DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.03.017　　文章编号：1000-128X(2023)03-0131-10

# 无线重联系统通信状态对重载列车影响及操纵研究

刘华伟[1]，刘博阳[2,3]，朱绩超[2]，安二晶[1]，魏　伟[2]
（1.国能包神铁路集团有限责任公司，内蒙古 包头　014010；
2.大连交通大学，辽宁 大连　116028；
3.中车太原机车车辆有限公司 车辆开发部，山西 太原　030027）

**摘　要：**当无线重联系统发生通信延时和通信中断时，列车制动和缓解性能会受到严重影响，威胁行车安全。针对神朔铁路新开行的2台神12交流机车牵引132辆$C_{64}$的万t重载组合列车，文章采用基于空气流动理论和多刚体动力学的仿真方法，系统分析了在通信延时和通信中断的情况下列车的制动缓解特性、制动性能和车钩力水平，并研究了通信中断时的操纵办法。结果表明，随着通信延时的增加，列车管排风时间、再充风时间、车钩力、制动距离增加，列车制动和缓解的同步性下降。从从控机车对列车制动/缓解同步性的提升程度，以及循环制动时列车运行安全性的角度出发，通信延时应小于6 s。当通信中断时，列车管排风和再充风时间增加，制动波和缓解波仅由主控机车向后传播，制动和缓解同步性下降，加之从控机车未施加电制动力，导致通信中断的列车在缓解时的拉钩力显著增加，其最大拉钩力增加了93.9%。通信中断的列车采取先减压50 kPa，再追加减压至目标值的制动方法，产生的最大压钩力相较于一次性减压至目标值的操纵方法显著降低；当目标减压量为60~100 kPa时，追加减压的操纵方法相较于一次性减压的操纵方法优势更为明显，并且产生的最大压钩力小于900 kN。

**关键词：**重载列车；通信延时；通信中断；纵向动力学；空气制动；缓解
**中图分类号：**U292.92+1　　**文献标识码：**A

# A study on the influence of communication state of wireless coupling system on heavy haul train and its operation

**LIU Huawei[1], LIU Boyang[2,3], ZHU Jichao[2], AN Erjing[1], WEI Wei[2]**

(1. CHN ENERGY Baoshen Railway Group Co., Ltd., Baotou, Inner Mongolia 014010, China; 2. Dalian Jiaotong University, Dalian, Liaoning 116028, China; 3.Vehicle Development Department, CRRC Taiyuan Co., Ltd., Taiyuan, Shanxi 030027, China)

**Abstract:** The communication delay or interruption of the wireless coupling control system would seriously affect the braking and release performance of a train, undermining its operation safety. For the purpose of this paper, the 10,000 t heavy haul formation of 2× SHEN 12 locomotives + 132×$C_{64}$ cars for Shenmu-Shuozhou Railway was taken as an example, and the simulation method based on air flow theory and multi-rigid-body dynamics was employed to systematically analyze the braking and release characteristics, braking performance and coupler force of the train under communication delay or interruption, and the operation method under communication interruption was studied. The results show that as the communication delay increases, the exhaust and recharging times of train pipes, the coupler force and the braking distance increase, and the braking and release synchronization of the train decreases. Considering the level of improvement to the synchronization of train braking and release by the slave locomotive, the communication delay should be less than 6

**通信作者：**魏　伟（1963—），男，博士，教授，博士生导师，主要从事列车纵向动力学方面的研究；E-mail: weiwei43@163.com
**引用格式：**刘华伟, 刘博阳, 朱绩超, 等. 无线重联系统通信状态对重载列车影响及操纵研究[J]. 机车电传动, 2023(3): 131-140.
**Citation:** LIU Huawei, LIU Boyang, ZHU Jichao, et al. A study on the influence of communication state of wireless coupling system on heavy haul train and its operation[J]. Electric Drive for Locomotives,2023(3): 131-140.

s for the operation safety of train during cyclic braking. When a communication interruption occurs, the exhaust and recharging times of the train pipes increase, the braking wave and the release wave are only propagated backward from the master locomotive, and the synchronization of braking and release decreases. In addition, the slave locomotive does not apply electric braking force, resulting in a significant increase (up to 93.9%) in the tensile coupler force of the train under communication interruption when it is released. The train under communication interruption tends to adopt a two-step braking approach, namely reducing 50 kPa pressure as the first step, and then reducing the pressure to the target value as the second step, in which the maximum compression coupler force is significantly lower than that when the pressure is reduced to the target value by just one step. When the target pressure reduction is 60-100 kPa, the advantage of the two-step approach is more obvious than that of the one-step approach, and the maximum compression coupler force is less than 900 kN.

**Keywords:** heavy haul train; communication delay; communication interruption; longitudinal dynamics; air braking; release

## 0 引言

国能包神铁路集团有限责任公司为提升运输效率、提高C64车辆利用率，在神朔铁路试开行2台神12交流机车牵引132辆C64的万t重载组合列车（1神12+66 C64+1神12+66 C64，简写为“神12‘1+1’C64”），牵引总质量为11 352 t，列车总长1 848 m。相较于神朔铁路现有的“3神8+108 C80”“2神12+108 C80”等编组，该编组为动力分散布置，主控机车和从控机车分别位于列车头部和列车中部，机车间采用中车株洲电力机车研究所有限公司研发的无线重联控制系统实现同步控制，该系统数据传输单元通信方式为800 MHz空间波和400 kHz接触网无线感应载波混合传输[1]。此外，为确保无线重联控制系统的可靠性，机车采用双机热备冗余技术，装有2套相同的无线重联控制系统，2套系统的架构功能对称，互为冗余备份[2]。通过无线重联控制系统可实现多机车牵引/电制动、空气制动/缓解的同步操纵控制，但在实际运用当中，由于神朔铁路为山区铁路，地理环境复杂，有大量隧道、桥梁，加之主控机车与从控机车相隔达900 m，在通信弱场区可能会导致列车通信延时增加或通信中断[3]。中国铁道科学研究院集团有限公司曾对神朔铁路“2SS4+2SS4”C64编组组合列车主控机车与从控机车常用制动/缓解时的通信延时进行统计，在12个统计样本中，通信延时最小为1.21 s，最大为5.29 s，平均为3.44 s，通信延时大于4 s的列车占比达50%[4]。通信延时的增加和通信中断会降低列车操纵同步性，导致列车在空气制动或缓解时产生较大的纵向冲动，造成断钩、轨排横移和机车渡板变形，甚至脱轨等事故，严重影响列车运行安全，系统全面地了解通信质量对新开行的“神12‘1+1’C64”编组万t列车的影响势在必行。

