

制动缸活塞行程对列车纵向动力学性能影响仿真研究

黎启玄, 张 军, 张 渊

大连交通大学机车车辆工程学院, 辽宁 大连

收稿日期: 2023年2月3日; 录用日期: 2023年3月8日; 发布日期: 2023年3月15日

摘 要

为探寻制动缸活塞行程对列车纵向动力学性能的影响, 本文采用列车空气制动和纵向动力学联合仿真系统研究制动缸活塞行程对2万t重载列车的制动能力与纵向力等动力学性能的影响。结果表明, 相同空气制动减压量下, 制动缸活塞行程越大, 列车制动能力越弱; 空气减压量越大, 活塞行程对列车制动能力的影响越小; 活塞行程由145 mm增大到190 mm时, 减压50 kPa下制动距离相差最大约48.3%, 紧急制动下制动距离相差最大约4.9%。从车钩力来看, 相同空气制动减压量下, 制动缸活塞行程越大, 列车产生的最大压钩力越小; 随着减压量增大, 活塞行程对列车最大压钩力的影响总体呈减小趋势; 减压50 kPa下最大压钩力相差最大约34.8%, 而常用全制动与紧急制动时最大压钩力相差最大分别约4.3%、6.1%。

关键词

重载列车, 制动缸活塞行程, 制动距离, 车钩力

Simulation Research on Influence of Piston Stroke of Brake Cylinder on Longitudinal Dynamic Performance of Train

Qixuan Li, Jun Zhang, Yuan Zhang

College of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning

Received: Feb. 3rd, 2023; accepted: Mar. 8th, 2023; published: Mar. 15th, 2023

Abstract

In order to explore the influence of piston stroke of brake cylinder on the longitudinal dynamic

performance of train, this paper adopts the joint simulation system of train air braking and longitudinal dynamics to study the influence of piston stroke of brake cylinder on the dynamic performance of 20,000t heavy duty train, such as braking capacity and longitudinal force. The results show that the larger the piston stroke of the brake cylinder is, the weaker the braking capacity of the train is. The greater the amount of air decompression, the less the influence of piston stroke on the braking capacity of train. When the piston stroke increases from 145 mm to 190 mm, the maximum braking distance difference under decompression 50 kPa is about 48.3%, and the maximum braking distance difference under emergency braking is about 4.9%. From the point of view of coupler force, under the same air brake decompression amount, the greater the piston stroke of brake cylinder, the smaller the maximum hook force produced by the train; With the increase of pressure reduction, the influence of piston stroke on the maximum hook force decreases. The maximum difference of hook force under decompression of 50 kPa is about 34.8%, while the maximum difference of hook force under common full braking and emergency braking is about 4.3% and 6.1%, respectively.

Keywords

Heavy Haul Train, Piston Stroke of Brake Cylinder, Braking Distance, Coupler Force

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

制动缸活塞行程,是指制动时制动缸活塞所移动的距离,其受三个因素影响:其一是缓解状态下的闸瓦间隙;其二是各传动杠杆销接处各圆销与圆销孔之间的间隙;其三是基础制动装置各种杆件在制动时产生的弹性变形。其中闸瓦间隙的变化影响最大。当列车施行制动作用时,在相同的制动管减压量下,活塞行程过长时,制动缸容积增大,副缸缸与制动缸的计算容积比减小,制动缸空气压力就要降低,从而使制动力减小,延长制动距离。反之,当制动缸活塞行程过短时,制动缸压力就会增大,容易抱死车轮,造成车轮踏面擦伤。而且,在列车中,如果各车辆的制动缸活塞行程长短相差过大时,还会使各车辆的制动力相差悬殊,从而增加列车的纵向动力作用。因此,制动缸活塞行程的长短与制动力有密切的关系,而且随着重载列车编组的生长,列车的制动能力会受到较大的影响,并且在运行的时候容易产生较大的纵向冲动,严重时会出现车钩断裂、脱钩、脱轨等危险,使铁路行车安全产生较大隐患,所以针对制动缸活塞行程对列车纵向动力学性能的影响进行研究将很有必要。

