DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2026.04.014

大功率交流传动内燃机车纵向动力学研究

宁　鑫，杨毓康
（中车资阳机车有限公司 产品研发中心，四川 资阳 641301）

摘　要：随着我国内燃机车出口市场的逐步拓宽，对用于出口的干线货运机车牵引吨位的要求也逐渐提高，而机车牵引列车时的纵向动力响应对机车牵引吨位影响尤为显著。交流传动机车相比于传统的机械和液力传动更适用于高海拔、长大坡道线路，在重载牵引和长交路方面更具优势。为高效利用交流传动内燃机车重载牵引能力，以出口澳大利亚的大功率交流传动内燃机车为例，基于纵向动力学理论对机车牵引、制动和制动位置变化对列车纵向动力学性能的影响进行分析。研究结果表明，文章涉及的内燃机车在10‰的坡道上牵引8 000 t列车的最大车钩力为1 815 kN，在紧急制动工况下的压钩力最大值为1 302 kN，常用制动工况下的压钩力为650 kN；当牵引列车在坡道上进行制动时，对列车纵向动力响应影响最大的工况为列车在坡道行驶200 m时采取制动，而对列车纵向动力响应影响最小的工况为列车在坡道行驶300 m时采取制动。

关键词：交流传动内燃机车；重载列车；纵向动力学；纵向车钩力；制动位置

中图分类号：U260.11；U262　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2026)04-0130-07

0　引言

铁路货运列车长度和载重量不断增加，极大地影响了列车纵向动力响应。对于出口干线货运内燃机车，牵引力和电制动力仅存在于列车头部，相较于牵引机车，列车长度的增加使得列车尾部货车制动缸气压稳定时间有较大差异，造成机车和货车之间容易产生较大的纵向冲击。过大的纵向冲击直接导致车辆之间纵向车钩力的变化，严重时会导致车钩断裂、缩减车辆服役寿命[1-3]。

我国在列车纵向动力学方面的研究开展较早，围绕重载列车动力学建模和运行安全关键因素开展了大量研究[4]。文献[5]开发并完善了重载列车空气制动系统与纵向动力学联合同步仿真系统，细化了仿真模型，提高了仿真系统精度。文献[6]通过分析朔黄铁路2万t重载组合列车的运行试验数据，提出了缓解纵向冲动的方案，并根据实际应用证明了其方案的可行性。文献[7]考虑了机车牵引和制动特性、缓冲器性能、线路平纵断面等因素，建立了3万t重载列车纵向动力学模型。文献[8]利用多体动力学软件分析不同制动位置对列车纵向动力学的影响。传统的机械或液力传动机车在高海拔地区使用存在较大的局限性，而交流传动内燃机车具有可靠性高、牵引功率大的优势，可充分发挥其在重载牵引、长交路方面的特点，极大地提升机车的干线货运牵引能力[9]。

以出口澳大利亚的交流传动内燃机车为例，本文基于纵向动力学理论综合考虑机车牵引和制动特性、钩缓系统等因素分析其牵引、制动和在坡道上不同距离制动的纵向动力学特性，为合理利用交流传动内燃机车和机车设计优化提供参考。

1　大功率内燃机车纵向动力学计算模型

1.1　纵向动力学模型

列车纵向动力学模型通过把每辆车简化为仅有1个

基金项目：四川省重大科技专项（2025ZDZX0066）
通信作者：杨毓康，男，高级工程师，主要从事机车动力学方面的研究；E-mail: yangyukang2002@163.com
引用格式：宁鑫, 杨毓康. 大功率交流传动内燃机车纵向动力学研究[J]. 机车电传动, 2026(4): 130-136.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.04.014.
Citation：NING Xin, YANG Yukang. Research on longitudinal dynamics of high-power AC drive diesel locomotives[J]. Electric drive for locomotives, 2026(4): 130-136.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.04.014.