受运输生产安全和试验条件的制约，目前在研究无线重联系统通信延时对列车运行的影响时，部分学者曾采用仿真方法。文献[5]等基于MATLAB软件建立模型，并探究了列车编组、速度和制动延时对车钩力的影响。文献[6]通过建立仿真模型研究了大秦线“‘1+2+1’SS4”“‘1+1’HXD1”编组2万t组合列车在牵引、制动工况下的车钩力水平。文献[7]采用MATLAB/Simulink模块建立了2万t列车动力学模型，考虑列车编组、从控机车响应时间等因素，分析了“1+2+1”组合列车紧急制动时的纵向冲动。文献[8-10]也曾采用仿真方法对大秦铁路、朔黄铁路基于无线重联技术的重载列车在不同延时下的车钩力水平进行了研究。上述文献研究集中于不同通信延时对车钩力水平宏观影响的分析，缺乏对制动和缓解波传播特性、列车管充排风时间影响的深入探究，而制动波、缓解波传播特性对分析组合列车纵向冲动机理有重要意义，可作为优化列车编组、改进无线重联控制系统或评定其可靠性的依据之一，并且列车管充排风时间将直接影响列车循环制动时的操纵方式。此外，上述文献在对列车空气制动系统进行建模时，对其进行了不同程度的简化，如采用插值法假设列车管、制动缸压强变化，以及制动波、缓解波传播特性等；或建立制动管路气体流动模型，而模型中车辆控制阀仍采用经验公式法建立。这些方法虽然对计算速度有一定程度提升，但在计算空气制动和缓解工况时，由于无法得到准确的管路、腔室内气体流场变量，以及制动波、缓解波传播特性等，对车钩力计算结果的精确度产生影响；也很难实现对空气制动系统不同初始状态对列车影响的分析和循环制动时的连续仿真。目前，在探究通信中断对列车的影响时，多采用静置试验的方式，但该试验无法获得列车的纵向冲动等重要结果，而且目前针对通信中断时制动操纵办法的研究较少，仅进行静置试验缺乏对列车运行的实际指导意义。为此，通过对神朔铁路采用基于流体动力学、车辆控制阀逻辑动作原理和多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），开展“神12‘1+1’C64”万t列车仿真分析。该系统可模拟制动或缓解时管路和腔室内气体真实流动过程和各勾贝移动状态[11]，为列车纵向动力学仿真提供了精确的瞬时空气制动载荷[12]，广泛用于列车纵向动力学分析、空气制动系统结构优化、事故分析等领域[13-14]。

本文基于TABLDSS仿真系统和列车在真实线路运行工况，对无线重联系统在不同通信延时和发生通信中断时对列车制动缓解特性、制动性能和纵向冲动等

影响展开系统研究，并从制动性能和纵向动力学角度出发，针对发生通信中断后的制动操纵办法进行分析，为降低车钩力水平、制定操纵办法和保障行车安全提供理论依据和数据支撑。

## 1　神朔铁路神 12“1+1”C64 编组列车概况

神朔铁路新开行“神 12‘1+1’C64”编组列车，列车由 2 台神 12 机车和 132 辆 C64 组成，具体编组方式为“1 神 12+66 C64+1 神 12+66 C64”，如图 1 所示。

主控机车与从控机车配备无线重联控制系统，当通信正常时，主控机车发出控制指令，从控机车在短暂的通信延时后执行该指令。但列车处在通信弱场区时，会导致通信延时的增加，从控机车相对主控机车动作进一步滞后。此外，在发生通信中断时，无线重联系统中通信状态显示红色，从控机车从同步控制模式转至单机模式，不参与列车管的充排风，此时施加空气制动或缓解列车，从控机车类似于关门车辆，仅由主控机车排风或充风。

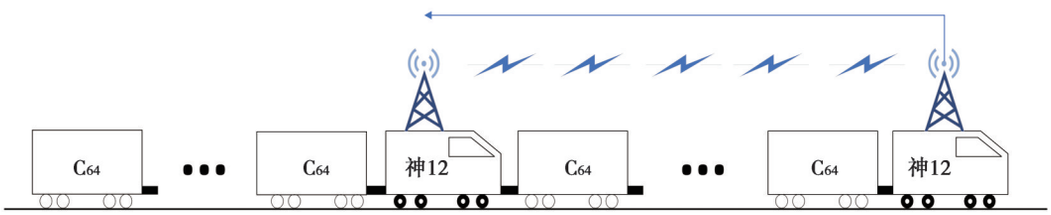



图 1　神 12“1+1”C64 编组

Fig. 1　Formation of “1+1” SHEN 12 locomotive and C64 trains

## 2　列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统

TABLDSS 仿真系统可实时计算列车空气制动系统内空气流动状态和车辆间的运行状况，经过大量试验数据验证模型的准确性和有效性[15-17]，并通过大秦铁路、朔黄铁路等重载线路的运用验证，是再现列车真实运行状态、分析事故原因、优化操纵办法的有效工具[18]。在期刊 *Vehicle System Dynamics* 组织的国际纵向动力学仿真系统测评中，该系统在计算精度和计算速度上名列前茅[19]。

### 2.1　列车空气制动系统模型

当列车制动缓解时，管路和腔室内流动的气体既是制动缓解信号，又是制动力的来源。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和管路内空气动态流动特性的计算。基于空气流动理论，将列车空气制动系统离散成一系列管路或容器，将控制阀模型化为各管路和容器间连接通路的控制机构，将机车空压机模型化为固定质量流量的气源[20]。图 2 为列车空气制动系统、机车自动制动机和单个车辆空气制动系统简化模型。

无线重联控制系统从控机车指令延时控制模型为：

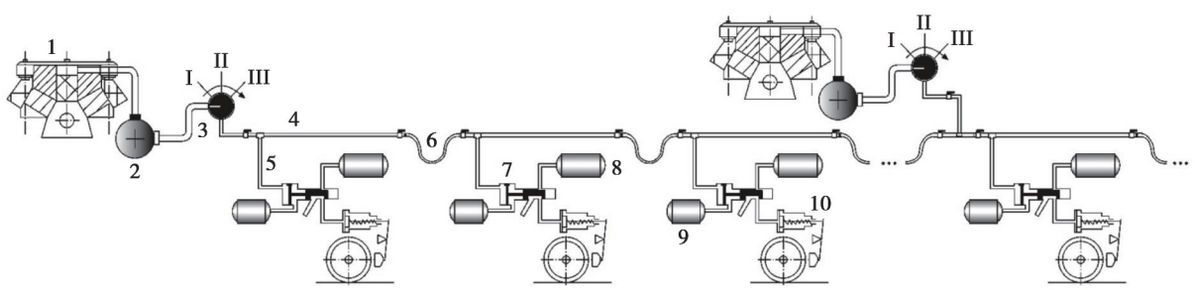
$$\text{direction2}=\begin{cases}\text{direction2}', & t<t_0+\Delta t\\ \text{direction1}, & t\geqslant t_0+\Delta t\end{cases} \tag{1}$$

