DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.106

2万t重载列车车辆数量对纵向冲动的影响研究

曾　周[1]，胡晓宇[2]，冉祥瑞[2]，陈　哲[2,3]，王开云[2]
（1.国能朔黄铁路发展有限责任公司 机辆分公司，河北 肃宁 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；
3.中车株洲电力机车有限公司，湖南 株洲 412001）

摘　要：文章根据纵向动力学理论，建立2万t重载列车纵向动力学仿真模型，研究车辆数量对列车纵向冲动的影响，给出长、短编组混编建议。同时，基于同步减少前后部车辆数量、仅减少前部车辆数量与仅减少后部车辆数量等3种情况（后2种情况可视为长、短编组混编），计算列车空气制动延时、缓解延时和循环制动工况下的最大车钩力。结果表明：对于“1+1+可控列尾”编组形式的2万t重载列车，同步减少前后部车辆数量可有效降低列车缓解过程中的缓解延时和最大车钩力；当仅减少前部列车车辆数量时，最大缓解延时变化较小，无法有效降低纵向冲动；而减少后部列车车辆数量可有效降低最大缓解延时，对减小纵向冲动具有十分显著的效果，对重载列车编组优化有一定指导意义。因此，对于长、短编组混编情况，将短编组编至长编组后可有效降低列车运行的纵向冲动。

关键词：纵向冲动；重载列车；车辆数量；空气制动；纵向动力学

中图分类号：U292.92+1；　　**文献标识码：**A　　**文章编号：**1000-128X（2024）01-0022-09

0　引言

在重载铁路向大轴重、长编组和智能化发展的大背景下，有关的铁路运营方开展了2万t重载组合列车的规模化开行。一方面，轴重增加、编组加长能有效提高铁路运能；另一方面，过大的编组长度会使长大重载列车纵向冲动问题更加突出，而且在复杂的线路条件下纵向冲动进一步加剧。此外，由于某些列车编组需要增长，导致在铁路运营过程中经常遇到长、短编组混编的情况，因此明确长编组重载组合列车前后车辆数量差异对列车运行安全性的影响至关重要。

针对重载列车纵向冲动问题，国内外学者开展了大量的研究。文献[1-2]认为“1+1+0”的组合是最佳的机车编组形式，可以最大限度地减少纵向冲动。文献[3]针对“1+2+1”的编组方式，分析了各种因素对紧急制动过程中纵向冲动的影响，其中包括从控机车的位置和数量。文献[4-5]分别从实测车钩力和列车运行性能的角度出发，指出编组方式是影响循环制动过程中车钩力的主要因素之一，而“1+1”的编组方式可以降低列车起动牵引和变坡点运行条件下的最大车钩力。文献[6-7]考虑了机车无线同步控制延时和车钩间隙这2个重要因素的影响。文献[8-9]则分析了列车在特定环境（如朔黄铁路和12‰长大下坡道）下的纵向冲动特性。文献[10-11]通过对试验数据的深入研究，指出再生制动力、缓解地点、钩缓装置的受压稳定性、操作优化都是影响纵向冲动的关键因素。文献[12]的研究结果表明，引入12轴机车作为主控机车可以有效地降低列车在运行过程中的纵向冲动。

上述研究成果极大地推进了重载列车纵向动力学的发展，但目前2万t重载列车现场存在长、短编组混编（前后部列车编组长度不一致）等问题，对编组优

基金项目：国家自然科学基金项目（U2268210）
通信作者：陈 哲（1987—），男，硕士，高级工程师，主要从事重载机车操控方面的研究；E-mail: chenzhe715@ 126.com
引用格式：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 的影响研究[J]. 机车电传动, 2024(1): 22-30.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.106.
Citation：ZENG Zhou, HU Xiaoyu, RAN Xiangrui, et al. Research on the influence of quantity of 20 000-ton heavy-haul train wagons on longitudinal impulse[J]. Electric drive for locomotives, 2024(1): 22-30.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.106.

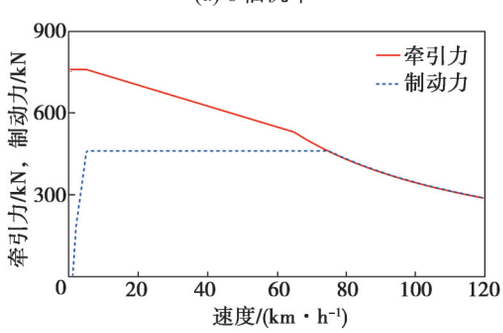
化提出了新的要求，而现场工作人员往往凭借经验进行处理，尚未有相应研究结论支撑。因此，本文针对2万t重载列车存在较大纵向冲动的问题，以及现场长、短编组混编情况，建立2万t重载列车纵向动力学仿真模型，研究车辆数量变化对列车纵向冲动的影响，以期为现场长、短编组混编提供理论支撑，同时为编组优化提供参考。

1　列车编组模式及机车车辆配置

目前，国内2万t重载组合列车主要采用“1+1+可控列尾”的编组方式。在该模式下，列车由头部的主控机车和中部的从控机车共同操控，列车可以从中部机车处分割为前部列车和后部列车。重载组合列车由2(B_0+B_0)大功率交流传动机车[简称为8轴机车，如图1(a)所示]和C80货车组成，机车、车辆主要参数如表1所示。其中，大功率交流传动机车的最高运行速度可达120 km/h，最大轴功率为9 600 kW，最大电制动力为461 kN（3~75 km/h），最大启动牵引力约为760 kN，该机车的牵引/制动特性曲线如图1(b)所示。2万t重载列车“1+1”编组形式具体为“1辆8轴机车+108辆C80货车+1辆8轴机车+108辆C80货车+可控列尾”。



