

典型制动系统故障下 2 万吨重载列车纵向冲动特性仿真与量化评估

刘海明¹, 董毅博², 王开云²

(1. 国能朔黄铁路发展有限责任公司 调度指挥中心 河北 沧州 062350; 2. 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)

摘要: 为重载列车运行安全风险提供理论依据, 针对制动系统常见失电故障, 基于经过试验验证的纵向动力学模型, 开展了多工况仿真研究。基于运行过程中出现过的 9 种典型故障模式与 7 个典型线路区段, 分析了列车在故障下的最大拉/压钩力及纵向加速度响应。所建立模型的仿真结果与试验结果较为接近, 证明了模型的可靠性。结果表明: 故障类型、动力状态与线路坡度共同决定了纵向冲动水平, 具体而言, 主控机车非操纵节在牵引工况下失电 (故障 1) 在 3‰上坡道引发的拉钩力极值最高, 达 1 370 kN; 从控机车操纵节失电 (故障 3) 在 4‰上坡道产生的纵向加速度峰值最大, 高达 7.59 m/s²; 从控机车非操纵节在制动与牵引复合工况下失电 (故障 7) 在 -12‰~-8‰陡坡变缓坡路段导致的压钩力极值最大, 可超过 1 000 kN; 在变坡点发生故障将会进一步加剧列车纵向冲动, 从而提高列车运行安全风险。研究结果可为故障应急预案制定与操纵优化提供了理论数据支撑。

关键词: 2 万吨重载列车; 纵向动力学; 纵向冲动; 制动系统故障; 仿真研究

中图分类号: U239.4

文献标志码: A

SIMULATION and Quantitative Assessment of Longitudinal Impulse Characteristics for 20,000-tonne Heavy-Haul Trains under Typical Brake System Faults

Liu Haiming¹, Dong Yibo², Wang Kaiyun²

(1. Dispatching Command Center, Guoneng Shuohuang Railway Development Co., Ltd., Cangzhou 062350, China; 2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: To provide a theoretical basis for operational safety risk assessment of heavy-haul trains, this study investigates common power-loss faults in the braking system through multi-condition simulations based on a longitudinally dynamic model validated by experiments. Using nine typical fault modes and seven typical line segments derived from actual operational scenarios, the maximum tensile compressive coupler forces and longitudinal acceleration responses under fault conditions were analyzed. The simulation results from the established model closely align with experimental data, demonstrating the model's reliability. The findings indicate that the level of longitudinal impulse is collectively determined by the fault type, dynamic state, and line gradient. Specifically, power loss in the non-operating section of the leading locomotive under traction (Fault 1) generated the maximum tensile coupler force of 1,370 kN on a 3‰ upgrade. Power loss in the operating section of the trailing locomotive (Fault 3) produced the highest peak longitudinal acceleration of 7.59 m/s² on a 4‰ upgrade. Power loss in the non-operating section of the trailing locomotive under combined braking and traction conditions (Fault 7) resulted in the maximum compressive coupler force, exceeding 1,000 kN, on a descending section with a gradient transition from -12‰ to -8‰. Moreover, faults occurring at gradient transition zones further intensify longitudinal impulses and elevate operational risks. This research provides theoretical and data-driven support for the development of fault emergency strategies and operational optimization.

Key words: 20,000-tonne heavy-haul train; longitudinal dynamics; longitudinal impulse; brake system failure; simulation study

收稿日期: 2025-12-02

基金项目: 国家自然科学基金项目(52388102)

重载运输^{错误:未找到引用源。}是提升铁路货运能力的核心手段,随着轴重与编组长度的增加,列车纵向动力学行为日趋复杂,尤其是在制动、牵引系统发生故障的极端工况下,产生的巨大车钩力与加速度可能危及行车安全。现役 2 万吨重载列车在制动调速过程中的纵向冲动^[2]问题尤为突出,极大威胁列车运行安全性。

国内外学者为深入研究纵向冲动作用机理,主要采用基于试验数据对制动特性进行拟合及以气体流动理论为基础的空气制动系统仿真方法,针对重载列车纵向动力学开展了大量研究。其中,对于基于试验数据拟合的空气制动模型,通过实测数据拟合单个制动缸的压力变化曲线,并利用恒定制动波速的假设计算得到不同位置车辆的制动缸压力曲线^[3];以气体流动理论为基础的空气制动系统仿真模型将空气制动系统考虑为连续流动气体,利用气体流动理论建立非稳定流动气体状态方程以及边界条件,进而通过数值方法计算各个时刻各机车车辆的列车管压力、制动缸压力等,并将制动缸压力输入到列车纵向动力学计算^[5]。目前,在万吨列车纵向动力学性能仿真分析中,普遍采用拟合数据模拟列车的空气制动性能^[6]。于宗泽等^[9]结合解析法和拟合法的优点,建立了车钩缓冲装置精细化纵向动力学模型;钱铭等^[10]从重载列车试验与仿真出发,分析了复杂纵向车钩力作用下中部从控机车受压稳定性的影响因素与作用机理;魏伟等^[11]以空气动力学为基础对重载列车空气制动系统进行仿真,有效的预测了制动系统性能。Shabana^[16]和 Massa^[17]等基于惯性坐标系建立新型三维非线性车钩模型,精确求解车钩缓冲装置各部件的独立运动。

在重载列车制动系统对纵向冲动的影晌方面,国内外学者开展了大量研究。张铭涛等^[18]建立了能够模拟轮瓦摩擦制动效果重载列车动力学模型,分析了重载列车通过曲线时闸瓦压力不均衡对车辆系统动力响应的影晌;张军等^[19]分析了机车布置位置不同,在紧急制动工况下对重载列车纵向冲动的影晌;杨忠良等^[20]建立了短编组车辆动力学模型,分析了纵向冲动对机车通过曲线时安全性的影晌;蒋廉华等^[21]基于多质点纵向动力学模型分析了在变坡点位置进行电空联合制动时的坡道参数及电制动施加方式对纵向冲动的影晌。

综上所述,通过高精度仿真手段研究列车纵向动力学已经较为成熟,且取得了显著进展。然而,针对多种典型制动系统失电故障模式,在不同线路坡度条件下引发的纵向冲动响应,仍缺乏系统性的量化对比与风险评估,尤其是制动控制单元(BCU)失电这类多发故障。因此,本文基于一个经过大规模线路试验验证的 2 万吨级重载列车纵向动力学模型,系统性地仿真分析了 9 种典型的制动系统失电故障。研究将重点揭示故障模式、动力状态与线路坡度三者共同作用下的纵向冲动规律(最大车钩力与纵向加速度),以期为重载列车的安全运营、故障应急预案制定与操纵优化提供精确的数据支撑与理论依据。

2 重载列车纵向动力学模型

2.1 纵向动力学建模

基于纵向动力学理论,构建了如图 1 所示的“主控机车+108 节货车+从控机车+108 节货车”(2 万吨重载列车)编组列车纵向动力学简化模型。针对列车编组中车辆单元数量庞大的特点,建模时将其简化为仅考虑纵向自由度的单自由度质点系统,并忽略垂向与横向动力学效应。该模型综合考虑了车辆间的相互作用力,以及影响列车纵向运动的多种关键作用力,具体包括用于调节运行工况的牵引力与制动

力，以及实现相邻车辆间力传递的车钩力。

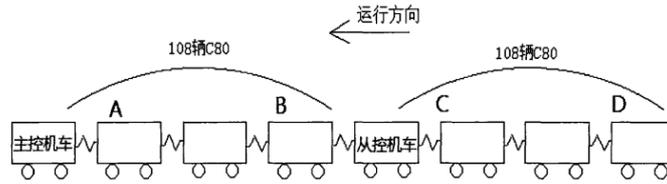


图1 两万吨重载列车纵向动力学模型
Fig.1 Longitudinal dynamic model of 20 000-ton heavy-haul trains

在考虑牵引/电制动、空气制动、钩缓迟滞特性与运行阻力的基础上，通过对机车单质点模型的受力分析（如图2），可建立整列车的纵向动力学微分方程：

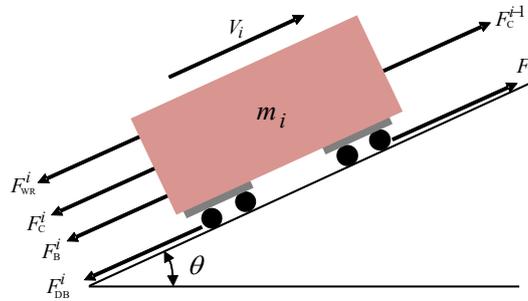


图2 单节车辆受力示意图
Fig.2 Schematic diagram of force on a single wagon

对于头车($i=1$):

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_T^{(1)} + F_C^{(1)}(v_1, v_2, x_1, x_2) - F_{DB}^{(1)} - F_B^{(1)} - F_{WR}^{(1)} \quad (1)$$

对于第 i 节车:

$$m_i \ddot{x}_i = F_C^{(i-1)}(v_i, v_{i-1}, x_i, x_{i-1}) - F_C^{(i)}(v_i, v_{i+1}, x_i, x_{i+1}) + F_T^{(i)} - F_{DB}^{(i)} - F_B^{(i)} - F_{WR}^{(i)} \quad (2)$$

对于尾车($i=n$):

$$m_n \ddot{x}_n = F_T^{(n)} + F_C^{(n-1)}(v_n, v_{n-1}, x_n, x_{n-1}) - F_{DB}^{(n)} - F_B^{(n)} - F_{WR}^{(n)} \quad (3)$$