国内外学者针对影响列车纵向动力学性能的因素开展了大量的研究工作。M.Ansari 等研究了耦合器刚度和阻尼、列车速度、列车加速度、载荷分布模式等不同参数对列车纵向动力学的影响[1]。Ahmed K Aboubakr 等将电子控制气动(ECP)制动模型与基于轨迹坐标公式的高效纵向列车力算法集成在一起,并在不同的制动场景下研究了制动力对列车纵向动力学的影响[2]。Colin Cole 等介绍了纵向列车仿真的重大进展,概述了训练模型和车辆力输入建模的方法,并提出了一种将纵向列车仿真、机车牵引控制和机车车辆动力学相结合的协同仿真方法[3]。Caglar Uyulan 等通过研究列车在不同工况下的动态性能来提高列车的安全性和运行效率,利用非线性时域模型来进行纵向列车动力学(LTD)模拟,介绍了两种模式的 LTD 结果,对应于时域和频域分析[4]。Bosso Nicola 等建立了纵向列车动力学模拟器的国际基准测试,用来比较不同模型获得的输出结果与相同的输入数据,并使用多体软件 Simpack 进行了模拟[5]。魏伟等

根据气体流动理论与多刚体动力学原理，建立了带有列尾装置的列车空气制动系统与列车纵向动力学联合仿真模型，计算了制动系统中空气流动瞬态数值解，获得制动系统特性，同步计算了列车纵向冲动[6]，以及使用该列车空气制动仿真系统，仿真分析了两种主管定压下重载列车的常用制动，紧急制动和常用制动后缓解的制动系统性能，系统的分析了列车管定压对列车制动和缓解性能的影响[7]。目前，与制动缸活塞行程相关的研究仍然少见。

本文运用基于气体流动理论和刚体动力学的列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统，计算了制动缸活塞行程长短的不同对 2 万 t 重载列车制动能力以及纵向力等动力学性能的影响，分别考察列车在小减压量(减压 50 kPa)、中减压量(减压 100 kPa)、常用全制动(减压 170 kPa)以及紧急制动时列车性能的差异，并对仿真的结果进行原因分析。

2. 列车纵向动力学仿真模型

列车由一系列机车及车辆组成，车辆(或机车)间由车钩和缓冲器连接。建立模型时将每个车辆(或机车)视为一个集中质量，车辆间由弹簧阻尼单元连接。其中任意一个车辆(或机车) i 的受力如图 1 所示。

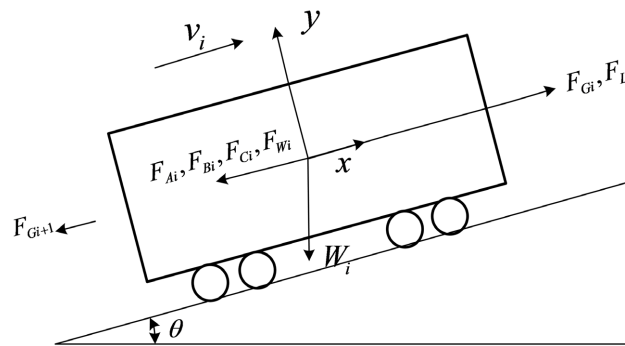


Figure 1. The force diagram of a single vehicle
图 1. 单个车辆受力图

考虑到列车空气制动力、运行阻力(包含隧道阻力)等是被动受力，仅在列车有速度或者有运动趋势时才起作用，这些力不会使机车车辆发生运动，仅是阻碍车辆运动，机车车辆运动方程如(1)~(3)所示。

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

$$F_{2i} = \begin{cases} -\frac{v_i}{|v_i|}(F_{Ai} + F_{Bi} + F_{Ci}) & v_i > 0 \\ -(F_{Ai} + F_{Bi} + F_{Ci}) & v_i = 0 \text{ and } F_{li} \geq (F_{Ai} + F_{Bi} + F_{Ci}) \\ -F_{li} & v_i = 0 \text{ and } F_{li} < (F_{Ai} + F_{Bi} + F_{Ci}) \\ 0 & v_i = 0 \text{ and } F_{li} = 0 \end{cases} \tag{2}$$

$$m_i \ddot{x}_i = F_{li} + F_{2i} \tag{3}$$

式中： x_i 代表第 i 辆车瞬时位置； v_i 代表第 i 辆车瞬时速度； W_i 代表第 i 辆车的重力； $m_i \ddot{x}_i$ 代表第 i 辆车的瞬时惯性力； F_{Gi} 、 F_{Gi+1} 代表第 i 辆车前、后钩的车钩力； F_{Ai} 代表第 i 辆车运行阻力； F_{Bi} 代表第 i 辆车空气制动力； F_{Li} 代表牵引力或动力制动力； F_{Wi} 代表第 i 辆车所受的坡道阻力； F_{Ci} 代表第 i 辆车所受的曲线阻力。通过对每时刻方程(1)~(3)形成的方程组进行求解便可得到整列车中每个机车车辆的物理状态[8]。