(a) 8轴机车



(b) 8轴机车牵引/制动特性曲线

图1　8轴机车及其牵引/制动特性曲线

Fig. 1　8-axle locomotive and its traction/braking characteristic curve

表1　机车车辆主要参数

Table 1　Main parameters of rolling stock

参数名称	8轴机车	C80货车
轴重/t	25	25
车辆总数	2台	216辆
闸瓦类型	高摩合成	高摩合成
车钩	100型	16/17号
缓冲器	QKX100	MT-2
长度/m	2×17.7	12

2　列车动力学计算模型

2.1　纵向动力学模型

基于纵向动力学理论，建立2万t重载列车纵向动力学模型[12]，如图2所示。纵向动力学模型主要包含4部分计算内容：机车牵引/制动特性、列车空气制动特性、缓冲器迟滞特性、列车运行阻力以及数值积分等。由于列车编组较长，模型中的机车、车辆均被视为只具有纵向自由度的质点，而车辆之间的连接车钩阻抗特性采用“非线性刚度–阻尼”单元模拟[13-17]。其中，机车钩缓系统采用100型车钩与QKX100弹性胶泥缓冲器，货车钩缓系统采用16/17号联锁式车钩与MT-2摩擦式缓冲器，列车编组中某车辆的受力如图3所示（图3中α为线路断面的坡度），其纵向动力学微分方程为

$$m_i\ddot{X}_i=F_{C\,i-1}-F_{Ci}-F_{Wi}+F_{TEi}-F_{DBi}-F_{Bi} \tag{1}$$

式中：i为车辆编号，i=1~N，N为车辆数量；m_i为第i辆车的质量；$\ddot{X}_i$为第i辆车的纵向加速度；F_{Ci-1}为第i辆车所受到的前车钩力，其中当i=0时，F_{Ci-1}=0；F_{Ci}为第i辆车所受到的后车钩力，其中当i=N时，F_{Ci}=0；F_{Wi}为第i辆车所受到的运行阻力，主要由基本运行阻力、坡道阻力、曲线阻力等组成；F_{TEi}为机车牵引力，仅作用于机车；F_{DBi}为机车电制动力，仅作用于机车；F_{Bi}为第i辆车所受到的空气制动力，作用于机车车辆。

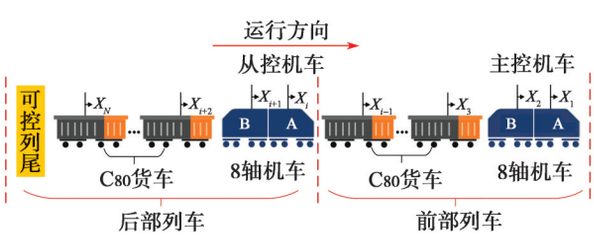


图2　2万t重载列车纵向动力学模型

Fig. 2　Longitudinal dynamic model of 20 000-ton heavy-haul trains

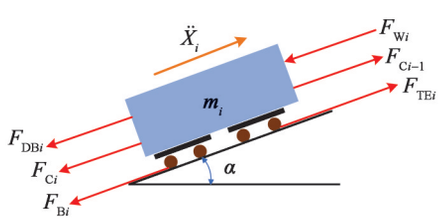


图3　车辆受力分析

Fig. 3　Force analysis of vehicle

列车运行阻力[8]主要包含基本阻力和附加阻力，其中基本阻力为列车在平直道运行时所受到的阻力，一般用经验公式进行计算，与机车车辆类型相关；附加阻力为列车在不同线路条件下所受到的阻力，如在坡

道上受重力分力形成的坡道阻力，以及在曲线上内、外轮对钢轨挤压产生的曲线阻力等，与机车车辆类型无关。具体的运行阻力计算公式如下：

机车单位基本阻力

$$\omega_0' = 1.4 + 0.038v + 0.0003v^2 \tag{2}$$

货车（重车）单位基本阻力

$$\omega_0'' = 0.92 + 0.004v + 0.000125v^2 \tag{3}$$

机车车辆单位坡道阻力

$$\omega_\theta = \theta \tag{4}$$

机车车辆单位曲线阻力

$$\omega_r = \begin{cases} \dfrac{600}{R} & l_1 \leqslant l_r \\ \dfrac{600}{R} \cdot \dfrac{l_r}{l_1} & l_1 > l_r \end{cases} \tag{5}$$

式中：v为列车运行速度；θ为坡度千分数；R为曲线半径；l_1为列车长度；l_r为曲线长度。

该系统自由度与机车车辆数量N一致，因此需要求解N个运动微分方程。求解时可联立组成1个二阶微分方程组，采用新型显示积分方法[18]进行求解。

2.2 空气制动特性

空气制动系统[19-23]由许多零部件组成，建模时为了兼顾精度和效率，需对其做一定简化处理，因此单节车辆的制动系统可视为由1根主管、1根支管、2根风缸间连接管、三通阀、副风缸和制动缸组成。同时，基于气体流动理论，对各关键部件（如主阀、局减阀、加速缓解阀等）进行建模，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

$$\dot{q} = AC_q C_m \frac{p_{in}}{\sqrt{T_{in}}} \tag{6}$$

式中：A为小孔的截面面积；p_{in}为入口空气压力；T_{in}为入口空气温度；C_q为流量系数；C_m为修正系数。

气体在列车管内的流动采用一维非定常等熵流动管道模型进行模拟，一维等温N-S方程如下：

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} &= H \\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial t} &= -\frac{\partial P}{\partial x} + f_x \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

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。

结合流入制动缸的气体流量和式(8)，即可计算求解制动缸压力。

$$\frac{\partial(P_z A_p X)}{\partial t} = nRT\sum_{i=1}^{n}\dot{q}_{t,i} \tag{8}$$

式中：P_z为制动缸压力；A_p为制动缸截面面积；X为制动缸行程；$\dot{q}_{t,i}$为流入制动缸的流量；T为管道流体的当前温度。

由此可得制动缸压力的递推方程为

$$P_z = \frac{1}{X_t}\left(X_{t-1}P_z + \frac{nRT\sum_{i=1}^{n}\dot{q}_{t,i}}{A_p}\Delta t\right) \tag{9}$$

