

文章编号:1671-1637(2016)01-0080-08

备用制动系统性能比较

祝露¹, 王晓东², 吴萌岭¹, 田春¹

(1. 同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804;

2. 南车青岛四方机车车辆股份有限公司, 山东 青岛 266111)

摘要: 为了比较3种不同备用制动系统的差异, 以制动距离与车钩力为评价指标, 采用AMESim与Simulink软件联合搭建列车制动系统仿真模型与性能参数分析模型。在直通电空制动系统故障情况下, 分析了不同备用制动系统时的制动特性。以120 km·h⁻¹满载运行的某列车为例, 在某单车车辆直通电空制动系统故障后, 对比分析故障、单车热备切换制动、全车热备切换制动与冷备切换制动4种工况下的列车制动距离与车钩力变化趋势, 研究了故障车辆位置对制动距离与车钩力的影响。分析结果表明: 与无备用制动系统的故障工况相比, 实施单车热备切换制动方式后, 制动距离最大减小10.14%, 最大拉钩力最大减小84.59%, 最大压钩力最大减小76.87%; 实施全车热备切换制动方式后, 制动距离最大减小6.41%, 最大拉钩力最大减小46.24%, 最大压钩力最大减小10.24%; 实施冷备切换制动方式后, 制动距离最小增大3.13%, 最大拉钩力最大减小48.73%, 最大压钩力最大减小25.58%; 随着故障车辆的后移, 最大压钩力逐渐增大, 最大拉钩力逐渐减小, 若此时采用单车热备切换制动方式, 最大压钩力与最大拉钩力均呈现逐渐增大的趋势。

关键词: 轨道交通; 备用制动系统; 直通电空制动; 制动距离; 车钩力; 性能比较

中图分类号: U260.138

文献标志码: A

Performance comparison of backup brake system

ZHU Lu¹, WANG Xiao-dong², WU Meng-ling¹, TIAN Chun¹

(1. Institute of Railway and Urban Mass Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China;

2. CSR Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266111, Shandong, China)

Abstract: In order to compare the differences among three kinds of backup brake systems, the braking distance and coupler force were taken as evaluation indexes, and the simulation model of train brake system and the analysis model of performance parameters were built through the co-simulation of AMESim and Simulink. When the failure of direct electro-pneumatic brake system occurred, the characteristics of different backup brake systems were analyzed. Taking a full laden train with the speed of 120 km·h⁻¹ as an example, when the failure of direct electro-pneumatic brake system of a vehicle occurred, the changing trends of braking distance and coupler force were comparatively analyzed in four conditions including fault, single vehicle switching with hot standby backup brake, whole vehicles switching with hot standby backup brake, switching with cold standby backup brake, and the influences of fault vehicle's location on braking distance and coupler force were studied. Analysis result indicates that compared with the fault condition without backup brake system, the braking distance in the condition of single vehicle switching

收稿日期: 2015-08-21

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2015BAG12B01-20)

作者简介: 祝露(1990-), 女, 湖北武汉人, 同济大学工学博士研究生, 从事列车制动系统研究。

导师简介: 吴萌岭(1959-), 男, 浙江杭州人, 同济大学教授, 工学博士。

with hot standby backup brake decreases by 10.14% at most, the maximum tensile coupler force and the maximum pressed coupler force decrease by 84.59% and 76.87% at most respectively. In the condition of whole vehicles switching with hot standby backup brake, the braking distance decreases by 6.41% at most, the maximum tensile coupler force and the maximum pressed coupler force decrease by 46.24% and 10.24% at most respectively. In the condition of switching with cold standby backup brake, the braking distance increases by 3.13% at least, the maximum tensile coupler force and the maximum pressed coupler force decrease by 48.73% and 25.58% at most respectively. With the reposition of fault vehicle, the maximum tensile coupler force increases gradually, while the maximum pressed coupler force decreases gradually, and in the condition of single vehicle switching with hot standby backup brake, the maximum tensile coupler force and the maximum pressed coupler force both increase gradually. 4 tabs, 18 figs, 23 refs.

Key words: rail transit; backup brake system; direct electro-pneumatic brake; braking distance; coupler force; performance comparison

Author resumes: ZHU Lu(1990-), female, doctoral student, +86-21-69582151, tczhulu@hotmail.com; WU Meng-ling(1959-), male, professor, PhD, +86-21-69582151, wuml_sh@163.com.

0 引 言

轨道交通载运量大、客流集中的特点决定了其交通安全性与可靠性的重要性。制动系统是保障列车运营安全的关键系统之一,确保其可靠性尤为重要。备用制动系统是提高制动系统可靠性的有效手段,在直通电空制动机故障的情况下,仍可保证整车制动功能的有效性,同时实现整车的故障安全导向功能^[1]。

近年来,备用制动系统已在高速动车组上得到了广泛的应用,国内外学者在备用制动系统的数值仿真、实验台设计与可靠性等方面进行了研究。武青海等介绍了和谐号 CRH₃ 型动车组采用的冷备用制动方式^[2-4];林祐亭等以中国自主设计研发的“中华之星”动车组为例,阐述了其热备用制动的原理^[5-7];Kermarrec 等评估分析了点-点备用系统的性能^[8];Lin 等评价分析了计算机网络备用系统的可靠性^[9-11];Levitin 等比较分析了冷备用系统与热备用系统,提出了一种适用于评估热备用系统使用成本的方法,并针对冷备用与热备用的优化问题提出了解决方案^[12-14];李邦国等利用现代数值仿真技术建立了备用制动系统中分配阀等关键部件的仿真模型^[15]。

