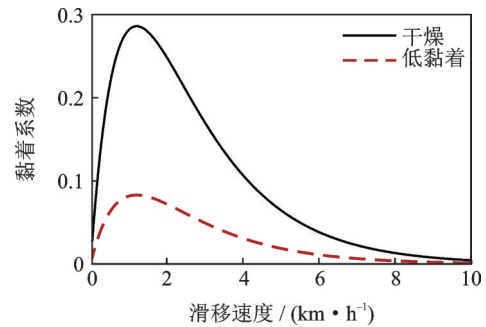


图2 轮轨黏着特性曲线

Fig. 2 Wheel-rail adhesion characteristic curve

1.3 闸瓦制动模型

由于重载列车制动系统结构复杂,本文将基础制动装置简化为通过弹簧阻尼装置与转向架相连的闸瓦摩擦块与轮对之间的相互作用模型,如图3所示,图中, Q 为轮的中心点, ω 为车轮旋转角速度, N 为来自钢轨的垂向作用力, B 和 B' 分别为车轮受到的制动力。

每块闸瓦的闸瓦压力可以表示为^[22]:

$$K = \frac{\pi d_z p_z \eta_z \gamma_z n_z}{4n_k \times 10^6} \quad (11)$$

式中, d_z 为制动缸直径; p_z 为空气压力; η_z 为基础制动装置计算传动效率; γ_z 为制动倍率; n_z 为制动缸数; n_k 为闸瓦数。

闸瓦摩擦系数为^[22]:

$$\varphi_k = 0.481 \frac{K + 200}{4K + 200} \cdot \frac{2v + 150}{3v + 150} \quad (12)$$

根据式(11)和(12),可以计算得到单片闸瓦压

力产生的力矩为:

$$M = K \cdot \varphi_k \cdot R \quad (13)$$

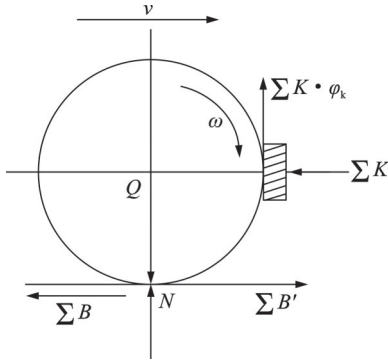


图3 闸瓦制动模型

Fig. 3 Brake shoe braking model

本文选用紧急制动时闸瓦压力最大的情况,式(11)中各参数的取值参考文献[22]。经计算可得每片闸瓦在紧急制动时压力为21.63 kN。设置紧急制动条件下闸瓦压力从0到最大值的时间为15 s,如图4所示。

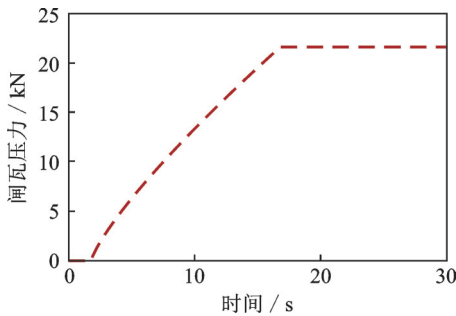


图4 闸瓦压力加载时间曲线

Fig. 4 Brake shoe pressure loading time curve

1.4 动力学方程求解方法

为了解决因系统自由度过于庞大而导致的计算效率较低的问题,本文采用“翟方法”^[17]进行快速求解,其具体形式为:

$$\begin{aligned} X_{n+1} &= X_n + \dot{X}_n \Delta t + (0.5 + \alpha) \ddot{X}_n \Delta t^2 - \alpha \ddot{X}_{n-1} \Delta t^2, \\ \dot{X}_{n+1} &= \dot{X}_n + (1 + \beta) \ddot{X}_n \Delta t - \beta \ddot{X}_{n-1} \Delta t \end{aligned} \quad (14)$$

式中, X_n 、 \dot{X}_n 、 \ddot{X}_n 分别为位移、速度、加速度矩阵; α 和 β 为控制积分方法特性的独立参数,通常均取为0.5; Δt 为积分步长; 下标“ n ”、“ $n-1$ ”和“ $n+1$ ”分别表示当前步 $t = n\Delta t$ 时刻、上一步 $t = (n-1)\Delta t$ 时刻和下一步 $t = (n+1)\Delta t$ 时刻。

1.5 纵向车钩力模拟

为反映重载货车实际制动时的情况,根据文献[1]中的建模方法,建立了传统重载列车质点模型。采用编组形式为“1×HXD2+105×C80”的万吨重载

列车进行仿真计算,车钩缓冲器为MT-2型,考虑10 mm车钩间隙。

本文设置万吨重载列车平道紧急制动工况,制动波传递速度为300 m/s,列车初始制动速度为80和50 km/h,所得到的最大纵向车钩力随车辆位置分布的趋势如图5所示。计算所得车钩力变化规律与文献[1]基本吻合,保证了分析结果的正确性。

