

控制理论与应用

基于多质点模型的重载列车平稳操纵仿真研究

周黄标, 杜凯冰, 罗 源, 张征方, 郭 维, 李 程
(中车株洲电力机车研究所有限公司, 湖南 株洲 412001)

摘 要: 随着重载列车长度和重量的增加, 列车内部纵向冲击也越来越大。为了保障重载列车自动驾驶的平稳性和安全性, 文章对不同工况下重载列车的动力学性能展开了研究。首先建立了多质点重载列车纵向动力学模型, 并将其在起车工况和通常运行工况下所计算的结果与列车真实运行数据进行对比, 结果显示二者数据吻合度较好。接着对“3+0”牵引 108 辆编组重载货运列车的工况及牵引力变化对列车冲动的影 响进行了仿真研究, 结果表明, 起车工况下, 匀速率加载起车时列车平稳效果最好; 在“鱼背”形变坡道牵引转换电制动和空气制动工况下, 列车前 1/3 处于下降坡道时转换成电制动, 则列车冲动最小、平稳操纵效果最好(即应该尽可能地在列车 1/3~2/3 通过坡顶时施加电制动力), 而当列车前 2/3 处于下降坡道时转换成空气制动, 平稳操纵效果最好(即应该尽可能地在列车前 2/3 通过坡顶后施加空气制动力)。

关键词: 重载列车; 自动驾驶; 平稳操纵; 纵向动力学

中图分类号: U292.92⁺1

文献标识码: A

文章编号: 2096-5427(2021)02-0008-10

doi:10.13889/j.issn.2096-5427.2021.02.002

Simulation Research on the Smooth Operation of Heavy-haul Train Based on Multi-particle Model

ZHOU Huangbiao, DU Kaibing, LUO Yuan, ZHANG Zhengfang, GUO Wei, LI Cheng
(CRRC Zhuzhou Institute Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: With the increase of length and weight of a heavy-haul train, longitudinal impact inside the train is also increasing to ensure the stability and safety of autonomous driving. This paper firstly compares the calculated results of the established multi-particle heavy-haul train longitudinal dynamics model under starting condition and normal operating condition with real train operating data, and the calculated results are in good agreement with the real data. Then, a simulation study is carried out on a “3+0” marshalling train with 108 heavy freight vehicles, including working conditions and effects of traction force variation on impulse of train. The results show that it is best to start a train at a uniform rate under the starting condition; in the condition of switching from traction to braking in a “fish-back” type variable ramp, the effect of switching to electric braking is best when 1/3 of the train (front part) is on the downhill and the train has the least impulse(that is, electric braking is applied as much as possible after 1/3~2/3 of the train passing through the top of the slope), and the effect of switching to air braking is best when 2/3 of the train (front part) is on the downhill(that is, air braking should be applied as much as possible after 2/3 of the train passes the slope top).

Keywords: heavy-haul train; autonomous driving; smooth operation; longitudinal dynamics

0 引言

开行重载列车能够显著提升铁路运输能力, 但随

着列车重量和长度的增加, 列车内部纵向冲击也迅速增大。为保障重载列车的平稳、安全运行, 相关学者和技术人员对列车纵向动力性能展开了研究。文献[1]针对运行在大秦线的万吨重载列车提出了一些避免列车纵向冲动操纵技巧, 如采用动力制动调速时“早

收稿日期: 2020-09-17

作者简介: 周黄标(1994—), 男, 硕士, 主要从事货运列车自动驾驶平稳操纵技术研究。

用少给”、过分相时“逐渐退流”、尽量避免低速缓解以减少列车冲动等，这些措施受到了司乘人员的高度认可。文献[2]针对大秦线重载列车的特点以“和谐”系列电力机车为例，从理论角度对列车的操纵难点进行了分析，并提出了重载列车平稳操纵的基本原则，如尽量避开较大变坡点调级位。文献[3]采用计算机仿真的方法对 2 万 t 重载列车进行了相应研究，结果表明：在上坡道运行时，列车冲动和车钩力随着坡度的增大而增大，列车的制动波速越大，则纵向冲动越小。以上研究结果都仅针对特定线路条件提出了相应的操纵建议，并没有给出具体参数值，对于实际采用列车自动驾驶系统控车而言参考价值不大。文献[4-6]对重载列车纵向动力学仿真进行了详细介绍，提出了相应的建模方法并进行了一些简单的仿真计算，所得计算结果与试验结果吻合度较好，表明了采用多质点列车动力学模型仿真计算的有效性。本文在此基础上采用多质点列车模型进行相应仿真研究，以期对重载列车自动驾驶平稳操纵提供指导。

1 列车纵向动力学模型

本文基于 Matlab-Simulink 建立了重载列车多质点模型，其主要包括以下 5 个部分：牵引控制系统、机车车辆、车钩缓冲器、空气制动系统和线路。为了提高计算效率，将模型中的单节车辆简化为单质量块；为使车钩力的仿真计算结果更为准确，建立了详细的缓冲器模型。

1.1 车钩缓冲器模型

本文选用 MT-2 型缓冲器。这是一种由弹簧与摩擦板构成的组合式缓冲器，具备容量大、结构简单、性能较好、使用及维护成本较低等特点，被广泛应用于重载货运列车。由于缓冲器内部多个摩擦面在运动过程中状态不同，导致其不同行程或不同冲击速度下表现出来的摩擦系数变化较大，难以通过理论研究来推导出其精确的数学模型，因此一般都利用落锤冲击试验来模拟列车运行过程中的冲击运动过程，从而获取冲击过程中的动态包络曲线及相关的参数指标。由于落锤冲击实验具有很好的重复性，相同条件下所得出的数据吻合性较好，因此，在列车纵向动力学数值仿真中，普遍使用通过落锤冲击试验所获取的动态包络曲线来建立缓冲器模型。