以上研究没有分析不同类型备用制动方式对列车制动距离、车钩力等性能参数的影响,而这一点对于工程设计有着实际意义。针对此问题,本文对列车某车辆直通电空制动系统故障状况下,使用不同备用制动方式实施紧急制动时的制动距离、车钩力等参数进行了分析,运用 AMESim 与 Simulink 软件联合搭建制动系统模型,比较分析各种工况下制

动距离与车钩力的变化规律,判断不同类型备用制动方式在不同故障状况下的优势。

1 仿真模型的建立

运用 AMESim 仿真软件对列车制动系统进行图形化建模,仿真模拟列车制动过程,并通过软件接口技术将 AMESim 制动系统模型的制动缸压力数据导入到 Simulink 分析模型中,实时分析列车制动过程的制动距离与车钩力等参数。

以某列满载行驶的城际列车为研究对象,行驶速度为 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,当列车在平直轨道上运行时因某车辆直通电空制动系统发生故障不能正常工作而实施紧急制动,此时,切换备用制动系统,以研究备用制动系统对列车制动性能的影响。列车编组形式为 Tc1-M1-M2-T3-M3-M4-M5-M6-Tc2(车辆 1~9),其中 T 为拖车,Tc 为带司机室的拖车,M 为动车。车辆的基本参数见表 1。

表 1 车辆基本参数

Tab. 1 Basic parameters of vehicles

车辆	制动质量/kg	紧急制动时制动缸压强/kPa
Tc1	57 680	330
M1	63 900	360
M2	63 900	360
T3	57 500	330
M3	63 900	360
M4	63 900	360
M5	63 900	360
M6	63 900	360
Tc2	57 680	330

1.1 列车制动系统模型

在 AMESim 中建立整车制动系统模型,其中紧急电磁阀、制动阀、缓解阀、空/电转换电磁阀等采用通用电磁阀模拟,但是分配阀、中继阀与空重车阀等需要通过二次开发建立其仿真模型^[16-19]。单车制动系统模型见图 1。列车制动系统仿真模型控制流程见图 2。图 1 中:分配阀为备用制动系统的主要气动元器件,端口 1 为列车管接口,通过控制列车管的减压量实现分配阀的动作,从而实施制动、缓解等命令;空重车阀的预控压力(C_v)受车辆载荷变化影响,通过端口 2 采集空气弹簧压力对 C_v 进行预处理控制;中继阀实现压缩空气的流量放大,端口 3、4 分别连接制动缸与压缩空气源,通过空重车阀输出的 C_v 控制制动缸压力;空/电

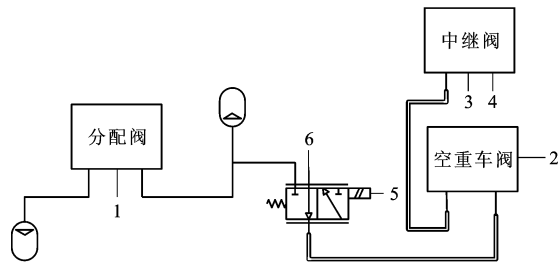


图 1 单车制动系统模型

Fig. 1 Braking system model of single vehicle

转换电磁阀主要实现直通电空制动系统与备用制动系统之间的切换,其中端口 5 为电信号输入端,模拟空/电转换电磁阀的得/失电情况,端口 6 为直通电空制动系统的压力信号接口。列车模型参数见表 2。



图 2 仿真模型控制流程

Fig. 2 Control flow of simulation model

表 2 列车模型参数

Tab. 2 Parameters of train model

制动缸管	管路外径/mm	21
	管壁厚度/mm	3
	长度/m	23.5
主风缸管	管路外径/mm	27
	管壁厚度/mm	3
	长度/m	28.0
列车管	管路外径/mm	27
	管壁厚度/mm	3
	额定压强/kPa	600

1.2 列车性能参数分析模型

车辆之间通过车钩缓冲装置连接,建模时将每节车辆视为一个集中质量,车辆间由弹簧阻尼单元连接。在平直轨道上任意一节车辆 i 的受力见图 3,其中: O 为车辆 i 的重心; $F_{G(i-1)}$ 、 F_{Gi} 分别为车辆 i 的前车钩力与后车钩力; F_{Li} 、 F_{Bi} 、 F_{Wi} 分别为车辆 i 的牵引力、制动力与基本阻力; N 、 G 分别为车辆所受到的支持力与重力。列车纵向动力学方程为