由图5可知,列车在进行紧急制动时,最大纵向车钩力产生的位置位于列车的中后部,大致在第67节货车附近。提取第67节货车处的车钩力数据(如图6所示),将其作为外界激励输入到重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型中进行仿真分析。

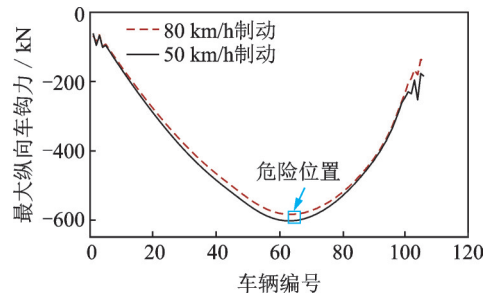


图5 最大纵向车钩力随车辆位置分布的趋势

Fig. 5 Distribution trend of maximum longitudinal coupler force against vehicle sequence

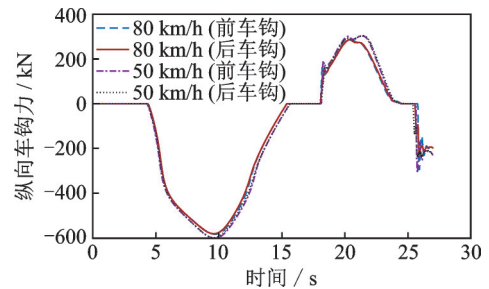


图6 第67节货车前、后纵向车钩力

Fig. 6 Front and rear longitudinal coupler forces at the 67th section of a heavy-haul wagon

2 动力学模型验证

为验证所建立的重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型的正确性,选择文献[23]中25 t轴重载货车以80 km/h的速度直线运行的工况,分别对比无轨道激励和在美国五级轨道不平顺激励下的轮轨垂向力,结果如表2所示。

可以发现,在无轨道激励和轨道不平顺激励两种情况下,本文仿真结果与文献结果的相对误差均小于4%。

此外,对重载列车轴箱振动加速度进行测试,加速度传感器位置如图7所示。图8为车辆80 km/h运行时轮对1垂向振动加速度试验结果和仿真结果

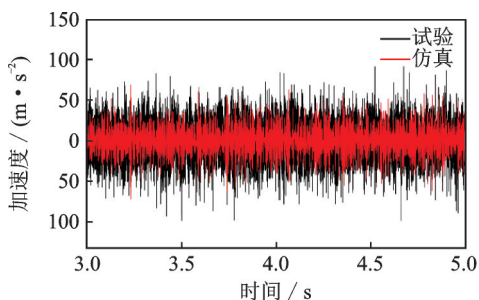
表 2 轮轨垂向力对比结果

| 对比内容 | 参考文献 数值/kN | 本文仿真 数值/kN | 相对误差/% |
|-----------------|---------------|---------------|--------|
| 无轨道激励 | 119.6 | 118.3 | 1.09 |
| 美国五级轨道 不平顺激励 | 168.3 | 162.8 | 3.27 |



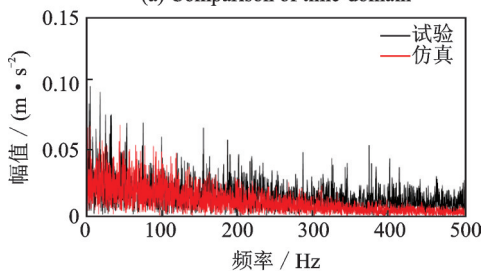
图 7 轴箱振动测试测点

Fig. 7 Vibration test point of axle box



(a) 时域对比

(a) Comparison of time-domain



(b) 频域对比

(b) Comparison of frequency-domain

图 8 轮对 1 垂向振动加速度对比

Fig. 8 Comparison of vertical vibration acceleration of wheelset 1

的对比,其加速度有效值分别为 18.7 和 17.1 m/s^2 ,二者误差在 10% 以内。此外,两者的频谱对比结果也非常相似。因此,建立的模型具有较好的准确性和可靠性,可用于后续研究。

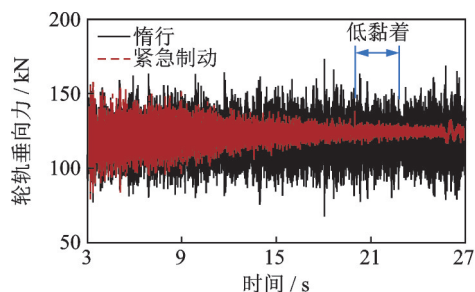
3 分析与讨论

为对比紧急制动对轮轨动态相互作用和车辆振动的影响,利用建立的重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型进行仿真分析。设定初始速度 80 和

