

文章编号: 1001-4632 (2026) 04-0171-12

引用格式: 郭刚. 无线同步操控下 4 万 t 重载组合列车纵向动力学仿真研究[J]. 中国铁道科学, 2026, 47(4): 171-182.

Citation: Guo Gang. Simulation study on longitudinal dynamics of a 40 000-ton heavy haul combined train under wireless synchronous control[J]. China Railway Science, 2026, 47(4): 171-182.

无线同步操控下 4 万 t 重载组合列车纵向动力学 仿真研究

郭 刚

(中国铁道科学研究院集团有限公司 机车车辆研究所, 北京 100081)

摘 要: 针对复杂纵断面线路条件下 4 万 t 重载组合列车车钩力安全阈值和循环制动策略等问题, 依托自主研发的列车纵向动力学仿真平台, 建立重载组合列车无线同步操控系统的纵向动力学模型; 采用 2 万和 3 万 t 重载组合列车实车试验数据对该模型进行校核, 验证模型在不同制动工况下计算列车制动距离和车钩力的有效性和准确性; 在此基础上, 结合大秦铁路下坡道转平直道、凹形变坡道、凸形变坡道和长大下坡道 4 类典型线路条件, 对采用无线同步操控系统的 4 万 t 重载组合列车在减压 50 kPa、常用全制动和紧急制动时进行纵向动力学仿真分析。结果表明: 融合无线同步控制指令传输与列车纵向动力学响应的耦合仿真模型的仿真结果较试验值误差不超过 8%, 能有效模拟超长重载列车的车钩纵向受力特性; 4 万 t 重载组合列车在长大下坡道及凹形和凸形变坡道工况下紧急制动时的最大车钩力未超过 2 250 kN 安全限值, 但在凸形变坡工况下常用制动时最大拉钩力超过了 1 500 kN 限值, 分析发现在坡度变化较大的变坡线路上, 列车制动位置对车钩力影响显著, 合理选择制动时机可降低车辆纵向冲动。因此, 应尽量避免在列车处于一半上坡、一半下坡位置和半坡平位置时实施制动, 而在列车通过凹形变坡区段并需减速或停车时, 尤其在列车后半部分处于下坡道、前半部分处于上坡道时, 宜采用小减压量的制动模式。

关键词: 无线同步操控系统; 重载组合列车; 列车纵向动力学; 变坡道; 制动模式; 循环制动

中图分类号: U270.1 **文献标识码:** A

doi: 10.3969/j.issn.1001-4632.2026.04.13

重载铁路运输凭借其高效、经济、环保和安全的优势, 已成为大宗货物运输不可替代的方式。但是, 随着货运重载化的推进, 列车牵引质量和编组辆数不断增加, 将机车集中置于列车头部的传统编组模式已经无法满足安全运输需求, 为解决该问题美国开发了无线同步操控系统^[1]。目前, 包括大秦铁路^[2]、浩吉铁路^[3]在内的多条重载铁路均采用了该系统。无线同步操控系统的应用有效解决了重载列车纵向冲动过大的问题, 成为超长重载列车开行的关键技术支撑。

随着货运需求的持续增长, 4 万 t 级重载组合列车的试验和开行成为进一步提升重载铁路运输能力的重要探索, 也是我国重载铁路技术向更高载重等

级突破的必然要求。相较于 2 万和 3 万 t 重载组合列车, 4 万 t 重载组合列车编组辆数大幅增加, 线路纵断面的空间耦合效应更为显著, 其纵向动力学特性更复杂。一方面, 列车在长大下坡道、凸凹形变坡道等典型区段运行时, 不同车辆所处的坡道条件差异更大, 重力分力的非均匀分布易导致车钩纵向力的急剧变化, 断钩、脱钩的风险显著提升; 另一方面, 无线同步操控下多机车协同响应特性在超长编组下更易受线路条件影响, 制动位置、减压量等对纵向冲动的作用规律发生改变, 原有 2 万和 3 万 t 列车的运行经验已无法直接适配 4 万 t 列车的安全管控需求。此外, 大秦铁路作为我国重载铁路的示范线路, 其线路纵断面复杂、长大下坡区段集中,

收稿日期: 2026-01-21; 修订日期: 2026-05-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52572465); 中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划课题 (P2024J002); 中国铁道科学研究院集团有限公司院基金课题 (2024YJ134)

第一作者: 郭 刚 (1987—), 男, 河北元氏人, 助理研究员。E-mail: guogang01@rails.cn

4万t列车在该线路的开行面临制动距离控制、车钩力限值管控、循环制动策略优化等一系列工程难题,亟须开展针对性的纵向动力学研究。

目前,国内外学者围绕重载列车纵向动力学开展了大量研究,主要集中于2万和3万t级重载组合列车的模型建立、纵向冲动评估和优化。张波^[1]在国内首次建立了动力分布控制模型,采用仿真与试验相结合的方法从牵引、制动和列车纵向动力学3个方面对2万t重载组合列车进行了综合分析。Ma等^[4]基于“1+1+1+1”编组模式构建3万t重载列车动力学模型,揭示了无线同步操控下从控机车制动响应延迟对纵向冲动的非线性影响规律。Zhai等^[5]建立的三维车辆-轨道耦合动力学模型,充分考虑了悬挂系统的非线性特性、轮轨接触的几何关系以及轨道结构的弹性支撑,为重载组合列车纵向动力学仿真提供了完整的理论框架。何闻等^[6]研究了有线电控制动系统、无线同步操控系统对制动工况下3万t重载组合列车纵向力的影响规律。Ran等^[7]提出一种融合移动平均滤波、卷积神经网络、极限学习机与蜣螂优化算法的重载机车车钩力辨识方法,经仿真与现场试验验证,其识别精度较高,具备替代传统监测方法的潜力。Ge等^[8]通过现场试验揭示了2万t重载组合列车从控机车在循环制动缓解阶段由压钩力主导的车钩失稳过程及其与车钩偏角突变的动态关联。尽管上述研究为重载列车纵向动力学奠定了重要基础,但仍存在以下2个方面的突出局限:①既有模型和仿真分析均以2万和3万t级列车为对象,尚未触及4万t级超长编组带来的纵向动力学尺度效应和线路纵断面强耦合问题;②面向大秦铁路复杂纵断面条件

的4万t重载组合列车车钩力安全阈值不明确、循环制动策略有待优化等,缺乏系统性的仿真研究与机理解析。因此,亟须构建适用于4万t重载组合列车的专用纵向动力学仿真模型,并系统揭示其在典型困难区段下的动力学行为特性。