纵向自由度的模型，将整列车看作一个多质点的弹簧阻尼系统，用于分析列车编组、车辆配置、运行工况等条件下的车辆纵向动力学响应。列车纵向动力学模型单车辆受力如图1所示，其微分方程为

$$F_{\mathrm{LT}i}-F_{\mathrm{LB}i}-F_{\mathrm{DB}i}-F_{\mathrm{w}i}+F_{ci-1}-F_{ci}=m_i x_i'' \tag{1}$$

式中：$m_i(i=1,2,\cdots,n)$为车辆的质量；x_i''为车辆的加速度；$F_{\mathrm{LT}i}$、$F_{\mathrm{LB}i}$分别为机车牵引力和机车电制动力；$F_{\mathrm{DB}i}$为空气制动力；$F_{\mathrm{w}i}$为车辆运行阻力；F_{ci-1}、F_{ci}分别为车辆前、后车钩力。

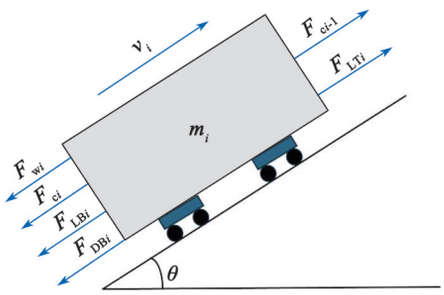


图1　单车辆受力图

Fig. 1　The force diagram of single vehicle

1.2　缓冲器模型

机车的钩缓装置采用102型车钩和101型缓冲器。其中，102型车钩自由间隙为19.5 mm，101型缓冲器为采用新型高分子材料制作而成的复合式缓冲器，最大阻抗力为2 500 kN，最大行程110 mm。货车的钩缓装置采用17号车钩和MT-2型缓冲器[10-11]。其中，车钩自由间隙为9.5 mm，MT-2型缓冲器由摩擦组件、弹性组件和箱体组成，非线性摩擦组件和弹簧系统负责缓解冲击。

当缓冲器的行程增加时，缓冲器处于加载阶段；当缓冲器的行程减少时，缓冲器处于卸载阶段。令Δx与$\Delta x'$分别表示相邻两车的相对位移与相对速度，将缓冲器的加载（$\Delta x\times\Delta x'>0$）和卸载（$\Delta x\times\Delta x'<0$）分别定义为函数$f_{\mathrm{L}}(x)$和$f_{\mathrm{U}}(x)$，利用限制速度$v_{\mathrm{e}}$来处理两条曲线差值导致的不连续现象。缓冲器阻抗力$F_{\mathrm{g}}$计算公式如下所示：

$$F_{\mathrm{g}}=\begin{cases}f_{\mathrm{L}}(\Delta x), & \Delta x'\geqslant v_{\mathrm{e}}\\ \dfrac{1}{2}f_0(\Delta x)+f_1(\Delta x)\cdot\dfrac{\Delta x'}{v_{\mathrm{e}}}\cdot\mathrm{sgn}(\Delta x'), & -v_{\mathrm{e}}<\Delta x'<v_{\mathrm{e}}\\ f_{\mathrm{U}}(\Delta x), & \Delta x'\leqslant -v_{\mathrm{e}}\end{cases} \tag{2}$$

$$f_0(\Delta x)=f_{\mathrm{L}}(\Delta x)+f_{\mathrm{U}}(\Delta x) \tag{3}$$

$$f_1(\Delta x)=f_{\mathrm{L}}(\Delta x)-f_{\mathrm{U}}(\Delta x) \tag{4}$$

在列车受纵向冲击的过程中，无论前后车速度如何，缓冲器受到的力都是沿前后方向中的一个方向从板传递而来。因此，缓冲器输出的阻抗力方向与主系弹簧压缩方向相反，机车和货车的缓冲器动态特性曲线分别如图2和图3所示，而车钩力分为拉钩力和压钩力，若考虑车钩间隙d_{r}的影响，当前后车辆相对位移小于车钩间隙时，车钩力为0。车钩力F_{c}如下所示：

$$F_{\mathrm{c}}=\begin{cases}F_{\mathrm{g}}, & \Delta x>d_{\mathrm{r}}\\ 0, & -d_{\mathrm{r}}<\Delta x\leqslant d_{\mathrm{r}}\\ -F_{\mathrm{g}}, & \Delta x\leqslant -d_{\mathrm{r}}\end{cases} \tag{5}$$