式中：direction2′,direction2 分别为从控机车前序和当前指令状态；direction1 为主控机车当前指令状态；$t$ 为当前时间；$t_0$ 为主控机车该时段指令的初始时间；$\Delta t$ 为从控机车滞后于主控机车的时间，在对主控机车和从控机车通信延时进行仿真计算时，可通过调整 $\Delta t$ 实现。

假设管路内壁是刚性的，管路内为一维、非等熵不定常流动的气体，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得到描述管路内气体状态方程组，具体如下：

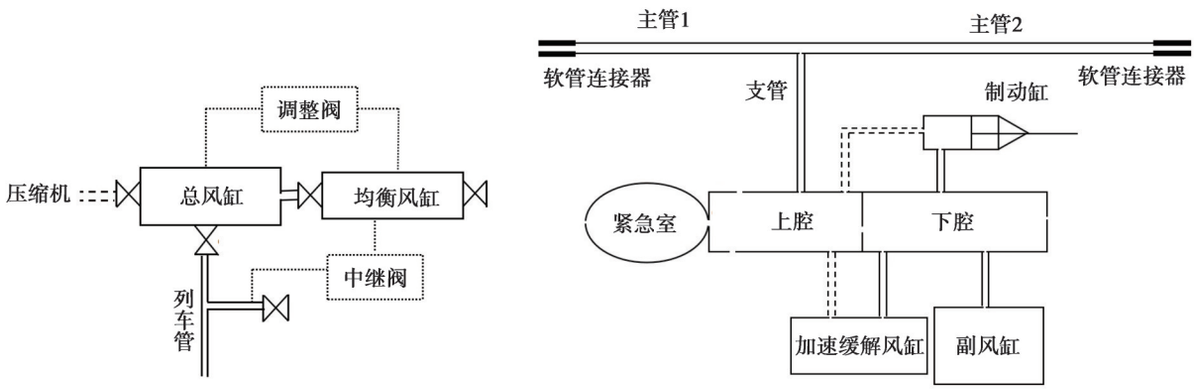
$$\left.\begin{aligned}&\frac{\partial\rho}{\partial t}+\rho\frac{\partial u}{\partial x}+u\frac{\partial\rho}{\partial x}+\frac{\rho u}{F}\cdot\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}x}=0\\&\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{4f}{D}\cdot\frac{u^2}{2}\cdot\frac{u}{|u|}=0\\&\frac{\partial p}{\partial t}+u\frac{\partial p}{\partial x}-a^2\frac{\partial\rho}{\partial t}-a^2u\frac{\partial\rho}{\partial x}-(k-1)\rho\left(q+u\cdot\frac{4f}{D}\cdot\frac{u^2}{2}\cdot\frac{u}{|u|}\right)=0\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

式中：$\rho,u,p,a,k,D,F,f,q,x,t$ 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




1—机车空气压缩机；2—机车主风缸；3—机车自动制动机；4—列车主管；5—列车支管；6—软管连接管；7—120-1 控制器；8—副风缸；9—加速缓解风缸；10—制动缸及基础制动装置。

(a) 列车空气制动系统




(b) 机车自动制动机模型　　(c) 单个车辆空气制动系统模型

图2　列车空气制动系统仿真模型

Fig. 2　Simulation model of train air brake system

摩擦因数、传热率、距离、时间。

该方程需要使用特征线法将方程组在特定方向转化为常微分方程组，在边界点（如管路与管路、管路与腔室连接处）需引入边界方程，如何引入特征线方向、边界方程等详见文献[21]。

当列车采用空气制动时机车手柄置于制动位，调整阀根据手柄位置控制均衡风缸排气。随着均衡风缸压强降低，中继阀勾贝受力发生变化，当达到克服中继阀动作所需受力时，阀芯移动，列车管与大气相通，管内气体排出，实现列车管减压。当列车处于缓解时机车手柄置于缓解位，总风缸向均衡风缸充气。当均衡风缸与列车管的压强差达到中继阀动作所需压差时，总风缸与列车管的通路开放，总风缸向列车管充风。随着总风缸压强的下降，机车空压机开始向总风缸充风。在此过程中无线重联系统需时刻求解各方程，不断循环计算，各车辆空气制动系统根据对应勾贝的瞬时压强和弹簧力等实现各勾贝的动作。在仿真计算主控机车和从控机车通信中断条件下的空气制动和缓解时，可通过设置从控机车均衡风缸排气孔和充气孔的面积为0来实现。

### 2.2　列车纵向动力学模型

列车由机车、车辆通过钩缓装置连挂而成，从纵向动力学角度对其进行分析时，仅考虑列车的纵向自由度，将每台机车、每辆车辆简化为集中质量，整列车抽象为多质点弹簧阻尼系统。单一机车或车辆的受力情况如图3所示。

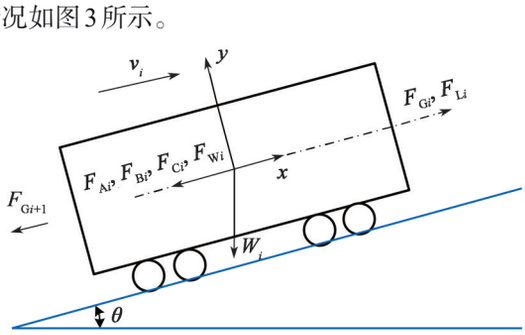



图3　单辆车辆受力分析

Fig. 3　Force analysis of single vehicle

列车在线路运行中所受到的空气制动力、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，依据单个车辆受力分析和牛顿第二定律建立机车车辆运动方程，如式(3)~式(5)所示。通过实时求解该方程组可得列车中每台机车、每辆车辆的物理状态，该方程组避免了仅有被动受力时使列车反方向运行现象的发生。此外，车辆的缓冲器模型、运行阻力、闸瓦摩擦因数等相关知识可参考文献[22]。

$$F_{1i}=F_{Gi}-F_{Gi+1}+F_{Li}-F_{Wi} \tag{3}$$

$$F_{2i}=\begin{cases}-\dfrac{v_i}{|v_i|}\left(F_{Ai}+F_{Bi}+F_{Ci}\right), & v_i>0\\ -\left(F_{Ai}+F_{Bi}+F_{Ci}\right), & v_i=0 \quad 且 \quad F_{1i}\geqslant\left(F_{Ai}+F_{Bi}+F_{Ci}\right)\\ -F_{1i}, & v_i=0 \quad 且 \quad F_{1i}<\left(F_{Ai}+F_{Bi}+F_{Ci}\right)\end{cases} \tag{4}$$

$$m_i\ddot{x}_i=F_{1i}+F_{2i} \tag{5}$$

式中：$x_i, m_i, W_i$分别为第$i$辆车的瞬时位置、质量和重力；$m_i\ddot{x}_i, F_{Gi}, F_{Li}, F_{Ai}, F_{Bi}, F_{Ci}, F_{Wi}$分别为第$i$辆车瞬时惯性力、车钩力、牵引力或电制动力、运行阻力、空气制动力、曲线阻力、坡道阻力。

