

文章编号: 2097-5899(2026)09-0079-10 中图分类号: U296 文献标识码: A

DOI: 10.16669/j.cnki.issn.2097-5899.202505070001

引用格式: 郭刚, 苏天祺, 王先鹏, 等. 靖神铁路开行万吨重载列车操纵安全问题研究[J]. 铁路物流, 2026, 44(9): 79-88.

GUO Gang, SU Tianqi, WANG Xianpeng, et al. Research on Handling Safety of 10 000-Ton Heavy-Haul Train Operation on Jingshen Railway[J].

Railway Logistics, 2026, 44(9): 79-88.

靖神铁路开行万吨重载列车 操纵安全问题分析

郭刚¹, 苏天祺², 王先鹏², 王飞², 王晓樯¹

(1. 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; 2. 陕西靖神铁路有限责任公司
运输管理部, 陕西 榆林 719000)

摘要: 靖神铁路地处陕北高原, 线路环境复杂, 存在坡陡、弯急等特征; 此类地形要求列车在陡坡启动、下坡制动等工况下具备精准控制能力, 否则易引发溜车、脱轨等事故。为此, 通过仿真技术实时分析列车-轨道相互作用力, 优化操纵策略。建立列车纵向动力学仿真模型、三维耦合动力学货车编组模型, 利用该模型对列车坡道启动、小半径曲线通过工况下列车操纵安全问题进行研究分析。结果表明: 列车在13‰上坡道降速停车后, 逐级施加牵引力进行坡道启动仿真, 整个过程中列车所受拉钩力较大, 达到2 238 kN, 因此启动时应严格参照坡道起车操纵办法, 且在实际运营中应尽可能规避坡道停车启动; 列车在小半径曲线区段以初速度80 km/h进行紧急制动时, 轮轴横向力最大, 达到108.3 kN, 接近安全限值。研究成果可为靖神铁路万吨列车的常态化安全运行提供理论支撑。

关键词: 靖神铁路; 万吨列车; 安全运行; 纵向力; 坡道启动; 制动; 小半径曲线; 轮轴横向力

0 引言

万吨重载列车的操纵安全是一个复杂的系统工程问题, 涉及车辆、线路、信号、牵引供电、环境、管理及人的因素等多个方面。解决这一问题需要多学科交叉、产学研用结合, 综合运用理论创新、技术创新、管理创新等方式方法, 精确控制纵向冲动、确保制动可靠、维持运行稳定、实现人机高效协同。随着重载技术向更大轴重、更长编组发展, 操纵安全问题将更突出。

近年来开通的靖神铁路(靖边北—神木西)是浩吉铁路(浩勒报吉—吉安)的配套支线, 是我国“北煤南运”战略运输通道的组成部分, 其万吨重载列车的安全运行对保障能源运输效率和国家能源安全至关重要。靖

神铁路地处陕北高原, 环境复杂, 具有坡陡、弯急等特征, 最大坡度达13‰, 最小曲线半径仅400 m; 此类地形要求列车在陡坡启动、下坡制动等工况下具备精准控制能力, 否则易引发溜车、脱轨等事故。

万吨级列车编组长、质量大, 在制动和牵引过程中产生的纵向力远超普通列车; 若操纵不当, 可能引发断钩、车体结构疲劳等问题, 因此有必要开展重载列车综合试验来分析万吨列车常态化开行的安全性, 并通过仿真技术实时分析列车-轨道相互作用力, 优化操纵策略。目前, 国内外针对重载列车纵向动力学的理论建模、纵向冲动机理以及安全控制已开展了一些有益的研究, 相关成果也逐渐被应用于铁路运营安全防护中^[1-4]。耿志修等^[5]、张波^[6]、姚小沛等^[7]、钱铭等^[8]以大秦线(韩家岭—柳村南)为背景, 梳理了我国重

收稿日期: 2025-05-07

基金项目: 中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划课题(N2024T011); 中国铁道科学研究院集团有限公司科研项目(2024YJ038); 中国铁道科学研究院集团有限公司铁道科学技术研究发展中心横向课题(SYF2021SJ054)

载组合列车纵向动力学综合试验和数值仿真研究方法；分析列车管减压量、缓解速度、线路坡度、电制力、列车编组方式、Locotrol 同步作用时间等因素对列车纵向动力学的影响规律和作用机理。张军^[9]运用制动系统仿真程序及列车纵向动力学仿真程序，分析了不同编组工况的制动距离，对比分析了列车的启动性能。陈雷等^[10]根据提速货车和既有装转8A型转向架的非提速货车低速通过小半径曲线及12号道岔侧线时的动力学性能测试数据，分析货车低速通过小半径曲线、道岔侧线的动力学性能。温克学等^[11]以100 m长钢轨采用换长1.5和1.3普通平车装载加固方案为例，建立长钢轨运输动力学仿真模型；对车组以不同速度侧向通过9号和12号道岔以及通过半径300 m曲线的工况进行了动力学仿真计算。

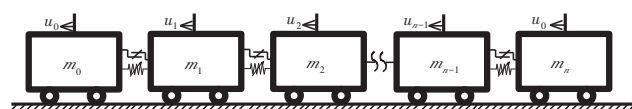
目前，靖神铁路重载列车综合试验尚未开展。因此，有必要对靖神铁路开行万吨列车面临的操纵安全问题进行研究，为靖神铁路万吨列车的常态化安全运行及未来综合试验的开展提供理论支撑。研究采用列车纵向动力学仿真软件，建立了双机单元万吨列车纵向动力学模型，模拟列车在靖神铁路长大上坡道启动、小半径曲线通过(包含正常通过、不同初速度紧急制动通过)2种特殊工况，并对结果进行分析；选取小半径曲线通过时编组中出现最大纵向压钩力的货车及其相邻的2节货车作为研究对象，在SIMPACK软件中建立这3节货车的动力学模型，将纵向车钩力作为输入进行仿真分析，探索产生最大纵向压钩力处车辆的动力学规律。