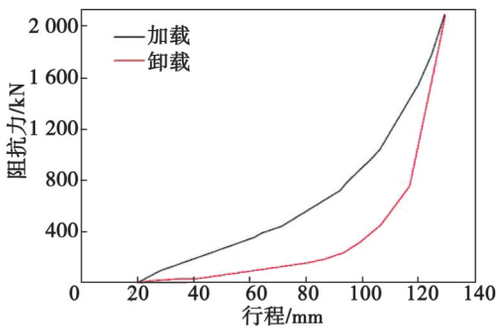


图2　机车缓冲器特性曲线

Fig. 2　Characteristic curve of locomotive draft gear

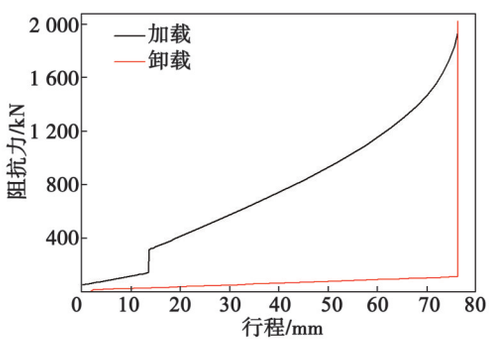


图3　货车缓冲器特性曲线

Fig. 3　Characteristic curve of wagon draft gear

1.3　牵引和制动特性

交流传动机车主传动系统采用交-直-交传动方式，由主辅发电机、主变流柜、牵引电动机、电阻制动装置等组成。以柴油机负载反馈信号作为控制基准，通过微机控制系统的自动调节实现牵引功率与辅助功率的可控输出。机车制动分为电阻制动和空气制动，对于交流传动机车而言，电阻制动具有制动快、无磨耗、可靠性高的优势[12-13]。列车在行驶过程中会处于牵引、惰行、制动中的一种状态，机车牵引力和制动力均可表示为随速度变化的曲线，分别如图4和图5所示。

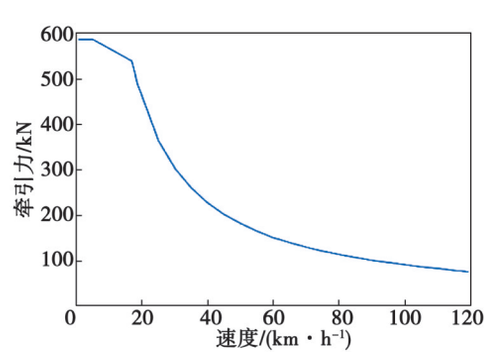


图4　牵引特性曲线

Fig. 4　Traction characteristic curve

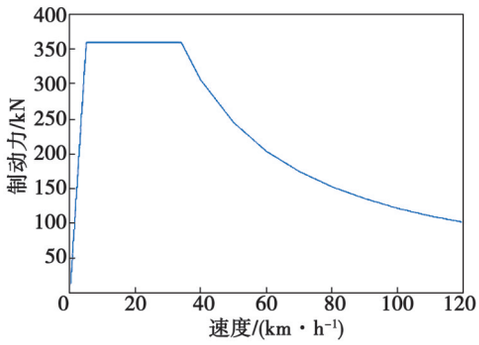


图5 制动特性曲线

Fig. 5 Braking characteristic curve

1.4 运行阻力

列车在运行过程中受到的固定阻力主要为空气阻力、黏滞流阻力、滚动阻力和机械阻力等。由于车辆的结构、重量、运行工况等因素的不同，列车基本阻力也不相同，但都可以表示为速度的表达式，根据《列车牵引计算》规范[14]可以得到机车和C80货车的基本阻力表达式，具体如下：

$$F_{\mathrm{Lw}}=2.4+0.0022v+0.000392v^2 \tag{6}$$

$$F_{\mathrm{C_{80}w}}=0.92+0.0048v+0.000125v^2 \tag{7}$$

单位起动基本阻力取值为3.5 N/kN，曲线附加阻力和坡道附加阻力采用文献[14]提供的方法计算。

2 线路条件和仿真设置

本文仿真计算采用的内燃机车是基于出口标准轨道国家干线货运牵引进行设计的，标定功率为4 060 kW，最大运用功率为3 680 kW，单机通过最小曲线半径为70 m，重联机车通过最小曲线半径为80 m、120 m的S形曲线，竖曲线半径为300 m，最大坡度为10‰。以双机重联内燃机车牵引100辆C80货车（共计8 000 t）为研究对象进行仿真计算。线路条件如表1和表2所示。

根据TB 10625—2017《重载铁路设计规范》[15]的规定，重载铁路相邻坡段的坡度差在一般条件下不大于8‰，在困难条件下不大于10‰。制动仿真时考虑列车最大坡度为−10‰或10‰；在起始制动位置的选择上以100 m作为间隔距离，分析机车牵引列车在坡道上行驶100 m、200 m和300 m时制动对列车的影响。