50 km/h 紧急制动、80 和 50 km/h 惰行四种仿真工况,采样频率为 5000 Hz。紧急制动工况下 0~3 s 车辆惰行,3~27 s 施行制动,19~23 s 进入低黏着路段,其他时间对应干燥路段。对比分析轮轨垂向力、纵向蠕滑力、纵向蠕滑率、磨损数、轨下结构变形以及车辆振动等动态响应。

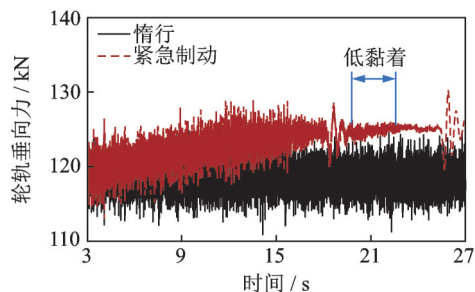
3.1 轮轨相互作用分析

图 9 为四种工况下轮对 1 和 4 轮轨垂向力的动态响应。可以看出,在紧急制动过程中,轮对 1 发生了明显的增载现象,轮对 4 发生了明显的减载现象。



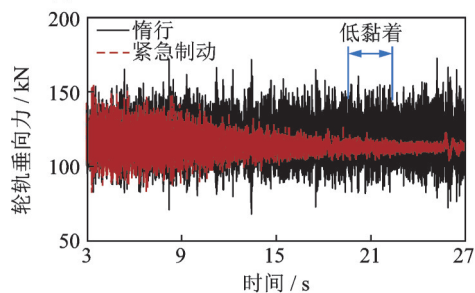
(a) 80 km/h 下轮对 1 轮轨垂向力

(a) Wheel-rail vertical force of wheelset 1 at 80 km/h



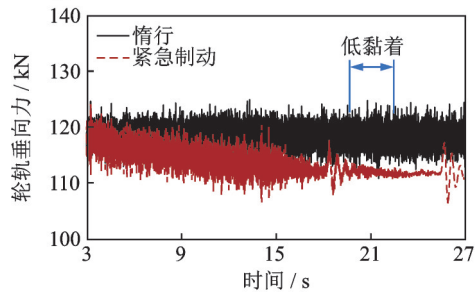
(b) 50 km/h 下轮对 1 轮轨垂向力

(b) Wheel-rail vertical force of wheelset 1 at 50 km/h



(c) 80 km/h 下轮对 4 轮轨垂向力

(c) Wheel-rail vertical force of wheelset 4 at 80 km/h



(d) 50 km/h 下轮对 4 轮轨垂向力

(d) Wheel-rail vertical force of wheelset 4 at 50 km/h

图 9 轮对 1 和 4 轮轨垂向力

Fig. 9 Wheel-rail vertical forces of wheelset 1 and 4

在80和50 km/h两种紧急制动情况下,当闸瓦压力达到最大后,轮对1对应的轮轨垂向力均值分别增加了5.20%和5.69%。轮对4对应的轮轨垂向力均值分别减少了5.28%和5.68%。两种速度下轮对1和4增减程度不同是因为闸瓦摩擦系数不同导致的制动力大小不同所产生的。此外,在车辆以80 km/h实施紧急制动时,轮对1和4垂向力波动更为剧烈,这是由于轨道不平顺在高速运行时影响更大。所以,80 km/h速度下轨道不平顺所产生的影响更大,而50 km/h速度下制动力所产生的影响更为突出。由于车辆前后受到纵向车钩力的影响,车钩力处于加载-卸载之间相互转换时会使车体点头角显著增大,从而使得轮轨力出现较大的波动。此外,车辆通过低黏着路段时,轮轨垂向力所受的影响不显著。由于轮对1和4的增/减载现象最为明显,后续着重对比分析这两者之间的差异。

图10和11分别为紧急制动工况下轮对1和4的纵向蠕滑力和纵向蠕滑率的时程曲线。结果表明,车辆在惰行时,轮对1和4的纵向相互作用差别不大。在紧急制动时,随着制动力的增大,轮对1和4出现差异。在闸瓦压力达到最大后,80和50 km/h两种速度下,轮对1的轮轨纵向力标准差分别为102.45和25.79 N,轮对4的轮轨纵向力标准差分别为122.36和29.47 N。因此,以80 km/h进行紧急制动时,轮对纵向力的波动更加剧烈,在50 km/h时则几乎无差别。此外,当车辆通过低黏着路段时,黏着系数和轮轨力的改变导致了纵向蠕滑力的增大,车