1 动力学模型及评定指标

1.1 动力学模型

1.1.1 列车纵向动力学模型

列车纵向动力学主要用来分析不同的列车编组、车辆配置、运行工况及线路条件下机车车辆间的纵向动力作用。列车纵向动力学多质点模型如图1所示。取1节车为1个分离体，整列车的自由度等于组成列车的机车车辆的总辆数。



注： u 为车的位移； m 为车辆的质量。

图1 列车纵向动力学多质点模型

Fig.1 Multi-particle model for train longitudinal dynamics

列车纵向动力学方程^[12]形式如下。

$$m_i \ddot{u}_i = F_{ci-1} - F_{ci} - F_{wi} + F_{TEi} - F_{DBi} - F_{Bi} \quad (1)$$

式中： $\ddot{u}_i$ 为第*i*车的加速度， m/s^2 ； m_i 为第*i*车的质量， kg ； F_{ci-1} 为第*i*车的前车钩力， kN ，当 $i=0$ 时， $F_{co-1}=0$ ； F_{ci} 为第*i*车的后车钩力， kN ，当 $i=n$ 时， $F_{cn}=0$ ； F_{wi} 为第*i*车的总运行阻力， kN ，包括等效运行阻力、坡道力、曲线阻力、起动阻力等； F_{TEi} 为牵引力， kN ，仅作用于机车； F_{DBi} 为动力制动力， kN ，仅作用于机车； F_{Bi} 为第*i*车的空气制动力， kN 。

列车纵向动力学模型中使用MT-2型缓冲器、QKX120缓冲器(弹性胶泥缓冲器)^[13-14]。

空气制动系统模型是影响列车动力学计算精度最重要的子模型之一，如果采用精确建模方法，势必会造成参数调整的困难与计算负荷的显著增大，基于专家知识与大量试验数据而建立的空气制动系统非线性解析模型则较好地保证了计算精度与计算量之间的平衡。

建立复杂的非线性纵向动力学模型后，对式(1)采用基于Newmark- β 的高精度平衡迭代法进行数值求解，该方法较之目前多数的数值求解算法都具有良好的计算精度^[13]。

1.1.2 三维耦合动力学货车编组模型

在SIMPACK软件中建立货车编组模型，计算货车通过小半径曲线时的动力学响应。货车编组模型示意图如图2所示。选取3节货车模型进行仿真，在列车头部和尾部均设置一虚拟车体，即单质点模型，用于模拟纵向车钩力的传递，其中后虚拟车体设置为匀速，前虚拟车体施加前车钩力 F 。货车型号为C₈₀，C₈₀系列货车主要参数如表1所示。

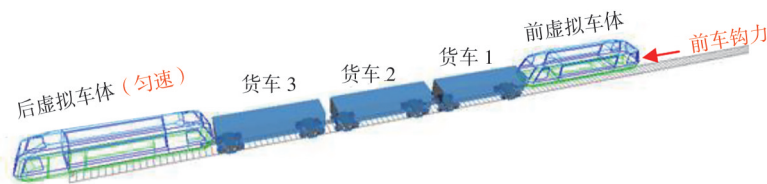


图2 货车编组模型示意图

Fig.2 Schematic diagram of freight car marshalling model

表1 C₈₀系列货车主要参数
Tab.1 Main parameters of C₈₀ series freight cars

项目	参数
轴重/t	25
载重/t	80
自重/t	20
换长	1.1
车辆长度/mm	1 2000
车辆定距/mm	8 200
固定轴距/mm	1 830
车轮直径/mm	840
转向架型式	转K6
车钩最大横向摆角	13°

1.2 评定指标和计算限定条件

- (1) 评定指标。货车运行安全性控制限度值^[15]: 货车脱轨系数 ≤ 1.0 (曲线半径 $R > 400$ m); 货车轮重减载率 ≤ 0.65 ; 轮轴横向力 ≤ 110.5 kN; 列车紧急制动下最大车钩力 $\leq 2\,250$ kN。
- (2) 计算限定条件。靖神铁路货物列车制动系统

定压为 600 kPa。计算时假定机车电制动能按照设计特性发挥。制动时, 双模列尾不参与排风。轴重 25 t 的 C₈₀ 车辆 3 节一组使用牵引杆。

2 坡道启动工况

根据靖神铁路货物列车运行的实际情况, 双机单元万吨列车在郭家滩—神木西区段运行, 选取该区段的典型长大上坡道作为仿真线路, 即 K54+544—K51+744(坡度 13‰)。K54+544—K51+744 区段线路纵断面图(13‰上坡道)如图 3 所示, CEA1 型机车牵引特性曲线如图 4 所示。

列车由 K53(此时整列车已全部位于 13‰ 的坡道上)处始发, 初速度设为 30 km/h。操纵办法为: 列车减速停稳后逐级施加牵引力至 67%(由牵引特性曲线可知, 牵引力约为 $2 \times 1\,140 \times 67\% = 1\,527.6$ kN)。列车运行示意图如图 5 所示。

由图 5 可知, 列车头部运行出 13‰ 的上坡道时, 速度接近 15 km/h, 此时列车受力已稳定; 而启动过程中列车所受最大车钩力, 通常为拉钩力, 产生于启动过程中各种冲动的叠加, 故该仿真模型可模拟出列车坡道启动过程中的最恶劣工况。坡道启动工况列车所受最大拉钩力沿车位分布如图 6 所示。