表1 线路坡道条件

Table 1 Grade conditions of the line

起始/m	终止/m	坡度/‰	起始/m	终止/m	坡度/‰
0	1 150	5.0	2 200	2 500	4.0
1 150	1 400	−1.5	2 500	3 000	10.0
1 400	1 600	−3.3	3 000	3 200	−6.0
1 600	1 900	−10.0	3 200	3 400	−2.0
1 900	2 200	−2.0	3 400	3 500	−6.0

表2 线路曲线条件

Table 2 Curve conditions of the line m

起始	终止	曲线长度	曲线半径
1 000	1 666	666	400
2 000	2 500	500	800
2 900	3 000	100	80
3 200	3 400	200	120

3 仿真分析

3.1 列车启动分析

图6为机车在平直道上牵引100辆C80货车的牵引启动曲线。由图6可知，当内燃机车速度小于70 km/h时，机车速度增长较快，随着速度的增加机车牵引力下降，列车所受阻力增大，在牵引1 000 s之后机车速度上升速率逐渐变缓，基本保持73 km/h的匀速运行。

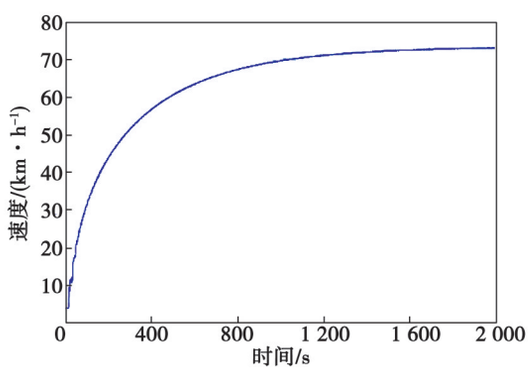


图6 牵引启动速度曲线

Fig. 6 Speed curve during starting traction

图7和图8分别为机车在平直道启动牵引过程中车钩力最大值和各车辆最大、最小加速度。

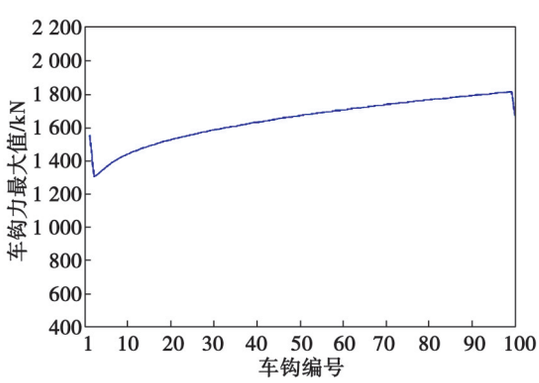


图7 启动牵引车钩力最大值分布图

Fig. 7 Distribution of maximum coupler force during starting traction

由图7和图8可知，机车在启动阶段对于第1辆货车来说由于牵引力大会获得较大的瞬时加速度，然后向后传递牵引力牵引后续货车，同时由于机车车钩间隙大于货车车钩间隙，在机车与第一辆货车之间车钩力存在突变现象。随着牵引力的持续施加，车钩力逐渐向后传递，整列车加速度逐渐保持均衡，除端部车

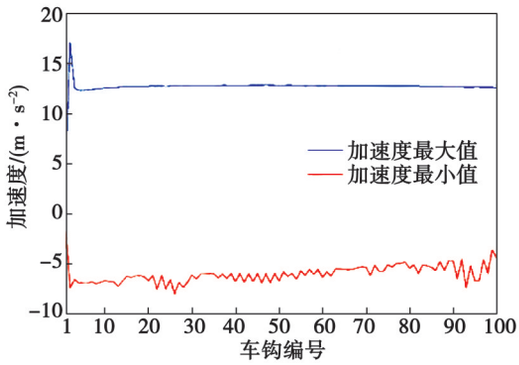


图8　启动牵引加速度分布图

Fig. 8　Distribution of acceleration during starting traction

辆外，其余车辆的最大加速度基本保持恒定，为12.87 m/s²，列车车钩力最大值在1 304~1 815 kN。

在模拟线路上进行机车牵引仿真，得到在小曲线上的仿真结果如表3所示。由表3数据可知，机车以50 km/h的速度牵引列车在曲线半径80 m、120 m小半径曲线上的最大车钩力分别为522 kN和541 kN，满足小半径曲线通过要求。

表3　小半径曲线段仿真结果

Table 3　Simulation results of small-radius curved section

曲线长度/m	曲线半径/m	车钩力最大值/kN		加速度最大值/(m·s⁻²)	
		机车	列车	机车	列车
100	80	318	522	0.312	6.37
200	120	402	541	0.385	6.17