3. 列车空气制动系统仿真模型

列车空气制动系统包括列车空气管路系统、机车自动空气制动机模型和车辆分配阀模型。

列车空气管路系统将列车空气制动系统中管路、缸室离散成一系列管路、容器，根据控制阀等部件的工作原理，将其模型化为各管路与缸室间连接通路的控制机构。根据气体流动理论计算管路和缸室内气体流动状态，从而获得制动系统在制动缓解过程中气体的动态变化过程。管路内气体流动计算是空气制动系统仿真核心内容，计算原理如下。

列车管为细长管，考虑到气体在流动过程中可能存在与管壁的热交换，假定列车管路内压缩空气流动为一维、不等熵、有摩擦非稳定流动。非稳定流动可以通过单元体的质量守恒、动量守恒和能量守恒方程获得气体流动状态描述方程，其方程为偏微分方程组：

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} - a^2 u \frac{\partial \rho}{\partial x} - (k-1)\rho \left(q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} \right) = 0 \end{cases}$$

式中： ρ 、 u 、 p 、 a 、 k 、 D 、 F 、 q 、 x 、 t 分别为气体密度、流速、压强、音速、比热比、管路直径、管截面积、传热率、距离和时间。该偏微分方程组没有解析解，只能通过某种方法转换为常微分方程组在进行求解。本研究中将上述偏微分方程组在三个气体流动特征线方向转化为常微分方程组。除了管路内气体根据上述方程转换的常微分方程组求解外，还需要引入边界条件和控制阀模型[9][10]。

车辆120-1制动系统模型如图2所示，仿真系统中车辆120-1阀为6个腔室与6个管路组成的制动系统模型，腔室之间通过管路连接，腔室与管路之间接口状态是由阀内的移动部件的瞬时位置来确定的，120阀内的移动部件的瞬时位置是由压力空气瞬时压力、弹簧力以及摩擦力之间的关系所决定的[11]。

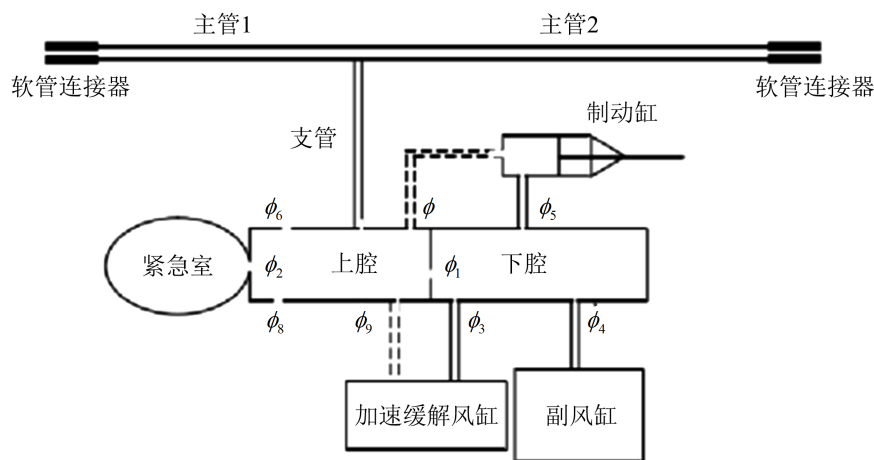


Figure 2. Model of vehicle braking system

图2. 车辆制动系统模型

4. 计算方案和仿真结果分析

所仿真的2万t重载列车编组为1HXD1+105辆C80车+1HXD1+105辆C80车+可控列尾，列

车制动初速 70 km/h, 平直线路上运行。列车分配阀为 120-1 阀, 制动缸规格为 305*254 mm, 根据 TB/T1492-2017 查知, 制动缸规格为 305*254 mm 且装有闸瓦间隙调整器的单式闸瓦货车, 重车位时制动缸活塞行程限度为 145~195 mm, 因此分别选取活塞行程 145 mm (工况 1)、160 mm (工况 2)、175 mm (工况 3)、190 mm (工况 4), 计算得出所对应的制动缸容积分别为 0.0106 m³、0.0117 m³、0.0128 m³、0.0139 m³ 并输入在仿真系统中进行计算, 整列车制动缸活塞行程均统一设置。