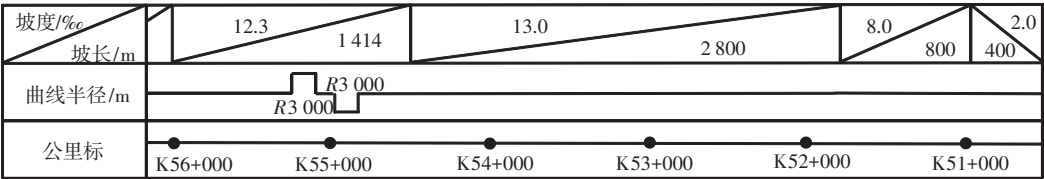


图 3 K54+544—K51+744 区段线路纵断面图(13‰上坡道)
Fig.3 Longitudinal profile of line section from K54+544 to K51+744 (ramp at 13‰)

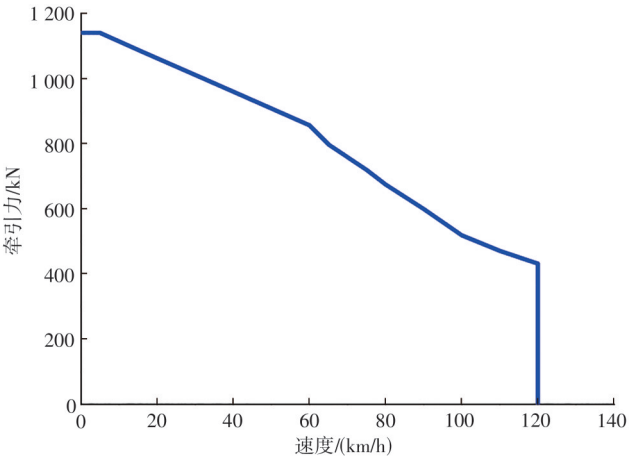


图 4 CEA1 型机车牵引特性曲线
Fig.4 Traction characteristic curve of CEA1 locomotive

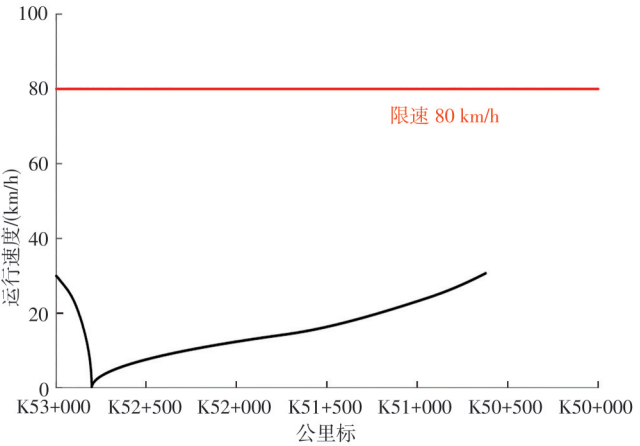


图 5 列车运行示意图
Fig.5 Schematic diagram of train operation

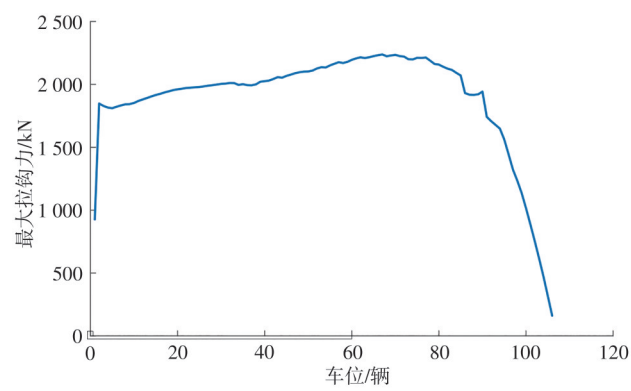


图6 坡道启动工况列车所受最大拉钩力沿车位分布
Fig.6 Distribution of maximum coupler force along car positions under ramp start-up condition

上坡道启动计算结果如表2所示。通过计算结果可知,列车在K53+000—K50+000区段(13‰上坡道)减速停车后,逐级施加牵引力进行坡道启动仿真,整个过程中双机单元万吨列车产生的最大拉钩力达到2 237.9 kN,出现在列车的中间偏后的位置(第67车位),且在启动过程中第30车到第85车所受最大拉钩力均超过了2 000 kN;产生的最大压缩车钩力为1 252.3 kN,出现在靠近尾部的位置(第85车位)。

因此,列车上坡道启动时应严格参照坡道起车操纵办法^[16],即停车前增大机车制动缸压力,停车后减压量追加至100 kPa,充分压缩车钩,起车时先缓解机车制动,在保证不发生空转的前提下逐步提牵引手柄,

再缓解列车。另外,在实际运营中应尽可能地规避坡道停车启动。

3 小半径曲线工况

在郭家滩—神木西间选取长大下坡道加小半径曲线的典型区段作为仿真线路,即K27+208—K25+948(R600 m、-11‰坡道、左曲线)。K27+208—K25+948区段线路纵断面图如图7所示。在该线路上分别进行3种工况的模拟计算:①列车按80 km/h惰行通过小半径曲线区段;②初始位置K27+000,初速度分别为80 km/h,60 km/h,40 km/h,施加紧急制动停车;③初始位置K26+000,初速度分别为80 km/h,60 km/h,40 km/h,施加紧急制动停车。

3.1 工况1: 80 km/h 惰行通过

列车按80 km/h惰行通过小半径曲线区段时,通过纵向动力学仿真可得惰行通过工况列车所受最大压钩力沿车位分布如图8所示。

由图8可知,列车惰行通过曲线时,前部所受压钩力较大,在第37车所受压钩力最大,接近650 kN,远小于2 250 kN的安全限值。选取编组中所受压钩力水平最高的第37车及其前后车辆进行轮轨三维横垂向耦合计算。惰行通过计算结果如表3所示。