3.2　列车制动分析

列车制动是由机车制动阀工作使列车管减压、制动缸升压从而获得制动力[16]。当列车施加空气制动时，闸瓦上产生的制动力为闸瓦正压力与摩擦因数之积，可表示为

$$F_{\mathrm{DB}i}=K_i\phi_{\mathrm{k}i}=\frac{\pi r_z^2 p_{zi}\eta_z\gamma_z n_z}{10^6 n_{\mathrm{k}}}\phi_{\mathrm{k}i} \tag{8}$$

式中：K_i为闸瓦正压力；ϕ_{ki}为闸瓦摩擦因数（与闸瓦种类有关）；n_z为制动缸数；n_k为闸瓦数；γ_z为制动倍率；η_z为基础制动装置传动效率；r_z为制动缸半径；p_{zi}为制动缸有效瞬时压强。

由于制动的不同步性，制动缸的压力可用分段函数表示[17]。列车管定压为600 kPa，常用制动时制动缸增压量为100 kPa。

列车以初始速度120 km/h开始制动，在常用制动和紧急制动40 s后速度分别下降到100 km/h和20 km/h左右，如图9所示。列车在制动过程中的车钩力和加速度变化如图10~图13所示。

相较于常用制动，紧急制动的制动缸升压更快，列车管减压速度也更快，首车和尾车制动间隔时间变短，使得车辆加速度出现较大波动。由图10和图11可知，紧急制动工况下列车车钩压力最大为1 302 kN，