4.1. 常用制动减压 50 kPa

首先分析减压 50 kPa 时制动缸活塞行程的影响, 表 1 是四种工况下列车制动距离对比。四种工况下, 列车的制动距离分别为 1611.8 m、1824.3 m、2081.9 m、2390.1 m, 工况 2、工况 3、工况 4 的列车相较于工况 1 的列车, 制动距离分别增加 13.2%、29.2%、48.3%。从制动距离来看, 制动缸活塞行程的大小对列车的制动能力影响较大, 活塞行程 145 mm 和 190 mm 时制动距离相差最大约 48.3%, 说明制动缸活塞行程越大, 列车制动能力越弱, 制动距离也越长。

减压 50 kPa 时的制动缸压强曲线绘制在图 3 中。为了表达清晰, 仅选取工况 1 和工况 4 下首尾车及第 106 车(从控机车后首车)进行研究。从两种工况下制动缸曲线看, 首尾车及第 106 车开始充气时间(即制动缸压强从 0 开始上升时间)均相同, 说明制动缸活塞行程的改变对列车的制动波速没有影响。从制动缸平衡压强看, 两种工况下平衡压强差异较明显, 首车工况 1 下压强为 132.9 kPa, 工况 4 下为 90.8 kPa, 相差 42.1 kPa; 尾车工况 1 下压强为 126.9 kPa, 工况 4 下为 86.7 kPa, 相差 40.2 kPa; 第 106 车工况 1 下压强为 141.1 kPa, 工况 4 下为 98.1 kPa, 相差 43 kPa。可以看出制动缸活塞行程对制动缸的平衡压强影响较大, 活塞行程越大, 平衡压强越小, 其主要原因是制动缸活塞行程的大小改变了制动缸的容积, 而制动缸充风量只取决于列车管的减压量, 因此在相同的充风量下制动缸的容积越大, 平衡压强也就越小。因此从减压 50 kPa 制动特性差异得出: 制动缸活塞行程越大, 其平衡压强越小, 制动缸活塞行程不影响列车的制动波速。

因为制动缸活塞行程影响了制动缸的容积, 因此可能对制动缸的升压速度产生较大影响, 由图 3 可见, 不同车位工况 4 下的制动缸升压速度略慢于工况 1, 这是因为虽然工况 4 下制动缸容积增大导致升压速度减慢, 但是此时制动缸压强也较小, 副风缸与制动缸之间的压强差大于工况 1 下的对应值, 制动缸充气速度有所加快, 因此两工况下制动缸最终升压速度差异不大。图 3 中两种工况下首尾车及第 106 车制动缸压强均先上升到 40 kPa, 随后制动缸压强继续上升, 这是因为如果要使闸瓦压向车轮、产生实际制动效果, 制动缸内的空气压强必须增大到能够克服制动缸活塞背后的缓解弹簧的弹力以及基础制动装置各部分的摩擦阻力, 因此为克服缓解弹簧的背压, 将制动活塞杆推出, 制动缸空气压强必须不小于 35 kPa, 在仿真系统中此值设置为 40 kPa。待制动缸压强到达 40 kPa 后, 工况 4 相较于工况 1, 制动缸压强再次上升开始的时间有所延后, 其原因是由于工况 4 下制动缸活塞行程较长导致的。

Table 1. Comparison of braking capacity of train under four working conditions when decompression is 50 kPa

表 1. 减压 50 kPa 四种工况下列车制动能力对比

工况	制动缸活塞行程/mm	制动缸对应容积/m ³	速度降至 0 时走行距离/m
1	145	0.0106	1611.8
2	160	0.0117	1824.3
3	175	0.0128	2081.9
4	190	0.0139	2390.1

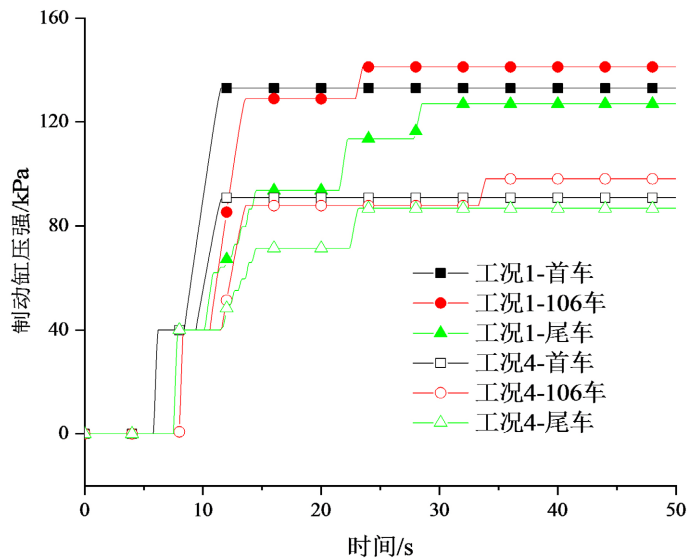


Figure 3. Brake cylinder pressure under working conditions 1 and 4 when the pressure is reduced by 50 kPa