## 3　通信延时对列车空气制动和缓解的影响

当列车运行至长大下坡道时，需采用循环制动调速，本章分析无线重联控制系统通信延时对列车空气制动和缓解的影响。选取神朔铁路区间k67+936~k79+516，该区段全长11.6 km，最大坡度为−12‰，最小坡度为−9.8‰，为典型的长大下坡道，并且多段线路间的坡度差较小，可有效避免变坡点对车钩力产生过大影响。在计算时，分别设置主控机车和从控机车的通信延时为0 s、2 s、4 s、6 s，列车初始位置位于公里标k69+316处；考虑列车实际运行情况，施加空气制动减压50 kPa，每台机车施加300 kN电制动力，制动初速为70 km/h，缓解速度为35 km/h。以通信延时6 s为例，

绘制速度、主控机车和从控机车空气制动/缓解控制指令随时间变化的趋势图，如图 4 所示。图 5 和图 6 分别为列车在制动时和缓解时产生的最大车钩力沿车长分布，图中纵轴正值代表拉钩力，负值代表压钩力。

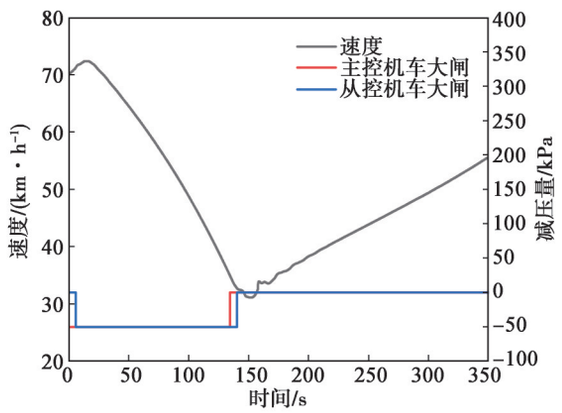



图 4　列车速度及控制指令随时间变化图(通信延时 6 s)

Fig. 4　Train speed and control instructions vary with time(communication delay of 6 s)

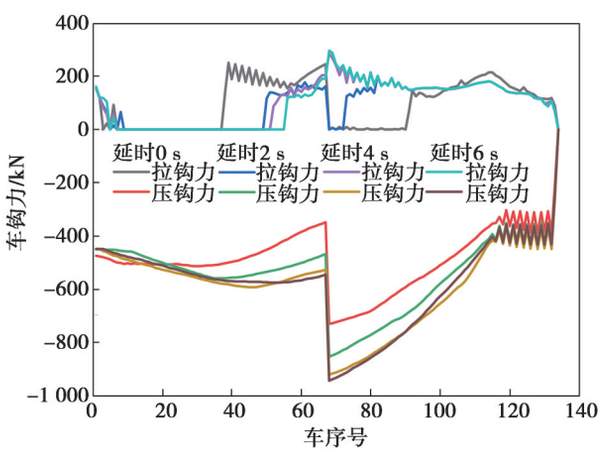



图 5　制动时最大车钩力沿车长分布

Fig. 5　Distribution of the maximum coupler force along the train length during braking

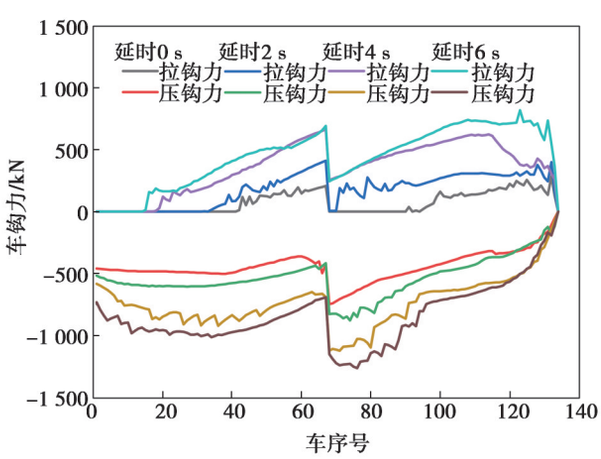



图 6　缓解时最大车钩力沿车长分布

Fig. 6　Distribution of the maximum coupler force along the train length during release

在图 4 中，从控机车的制动和缓解均晚于主控机车 6 s。通信延时分别为 0 s、2 s、4 s、6 s 的列车速度降至 35 km/h 时的走行距离分别为 1 989.3 m、2 059.8 m、2 097.6 m、2 165.0 m，其中通信延时 6 s 的列车相较通信无延时的列车走行距离增加了 8.8%。当列车制动时，主控机车和从控机车通信延时 0 s、2 s、4 s、6 s 的列车产生的最大压钩力分别为 731.2 kN、854.3 kN、921.5 kN、943.5 kN，均产生于第 68 车（从控机车后钩）；随着通信延时的增加，制动时产生的压钩力也逐渐增大，通信延时 6 s 的列车相较无通信延时的列车，最大压钩力增加了 29.0%。通信延时越大，列车缓解时产生的拉钩力和压钩力越大，无通信延时的列车产生的最大拉钩力和最大压钩力分别为 284.2 kN 和 747.0 kN，而延时 6 s 的列车分别为 820.2 kN 和 1 266.1 kN，相较无延时的列车增加了 188.6% 和 69.5%。

为进一步分析通信延时对列车制动/缓解的影响，以各车辆制动缸勾贝伸出时间和开始缓解时间相对其首车的时间差绘制不同通信延时列车的制动波和缓解波传播特性曲线，如图 7 和图 8 所示；并将各列车制动和缓解时列车管的排风、再充风时间列于表 1。