本文通过建立如图 1 所示的多段线性模型^[7]来表示所选缓冲器的动态包络特性曲线。该模型主要由 3 条不同的曲线（加载曲线、减载曲线、过渡曲线）

构成，在一个加减速运动周期内，加减速曲线与过渡线所包含的面积就是缓冲器在此运动周期内所吸收的能量。

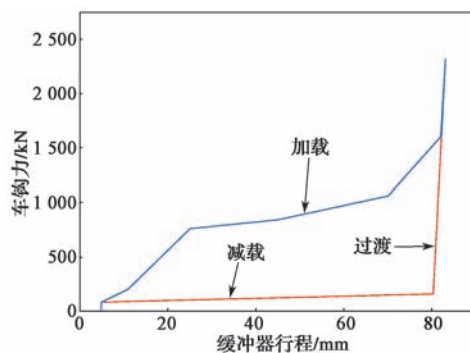


图 1 MT-2 缓冲器多段线性模型

Fig. 1 Multi-segment line model of the MT-2 buffer

通过落锤冲击试验所得出的缓冲器动态特性可知，在缓冲器行程末端会产生一个“尖峰”，表明该缓冲器所配备的摩擦机构具有一定的粘滞效应，即在一定范围内，随着缓冲器压缩速度的减慢，其摩擦系数会逐渐增大。本文通过等效替代法将摩擦系数 μ 表示为如式 (1) 所示的与速度 v 相关的分段函数^[8]，以校正力与缓冲器行程之间的关系，使仿真计算时车辆之间的冲击力更符合实际情况。

$$\mu = \begin{cases} \mu_s, & v = 0 \\ \mu_s - \frac{\mu_s - \mu_k}{v_f} \times v, & 0 < v < v_f \\ \mu_k, & v \geq v_f \end{cases} \quad (1)$$

式中： μ ——实时摩擦系数； μ_s ——静摩擦系数； μ_k ——稳态动摩擦系数； v ——实时速度； v_f ——达到稳定动摩擦系数时的速度。

通过模拟冲击试验对本文所建立的车钩缓冲器模型进行验证。模拟冲击试验采用总质量均为 100 t 的 2 辆货车（简化为单个质量块），其中一辆车静止且无制动力，另一辆车分别以不同的速度对其进行冲击，试验结果如图 2 和图 3 所示。

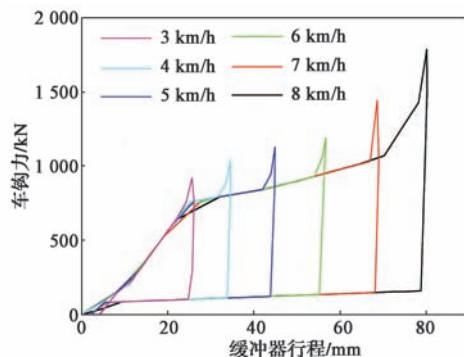


图 2 不同速度冲击下的车钩力变化

Fig. 2 Change of coupler force under different speed impacts

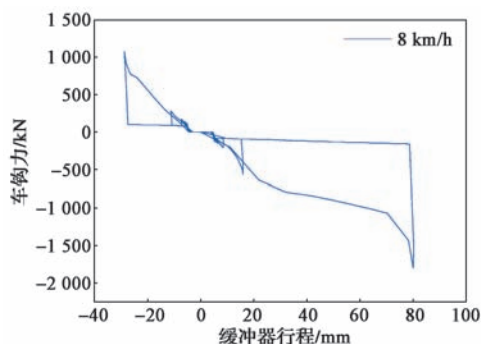


图3 车钩力与缓冲器行程关系曲线

Fig. 3 Relationship between coupler force and buffer stroke

图2示出不同速度冲击下的车钩力变化情况。可以看出,以不同的速度进行冲击试验所展现出的车钩力极值以及车钩力随缓冲器行程的变化关系更具规律性,同时较好地模拟了粘滞效应所引起的尖峰,这在一定程度上验证了所建立车钩缓冲器模型的正确性。

图3示出8 km/h冲击试验中车钩力与缓冲器行程的关系,车钩力最大值约为-1 750 kN,在缓冲器运动的第一个周期即将绝大部分能量吸收,表明该缓冲器吸能效果较好且能快速收敛,缓和车辆之间的冲击。

1.2 空气制动模型

本文采用多参数简化方法来建立列车空气制动系统的数学模型^[9]。空气制动系统中制动缸升压特性数学模型表述如下:

$$P_j(t) = \begin{cases} 0, & t \leq t_j \\ \left(\frac{t - t_j}{T_1 + T_{\delta,j}} \right)^{\frac{\lambda}{t - t_j + \lambda}} \times P_{\max}, & t_j < t < t_m \\ P_{\max}, & t_m \leq t \end{cases} \quad (2)$$

其中:

$$\left. \begin{aligned} t_j &= t_1 + \frac{t_N - t_1}{(N-1)^y} \times (j-1)^y, j=1, 2, \dots, N \\ T_{\Delta,j} &= \frac{T_N - T_1}{(N-1)^k} \times (j-1)^k \\ t_m &= T_1 + T_{\delta,j} + t_j \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: $P_j(t)$ ——列车中第 j 辆货车制动缸在 t 时刻的空气压力, kPa; $P_{\max}$ ——制动缸所能达到的最大值压力, kPa; N ——列车中货车的数量; t_j ——第 j 辆货车从制动指令发出到制动缸压力开始上升所需时长, s; T_j ——第 j 辆货车制动缸压力从开始上升至达到最大值所需时长, s; $T_{\delta,j}$ ——第 j 辆货车制动缸压力达到

最大值所需时长与第1辆货车所需时长之差, s; λ ——制动缸升压特性参数,其决定制动缸压力上升波形; γ ——制动波特性参数,其决定列车中制动波传播速度的收敛性; k ——制动缸升压特性参数,其决定制动缸压力上升特性的收敛性。

假定列车中所有货车制动缸升压曲线形态相同且制动波传播速度不变,以第1, 27, 53, 79, 105辆货车为例,各车制动缸空气压力上升特性曲线如图4所示。

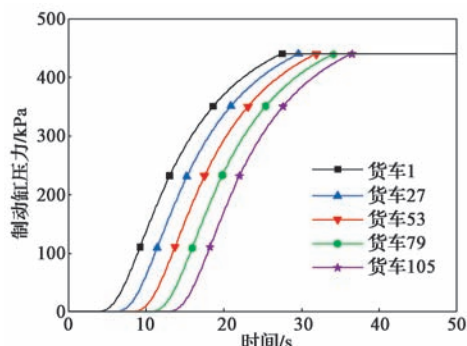


图4 各车制动缸压力随时间的变化曲线

Fig. 4 Curves of brake cylinder pressure of each vehicle with time

制动缸内的压缩空气先挤压活塞,再通过与活塞相连的基础制动装置将其压力放大一定倍数后作用于闸瓦,进而通过闸瓦挤压踏面所产生的摩擦力来实现车辆制动。因此,在计算列车中各车制动力时,首先需要将各车制动缸压力转换为作用于踏面上的闸瓦压力 K ,再通过该压力及闸瓦与踏面之间的摩擦系数计算出制动力。 K 通常受到基础制动装置制动倍率、传递效率和闸瓦数量等参数的影响,可通过式(4)计算:

$$K = \frac{\pi \times d_z^2 \times \eta_z \times \gamma_z \times n_z}{4 \times n_k \times 10^6} \times P_{\max} \quad (4)$$