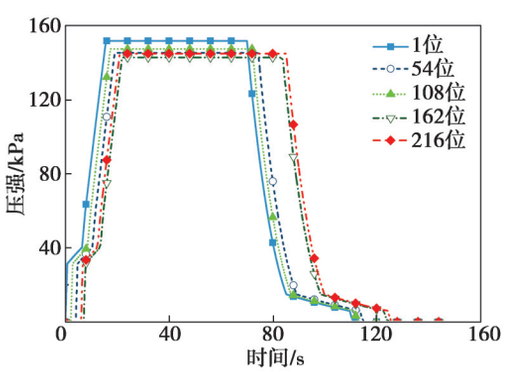
列车的总制动力由机车与货车制动时所有闸瓦共同作用组成，包含机车电制动力F_{DB}与整列车车辆空气制动力F_B。其中，施加的机车制动力或牵引力如图1(b)所示，而列车制动力F_B的计算需要知道实算闸瓦压力K。由式(9)得到制动缸压力后，便可进一步计算闸瓦压力K，设机车和车辆的每块闸瓦压力分别为$K_1, K_2, \cdots, K_n$，对应的摩擦因数为$\varphi_{k1}, \varphi_{k2}, \cdots, \varphi_{kn}$，实算闸瓦压力$K$和列车制动力$F_B$可由下式计算：

$$K = \left(\frac{\pi}{4}d_z^2 p_z \eta_z \gamma_z n_z\right) \Big/ \left(n_k \times 10^6\right) \tag{10}$$

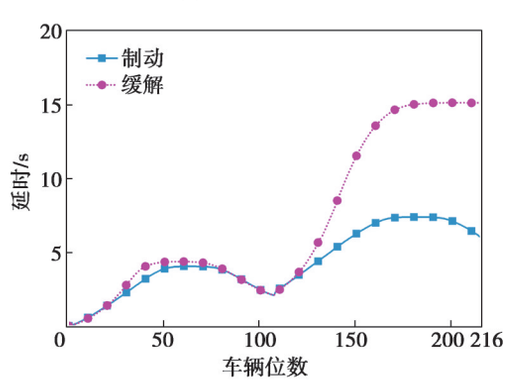
$$F_B = \varphi_{k1}K_1 + \varphi_{k2}K_2 + \cdots + \varphi_{kn}K_n \tag{11}$$

式中：d_z为制动缸直径；p_z为制动缸压力；η_z为基础制动装置传动效率；γ_z为制动倍率；n_z为制动缸数；n_k为闸瓦数。

图4为循环制动过程中不同车辆的制动缸压力变化曲线及其制动缸制动缓解延时计算结果。



(a) 制动缸压强



(b) 制动缓解延时

图 4 空气制动模型计算结果

Fig. 4 Results of air braking model calculation

2.3 钩缓装置的力学特性

载重80 t的重载单元运煤专用敞车采用摩擦式缓冲

器，机车主要采用QKX100型胶泥缓冲器，各缓冲器主要性能参数如表2所示。

表2　机车和货车缓冲器主要性能参数

Table 2　Main parameters of draft gear for locomotive and wagon

参数项目	机车	货车
缓冲器类型	QKX100	MT-2
阻抗力/kN	≤2 500	≤2 270
容量/kJ	≤100	≤(54~65)
行程/mm	83	83

在纵向动力学模型中，钩缓装置建模的核心为缓冲器组合的串联阻抗特性。缓冲器特性曲线可根据缓冲器静压试验和落锤试验获取，必要时可结合列车动力学试验获取。需要注意的是，缓冲器在拉、压车钩力作用下均处于压缩状态，对于列车而言，可视为其拥有相同的拉压特性。图5给出了钩缓系统的数学模型原理示意图，模型考虑了车钩间隙、弹性胶泥缓冲器特性、预压力、最大行程、最大阻抗力、吸收率以及缓冲器压死后的刚性冲击等元素。车钩缓冲器在加载时按图5中曲线$f_l(x)$插值，卸载时按图5中曲线$f_u(x)$插值。在列车运行过程中，列车牵引、制动、缓解或其他工况引起的车钩力波动，体现在缓冲器上，表现为缓冲器加载状态和卸载状态的反复切换。从图5可以看出，当缓冲器从加载曲线跳转到卸载曲线时，由于2条曲线存在差值，导致积分出现间断点，从而使得数值计算困难。因此，缓冲器的状态切换需要引入过渡曲线，本文采用速度法进行计算，即在不考虑速度变化时，过渡曲线沿着$f_l(x)$和$f_u(x)$的均值变化，即$f_m(x)$，也称为准静态曲线；当速度波动时，引入1个临界速度v_e，并且当相对速度绝对值小于v_e时，视为进入了过渡状态，具体计算公式如下：

$$F_c(\Delta x,\Delta v)=\begin{cases} f_l(\Delta x), & \Delta v\geqslant v_e \\ f_m(\Delta x)+\left[f_l(\Delta x)-f_m(\Delta x)\right]\dfrac{\Delta v}{v_e}\operatorname{sgn}(\Delta v), & -v_e<\Delta v<v_e \\ f_u(\Delta x), & \Delta v\leqslant -v_e \end{cases} \tag{12}$$

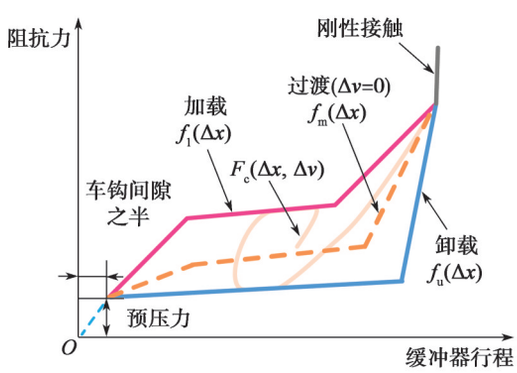


图5　缓冲器模型

Fig. 5　Draft gear model

$$f_m(\Delta x)=\frac{f_l(\Delta x)+f_u(\Delta x)}{2} \tag{13}$$

式中：$F_c()$为计算得到的车钩力；$f_l(x)$为缓冲器加载曲线；$f_u(x)$为缓冲器卸载曲线；$f_m(x)$为列车加载和卸载的均值曲线，也是相对速度为0时的准静态加载/卸载曲线；Δx为相邻两车的位移之差；Δv为相邻两车的速度之差。