本文利用自主开发的列车纵向动力学软件^[9-13],建立重载组合列车无线同步操控系统纵向动力学模型,并使用现场试验数据分别对2万和3万t重载列车不同工况下的制动距离和车钩力进行系统性校核验证。在此基础上,构建采用无线同步操控系统的4万t重载组合列车纵向动力学模型,对4万t重载组合列车在大秦铁路典型困难区段多种制动工况下的纵向动力学特性开展综合分析,旨在解决2个核心问题:第一,探明4万t重载组合列车在长大下坡道、凹凸形变坡道等区段的纵向冲动传递机理和车钩力演化规律;第二,提出适配大秦铁路条件的4万t重载组合列车制动控制策略优化方向和车钩力安全管控建议。

1 重载列车无线同步操控系统纵向动力学模型

无线同步操控系统的核心在于将多台机车分散布置于列车时由司机在主控机车上通过无线通信远程操控从控机车,这等效于将1列长大列车分解为多列协调同步运行的短编组单元。在实施空气制动或缓解时,分布在列车中的各台机车同时响应,相当于提供了多个风源,从而显著提升制动和缓解的速度,并有效减小车钩力。无线同步操控系统基本原理如图1所示。

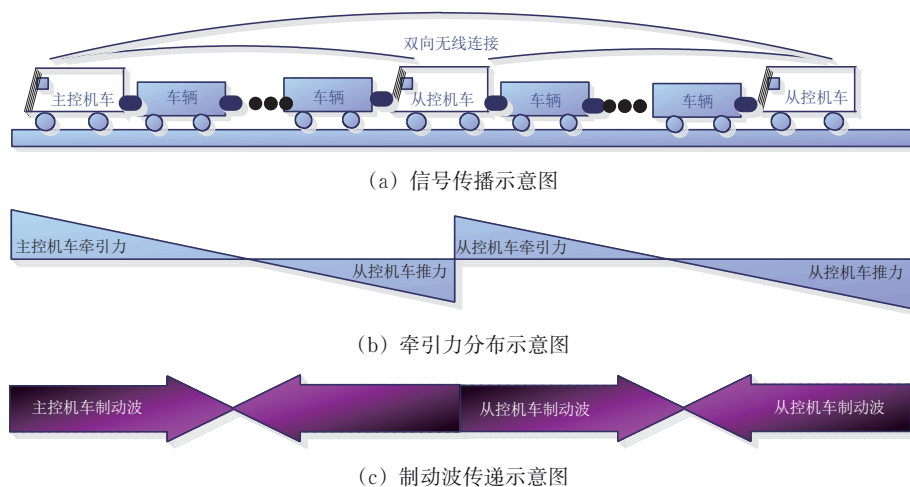


图1 无线同步操控系统基本原理

在采用无线同步操控系统的重载组合列车中各机车车辆受力模型与传统列车相同,其计算可采用将整列车拆分为若干短编组单元并行仿真的方法。该方法的实施主要涉及2个关键问题:一是编组的划分规则;二是短编组单元的制动仿真。

列车编组的划分依据机车在列车纵向序列中的空间分布展开。首先,根据车辆类型识别全部机车位置,并将连续布置机车中的最前端机车确定为主导机车,由此构建主导机车序列。其次,对于相邻

主导机车之间的车辆区段,通过比较前后机车对各车辆施加制动时的有效制动延迟时间确定最优分界点,其中有效制动延迟时间由机车控制延迟时间与制动波沿列车纵向传播延迟时间叠加而成。最后,沿相邻主导机车之间自前向后扫描,当某个车辆的前向有效延迟首次不小于后向有效延迟时,该车位即为2个子编组的分界点,从而将原列车连续分解为由不同主导机车独立控制的若干子编组。无线同步操控分组方案如图2所示。



图2 无线同步操控分组方案示意图

子编组生成后,制动仿真时采用“分解-重构”计算框架:首先,以各子编组中的主导机车为制动控制源,综合考虑车辆在子编组内的纵向相对位置、制动阀类型及机车数量,分别建立常用制动与紧急制动等典型工况下的制动延迟时间计算模型;其次,以子编组中各车辆相对主导机车的纵向距离为输入变量,逐车求解制动响应时间,进而重构整列车的制动时序矩阵,其中制动波纵向传播、列车管压力梯度分布及制动缸充气过程均由基于试验数据拟合的经验公式描述;最后,依据各车辆制动缸压力计算其实际制动力。

2 试验验证

大秦铁路西起山西大同,东至河北秦皇岛,全长653 km,是我国首条双线电气化重载运煤专线,也是目前世界上运输密度最大的重载铁路之一。大秦铁路地形复杂,全线隧道众多,长大下坡道集中,尤其是在K139+900—K149+600和K275+513—K325+789这2个区段中连续下坡的长度分别达到数十公里,最大坡度达 -12‰ 。复杂的线路纵断面条件使列车在运行过程中频繁经历坡道变化,纵向冲动问题突出,是验证和评估重载列车纵向动力学性能的理想场景。大秦铁路坡道示意图如图3所示。

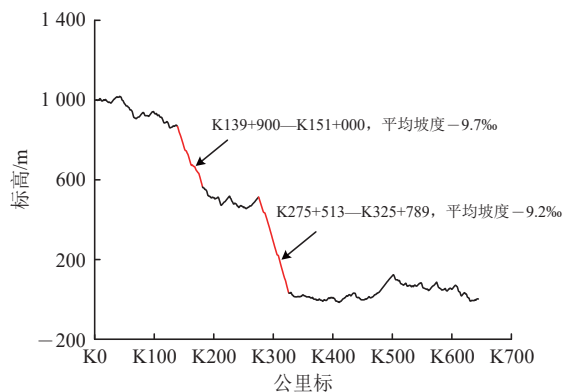


图3 大秦铁路坡道示意图

选取大秦铁路2万t平直道紧急制动试验、3万t长大下坡道循环制动试验这2组具有代表性的线路试验数据,对建立的纵向动力学模型进行校核验证。通过对比不同吨位、不同制动工况下制动距离和车钩力的试验值与仿真值,全面验证模型的准确性和适用性,为后续4万t重载组合列车的仿真研究提供可靠基础。

2.1 2万t重载组合列车试验验证

2007年6月12日,在大秦铁路湖东—柳村间开展2台HX_D1型电力机车牵引2万t重载组合列车的运行试验,取列车在K84+456里程处以 $77\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 初速度进行紧急制动停车的试验工况进行计算验证。K83—K88区段线路纵断面和坡道示意图分别如图4和图5所示。

坡度/‰	8.0	6.0	2.5	0.0		
坡长/m	1 000	500	500	4 200		
曲线半径/m	R2 500 R2 500					
公里标	K83+000	K84+000	K85+000	K86+000	K87+000	K88+000