式中: d_z ——制动缸直径, mm; η_z ——基础制动装置传动效率; γ_z ——制动倍率; n_z ——制动缸数; n_k ——闸瓦数量。

根据库伦摩擦定律可知,闸瓦压力最终所产生的作用于车轮上的空气制动力 F_b 的计算如下:

$$F_b = \phi \times K \quad (5)$$

式中: ϕ ——车轮踏面与闸瓦间的摩擦系数。

由式(5)可知, ϕ 直接影响着车辆最终空气制动力的大小。由于影响车轮踏面与闸瓦之间摩擦系数的因素较多,难以通过理论公式计算,一般采用由专门试验所得出的经验公式来计算,因此本文所建立的模型中采用标准 TB/T1407-1998《列车牵引计算规程》中推荐的高磨合成闸瓦摩擦系数计算公式^[10]:

$$\phi = 0.41 \times \frac{K + 200}{4 \times K + 200} \times \frac{V + 150}{2 \times V + 150}$$

(6)

式中：V——空气制动初速度，km/h。

1.3 机车车辆模型

列车通常都是由多辆车通过车钩缓冲器连接编组而成的，如图 5 所示为“3+0”编组（3 台机车被集中布置于列车头部，牵引 N 辆货车）列车。从图中可以看出，列车中部车辆受力均相同，但与端部车辆略有不同，故在描述列车的运动学微分方程时，需要将列车中部车辆和端部车辆有所区分，具体如（7）和式（8）所示。

机车：

$$\left. \begin{aligned} F_{di} - F_{Ri} + F_{DFi} - F_{DF(i+1)} &= M_i \times A_i, i=1, 2 \\ F_{di} - F_{Fi} + f_{DFi} - F_{DFi} &= M_i \times A_i, i=3 \end{aligned} \right\}$$

(7)

货车：

$$\left. \begin{aligned} F_{dj} - F_{d(j+1)} - F_{Fj} &= m_j \times a_j, j=1, 2, \cdots, N-1 \\ F_{dj} - F_{Fj} - F_{gj} &= m_j \times a_j, j=N \end{aligned} \right\}$$

(8)

式中： M_i ——第 i 辆机车质量； m_j ——第 j 辆货车质量； A_i ——第 i 辆机车加速度； a_j ——第 j 辆货车加速度； F_{di} ——第 i 辆机车牵引力； F_{dfj} ——货车前方车钩受到的车钩力； F_{DFi} ——机车前方车钩受到的车钩力，其中 $F_{DF1}=0$ ； F_{Ri} ——第 i 辆机车运行阻力； F_{Fj} ——第 j 辆货车运行阻力。

1.4 附加阻力计算

通常将列车运行过程中所受到的自然阻力称为运行阻力。依据其来源，运行阻力可区分为基本阻力和附加阻力两种。

基本阻力是由列车本身机械结构、气动外形等因素所决定的，不论列车运行在何工况下都是客观存在的，由于影响因素较多，故通常采用经验公式来计算。

附加阻力受线路条件的影响，分为坡道阻力、弯道阻力和隧道阻力等。本文采用标准 TB/T 1407-1998 中所推荐的相关公式进行计算。

2 自动驾驶控制系统

自动驾驶控制主要包括动态参数处理、曲线规划、跟随控制、安全导向控制和控制指令输出，其软件流程如图 6 所示。

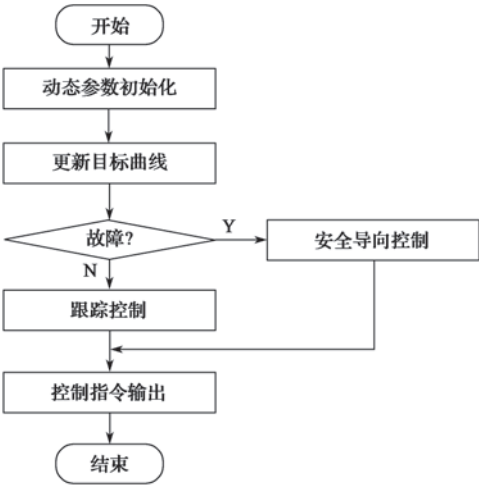


图 6 控制软件流程
Fig. 6 Flow chart of control software

控制算法的数据输入模块分为静态数据和动态数据两大部分。静态数据主要是离线存储数据，包括列车实际运行的场景数据和线路数据等，其中线路数据涉及坡道、弯道、隧道及信号机等基础数据。

动态数据主要包括 LKJ 揭示信息、防护曲线信息、CCU 设备状态信息等。其中，LKJ 揭示信息包括列车实际位置和速度、线路数据等；防护曲线信息是指 LKJ 装置根据前方线路限速和信号灯相结合后的列车防护速度曲线；CCU 设备状态信息主要包括自动驾驶使能信息、主要设备状态信息及手柄级位信息等。

自动驾驶控制算法模块分为目标曲线规划和跟随控制两大部分。模块根据前方的线路数据、信号信息及车辆信息等参数，依据标准 TB/T 1407-1998 中所推荐的阻力计算公式实时规划列车目标曲线。跟随控制则以实时规划生成的目标速度作为控制目标，实现货运机车自动驾驶控制。

3 仿真计算

为了验证所建立列车模型的准确性，采用自动驾驶列车实际运行时的牵引力数据作为列车模型（“3+0”牵引 108 辆货车）的输入，在线路条件相同的情况下进行相应工况模拟。