$$M_i \ddot{x}_i = F_{Li} + F_{G(i-1)} - F_{Gi} - F_{Bi} - F_{Wi} \quad (1)$$

式中: M_i 为车辆 i 的质量; x_i 为车辆 i 的位移。

以车辆 i 为研究对象,将制动缸压强 P 转换为闸瓦的制动压力 F ,其表达式为

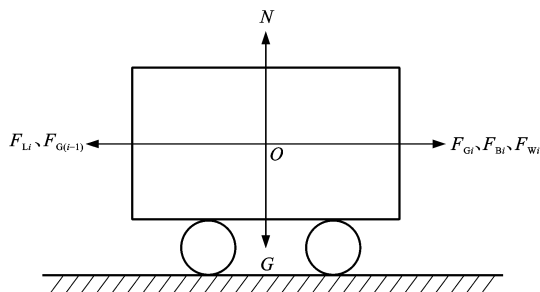


图 3 车辆 i 受力

Fig. 3 Forces of vehicle i

$$F = \gamma \eta (10 P_s - F_{Ri}) \quad (2)$$

式中: s 为活塞有效面积; γ 为总传动倍率; η 为有效传动效率; F_{Ri} 为车辆 i 内部逆向力。

闸瓦作用于制动盘上,产生的制动力 F_{Bi} 为

$$F_{Bi} = F_{\mu n} \frac{2r}{D} \quad (3)$$

式中: μ 为动摩擦因数; n 为制动盘数; r 为摩擦半径; D 为车轮直径。

列车制动系统的制动参数见表 3。将相关参数代入式(2)、(3)得到 F_{Bi} 为

$$F_{Bi} = 1.861(13\ 681.7P - 4\ 019) \quad (4)$$

当列车管定压为 600 kPa 时,实施制动时制动缸能提供的最大压强为 450 kPa^[20],因此,根据式(4)可施加的最大制动力约为 103 kN,即在实施制动时车辆所能提供的制动力满足式(5)约束条件

表 3 制动系统参数

Tab. 3 Parameters of braking system

制动盘数	摩擦半径/mm	总传动倍率	有效传动效率	内部逆向力/kN	动摩擦因数	车轮直径/mm	活塞有效面积/cm ²
8	301	2.82	0.95	1.5	0.34	880	510.7

$$0 \leq F_{Bi} \leq 103 \text{ kN} \quad (5)$$

由于该城际列车在实施紧急制动时制动缸压强均小于 450 kPa,因此实施紧急制动时的制动力满足该城际列车最大制动力的限制。

Chou 等将车钩与缓冲器组合起来,认为在最大位移下缓冲器处于弹性变形阶段^[21],此时车钩力为

$$F_{Gi} = k(x_i - x_{i+1}) + d(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}) \quad (6)$$

式中: k 为车钩系统非线性挠力特性梯度,取为 $10^7 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$; d 为阻尼常数,取为 $10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

为了保证列车行车安全并降低维修成本,车钩力应该满足式(7)约束条件

$$F_{p\max} \leq F_{Gi} \leq F_{t\max} \quad (7)$$

式中: $F_{p\max}$ 、 $F_{t\max}$ 分别为车钩所受的最大压钩力与最大拉钩力。

根据城际列车相关车钩缓冲器配置要求可知 $F_{t\max}$ 为 850 kN, $F_{p\max}$ 为 -1 250 kN。列车在线路上运行时,作用其上的阻力会受到很多因素的影响,实际应用中很难用理论公式进行准确计算,通常使用经验公式描述。《列车牵引计算规程》(TB/T 1407—1998)规定,最大行驶速度为 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的列车运行单位基本运行阻力 F_{ai} 为

$$F_{ai} = 1.66 + 0.0075v + 0.000155v^2 \quad (8)$$

式中: v 为列车运行速度。

车辆 i 所受的基本运行阻力为

$$F_{wi} = F_{ai}M_i \quad (9)$$

由于制动时牵引力为 0,因此,可由式(1)、(4)、(6)、(9)计算得到车辆 i 每一时刻下的速度与位移等参数,同时也可由式(6)计算得到每个车钩的实时车钩力。在 Simulink 环境下可建立列车制动分析模型,图 4 为联合仿真模型的控制流程。在 AMESim 环境下,列车制动系统模型根据司机发出的制动指令与空簧压力模拟各车辆的制动缸压力。在 Simulink 环境下,列车性能参数分析模型根据列车制动系统模型的制动缸压力信号计算车辆的制动力,然后根据车辆运行速度在基本阻力计算模块中计算车辆的基本运行阻力,根据车钩前后车辆的运行速度差与位移差在车钩力计算模块中计算车钩力,最后,根据

车辆所受的合力在车辆动力学仿真模块中计算车辆的速度与位移。

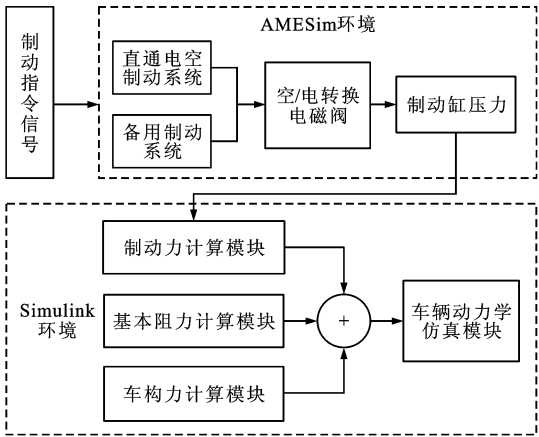


图 4 联合仿真模型的控制流程

Fig. 4 Control flow of co-simulation model

2 制动系统仿真模型验证

通过仿真模拟该制动系统在初速度为 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时实施紧急制动过程,分析直通电空制动系统的制动建立时间与平均减速度,备用制动系统的制动建立时间与空气波速等参数,验证模型的正确性。