式中, i 为车辆编号($1 < i < n$); n 为车辆总数; m_i 为第 i 节车的质量; \ddot{x}_i 为第 i 节车的纵向加速度; $F_C^{(i-1)}$ 和 $F_C^{(i)}$ 分别为第 i 节车的前部与后部车钩力, 其中当 i 为 1 时, 前部车钩力为 0, 当 i 为 n 时, 后部车钩力为 0; $F_T^{(i)}$ 为第 i 节车的牵引力, $F_{DB}^{(i)}$ 为第 i 节车的电制动力, 二者均只作用于机车; $F_B^{(i)}$ 为第 i 节车的空气制动力; $F_{WR}^{(i)}$ 为第 i 节车所承受的运行阻力, 主要包括基本运行阻力、附加阻力等。

机车牵引/电制动力取决于实时速度与运行级位。计算时, 首先根据该时刻 t 的速度与级位, 自图 3 所示的机车牵引/电制动特性曲线中插值获取基准力值 $F(v)$ 。随后, 根据《牵引计算规程》要求, 将此基准力值乘以 0.9 的牵引力使用系数 (电制动力同理) 进行修正。假定该力从 t_0 开始施加, 并线性增长 Δt 时间后达到修正后的最大值, 则其在任意时刻的值由式(4)确定。

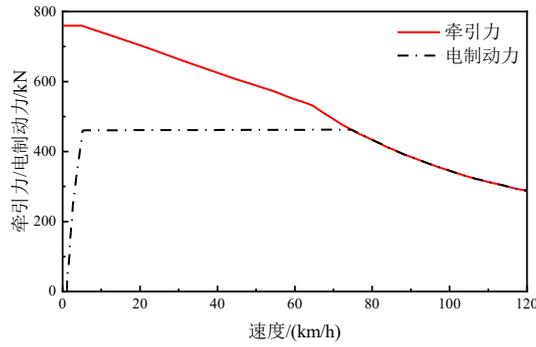


图3 机车牵引/电制动特性曲线
Fig.3 Locomotive traction/electric braking characteristic curve

$$F_{T/DB} = \begin{cases} 0 & , (t < t_0) \\ F(v) \cdot \lambda \cdot (t - t_0) / \Delta t & , (t_0 < t < t_0 + \Delta t) \\ F(v) \cdot \lambda & , (t \geq t_0 + \Delta t) \end{cases} \quad (4)$$

式中, $F_{T/DB}$ 为计算得到的机车牵引/电制动力; v 为 t 时刻机车运行速度; λ 为牵引/电制动力使用系数。

列车运行阻力可分为基本阻力与附加阻力。基本阻力主要源于机械摩擦与空气动力学效应, 其单位阻力值通常与机车车辆类型相关; 后者则主要取决于线路条件, 如坡道与曲线, 受车辆类型影响较小。

单位基本运行阻力:

$$\omega_b = \begin{cases} 1.2 + 0.0065v + 0.000279v^2 & (\text{机车}) \\ 0.92 + 0.004v + 0.000125v^2 & (\text{货车重车}) \\ 2.23 + 0.0053v + 0.000675v^2 & (\text{货车空车}) \end{cases} \quad (5)$$

单位坡道附加阻力为:

$$\omega_g = i \quad (6)$$

单位曲线附加阻力为:

$$\omega_r = \begin{cases} \frac{600}{R} & l_1 \leq l_r \\ \frac{600}{R} \cdot \frac{l_r}{l_1} & l_1 > l_r \end{cases} \quad (7)$$

式中, v 为列车运行速度; i 为坡道千分数, 上坡为正值, 下坡为负值; R 为曲线半径; l_1 为列车长度, l_r 为曲线长度。

针对朔黄铁路货运列车, 货车缓冲器选用 MT-2 型摩擦式缓冲器, 机车缓冲器选用 QKX100 型弹性胶泥式缓冲器, 各缓冲器的性能参数如表 1 所示。车辆单元间的钩缓特性通过一个非线性弹性阻尼力元进行等效模拟, 该力学模型能够准确反映钩缓装置在实际运行中的阻抗特性。

表 1 机车车辆缓冲器主要性能参数
Tab.1 Main performance parameters of locomotive and vehicle buffers

	货车	机车
缓冲器类型	MT-2	QKX100
阻抗力/kN	≤2270	≤2500
容量/kJ	≤(54~65)	≤100
行程/mm	83	83

钩缓系统模型如图 4 所示，其力学行为由加载与卸载曲线共同定义，涵盖了车钩间隙、迟滞特性等要素。加载、卸载状态切换时，两条曲线的差异会导致不连续性，从而在仿真中引发阻抗力振荡。为解决该问题，本文应用速度法，引入限制速度 v_c 以有效平滑数值波动，具体计算公式如下：

$$F_c = \begin{cases} \frac{1}{2}[f_l(\Delta x) + f_u(\Delta x)] + \\ \frac{1}{2}[f_l(\Delta x) - f_u(\Delta x)] \cdot \text{sign}(\Delta v) & |\Delta v| \geq v_c \\ \frac{1}{2}[f_l(\Delta x) + f_u(\Delta x)] + \\ \frac{1}{2}[f_l(\Delta x) - f_u(\Delta x)] \cdot \frac{\Delta v}{v_c} \cdot \text{sign}(\Delta v) & |\Delta v| < v_c \end{cases} \quad (8)$$

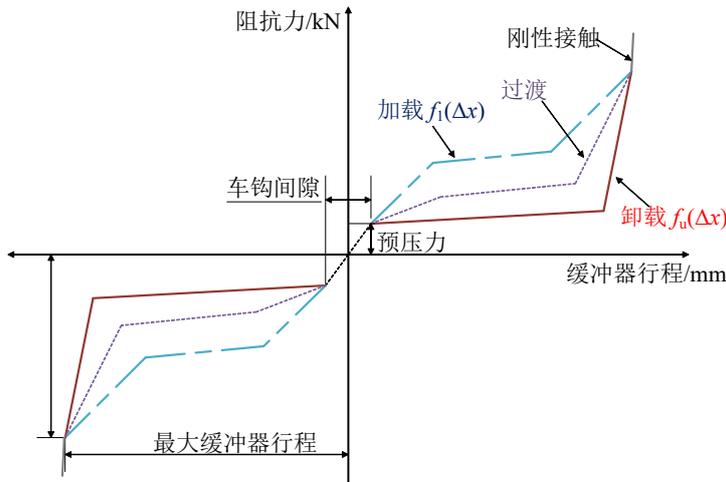


图 4 缓冲器数学模型示意
Fig.4 Schematic diagram of draft gear mathematical model

式中， F_c 为计算得到的车钩力； $f_l(x)$ 为加载曲线； $f_u(x)$ 为卸载曲线； Δx 为相邻两车位移之差； Δv 为相邻两车速度之差。

列车空气制动系统模型由机车空气制动系统和车辆空气制动系统组成。由于机车制动机只控制机车本身，与车辆制动机有一定的区别，为了简化模型，只考虑机车独立制动阀充排风过程，不对机车制动系统单独建模。本文建立的 2 万吨重载列车空气制动系统结构如图 5 所示，由多节相同的货车制动单元与少量机车单元依次连接而成。机车作为系统的控制节点，未考虑其小闸制动，下文将重点建立货车制动系统的数学模型。

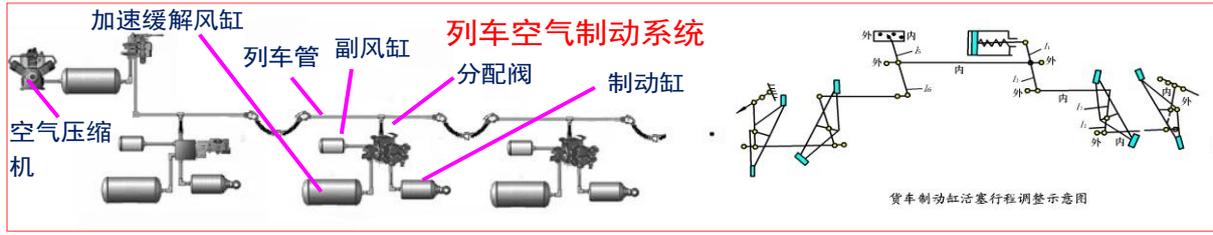


图5 重载列车空气制动系统组成
Fig.5 Composition of air braking system for heavy-haul trains

货车空气制动系统主要由包含列车管、三通阀等的管路系统与制动机两大部分构成。以 C80 货车配备的 120-1 型制动机为例，其内部包含由主活塞、各风缸与制动缸组成的腔室网络及节流孔。从该系统的结构原理出发，基于流体力学与多体动力学理论，构建了综合考虑管道气体流动与关键部件运动的仿真模型。

基于气体流动理论，采用 MATLAB 建立 2 万吨重载列车空气制动仿真系统模型，该模型根据制动机的具体结构，对各关键部件（如主阀、局减阀、加速缓解阀等）进行详细建模。采用节流孔模型模拟气体在阀内各个腔室之间的流动。节流孔模型中两腔室之间的流量为

$$\dot{m} = AC_q C_m \frac{p_{in}}{\sqrt{T_{in}}} \quad (9)$$

式中， A 为小孔的截面面积， p_{in} 为入口压力， T_{in} 为入口温度， C_q 为流量系数， C_m 为修正系数。 C_q 可由流入流出的压力之比 p_{in}/p_{out} 经经验公式计算得到，如下式

$$C_q = 0.814 - 0.1002(p_{in} / p_{out}) + 0.8415(p_{in} / p_{out})^2 - 3.9(p_{in} / p_{out})^3 + 4.6001(p_{in} / p_{out})^4 - (p_{in} / p_{out})^5 \quad (10)$$

考虑等熵下的修正系数 C_m 为

$$C_m = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, & \text{亚音速} \\ \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}, & \text{音速} \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma+1)} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}}, & \text{超音速} \end{cases} \quad (11)$$

式中， R 为气体常数， γ 为热容比系数。

采用一维非定常等熵流动管道模型模拟气体在列车管内的流动，一维等温 N-S 方程如下所示

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} = H$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial x} + f_x \quad (12)$$