3.1 模型工况与实际工况对比

为了验证列车模型的准确性，将起车工况及通常

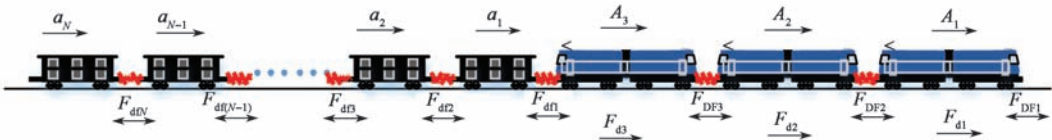


图 5 “3+0”编组列车模型
Fig. 5 Train model of “3+0” marshalling

运行工况下的仿真结果与实际列车运行数据进行对比。

3.1.1 起车工况

在起车工况下,机车速度会呈现一个先上升、后下降、再稳步上升的变化过程。通过图7和图8可以看出,在模拟的起车过程中,仿真计算出的速度和实际运行速度基本吻合,仿真计算出的列车位移与列车实际位移也基本吻合。这表明,在起车工况下,列车运行仿真模型与实际情况比较接近。

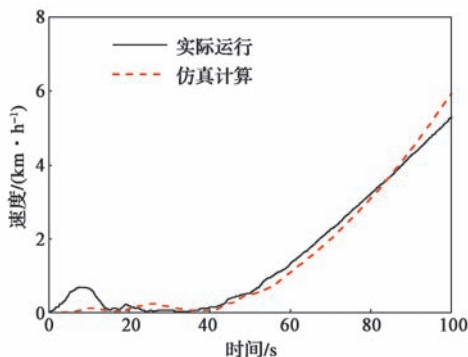


图7 起车运行速度
Fig. 7 Starting running speed

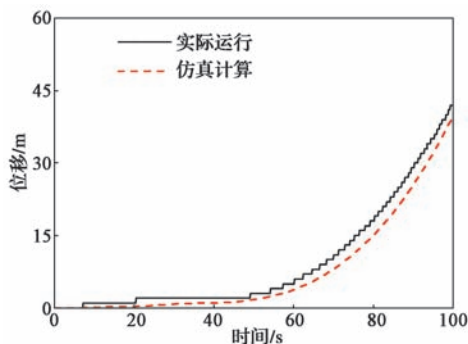


图8 起车运行位移
Fig. 8 Starting running displacement

3.1.2 通常运行工况

通常运行工况下,司机会在某一地点对机车进行先减载后再加载的操作,导致列车运行速度先下降然后逐渐上升。以实际牵引力作为仿真模型的输入,在相同地点进行仿真计算,所得出的仿真模型列车运行速度和位移分别如图9和图10所示。

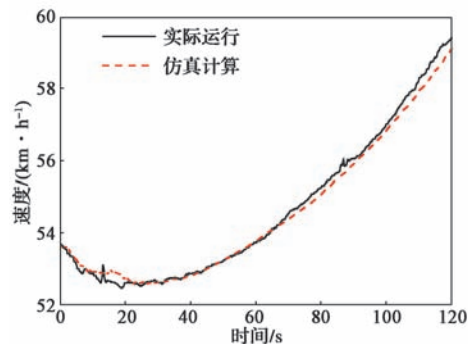


图9 通常工况下运行速度
Fig. 9 Normal running speed

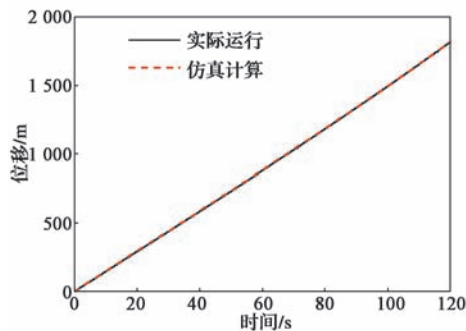


图10 通常工况下运行位移
Fig. 10 Normal running displacement

由图9可以看出,仿真计算速度与实际运行速度基本吻合,但未复现实际运行过程中出现的波动。这表明仿真模型与实际基本吻合但还不能完全复现实际列车运行过程中出现的冲动。

3.2 牵引力变化对列车冲动的影响

通过以上建立的列车仿真模型对特定工况及所选线路条件下列车车钩力、速度平稳性和起车速度进行仿真模拟,得出在相应条件下的较优操纵方案,以指导通过自动驾驶控制算法实现对列车的操纵,从而达到自动驾驶重载列车平稳运行的目的。

3.2.1 起车工况

在起车工况下,为了尽快启动列车并使其提速就必须尽快增大牵引力,而牵引力上升过快又容易使列车纵向冲动而导致安全隐患,故本文以不同牵引力加载策略模拟“3+0”牵引108辆C80重车时的起车工况。仿真计算时间为60s,加载时长为30s,牵引力由0加载至750kN。不同策略牵引力变化如图11所示。

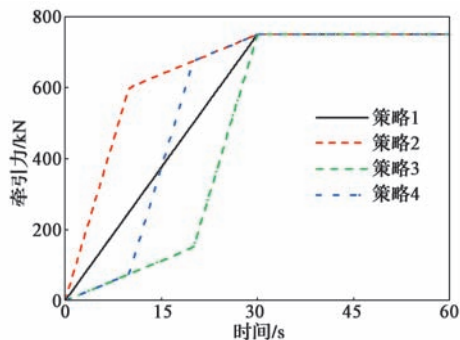


图11 牵引力加载策略
Fig. 11 Traction loading strategies

牵引力加载策略具体如下:

- (1) 策略1, 匀速加载, 牵引力以25 kN/s速率匀速加载;
- (2) 策略2, 先快后慢加载, 牵引力先以60 kN/s速率加载至600 kN, 再以7.5 kN/s速率加载;
- (3) 策略3, 先慢后快加载, 牵引力先以7.5 kN/s速率加载至150 kN, 再以60 kN/s增速加载;

(4) 策略 4, 先慢后快再慢加载, 先以 7.5 kN/s 速率加载至 75 kN, 再以 60 kN/s 速率加载至 675 kN, 最后以 7.5 kN/s 速率加载。

图 12 示出不同策略下机车 3 的尾部车钩 (即机车与货车相连的车钩) 力。可以看出, 机车尾部车钩力变化趋势与机车牵引力的变化趋势完全相同; 但受牵引力加载速率的影响, 车钩力会存在一定程度的波动, 且波动主要发生在牵引力加载速率减小时。其中, 策略 3 下的波动最为明显, 在牵引力上升到最大值后还需经过约 15 s 才能完全收敛。

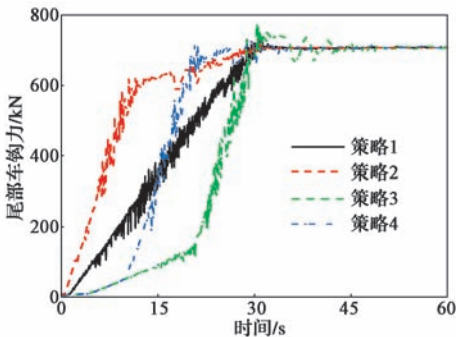


图 12 不同策略机车 3 尾部车钩力
Fig. 12 Coupler forces at the rear of the third locomotive with different strategies