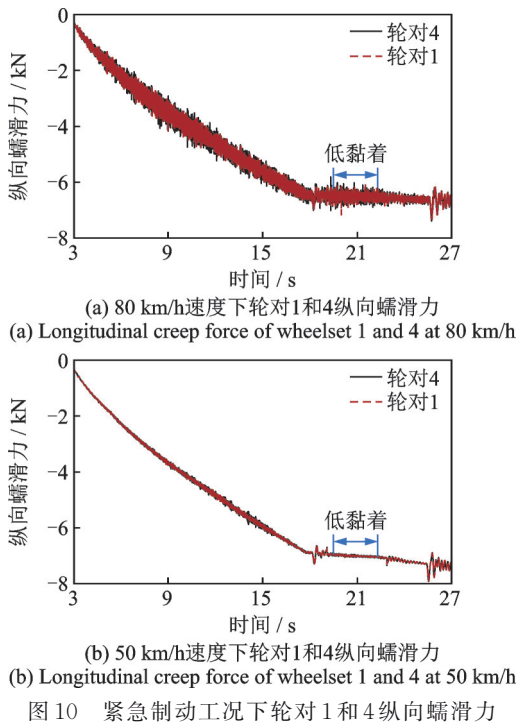


图10 紧急制动工况下轮对1和4纵向蠕滑力
Fig. 10 Longitudinal creep forces of wheelset 1 and 4 under emergency braking conditions

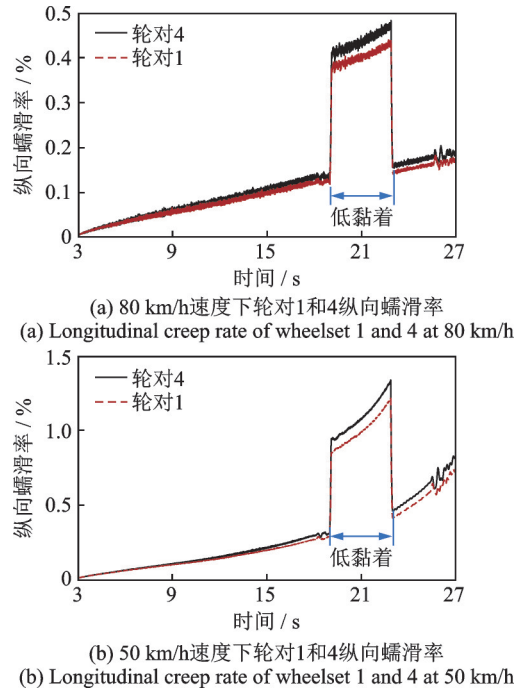


图11 紧急制动下轮对1和4纵向蠕滑率
Fig. 11 Longitudinal creep rates of wheelset 1 and 4 under emergency braking conditions

钩纵向力也会使蠕滑力出现小幅波动。

在低黏着路线上,以80 km/h实施紧急制动时,轮对1和4最大纵向蠕滑率分别为0.43%和0.47%,以50 km/h实施紧急制动时,分别为1.22%和1.31%。低速下的蠕滑率更大,轮对1和4的蠕滑率最大值分别增加了183.72%和178.72%。因此,低黏着条件和低行驶速度对纵向蠕滑率影响显著,过大的蠕滑率会造成车轮打滑甚至脱轨,制动时需要重点关注。

进一步,采用轮轨磨耗数来评估紧急制动对轮轨踏面磨损情况的影响。磨耗数表达式为^[24]:

$$T_y = |T_x \gamma_x| + |T_y \gamma_y| \quad (15)$$

式中, T_x 和 T_y 分别表示纵向和横向蠕滑力; γ_x 和 γ_y 分别表示纵向和横向蠕滑率。由于车辆在直线路面运行,这里仅考虑纵向蠕滑力和纵向蠕滑率。

图12为80和50 km/h速度下采取紧急制动时,轮对1和4的磨耗数变化情况。可以发现,两种速度下磨耗数差异明显,且施加制动力后磨耗数急剧增加。在80 km/h时,轮对1和4的磨耗数最大值分别为29.72和32.35 N,50 km/h时的磨耗数最大值分别为87.09和96.13 N。随着制动时间增加,差异也会更大。因此,在低速下磨耗数的变化更大,受到轮轨黏着条件的影响也更大。