3　仿真分析

列车制动/缓解时产生的纵向冲动与制动/缓解延时密切相关，掌握车辆数量与空气制动/缓解延时之间的关系规律尤为重要，下面进一步研究车辆数量对纵向冲动的影响规律。

3.1　空气制动延时

一般情况下，现行的“1+1+可控列尾”编组2万t重载列车的前部货车数量和后部货车数量都为108辆。考虑3种减少车辆数量的方式：其一是列车前后部货车数量同步减少，保持前后部货车数量一致；其二是保持后部货车数量为108辆，仅减少前部货车数量；其三是保持前部货车数量为108辆，仅减少后部货车数量。其中，后2种减少方式可视为长、短编组混编情况。此外，在重载铁路实际运营过程中，往往将3辆货车连挂在一起，组成1个连挂单元，简称“三连挂”。需要注意的是，如减少货车数量过多，则会大幅影响货运效率，失去了编组优化的意义，因此前部和后部货车数量最多减少至96辆，具体如表3所示。基于上文提及的空气制动模型，计算表3中不同车辆数量下的空气制动延时。

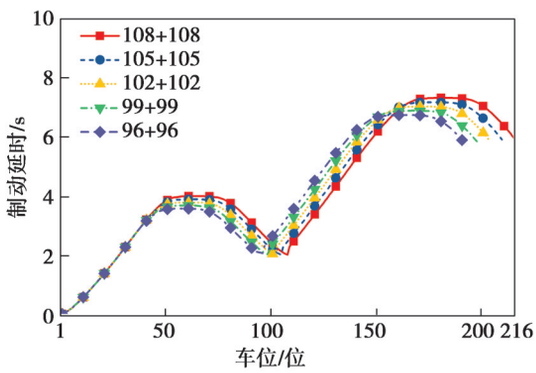
表3　车辆数量变化统计表

Table 3　Table of train quantity changes

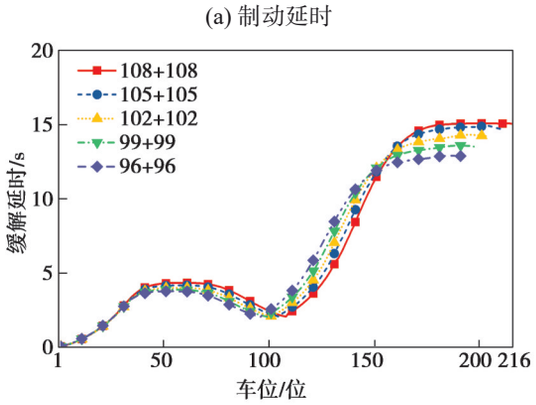
编组方式	前部车辆/辆	后部车辆/辆
初始编组	108	108
前后部车辆同步减少	105	105
	102	102
	99	99
	96	96
前部车辆减少	105	108
	102	108
	99	108
	96	108
后部车辆减少	108	105
	108	102
	108	99
	108	96

图6展示了列车前后部车辆数量同步减少时的制动延时和缓解延时。由图6(a)可知，随着车辆数量减少，列车整体制动延时均有所下降，其中前部列车的最大延时从4.02 s降低至3.60 s，减少了0.42 s，而后部列车

最大制动延时从7.33 s减少至6.75 s，减少了0.58 s。此外，图6(b)反映的缓解延时规律与制动延时较为相似，随着车辆数量减少，整体缓解延时均有所下降，其中前部列车的最大延时从4.33 s降低至3.77 s，减少了0.56 s，而后部列车最大制动延时从15.08 s减少至12.91 s，减少了2.17 s。由此可知，当列车前后部车辆数量同步减少时，其最大缓解延时能大幅度减少。



(a) 制动延时



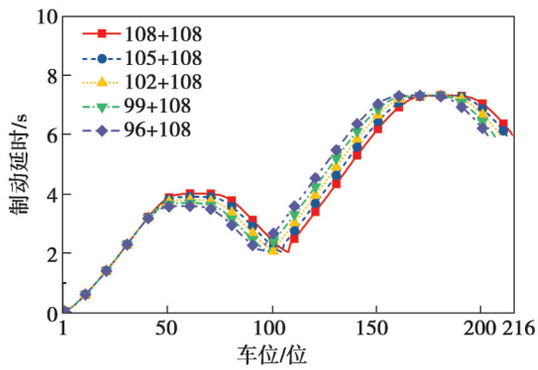
(b) 缓解延时

图6　列车前后车辆数量同步减少时的制动延时和缓解延时

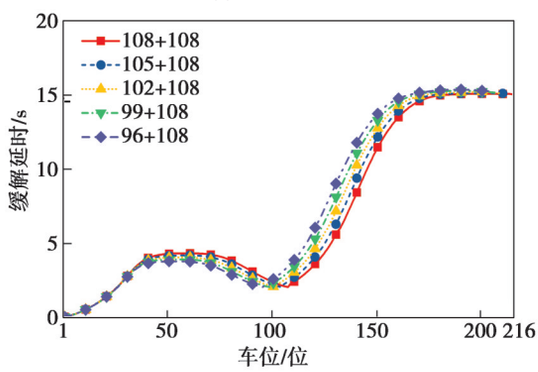
Fig. 6　Braking delay and release delay in the scenario of synchronous reduction of front and rear wagons