图 13 示出不同策略下各车车钩力的极值。可以看出, 在起车工况下, 车辆间拉钩力 (此时车钩力为正) 从列车前部往后逐渐减小 (车辆编号从前往后逐渐增大), 其中策略 3 产生的车钩力极值最大 (为 816 kN); 策略 2 车钩力极值最小, 但列车 1/4 之后 (车头为 0, 车尾为 1) 的车钩力比策略 1 的要大。综上, 通过对车钩力的评判, 得出的操纵效果优先顺序如下: 策略 1> 策略 2> 策略 4> 策略 3, 即采用策略 1 后操纵效果最好, 采用策略 3 后操纵效果最差。

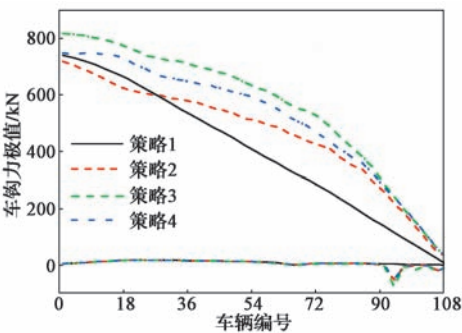


图 13 不同策略各车车钩力极值
Fig. 13 Maximum coupler forces of the vehicles with different strategies

图 14 和图 15 分别示出采用不同策略起车时列车运行速度和位移随时间的变化情况。由图 14 可以看出, 采用策略 1 起车时, 列车速度变化比较均匀; 而采用其余策略起车时, 列车速度在 1~1.5 km/h 范围

内均出现了一次波动。通过与图 12 中的牵引力加载曲线进行对比可知, 列车速度波动均发生在牵引力加载速率开始减小的时刻。

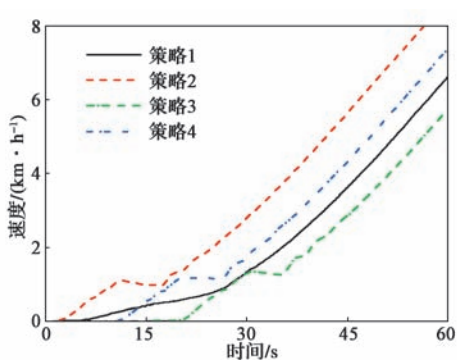


图 14 不同策略列车速度
Fig. 14 Speeds of the train with different strategies

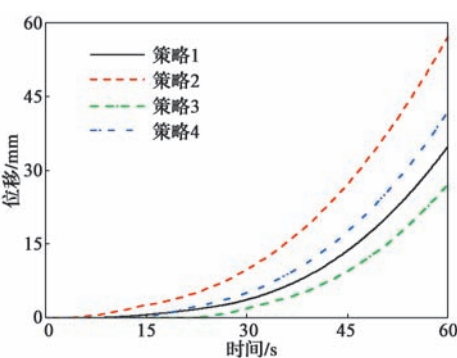


图 15 不同策略列车位移
Fig. 15 Displacements of the train with different strategies

综合比较列车车钩力、速度平稳性和起车速度, 可得出控制效果优先顺序为策略 1> 策略 2> 策略 4> 策略 3, 即采用策略 1 控制效果最好。

3.2.2 “鱼背”形变坡道

“鱼背”形变坡道即指由上坡转变为下坡的线路, 如图 16 (a) 所示, 其主要由一段长度为 1 100 m、坡度为 11.1 ‰的上升坡道和一段长度为 2 448 m、坡度为 12 ‰的下降坡道组成, 中间有几段长度为 200 m 的缓和坡道用于过渡。

仿真计算时, 设列车初速度为 60 km/h。先对列车状态进行初始化, 再用 600 kN 力牵引 10 s, 使列车完全处于拉伸的稳定状态, 该状态更符合列车运行于大上坡的实际情况; 然后卸载牵引力, 待列车车头经过坡顶时, 列车正好处于惰行状态 (即既无牵引力也无制动力)。

使列车从坡顶运行至坡底 (以列车头部为准), 列车初速度为 60 km/h; 到达坡底时, 将速度控制在 70 km/h, 运行距离 2 815 m。分以下 5 种状态进行仿真计算, 牵引 (电制) 力变化曲线如图 16 (b) 所示:

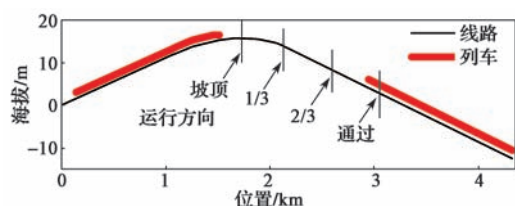
- (1) 惰行, 直接惰行至坡底;

(2) 策略1, 待列车头部到达坡顶后转为 156 kN 电制力, 带电制运行至坡底, 最终速度计算值为 70.59 km/h;

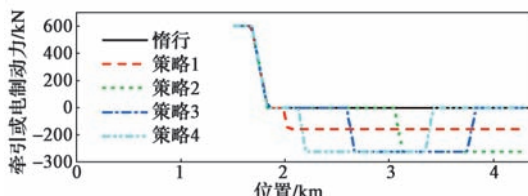
(3) 策略2, 待列车全部通过坡顶后转为 320 kN 电制力, 带电制动运行 1 270 m 至坡底, 最终速度计算值为 69.94 km/h;

(4) 策略3, 待列车 2/3 通过坡顶后转为 320 kN 电制力, 带电制动运行 1 270 m 后转为惰行至坡底;

(5) 策略4, 待列车 1/3 通过坡顶后转为 320 kN 电制力, 带电制动运行 1 270 m 后转为惰行至坡底。



(a) 线路情况



(b) 牵引/制动力

图 16 “鱼背”线路和列车牵引/制动力
Fig. 16 "Fish-back" line and driving/braking force

各状态下列车运行速度如图 17 所示。从图中可以看出, 各状态下列车速度均是先逐渐减慢而后逐渐加快。这是由于列车受到坡道附加阻力的影响, 开始时刻列车处于上坡道, 坡道附加阻力对列车做负功, 使列车减速; 而随着列车的运行, 列车逐渐由上坡运行转至下坡运行, 此时下降坡道阻力对列车做正功, 使列车加速。其中, 惰行工况下列车最终速度最快, 为 75.9 km/h, 途中最低速度为 47.4 km/h, 运行时长 180 s; 采用策略 4, 列车整体运行速度最慢。