图 3. 减压 50 kPa 工况 1 和工况 4 制动缸压强

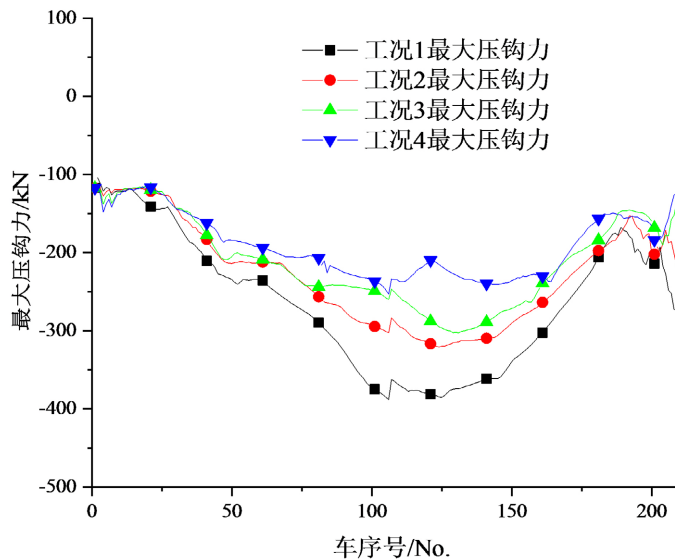


Figure 4. Maximum compression coupler force distribution under four working conditions when decompression is 50 kPa

图 4. 减压 50 kPa 四种工况下最大压钩力分布

列车制动时，列车制动波是主控机车从前向后进行传播，从控机车向列车前后两个方向进行传播，可控列尾从后向前进行传播，但由于 2 万 t 列车编组长，制动波传递导致列车各位置车辆制动存在不同步性，机车和可控列尾附近的车辆最先开始产生制动作用，制动缸升压较早，车辆降速较快，而远离机车和可控列尾的车辆较晚发生制动作用，制动缸升压较晚，车辆降速较慢，因此导致这部分车辆相较于先制动后的车辆产生前涌趋势，列车处于压缩状态，产生较大的压钩力。图 4 是减压 50 kPa 时四种工况下最大压钩力沿车长分布图，图中纵轴负值代表压钩力。从图中可以看出，工况 1 下列车最大压钩力为 388.1 kN，出现在第 106 车；工况 2 下列车最大压钩力为 320.9 kN，出现在第 124 车；工况 3 下列车最大

压钩力为 302.7 kN，出现在第 131 车；工况 4 下列车最大压钩力为 252.9 kN，出现在第 106 车。制动缸活塞行程较大的工况，列车产生的最大压钩力较小，相较于工况 1，工况 2、工况 3、工况 4 下列车的最大压钩力分别减小 17.3%、22%、34.8%。造成各工况下最大压钩力产生差异的原因是制动缸活塞行程的不同导致制动缸容积发生改变，影响了制动缸的最终压强。工况 1 下活塞行程较小，制动缸平衡压强较大，列车整体制动力较强，因此由于前部车辆先制动且制动力较强，导致后部车辆的前涌作用更加剧烈，所产生的压钩力也更大；对比之下工况 4 与之相反，前部车辆虽然较早制动但制动力较弱，因此后部车辆前涌趋势减弱，所产生的压钩力也较小。

4.2. 常用制动减压 100 kPa

当列车管减压由小减压量(50 kPa)增大到中减压量(100 kPa)制动时，四种工况下列车的制动距离列在表 2 中。从表 2 中可以看出，工况 2、工况 3、工况 4 下的列车相较于工况 1，制动距离分别增加 4.3%、8.9%、13.6%。从制动距离来看，其规律与减压 50 kPa 时相同，但相较于前者，制动缸活塞行程的大小对列车制动能力的影响减小。