式中, ρ 为流体密度, u 为流体速度, P 为流体压力, f_x 为流体表面力, H 为单位截面上的流量。

空气制动力由压缩空气推动闸瓦与车轮踏面产生摩擦来施加, 采用实算法计算闸瓦压力产生的列车空气制动力, 可表示为列车中闸瓦实算压力之和与各实算压力所对应的实算摩擦系数乘积的总和, 可表示为:

$$F_B = \sum(\varphi_k \cdot \sum K) \quad (13)$$

式中, K 为每块闸瓦的实算闸瓦压力, 可根据下式得到:

$$K = \frac{\pi}{4} d_z^2 \cdot P_z \cdot \eta_z \cdot \gamma_z \cdot n_z / n_k \cdot 10^{-6} \quad (14)$$

式中, d_z 为制动缸直径; P_z 为制动缸空气压强; η_z 为基础制动装置计算传动效率, 机车闸瓦制动取 0.85, 货车闸瓦制动取 0.9; γ_z 为制动倍率; n_z 为制动缸数; n_k 为闸瓦数。

2.2 模型验证

为验证空气制动系统特性及列车紧急制动工况下的纵向冲动响应, 本研究针对初制动与紧急制动两种工况, 将仿真结果与现场实测数据进行了对比分析, 重点关注制动与缓解作用延时以及制动缸压强等关键参数。为了验证所建模型的准确性, 对初制动和紧急制动工况下的空气制动特性进行验证, 制动初速度均为 70 km/h, 线路条件均为平直道, 如所图 6 所示。初制动时, 主控、从控机车及可控列尾均可排风, 其制动和缓解延时情况如图 6 (a) 所示, 呈现出制动作用延时自排风位置开始, 沿列车纵向线性累积。紧急制动时, 排风速度较快, 其延时情况如图 6 (b) 所示, 在列车纵向上呈现出以排风位置为起点的线性分布。制动与缓解延时计算结果与试验中关键断面测试结果相吻合。

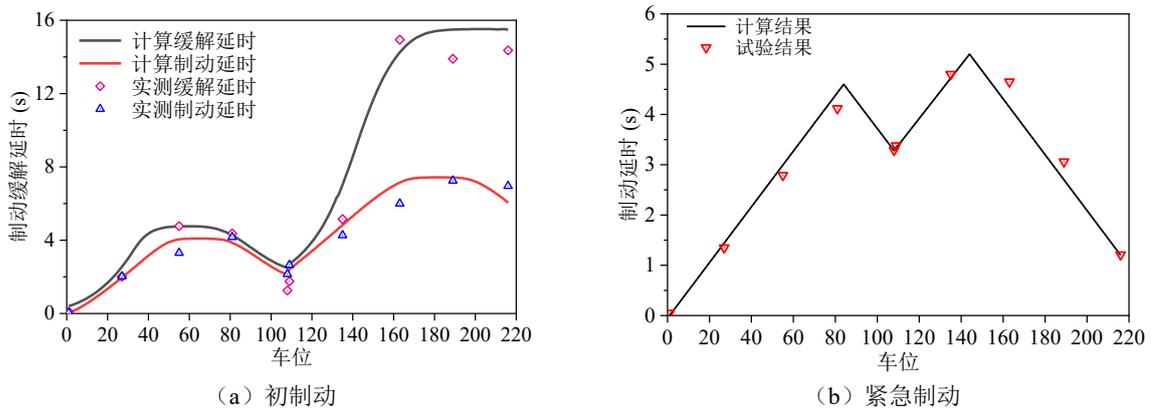


图 6 列车空气制动特性验证
Fig.6 Verification of train air braking characteristics

初制动与紧急制动工况下列车制动缸压强分布情况如图 7 所示, 计算结果与试验结果误差小于 5%, 因此该模型能准确模拟制动缸压力。

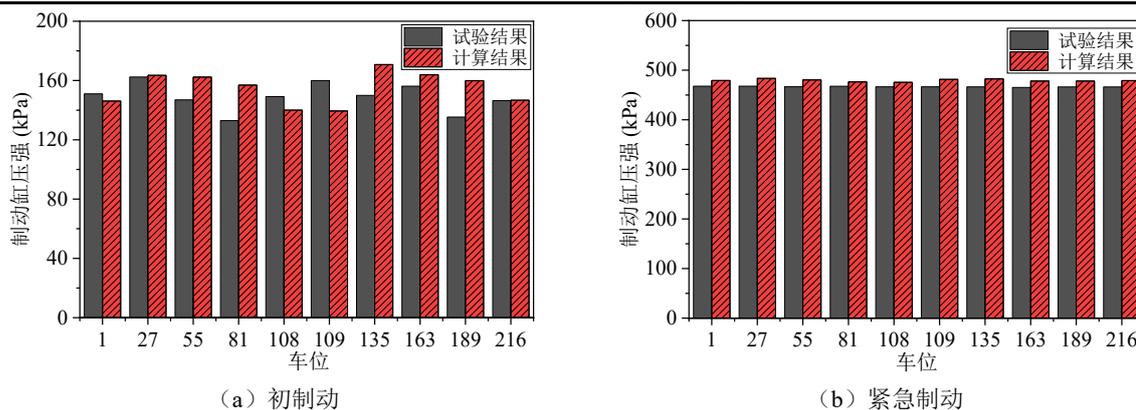


图 7 列车制动缸压验证

Fig.7 Verification of train brake cylinder pressure

图 8 给出了列车缓解时的车钩力仿真结果和试验数据的对比。从控机车前车钩力在初缓解阶段经历了由压力状态向拉力状态的动态转换过程。仿真结果与试验数据在整体变化趋势上高度一致。此外，在关键力学指标上，仿真模型所预测的拉钩力与压钩力极值，也与实测结果吻合良好，充分验证了模型的有效性。

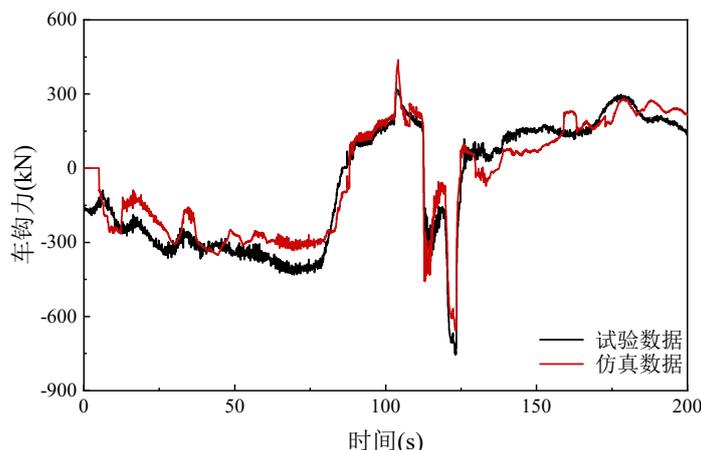


图 8 车钩力验证

Fig.8 Coupler force verification

3 制动系统失电故障模式

制动系统失电故障是铁路列车一种典型的安全导向型故障，其核心机理源于“失电制动”的根本安全原则。在重载列车运行场景下，该故障表现为机车制动控制单元因断电而失效，触发紧急制动响应。由于列车编组冗长，故障发生在主控或从控机车的不同位置时，会导致各车辆单元的制动动作严重失同步，进而在车体间引发剧烈的纵向动力相互作用。这种巨大的车钩力冲击是构成断钩、脱轨等重大运行风险的主要因素。通过对国内某重载铁路故障记录报告以及机车检修日志进行统计分析，并与现场工程师进行针对性研究，制动系统失电故障根据其发生故障位置不同选取 9 种典型故障类型，每种类型对应了不同的主从控机车操纵方式，如表 2 所示。

表 2 2 万吨重载列车制动系统故障模式
Tab.2 Brake system failure mode of 20,000 tons heavy haul train

故障类型	故障编号	主、从控机车操纵方式
主控机车非操纵节 BCU 失电	故障 1	主控机车操纵节牵引 450 kN, 非操纵节减压到 0 (列车管排空, 表显 0 kPa, 处于紧急制动工况, 下同); 从控机车整车牵引 600 kN
	故障 2	主控机车操纵节制动减压 80 kPa, 非操纵节减压到 0; 从控机车整车制动减压 80 kPa
从控机车操纵节 BCU 失电	故障 3	主控机车整车牵引 900 kN, 从控机车: 整车减压到 0
	故障 4	主控机车整车减压 80 kPa, 从控机车: 整车减压到 0
从控机车非操纵节 BCU 失电	故障 5	主控机车: 制动减压 80 kPa, 从控机车: 操纵节制动减压 80 kPa, 非操纵节减压到 0
	故障 6	主控机车整车牵引 450 kN, 从控机车操纵节牵引 150 kN, 非操纵节减压到 0
	故障 7	主控机车制动减压 80 kPa; 从控机车整车牵引 600 kN
从控机车紧急制动	故障 8	主控机车整车牵引 900 kN, 2s 后减压到 0; 从控机车减压到 0
	故障 9	主控机车整车制动减压 80 kPa, 2s 后减压到 0; 从控机车减压到 0

4 典型故障工况仿真

针对重载列车主要故障类型, 展开动力学仿真研究。故障类型选择表 3 中的 4 类主要故障, 线路条件选择某重载铁路典型区段, 其线路特征如下表所示。

表 3 仿真线路条件
Tab.3 Simulation of line conditions

线路	坡度状况
线路 1	-11.5‰坡道
线路 2	在 1800 m 长度内由-12‰~-8‰陡坡变缓坡
线路 3	在 3500 m 长度内由-3‰~-12‰缓坡变陡坡
线路 4	在 2599 m 长度内 5‰上坡道~平直道陡坡变缓坡
线路 5	平直道
线路 6	在 500 m 长度内平直道~3‰上坡道缓坡变陡坡
线路 7	4‰上坡道