图4 K83—K88区段线路纵断面示意图

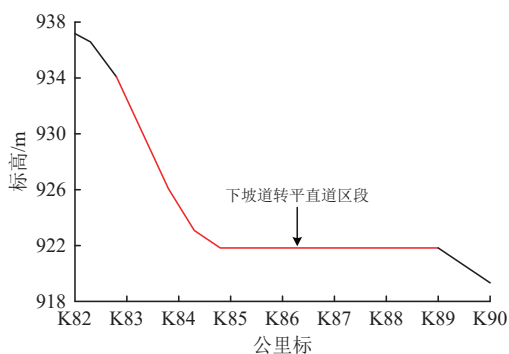


图5 K83—K88区段坡道示意图

试验编组: HXD₁型0006号机车(主控机车)+SY997152号试验车+C₈₀型货车×105辆+HXD₁型0005号机车(从控机车)+SY997050号试验车+C₈₀型货车×105辆+HXD₁型0003号机车(单单位)+可控列尾。其中关门车8辆,分别位于HXD₁型0006号机车机后23,41,68,77和90位及HXD₁型0005号机车机后38,59和77位,公里标均为SY997050号试验车所处位置公里标。试验机车均安装无线同步操控系统,从控机车操纵动作滞后主控机车的时间设为3 s。表1分别记录了制动时间和距离的试验值和仿真值。由表1可知:试验值与仿真值两者之间的误差不超过8%。

表1 2万t重载列车平直道紧急制动距离验证

结果	制动时试验车公里标	地形	制动时间/s	制动距离/m
试验	K84+456	下坡道转平直道	51	671
仿真	K84+456	下坡道转平直道	56	727

试验时通过布置的11个车辆测试断面对车辆纵向动力学参数进行测试,取其中的第1,52,106,157,190和208车位处最大纵向压钩力的试验结果与仿真结果进行对比,得到2万t重载列车纵向最大压钩力沿车位分布试验与仿真结果对比如图6所示。

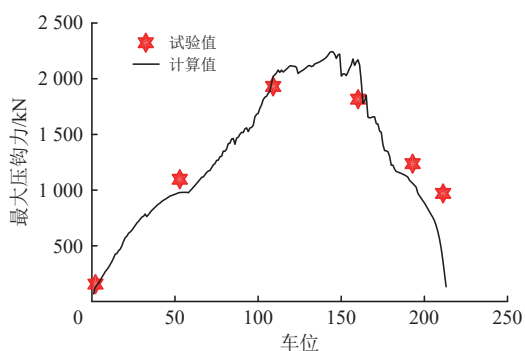


图6 2万t重载列车纵向最大压钩力沿车位分布试验与仿真结果对比

由表1和图6可知:列车制动距离与最大纵向压钩力的计算结果与试验数据均吻合良好,表明采用数值计算方法模拟2万t重载组合列车的纵向力具有较高的精度。

2.2 3万t重载组合列车试验验证

2014年4月2日,采用3万t列车在K141—K179区段进行制动试验,共进行4次电空配合调速,空气制动时机车均衡风缸的减压量均为50 kPa,此次验证时取试验中第1个制动-缓解的过程(运行区段为K141+500—K148+900)进行对比。

K141—K149区段坡道示意图如图7所示。

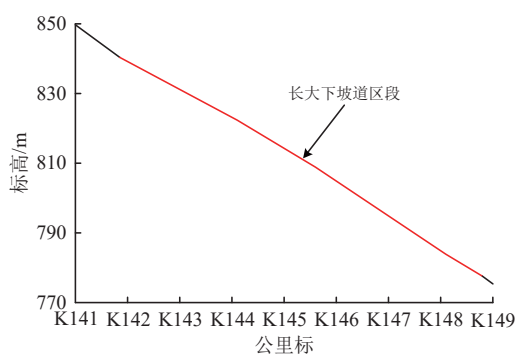


图7 K141—K149区段坡道示意图

试验编组: HXD₁型066号机车(主控机车)+SY997745号试验车+C_{80B}型货车×105辆+HXD₁型001号机车(从控机车1)+C_{80B}型货车×105辆+HXD₁型069号机车(从控机车2)+C_{80B}型货车×105辆+SS₄型0862号机车(从控机车3)。试验中采用的C_{80B}型运煤专用敞车均为3辆1组,2车之间采用牵引拉杆连接,两端分别为16号旋转车钩和17号固定车钩。试验机车均安装无线同步操控系统,在本次实车试验中对列车中的主控机车及3台从控机车的同步响应时间进行了实时监测,数据显示从控机车的制动或牵引指令响应相较于主控机车存在约2~3 s的延迟。

表2分别统计了3万t重载列车循环制动时的试验数据和仿真数据,列车循环制动时运行图试验与仿真结果对比如图8所示。由表2和图8可知:试验值与仿真值两者的可用再充气时间相差不超过5%,同时计算得到的运行图与试验结果也近乎重合。

试验列车通过布置的15个车辆测试断面对车辆的纵向动力学参数进行测试,取其中第52,79,103,130,184和211车位处纵向车钩力的试验结果与仿真结果进行对比,得到3万t重载组合列车

表 2 3 万 t 重载组合列车长大下坡道循环制动结果对比

结果	制动时主控机车位置公里标	制动初速度/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	制动持续时间/s	缓解时主控机车位置公里标	缓解速度/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	可用再充气时间/s
试验	K141+707	70.3	225	K145+464	39.7	227
仿真	K141+737	70.1	219	K145+407	39.6	238

循环制动时纵向车钩力试验与仿真结果对比如图 9 所示。由图 9 可知：仿真结果与试验结果十分接近，说明采用前文所建的数值模型计算 3 万 t 重载组合列车纵向车钩力具有较高的精度。

使用现场试验数据分别对 2 万和 3 万 t 重载列车不同工况下的制动距离、车钩力进行系统性对比验证，可知采用的数值模型计算重载列车纵向动力学问题具有较高的精度，可用于无线同步操控系统的 4 万 t 重载组合列车纵向动力学问题研究。

