

列尾压强对列车纵向冲动影响研究

刘博阳¹, 魏伟¹, 马林², 王健慧², 田野²

¹大连交通大学机车车辆工程学院, 辽宁 大连

²大秦铁路股份有限公司科学技术研究所, 山西 太原

收稿日期: 2021年10月11日; 录用日期: 2021年10月28日; 发布日期: 2021年11月4日

摘要

重载列车是铁路货运发展方向, 2020年发生的3起事故, 使重载列车安全问题再一次引起人们的关注, 重载列车所有事故都起源于较大的车钩力, 缓解时车钩力又是重中之重。由于重载列车缓解充风时间的不同, 再制动时列尾压强通常存在较大差异, 对列车车钩力产生影响。为探究不同列尾压强下的列车制动后缓解产生的纵向冲动水平, 使用列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统, 对2万t重载列车在不同列尾压强时制动并缓解的工况进行计算, 并对该过程中产生的纵向冲动水平及其成因进行分析。结果表明: 列尾压强较低的列车空气制动力较弱, 制动同步性较差但缓解同步性较好, 空气制动时会产生较大的压钩力, 但缓解时产生的拉钩力大幅减小, 列尾压强较高的列车反之。

关键词

重载列车, 纵向冲动, 列尾压强, 空气制动

Research on the Influence of Train Pipe Tail Pressure on Train Longitudinal Impulse

Boyang Liu¹, Wei Wei¹, Lin Ma², Jianhui Wang², Ye Tian²

¹College of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning

²Science and Technology Research Institute of Daqin Railway Co., Ltd., Taiyuan Shanxi

Received: Oct. 11th, 2021; accepted: Oct. 28th, 2021; published: Nov. 4th, 2021

Abstract

Heavy haul train is the development direction of railway freight transportation. With three accidents in 2020, the safety of heavy haul trains has attracted people's attention again. All accidents of heavy haul trains originate from large coupler force, and the coupler force is the top priority when releasing. Due to the different release air charging time of heavy haul trains, there is usually

a large difference in the pressure of train tail during re-braking, which has an impact on the train coupler force. In order to investigate the longitudinal impulse caused by the brake and release of trains with different pressure of train tail, this paper uses the Train Air Brake and Longitudinal Dynamics Simulation System to predict the brake and release of 20,000 t heavy haul trains under different pressure of train tail, and analyzes the level and causes of the longitudinal impulse generated in the process. The results show that the air brake force of the train with a lower pressure of train tail is weaker, the braking synchronization is poor, but the releasing synchronization is better. The train with a lower pressure of train tail will produce a larger compressing coupler force during air braking, but the tensile coupler force during the release will be greatly reduced. The train with high pressure of train tail is on the contrary.

Keywords

Heavy Haul Train, Longitudinal Impulse, Pressure of Train Tail, Air Brake

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

货运重载化已成为世界铁路运输的主要发展方向之一，也是我国铁路发展的长期战略目标。国家铁路局发布的《2020年铁道统计公报》显示，全国铁路货运总发送量完成45.52亿吨，货运量连年持续增长，重载列车为我国铁路货运任务的提升作出巨大贡献。为应对气候变化，我国提出“碳达峰，碳中和”等发展战略，“十四五”规划也将加快推动绿色低碳发展列入其中，而交通运输是碳排放的重要领域之一。重载列车依靠运输能力强、效率高、成本低、单位货物周转量能耗低、单位运量污染排放小等优势，成为交通运输承担大宗货物运输的主要力量，也是加速行业绿色低碳转型、推动交通运输高质量发展、加快建设交通强国的重要内容。