当实施紧急制动时,首、中、尾 3 节车辆(Tc1、M3、Tc2)直通电空制动与备用制动的制动缸输出压强曲线见图 5,由于拖车载重的不同,经空重车阀的调整后拖车输出压强为 330 kPa,动车输出压强为 360 kPa。

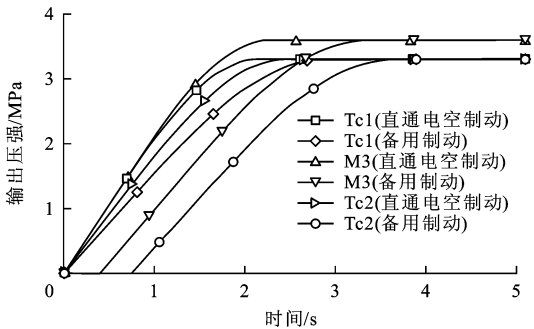


图 5 制动缸压强曲线

Fig. 5 Pressure curves of brake cylinder

Simulink 在获取制动缸压强后可计算得到制动距离与加速度等参数。在 t 为 0 时列车直通电空制动系统实施紧急制动的列车速度-时间曲线见图 6。

2.1 仿真结果与规范要求对比

直通电空制动系统制动建立时间(达到 90%制动力)为 1.6 s,符合电动车组直通电空制动系统的制动要求。备用制动系统制动建立时间为 2.5 s,符

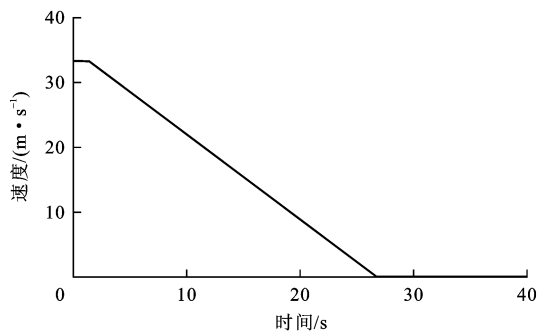


图 6 紧急制动时的速度-时间曲线

Fig. 6 Speed-time curve of emergency brake

合铁路设施公共运输制动系统性能要求。

列车初速度为 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 总制动时间为 26.8 s , 因而列车平均加速度为 $-1.24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, 符合城际列车直通电空制动系统在紧急制动时的制动要求。

2.2 仿真结果与文献试验结果对比

备用制动采用纯空气制动, 受制动波速的影响其前后车辆制动缓解在时间上不一致。仿真模型中备用制动的首车(Tc1)制动缸压强上升 0.75 s 以后尾车(Tc2)制动缸压强开始上升, 仿真计算得到的制动波速为 $308 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

李邦国等在高速动车组电空制动系统实验台上对备用制动系统的空气波速进行了试验验证, 在实验台车辆 1 与车辆 8 分配阀模块入口测点处测量列车管空气的压力变化, 从试验数据可知, 当车辆 1 列车管开始减压约 0.6 s 后, 车辆 8 列车管开始减压, 试验空气波速为 $333 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [15]。

与试验结果相比, 仿真结果的偏差小于 8% , 偏差主要是由于温度、传感器灵敏度等因素造成, 可见, 仿真模型有效。

3 不同类型备用制动系统参数比较分析

通过建立的制动系统模型, 进行热备用制动系统、冷备用制动系统等不同备用形式的模拟, 分析制动距离、车钩力等参数在紧急制动过程中的变化特性。

当单车直通电空制动系统发生故障时, 若列车无备用制动, 则直接实施紧急制动, 此时故障车辆无制动力来源, 此工况为故障工况。若列车有备用制动, 则在实施紧急制动时根据备用制动类型的不同可分为以下 3 种工况: 只有故障车辆自动切换为备用制动, 为单车热备切换制动工况; 整列列车自动切换为备用制动, 为全车热备切换制动工况; 整列列车在司机打开截断塞门后切换为备用制动, 为冷备切

换制动工况。

模拟故障工况时, 故障车辆直通电空制动系统无压力输出。模拟单车热备切换制动工况时, 故障车辆的空/电转换电磁阀得电。模拟全车热备切换制动工况时, 所有车辆的空/电转换电磁阀得电。模拟冷备切换制动工况时, 所有车辆在实施制动指令 1.5 s (人工操作的反应时间) 后空/电转换电磁阀得电。