4.1 主控机车非操纵节 BCU 失电

主控机车非操纵节 BCU 失电后主要为故障 1 和故障 2, 是列车制动过程中常见的一种失电故障。对于故障 1, 在列车运行在上坡道或平直道时可能会发生此类故障, 因此选择线路 4~7 作为仿真线路条件进行计算。主控机车操纵节牵引 450 kN, 非操纵节减压到 0, 从控机车整车牵引 600 kN。而故障 2 在列车运行在下坡道或平直道时可能会发生此类故障, 因此选择线路 1~3 作为仿真线路条件进行计算。

故障 1 在线路 4 上的仿真结果如图 9 所示。由图可知, 列车在 76 s 内速度从 80 km/h 降为 0, 产生拉钩力最大值为 1 116 kN, 压钩力最大值为 926 kN, 纵向加速度最大值为 4.5 m/s²。

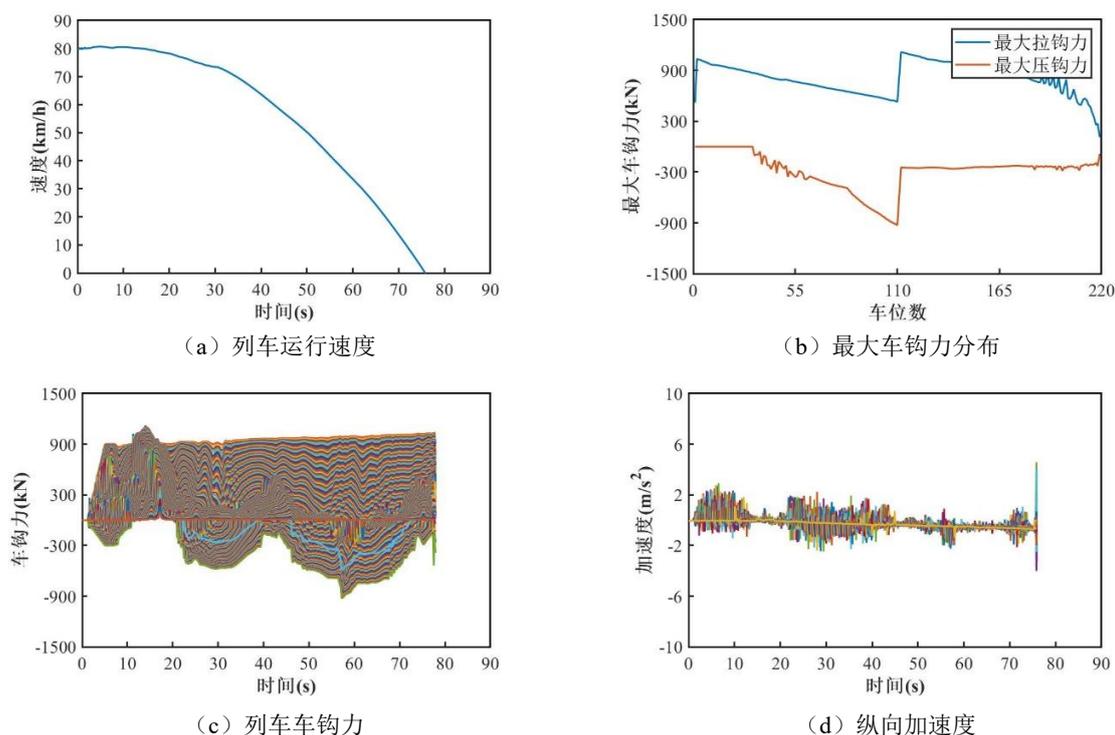


图9 线路4条件下故障1动力学仿真结果

Fig.9 Dynamic simulation results of fault 1 under line 4 conditions

故障1在其他线路上的结果如图10所示，最大拉钩力（1370 kN）和纵向加速度（4.4 m/s²）均出现在线路6（3%上坡道）；而最大压钩力（947 kN）则出现在线路7（4%坡道）。线路4和线路5以及线路7的各项指标较为接近。

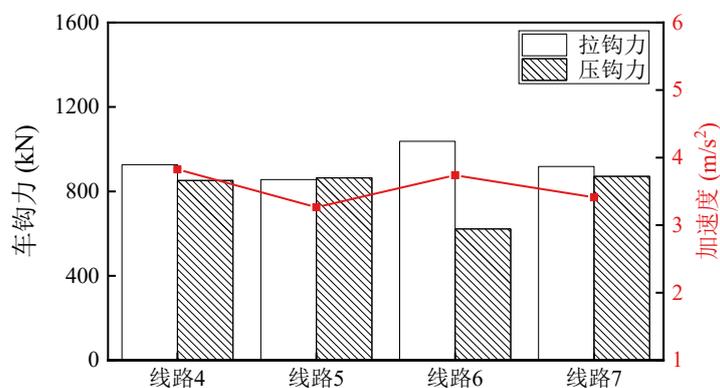


图10 故障1计算结果

Fig.10 Fault 1 calculation results

故障2在线路条件1~3的仿真结果如图11所示。当列车在-11.5%坡道条件下（线路1）发生故障，产生拉钩力最大值为145 kN，压钩力最大值为491 kN，纵向加速度最大值为3.28 m/s²；当列车在-12%~8%陡坡变缓坡条件下（线路2）发生故障，产生拉钩力最大值为143 kN，压钩力最大值为627 kN，纵向加速度最大值为2.61 m/s²；当列车在-3%~12%缓坡变陡坡条件下（线路3）发生故障，产生拉钩力最大值为251 kN，压钩力最大值为428 kN，纵向加速度最大值为2.32 m/s²。

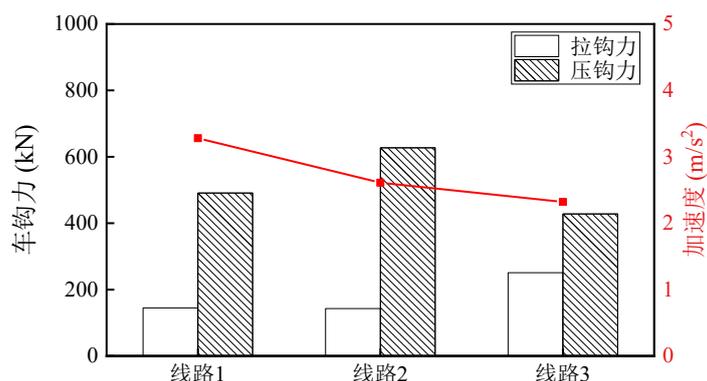


图 11 故障 2 计算结果
Fig.11 Fault 2 calculation results

4.2 从控机车操纵节 BCU 失电

从控机车操纵节制动控制单元 BCU 失电是典型的列车制动系统故障，主要体现为故障 3 与故障 4。故障 3 发生在列车运行在上坡道或平直道，选择线路 4~7 作为仿真线路条件进行计算。主控机车整车牵引 900 kN，从控机车整车减压到 0。而故障 4 在列车运行在下坡道或平直道时可能会发生此类故障，选择线路 1~3 作为仿真线路条件进行计算。

故障 3 在线路 4 上的仿真结果如图 12 所示。由图可知，列车在 70 s 内速度从 80 km/h 降为 0，产生拉钩力最大值为 1 172 kN，压钩力最大值为 341 kN，纵向加速度最大值为 5.17 m/s²。

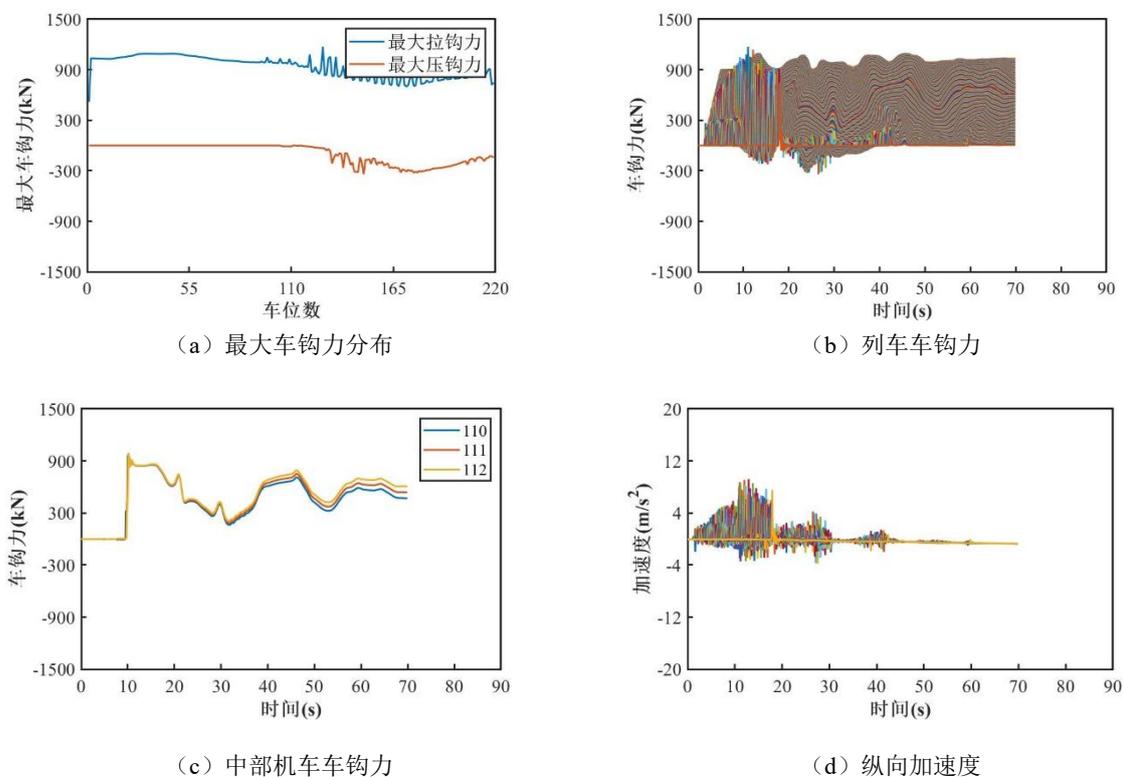


图 12 线路 4 条件下故障 3 动力学仿真结果

Fig.12 Dynamic simulation results of fault 3 under line 4 conditions

故障 3 在其他线路上的结果如图 13 所示，最大拉钩力（1 172 kN）出现在线路 4（5‰上坡道~平直道陡坡变缓坡）；最大压钩力（529 kN）则出现在线路 5（平直道）；最大纵向加速度（7.59 m/s²）出