图 5 是减压 100 kPa 时工况 1 和工况 4 下首尾车及第 106 车制动缸压强随时间变化图。可以看出其制动缸升压规律与减压 50 kPa 时基本相同，两工况下制动缸平衡压强相差较大。

Table 2. Comparison of braking capacity of train under four working conditions when decompression is 100 kPa
表 2. 减压 100 kPa 四种工况下列车制动能力对比

工况	制动缸活塞行程/mm	制动缸对应容积/m ³	速度降至 0 时走行距离/m
1	145	0.0106	1025.1
2	160	0.0117	1069.7
3	175	0.0128	1116.1
4	190	0.0139	1164.2

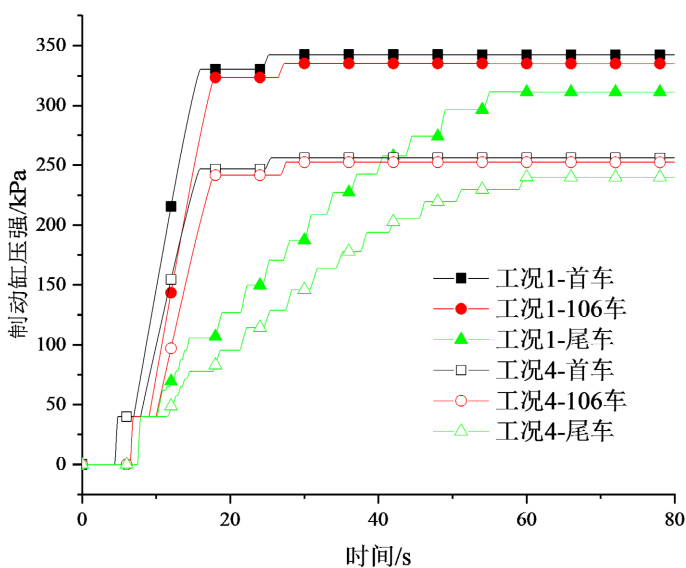


Figure 5. Brake cylinder pressure under working conditions 1 and 4 when the pressure is reduced by 100 kPa

图 5. 减压 100 kPa 工况 1 和工况 4 制动缸压强

图 6 是减压 100 kPa 时四种工况下最大压钩力沿车长分布图。从图中可以看出, 工况 1 下列车最大压钩力为 1428.3 kN, 出现在第 122 车; 工况 2 下列车最大压钩力为 1350.8 kN, 出现在第 123 车; 工况 3 下列车最大压钩力为 1274.3 kN, 出现在第 164 车; 工况 4 下列车最大压钩力为 1191.4 kN, 出现在第 133 车。相较于工况 1, 工况 2、工况 3、工况 4 下列车的最大压钩力分别减小 5.4%、10.8%、16.6%。与减压 50 kPa 时相比, 制动缸活塞行程对列车最大压钩力的影响减小。

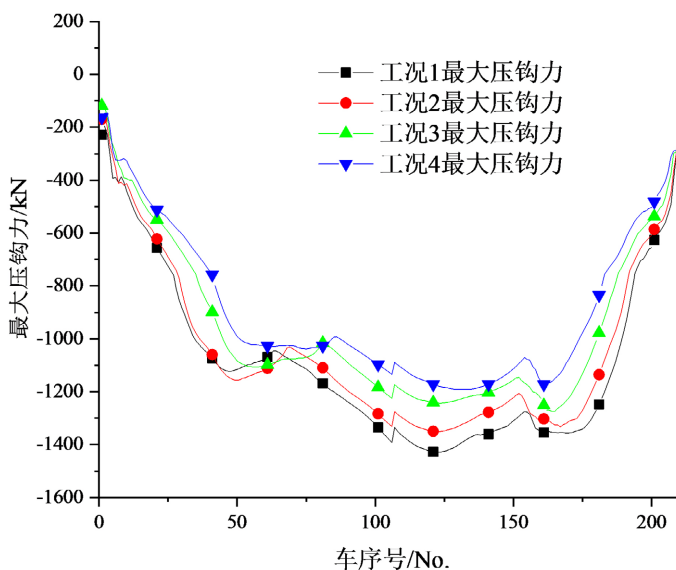


Figure 6. Maximum compression coupler force distribution under four working conditions when decompression is 100 kPa

图 6. 减压 100 kPa 四种工况下最大压钩力分布

4.3. 常用全制动(减压 170 kPa)