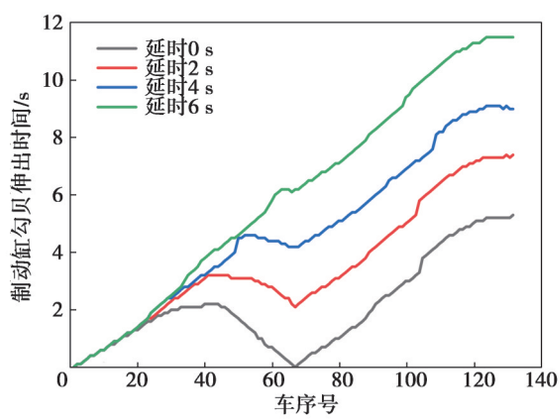



图 7　制动波传播特性曲线

Fig. 7　Transmission characteristic curve of braking wave

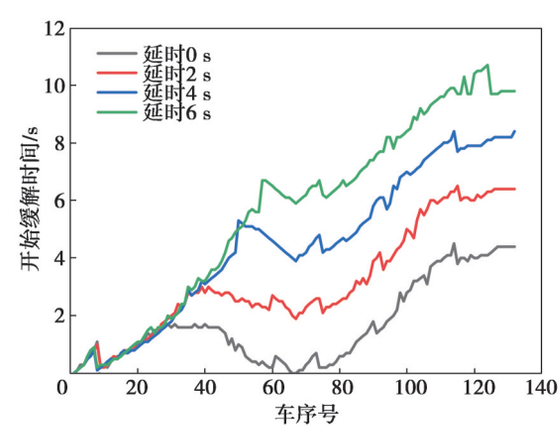



图 8　缓解波传播特性曲线

Fig. 8　Transmission characteristic curve of release wave

由图 7 可知，通信延时分别为 0 s、2 s、4 s、6 s 的列车在 5.3 s、7.4 s 、9.1 s、11.5 s 内均产生制动作用，各列车最晚制动的车辆均位于列车尾部，在 132 辆 C64 万 t 组合列车静置试验中，在减压量为 50 kPa、通信延

表1　列车管充排风时间

Table 1　Charging and exhausting time of train pipe

| 对比项 | 通信延时/s | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 0 | 2 | 4 | 6 |
| 列车管排风时间/s | 24.6 | 26.9 | 29.0 | 30.8 |
| 排风时间相较延时0 s增加百分比/% | | 9.3 | 17.9 | 25.2 |
| 列车管再充风时间/s | 63.3 | 65.0 | 66.5 | 68.5 |
| 再充风时间相较延时0 s增加百分比/% | | 2.7 | 5.1 | 8.2 |

时为1.2 s的情况下，整列车在6.7 s内产生制动作用，与仿真计算结果规律基本一致；从控机车后第1辆车的制动缸勾贝伸出时间分别为0 s、2.1 s、4.2 s、6.2 s，与通信延时成正比。通信延时越小，从控机车附近车辆制动越早，并且整列车制动同步性也得到提升，这也是延时较小的列车制动时产生压钩力较小的主要原因。由图8可知，缓解波同样大致呈现由主控机车向后传播，由从控机车同时向前、向后传播，但曲线的局部波动更为明显，这是由于制动时各车辆控制阀进入保压位的时刻不同，导致缓解前副风缸压强存在差异；副风缸压强越高，缓解时列车管需充风至更高压力水平才能达到控制阀动作所需压差，其缓解时间就越晚。通信延时分别为0 s、2 s、4 s、6 s的列车在4.5 s、6.5 s、8.4 s、10.7 s内均开始缓解；通信延时越短，从控机车附近车辆缓解越早，整列车缓解同步性越好，列车缓解时产生的车钩力越小。

通信延时分别为0 s、2 s和4 s时，制动波传播特性曲线均呈现在从控机车附近“下凹”趋势，这是由于在从控机车的排风作用下，制动波同时由主控机车和从控机车开始传播；当延时达到6 s时，制动波传播特性曲线呈现为一条略有波动的斜线，其原因是待从控机车开始排风时，在主控机车排风作用下产生的制动波已传递至从控机车附近，从控机车的排风作用未对制动同步性产生明显提升；同样，通信延时达到6 s时，从控机车由于开始充风较晚，对缓解同步性的提升程度较小，相较无通信延时的列车，其整列车的最晚开始缓解时间增加了137.8%。列车在长大下坡道循环制动时，若列车前序处于缓解充风过程中，通信延时大于6 s会导致在下一次施加空气制动时，主控机车排风作用下产生的制动波传递至从控机车附近时，从控机车仍在充风，制动波无法继续向后传递，而后部车辆相较已制动的前部车辆产生较强前涌，进而威胁列车运行安全，待从控机车开始排风后，制动波才可向后继续传播。因此，从从控机车对列车制动/缓解同步性的提升程度，以及循环制动时列车运行安全性的角度考虑，“神12‘1+1’C64”编组列车主从机车通信延时应小于6 s。

表1中的列车管排风时间为从空气制动指令发出到列尾压强达到目标值所需时间，再充风时间为从缓解指令发出至列尾压强达到580 kPa所需时间。在列车实际运行中，由于车辆使用年限不同和车辆个体间的差异，同一编组方式的列车管漏泄程度同样会存在差异，而列车管漏泄量的大小直接影响缓解时列车管的再充风情况，导致不同列车的再充风时间也不尽相同。本文所提及的列车管漏泄程度是依据试验数据对空气制动系统仿真模型中的漏泄孔大小进行调整、验证得到的。随着通信延时的增加，列车管排风和再充风时间均增加，并且增加量与通信延时量相近。通信延时为6 s的列车相较无通信延时的列车，列车管排风时间和再充风时间分别增加25.2%和8.2%。

## 4　通信中断对列车空气制动和缓解影响

本章进一步分析无线重联系统通信中断对列车空气制动和缓解的影响，列车管排风、再充风时间至关重要，直接影响列车在长大下坡道的操纵方式。首先对通信正常和通信中断的列车施加空气制动减压50 kPa、70 kPa和100 kPa并缓解的工况进行仿真计算，以获取通信中断对列车管充排风时间的影响程度，缓解前各列车的列车管均达到稳定状态。考虑实际情况，设置通信正常的列车主控机车和从控机车间通信延时为2 s。表2为2种通信状态下的列车在制动缓解时列车管排风与再充风时间。

表2　通信正常与通信中断时列车管充排风时间

Table 2　Charging and exhausting time of train pipe under normal comunication and communication interruption　s

| 项目 | | 减压量/kPa | | |
|---|---|---|---|---|
| | | 50 | 70 | 100 |
| 列车管排风时间 | 通信正常 | 26.9 | 34.3 | 43.3 |
| | 通信中断 | 58.3 | 80.4 | 105.3 |
| | 增幅/% | 116.7 | 134.4 | 143.2 |
| 列车管再充风时间 | 通信正常 | 65.0 | 94.8 | 128.2 |
| | 通信中断 | 172.9 | 253.2 | 346.7 |
| | 增幅/% | 166.0 | 167.1 | 170.4 |

由表2可知，当减压量为50 kPa时，通信中断相较通信正常的列车，列车管排风时间和再充风时间分别增加了116.7%和166.0%；当减压量达到100 kPa时，增幅分别为143.2%和170.4%。通信中断时，列车管的排风和再充风时间增加，减压量越大，增幅越大。