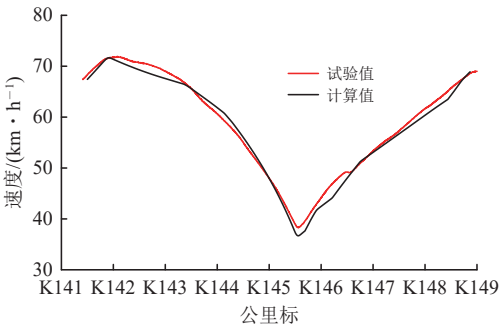


图 8 3 万 t 重载列车循环制动时运行图试验与仿真结果对比

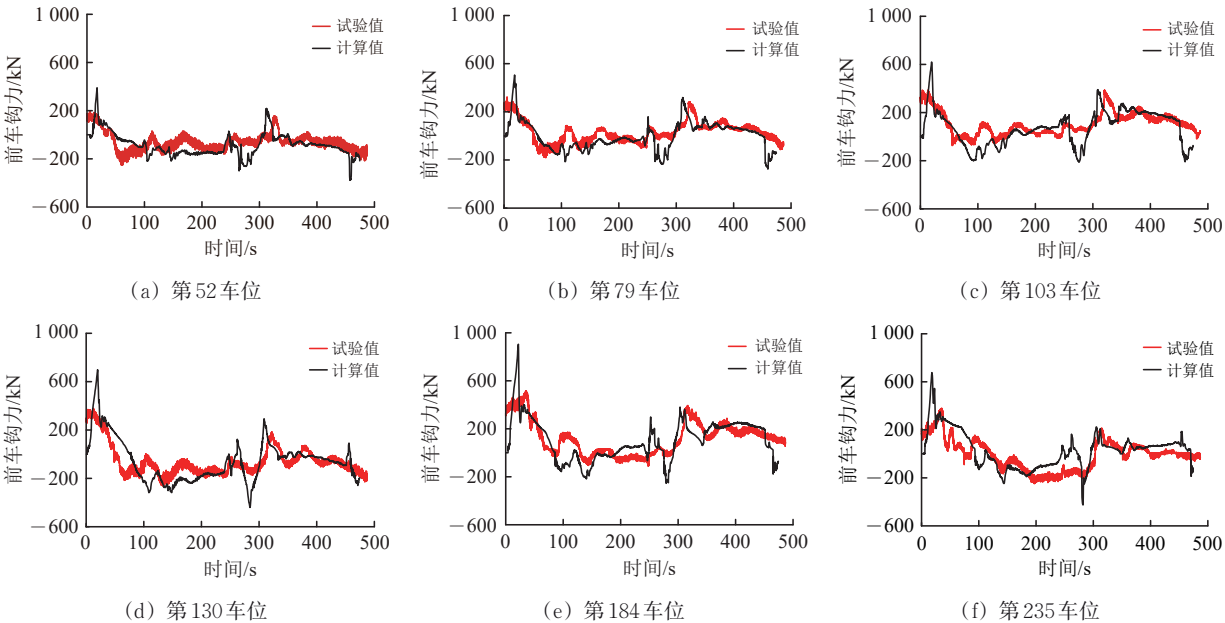


图 9 3 万 t 重载组合列车循环制动时纵向车钩力试验和仿真结果对比

3 4 万 t 重载组合列车无线同步操控纵向动力学仿真

仿真时同样以大秦铁路实际线路条件为基础，分析 4 万 t 重载组合列车在该线路典型困难区段的纵向动力学行为特性。选取重车方向下坡道转平直道、凹形变坡道、凸形变坡道和长大下坡道 4 类典型线路工况，通过在上述工况下开展系统性仿真，评估 4 万 t 重载组合列车在大秦铁路实际条件下的运行安全性，为制定合理的操纵策略提供依据。

计算编组：HX_D1 型机车（主控机车）+C₈₀型

货车×105 辆+HX_D1 型机车（从控机车 1）+C₈₀型货车×105 辆+HX_D1 型机车（从控机车 2）+C₈₀型货车×105 辆+HX_D1 型机车（从控机车 3）+C₈₀型货车×105 辆+SS₄ 型机车（从控机车 4），列车总长 5 213 m。列车制动系统定压为 600 kPa，计算时假定机车电制动能按照设计特性发挥。所有货车均配备 MT-2 型钢摩擦缓冲器，均为 3 辆 1 组，2 车之间采用牵引拉杆连接，两端分别为 16 号旋转车钩和 17 号固定车钩；主控机车与从控机车均装有无线同步操控系统，按照默认延迟时间为 3 s 进行计算。根据 TB/T 1 335—1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》等相关标准的要求，紧急制

动时车钩力限值应不大于2 250 kN^[14], 常用制动车钩力限值通常不超过1 500 kN^[6]。

3.1 下坡道转平直道工况

仿真线路选取大秦铁路重车方向下坡道转平直道坡度差最大的区段, 同样为K83—K88区段, 其坡度差最大达8‰。4万t列车编组较长, 其覆盖的线路纵断面条件复杂多变, 选取2个具有代表性的初始制动位置进行分析, 分别为: K85+700处,

列车头部位于平道, 其余部分位于下坡道; K87+300处, 列车前半部分位于平道, 后半部分位于下坡道。

针对上述2个位置, 分别计算制动初速80 km·h⁻¹条件下, 减压50 kPa、常用全制动及紧急制动3种模式下的停车过程, 表3为车钩力最大值的统计结果。

表3 下坡道转平直道工况计算结果

制动时主控机车位置公里标	制动方式	压钩力		拉钩力	
		最大压钩力/kN	车位	最大拉钩力/kN	车位
K85+700	减压50 kPa	845.2	105	785.3	324
	常用全制动	932.5	106	786.5	319
	紧急制动	1 285.5	103	924.4	317
K87+300	减压50 kPa	1 233.5	257	396.5	320
	常用全制动	1 390.3	250	235.6	386
	紧急制动	1 472.8	282	634.6	385

由表3可知: 4万t列车在下坡道转平直道线路上制动停车时, 列车所受车钩力较大, 常用制动时列车所受最大压钩力达1 390.3 kN, 接近1 500 kN的限值, 紧急制动时达1 472.8 kN, 小于2 250 kN的安全限值; 在K85+700处制动时列车所受最大压钩力均远小于相应的安全限值; 最大压钩力均由列车在K87+300处制动时产生, 较K85+700处制动减压50 kPa时最大压钩力增大了约46%、常用全制动时增大了约49%、紧急制动时增大了约15%; 在K87+300处制动时, 与减压50 kPa相比, 常用全制动时列车所受最大压钩力增大了约13%, 紧急制动时增大了约19%。表明4万t列车制动过程中列车制动位置的影响大过减压量。

列车在K83—K88区段制动时主要受压钩力的

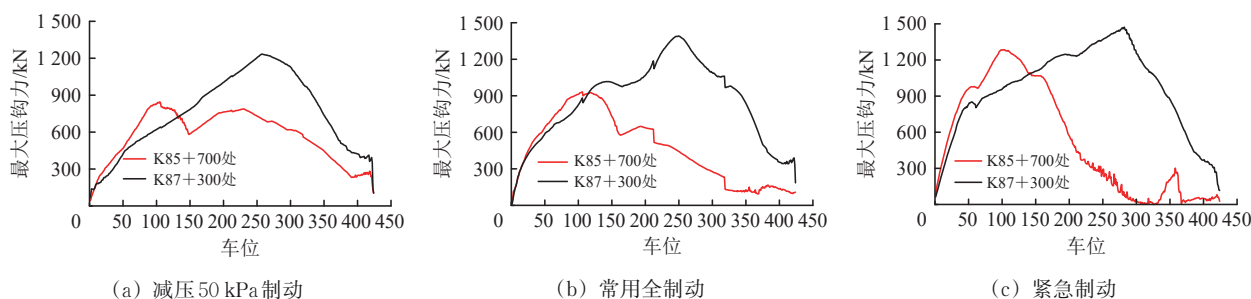


图10 下坡道转平直道区段不同制动工况下最大压钩力沿车位分布

3.2 凹形变坡道工况

研究表明, 凹形线路纵断面是列车制动工况中较为不利的线路纵断面之一^[6]。为此, 选取大秦铁路中典型的凹形变坡区段(K240+265—K244+915)作为仿真线路, 其最大坡度差达10‰。K240—