随着重载列车编组的增长、载重的提升，也使得列车在运行中易产生较大的纵向冲动，可能会造成机车渡板变形、车钩断裂、脱钩、脱轨等危险，严重影响行车安全，因此针对重载列车展开纵向动力学相关研究非常必要，为此国内外众多学者开展了大量研究。Gruber等提出将列车中的车辆简化为只有纵向自由度的刚体，这些刚体间通过车钩连接，制动力作为外力分别加入各车辆，这一模型可反映车辆间的相对运动以及纵向冲动[1]。Cole等通过建立列车纵向动力学模型，仿真分析了动力分散式列车采用不同类型缓冲器时的车钩力水平[2]。Janarthanan等建立了重载列车纵向动力学瞬态分析仿真模型对重载列车在不同轨面上的加速度和制动性能进行仿真研究[3]。Maksym等建立了基于多体力学模型和牵引动力系统的重载机车仿真工具，并验证了重载机车在直线轨道上运行的简化牵引控制系统和全牵引控制系统的仿真有效性[4]。Eckert等提出了一种包含纵向动力学和空气制动系统的快速计算仿真模型，可用于评估机车牵引、制动和空气制动延迟对牵引力的影响[5]。李显洲在MATLAB/SMULINK环境中建立了列车纵向动力学模型，并可针对不同缓冲器、制动系统、不同线路以及采用不同操纵方式的列车进行计算[6]。魏伟教授团队开发了基于气体流动理论和刚体动力学的列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统(TABLDSS)并进行实验验证，可模拟各种编组列车在各种线路运行过程中制动力与车钩力等重要参数，为制动系统和列车纵向冲动等研究提供方法[7]。在车辆系统动力学期刊(VSD)组织的国际纵向动力学测评中，该系统(TABLDSS)在计算精度和计算速度上均获得优异成绩[8]。

重载列车在长大坡道区段大多采用循环制动方式，而循环制动中列车由于前序空气制动缓解后再充风时间或列车再充风能力不同会导致列车管压强分布存在差异，这种差异会影响列车运行中的纵向冲动水平。在实际开行中，2万t重载列车装有可控列尾装置，可通过车载设备实时监测列车管尾部压强，司机直观感觉到低列尾压强下制动后缓解列车时纵向冲动较小，但缺少定量分析结果。此外，还有许多影响尚未得出明确结论，例如列车管压强分布不同对列车制动能力、制动波速、缓解波速的影响等问题。若该研究采用线路试验方式进行，成本较高，且试验结果具有离散性，某些参数微小差异的影响很难通过试验方法获得。因此本研究采用基于气体流动理论和刚体动力学的列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统，通过计算操纵指令发出后列车在线路的运行情况及列车制动系统的气体流动过程，系统全面地分析不同列车管压强分布对列车制动缓解性能的影响，为2万t重载列车司机优化操纵提供理论依据，为重载列车自动驾驶技术的研发以及移动闭塞技术的提升添砖加瓦。

2. 列车纵向动力学及空气制动系统

2.1. 列车纵向动力学模型

列车由机车、车辆采用钩缓装置连挂而成，建立列车纵向动力学模型时，将列车抽象为一个多质点的质量弹簧阻尼系统，只考虑列车的纵向自由度影响。取某单一机车、车辆为研究对象分析其受力情况，其受力图如图1所示。

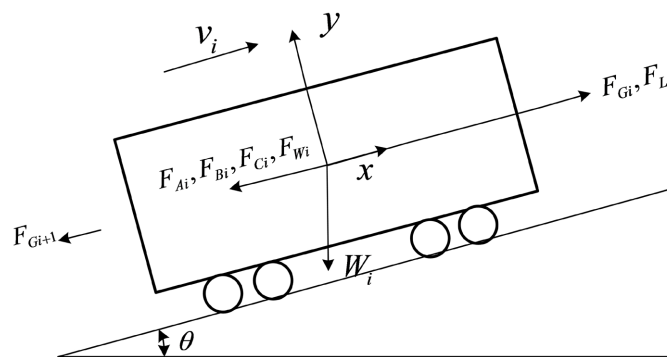


Figure 1. The force diagram of a single vehicle
图 1. 单个车辆受力图

列车在线路上所受空气制动力、运行阻力等是被动受力，这些力仅阻碍车辆运动，在列车有速度或者有运动趋势时才起作用，机车车辆运动方程如(3)所示。

$$F_{1i} = F_{Gi} - F_{Gi+1} + F_{Li} - F_{Wi} \quad (1)$$

$$F_{2i} = \begin{cases} -\frac{v_i}{|v_i|} (F_{Ai} + F_{Bi} + F_{Ci}) & v_i > 0 \\ -(F_{Ai} + F_{Bi} + F_{Ci}) & v_i = 0 \text{ and } F_{1i} \geq (F_{Ai} + F_{Bi} + F_{Ci}) \\ -F_{Li} & v_i = 0 \text{ and } F_{1i} < (F_{Ai} + F_{Bi} + F_{Ci}) \\ 0 & v_i = 0 \text{ and } F_{1i} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$m_i \ddot{x}_i = F_{1i} + F_{2i} \quad (3)$$