3.1 制动距离

表 4 为列车在故障工况与 3 种备用制动工况下实施紧急制动时的制动距离。

表 4 不同工况的制动距离对比

Tab. 4 Comparison of braking distances in different conditions

车辆	故障 工况	单车热备切换 制动工况		全车热备切换 制动工况		冷备切换 制动工况	
	制动 距离/m	制动 距离/m	减小率/ %	制动 距离/m	减小率/ %	制动 距离/m	减小率/ %
Tc1	521.31	472.97	9.27	493.10	5.41	543.34	-4.23
M1	526.86	473.46	10.14		6.41		-3.13
M2	526.74	473.70	10.07		6.39		-3.15
T3	521.02	473.65	9.09		5.36		-4.28
M3	526.61	474.33	9.93		6.36		-3.18
M4	526.47	474.62	9.85		6.34		-3.20
M5	526.33	474.91	9.77		6.31		-3.23
M6	526.18	475.21	9.69		6.29		-3.26
Tc2	520.76	475.13	8.76		5.31		-4.34

由表 4 可知: 在故障工况下, 拖车故障时的制动距离均比动车故障时的制动距离小, 这主要是由于拖车与动车制动质量的不同引起的; 若施加热备制动方式, 则可减小制动距离, 其中实施单车热备切换制动最大可减小 10.14% (M1 出现故障时), 实施全车热备切换制动时制动距离为 493.10 m , 最大可减小 6.41% (M1 出现故障时); 若实施冷备切换制动方式, 则制动距离增大, 制动距离为 543.34 m , 最少增大 3.13% (M1 出现故障时)。可见, 在单一车辆故障情况下, 实施单车热备切换制动方式时制动距离最小。此外, 在冷备切换制动方式下, 与动车故障相比, 拖车故障对制动距离的影响较大, 而在热备切换制动方式下, 动车故障的影响则更大。

3.2 车钩力

在制动过程中, 由于单一车辆直通电空制动系统故障而实施备用制动时, 前后车辆的速度相差较大, 会引起较大的车钩力 [22-23]。图 7~15 为在不同车辆故障工况下, 由车辆 1 至车辆 9 方向的车钩 1~8 所承受的最大车钩力。