现在线路 7（4‰上坡道），相较其他线路条件明显较高，需要重点关注。

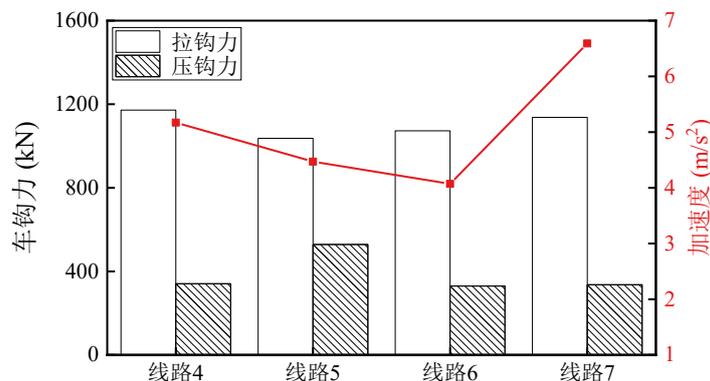


图 13 故障 3 计算结果
Fig.13 Fault 3 calculation results

故障 4 在线路条件 1~3 的仿真结果如图 14 所示。当列车在-11.5‰坡道条件下（线路 1）发生故障，产生拉钩力最大值为 384 kN，压钩力最大值为 405 kN，纵向加速度最大值为 1.7 m/s²；当列车在-12‰~-8‰陡坡变缓坡条件下（线路 2）发生故障，产生拉钩力最大值为 148 kN，压钩力最大值为 401 kN，纵向加速度最大值为 0.87m/s²；当列车在-3‰~-12‰缓坡变陡坡条件下（线路 3）发生故障，产生拉钩力最大值为 387 kN，压钩力最大值为 396 kN，纵向加速度最大值为 1.28 m/s²。

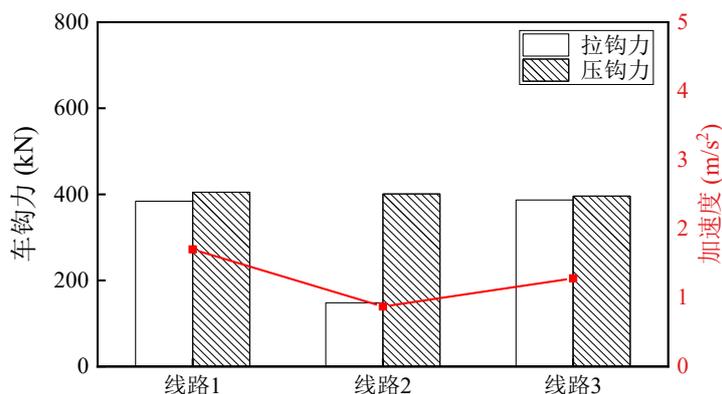


图 14 故障 4 计算结果
Fig.14 Fault 4 calculation results

4.3 从控机车非操纵节 BCU 失电

从控机车非操纵节制动控制单元 BCU 失电是典型的列车制动系统故障，主要体现为故障 5、6 和 7。故障 5 与故障 7 发生于下坡道或平直道运行工况，选择线路 1~3 作为仿真线路条件进行计算；故障 6 在列车运行在上坡道或平直道时可能会发生此类故障，选择线路 4~7 作为仿真线路条件进行计算。故障 5 发生时，主控机车制动减压 80 kPa，从控机车操纵节制动减压 80 kPa，非操纵节减压到 0。

故障 5 在线路 2 上的仿真结果如图 15 所示。由图可知列车列车在 80 s 内速度从 80 km/h 降为 0，产生拉钩力最大值为 148 kN，压钩力最大值为 401 kN，纵向加速度最大值为 0.87 m/s²。

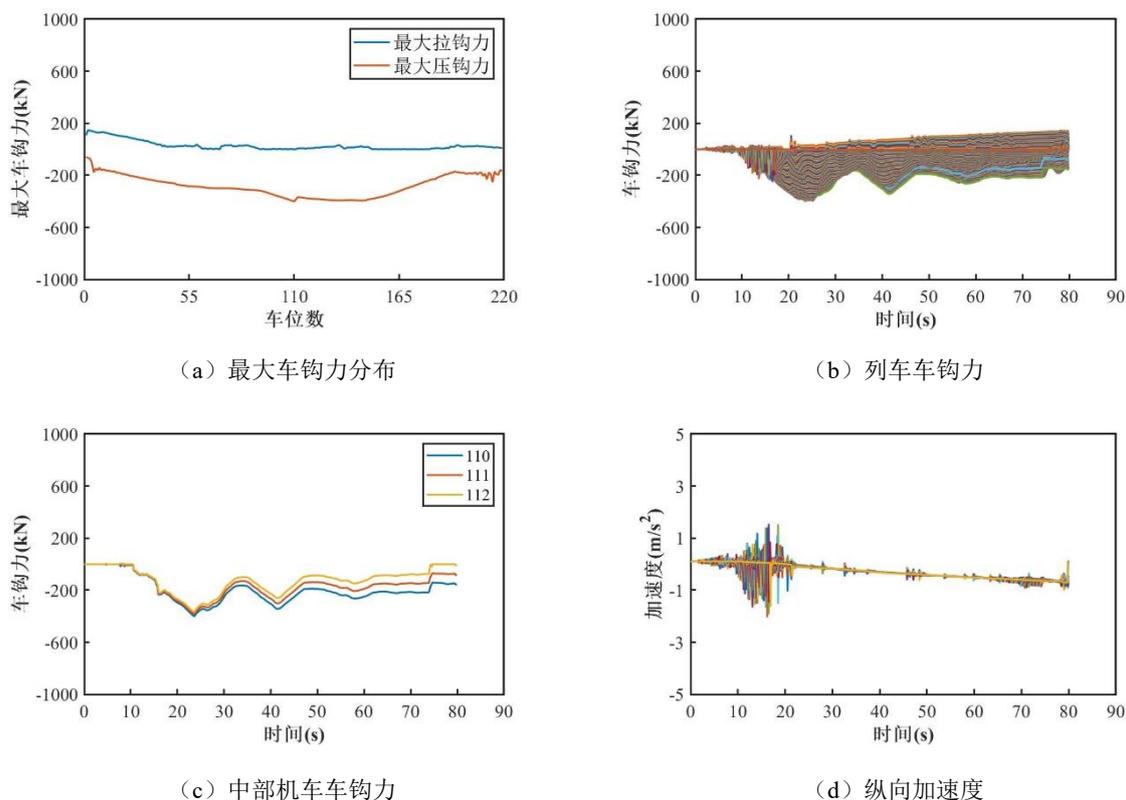


图 15 线路 2 条件下故障 5 动力学仿真结果

Fig.15 Dynamic simulation results of fault 5 under line 2 conditions

故障 5 在其他线路上的结果如图 16 所示，最大拉钩力（387 kN）出现在线路 3（-3‰~-12‰缓坡变陡坡）；最大压钩力（405 kN）则出现在线路 2（平直道）；最大纵向加速度（1.7 m/s²）出现在线路 1（-11.5‰坡道）。

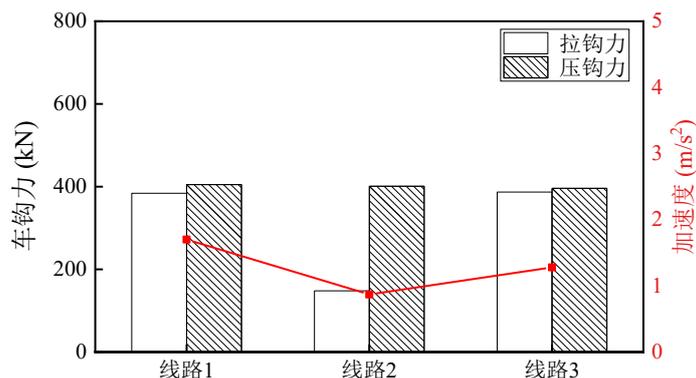


图 16 故障 5 计算结果

Fig.16 Fault 5 calculation results

故障 6（主控机车牵引 450kN）在线路条件 4~7 的仿真结果如图 17 所示。当列车在在 5%上坡道变为平直道线路条件下（线路 4）发生故障，产生拉钩力最大值为 1 122 kN，压钩力最大值为 327 kN，纵向加速度最大值为 3.23 m/s²；当列车在平直道条件下（线路 5）发生故障，产生拉钩力最大值为 855 kN，压钩力最大值为 604 kN，纵向加速度最大值为 2.87 m/s²；当列车在平直道变为 3%上坡道线路条件下（线路 6）发生故障，产生拉钩力最大值为 882 kN，压钩力最大值为 496 kN，纵向加速度最大值为 1.97 m/s²；