由以上结果可知,第37车所受轮轨垂向力、轮轨横向力、纵向蠕滑力、轮轴横向力、脱轨系数及轮重减载率均未超过相应的安全限值。

表2 上坡道启动计算结果
Tab.2 Ramp start-up calculation results

压钩力		拉钩力		减速度		加速度	
最大压钩力/kN	车位/辆	最大拉钩力/kN	车位/辆	最大减速度/(m/s ²)	车位/辆	最大加速度/(m/s ²)	车位/辆
1 252.3	85	2 237.9	67	0.3 g	61	0.7 g	81

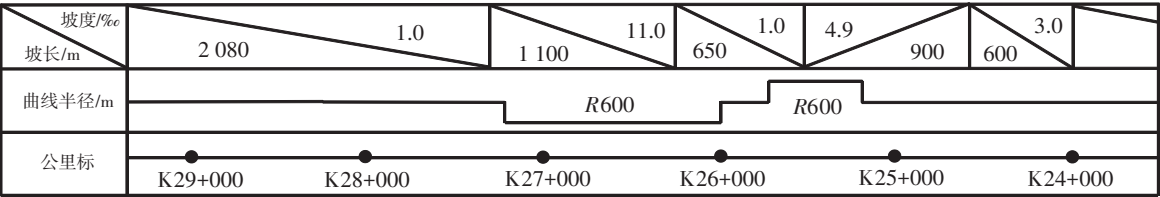


图7 K27+208—K25+948区段线路纵断面图
Fig.7 Longitudinal profile of line section from K27+208 to K25+948

3.2 工况2: 紧急制动初始位置 K27+000

列车分别以初速度80 km/h,60 km/h,40 km/h紧急制动通过R600 m小半径曲线时,K27+000处紧急制动列车所受最大压钩力沿车位分布如图9所示。

由图9可知,列车由K27+000处始发,以紧急制动的方式通过曲线时,其所受最大压钩力达到了1 425 kN,产生于中间偏后的位置,小于2 250 kN的安全限值;且随着制动初速度的降低,所受最大压钩

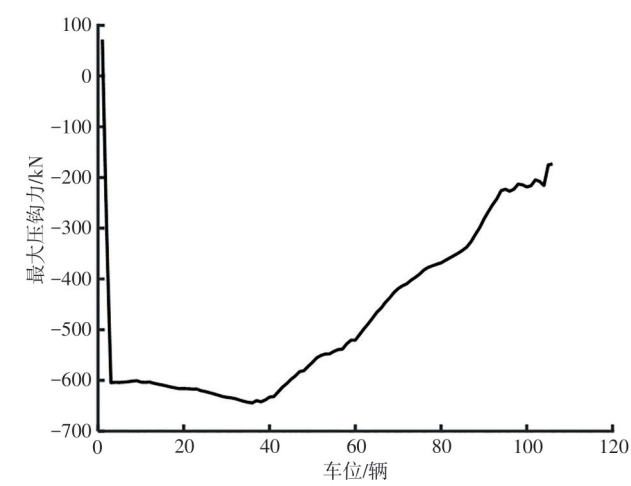


图8 惰行通过工况列车所受最大压钩力沿车位分布
Fig.8 Schematic diagram of distribution of maximum compressive coupler force along car positions under coasting passing condition

力有增大的趋势，相比于初速度 80 km/h 紧急制动通过曲线，初速度 40 km/h 时最大压钩力增大了约 12%。选取编组中所受压钩力水平最高的车位及其前后车辆

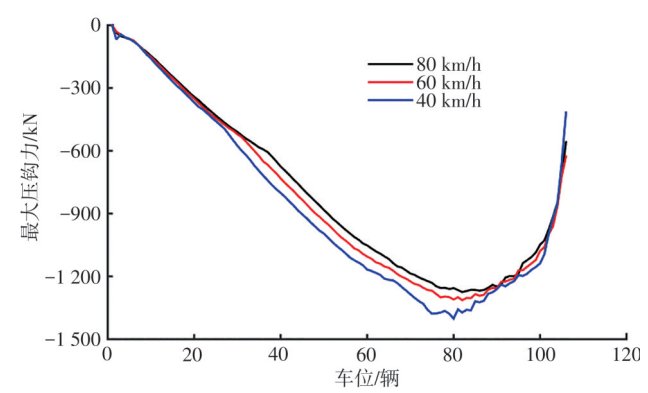


图9 K27+000处紧急制动列车所受最大压钩力沿车位分布
Fig.9 Distribution of maximum compressive coupler force along car positions under emergency braking at K27+000

进行轮轨三维横垂向耦合计算。K27+000 处紧急制动计算结果如表 4 所示。

由以上结果可知，各车辆所受轮轨垂向力、轮轨横向力、纵向蠕滑力、轮轴横向力、脱轨系数及轮重减载率均未超过相应的安全限值，但初速度 80 km/h 紧急制动通过曲线时，82 车的第 2 位轮对最大轮轴横

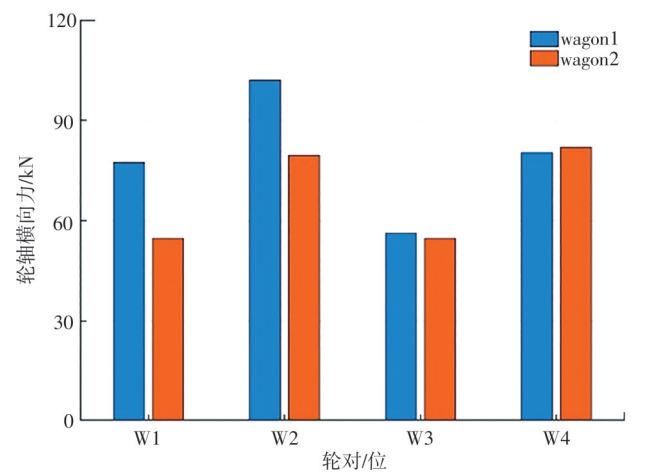
表3 惰行通过计算结果
Tab.3 Coasting passing calculation results