表 3 是常用全制动时四种工况下列车的制动距离对比。从表 3 中可以看出, 工况 1 下制动距离为 876.3 m, 工况 4 下制动距离为 948.1 m, 工况 4 相较于工况 1 制动距离仅增大 8.2%。

Table 3. Comparison of braking capacity of train under four working conditions is commonly used in full braking

表 3. 常用全制动四种工况下列车制动能力对比

工况	制动缸活塞行程/mm	制动缸对应容积/m ³	速度降至 0 时走行距离/m
1	145	0.0106	876.3
2	160	0.0117	900.8
3	175	0.0128	924.2
4	190	0.0139	948.1

图 7 是常用全制动时工况 1 和工况 4 下制动缸压强曲线。从图中可以看出, 首车及第 106 车工况 1 下压强均为 473.7 kPa, 工况 4 下均为 448.3 kPa, 相差 25.4 kPa; 尾车工况 1 下压强为 464.4 kPa, 工况 4 下为 440.5 kPa, 相差 23.9 kPa。此工况下制动缸活塞行程对制动缸平衡压强的影响不大。

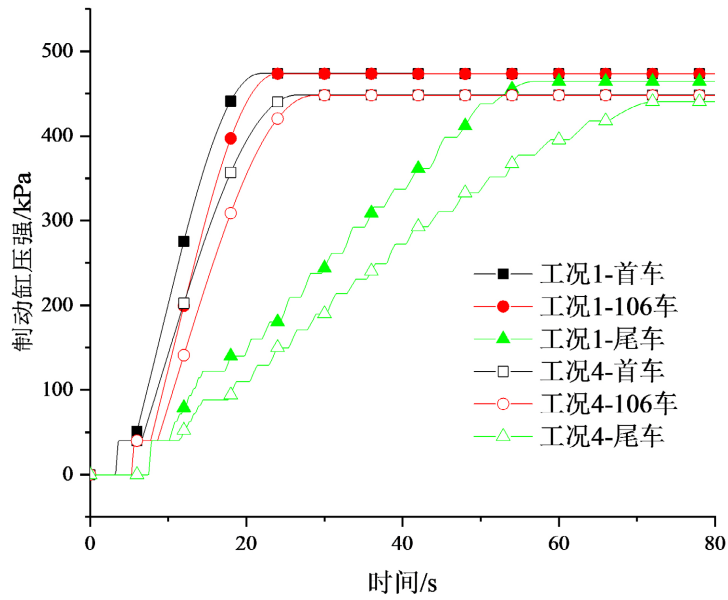


Figure 7. Brake cylinder pressure under working conditions 1 and 4 is commonly used in full braking

图 7. 常用全制动工况 1 和工况 4 制动缸压强

图 8 是常用全制动时四种工况下最大压钩力沿车长分布图。从图中可以看出，工况 1 下列车最大压钩力为 1802.8 kN，出现在第 128 车；工况 2 下列车最大压钩力为 1770.4 kN，出现在第 128 车；工况 3 下列车最大压钩力为 1737.2 kN，出现在第 131 车；工况 4 下列车最大压钩力为 1725.3 kN，出现在第 129 车。相较于工况 1，工况 2、工况 3、工况 4 下列车的最大压钩力分别减小 1.8%、3.6%、4.3%。此工况下制动缸活塞行程对列车最大压钩力的影响也不大。

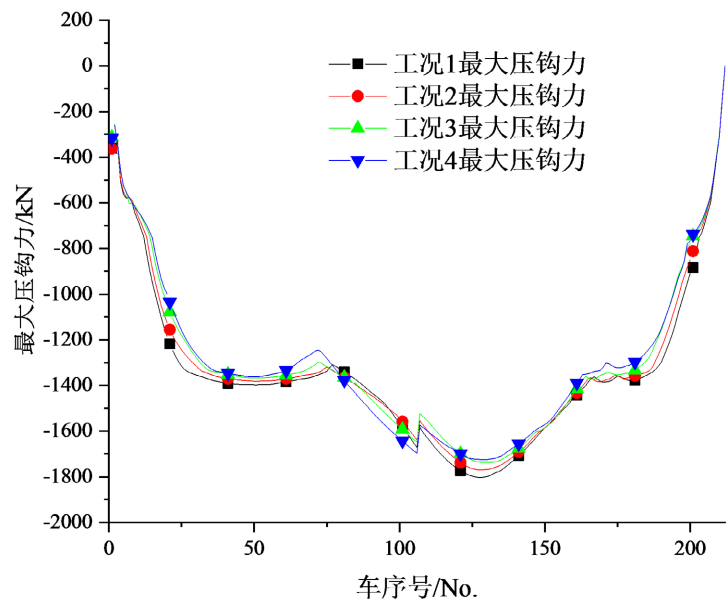


Figure 8. Maximum compression coupler force distribution under four working conditions is commonly used in full braking