式中： x_i, v_i, W_i 为第*i*辆车瞬时位置、速度和重力； $m_i \ddot{x}_i, F_{Gi}, F_{Li}, F_{Ai}, F_{Bi}, F_{Ci}, F_{wi}$ 分别为第*i*辆车瞬时惯性力、车钩力、牵引力或再生制动力、运行阻力、空气制动力、曲线阻力、坡道阻力。通过每时刻求解该方程

组可得列车中每个机车车辆的物理状态[9]。

2.2. 列车空气制动系统模型

列车空气制动系统中,当制动阀手柄位于制动位时,机车排气口开放,列车管压强降低,副风缸的风压将分配阀主活塞推向制动位,打开分配阀中通往制动缸的孔路,使副风缸的风通往制动缸,促使制动缸勾贝伸出,列车制动;当制动阀手柄位于缓解位时,机车总风缸的风进入列车管和分配阀,将分配阀主活塞推至缓解位,并经分配阀进入副风缸,制动缸经分配阀通大气(120 阀等采用了加速缓解阀和加速缓解风缸的结构形式),列车缓解。

空气制动系统仿真的难点在于车辆控制阀动作逻辑的实现以及管路内空气动态流动特性的计算。将上述列车空气制动系统离散成一系列管路、容器,将分配阀模型化为各管路、容器间连接通路的控制机构。并假设管路内壁是刚性的,管路内为一维、非等熵不定常的气体流动,在不计空气重力的情况下,根据气体流动的质量守恒、动量守恒和能量守恒定律建立描述气体状态的方程组如下:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} - a^2 u \frac{\partial \rho}{\partial x} - (k-1)\rho \left(q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} \right) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中:分别为气体密度、流速、压强、声速、比热比,管路直径、管截面积、管内壁摩擦系数、传热率、距离和时间。使用特征线法将方程组(4)转化为常微分方程求解。引入的特征线方向、边界条件以及分配阀具体模型参见文献[10][11]。

3. 列车管压强分布对制动特性的影响

本节对日常开行的 2 万 t 列车处于不同列尾压强状态下进行制动时对制动性能及特性的影响进行探究。列车编组为 1HXD1 + 108 辆 C80 车 + 1HXD1 + 108 辆 C80 车 + 可控列尾,牵引总重 21,600 吨,列车制动初速 70 km/h,空气制动减压量 50 kPa,平直线路。在联合仿真系统中将空气制动指令发出时的列车管尾部压强分别设置为 585 kPa (工况 1)、590 kPa (工况 2)、595 kPa (工况 3)进行仿真计算。不同列尾压强的列车,列车管、副风缸的压强分布也存在差异,图 2 为初始时刻三种工况下列车管压强分布曲线,该曲线是通过联合仿真系统计算列车空气制动减压 50 kPa 并缓解得到,具体过程是记录不同充风时刻的列车管、副风缸压强分布情况,寻找列尾压强分别充至 585 kPa、590 kPa、595 kPa 时的列车管、副风缸压强分布状态,并将其在仿真系统的输入文件中设置为三种工况下列车空气制动系统的初始状态进行计算。

由于列车前部 108 辆车由主控机车和从控机车同时供风,而后部 108 辆车只有从控机车供风,由图 2 可知从控机车前部车辆列车管压强分布差异较小,而从控机车后部车辆列车管压强分布明显存在差异。其中工况 1 的列车后部车辆列车管压强分布曲线斜率较大,且列车后部车辆列车管压强均值较低,列车管压强梯度较大;工况 3 的列车后部车辆列车管压强分布曲线的斜率较小,列车后部车辆列车管压强均值较高,列车管压强梯度较小。列车管压强的分布不同在施加相同空气制动减压量时会导致列车制动力的不同,反映为制动缸进入保压时制动缸压强存在差异。表 1 为空气制动减压 50 kPa 时三种工况下的列车以从控机车为界,前、后部车辆制动缸平衡时压强均值。