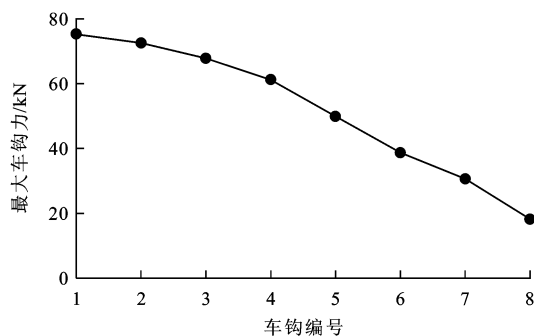


图 7 Tc1 故障时的最大车钩力

Fig. 7 Maximum coupler forces when fault occurs in Tc1

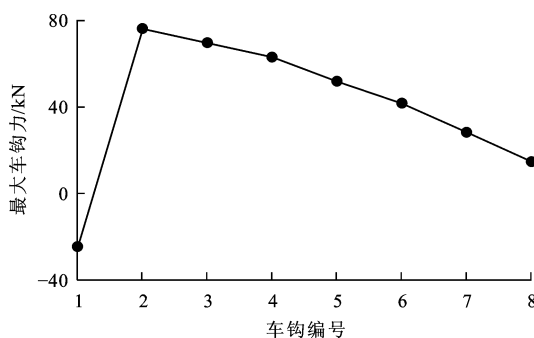


图 8 M1 故障时的最大车钩力

Fig. 8 Maximum coupler forces when fault occurs in M1

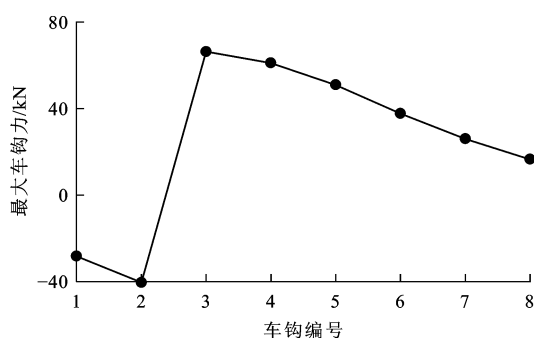


图 9 M2 故障时的最大车钩力

Fig. 9 Maximum coupler forces when fault occurs in M2

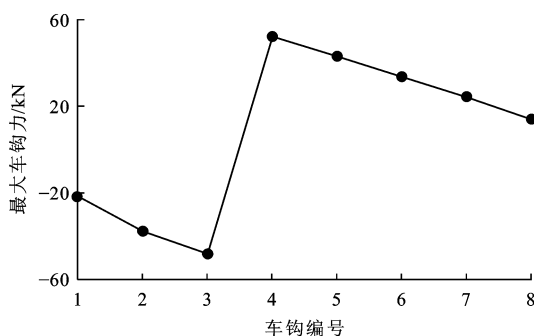


图 10 T3 故障时的最大车钩力

Fig. 10 Maximum coupler forces when fault occurs in T3

由图 7~15 可知:故障工况下各个车钩所承受的最大车钩力均小于极限值(最大压钩力极限值为

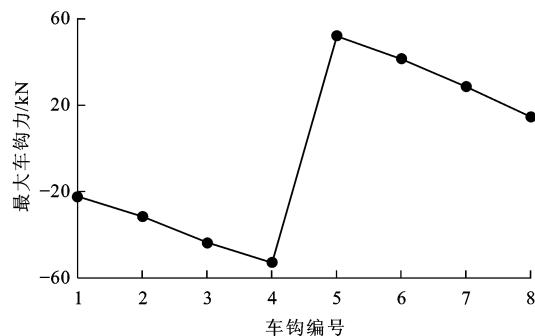


图 11 M3 故障时的最大车钩力

Fig. 11 Maximum coupler forces when fault occurs in M3

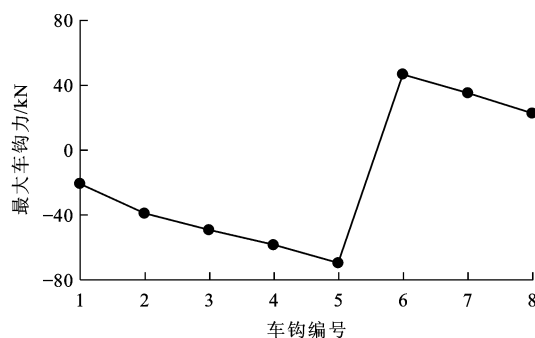


图 12 M4 故障时的最大车钩力

Fig. 12 Maximum coupler forces when fault occurs in M4

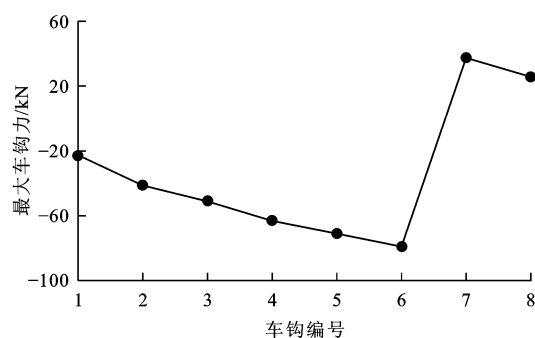


图 13 M5 故障时的最大车钩力

Fig. 13 Maximum coupler forces when fault occurs in M5

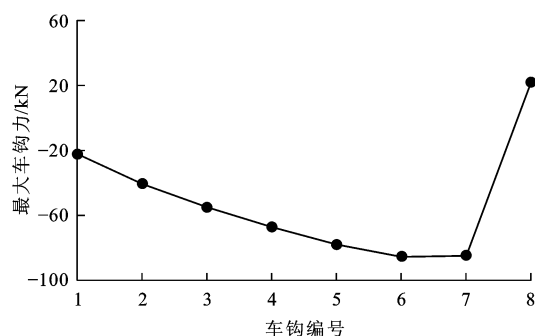


图 14 M6 故障时的最大车钩力

Fig. 14 Maximum coupler forces when fault occurs in M6

-1 250 kN,最大拉钩力极限值为 850 kN);故障车辆前的车钩力均为压钩力,越靠近故障车辆,最大压

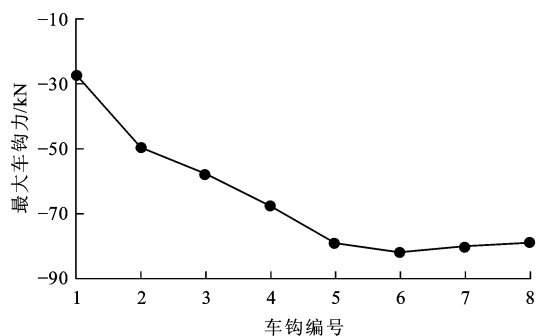


图 15 Tc2 故障时的最大车钩力

Fig. 15 Maximum coupler forces when fault occurs in Tc2

钩力越大,故障车辆后的车钩力均为拉钩力,越远离故障车辆,最大拉钩力越小;故障车辆前后的车钩受力情况较为恶劣。

通过仿真模型,分析故障工况以及对应的 3 种备用制动方式下的车钩力变化趋势,得出每种工况下所有车钩中最大压钩力与最大拉钩力,分别见图 16、17,其中:工况 1~9 分别为车辆 Tc1~Tc2 的故障工况;工况 10~18 分别为车辆 Tc1~Tc2 的单车热备切换制动工况;工况 19 为全车热备切换制动工况;工况 20 为冷备切换制动工况。