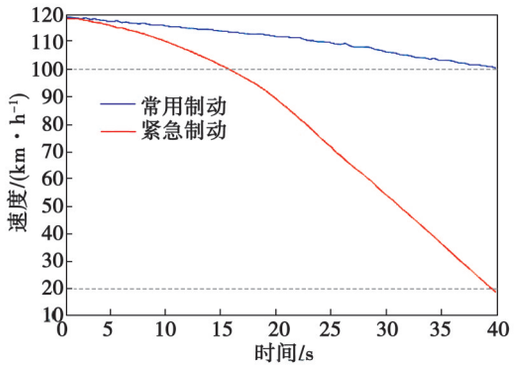


图9　制动速度时程曲线

Fig. 9　Time-history curve of speed during braking

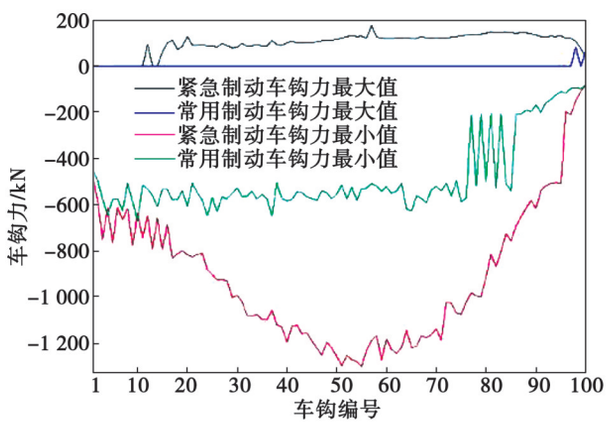


图10　列车制动下车钩力分布图

Fig. 10　Distribution of coupler force under braking

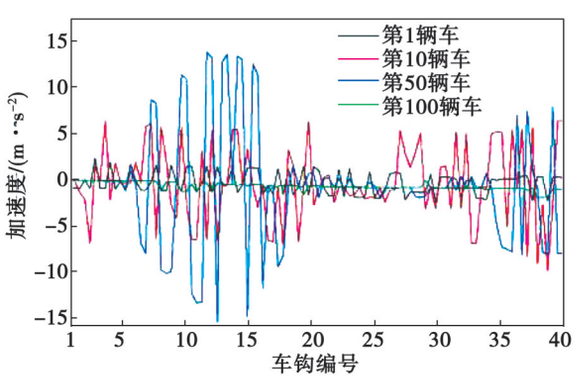


图11　列车制动加速度时程曲线

Fig. 11　Time-history curve of acceleration during braking

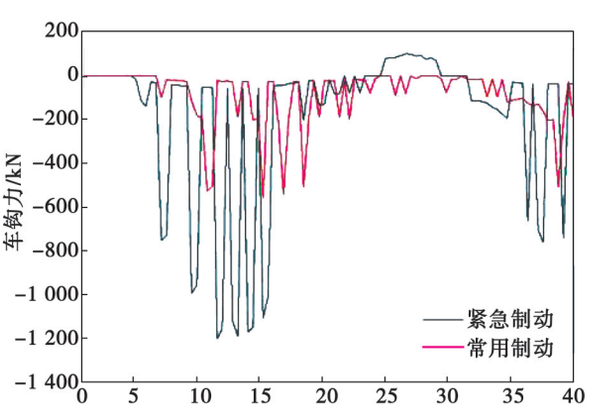


图12　第50辆车车钩力时程曲线

Fig. 12　Time-history curve of the 50th wagon's coupler force

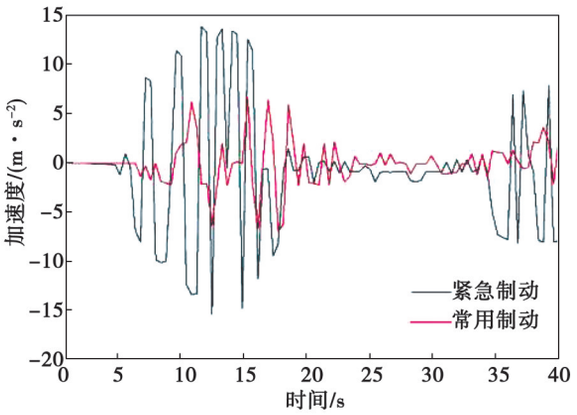


图 13　第 50 辆车加速度时程曲线

Fig. 13　Time-history curve of the 50th wagon’s acceleration

常用制动工况下该值仅为 650 kN。常用制动时从首车到尾车制动力传递时间较长，列车车钩力和加速度在靠近尾部车辆时会出现一定波动，而紧急制动情况下列车中部车辆压钩力和加速度较大，两种制动方式对车钩力的影响差异主要分布在第 30~80 辆车。紧急制动工况下第 50 辆车的加速度变化区间为 −15.48~13.85 m/s²，第 10 辆车的加速度变化为 −9.97~6.31 m/s²。以第 50 辆车为例，其车钩力和加速度时程曲线如图 12 和图 13 所示。

由图 11~图 13 可知，机车制动过程中的加速度传递对列车中部车辆有较大影响，紧急制动工况下的第 50 辆车加速度为 15.48 m/s²，第 10 辆车的加速度为 6.95 m/s²。对比第 50 辆车在常用制动和紧急制动工况下的车钩力和加速度曲线，常用制动工况下车辆加速度为 6.52 m/s²，最大压钩力为 554 kN，紧急制动工况下的最大压钩力为 1 202 kN，增大了 648 kN，并且加速度和车钩力变化范围主要发生在制动开始后的 5~20 s。

3.3　制动位置对列车影响分析

传统机械或液力传动机车在坡道上采取制动存在较大的局限性，通过分析交流传动机车在不同行驶距离下采取制动产生的车钩力和纵向加速度可以反映坡道制动对列车的纵向动力响应的影响。设定机车位于 10‰ 坡道上，初速度为 60 km/h，分别在坡道上行驶 100 m、200 m 和 300 m 后开始紧急制动，制动 40 s 后机车速度为 45 km/h。列车在不同制动距离下的车钩力分布仿真如图 14 所示，在 10‰ 坡道和 −10‰ 坡道下的仿真结果分别如表 4 和表 5 所示。由图 14 曲线可知，随着制动距离的增大，前 10 辆列车的压钩力出现波动，压钩力最大值出现在第 50~60 辆列车，机车行驶 100 m、200 m 和 300 m 后开始制动的最大压钩力分别为 1 236.56 kN、1 335.07 kN 和 1 144.06 kN。

由表 4 和表 5 可知，列车制动距离随着行驶距离的增加而增加，相比于行驶 100 m 制动，行驶 300 m 后开始制动，在 10‰ 和 −10‰ 坡道上的制动距离分别增加