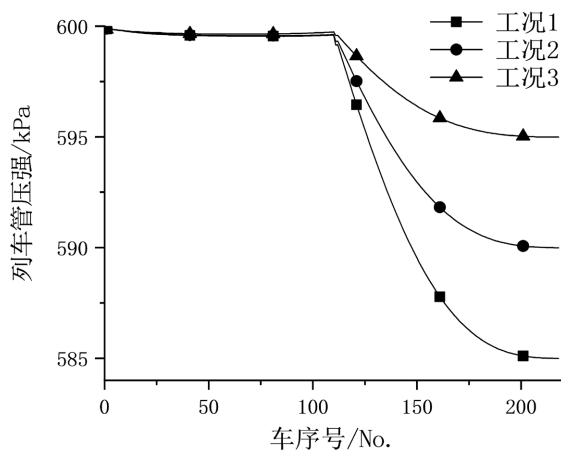


Figure 2. Curve of the pressure of the train pipe under three working conditions at the initial time
图 2. 初始时刻三种工况下列车管压强分布曲线

Table 1. The average value of the brake cylinder balance pressure of the front and rear vehicles under three working conditions

表 1. 三种工况下前后部车辆制动缸平衡压强均值

工况	空气制动前列尾压强/kPa	前部车辆制动缸平衡压强均值/kPa	后部车辆制动缸平衡压强均值/kPa
1	585	114.2	80.8
2	590	112.7	91.3
3	595	114.2	103.7

由表 1 可知, 各工况下的列车从控机车前部车辆制动缸平衡压强均值差异较小, 制动力基本一致; 而工况 2、工况 3 的列车相较工况 1 的列车, 从控机车后部车辆制动缸平衡压强均值的差值分别达到了 10.5 kPa 和 22.9 kPa, 从控机车后部车辆制动力明显存在差异。表 2 为空气制动减压 50 kPa 时三种工况下列车降速情况对比。

Table 2. Comparison of train braking capacity under three working conditions

表 2. 三种工况下列车制动能力对比

工况	空气制动前列尾压强/kPa	速度降至 35 km/h 用时/s	速度降至 35 km/h 走行距离/m
1	585	148.4	2290.3
2	590	138.7	2144.5
3	595	128.9	1998.2

由表 2 可知, 工况 2、工况 3 的列车与工况 1 的列车相比, 空气制动减压 50 kPa 时, 速度降至 35 km/h 所用时间分别减少 9.7 s、19.5 s, 降速所用距离分别减少 145.8 m 和 292.1 m。初始时刻列尾压强较高的列车, 制动力较强。制动特性影响列车的制动能力和列车纵向动力学性能, 虽然现阶段列车制动波速已经达到很高水平, 但由于 2 万 t 列车编组长, 制动波传递仍导致列车各位置车辆制动存在不同步性。机

车和可控列尾附近的车辆先产生制动作用, 车辆降速较快; 远离机车和可控列尾的车辆制动缸升压较晚, 导致这些车辆相对先制动的车辆存在前涌趋势, 列车处于压缩状态, 并且产生压钩力。图 3 为三种工况下空气制动减压 50 kPa 时最大压钩力沿车长分布图。

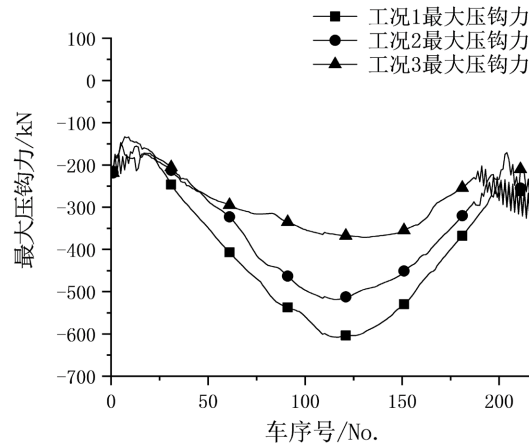


Figure 3. Distribution of maximum compressing coupler force along length under three working conditions