图7展示了仅减少前部车辆数量时的制动延时和缓解延时。从图7(a)可知，随着前部车辆数量减少，列车整体制动延时变化不大，其中前部列车的最大延时从4.02 s降低至3.60 s，仅减少了0.42 s，而后部列车最大制动延时变化甚微。由图7(b)可知，随着前部车辆数量减少，列车缓解延时整体变化不明显，其中前部列车的最大延时从4.33 s降低至3.79 s，仅减少了0.54 s，而后部列车最大制动延时没有得到降低，仍保持着约15 s的高延迟。由此可知，减少前部车辆数量不能有效降低最大制动延时和缓解延时。

图8展示了仅减少后部车辆数量时的制动延时和缓解延时。由图8(a)可知，随着后部车辆数量减少，列车后部车辆制动延时显著减小，后部列车最大制动延时从7.33 s减少至6.75 s，减少了0.58 s，而前部列车的最大延时变化不大。由图8(b)可知，随着后部车辆数量减少，列车后部车辆缓解延时显著减小，后部列车最大制动延时从15.08 s减少至12.96 s，减少了2.12 s。由此可知，减少后部车辆数量对降低后部车辆最大制动延时和缓解延时效果显著。



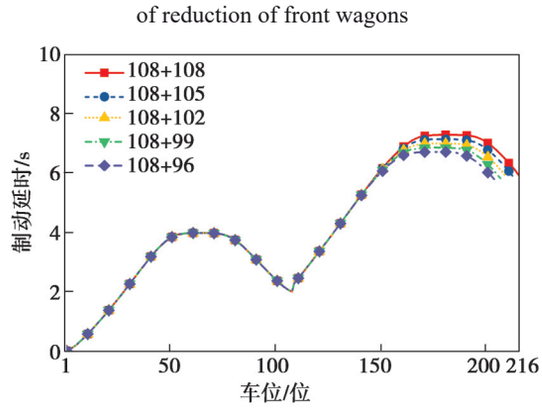
(a) 制动延时



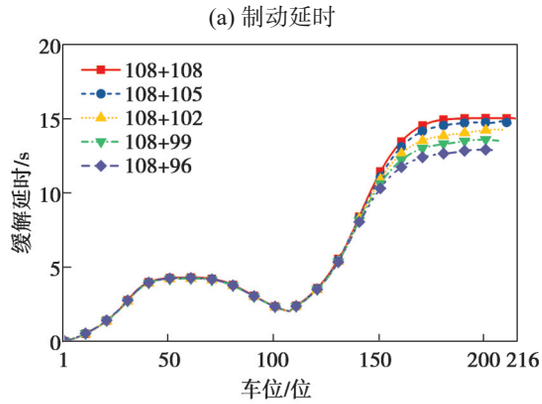
(b) 缓解延时

图7　减少前部车辆的制动延时和缓解延时

Fig. 7　Braking delay and release delay in the scenario of reduction of front wagons



(a) 制动延时



(b) 缓解延时

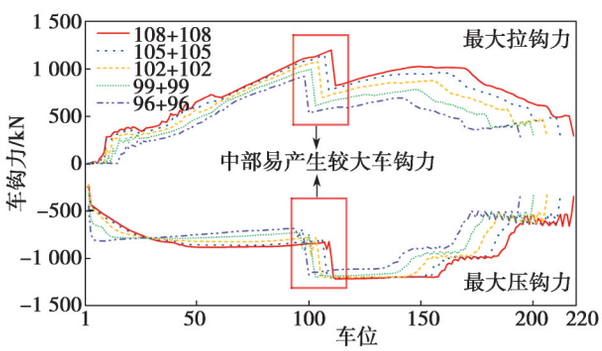
图8　减少后部车辆的制动延时和缓解延时

Fig. 8　Braking delay and release delay in the scenario of reduction of rear wagons

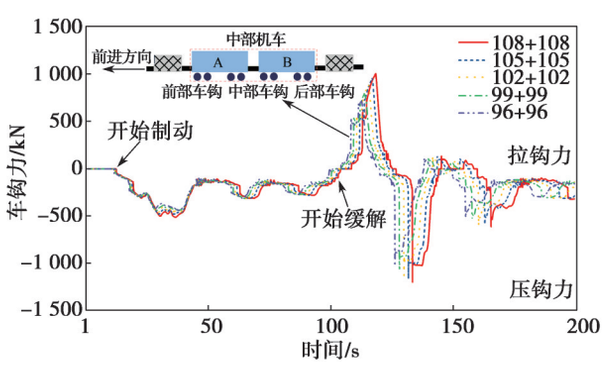
3.2　纵向冲动

从上文可知，2万t重载列车车辆数量对空气制动作用的延时影响显著，为进一步分析车辆数量对纵向冲动的具体影响，依据上文中的空气制动数据进行纵向动力学仿真计算，获取不同车辆数量条件下列车的纵向冲动。列车编组长度按照表3进行设置，列车运行线路条件设置为10.2‰的长大下坡道，运行工况为循环制动，列车制动速度为70 km/h，列车缓解速度为35 km/h，空气制动减压量为50 kPa，列车总电制动力均为800 kN。

图9为在列车前后部车辆数量同步减少工况下，不同车辆数量编组列车的车钩力分布情况，以及中部机车车钩力仿真计算结果。由图9(a)可知，列车中部机车附近易产生较大车钩力，而列车头部和尾部的车钩力均较小，并且随着车辆数量减少，最大拉钩力和最大压钩力均有减小的趋势。以中部机车的中部车钩力为例，图9(b)展示了中部机车所受车钩力的时域结果曲线。当列车制动时，中部机车的中部车钩力以压钩力为主；当列车缓解后，车钩力由压钩力迅速转化为拉钩力，随后又恢复为压钩力，在这期间车钩力的剧烈波动，即为纵向冲动的主要来源之一。因此，降低列车缓解过程中的车钩力的波动，便可一定程度缓解列车运行过程的纵向冲动，即降低列车缓解过程产生的最大拉钩力和最大压钩力。



(a) 最大车钩力分布



(b) 中部机车车钩力时域曲线

图9　列车前后车辆数量同步减少的纵向冲动计算结果

Fig. 9　Calculation results of longitudinal impulse in the scenario of synchronous reduction of front and rear wagons