作用, 下坡道转平直道区段不同制动工况下最大压钩力沿车位分布如图10所示。由图10可知: 4万t列车在下坡道转平直道线路上制动停车过程中, 位于下坡道区段的车辆因受到沿前进方向的重力分力作用, 其速度将高于处于平直道区段的车辆, 从而导致处于下坡道部分的车辆对处于平直道部分的车辆产生纵向挤压, 形成较大的压钩力, 同样表明列车制动位置对车钩力影响显著; 尤其当列车一半位于下坡道、一半位于平直道时, 即使仅实施50 kPa的小减压量制动, 产生的纵向压钩力仍可达1 233.5 kN。在实际运营中, 多数情况下选择在平直道上停车, 此时应尽量避免在列车处于半坡半平的位置时实施制动。

K245区段线路纵断面和坡度示意图分别如图11和图12所示。

分别选择K242+000和K244+000这2处作为初始制动点, 开展减压50 kPa、常用全制动及紧急制动工况的仿真研究, 其中在K242+000处列车头

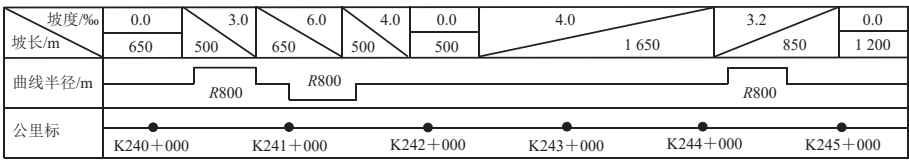


图 11 K240—K245 区段线路纵断面示意图

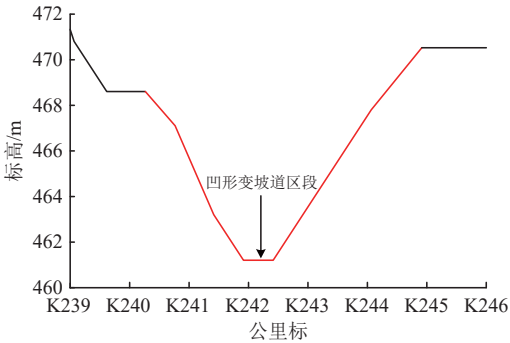


图 12 K240—K245 区段线路坡道示意图

部位于凹形变坡道的谷底、在 K244+000 处列车中部位于变坡道谷底，制动初始速度均设定为 $80\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 。

表 4 为凹形变坡工况下的仿真结果统计。由表 4 可知：4 万 t 列车在凹形变坡区段制动停车时，所受纵向车钩力较大；在常用制动工况下，列车所受的最大压钩力为 $1\,326.9\text{ kN}$ ，已接近 $1\,500\text{ kN}$ 的安全限值；而在紧急制动工况下，最大压钩力为 $1\,374.7\text{ kN}$ ，仍低于 $2\,250\text{ kN}$ 的安全限值。

4 万 t 列车在凹形变坡区段不同制动工况下最大压钩力沿车位分布如图 13 所示。由图 13 可知：在该线路条件下制动停车时，列车纵向动力学变化规律与下坡道转平直道工况基本一致；实际上，下坡道转平直道工况中的线路可视为一种特殊的凹形变坡，其平直道部分可看作坡度为零的上坡段。

表 4 凹形变坡道工况计算结果

制动时主控机车位置公里标	制动方式	压钩力		拉钩力	
		最大压钩力/kN	车位	最大拉钩力/kN	车位
K242+000	减压 50 kPa	688.2	165	415.2	381
	常用全制动	639.9	263	426.7	388
	紧急制动	965.9	107	624.0	385
K244+000	减压 50 kPa	1 153.7	212	366.4	151
	常用全制动	1 326.9	230	262.0	282
	紧急制动	1 374.7	212	681.4	280

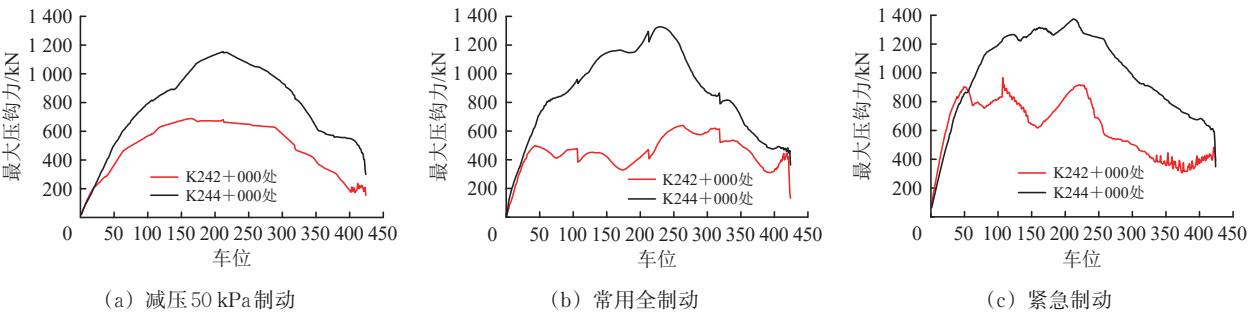


图 13 凹形变坡区段不同制动工况下最大纵向压钩力沿车位分布

综上所述，4 万 t 重载组合列车在通过凹形变坡区段并需减速或停车时，尤其在列车后半部分处于下坡道、前半部分处于上坡道的工况下，宜采用小减压量制动方式，以有效控制纵向车钩力。

3.3 凸形变坡道工况

仿真线路选取大秦铁路重车方向上 K271+763—K282+963 区段，该区段最大坡度差为 13.6‰ 。

K272—K277 区段线路纵断面与坡道示意图分别如图 14 和图 15 所示。

制动初始速度设定为 $80\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ，分别在 K275+313 和 K277+500 这 2 处进行制动停车仿真研究，工况涵盖 50 kPa 减压制动、常用全制动及紧急制动 3 类工况。其中，在 K275+313 处列车头部位于凸形变坡道峰顶；在 K277+500 处列车中部