图 3. 三种工况下最大压钩力沿车长分布

图 3 中纵轴负值代表压钩力。由图 3 可知, 工况 1 的列车最大压钩力为 608.0 kN, 发生于 117 车; 工况 2 的列车最大压钩力为 518.5 kN, 发生于 116 车; 工况 3 的列车最大压钩力为 371.5 kN, 发生于 130 车。空气制动前列尾压强较低的工况, 列车最大压钩力较高, 与工况 1 相比, 工况 2、工况 3 列车的最大压钩力分别减少 14.7%与 38.9%。为探究造成各工况最大压钩力差异的原因, 现分析空气制动前列车管压强分布与列车制动同步性间的关系, 比较空气制动指令发出后列车的制动缸勾贝伸出时间, 按每 10 车输出制动缸压强, 绘制其制动特性曲线如图 4 所示。

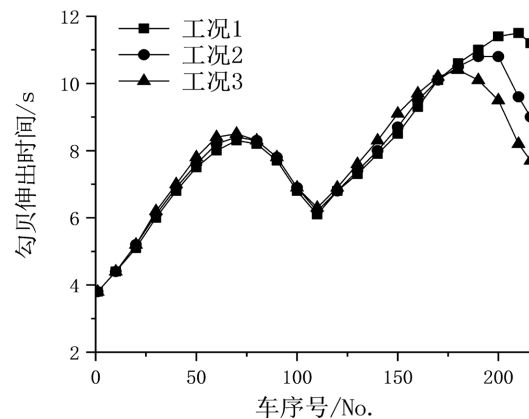


Figure 4. Curve of the Train braking characteristic under three working conditions

图 4. 三种工况下列车制动特性曲线

从各工况制动缸勾贝伸出时间曲线可知, 列车制动波是主控机车从前至后传播, 从控机车向列车前后两个方向传播, 可控列尾从后向前传播。三种工况均为列车中后部车辆最后产生制动作用。且由图 4

可知,工况 1、工况 2、工况 3 列车的尾车制动开始时间分别为 11.2 s、9.0 s、7.7 s,三种工况下列车的列尾滞后时间相同,产生这种差异的原因是初始时刻列尾压强较低的列车尾车的副风缸压强同样较低,而分配阀主活塞动作所需压强差一定,空气制动时此工况的列车管压强需降至更低水平该车位分配阀主活塞才会动作,促使副风缸向制动缸充风产生制动作用,故而工况 1 列车的尾车需要较长时间才能开始制动。三种工况下列车的前 180 辆车制动开始时间基本一致,而后部车辆差异较大,工况 1、工况 2、工况 3 的列车后部 38 辆车制动缸勾贝平均伸出时间分别为 11.3 s、10.1 s、8.9 s,工况 1 列车后部车辆的制动同步性相较工况 2、工况 3 的列车较差。由此,工况 1 制动时产生较大压钩力的原因是由于列车后部车辆制动同步性较差,产生制动作用较晚。且由表 1 可知工况 1 列车的后部车辆制动缸平衡压强均值较低,制动能力较弱,当前部车辆制动时,若后部车辆制动力较弱将会产生较强的前涌作用,加剧了空气制动过程中压钩力的产生。

4. 列车管压强分布对缓解特性的影响

上述三种工况的列车在空气制动减压 50 kPa 后,待速度降至 35 km/h 时缓解,此时列车管压力达到稳定状态。列车缓解时由于主控机车向后充风,从控机车同时向前、后部车辆充风,前、中部车辆先缓解对列车产生拉伸作用,而后部车辆相对前、中部车辆缓解存在滞后,这种沿列车车长方向制动力的差异导致了缓解时纵向冲动的产生。图 5 为三种工况下的列车缓解时各车位产生的最大拉钩力沿车长分布图。