图10为列车前后部车辆数量同步减少的最大车钩力统计图。由图10可知，随着车辆数量减少，最大压钩力变化幅度不大，当前后部货车数量从108辆减少至96辆时，最大压钩力从1 240.9 kN减小至1 197.5 kN，减小幅度仅为43.4 kN，减小约3.5%；最大拉钩力随车辆数量减少有明显的减小趋势，当前后部货车数量从108辆减少至96辆时，最大拉钩力从1 228.4 kN减小至978.4 kN，减小幅度达250 kN，减小约20.4%。由此可知，减小车辆数量能显著降低列车纵向冲动。

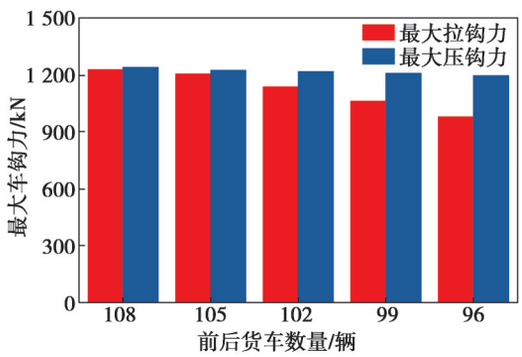
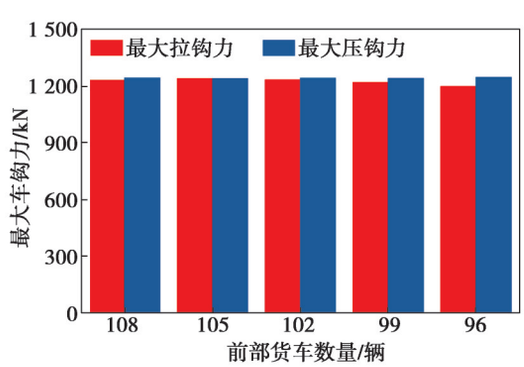


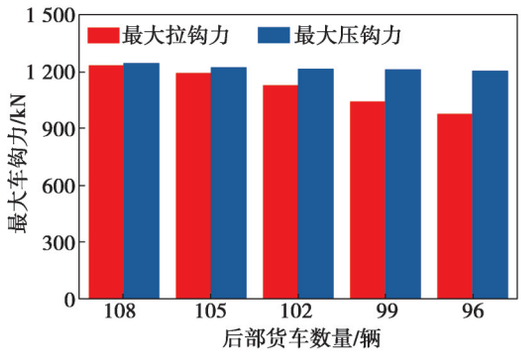
图10　同时减少前部和后部车辆时最大车钩力

Fig. 10　Maximum coupler force in the scenario of synchronous reduction of front and rear wagons

为研究列车编组前部和后部车辆数量不一致对纵向冲动的影响差异，分别针对仅减少前部车辆数量和仅减少后部车辆数量的工况进行仿真计算，计算结果如图11所示。其中，图11(a)为仅减少前部车辆数量时的最大车钩力统计图。由图11(a)可知，在此情况下，列车的最大拉钩力和最大压钩力变化幅度均较小，其中最大拉钩力从1 228.4 kN减小至1 196.3 kN，减小幅度仅有32.1 kN，减小约2.6%。图11(b)为单独减少后部车辆数量时的最大车钩力统计图。由图11(b)可知，列车的最大压钩力的变化幅度同样较小，而最大拉钩力随车辆数量减少具有显著的减少趋势，当列车后部货车数量从108辆减少至96辆时，列车运行过程中的最大拉钩力从1 228.4 kN减小至973.6 kN，减小了254.8 kN，减小约20.7%。由此可知，减少后部列车车辆数量可大幅减少列车最大缓解延时，显著降低列车运行时的纵向冲动。



(a) 减少前部车辆



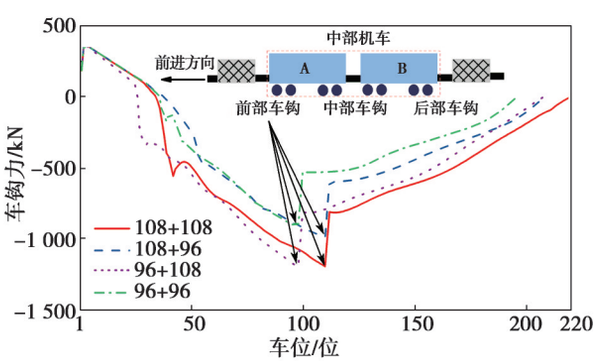
(b) 减少后部车辆

图 11　分别减少前部/后部车辆时最大车钩力

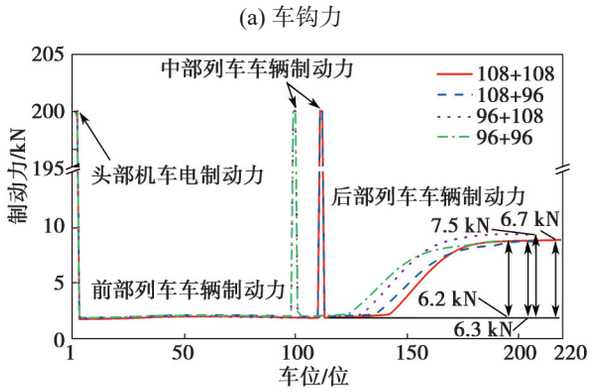
Fig. 11　Maximum coupler force in scenarios of reduction of front/rear wagons separately