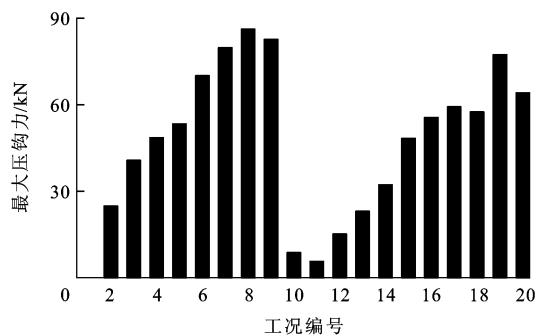


图 16 各工况下最大压钩力分布

Fig. 16 Distribution of maximum pressed coupler forces in different conditions

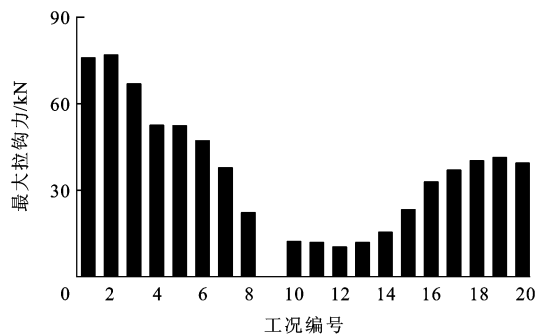


图 17 各工况下最大拉钩力分布

Fig. 17 Distribution of maximum tensile coupler forces in different conditions

从图 16、17 中可以发现:在故障工况下,随着故

障车辆的后移,最大压钩力逐渐增大,最大拉钩力逐渐减小;在单车热备切换制动工况下,随着故障车辆的后移,最大压钩力与最大拉钩力均呈现逐渐增大的趋势。

3 种备用制动方式比较而言:单车热备切换制动方式产生的最大压钩力与最大拉钩力均小于其他 2 种备用制动方式;全车热备切换制动方式产生的最大压钩力与最大拉钩力最大,相比故障工况,最大压钩力最大可减小 10.24%,最大拉钩力最大可减小 46.24%;相比故障工况,冷备切换制动方式产生的最大压钩力最大可减小 25.58%,最大拉钩力最大可减小 48.73%。

故障工况与单车热备切换制动工况的最大拉钩力与最大压钩力的对比结果见图 18。

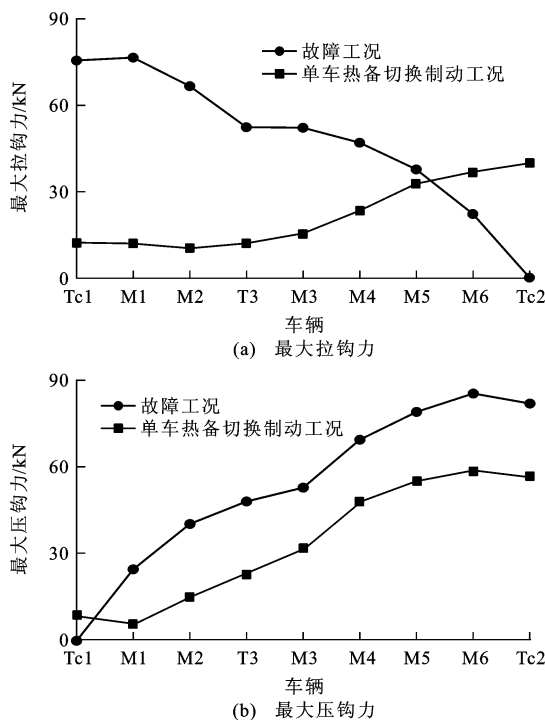


图 18 两种工况最大车钩力对比

Fig. 18 Comparison of maximum coupler forces in 2 conditions

由图 18 可知:当车辆故障时,采用单车热备切换制动方式能够有效减小车钩力的冲击,相比故障情况,最大拉钩力最大可减小 84.59%(车辆 Tc1 故障),最大压钩力最大可减小 76.87%(车辆 Tc2 故障);随着故障车辆的后移,单车热备切换制动方式减小车钩力冲击的作用也在削弱,当车辆 M6 故障时,最大压钩力可减小 31.20%,而最大拉钩力则增大 66.30%,当车辆 Tc2 故障时,虽然最大压钩力比同故障状况下减小了 30.47%,但最大拉钩力却高达 39.8 kN。

4 结 语

(1)备用制动因具有故障安全导向与便于回送救援的优势,在高速动车组上已得到了广泛应用。本文以不同备用制动系统为主要研究对象,分析4种工况下实施紧急制动的制动过程,并以制动距离与车钩力作为评估指标。

(2)比较分析制动距离发现,因某车辆故障而实施热备制动方式时能够缩短制动距离,但是单车热备切换制动方式更为有效,最大可缩短制动距离10.14%,而采用冷备切换制动方式则会增大制动距离,不利于提高列车运行的安全性。

(3)比较分析车钩力发现,当故障车辆位于列车前部,选用单车热备切换制动方式是有利的,其中最大拉钩力减小84.59%,最大压钩力减小76.87%,随着故障车辆远离司机控制室,这种备用制动方式的优势也在逐渐削弱。选用全车热备切换制动方式时,车钩受力状况最为恶劣。

(4)本文研究了不同备用制动系统对制动距离、车钩力等制动特性参数的影响,在工程实践中还涉及到可靠性、维修维护成本与制动控制等因素,有待今后进一步研究。

参考文献:

References:

- [1] 阳靖. 马来西亚动车组备用制动系统概述[J]. 电力机车与城轨车辆, 2013, 36(2): 15-18.
YANG Jing. Summary of backup brake system for Malaysia EMU[J]. Electric Locomotives and Mass Transit Vehicles, 2013, 36(2): 15-18. (in Chinese)
- [2] 武青海, 张宝, 王群伟. 和谐号动车组备用制动系统[J]. 铁道机车车辆, 2011, 31(5): 61-63.
WU Qing-hai, ZHANG Bao, WANG Qun-wei. Back-up brake system of the CRH₃ EMU[J]. Railway Locomotive and Car, 2011, 31(5): 61-63. (in Chinese)
- [3] 李和平, 曹宏发, 杨伟君, 等. 和谐号动车组制动技术概述[J]. 铁道机车车辆, 2011, 31(5): 1-11, 38.
LI He-ping, CAO Hong-fa, YANG Wei-jun, et al. A summary of Hexie EMU braking technology [J]. Railway Locomotive and Car, 2011, 31(5): 1-11, 38. (in Chinese)
- [4] 乔峰, 亢磊, 沈迪. CRH380CL 新一代高速动车组制动系统研制[J]. 铁道机车车辆, 2013, 33(6): 10-13, 33.
QIAO Feng, KANG Lei, SHEN Di. Research and manufacture of braking system for CRH380CL new generation high-speed EMU[J]. Railway Locomotive and Car, 2013, 33(6): 10-13, 33. (in Chinese)
- [5] 林祐亭. “中华之星”电动车组制动系统[J]. 机车电传动, 2003(5): 80-84.

- LIN Hu-ting. Braking system of “China Star” High Speed EMU [J]. Electric Drive for Locomotives, 2003(5): 80-84. (in Chinese)
- [6] 万国强. “中华之星”动车组拖车制动系统简介[J]. 铁道机车车辆, 2006, 26(3): 37-41.
WAN Guo-qiang. Trailer's braking system of Central China Star EMU[J]. Railway Locomotive and Car, 2006, 26(3): 37-41. (in Chinese)
- [7] 林祐亭. “中华之星”动车组制动系统的技术分析和评估[J]. 铁道机车车辆, 2003, 23(3): 1-8, 39.
LIN Hu-ting. Analyzing and estimating for “China Star” electric motor train unit brake system[J]. Railway Locomotive and Car, 2003, 23(3): 1-8, 39. (in Chinese)
- [8] KERMARREC A M, MERRER E L, SCOUARNEC N L, et al. Performance evaluation of a peer-to-peer backup system using buffering at the edge[J]. Computer Communications, 2014, 52(5): 71-81.
- [9] LIN Y K, HUANG Cheng-fu. Backup reliability assessment within tolerable packet error rate for a multi-state unreliable vertex computer network[J]. Information Sciences, 2014, 277(2): 582-596.
- [10] LIM H, SIDHU T S. A new local backup scheme considering simultaneous faults of protection IEDs in an IEC 61850-based substation[J]. International Journal of Electrical Power and Energy Systems, 2016, 77: 151-157.
- [11] KOUBA M, BAKRI M, BOUALLEGUE A. Survivable routing and wavelength assignment performance improvement using primary-backup multiplexing with 100% fault recovery guarantee[J]. Optical Switching and Networking, 2014, 12(3): 56-67.
- [12] LEVITIN G, XING Liu-dong, DAI Yuan-shun. Cold vs. hot standby mission operation cost minimization for 1-out-of-N systems[J]. European Journal of Operational Research, 2014, 234(1): 155-162.
- [13] JIA Xiang, CHEN Hao, CHENG Zhi-jun, et al. A comparison between two switching policies for two-unit standby system[J]. Reliability Engineering and System Safety, 2016, 148: 109-118.
- [14] LEVITIN G, XING Liu-dong, DAI Yuan-shun. Cold-standby sequencing optimization considering mission cost[J]. Reliability Engineering and System Safety, 2013, 118(10): 28-34.
- [15] 李邦国, 杨伟君, 金哲, 等. 高速动车组备用制动系统仿真分析研究[J]. 铁道机车车辆, 2011, 31(5): 124-127.
LI Bang-guo, YANG Wei-jun, JIN Zhe, et al. Modeling and simulation of backup brake for high-speed EMU[J]. Railway Locomotive and Car, 2011, 31(5): 124-127. (in Chinese)
- [16] 李亮. 基于 AMESim 的动车组制动系统仿真研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
LI Liang. Simulation on braking system of EMU based on AMESim [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013. (in Chinese)
- [17] 张晶. 动车组制动系统建模与仿真研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.

(下转第 94 页)

(上接第 87 页)

ZHANG Jing. Modeling and simulation research of EMU braking system[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013. (in Chinese)

- [18] 许志泉. 基于 AMESim 动车组空气制动系统仿真与研究[D]. 成都:西南交通大学, 2013.

XU Zhi-quan. Simulation and study on air brake system of EMU based on AMESim[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013. (in Chinese)

- [19] 左建勇,王宗明,吴萌岭. 地铁列车空气制动系统仿真模型[J]. 交通运输工程学报, 2013, 13(2): 42-47.

ZUO Jian-yong, WANG Zong-ming, WU Meng-ling. Simulation model of air braking system for subway train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2013, 13(2): 42-47. (in Chinese)

- [20] 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 Xu-bao, 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. (in Chinese)

- [21] CHOU M, XIA X, KAYSER C. Modelling and model validation of heavy-haul trains equipped with electronically controlled pneumatic brake systems[J]. Control Engineering Practice, 2007, 15(4): 501-509.

- [22] WU Qing, COLE C, LUO Shi-hui, et al. A review of dynamics modelling of friction draft gear[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(6): 733-758.

- [23] XU Z Q, MA W H, WU Q, et al. Coupler rotation behaviour and its effect on heavy haul trains[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(12): 1818-1838.