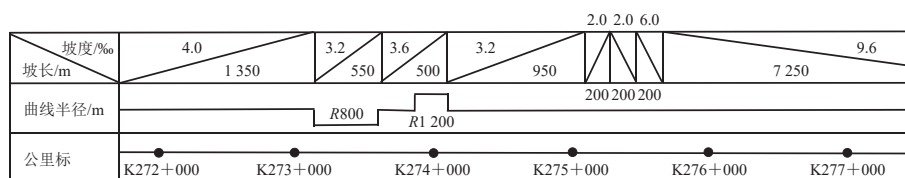


图14 K272—K277区段线路纵横断面示意图

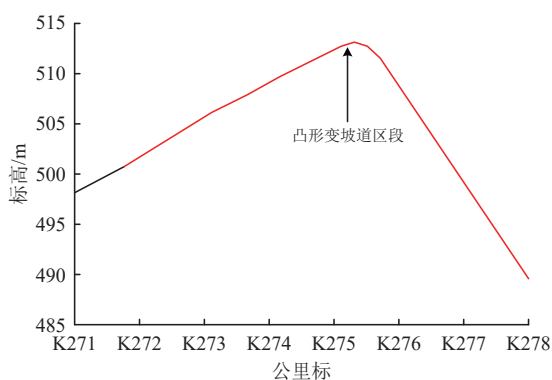


图15 K272—K277区段线路坡道示意图

位于凸形变坡道峰顶；在K277+500处制动时，由于前半部分位于9.6‰的下坡道上，减压50 kPa制

动时提供的制动力不足以使列车持续减速，因此仿真仅进行至列车速度不再下降为止。

凸形变坡道工况下车钩力的计算结果见表5。由表5可知：在制动停车过程中，车钩力出现了超过相应安全限值的情况；列车在K277+500处实施减压50 kPa制动时，最大拉钩力达到2 106.9 kN，常用全制动时最大拉钩力为1 933.4 kN，两者均超过1 500 kN的安全限值。这是由于制动过程中列车不同区段所处坡道条件不同导致的：位于下坡道部分的车辆受到沿前进方向的重力分力作用，而位于上坡道部分的车辆则受到反向的重力分力，导致列车前后速度产生差异，从而使列车整体主要承受拉钩力。

表5 凸形变坡道工况计算结果

制动时主控机车位置公里标	制动方式	压钩力		拉钩力	
		最大压钩力/kN	车位	最大拉钩力/kN	车位
K275+313	减压50 kPa	228.0	262	1 322.7	213
	常用全制动	225.7	259	911.3	107
	紧急制动	828.3	101	843.1	343
K277+500	减压50 kPa	295.3	67	2 106.9	213
	常用全制动	316.2	58	1 933.4	213
	紧急制动	854.3	55	1 851.2	217

凸形变坡区段不同制动工况下最大拉钩力沿车位分布如图16所示。由图16可知：当4万t列车在K277+500处制动时，所受拉钩力较在K275+

313处显著增加；减压50 kPa时增大约59.3%，常用全制动时增大约112.2%，紧急制动时增大约119.6%。

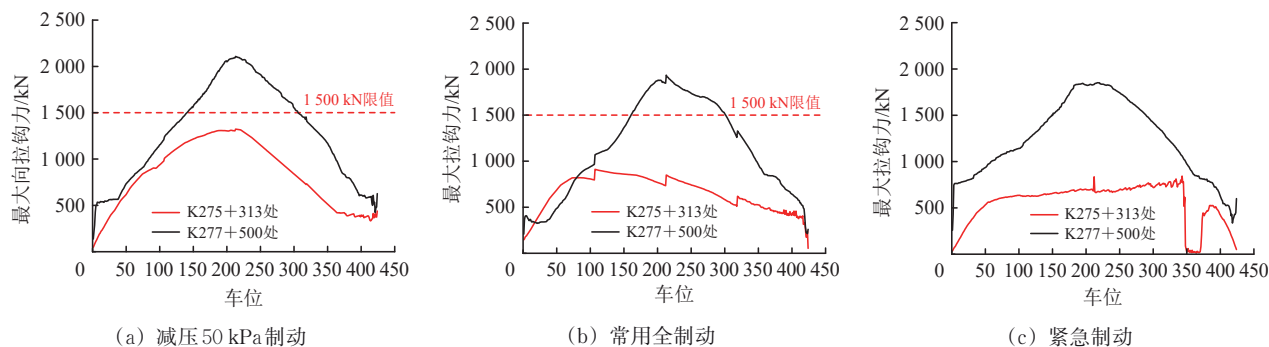


图16 凸形变坡区段不同制动工况下最大拉钩力沿车位分布

根据上述图表分析可知，在K271+763—K282+963区段的凸形变坡路段实施制动时，线路纵断面条件对车钩力的影响显著大于制动减压量的影响，

甚至出现拉钩力随列车管减压量增加而降低的现象，且最大拉钩力集中出现在从控机车2处。为深入分析该规律，对K277+500处制动时不同制动方

式下最大拉钩力所对应的制动时刻、运行速度及主控机车位置进行了统计, 结果见表 6。

表 6 最大拉钩力出现时列车运行参数

制动方式	时间/s	速度/(km·h ⁻¹)	主控机车位置公里标
减压 50 kPa	29.9	75.4	K278+153
常用全制动	32.4	62.6	K278+170
紧急制动	43.9	23.9	K278+197

由表 6 可知: 最大拉钩力出现时, 主控机车位于 K278+153—K278+197 区段, 此时从控机车 2 恰处于该凸形坡道的变坡点 K275+313 处附近, 这表明当列车处于一半上坡、一半下坡的受力状态时所受到的拉钩力最大, 且在此状态下, 运行速度越高, 拉钩力也越大。因此, 在实际运营中, 列车通过凸形变坡路段时, 尤其在坡度变化较大区段, 应尽量避免在列车处于一半上坡一半下坡位置时进行制动操作。

3.4 长大下坡道工况

大秦铁路的长大下坡道主要集中在化稍营—涿鹿、延庆—茶坞 2 段, 仿真时选取延庆—茶坞间的 K275—K325 区段作为典型长大下坡道工况开展仿真分析。

列车运行起点为 K275+000 处, 初始速度设置为 70 km·h⁻¹, 运行过程中限速 75 km·h⁻¹, 缓解速度不低于 35 km·h⁻¹。分别采用 4 次循环制动和 5 次循环制动 2 种模式, 制动控制策略遵循“电制动优先”原则: 优先使用电制动, 当电制动不足以控制车速时, 补充施加减压 50 kPa 的空气制动, 同时根据运行需求动态调整电制动力。

2 种制动模式下的运行图如图 17 所示。由图 17 可知: 采用 4 次循环制动时全程运行时间为 54 min 14 s, 采用 5 次循环制动时为 56 min 41 s。可见, 在 4 次循环制动模式下列车平均速度更高, 运行时间更短。