3.3　综合分析

图 12 为列车产生最大拉钩力时刻的车钩力和制动力分布结果。由图 12(a)可知，产生最大拉钩力的位置均为中部机车的前部车钩，并且减少后部列车的货车数量可有效降低列车的整体车钩力水平；由图 12(b)可知，当列车拉钩力处于最大值时，中部机车附近的货车制动力差异较小；而引起车钩力剧烈波动的主要原因为列车后部到尾部的车辆制动力分布不均匀。原编组“108+108”的尾部货车制动力比中部机车之后的第一辆货车约高出 6.7 kN；减少前部列车数量的编组“96+108”的尾部货车制动力比中部机车之后的第一辆货车高出 7.5 kN；减少后部列车数量的编组“108+96”的尾部货车制动力比中部机车之后的第一辆货车高出 6.3 kN；前后同时减少的编组“96+96”的尾部货车制动力比中部机车之后的第一辆货车高出 6.2 kN。因此，减少后部货车数量的方案明显优于减少前部列车数量的方案，而且相比于前后同时减少的方案，优化效果相差无几，但减少的车辆数量仅为一半，具有更大的实用价值。



(a) 车钩力

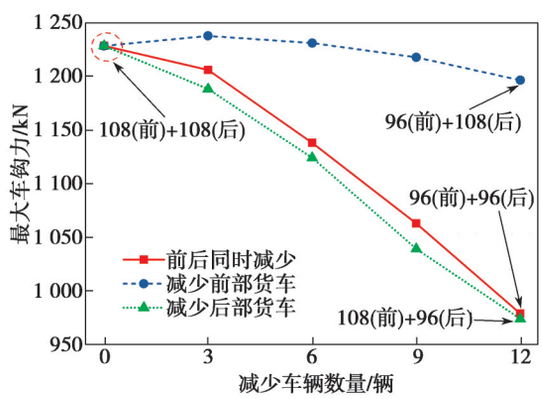


(b) 机车车辆制动力

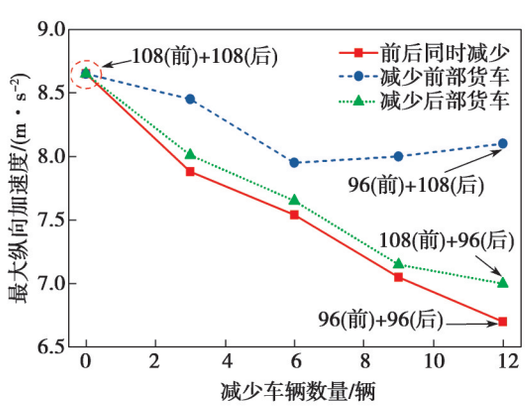
图 12　产生最大拉钩力时刻的车钩力分布和制动力分布

Fig. 12　Distribution of coupler force and braking force at the moment of maximum coupler-pulling force

结合上文中的空气制动延时和纵向冲动计算结果，通过减少车辆数量来降低列车纵向冲动的作用机理如下：减少车辆数量→制动和缓解的延时降低→列车缓解时的制动力分布不均匀程度降低→整体车钩力水平降低→列车纵向冲动降低。其中仅减少前部列车车辆数量的效果不佳，而减少后部列车车辆数量效果十分显著，如图 13 所示。因此，对于“1+1+可控列尾”编组的 2 万 t 重载列车而言，优化其前后编组长度，使其前长后短，可在保证车辆运量的同时，还可进一步降低列车纵向冲动。对于现场长、短编组混编的情况，建议将短编组编至长编组之后。



(a) 拉钩力



(b) 纵向加速度

图 13　减少车辆数量对列车纵向冲动的影响

Fig. 13　Impact of reduction of wagons on the longitudinal impulse of train

4　结论

本文针对 2 万 t 重载列车存在较大纵向冲动问题，

以及现场长、短编组混编情况，建立2万t重载列车纵向动力学仿真模型，研究车辆数量变化对列车空气制动延时和缓解延时的影响，并进一步分析其对列车纵向冲动的影响，结论如下：

① 对于“1+1+可控列尾”编组形式的2万t重载列车而言，减少车辆数量可有效降低列车缓解过程中的最大缓解延时，从而进一步减小列车运行时产生的纵向冲动。

② 当仅减少前部列车车辆数量时，最大缓解延时变化较小，无法起到减少纵向冲动的作用，而减少后部列车车辆数量可有效降低最大缓解延时，对减小纵向冲动具有十分显著的效果，对重载列车编组优化有一定指导意义。

③ 对于长短编组混编情况，将短编组编至长编组之后可有效降低列车运行的纵向冲动。。

参考文献：

[1] 陈建黎, 池茂儒, 朱旻昊, 等. 机车编组方式对列车纵向冲动的影响[J]. 内燃机车, 2012(11): 23-28.
CHEN Jianli, CHI Maoru, ZHU Minhao, et al. Influence of locomotive formation method on longitudinal impulse of trains[J]. Diesel locomotives, 2012(11): 23-28.

[2] 蒋益平, 池茂儒, 朱海燕. 两万吨重载组合列车牵引和制动时的车钩力分析[J]. 机车电传动, 2013(1): 23-26.
JIANG Yiping, CHI Maoru, ZHU Haiyan. Coupler force analysis of 20 000-ton combined heavy haul train under traction and brake condition[J]. Electric drive for locomotives, 2013(1): 23-26.

[3] 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.

[4] 姚小沛. 1+1编组2万t列车循环制动车钩力研究[J]. 铁道机车车辆, 2013, 33(增刊2): 44-48.
YAO Xiaopei. Study on the longitudinal force of cycle braking of 20 kt trains whose configuration is locomotive+ 10 kt + locomotive+ 10 kt[J]. Railway locomotive & car, 2013, 33 (Suppl 2): 44-48.

[5] 伍泓桦, 罗世辉, 马卫华, 等. 不同编组方式对万吨重载列车线路适应性影响[J]. 铁道机车与动车, 2016(6): 21-24.
WU Honghua, LUO Shihui, MA Weihua, et al. The impact of different train formation methods on the adaptability of heavy-haul trains to their routes[J]. Railway locomotive and motor car, 2016(6): 21-24.

[6] 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.

[7] 杨敏, 王开云, 纪天成. 车钩间隙对重载列车纵向冲击动力学的影响[J]. 交通运输工程与信息学报, 2018, 16(2): 80-85.
YANG Min, WANG Kaiyun, JI Tiancheng. Effects of coupler slack on the longitudinal impulse of heavy haul train[J]. Journal of transportation engineering and information, 2018, 16(2): 80-85.