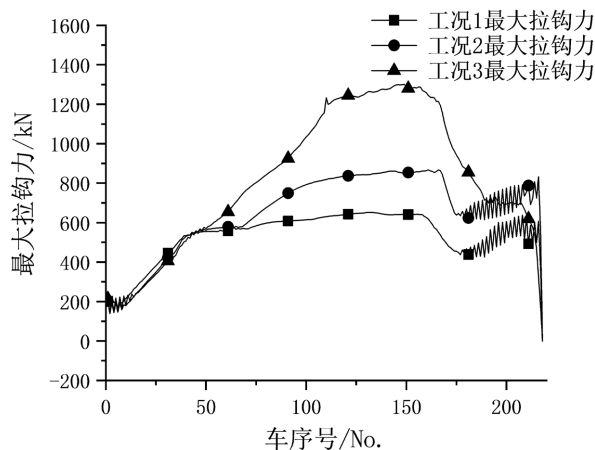


Figure 5. Distribution of maximum tensile coupler force along length under three working conditions

图 5. 三种工况下最大拉钩力沿车长分布

图 5 中纵轴正值代表拉钩力。由图 5 可知,三种工况下的列车缓解过程中产生最大拉钩力的车辆均为列车中后部车辆。其中,工况 1 的列车最大拉钩力为 652.0 kN,发生于 132 车;工况 2 的列车最大拉钩力为 867.3 kN,发生于 166 车;工况 3 的列车最大拉钩力为 1300.7 kN,发生于 149 车。与工况 1 相比,工况 2、工况 3 列车的最大拉钩力分别增加了 33.0%与 99.4%。空气制动时列尾压强较低的列车在缓解时产生的拉钩力较小。为探究空气制动时不同列尾压强的列车缓解时产生的拉钩力存在差异的原因,同样按每 10 车输出制动缸压强,以列车制动缸开始降压时间相对缓解指令发出时间的差值绘制其缓解特性曲线如图 6 所示。

由于可控列尾不参与缓解作用,列车缓解时为机车向列车管充风,缓解波由主控机车向后传递、从控机车向列车两端传递,这种缓解波传播特性导致列车在缓解时前、中部车辆与后部车辆存在不同步性。

由图 6 可知, 工况 1、工况 2、工况 3 的列车前 140 辆车平均开始缓解时间分别为 6.85 s、6.95 s、7.01 s, 缓解波速基本一致, 而后 78 辆车平均开始缓解时间分别为 17.6 s、18.1 s、18.9 s, 工况 2、工况 3 的列车相较工况 1 的列车缓解同步性略差。且由表 1 可知三种工况下的列车制动时从控机车前部车辆制动缸平衡压强均值差异较小, 而工况 2、工况 3 的列车相较工况 1 的列车制动时从控机车后部车辆制动缸平衡压强均值较高, 制动力较强。

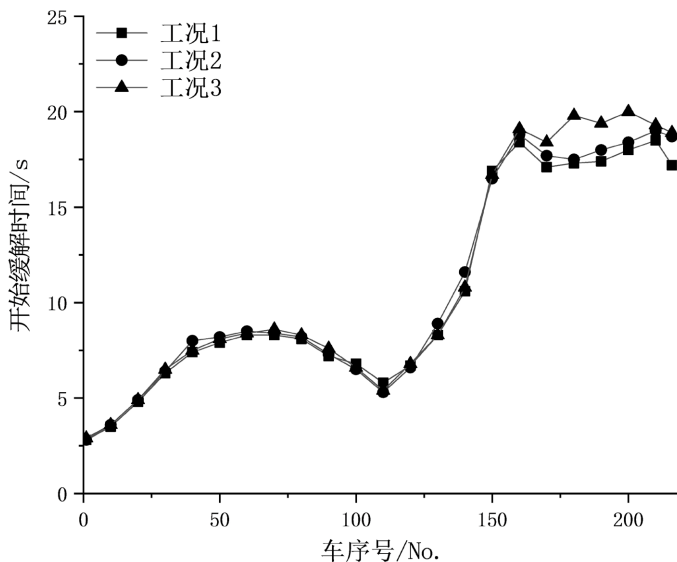


Figure 6. Curve: Train release characteristic under three working conditions
图 6. 三种工况下列车缓解特性曲线