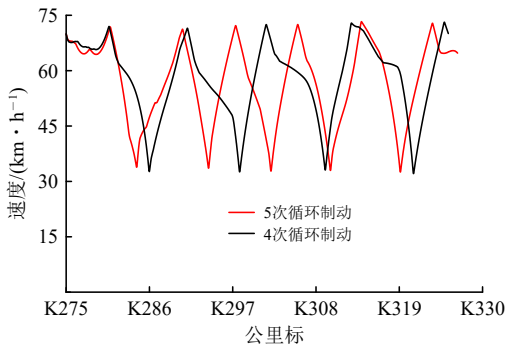


图 17 不同制动模式下运行图

表 7 和表 8 分别给出 2 种制动模式下循环制动的计算结果。从表 7 和表 8 可知: 采用 5 次循环制动时最短可用再充风时间为 246 s、平均可用再充风时间为 302.4 s, 采用 4 次循环制动时分别为 242 和 286 s, 两者的可用再充风时间较为接近; 根据大秦铁路 3 万 t 组合列车综合试验研究, 1+1+1+1 编组的 3 万 t 列车在初制动缓解时的再充气时间约为 50 s, 由此可知 2 种制动模式下 4 万 t 列车的可用再充风时间均较为充足; 此外, 5 次循环制动时平均制动时间为 278.6 s, 而 4 次循环制动时为 445 s, 长大下坡道工况下 5 次循环制动的平均制动时间较短, 有利于车轮和闸瓦在制动过程中的通风散热。

表 7 5 次循环制动计算结果

循环制动次数	制动时间/s	可用再充风时间/s	制动初速度/(km·h ⁻¹)	缓解初速度/(km·h ⁻¹)
1	244	423	70.9	35.1
2	233	246	70.5	35.3
3	315	248	71.1	35.0
4	283	297	71.4	35.0
5	318	298	71.4	35.0

表 8 4 次循环制动计算结果

循环制动次数	制动时间/s	可用再充风时间/s	制动初速度/(km·h ⁻¹)	缓解初速度/(km·h ⁻¹)
1	345	360	71.1	35.0
2	459	250	70.7	35.0
3	492	242	71.3	35.0
4	484	292	70.9	35.0

表 9 给出了不同制动模式下车钩力的计算结果。由表 9 可知: 5 次循环制动时, 列车所受最大压钩力为 1 161.5 kN, 最大拉钩力为 1 483.0 kN, 两者均处于安全限值范围内; 然而, 2 种制动模式下产生的最大拉钩力均超过 1 400 kN, 接近 1 500 kN 的安全限值上限。

表 9 循环制动车钩力计算结果

制动方式	压钩力		拉钩力	
	最大压钩力/kN	车位	最大拉钩力/kN	车位
5 次循环制动	1 161.5	213	1 483.0	212
4 次循环制动	849.7	213	1 436.6	212

图 18 和图 19 分别给出了不同制动模式下列车最大拉钩力和最大压钩力沿车位的分布情况。由图 18 和图 19 可知: 2 种制动模式对应的最大拉钩力整体较为接近; 但在最大压钩力方面, 5 次循环制动时明显更大; 值得注意的是, 最大压钩力与最大拉钩力均集中出现在从控机车 2 处。

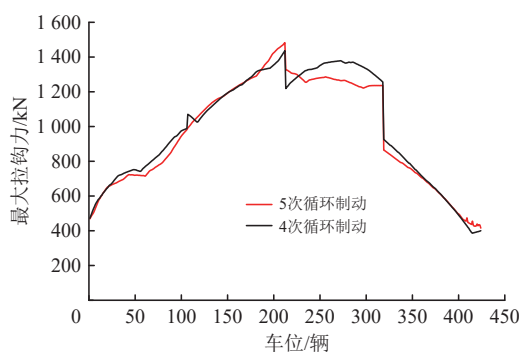


图18 循环制动最大纵向拉钩力沿车位分布

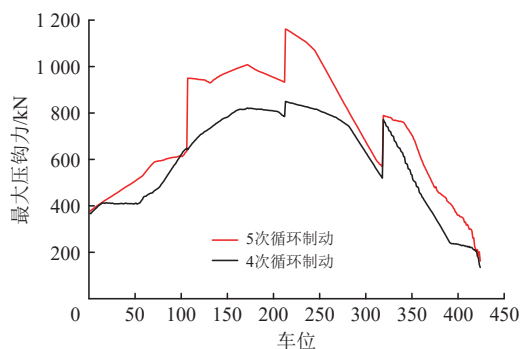


图19 循环制动最大纵向压钩力沿车位分布

为探究不同制动模式下拉钩力偏高的原因，统计最大拉钩力出现时的制动状态、运行时间、速度及主控机车位置，结果见表10。由表10可知：产生最大拉钩力时，主控机车分别位于K278+352和K278+126处，此时列车正处于凸形变坡路段，且前部位于下坡道、后部位于上坡道，在该“半坡”位置进行电制动操作，是引起列车纵向拉钩力显著增大的主要原因。

表10 最大拉钩力出现时列车运行参数

制动方式	列车状态	时间/s	速度/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	主控机车 位置公里标
4次循环制动	电制动	180.4	65.8	K278+352
5次循环制动	电制动	170.2	65.7	K278+126

4 结论与建议

4.1 结论

(1) 基于2万和3万t重载组合列车在坡道制动工况下的线路试验数据，进行列车纵向动力学仿

真对比，结果表明模型计算的制动距离和纵向车钩力等主要参数与实测值基本一致，验证了模型的高精度和可靠性。

(2) 采用无线同步操控系统的4万t重载组合列车在大秦铁路运行时，纵向车钩力可控制在安全限值内。在下坡道转平直道、凹型变坡道及长大下坡道条件下，4万t列车各工况下的最大车钩力均未超过相关规范限值：常用全制动工况下最大压钩力约1390.3kN、接近1500kN的安全阈值，紧急制动工况下最大压钩力约1473kN、低于2250kN的安全限值。在凸形变坡道工况下，常用制动时列车所受最大拉钩力超过了1500kN安全阈值，但通过调整制动位置或仅采用电制动可使其回归安全阈值内。

(3) 重载列车在变坡线路上制动时的制动位置对纵向车钩力影响显著。在坡度差较大的变坡路段制动时，纵向车钩力较大或超限的主要原因是列车同时跨越上、下坡段的受力状态，而非制动强度。列车中部位于变坡点时实施制动最为不利，相比列车全部处于坡道的情况，半坡半平工况下制动将导致压钩力增大、最大压钩力增大15%~50%；凹形和凸形变坡道工况下也存在类似的纵向冲动放大效应，后者尤为明显，半上坡半下坡工况下制动将导致拉钩力增大、最大拉钩力增大59%~120%。

(4) 在大秦铁路K275—K325长大下坡区段，采用4次循环制动较5次循环制动可缩短运行时间，并有助于降低纵向压钩力，2种制动模式下的可用再充风时间均远大于列车实际所需，满足安全裕量要求。

4.2 建议

(1) 通过凸形变坡路段时，尤其在坡度变化较大区段，应尽量避免在列车处于一半上坡一半下坡位置进行制动操作。

(2) 尽量避免在列车处于半坡半平位置实施制动。

(3) 列车通过凹形变坡区段并需减速或停车时，尤其在列车后半部分处于下坡道、前半部分处于上坡道时，宜采用小减压量的制动模式，可有效控制车钩力。

参 考 文 献

[1] 张波. 重载组合列车牵引及制动系统的试验与仿真研究[D]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2009.