压钩力		轮轨垂向力		轮轨横向力		纵向蠕滑力		轮轴横向力		脱轨系数		轮重减载率	
最大压钩力/kN	车位/辆	最大轮轨垂向力/kN	位置	最大轮轨横向力/kN	位置	最大纵向蠕滑力/kN	位置	最大轮轴横向力/kN	位置	最大脱轨系数	位置	最大轮重减载率	位置
644	37	244	1位轮对右侧	93	3位轮对右侧	34	1位轮对左侧	86.6	2位轮对	0.5	1位轮对右侧	0.46	3位轮对

表4 K27+000处紧急制动计算结果
Tab.4 Emergency braking calculation results at K27+000

初速度/(km/h)	压钩力		轮轨垂向力		轮轨横向力		纵向蠕滑力		轮轴横向力		脱轨系数		轮重减载率	
	最大压钩力/kN	车位/辆	最大轮轨垂向力/kN	位置	最大轮轨横向力/kN	位置	最大纵向蠕滑力/kN	位置	最大轮轴横向力/kN	位置	最大脱轨系数	位置	最大轮重减载率	位置
80	1 275	82	256	2位轮对右侧	100	2位轮对右侧	33	1位轮对左侧	102.1	2位轮对	0.49	2位轮对右侧	0.47	1位轮对
60	1 350	82	233	2位轮对右侧	81	2位轮对右侧	32	1位轮对右侧	92.8	2位轮对	0.44	2位轮对右侧	0.41	1位轮对
40	1 425	80	219	2位轮对右侧	71	2位轮对右侧	34	1位轮对左侧	85.9	2位轮对	0.41	2位轮对右侧	0.36	1位轮对

向力达到了102.1 kN，接近110.5 kN的安全限值；列车通过左曲线时，轮轨垂向力和轮轨横向力右轮均大于左轮；最大轮轴横向力均出现在第2位轮对；最大脱轨系数均出现在第2位轮对右侧；最大轮重减载率均出现在第1位轮对。K27+000处列车以初速度80 km/h紧急制动时轮轴横向力最大值统计图如图10所示。



注：wagon1，wagon2 分别对应 81 车、82 车；W1—W4 分别对应第1至第4位轮对。

图10 K27+000处列车以初速度80 km/h紧急制动时轮轴横向力最大值统计图

Fig.10 Statistical chart of maximum axle lateral force during emergency braking at K27+000 at an initial speed of 80 km/h

3.3 工况3：紧急制动初始位置 K26+000

列车在 K26+000 处分别以初速度 80 km/h，

60 km/h，40 km/h紧急制动通过R600 m小半径曲线时，K26+000处紧急制动最大压钩力沿车位分布如图11所示。

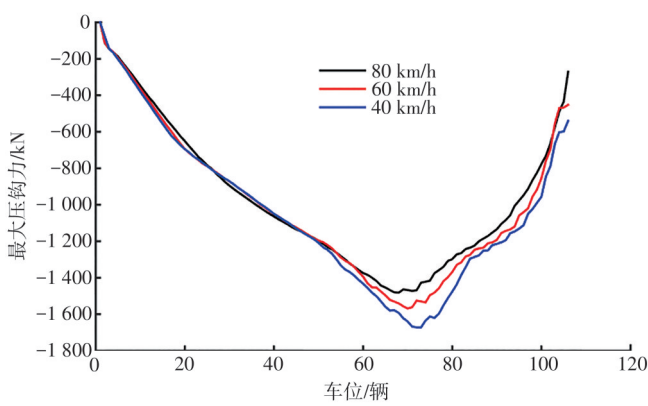


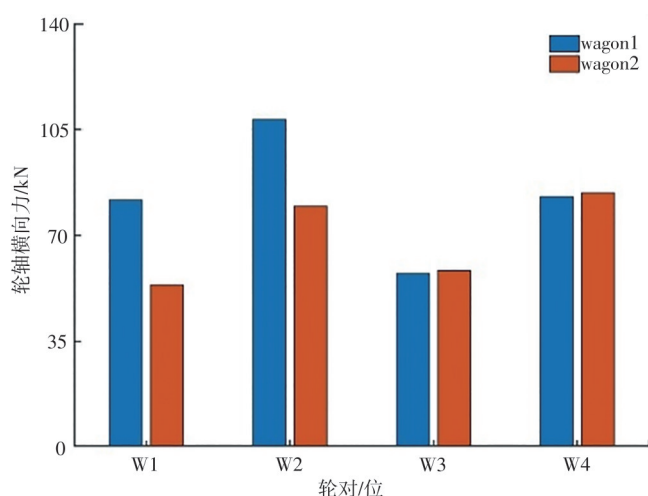
图11 K26+000处紧急制动最大压钩力沿车位分布
Fig.11 Distribution of maximum compressive coupler force along car positions under emergency braking at K26+000

由图11可知，列车由K26+000处始发，以紧急制动的方式通过曲线时，其所受最大压钩力达到了1 650 kN，产生于中间偏后的位置，更加接近2 250 kN的安全限值。随着制动初速度的降低，所受最大压钩力有增大的趋势，相比于初速度80 km/h紧急制动通过曲线，初速度40 km/h时最大压钩力增大了约10%；列车所受最大压缩车钩力同K27+000处始发相比，最大值增大了约16%。选取编组中所受压钩力水平最高的车位及其前后车辆进行轮轨三维横垂向耦合计算。K26+000处紧急制动计算结果如表5所示。