为获取通信中断对列车纵向冲动的影响，同样选取神朔铁路区间k67+936~k79+516对2种通信状态下制动/缓解产生的车钩力水平等进行研究。分别对通信正常和通信中断的列车在公里标k69+316处施加空气制动减压50 kPa，制动初速限制为70 km/h，待速度降至35 km/h时缓解，缓解前列车管均已排风完毕。通信正常的主控机车和从控机车均可以施加300 kN电制动力，

通信中断的列车仅有主控机车施加 300 kN 电制动力。图 9 和图 10 分别为 2 种通信状态下的列车制动/缓解时产生的最大车钩力沿车长分布，及其第 67 车、第 68 车的车钩力（从控机车前、后钩）随里程变化图。图 11 和图 12 分别为通信正常和通信中断的列车制动波和缓解波传播特性对比图。

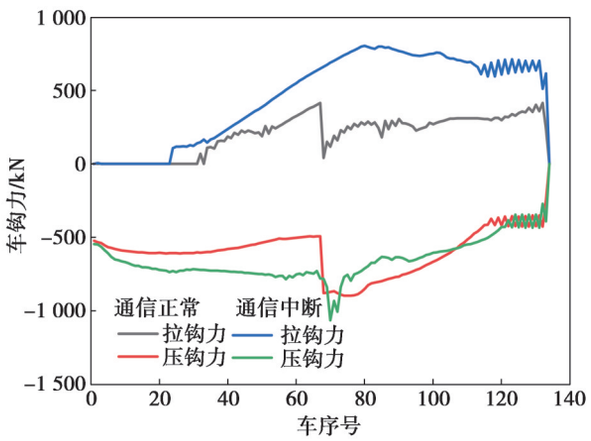



图 9　2 种通信状态最大车钩力沿车长分布

Fig. 9　Distribution of the maximum coupler force along the train length under two communication states

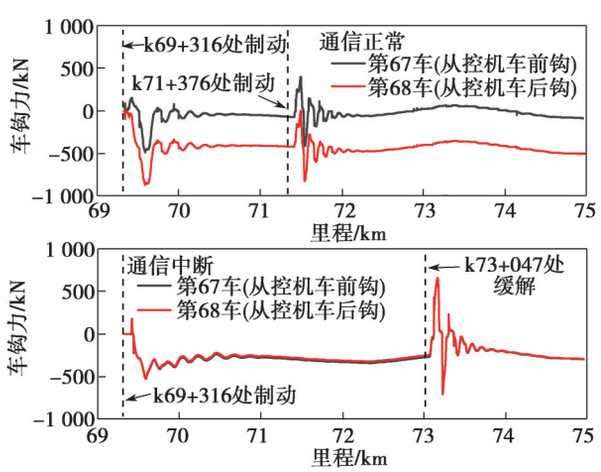



图 10　从控机车前后钩车钩力随里程变化

Fig. 10　Coupler force of front and rear couplers of slave locomotive varies with mileage

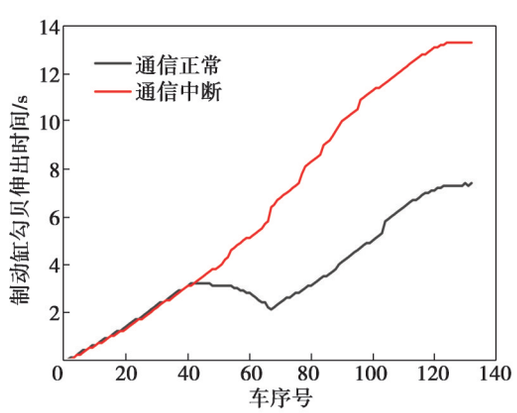



图 11　2 种通信状态制动波传播特性对比

Fig. 11　Comparison of braking wave transmission characteristics under two communication states

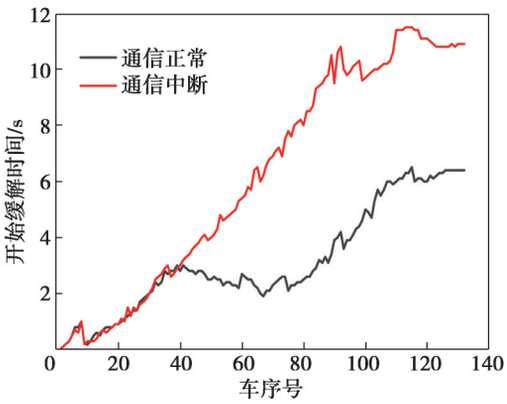



图 12　2 种通信状态缓解波传播特性对比

Fig. 12　Comparison of release wave transmission characteristics under two communication states

通信正常的列车制动/缓解产生的最大拉钩力和压钩力分别为 413.4 kN 和 896.7 kN；通信中断时的对应值分别为 801.5 kN 和 1 064.1 kN，相较通信正常时增加了 93.9% 和 18.7%。由图 10 可知，通信正常和通信中断的列车分别在公里标 k71+376 和 k73+047 处降速至 35 km/h 并缓解，虽然缓解位置存在差异，但其缓解前后和车钩力出现大幅变化时，均一致处于下坡道。通信正常的列车在从控机车电制动力的作用下，导致从控机车前后车钩力产生差异，从控机车前钩最大压钩力为 489.3 kN，后钩最大压钩力为 875.7 kN；缓解后从控机车前钩产生的最大拉钩力和最大压钩力分别为 410.1 kN 和 415.9 kN，而从控机车后钩并未产生拉钩力，其最大压钩力为 828.5 kN。通信中断的列车由于从控机车未施加电制动力，从控机车前后车钩力差异较小。此外，由于其缓解后没有从控机车电制动力的抑制作用，从控机车前后钩的最大拉钩力分别达到了 650.7 kN 和 662.9 kN。

由于通信中断时，从控机车不参与列车管的充风和排风，图 11 和图 12 中通信中断的列车制动波和缓解波仅由主控机车向后传播，而通信正常的列车除由主控机车向后传播外，还由从控机车向前、后 2 个方向传播。当通信正常的列车制动和缓解时，车辆分别均在 7.4 s 内产生制动作用和在 6.5 s 内开始缓解；而通信中断的列车，此时间分别为 13.3 s 和 11.5 s，制动和缓解同步下降，这是导致车钩力增加的重要原因。

此外，进一步计算 2 种通信状态下列车的紧急制动性能，同样选取公里标 k69+316 处施加紧急制动，制动初速为线路最高限速 80 km/h，未施加机车电制动力。图 13 和图 14 分别为通信正常和通信中断的列车紧急制动距离对比和最大压钩力沿车长分布图。

由图 13 可知，通信正常和通信中断的列车在公里标 k69+316 处施加紧急制动后分别停于公里标 k70+075 和 k70+133 处，在紧急制动过程中所处坡道平均坡度均为−11.7‰，制动距离分别为 759 m 和 817 m，通信中断的列车相较通信正常时增加 7.6%。由图 14 可知，通信