Zhang Bo. Test and simulation study on traction and braking system of combined heavy haul train[D]. Beijing: China

- Academy of Railway Sciences, 2009.
- [2] Geng Zhixiu. System integration and innovation of operating 20,000-ton combined heavy-haul train on Datong-Qinhuangdao line[J]. Strategic Study of CAE, 2008, 10(3): 12-26.
- [3] 张格明,王立乾,郜洪民,等.浩吉铁路智能关键技术试验[J].中国铁路,2022(11):23-32.
Zhang Geming, Wang Liqian, Gao Hongmin, et al. Test of key intelligent technology of Haolebaoji-Ji'an Railway[J]. Chinese Railways, 2022(11): 23-32.
- [4] Ma Qun, Wei Wei, Yao Yuan, et al. Investigation on the Safety of 30,000-ton combined train with different lag times of slave control locomotives[J]. Vehicle System Dynamics, 2026, 64(2): 302-325.
- [5] Zhai Wanming, Stichel S, Ling Liang. Train-track coupled dynamics problems in heavy-haul rail transportation[J]. Vehicle System Dynamics, 2025, 63(7): 1187-1240.
- [6] 何闻,常崇义,王俊彪,等.3万t重载列车制动工况纵向力关键影响因素分析[J].铁道学报,2024,46(1):53-59.
He Wen, Chang Chongyi, Wang Junbiao, et al. Analysis on key influencing factors of longitudinal force with 30,000 t heavy haul trains in braking conditions[J]. Journal of the China Railway Society, 2024, 46(1): 53-59.
- [7] Ran Xiangrui, Chen Shiqian, Xie Bo, et al. Dynamic identification of coupler force of heavy haul locomotive: an effective and long-term intelligent measurement method[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2024, 133: 108478.
- [8] Ge Xin, Ling Liang, Chen Zaigang, et al. Experimental assessment of the dynamic performance of slave control locomotive couplers in 20,000-tonne heavy-haul trains[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F Journal of Rail and Rapid Transit, 2021, 235(10): 1225-1236.
- [9] 王成国,马大伟,刘金朝,等.长大列车空气管系充气特性数值仿真研究[J].中国铁道科学,2004,25(1):13-19.
Wang Chengguo, Ma Dawei, Liu Jinzhao, et al. Numerical simulation on charging characteristics of heavy haul train air brake pipe system[J]. China Railway Science, 2004, 25(1): 13-19.
- [10] 杨俊杰,常崇义,封全保,等.重载组合列车机车缓冲器关键技术参数研究[J].中国铁道科学,2010,31(3):76-81.
Yang Junjie, Chang Chongyi, Feng Quanbao, et al. Study on the key technical parameter of the locomotive draft gear in a heavy haul combined train[J]. China Railway Science, 2010, 31(3): 76-81.
- [11] Chang Chongyi, Guo Gang, Wang Junbiao, et al. Study on longitudinal force simulation of heavy-haul train[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(4): 571-582.
- [12] Wu Qing, Spiryagin M, Cole C, et al. International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: results[J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(3): 343-365.
- [13] 常崇义,马颖明,郭刚,等.超长重载列车纵向力影响规律仿真研究[J].中国铁道科学,2021,42(1):87-94.
Chang Chongyi, Ma Yingming, Guo Gang, et al. Simulation study on the influence of longitudinal force on super long heavy haul trains[J]. China Railway Science, 2021, 42(1): 87-94.
- [14] TB/T 1335—1996 铁道车辆强度设计及试验鉴定规范[S].
TB/T 1335—1996 Standard on strength design and appraisal on test of railway vehicles[S].

Simulation study on longitudinal dynamics of a 40 000-ton heavy haul combined train under wireless synchronous control

Guo Gang

(Locomotive & Car Research Institute, China Academy of Railway Sciences Corporation Limited, Beijing 100081, China)

Abstract: To investigate the coupler force safety thresholds and cyclic braking strategies for 40 000-ton heavy-haul combined trains under complex vertical profile conditions, a longitudinal dynamics model integrating a wireless synchronous control system was established using a self-developed train longitudinal dynamics simulation platform. The model was calibrated and validated using field test data from 20 000-ton and 30 000-ton heavy-haul combined trains, demonstrating its accuracy and reliability in calculating braking distances and coupler forces

under various braking conditions. Subsequently, longitudinal dynamics simulations were conducted on a 40 000-ton heavy-haul combined train equipped with the wireless synchronous control system under three braking scenarios: a 50 kPa pressure reduction, full service braking, and emergency braking. These simulations considered four typical vertical profile conditions on the Datong-Qinhuangdao Railway: transition from downgrade to tangent track, sag vertical curves, crest vertical curves, and long steep downgrades. The results indicate that the coupled simulation model, which integrates wireless synchronous control command transmission with train longitudinal dynamic responses, achieves an error of less than 8% compared to field test data. This confirms its effectiveness in simulating the longitudinal coupler force characteristics of extra-long heavy-haul trains. During emergency braking on long steep downgrades as well as sag and crest vertical curves, the maximum coupler force of the 40 000-ton heavy-haul combined train remained below the 2 250 kN safety limit. However, during full service braking on crest vertical curves, the maximum draft coupler force exceeded the 1 500 kN limit. Further analysis reveals that on vertical curves with significant gradient changes, the train's braking position substantially influences coupler forces, and optimizing the braking timing can mitigate longitudinal impulses within the train. Consequently, it is recommended to avoid applying brakes when the train is spanning a crest (half on an upgrade and half on a downgrade) or transitioning between a grade and level track. Furthermore, when decelerating or stopping within a sag vertical curve section—particularly when the front half of the train is on an upgrade and the rear half is on a downgrade—it is advisable to apply a braking mode with a minimal pressure reduction.

Key words: Wireless synchronous control system; Heavy-haul combined train; Train longitudinal dynamics; Variable ramp; Braking mode; Cycle braking

(责任编辑 金 燕)