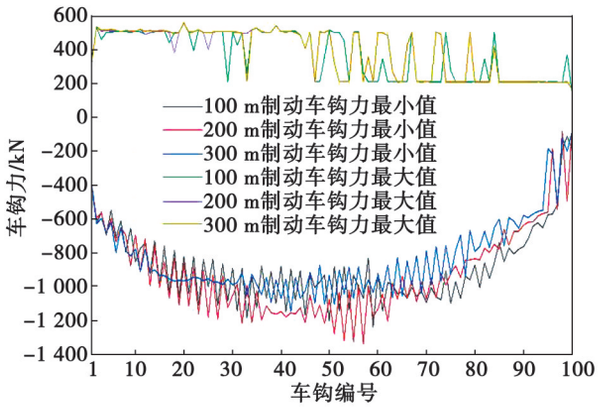


图 14　不同距离下制动车钩力分布图

Fig. 14　Distribution of coupler force at different braking distances

表 4　10‰ 坡道制动仿真结果

Table 4　Simulation results of braking on 10‰ grade

行驶距离/m	最大纵向压钩力/kN	机车加速度最小值/(m·s⁻²)	机车纵向压钩力/kN	制动距离/m
100	1 236.56	−1.33	407.50	610.55
200	1 335.07	−1.15	398.50	622.90
300	1 144.06	−1.22	404.63	633.00

表 5　−10‰ 坡道制动仿真结果

Table 5　Simulation results of braking on −10‰ grade

行驶距离/m	最大纵向压钩力/kN	机车加速度最小值/(m·s⁻²)	机车纵向压钩力/kN	制动距离/m
100	1 054.72	−1.17	365.43	621.74
200	1 098.29	−0.98	365.82	634.42
300	797.76	−0.88	399.30	643.92

了 22.45 m 和 22.18 m。机车在行驶 200 m 后开始制动对列车车钩力影响最大，此时列车在 10‰ 坡道上的最大压钩力为 1 335.07 kN，相比于机车行驶 100 m 和 300 m 制动，最大压钩力分别增大了 7.97% 和 16.70%；在 −10‰ 坡道上的最大压钩力为 1 098.29 kN，相比于机车行驶 100 m 和 300 m 制动，列车纵向压钩力增大了 4.13% 和 37.67%。因此，列车应尽量避免在坡道上行驶 100~200 m 的范围内制动。随着行驶距离的增加，制动力逐渐向后传递，制动对机车加速度影响逐渐降低，机车在坡道上制动产生的车钩力最大值为 407.50 kN，最小加速度为 −1.33 m/s²。

4　结论

为高效利用交流传动内燃机车重载牵引能力，本文以出口澳大利亚的大功率交流传动内燃机车为例，基于纵向动力学理论对机车牵引、制动和制动位置变化对列车纵向动力学性能的影响进行分析，并得到以下结论：

①双机重联内燃机车能够牵引 100 辆 C_{80} 货车在坡

度为10‰的坡道上以73 km/h的速度匀速运行，牵引过程中列车车钩力最大值为1 815 kN。

②当列车以120 km/h的初速度在平直道上进行常用制动和紧急制动时，列车加速度和车钩力最大值分布在列车中部车辆位置。紧急制动工况下列车压钩力最大值为1 302 kN，常用制动工况下仅为650 kN。第50辆车在紧急制动工况下的加速度最大值为15.48 m/s^2，常用制动工况下的加速度为6.52 m/s^2，且加速度和车钩力变化范围主要在制动开始后的5~20 s。

③当机车牵引列车在坡道段行驶200 m进行制动时，对列车纵向动力响应的影响达到最大，此时列车最大压钩力为1 335.07 kN，相比于机车行驶100 m和300 m制动，车钩力增大了7.97%和16.70%；相比于机车行驶100 m和200 m制动，机车在坡道行驶300 m时制动对列车纵向动力响应影响较小。

参考文献：

[1] 王开云, 閤鑫, 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(5): 973-986.
Wang Kaiyun, Ge Xin, Chen Qinghua, et al. Review of dynamics research on heavy-haul train system[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2023, 40(5): 973-986.

[2] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学理论的发展与工程实践[J]. 科学通报, 2022, 67(32): 3793-3807.
Zhai Wanming. Development of vehicle-track coupled dynamics theory and engineering practice[J]. Chinese Science Bulletin, 2022, 67(32): 3793-3807.

[3] Zhang Wenlu, Li Wei, Fan Yue, et al. Influence of cyclic pneumatic brake on the longitudinal dynamics of heavy-haul combined trains[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2024, 25(3): 2545-2557. DOI: 10.1109/TITS.2023.3321416.

[4] 严隽耄, 翟婉明, 陈清, 等. 重载列车系统动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2003.
Yan Junmao, Zhai Wanming, Chen Qing, et al. Dynamics of heavy haul train system[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2003.

[5] 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.

[6] 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.

[7] 容嘉欣, 凌亮, 姚小沛, 等. 更大牵引质量重载列车动力学建模与仿真分析[J]. 机械, 2025, 52(7): 56-63.
Rong Jiaxin, Ling Liang, Yao Xiaopei, et al. Modeling and simulation analysis of heavy-haul trains with larger traction tonnage[J]. Machinery, 2025, 52(7): 56-63.