[8] 刘嘉, 杨相健, 罗世辉, 等. 朔黄铁路重载列车线路适应性仿真研究[J]. 振动,测试与诊断, 2020, 40(4): 673-679.
LIU Jia, YANG Xiangjian, LUO Shihui, et al. Heavy-haul-train line adaptability simulation of Shuohuang railway[J]. Journal of vibration, measurement & diagnosis, 2020, 40 (4): 673-679.

[9] 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.

[10] 马睿杰, 吴键. 2万t重载组合列车纵向冲动的影响因素及优化研究[J]. 机车电传动, 2022(1): 103-108.
MA Ruijie, WU Jian. Influencing factors and optimization measures for longitudinal impulse of 20 000-tonne combined heavy-haul trains[J]. Electric drive for locomotives, 2022(1): 103-108.

[11] 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.

[12] 胡晓宇, 閤鑫, 周占松, 等. 动力配置对2万吨重载列车纵向冲动的影响研究[J]. 四川轻化工大学学报(自然科学版), 2022, 35(4): 18-25.
HU Xiaoyu, GE Xin, ZHOU Zhansong, et al. Effect of power configurations mode on the longitudinal impulse of 20,000-ton heavy-haul trains[J]. Journal of university of science & engineering (natural science edition), 2022, 35(4): 18-25.

[13] WU Qing, YANG Xiangjian, COLE C, et al. Modelling polymer draft gears[J]. Vehicle system dynamics, 2016, 54 (9): 1208-1225.

[14] WU Qing, SPIRYAGIN M, COLE C. Advanced dynamic modelling for friction draft gears[J]. Vehicle system dynamics, 2015, 53(4): 475-492.

[15] WU Qing, COLE C, LUO Shihui, et al. A review of dynamics modelling of friction draft gear[J]. Vehicle system dynamics, 2014, 52(6): 733-758.

[16] 孙树磊, 李芾, 黄运华, 等. 重载货车摩擦缓冲器动力学模型研究[J]. 铁道学报, 2015, 37(8): 17-23.
SUN Shulei, LI Fu, HUANG Yunhua, et al. Study on dynamic model of friction draft gear of heavy freight wagon [J]. Journal of the China railway society, 2015, 37(8): 17-23.

[17] 赵旭宝, 魏伟, 张军, 等. 缓冲器分段阻抗特性对重载列车纵向冲动的影响[J]. 铁道学报, 2017, 39(10): 33-42.
ZHAO Xubao, WEI Wei, ZHANG Jun, et al. Influence of segment impedance characteristics of draft gear on longitudinal impulse of heavy haul train[J]. Journal of the China railway society, 2017, 39(10): 33-42.

[18] 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.

[19] 魏伟. 两万吨组合列车制动特性[J]. 交通运输工程学报, 2007, 7(6): 12-16.
WEI Wei. Brake performances of 20 000 ton connected train [J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2007, 7 (6): 12-16.

[20] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 4 版. 北京: 科学出版社, 2015.
ZHAI Wanming. Vehicle-track coupled dynamics[M]. 4th ed. Beijing: Science Press, 2015.

[21] WU Qing, COLE C, SPIRYAGIN M, et al. Railway air brake model and parallel computing scheme[J]. Journal of computational and nonlinear dynamics, 2017, 12(5): 051017.

[22] 赵鑫, 王成国, 刘金朝, 等. 列车空气管系及副风缸充气特性数值仿真研究[J]. 铁道机车车辆, 2004, 24(增刊 1): 53-57.
ZHAO Xin, WANG Chengguo, LIU Jinchao, et al. Numerical simulation on air-charging characteristic of heavy haul train air brake pipe system and auxiliary reservoir[J]. Railway locomotive & car, 2004, 24(Suppl 1): 53-57.

[23] 刘金朝, 王成国, 马大炜, 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.
LIU Jinchao, WANG Chengguo, MA Dawei, et al. Numerical simulation on charging characteristics of heavy haul train air brake pipe system[J]. China railway science, 2004, 25(1): 13-19.

Research on the influence of quantity of 20 000-ton heavy-haul train wagons on longitudinal impulse

ZENG Zhou[1], HU Xiaoyu[2], RAN Xiangrui[2], CHEN Zhe[2,3], WANG Kaiyun[2]

(1. Rolling Stock Branch, CHN ENERGY Shuohuang Railway Development Co., Ltd., Suning, Hebei 062350, China;
2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
3. CRRC Zhuzhou Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: This paper analyzed the effect of train quantity on the train longitudinal impulse experienced, by establishing a longitudinal dynamics simulation model of the 20 000-ton heavy-haul trains on the theory of longitudinal dynamics and offers recommendations for mixed marshaling of long and short consists. Moreover, this study included calculations on delays in air braking application and release, as well as the maximum coupler force in cycle braking conditions under three scenarios: synchronous reduction of front and rear wagons, reduction of only front wagons, and reduction of only rear wagons. The latter two scenarios represent mixed marshaling of long and short consists. The results reveal the following findings for 20 000-ton heavy-haul trains in a "1+1+controllable train tail" formation. Synchronous reduction in front and rear wagons effectively mitigates release delay and maximum coupler force during the release process. Reduction of only front wagons results in a small change in the maximum release delay and fails to sufficiently reduce longitudinal impulse. Conversely, reduction of only rear wagons considerably diminishes the maximum release delay and significantly mitigates longitudinal impulse. These findings offer valuable guidance for optimizing heavy-haul train formations. Therefore, for mixed marshaling of both long and short consists, coupling a short consist at the rear of a long one is an effective solution to reduce longitudinal impulse during train operation.

Keywords: longitudinal impulse; heavy-haul trains; train quantity; air braking; longitudinal dynamics

收稿日期：2023-09-12；修回日期：2023-11-05