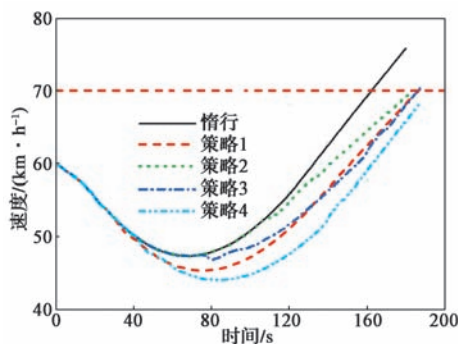


图 17 列车运行速度
Fig. 17 Train speed

图 18 所示为各状态下列车编组中各货车间车钩力的极值。通过与图 16 (b) 对比可以发现, 拉钩力主要是由列车上坡阶段牵引所导致的, 与平道牵引状态基本相同; 而压钩力 (车钩力为负) 则各不相同, 尤其是采用策略 2 时, 该力最大, 且列车前后货车间的最大压钩力幅值基本相同, 最大值发生在第 90 与 91 辆车之间, 为 406 kN。

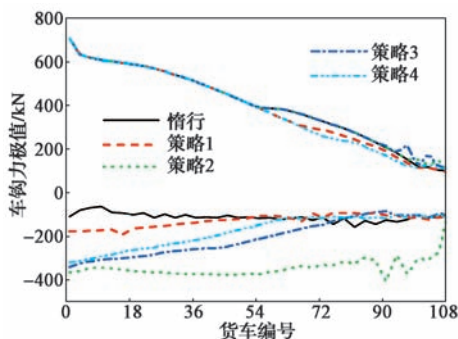
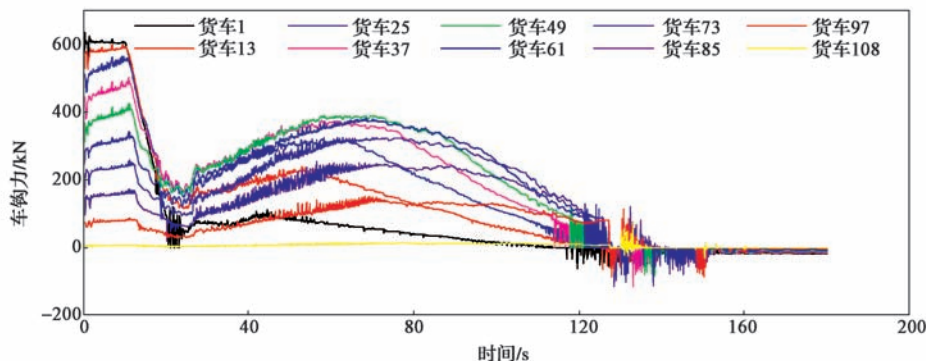


图 18 车钩力极值
Fig. 18 Maximum coupler force

各策略下列车车钩力随时间变化的曲线如图 19 所示。可以看出, 上坡阶段列车基本处于稳定状态, 车钩表现为拉钩力 (最大值为与机车相连的货车 1 前车钩力, 约 600 kN), 且从前往后逐渐减小。