[8] 龚凯, 杨泽宇, 卞文君, 等. 制动位置对重载列车纵向动力响应的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2025, 56(6): 2597-2610.
Gong Kai, Yang Zeyu, Bian Wenjun, et al. Influence of braking position on longitudinal dynamic response of heavy-haul trains[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2025, 56(6): 2597-2610.

[9] 张伟, 王立新. HXN5型大功率交流传动货运内燃机车特点及故障处理[J]. 铁道机车与动车, 2022(7): 42-43.
Zhang Wei, Wang Lixin. Characteristics and troubleshooting of HXN5 high power AC drive freight diesel locomotive[J]. Railway Locomotive and Motor Car, 2022(7): 42-43.

[10] 赵旭宝, 魏伟, 张军, 等. 调车冲击工况下MT-2车辆缓冲器容量需求数值模拟[J]. 机械工程学报, 2019, 55(14): 122-131.
Zhao Xubao, Wei Wei, Zhang Jun, et al. Numerical simulation on required capacity of MT-2 vehicle draft gear under shunting impact condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(14): 122-131.

[11] 常崇义, 王新锐, 姜岩, 等. 钢摩擦与弹性胶泥复合型缓冲器数值模型[J]. 中国铁道科学, 2016, 37(4): 83-88.
Chang Chongyi, Wang Xinrui, Jiang Yan, et al. Numerical model of steel friction and elasticity cement composite draft gear[J]. China Railway Science, 2016, 37(4): 83-88.

[12] 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.

[13] 吴萌岭, 祝露, 田春. 重载列车电控空气制动系统纵向冲动影响分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2018, 46(7): 964-971.
Wu Mengling, Zhu Lu, Tian Chun. Analysis of factor influence for longitudinal impulse of heavy-haul train with electronically controlled pneumatic braking system[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2018, 46(7): 964-971.

[14] TB/T 1407.1—2018　列车牵引计算 第1部分：机车牵引式列车[S].
TB/T 1407.1—2018　Railway Train Traction Calculation Part 1: Trains with Locomotives[S].

[15] TB 10625—2017　重载铁路设计规范[S].
TB 10625—2017　Code for Design of Heavy Haul Railway[S].

[16] 王子国, 王磊, 王海斌, 等. 长大下坡道货物列车安全操纵策略研究[J]. 铁道机车车辆, 2025, 45(5): 157-164.
Wang Ziguo, Wang Lei, Wang Haibin, et al. Study on safe

operation strategy of freight trains on long downramp[J]. Railway Locomotive and Car, 2025, 45(5): 157-164.
[17] 魏伟, 于海龙. 制动特性对重载列车纵向冲动影响的比较[J]. 大连交通大学学报, 2013, 34(4): 1-6.
Wei Wei, Yu Hailong. Influence of braking characteristics on longitudinal dynamics of connected train[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2013, 34(4): 1-6.

Research on longitudinal dynamics of high-power AC drive diesel locomotives

NING Xin, YANG Yukang

(Product Research and Development Center, CRRC Ziyang Co., Ltd., Ziyang, Sichuan 641301, China)

Abstract: China's expanding export market for diesel locomotives places increasing demands on the traction tonnage of freight locomotives exported for trunk lines aboard. Locomotive traction tonnage is strongly influenced by the train's longitudinal dynamic response during operation. AC drive locomotives are more suitable for high-altitude railways with long, steep grades, and are more advantageous for heavy-haul traction and long routes, compared with traditional mechanical and hydraulic drives. To improve utilization of heavy-haul traction capacity of AC drive diesel locomotives, this study investigates the effects of locomotive traction, braking and variations in braking position on the train's longitudinal dynamic performance based on the longitudinal dynamics theory and a case study of a high-power AC drive diesel locomotive exported to Australia. Key results are as follows. For traction of an 8 000-ton train by the diesel locomotive under study on 10‰ grades, the maximum coupler force is 1 815 kN, and the maximum compressive coupler forces are 1 302 kN under emergency braking and 650 kN under service braking. During braking on grades, the impact on the train's longitudinal dynamic response peaks at a 200 m braking position and is minimal at a 300 m braking position.

Keywords: AC drive diesel locomotive; heavy-haul train; longitudinal dynamics; longitudinal coupler force; braking position

收稿日期：2025-12-03；修回日期：2026-04-08
责任编辑：许　浩