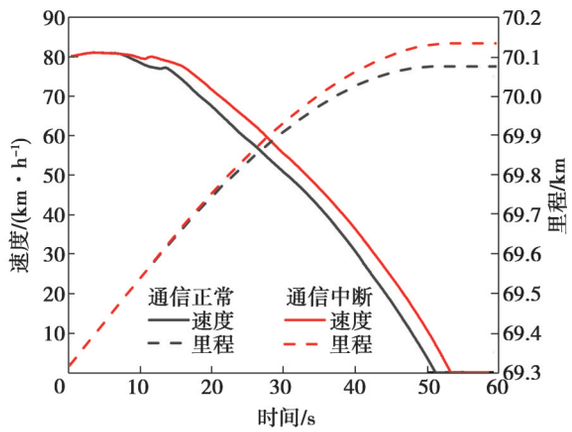



图 13　2 种通信状态紧急制动距离对比

Fig. 13　Comparison of emergency braking distance under two communication states

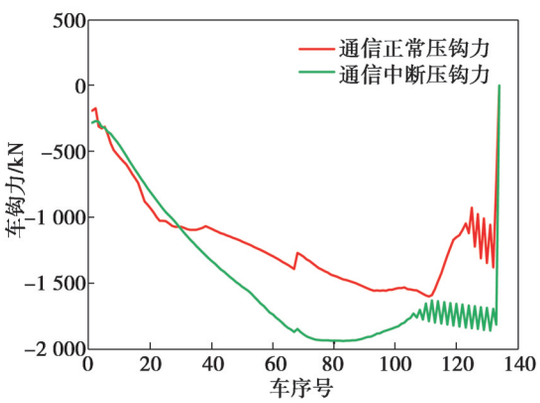



图 14　2 种通信状态最大压钩力分布

Fig. 14　Distribution of the maximum compression coupler force under two communication states

正常的列车紧急制动时产生的最大压钩力为 1 599.4 kN，通信中断的列车为 1 935.0 kN，相较通信正常时增加 21.0%。

## 5　通信中断制动操纵办法研究

由上文分析可知，通信中断的列车施加紧急制动时产生的最大压钩力近 2 000 kN。因此，在实际运行中发生通信中断的列车若需要停车，采取何种制动方式确保较短的制动距离，并且不产生较大车钩力值得重点关注。本章以神朔铁路区间 k67+936~k79+516 长大下坡道为例，研究发生通信中断的列车制动操纵办法。设置列车初始位置位于公里标 k69+316 处，分别以 10 kPa 间隔计算一次性减压至 50~170 kPa；先施加空气制动减压 50 kPa，待列车管压强稳定后（时间持续 60 s）再追加减压至 60~170 kPa（间隔 10 kPa），各列车均由主控机车施加 300 kN 电制动力。图 15 和图 16 为采用一次性减压和追加减压的制动方式时，各减压量目标值下最大压钩力对比和制动距离对比。

由图 15 可知，2 种制动方式产生的最大压钩力均呈现随目标减压量的增加而增大的趋势，但采用追加减压的制动方式产生的最大压钩力小于一次性减压的方式。先减压 50 kPa，再追加减压至 60 kPa 和 70 kPa 时，产生的最大压钩力与仅减压 50 kPa 时相同，相较于一次性减压 60 kPa 和 70 kPa 的方式分别减小了 18.3% 和 29.6%。由图 16 可知，追加减压的制动方式相较于一次性减压，其制动距离增加；减压量目标值为 50~170 kPa 时，一次性减压和追加减压制动方式的制动距离分别在 1 062.0~4 132.4 m 和 1 931.1~4 132.4 m；但追加减压的方式相较于仅减压 50 kPa 的制动距离显著下降，先减压 50 kPa，再追加减压至 60 kPa、70 kPa 和 80 kPa 时的制动距离相较于仅减压 50 kPa 时，分别减小了 31.1%、40.9% 和 45.2%。

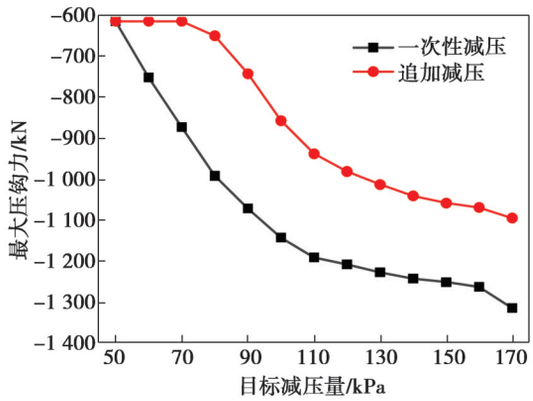



图 15　2 种制动方式最大压钩力对比

Fig. 15　Comparison of maximum compression coupler force under two braking modes

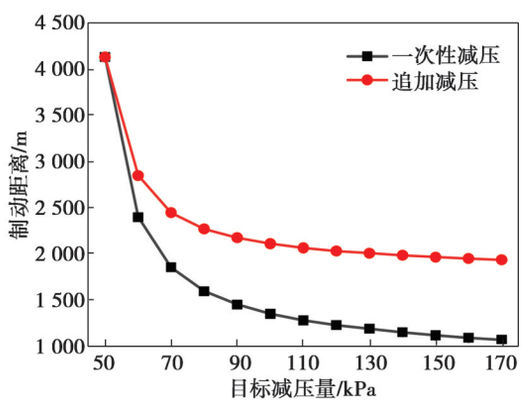



图 16　2 种制动方式制动距离对比

Fig. 16　Comparison of braking distance under two braking modes

总体来看，目标减压量为 60~100 kPa 时，追加减压相较于一次性减压的车钩力降幅明显，降幅为 18.3%~34.4%；制动距离相较于仅减压 50 kPa 时显著缩短，降幅为 31.1%~49.1%，追加减压的制动方式优势显著，并且在该减压量范围内，追加减压制动方式产生的最大压钩力小于 900 kN。

## 6　结论

针对神朔铁路新开行的“神 12‘1+1’C64”编组

万 t 列车无线重联系统通信延时和通信中断等问题，仿真分析了不同通信延时和通信中断时施加空气制动或缓解时的制动缓解特性、制动性能和纵向冲动水平，并探究了通信中断时的操纵办法。结论如下：

①通信延时越大，制动和缓解时的车钩力越大，制动距离越长，制动和缓解同步性越差，列车管排风和再充风时间增加。通信延时 6 s 相较于无通信延时的列车，减压 50 kPa 时的最大压钩力增加 29.0%，制动距离增加 8.8%；缓解时的最大拉钩力和最大压钩力分别增加 188.6% 和 69.5%；制动缸勾贝最晚伸出时间和最晚缓解时间均增加 6.2 s，列车管排风时间和再充风时间分别增加 25.2% 和 8.2%。