当列车在 4%坡道条件下（线路 7）发生故障，产生拉钩力最大值为 1 119 kN，压钩力最大值为 383 kN，纵向加速度最大值为 3.38 m/s²。

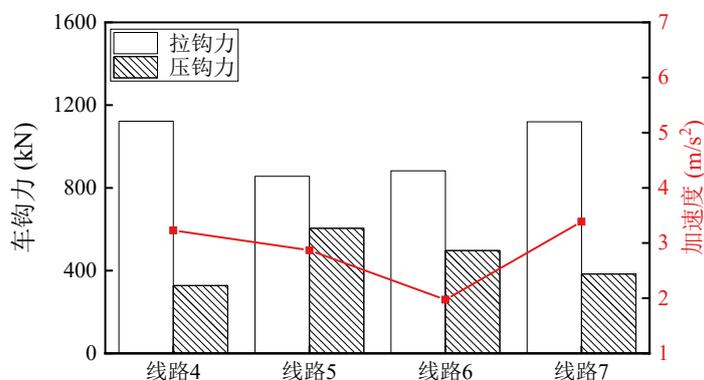


图 17 故障 6 计算结果

Fig.17 Fault 6 calculation results

故障 7 在线路条件 1~3 的仿真结果如图 18 所示。当列车在-11.5%坡道条件下（线路 1）发生故障，产生拉钩力最大值为 559 kN，压钩力最大值为 946 kN，纵向加速度最大值为 1.62m/s²；当列车在-12%~-8%陡坡变缓坡条件下（线路 2）发生故障，产生拉钩力最大值为 446 kN，压钩力最大值为 1 002 kN，纵向加速度最大值为 2.11 m/s²；当列车在-3%~-12%缓坡变陡坡条件下（线路 3）发生故障，产生拉钩力最大值为 778 kN，压钩力最大值为 985 kN，纵向加速度最大值为 1.13 m/s²。

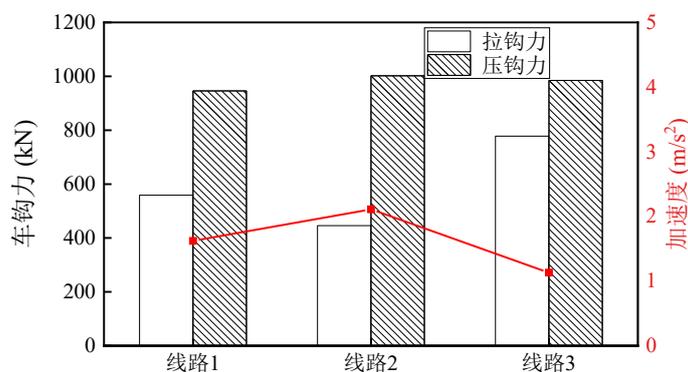


图 18 故障 7 计算结果

Fig.18 Fault 7 calculation results

4.4 机车紧急制动

机车紧急制动故障，主要体现为故障 8 和 9。故障 8 在列车运行在上坡道或平直道时可能会发生此类故障，选择线路 4~7 作为仿真线路条件进行计算；故障 9 多发生于下坡道或平直道运行工况，选择线路 1~3 作为仿真线路条件进行计算；故障 8 发生时主控机车整车牵引 900 kN，2s 后减压到 0；从控机车减压到 0。

故障 8 在线路 1 上的仿真结果如图 19 所示。由图可知，列车在 47s 内速度从 80 km/h 降为 0，产生拉钩力最大值为 1 206 kN，压钩力最大值为 458 kN，纵向加速度最大值为 4.31 m/s²。

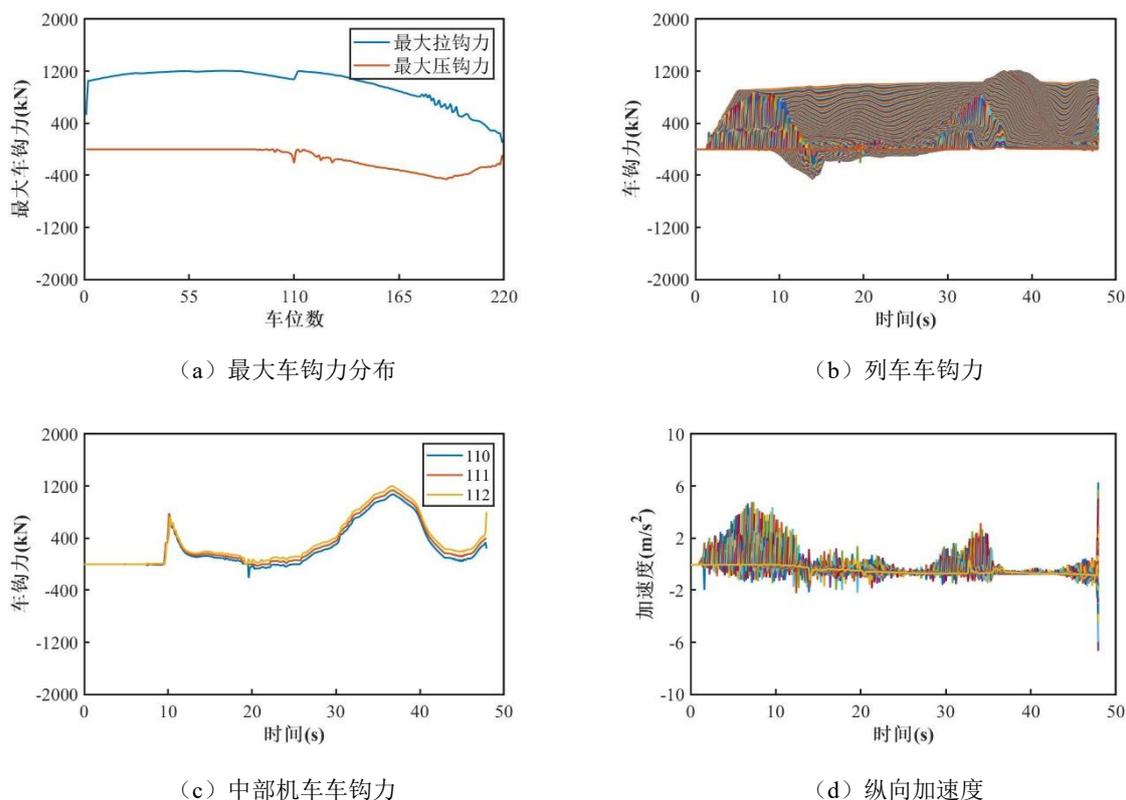


图 19 线路 1 条件下故障 8 动力学仿真结果

Fig.19 Dynamic simulation results of fault 8 under line 1 conditions

故障 8 在其他线路上的结果如图 20 所示，最大拉钩力（1 215 kN）出现在线路 6（平直道~3‰上坡道缓坡变陡坡）；最大压钩力（765 kN）则出现在线路 5（平直道）；最大纵向加速度（4.42 m/s²）出现在线路 7（4‰上坡道）。

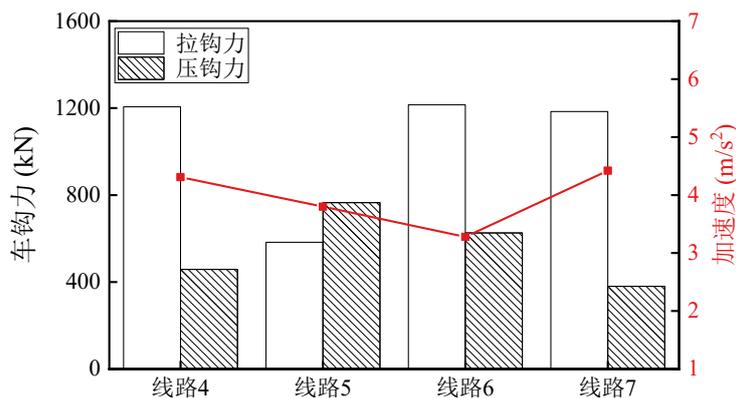


图 20 故障 8 计算结果

Fig.20 Fault 8 calculation results

故障 9 在线路条件 1~3 的仿真结果如所示。从图中可知：列车在-11.5‰坡道条件下（线路 1）发生故障，产生拉钩力最大值为 330 kN，压钩力最大值为 481 kN，纵向加速度最大值为 0.87 m/s²；列车在-12‰~8‰陡坡变缓坡条件下（线路 2）发生故障，产生拉钩力最大值为 144 kN，压钩力最大值为 471 kN，纵向加速度最大值为 1.11 m/s²；列车在-3‰~12‰缓坡变陡坡条件下（线路 3）发生故障，产生拉钩力最大值为 441 kN，压钩力最大值为 433 kN，纵向加速度最大值为 0.99 m/s²。

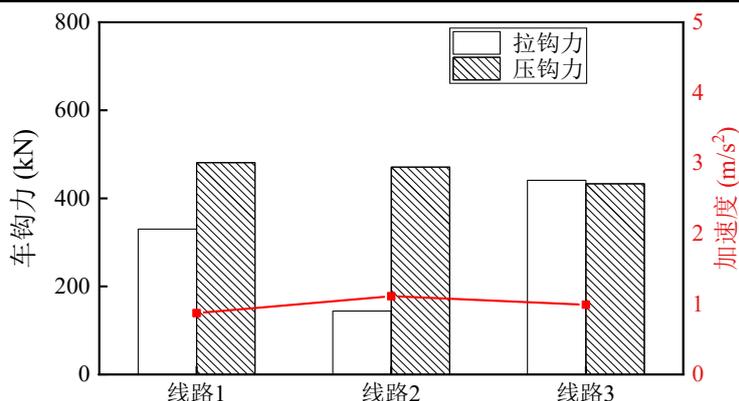


图 21 故障 9 计算结果
Fig.21 Fault 9 calculation results

4 结论

基于已验证的 2 万吨重载列车纵向动力学模型, 系统仿真分析了九种典型制动系统失电故障在不同线路坡度下对列车纵向冲动的影响。通过对最大车钩力与纵向加速度等关键参数的量化分析, 得出以下结论:

1) 上坡道运行时需要重点关注主控机车非操纵节 BCU 在牵引工况下失电 (故障 1) 和从控机车操纵节 BCU 在牵引工况下失电 (故障 3), 二者均会对纵向冲动造成显著影响。主控机车非操纵节 BCU 在牵引工况下失电 (故障 1) 会产生巨大拉钩力。在 3% 的上坡道 (线路 6) 条件下, 该故障引发的最大拉钩力可达 1 370 kN; 在 4% 上坡道 (线路 7) 工况下, 其所产生的最大压钩力也达到 947 kN。从控机车操纵节 BCU 失电 (故障 3) 会导致列车在 4% 的上坡道 (线路 7) 运行时的纵向加速度峰值高达 7.59 m/s^2 。