表5 K26+000处紧急制动计算结果
Tab.5 Emergency braking calculation results at K26+000

初速度/ (km/h)	压钩力		轮轨垂向力		轮轨横向力		纵向蠕滑力		轮轴横向力		脱轨系数		轮重减载率	
	最大 压钩力/ kN	车位/ 辆	最大轮轨 垂向力/ kN	位置	最大轮轨 横向力/ kN	位置	最大纵向 蠕滑力/ kN	位置	最大轮轴 横向力/ kN	位置	最大 脱轨 系数	位置	最大轮重 减载率	位置
80	1 500	68	265	2位 轮对 右侧	104	2位 轮对 右侧	31	4位 轮对 右侧	108.3	2位 轮对	0.52	2位轮对 右侧	0.48	1位 轮对
60	1 575	70	242	2位 轮对 右侧	94	2位 轮对 右侧	32	1位 轮对 左侧	99.8	2位 轮对	0.51	1位轮对 右侧	0.41	1位 轮对
40	1 650	73	230	2位 轮对 右侧	82	2位 轮对 右侧	32	1位 轮对 左侧	94.6	2位 轮对	0.47	2位轮对 右侧	0.37	1位 轮对

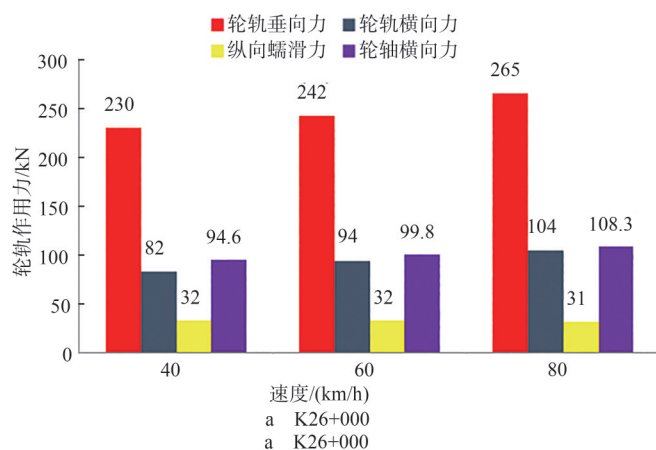
由以上结果可知,各车辆所受轮轨垂向力、轮轨横向力、纵向蠕滑力、轮轴横向力、脱轨系数以及轮重减载率均未超过相应的安全限值,但初速度80 km/h紧急制动通过曲线时,68车的第2位轮对最大轮轴横向力达到了108.3 kN,同K27+000处始发计算结果相比更加接近110.5 kN的安全限值;列车通过左曲线时,轮轨垂向力和轮轨横向力右轮均大于左轮;最大轮轴横向力均出现在第2位轮对;最大脱轨系数均出现在车辆右侧;最大轮重减载率均出现在第1位轮对。K26+000处列车以初速度80 km/h紧急制动时轮轴横向力最大值统计图如图12所示。



注: wagon1, wagon2 分别对应 67 车、68 车; W1—W4 分别对应第 1 至第 4 位轮对。

图12 K26+000处列车以初速度80 km/h紧急制动时轮轴横向力最大值统计图

Fig.12 Statistical chart of maximum wheel-rail lateral forces during emergency braking at K26+000 at an initial speed of 80 km/h



3.4 结果对比

不同位置轮轨作用力对比如图13所示。图13展示了列车分别在K26+000和K27+000处以40 km/h, 60 km/h, 80 km/h速度紧急制动通过曲线的轮轨作用力的最大值。由图13可知,随着速度的提高,最大轮轨垂向力、轮轨横向力和轮轴横向力有所增大,纵向蠕滑力变化不明显。速度为80 km/h时,在K26+000和K27+000处紧急制动的最大轮轨垂向力分别达到了265 kN和256 kN,在K26+000和K27+000处紧急制动的最大轮轴横向力分别达到了108.3 kN和102.1 kN。

不同速度下轮轨作用力对比如图14所示。由图14可知,在不同位置的轮轨垂向力、轮轨横向力、轮轴横向力、脱轨系数及轮重减载率均随着速度的提高而增大,且无纵向力的指标要略小于紧急制动下的指标。其中在K26+000处紧急制动的轮轨垂向力、轮轨横向力和轮轴横向力略大;2种制动位置的蠕滑力区别不大,均在33 kN左右;脱轨系数和轮重减载率在K26+000处较大,但未超过限值。

4 结束语

重载列车在上坡道启动时,操作不当易产生较大的拉钩力。因此,列车上坡道启动时应严格参照坡道起车操纵办法,即停车前增大机车制动缸压力,停车后减压量追加至100 kPa,充分压缩车钩,起车时先缓解机车制动,在保证不发生空转的前提下逐步提牵引手柄,再缓解列车。另外,在实际运营中应尽可能地规避坡道停车启动。重载列车在小半径曲线(≤ 600 m)区段进行紧急制动时,产生的轮轴横向力较大,接近安全限值。