上述分析可知,紧急制动引起了轮轨接触力变化,这会直接影响到轨道结构的振动。图13为车辆在紧急制动时钢轨、轨枕和道床的垂向位移响

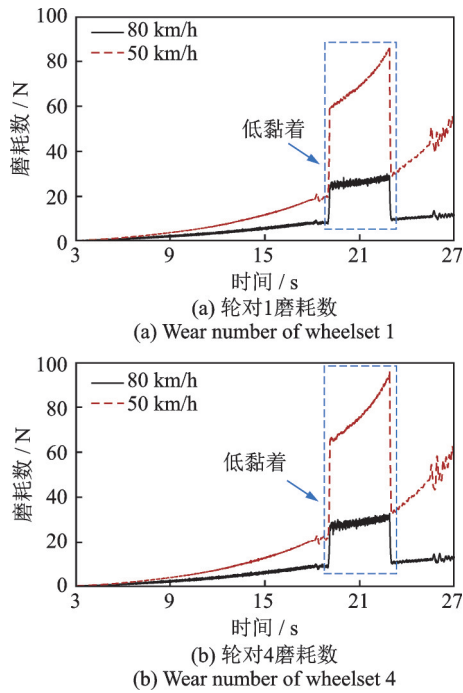


图 12 轮对 1 和 4 磨耗数

Fig. 12 Wear numbers of wheelset 1 and 4

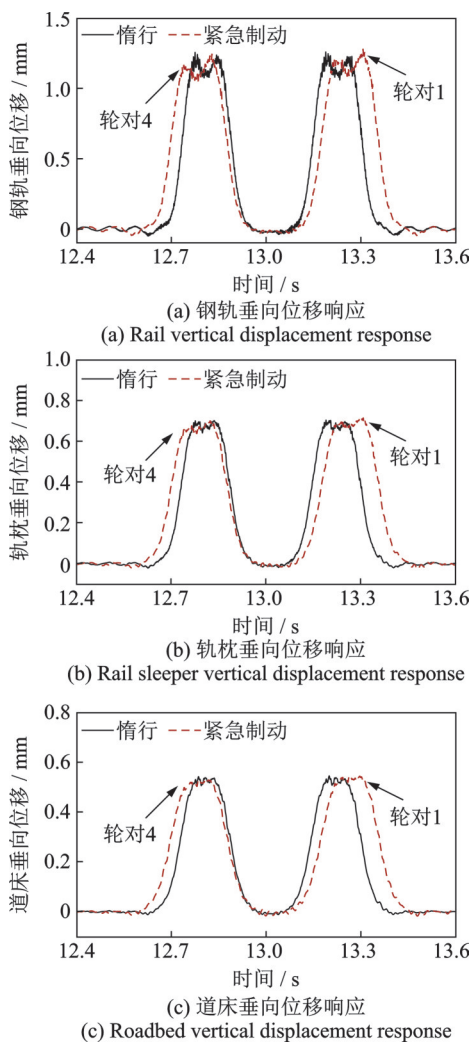


图 13 80 km/h 速度下轨下结构垂向位移响应

Fig. 13 Vertical displacement responses of the structure under the rail at 80 km/h

应。表 3 为 80 km/h 紧急制动时轨下结构的垂向位移最大值。

由表 3 可知,在 80 km/h 紧急制动时,轮对 1 处的轨下结构垂向位移最大,轮对 4 处的垂向位移最小。轮对 1 位置对应的钢轨、轨枕和道床垂向位移分别增加了 3.50%、2.96% 和 0.55%,轮对 4 位置对应的分别减少了 4.68%、2.16% 和 1.12%。这是因为紧急制动引起的轮轨垂向力变化而导致的。此外,对比轮对 1 和 4 所在位置处钢轨、轨枕和道床的垂向位移间距发现,紧急制动工况下的间距比惰行工况下的间距更大,且最大增量为 8.3 mm。这是由于车轮施加制动压力时,同一转向架的两个轮对间瓦压力相反,导致其纵向距离变大。

表 3 80 km/h 速度下轨下结构垂向位移最大值

Tab. 3 Maximum vertical displacement of the structure under the rail at 80 km/h

| 型号 | 工况 | 钢轨垂向位移/mm | 轨枕垂向位移/mm | 道床垂向位移/mm |
|------|----|-----------|-----------|-----------|
| 轮对 1 | 惰行 | 1.250 | 0.709 | 0.544 |
| | 制动 | 1.294 | 0.730 | 0.547 |
| 轮对 2 | 惰行 | 1.252 | 0.711 | 0.544 |
| | 制动 | 1.234 | 0.701 | 0.539 |
| 轮对 3 | 惰行 | 1.247 | 0.710 | 0.545 |
| | 制动 | 1.272 | 0.712 | 0.543 |
| 轮对 4 | 惰行 | 1.252 | 0.709 | 0.543 |
| | 制动 | 1.196 | 0.694 | 0.537 |

3.2 车辆振动加速度响应分析

因受到轨道不平顺的影响,速度较高时车辆的轮轨相互作用会更剧烈和复杂,后续着重讨论 80 km/h 速度等级下车辆的动力学行为。

图 14 为 80 km/h 紧急制动工况下轮对 1 和 4 纵向、转动以及垂向振动加速度随速度变化曲线。轮对 1 和 4 的纵向加速度标准差分别为 0.32 和 0.34 m/s^2 ,转动方向分别为 1.02 和 1.11 rad/s^2 ,垂向分别为 10.14 和 10.57 m/s^2 。轮对 4 振动较轮对 1 略微剧烈一些,转动加速度差异明显。纵向和转动方向加速度结果表明,轨面黏着状态会影响轮对转动和纵向振动,而对垂向振动则无明显影响。在车辆通过低黏着路段时,车轮纵向和转动加速度会产生更加剧烈的振动。此外,纵向车钩力对轮对转动和纵向加速度影响较大,车钩力拉-压转换阶段引起了加速度的剧烈振荡。