②通信中断时，列车管排风和再充风时间增加，并且随着减压量的增大，其增幅进一步加大。减压量为 50 kPa 时，通信中断相较于通信正常的列车，排风时间和再充风时间分别增加 116.7% 和 166.0%；而减压量达到 100 kPa 时，增幅分别为 143.2% 和 170.4%。

③通信中断时列车进行制动/缓解，列车会产生较大车钩力；其制动波和缓解波仅由主控机车向后传播，制动和缓解同步性下降，这是导致车钩力增加的重要原因。与通信正常时相比，通信中断的列车减压 50 kPa 并缓解，最大拉钩力和最大压钩力分别增加 93.9% 和 18.7%，整列车在 13.3 s 内产生制动作用，在 11.5 s 内开始缓解，相较于通信正常时分别增加 5.9 s 和 5.0 s；紧急制动时的最大压钩力和制动距离分别增加 21.0% 和 7.6%。

④当列车无线重联系统发生通信中断时，先减压 50 kPa 再追加减压的制动方式产生的最大压钩力小于一次性减压至目标值的方式，并且制动距离小于仅减压 50 kPa 的操纵办法。目标减压量为 60~100 kPa 时，追加减压的制动方式优势显著，最大压钩力相较一次性减压减小 18.3%~34.4%，制动距离相较仅减压 50 kPa 时缩短 31.1%~49.1%。

## 参考文献：


[1] 吕杰, 曹影, 徐富宏. 分布式动力机车无线同步操控系统设计与实现[J]. 机车电传动, 2021(6): 87-92.
LYU Jie, CAO Ying, XU Fuhong. Design and implementation of distributed power locomotive wireless synchronous control system[J]. Electric Drive for Locomotives, 2021(6): 87-92.

[2] 周军, 王志毅. 机车无线重联控制系统[J]. 铁路技术创新, 2013(2): 95-98.
ZHOU Jun, WANG Zhiyi. Locomotive wireless coupling control system[J]. Railway Technical Innovation, 2013(2): 95-98.

[3] 李蔚. 重载列车机车无线重联同步控制关键技术研究与应用[D]. 长沙: 中南大学, 2012.
LI Wei. The key technology research and application of locomotive wireless remote multi-traction synchronous control for heavy-haul train[D]. Changsha: Central South University, 2012.

[4] 中国铁道科学研究院机车车辆研究所. 神华铁路 132 辆 $C_{64}$ 货车组合万吨列车综合试验[R]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2013.
Locomotive & Car Research Institute, China Academy of Railway Sciences. Comprehensive test of 132 $C_{64}$ vehicles 10, 000 t combination trains on Shenhua railway[R]. Beijing: China Academy of Railway Sciences, 2013.

[5] SERAJIAN R, MOHAMMADI S, NASR A. Influence of train length on in-train longitudinal forces during brake application[J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 57(2): 192-206.

[6] 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(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(2): 88-93.

[7] 杨亮亮, 罗世辉, 傅茂海, 等. 2 万吨重载组合列车纵向冲动影响研究[J]. 机车电传动, 2014(3): 34-39.
YANG Liangliang, LUO Shihui, FU Maohai, et al. Study on effect of longitudinal impulse for 20 000 t heavy haul combined train[J]. Electric Drive for Locomotives, 2014(3): 34-39.

[8] 赵鑫, 王成国, 马大炜. 机车无线同步控制技术对 2 万 t 重载组合列车纵向力的影响[J]. 中国铁道科学, 2008(3): 78-83.
ZHAO Xin, WANG Chengguo, MA Dawei. Influence of locomotive wireless sync control technology on the longitudinal force of 20 000 t heavy haul combined train[J]. China Railway Science, 2008(3): 78-83.

[9] 郭其一, 陈琳芝, 黄世泽, 等. 基于无线通信的重载列车同步控制技术研究[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2013, 41(2): 223-227.
GUO Qiyi, CHEN Linzhi, HUANG Shize, et al. Wireless communication-based synchronization control technology for heavy haul train[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2013, 41(2): 223-227.

[10] 张斌. 主控机车和从控机车通信信号延迟对 2 万 t 组合列车纵向冲动的影响[J]. 机车电传动, 2021(2): 6-11.
ZHANG Bin. Influence of communication delay between the master and slave control locomotives on longitudinal impulse of 20 000 t heavy-haul train[J]. Electric Drive for Locomotives, 2021(2): 6-11.

[11] WEI W, LIN Y. Simulation of a freight train brake system with 120 valves[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(1): 85-92.

[12] WEI Wei, HU Yang, WU Qing, et al. An air brake model for longitudinal train dynamics studies[J]. Vehicle System Dy-

namics, 2017, 55(4): 517-533.

[13] 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.

[14] 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.

[15] 魏伟. 列车空气制动系统仿真的有效性[J]. 中国铁道科学, 2006(5): 104-109.
WEI Wei. The validity of the simulation for train air brake system[J]. China Railway Science, 2006(5): 104-109.

[16] 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.
SONG Jian, WEI Wei. Validity of simulation model of heavy haul train longitudinal dynamics[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2019, 40(3): 23-29.

[17] 张帅, 魏伟. HXD1组合列车牵引与电制动模型的验证[J]. 铁道机车车辆, 2018, 38(5): 39-44.
ZHANG Shuai, WEI Wei. Verification of traction and dynamic braking models for HXD1 combined train[J]. Railway Locomotive & Car, 2018, 38(5): 39-44.

[18] 徐明龙, 李谷, 李蔚, 等. 重载组合列车纵向力劣化分析与运行安全研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2023, 20(1): 321-332.
XU Minglong, LI Gu, LI Wei, et al. Analysis of longitudinal force degradation and running safety of heavy-haul combined trains[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2023, 20(1): 321-332.

[19] 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.

[20] 胡杨, 魏伟, 张渊. 机车编组方式对列车再充气特性的影响[J]. 交通运输工程学报, 2017, 17(3): 111-120.
HU Yang, WEI Wei, ZHANG Yuan. Influence of locomotive marshalling mode on air-recharging characteristic of train [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2017, 17(3): 111-120.

[21] 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.
WEI Wei, LI Wenhui. Simulation model of train brake system[J]. Journal of the China Railway Society, 2003, 25(1): 38-42.

[22] 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 Wei, ZHAO Xubao, JIANG Yan, et al. The integrated model of train air brake and longitudinal dynamics[J]. Journal of the China Railway Society, 2012, 34(4): 39-46.

收稿日期：2023-02-14
修回日期：2023-05-01