从图 19 (a) 可以看出, 在 20 s 时刻之后, 列车完全处于惰行状态, 此后随着列车由上坡转为下坡,



(a) 惰行

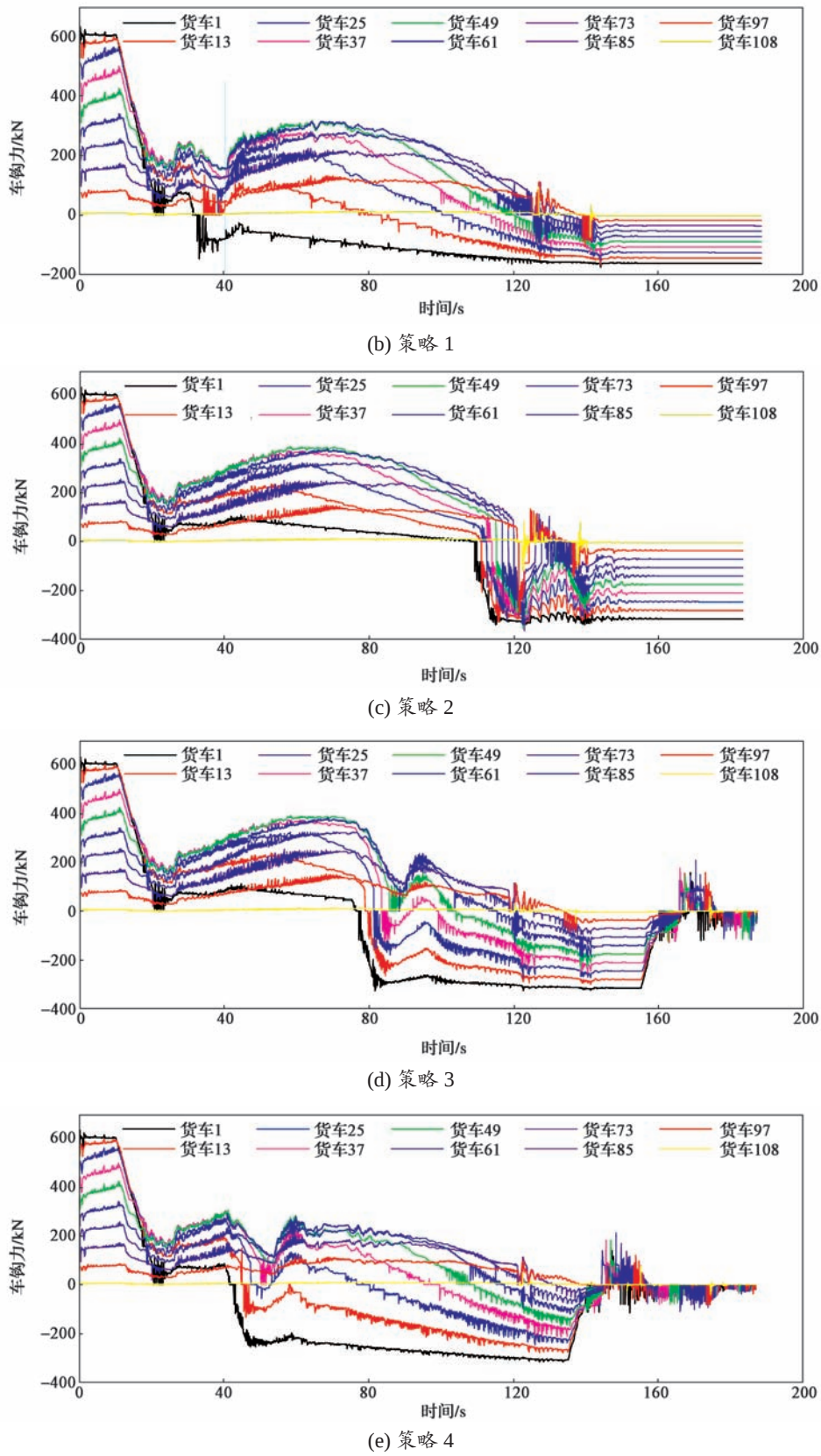


图 19 电制动工况转换时列车车钩力时域曲线

Fig. 19 Time-domain curve of train coupler force during the transition of electric brake conditions

列车间的最大拉钩力逐渐往列车中部转移，最大值发生在第 49 辆车，即列车的中部，约为 400 kN。这是由于列车前后部分别处于下降坡道和上升坡道，前后

部分的重力分力方向相反。

从图 19（b）可以看出，按策略 1 操纵下，列车头部通过坡顶后就转为电制动工况，此时列车头部

由拉伸状态转变为压缩状态，产生了一定的冲动。以坡顶为分界，后部仍然为拉伸状态，但此时列车中部货车产生的最大拉钩力小于惰行工况下的，约为 350 kN。待列车尾部通过坡顶之后，列车则完全变为压缩状态，而后即处于稳定的压缩状态。

从图 19 (c) 可以看出，按策略 2 操纵下，在列车尾部刚通过坡顶时刻，列车仍然处于拉伸状态，此时列车状态由惰行转为电制动，列车间产生了很大的冲动，导致列车中各车压钩力极值基本相同，故应该尽可能避免此时施加电制动。

从图 19 (d) 和图 19 (e) 中可以看出，在策略 3 和策略 4 操纵下，列车由惰行转为电制动时未产生明显的冲动，且列车逐渐由拉伸状态转为压缩状态，尤其是采用策略 4，转变过程更为平顺。故列车在通过坡顶之后需要采用电制动时应该尽可能地在列车前 1/3~2/3 通过坡顶时进行，这可以有效避免列车纵向冲动的发生。

3.2.3 “鱼背”形变坡道空气制动施加

所运行线路与 3.2.2 节完全相同，列车初始速度改为 75 km/h，以 600 kN 的牵引力运行 10 s，使列车完全处于拉伸的稳态；又在 10 s 内减载至惰行，惰行 10 s 之后，施加 300 kN 电制力，在不同位置对列车施加相同的减压量，仿真计算均以列车减速至 35 km/h 或运行至坡底结束。其中，策略 1 为列车前 1/3 通过坡顶后进行空气制动；策略 2 为列车前 2/3 通过坡顶后进行空气制动；策略 3 为列车完全通过坡顶后进行空气制动。

仿真过程中的列车运行速度和位移随时间的变化分别如图 20 和图 21 所示。采用策略 1，列车速度下降最快，这是由于开始减压时，列车大部分仍然处于上升坡道；而随着列车速度的减慢，闸瓦和踏面间的摩擦系数逐渐增大，故导致即使列车全部处于下降坡道，其减速度仍然大于采用策略 2 的和采用策略 3 的。

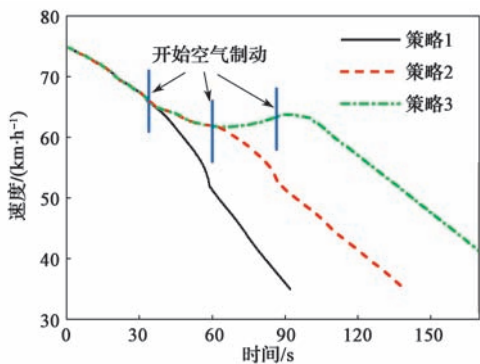


图 20 空气制动时列车运行速度
Fig. 20 Train speed during air braking

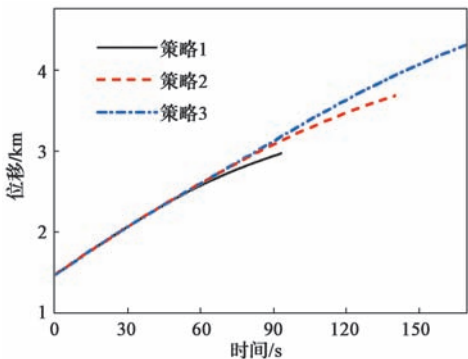


图 21 空气制动时列车位移
Fig. 21 Train displacement during air braking

列车运行中车钩力如图 22 和图 23 所示。图 22 为整个仿真运行过程中列车中各货车车钩力的最大值和最小值，可以看出，采用策略 3 后，所对应的车钩力最大值从前往后呈递减状态，比较规律。从图 23 (a) 可以看出，在施加空气制动之后，列车由压缩状态迅速变为拉伸状态，使得中后部货车间产生了约 630 kN 的拉钩力，列车内部有较大冲动。从图 23 (b) 可以看出，施加空气制动之后，列车内部虽然也在拉伸和压缩状态间来回变化，但幅值都很小，且很快趋于压缩的稳定状态。从图 23 (c) 可以看出，由于车钩力最大值基本都是在牵引状态下产生的，且施加空气制动之前，列车已经基本处于压缩状态，但由于列车运行速度较快，最终还是产生了一定的冲击。