图 15~17 分别为车体、转向架 1 和轮对 1 的纵向和点头加速度响应。由图 15~17 可知,车体和转

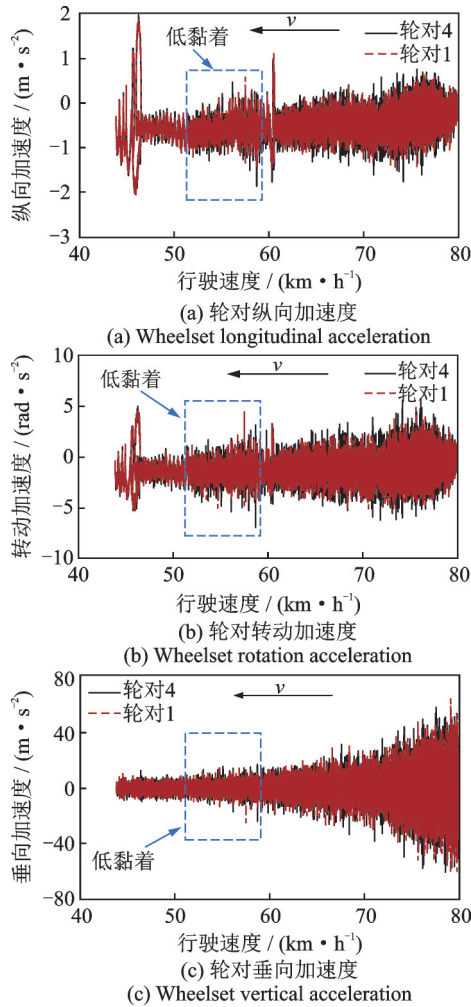


图 14 80 km/h 紧急制动工况下轮对振动加速度随速度变化曲线
Fig. 14 Variation curves of wheelset vibration acceleration with velocity under 80 km/h emergency braking condition

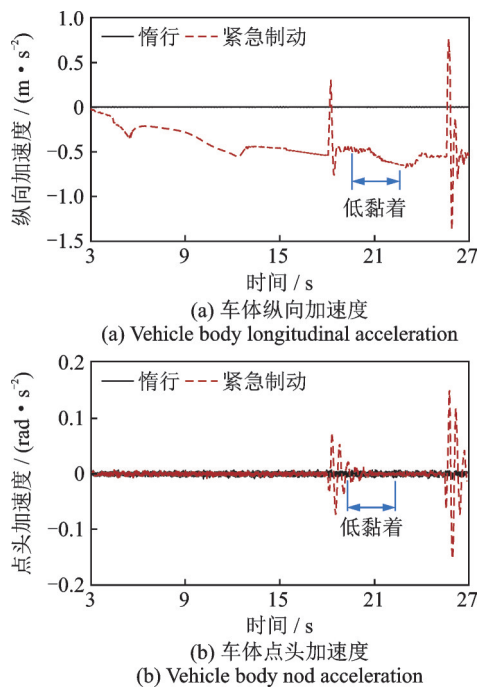


图 15 80 km/h 速度下车体振动加速度响应
Fig. 15 Vibration acceleration responses of car body at 80 km/h

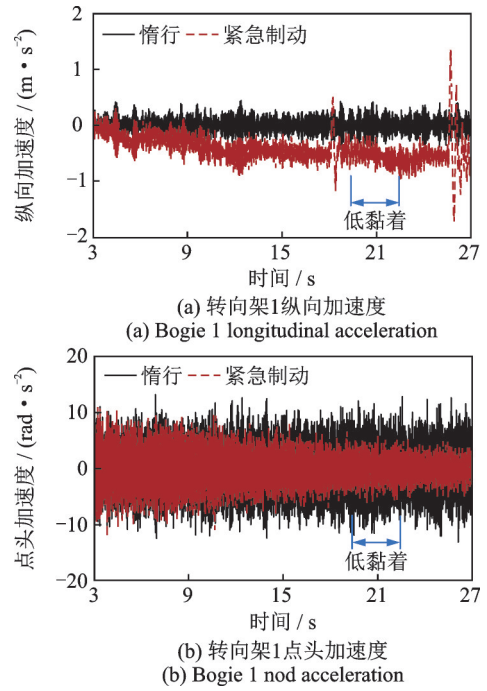


图 16 80 km/h 速度下转向架 1 振动加速度响应
Fig. 16 Vibration acceleration responses of bogie 1 at 80 km/h