综上所述, 三种工况下的列车前部车辆缓解波速及制动力基本一致, 而列车后部车辆缓解波速和制动力均存在差异。当列车前部车辆缓解而后部车辆缓解存在滞后时, 若后部车辆的制动力较强会加强对列车前进时的抑制作用, 从而加剧列车缓解过程中的拉伸作用。工况 2、工况 3 的列车从控机车后部车辆相对前部车辆缓解滞后程度相比工况 1 的列车略大, 且工况 2、工况 3 的列车从控机车后部车辆制动力较强, 二者因素的叠加导致工况 2、工况 3 的列车缓解时拉钩力较大。

5. 结论

本文利用列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统, 以 2 万 t 重载列车为研究对象, 研究了不同列尾压强下制动缓解列车对纵向冲动水平的影响, 并探究其规律在列车操纵优化的应用, 总结如下:

1) 制动前列车的列车管压强分布影响制动后车钩力, 列车管前后压强梯度越大, 制动时车钩力越大。在减压 50 kPa 制动时, 列尾压强为 590 kPa、595 kPa 的列车与 585 kPa 的列车相比, 最大压钩力分别减小 14.7%与 38.9%。

2) 制动前列车管压强分布同样影响缓解后车钩力, 列车管前后压强梯度越大, 缓解时车钩力越小。在减压 50 kPa 制动并缓解时, 列尾压强为 590 kPa、595 kPa 的列车相较列尾压强为 585 kPa 的列车最大拉钩力分别增加 33.0%与 99.4%。

3) 列车管压强分布影响制动时车钩力的原因主要是制动开始时间和后部车辆制动能力, 列车后部车辆初始压强越低, 制动时间越晚, 制动力越弱, 造成较大的前涌压缩车钩力。

4) 列车管压强分布影响缓解时车钩力的原因除缓解开始时间外同样是后部车辆制动能力, 列车后部

车辆初始压强越高, 缓解时间越晚, 制动力越强, 造成较大的拉伸车钩力。

参考文献

- [1] Gruber, P. and Bayoumi, M.M. (1982) Suboptimal Control Strategies for Multilocomotive Powered Trains. *IEEE Transactions on Automatic Control*, **27**, 536-546. <https://doi.org/10.1109/TAC.1982.1102986>
- [2] Cole, C. and Sun Y.Q. (2006) Simulated Comparisons of Wagon Coupler Systems in Heavy Haul Trains. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **220**, 247-256. <https://doi.org/10.1243/09544097JRRT35>
- [3] Janarthanan, B., Padmanabhan, C. and Sujatha, C. (2012) Longitudinal Dynamics of a Tracked Vehicle: Simulation and Experiment. *Journal of Terramechanics*, **49**, 63-72. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2011.11.001>
- [4] Spiryagin, M., Persson, I., Wu, Q., et al. (2019) A Co-Simulation Approach for Heavy Haul Long Distance Locomotive-Track Simulation Studies. *Vehicle System Dynamics*, **57**, 1-18. <https://doi.org/10.1080/00423114.2018.1504088>
- [5] Eckert, J.J., Teodoro, C.P., Teixeira, L.H., et al. (2021) A Fast Simulation Approach to Assess Draft Gear Loads for Heavy Haul Trains During Braking. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. <https://doi.org/10.1080/15397734.2021.1875233>
- [6] 李显洲. 列车纵向动力学模型研究及小间隙车钩动力学性能分析[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连铁道学院, 2002.
- [7] 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.
- [8] Wu, Q., Spiryagin, M., Cole, C., et al. (2018) International Benchmarking of Longitudinal Train Dynamics Simulators: Results. *Vehicle System Dynamics*, **56**, 343-365. <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1377840>
- [9] 宋健, 魏伟. 重载列车纵向动力学仿真模型的有效性研究[J]. 大连交通大学学报, 2019, 40(3): 23-29.
- [10] 魏伟, 李文辉. 列车空气制动系统数值仿真[J]. 铁道学报, 2003, 25(1): 38-42.
- [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.