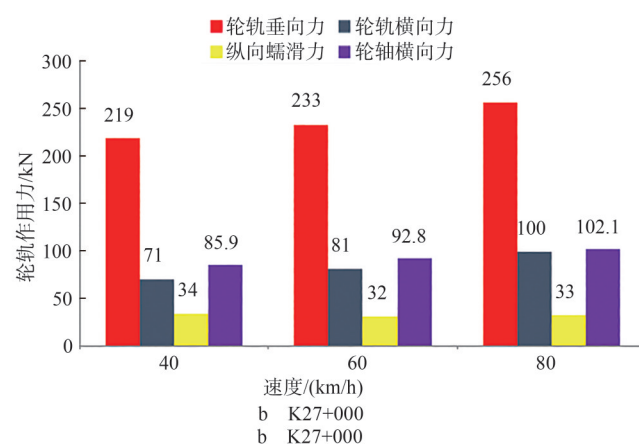


图13 不同位置轮轨作用力对比

Fig.13 Comparison of wheel-rail forces at different positions

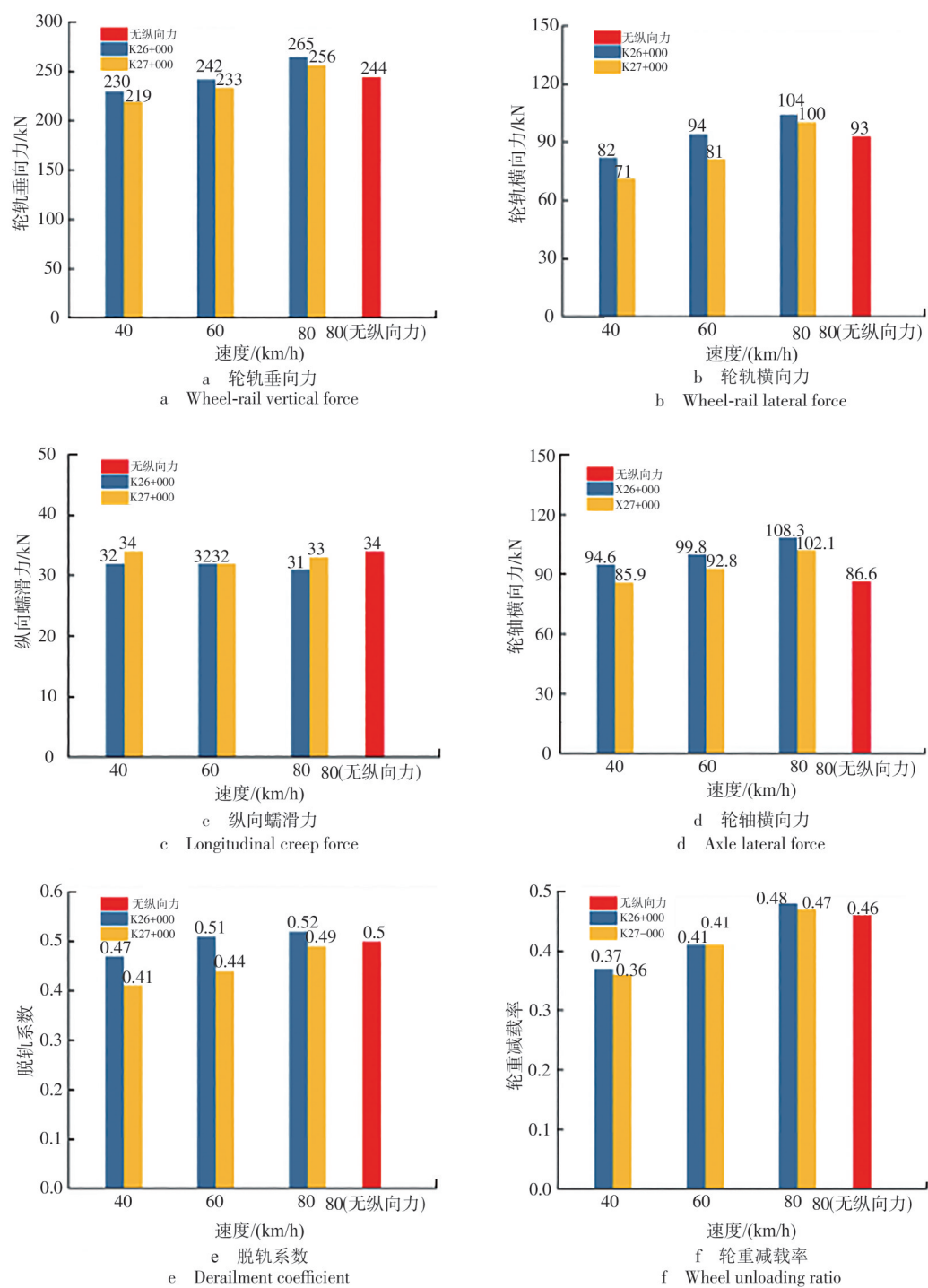


图 14 不同速度下轮轨作用力对比

Fig.14 Comparison of wheel-rail forces at different speeds

参考文献：

[1] 王开云, 閻 鑫, 陈清华, 等. 重载列车系统动力学研究进展[J]. 应用力学学报, 2023, 40(5): 973-986.
WANG Kaiyun, GE Xin, CHEN Qinghua, et al. Review of Dynamics Research on Heavy-Haul Train System[J]. Chinese Journal