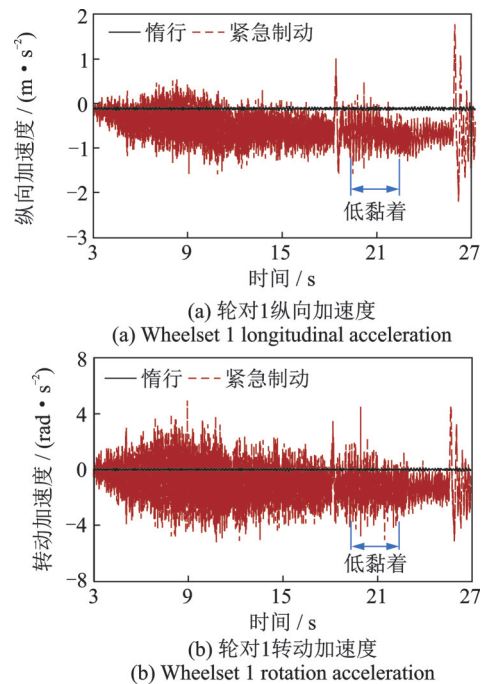


图 17 80 km/h 速度下轮对 1 振动加速度响应
Fig. 17 Vibration acceleration responses of wheelset 1 at 80 km/h

向架加速度主要受到纵向车钩力的影响,车钩力的转换会造成车体、轮对点头和纵向加速度以及转向架纵向加速度发生剧烈振荡。对于轮对纵向和旋转加速度而言,在闸瓦压力施加后,轮对振动会更加剧烈,然后随车速下降振动程度减弱。此外,轮轨低黏着状态也会使轮对振动加剧。综上所述,纵向车钩力、轮对低黏着状态和闸瓦压力均会恶化车辆动力学行为,给列车运行安全带来不利影响。

4 结 论

基于车辆-轨道耦合动力学理论,考虑闸瓦-踏面界面摩擦作用,本文建立了考虑闸瓦制动系统的重载货车车辆-轨道纵垂耦合动力学模型。在验证模型有效性后,系统地研究了车辆在紧急制动情况下的动力学行为,主要结论如下:

(1) 紧急制动条件下,闸瓦压力明显加剧了轮轨动力作用,使不同轮对出现了增/减载现象,同时导致轨下结构的位移也产生了变化,其中轮对1和4的增/减载现象最明显。

(2) 紧急制动条件下,低黏着状态对轮轨纵向相互作用影响显著。车辆通过低黏着路段时,纵向蠕滑力剧烈波动,纵向蠕滑率和磨耗数也急剧增加,车轮打滑以及车轮磨损的风险增大,威胁行车安全。此外,轮对4受到低黏着状态的影响大于轮对1,且速度越低,轮对间的差异越明显。在车辆动力学行为评估及运用维护时,需考虑制动带来的不同轮对磨耗差异的影响。

(3) 紧急制动条件下,闸瓦压力和低黏着状态对车辆振动响应影响较大。其中,闸瓦压力对车辆结构垂向、纵向和点头方向的振动加速度均会产生影响,低黏着状态导致轮对的转动和纵向振动加速度显著加剧,从而导致车辆系统动力学性能恶化,需重点关注。

(4) 紧急制动条件下,纵向车钩力对车辆动力学特性影响显著。车钩力在拉-压转换中会引起车辆各部件点头和纵向加速度剧烈波动,同时会导致轮轨相互作用加剧。

参考文献:

- [1] 刘鹏飞. 纵向冲动作用下重载列车与轨道动态相互作用研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
LIU Pengfei. Study on dynamic interaction between heavy-haul train and track under longitudinal impulse [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015.
- [2] 赵旭宝, 魏伟, 董靛瑜, 等. 弹性胶泥缓冲器关键参数对快捷列车纵向冲动的冲击[J]. 振动与冲击, 2022, 41(5): 99-104.
ZHAO Xubao, WEI Wei, DONG Liangyu, et al. Effects of key parameters of elastic polymer draft gear on longitudinal impulse of rapid speed wagon[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(5): 99-104.
- [3] 晏新凯, 魏伟. 机车再生制动力分布对重载组合列车纵向冲动影响研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(22): 161-166.
YAN Xinkai, WEI Wei. Influences of locomotive regenerative braking force distribution on the longitudinal impulse of heavy haul combined trains[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(22): 161-166.
- [4] CRĂCIUN C I, CRUCEANU C, SPIROIU M A. Study of longitudinal dynamics in the case of a train which does not have all the vehicles with active brake [J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 564(1): 012108.
- [5] CRĂCIUN C, CRUCEANU C. Influence of resistance to motion of railway vehicles on the longitudinal trains dynamics[J]. MATEC Web of Conferences, 2018, 178: 06003.
- [6] ZOU R M, LUO S H, MA W H. Simulation analysis on the coupler behaviour and its influence on the braking safety of locomotive[J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(11): 1747-1767.
- [7] LIU P F, WANG K Y. Dynamic performance of heavy-haul combined train applying emergency braking on straight line[J]. Journal of Central South University, 2017, 24(8): 1898-1908.
- [8] LIU P F, WANG K Y. Effect of braking operation on wheel-rail dynamic interaction of wagons in sharp curve [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2017, 231: 252-265.
- [9] DURALI M, SHADMEHRI B. Nonlinear analysis of train derailment in severe braking[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2003, 125(1): 48-53.
- [10] BURGELMAN N, LI Z L, DOLLEVOET R. Fast estimation of the derailment risk of a braking train in curves and turnouts[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2016, 23(3): 213-229.
- [11] 刘鹏飞, 王开云, 张凯龙, 等. 不平衡闸瓦压力作用下转向架前后轮对非对称运动[J]. 中国铁道科学, 2019, 40(5): 95-102.
LIU Pengfei, WANG Kaiyun, ZHANG Kailong, et al. Asymmetric motions of bogie front and rear wheelsets under unbalanced brake shoe pressures[J]. China Railway Science, 2019, 40(5): 95-102.
- [12] 刘鹏飞, 曹云强, 张凯龙, 等. 不平衡闸瓦压力下重载机车曲线通过动态行为[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2020, 33(2): 57-63.
LIU Pengfei, CAO Yunqiang, ZHANG Kailong, et al. Curving dynamic behavior of heavy haul locomotive under the asymmetric brake shoe pressure[J]. Journal of Shijiazhuang Tiedao University (Natural Science Edition), 2020, 33(2): 57-63.
- [13] 张凯龙, 刘鹏飞, 曹云强, 等. 闸瓦制动力不平衡状态下重载货车轮轨动态特性研究[J]. 动力学与控制学