2) 从控机车非操纵节 BCU 失电会因具体操纵方式的不同而呈现出差异化的风险特征, 造成车钩力显著增大。故障 6 (牵引工况) 在上坡道运行中主要导致高拉钩力, 在 5% 上坡道变平直道 (线路 4) 条件下, 最大拉钩力达 1122 kN; 故障 7 (制动与牵引复合工况) 则在下坡道运行中引发高压钩力, 在 -12% ~ -8% 的陡坡变缓坡 (线路 2) 路段, 最大压钩力甚至超过 1 000 kN, 存在显著的车辆挤撞风险。

3) 紧急制动故障会引起较大安全风险。故障 8 (由牵引转入紧急制动) 在上坡道及变坡路段 (如线路 6) 主要产生巨大的拉钩力 (最大值达 1 215 kN), 且该巨大车钩力存在时间较长, 大幅增加列车运行安全风险。此外, 线路坡度与变坡点是决定纵向冲动水平的关键环境因素。上坡道及缓坡变陡坡的变坡路段会显著放大列车的拉伸趋势, 从而易诱发高拉钩力; 而下坡道, 尤其是陡坡变缓坡的变坡点, 则会加剧列车间的压缩效应, 导致压钩力急剧攀升。

参考文献:

- [1] 龚凯, 王成, 杨强强, 等. 重载铁路货车轴载作用下嵌入式轨道受力变形分析[J]. 华东交通大学学报, 2023, 40(04): 9-15.
GONG K, WANG C, YANG Q Q. Analysis of Force and Deformation of Embedded Track Under Axle Load of Heavy-Haul Railway Wagons[J]. Journal of East Jiaotong University, 2023, 40(04): 9-15.
- [2] 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(05): 973-986.
WANG K Y, GE X, CHEN Q H, et al. REVIEW of dynamics research on heavy-haul train system[J]. Chinese Journal of

Applied Mechanics, 2023, 40(05): 973-986.

- [3] 魏伟, 张渊, 张军, 等. 机车充风能力对重载列车缓解性能及车钩力影响研究[J]. 铁道标准设计, 2024, 68(1): 198-203.
WEI W, ZHANG Y, ZHANG J, et al. RESEARCH on the Influence of Locomotive Air Charging Capacity on the Release Performance and Coupler Force of Heavy Haul Trains[J]. Railway Standard Design, 2024, 68(1): 198-203.
- [4] 曾周, 胡晓宇, 冉祥瑞, 等. 2 万 t 重载列车车辆数量对纵向冲动的的影响研究[J]. 机车电传动, 2024, (1): 22-30.
ZENG Z, HU X Y, RAN Xiang-ru, et al. RESEARCH on the influence of quantity of 20000-ton heavy-haul train wagons on longitudinal impulse[J]. Electric Drive for Locomotives, 2024, (1): 22-30.
- [5] WU Q, COLIN C, MAKSYSM S, et al. FREIGHT train air brake models[J]. International Journal of Rail Transportation, 2023, 11(1): 1-49.
- [6] LIU B Y, WEI W, ZHU J C, et al. ANALYSIS of the influence of brake pipe pressure gradient on heavy haul combined train and optimisation of operation strategy[J]. Vehicle System Dynamics, 2024.
- [7] GE X, CHEN Q H, LING L, et al. AN approach for simulating the air brake system of long freight trains based on fluid dynamics[J]. Railway Engineering Science, 2022, 31(2): 122-134.
- [8] ZHOU X Y, CHENG S, YU T J, et al. RESEARCH on the air brake system of heavy haul trains based on neural network[J]. Vehicle System Dynamics, 2024, 62(8): 2035-2053.
- [9] 于宗泽, 魏玉光, 于海龙, 等. 重载列车车钩缓冲装置纵向动力学精细化模型[J]. 中国铁道科学, 2025, 46(02): 192-202.
YU Z Z, WEI Y G, YU H L, et al. REFINED Longitudinal Dynamics Model of the Coupler and Draft Gear for Heavy-Haul Trains[J]. China Railway Science, 2025, 46(02): 192-202.
- [10] 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, (03): 1-9.
QIAN M, ZHANG Q P, HUANG C R, et al. RESEARCH on Longitudinal Dynamics and Safety of Heavy Haul Combined Train[J]. Chinese Railways, 2023, (03): 1-9.
- [11] 魏伟. 列车空气制动系统仿真的有效性[J]. 中国铁道科学, 2006, 27(5): 104-109.
WEI W. THE Validity of the Simulation for Train Air Brake System[J]. China Railway Science, 2006, 27(5): 104-109.
- [12] 魏伟, 于建. 从控机车滞后时间对 3 万 t 列车纵向力的影响[J]. 交通运输工程学报, 2011, 11(2): 39-44.
WEI W, YU J Z. INFLUENCE of lag time for slave control locomotive on longitudinal coupler forces of 30 000 t train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2011, 11(2): 39-44.
- [13] 魏伟, 张开文. 列车空气制动系统的数学模型[J]. 西南交通大学学报, 1994, 29(3): 286+284+288-291.
WEI W, ZHANG K W. A Mathematical Model of Air Brake System of Trains[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1994, 29(3): 286+284+288-291.
- [14] 魏伟, 赵连刚. 两万吨列车纵向动力学性能预测[J]. 大连交通大学学报, 2009, 30(2): 39-43.
WEI W, ZHAO L G. PREDICTION of Longitudinal Dynamic Coupler Force of 20000 Ton Connected Train[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2009, 30(2): 39-43.
- [15] 魏伟, 赵旭宝, 姜岩, 等. 列车空气制动与纵向动力学集成仿真[J]. 铁道学报, 2012, 34(4): 39-46.
WEI W, ZHAO X B, JIANG Y, et al. THE Integrated Model of Train Air Brake and Longitudinal Dynamics[J]. Journal of the China Railway Society, 2012, 34(4): 39-46.
- [16] SHABANA A A, ABOUBAKR A K, DING L. USE of the non-inertial coordinates in the analysis of train longitudinal forces[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2011, 7(1): 1-10.
- [17] MASSA A, STRONATI L, ABOUBAKR A K, et al. NUMERICAL study of the noninertial systems: application to train coupler systems[J]. Nonlinear Dynamics, 2012, 68(1-2): 215-233.
- [18] 张铭涛, 王志伟, 刘鹏飞, 等. 曲线条件下重载列车闸瓦压力不均衡紧急制动特性分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2025, 39(01): 205-212.
ZHANG M T, WANG Z W, LIU P F, et al. ANALYSIS of emergency braking characteristics of unbalanced brake shoe pressure of heavy-haul train under curve conditions[J]. Journal of Chongqing University of Technology(Natural Science), 2025, 39(01): 205-212.
- [19] 张军, 姜姝. 制动性能对重载列车纵向冲动影响仿真分析研究[J]. 铁路工程技术与经济, 2023, 38(03):14-18.
ZHANG J, JIANG S. SIMULATION and analysis of the influence of braking performance on the longitudinal impulse of heavy-load trains[J]. Railway Engineering Technology and Economy, 2023, 38(03): 14-18.
- [20] 杨忠良, 孙林平, 马卫华, 等. 纵向冲动对大轴重内燃机车曲线紧急制动安全性影响分析[J]. 铁道学报, 2024, 46(11): 42-48.
YANG Z L, SUN L P, MA W H, et al. INFLUENCE of Longitudinal Impulse on Emergency Braking Safety of Heavy Axle

Load Diesel Locomotive on Curved Section[J]. Journal of the China Railway Society, 2024, 46(11): 42-48.

[21] 蒋廉华, 左建勇, 万俊豪, 等. 列车变坡点联合制动纵向冲动影响分析[J/OL]. 城市轨道交通研究, 1-7[2025-11-21].

JIANG L H, ZUO J Y, WAN J H, et al. ANALYSIS of the Influence of Longitudinal Impulse on the Train at the Grade Change Point under Blend Braking [J/OL]. Urban Mass Transit, 1-7[2025-11-21].



第一作者: 刘海明 (1981—), 男, 工程师, 研究方向为铁路交通运输。E-mail: 2683153082@qq.com。



通信作者: 王开云 (1974—), 男, 研究员, 博士, 博士生导师, 国家杰出青年科学基金获得者, 研究方向为轨道交通大系统动力学研究。E-mail: kywang@swjtu.edu.cn。

一、第一审稿人专家审稿意见:

1、摘要中结论性表述较为概括，结论部分细化数据未完全反馈至摘要。建议在摘要中补充关键仿真数据，以增强摘要的信息密度与结论对应性。

回复: 非常感谢您对本文摘要部分提出的宝贵意见，根据您的建议，我们现已用蓝色字体在文中进行修改。

2、在第2章纵向动力学建模部分，论文的车辆模型、车钩模型、机车模型建议给出详细介绍。

回复: 非常感谢您对本文模型部分提出的宝贵意见。您建议在第2章中对车辆模型、车钩模型和机车模型进行详细介绍，这对提升论文的清晰度和严谨性非常重要。我们已经根据纵向动力学理论，将庞大的列车编组简化为仅考虑纵向自由度的单自由度质点系统，这一基本建模思想已在第2章开篇阐明（对应原文“纵向动力学建模”部分）。关于您关心的三个具体模型，其核心内容实际上已在文中给出：

(1) 车辆模型：正如所述，每一节机车或货车均被简化为一个具有质量的质点。其核心动力学方程已在图2“单节车辆受力示意图”及与之对应的公式(1)-(3)中给出，该方程明确了作用于每个质点上的所有纵向力（车钩力、牵引/制动力、运行阻力）。