of Applied Mechanics, 2023, 40(5): 973-986.
[2] 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.
- [3] 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.
- [4] 魏 伟, 张益铭. 2万吨重载组合列车操纵优化研究[J]. 铁道机车车辆, 2021, 41(4): 35–40.
- WEI Wei, ZHANG Yiming. Operating Optimization Study of 20 000-Ton Heavy Haul Combined Train[J]. Railway Locomotive & Car, 2021, 41(4): 35–40.
- [5] 耿志修, 李学峰, 张 波. 大秦线重载列车运行仿真计算研究[J]. 中国铁道科学, 2008, 29(2): 88–93.
- GENG Zhixiu, LI Xuefeng, ZHANG Bo. Simulation Study of Heavy Haul Train Operation on Datong–Qinhuangdao Railway[J]. China Railway Science, 2008, 29(2): 88–93.
- [6] 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.
- [7] 姚小沛, 王 磊, 邵 军, 等. 重载组合列车纵向性能的影响因素分析[J]. 铁道机车车辆, 2014, 34(6): 8–12, 35.
- [8] 钱 铭, 张启平, 黄成荣, 等. 重载组合列车纵向动力学及安全性问题研究[J]. 中国铁路, 2023(3): 1–9.
- QIAN Ming, ZHANG Qiping, HUANG Chengrong, et al. Research on Longitudinal Dynamics and Safety of Heavy Haul Combined Train[J]. China Railway, 2023(3): 1–9.
- [9] 张 军. 高速货车坡道启动仿真及纵向冲动机理研究[J]. 城市建设理论研究(电子版), 2013(33): 1–6.
- ZHANG Jun. Study on Ramp Start Simulation and Longitudinal Impulse Mechanism of High Speed Freight Car[J]. Theoretical Research in Urban Construction(Electronic Version), 2013(33): 1–6.
- [10] 陈 雷, 王新锐. 货车低速通过小半径曲线动力学性能试验分析[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(6): 84–90.
- CHEN Lei, WANG Xinrui. Analysis on the Dynamics Performance of the Freight Car Negotiating the Small Radius Curve at Low Speed[J]. China Railway Science, 2009, 30(6): 84–90.
- [11] 温克学, 马玉坤, 李善坡, 等. 100 m长钢轨普通平车运输道岔及曲线通过问题仿真与试验研究[J]. 中国铁道科学, 2011, 32(2): 90–96.
- WEN Kexue, MA Yukun, LI Shanpo, et al. Simulation and Experimental Research on Transporting 100 m Long Steel Rails Using Flatcars Passing Turnouts and Curves[J]. China Railway Science, 2011, 32(2): 90–96.
- [12] 郭 刚, 常崇义, 王俊彪, 等. 不同轴重货物列车编组方案的计算分析[J]. 铁道机车车辆, 2014, 34(5): 12–16.
- GUO Gang, CHANG Chongyi, WANG Junbiao, et al. Optimization Analysis of the Formation of Different Axle Load General Freight Train[J]. Railway Locomotive & Car, 2014, 34(5): 12–16.
- [13] 常崇义, 王成国, 马大炜, 等. 2万t组合列车纵向力计算研究[J]. 铁道学报, 2006, 28(2): 89–94.
- CHANG Chongyi, WANG Chengguo, MA Dawei, et al. Study on Numerical Analysis of Longitudinal Forces of the 20 000 t Heavy Haul[J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(2): 89–94.
- [14] 常崇义, 王新锐, 姜 岩, 等. 钢摩擦与弹性胶泥复合型缓冲器数值模型[J]. 中国铁道科学, 2016, 37(4): 83–88.
- CHANG Chongyi, WANG Xinrui, JIANG Yan, et al. Numerical Model of Steel Friction and Elasticity Cement Composite Draft Gear[J]. China Railway Science, 2016, 37(4): 83–88.
- [15] 中华人民共和国国家市场监督管理总局, 中国国家标准化管理委员会. 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019: 8–9.
- [16] 王志毅, 王靖华. 朔黄铁路万吨列车上坡道起车研究[J]. 科技创新导报, 2019, 16(9): 66–68.

(责任编辑: 金 颖)

Research on Handling Safety of 10 000-Ton Heavy-Haul Train Operation on Jingshen Railway

GUO Gang¹, SU Tianqi², WANG Xianpeng², WANG Fei², WANG Xiaoqiang¹

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

2. Transportation Management Department, Shaanxi Jingshen Railway Co., Ltd., Yulin 719000, Shaanxi, China)

Abstract: Jingshen Railway is located in the northern Shaanxi Plateau, with a complex line environment, steep slopes, and sharp bends. This kind of terrain requires the train to have precise control ability under steep slope starting, downhill braking, and other working conditions, or otherwise it is easy to cause accidents such as car slip and derailment. Therefore, it is necessary to analyze the train-track interaction force in real time through simulation technology and optimize the operation strategy. In this paper, the longitudinal dynamic simulation model of the train and the three-dimensional coupled dynamic model of freight car marshalling were established, and the safety problems of train operation under the conditions of ramp starting and small radius curve passing were studied and analyzed by using this model. The results show that after

the train stops on the ramp at 13 ‰, the traction force is applied step by step to simulate the ramp start-up. During the whole process, the hook force on the train is large, reaching 2 238 kN, so the operation method of ramp start-up should be strictly referred to when starting, and the ramp stop-start should be avoided as much as possible in actual operation. When the train carries out emergency braking at the initial speed of 80 km/h in the section with a small radius curve, the lateral force of the axle reaches the maximum, reaching 108.3 kN, which is close to the safety limit. The research results provide theoretical support for the normal and safe operation of 10 000-ton trains on the Jingshen Railway.

Keywords: Jingshen Railway; 10 000 t Train; Safe Operation; Longitudinal Force; Ramp Start; Braking; Small Radius Curve; Wheelset Lateral Force

(上接第63页)

Research and Application of Railway Freight Marketing Service System

ZHAO Lin, ZHOU Yuning, TANG Weizhong, FAN Rui, LIU Haining

(Information Technology Research Institute, China Railway Lanzhou Group Co., Ltd., Lanzhou 730000, Gansu, China)

Abstract: In response to the problems existing in the digital-intelligent transformation of railway freight systems, such as isolated data sources, insufficient marketing precision, and low decision-making efficiency, a data-driven marketing service system for railway freight traffic was proposed. A multi-source heterogeneous data fusion system was established to integrate real-time operational data, historical trend data, and external market information. On the basis of data lake and extract-transform-load (ETL) technologies, deep data governance and semantic alignment were implemented. An innovative visual intelligent center was developed. Combined with three-dimensional heatmaps, dynamic trend lines, and geographic information interaction technologies, it supports multi-dimensional data drilling and dynamic parameter simulation, and realizes agile decision-making in scenarios including freight rate elastic analysis and transport capacity allocation optimization. Application results show that the system greatly reduces the time spent on compiling marketing analysis reports, improves the efficiency of cross-department collaborative decision-making, and accelerates the transformation of railway freight traffic from an experience-oriented mode to a digital-intelligent mode, providing effective technical support for optimizing freight resource allocation, formulating targeted marketing strategies, and improving customer experience.

Keywords: Railway Freight Marketing; Marketing Decision-Making; Data Governance; ETL; Digital Intelligence