- 报, 2020, 18(3): 71-78.
- ZHANG Kailong, LIU Pengfei, CAO Yunqiang, et al. Wheel-rail dynamic characteristics of heavy-haul wagon under unbalanced brake shoe forces[J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2020, 18(3): 71-78.
- [14] 曹云强, 刘鹏飞, 张凯龙, 等. 不平衡闸瓦压力作用重载机车轮轨动态行为[J]. *铁道科学与工程学报*, 2020, 17(7): 1808-1816.
- CAO Yunqiang, LIU Pengfei, ZHANG Kailong, et al. Wheel-rail dynamic behavior of heavy-haul locomotive under asymmetric brake shoe pressure[J]. *Journal of Railway Science and Engineering*, 2020, 17(7): 1808-1816.
- [15] 刘鹏飞, 王开云, 张大伟. 牵引及制动操纵对重载机车轮轨动力作用的影响[J]. *中国铁道科学*, 2017, 38(2): 96-104.
- LIU Pengfei, WANG Kaiyun, ZHANG Dawei. Influence of traction and braking operation on wheel-rail dynamic interaction for heavy haul locomotive[J]. *China Railway Science*, 2017, 38(2): 96-104.
- [16] 杨润芝, 曾京. 高阶车轮多边形对轮轨系统振动影响分析[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(21): 101-110.
- YANG Runzhi, ZENG Jing. Influences of higher order wheel polygon on vibration of wheel-rail system[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(21): 101-110.
- [17] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 4版. 北京: 科学出版社, 2015.
- ZHAI Wanming. *Vehicle-Track Coupled Dynamics* [M]. 4th ed. Beijing: Science Press, 2015.
- [18] WANG Z W, ZHANG W H, YIN Z H, et al. Effect of vehicle vibration environment of high-speed train on dynamic performance of axle box bearing[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2019, 57(4): 543-563.
- [19] WANG Z W, MEI G M, XIONG Q, et al. Motor car-track spatial coupled dynamics model of a high-speed train with traction transmission systems[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 137: 386-403.
- [20] CHEN Z G, ZHAI W M, WANG K Y. Dynamic investigation of a locomotive with effect of gear transmissions under tractive conditions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 408: 220-233.
- [21] ISHIKAWA Y, KAWAMUR A. Maximum adhesive force control in super high speed train[C]//*Proceedings of Power Conversion Conference*, Nagaoka, Japan. IEEE, 1997: 951-954.
- [22] 国家铁路局. 列车牵引计算 第1部分: 机车牵引式列车: TB/T 1407.1—2018[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2018.
- National Railway Administration, PRC. *Railway train traction calculation part 1: train with locomotives: TB/T 1407.1—2018*[S]. Beijing: China Railway Publishing House, 2018.
- [23] 杨春雷. 重载货车轴重与速度匹配关系研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
- YANG Chunlei. *Study on the matching relationship between axle load and running speed of heavy haul-freight cars*[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013.
- [24] DIRKS B, ENBLOM R. Prediction model for wheel profile wear and rolling contact fatigue[J]. *Wear*, 2011, 271(1-2): 210-217.

第一作者: 刘开忠(1999—), 男, 硕士研究生。

E-mail: LIUkz@my.swjtu.edu.cn

通信作者: 王志伟(1991—), 男, 博士, 讲师。

E-mail: wangzw@swjtu.edu.cn