(2) 车钩模型：其详细介绍包含在“钩缓系统模型”部分。参数基础：表1列出了机车(QKX100型)与货车(MT-2型)缓冲器的关键性能参数（阻抗力、容量等）。数学模型：图4“缓冲器数学模型示意”及公式(8)共同描述了车钩力的非线性迟滞特性，并说明了采用“速度法”以平滑数值振荡的处理方式。这实质上构成了车钩力的本构模型。

(3) 机车模型：其特殊性主要体现在牵引/电制动特性上。图3“机车牵引/电制动特性曲线”提供了机车动力输出的基准。公式(4)详细说明了如何根据图3的曲线、运行级位、速度以及相关规定的使用系数，计算得到最终的机车牵引力或电制动力。

3、在第2章模型验证部分，该论文针对初制动与紧急制动两种工况进行仿真，对于两种工况的前置仿真条件描述较为笼统。例如：在两种工况下，列车的制动初速度、线路参数以及制动波速传播速度并未提到，请补充。

回复: 非常感谢您对本文模型验证部分提出的宝贵意见。为了使验证条件更加清晰，现已补充列车制动初速度和线路参数。您提到的“制动波速传播速度”是评估空气制动模型准确性的关键。在我们的建模与验证中，制动、缓解波速的直接体现，即是制动指令沿列车管传播所导致的各车辆制动缸压力变化的“时间延时”。正如原文图6所示，我们通过对比仿真与试验中制动与缓解作用延时在列车纵向的分布情况，来间接且有效地验证模型所模拟的制动波传播特性。图中仿真与试验数据在延时趋势上的吻合，证明了模型能够准确地反映制动波在长编组列车中的传播过程。我们已在文中对此关联进行了更明确的说明。

4、在第4章典型故障工况仿真部分，对于仿真线路条件描述较为简单。例如：在对线路2仿真条件的描述仅仅只涉及到坡度的变化，并未对每个坡度下的坡面长度以及变坡点是否考虑竖曲线进行解释说明，请补充。

回复: 非常感谢您对仿真细节提出的深刻意见。您指出的关于线路条件描述需要更具体的问题，对于确保仿真研究的可评估性和严谨性非常重要。实际情况是，我们所仿真的线路基于国内某条重要重载铁路的实际运营区段，其详细的坡长、曲线半径及竖曲线等完整几何参数属于相关运营企业的核心技术资料，受保密协议约束，确实无法在公开论文中提供全部精确值。我们将在表3的“坡度状况”描述中，增加对坡段长度的定性说明，指明了变化的持续性，而非一个突变点。

5、当前仿真均基于80 km/h初始速度，未考虑速度对纵向冲动的影响；如果考虑不同运行速度，是否会得到不同结果，请说明。

回复: 非常感谢您提出的这一深刻问题。您指出的速度因素对纵向冲动可能产生的影响，在理论上是完全正确的，不同初始速度确实可能导致不同的动力学响应，这是一个非常有价值的学术观点。本研究在设计仿真工况时，主要目的是系统性地揭示“制动系统故障类型”与“线路坡度条件”这两大核心因素耦合作用下的纵向冲动规律。为了在最典型、最具可比性的条件下进行这种对比分析，我们需要控制其他变量。因此，我们选取了80 km/h这一速度

作为所有仿真的统一初始条件。

6、结论部分提及变坡点是决定纵向冲动水平的关键环境因素，但未解释坡度变化率与纵向冲动强度的关联机制，建议补充变坡点对纵向冲动的机理分析。

回复：感谢您对结论部分提出的建议。关于您指出的“未解释坡度变化率与纵向冲动强度的关联机制”这一问题，我们完全理解这一分析在理论上的重要性。事实上，变坡点影响纵向冲动的核心机理在既有文献中已有深入探讨，例如参考文献[21]便对此进行了专门研究。本文的核心创新点与聚焦方向在于系统性地研究制动系统故障这一特定条件下，纵向冲动在不同线路环境（包括变坡点）下的风险表现。因此，在结论部分，我们重点强调了当制动故障发生在变坡点时，会进一步加剧纵向冲动。这一研究发现，旨在揭示“故障”与“不利地形”的耦合风险。再次感谢您的审阅，您的意见帮助我们更清晰地界定了本文的研究边界。

二、第二审稿人专家审稿意见：

论文针对重载列车制动系统常见失电故障，基于建立的纵向动力学模型对典型线路区段典型故障下的列车最大拉/压钩力进行计算，分析了不同故障类型、动力状态与线路坡度下重载列车的纵向冲动水平。论文具有一定的工程实际意义，计算工况丰富，但关键仿真模型（如 120-1 型制动机）的建立方法与过程介绍不详细，具体意见建议如下：

(1) 对空气制动特性精确的求解，是获得纵向动力学特征如制动力的保障，文中仅阐述“基于流体力学与多体动力学理论，构建了综合考虑管道气体流动与关键部件运动的仿真模型”，而对于利用流体力学原理求解气体流动特性的描述过于粗糙，缺少气体流动过程的数学实现和求解过程中的参数设定，建议补充。

回复：非常感谢您对本文模型部分提出的关键性意见。您指出文中对空气制动模型流体力学求解过程的描述过于概括，缺少数学实现细节与参数设定，这一意见非常中肯，对于确保模型的可理解性与可重复性至关重要。为此，我们已根据您的建议，在论文第 2 章“重载列车纵向动力学模型”中，对空气制动系统的数学模型部分进行了重要补充，包括关键部件流动的数学建模、列车管一维流动的数学描述与求解以及关键部件运动与制动缸压力的求解。

(2) 文中选取了 9 种典型制动系统失电故障模式，覆盖了主控与从控机车在不同操纵情形下的多种工况，整体较为全面。但典型工况选取缺少明确的选取依据（如现场运行数据、历史故障案例或工程理论分析等），建议补充，以增强故障模式代表性的可理解性和说服力。

回复：感谢您提出的宝贵意见。您指出的关于“典型工况选取缺少明确依据”的问题，对于增强研究的严谨性与说服力至关重要。我们已根据您的建议，在论文第 3 章“制动系统失电故障模式”的引言部分进行了补充，给出了故障类型的依据来源和选取逻辑。

(3) 仿真结果表明，不同坡度类型对拉/压钩力的放大效应存在明显差异，但论文缺少对该现象产生机理的合理解释，降低了结果的可信度。建议结合列车纵向受力演化过程，进一步对车钩力峰值形成原因给出合理分析。

回复：感谢您再次关注本文仿真结果中关于“坡度类型影响差异”的机理阐释问题。您提出的结合列车纵向受力演化过程进行分析的建议，对于深化研究认识具有重要价值。关于“不同坡度条件影响纵向冲动”的普遍性物理机理，在既有文献中已有深入探讨。例如，文献[21]（蒋廉华等）便对变坡点影响纵向冲动的核心机理进行了详细的理论与仿真分析。本文的研究焦点与核心贡献，并非在于重新阐述这一普遍性的地形影响机理，而是聚焦于揭示“制动系统故障”这一特定、主动的触发条件，如何与不同的线路坡度环境相互作用与耦合，从而产生差异化的、有时是显著放大的安全风险，如特定故障在特定坡道上引发极端车钩力。

(4) 结论第 1) 和第 2) 条更多侧重于具体数值结果的描述，对不同故障类型与线路条件下纵向冲动的共性规律和工程启示归纳不足。建议在结论中进一步提炼不同故障模式下纵向冲动的主导影响因素及需重点关注的运行场景。

回复：感谢您对结论部分提出的宝贵意见。您指出的结论前两条偏重具体数值复述、缺乏对共性规律与工程启示进

行提炼的问题，我们完全赞同。这确实有助于提升结论的概括性与指导价值。我们已根据您的建议，对结论第 1)、2) 条进行了重点修改，从具体数据中提炼共性规律，并明确其工程启示。

(5) 建议规范故障描述的术语适用边界，提升技术表述的准确性：表 2 故障模式描述中，“减压到 0”表达是否准确，或该状态对应哪种制动减压工况，请予以详细描述或解释。另建议全文检查，避免出现一些不易于阅读的表达。

回复：感谢您对本文术语规范与技术表述提出的细致意见。这有助于提升论文的严谨性与可读性。关于您在表 2 中提出的“减压到 0”这一表述，我们理解您的关切，现结合重载列车制动系统的故障原理，予以详细说明：“减压到 0”是对制动系统特定失电故障状态的一种准确、简明的工程化描述。其具体技术含义是指：由于制动控制单元（BCU）完全失电，该系统（或该节机车）失去正常的制动控制能力，其列车管被排空至大气压力（即表压约为 0 kPa），从而进入并保持“纯空气制动状态下的紧急制动施加”工况。这种状态是“失电制动”安全设计原则的直接体现，也是该故障最核心、最典型的特征。因此，文中使用“减压到 0”来描述故障下的制动状态，在技术上是准确的。尽管如此，我们非常认同您的建议，即应使术语的适用边界更清晰，以利于不同背景的读者理解。为此，我们已在修改稿中对该表述进行了补充说明。

(6) 文中对列车编组没有进行明确表述，如机车类型，而不同的编组条件、主从机车类型均会对纵向动力学计算结果产生明显影响，建议在文中增加编组情况说明，例如 2 万吨重载列车编组形式为“主控机车 108 辆 C80 货车 从控机车 108 辆 C80 货车”。

回复：感谢您对本文列车模型细节提出的宝贵意见。您指出的关于列车编组情况说明不明确的问题，对于我们模型的完整性与仿真结论的清晰性至关重要。我们完全赞同您的观点，即列车具体编组（包括机车类型、车辆数量与型号）是纵向动力学建模的基础，直接影响仿真结果的边界条件与具体数值。为消除这一不确定性，提升研究的可重复性与严谨性，我们已根据您的建议，在论文中进行了明确补充。