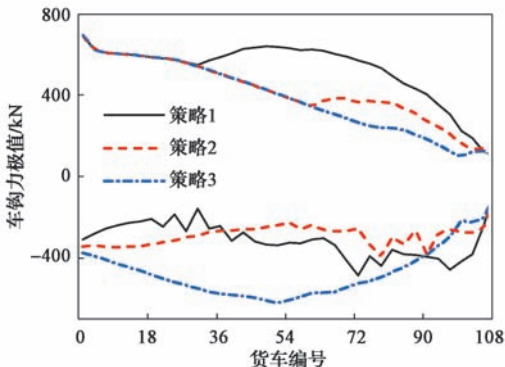
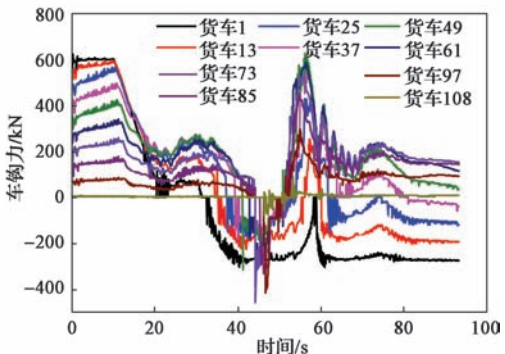


图 22 空气制动时列车车钩力极值
Fig. 22 Maximum train coupler force during air braking



(a) 策略 1

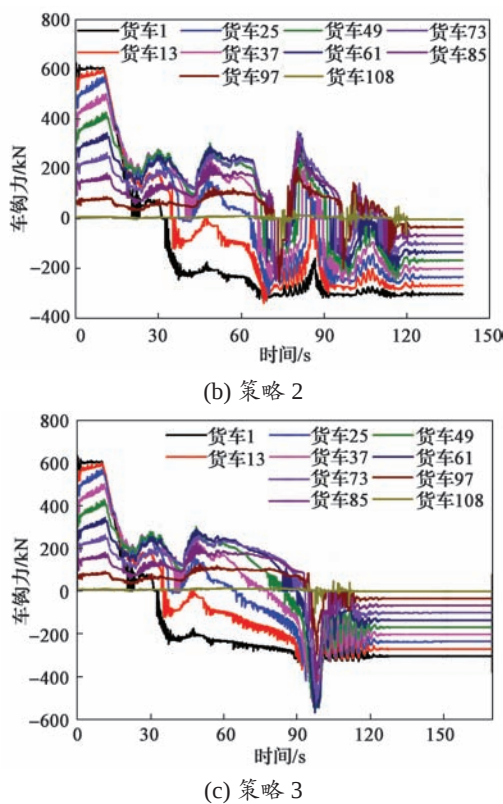


图 23 空气制动工况转换时车钩力时域曲线
Fig. 23 Time-domain curve of coupler force during the transition of air brake conditions

通过以上对比分析可以得出，在“鱼背”形变坡道施加空气制动时，应尽可能在列车前 2/3 通过坡顶的时刻施加，这样可以有效减小列车内部冲击。

4 结语

本文建立了一种多质点重载列车纵向动力学仿真模型，对“3+0”牵引 108 辆重货车编组情况下的起车工况和通过“鱼背”形变坡道工况进行研究，通过对比起车工况和通常运行工况下仿真数据与真实运行数据，证明了所建立模型的准确性。在起车工况下，对比了不同牵引力加载策略对列车车钩力参数的影响，结果表明以策略 1（匀速率加载）的起车效果最好，策略 3（先慢后快）起车效果最差。在“鱼背”形变坡道下将牵引工况分别转换为电制动和空气制动工况，通过施加不同策略，结果表明牵引工况转换为电制动工况时，策略 4（列车前 1/3 处于下降坡道）的控制效果最好，列车冲动最小，即应该尽可能地在列车 1/3~2/3 通过坡顶时施加电制动；在转换为空气制动工况时，应该尽可能地在列车前 2/3 通过坡

顶后再开始施加。由于本模型目前只考虑了纵向动力性能，而未考虑横向和垂向动力性能，因此对于轮轨横向力和脱轨系数暂时无法进行研究，后续将开展相应的研究。

参考文献：

[1] 王帅, 安中正, 白晶, 等. 万吨重载列车的平稳操纵 [J]. 机车电传动, 2005(6): 64-65, 69.
WANG S, AN Z Z, BAI J, et al. Stable operation of 10k ton heavy load train[J]. Electric Drive for Locomotives, 2005(6): 64-65, 69.

[2] 黄文. 重载列车平稳操纵的基本原则和方法 [J]. 电力机车与城轨车辆, 2011, 34(2): 59-62.
HUANG W. Ultimate principles and countermeasures of stable operation for heavy haul trains[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2011, 34(2): 59-62.

[3] 豆辉, 武福, 段振枢, 等. 基于 UM 的重载列车纵向冲动仿真分析 [J]. 兰州交通大学学报, 2020, 39(1): 88-94.
DOU H, WU F, DUAN Z S, et al. Simulation Analysis of Longitudinal Impulse of Heavy-haul Train Based on UM[J]. Journal of Lanzhou Jiaotong University, 2020, 39(1): 88-94.

[4] COLE C, SPIRYAGIN M, WU Q, et al. Modelling, simulation and applications of longitudinal train dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(10): 1-74.

[5] 孙树磊, 丁军君, 周张义, 等. 重载列车纵向冲动动力学分析及试验研究 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(8): 138-146.
SUN S L, DING J J, ZHOU Z Y, et al. Analysis and Test of Heavy haul Train Longitudinal Impulse Dynamics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(8): 138-146.

[6] 牛立鹏, 孙绪彬, 严飒珊, 等. 神朔铁路万吨重载列车操纵策略研究 [C]// 第 30 届中国过程控制会议 (CPCC 2019) 摘要集. 昆明, 中国: 中国自动化学会过程控制专业委员会, 2019: 279.
NIU L P, SUN X B, YAN S S, et al. Research on Operation Strategy of 10 000-tons Heavy Haul Trains of Shenshuo Railway[C]//Abstracts of the 30th China process control conference papers, Kunming, (CPCC 2019). Kunming, China: Process control committee of China Society of automation, 2019: 279.

[7] 孙树磊. 重载列车纵向冲动动力学研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2014.
SUN S L. Longitudinal Impulse Dynamics of Heavy Haul Train[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2014.

[8] COLE C. Longitudinal Train Dynamics[M]//Iwnicki S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. Boca Raton: Taylor & Francis. 2006: 237-278.

[9] 孙树磊, 李芾, 丁军君, 等. 重载列车空气制动特性多参数数学简化方法 [J]. 铁道车辆, 2017, 55(9): 6-9, 4.
SUN S L, LI F, DING J J, et al. The Multi-parameter Mathematic Simplification Method for Air Braking Features of Heavy Haul Trains[J]. Rolling Stock, 2017, 55(9): 6-9, 4.