图 8. 常用全制动四种工况下最大压钩力分布

4.4. 紧急制动

当紧急制动时,列车管压强快速减压到 0,此时制动缸的最终压强就是副风缸和制动缸到达平衡后的压强。紧急制动时四种工况下列车的制动距离列在表 4 中。从表 4 中可以看出,工况 1 下制动距离为 703.2 m,工况 4 下制动距离为 737.4 m,制动距离仅增大 4.9%。

图 9 是紧急制动时工况 1 和工况 4 下制动缸压强曲线。从制动缸升压曲线斜率来看,工况 1 下首尾车及第 106 车的制动缸压强上升速度均快于工况 4 下的对应值,且随着充气时间的延长,工况 4 下制动缸充气速度更慢。其原因是制动缸的容积发生改变,因此当副风缸向制动缸充气时,制动缸容积越大,其压强上升速度越慢。从制动缸充气时间来看,两种工况下各车辆制动缸压强达到平衡的时间有所差异,工况 4 下所需时间略长,这是因为受制动缸活塞行程影响,工况 4 下制动缸容积较大,同一充气时间下其压强小于工况 1 时的对应值,延长了副风缸和制动缸压强达到平衡所需要的时间。从制动缸平衡压强来看,紧急制动时由于列车管急剧减压,因此制动缸充气速度较快,首尾车及第 106 车制动缸压强基本相同,工况 1 下约为 473.3 kPa,工况 4 下约为 447.4 kPa,相差 25.9 kPa。说明紧急制动时,制动缸活塞行程对制动缸平衡压强的影响同样不大。

Table 4. Comparison of braking capacity of train under four working conditions during emergency braking

表 4. 紧急制动四种工况下列车制动能力对比

工况	制动缸活塞行程/mm	制动缸对应容积/m ³	速度降至 0 时走行距离/m
1	145	0.0106	703.2
2	160	0.0117	714.7
3	175	0.0128	726.1
4	190	0.0139	737.4

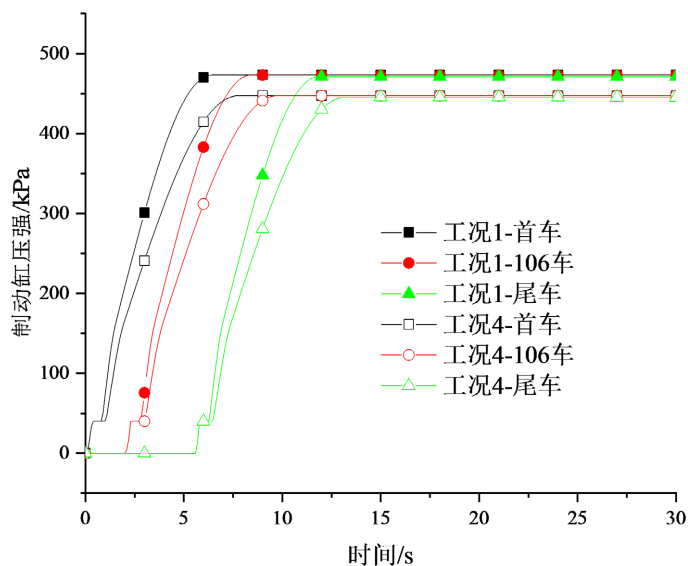


Figure 9. Brake cylinder pressure under working conditions 1 and 4 during emergency braking

图 9. 紧急制动工况 1 和工况 4 制动缸压强

图 10 是紧急制动时四种工况下最大压钩力沿车长分布图。从图中可以看出, 工况 1 下列车最大压钩力为 1976.5 kN, 出现在第 131 车; 工况 2 下列车最大压钩力为 1938.1 kN, 出现在第 132 车; 工况 3 下列车最大压钩力为 1896.9 kN, 出现在第 130 车; 工况 4 下列车最大压钩力为 1855 kN, 出现在第 144 车。相较于工况 1, 工况 2、工况 3、工况 4 下列车的最大压钩力分别减小 1.9%、4%、6.1%。其制动缸活塞行程对最大压钩力的影响幅度与常用全制动时基本相同。

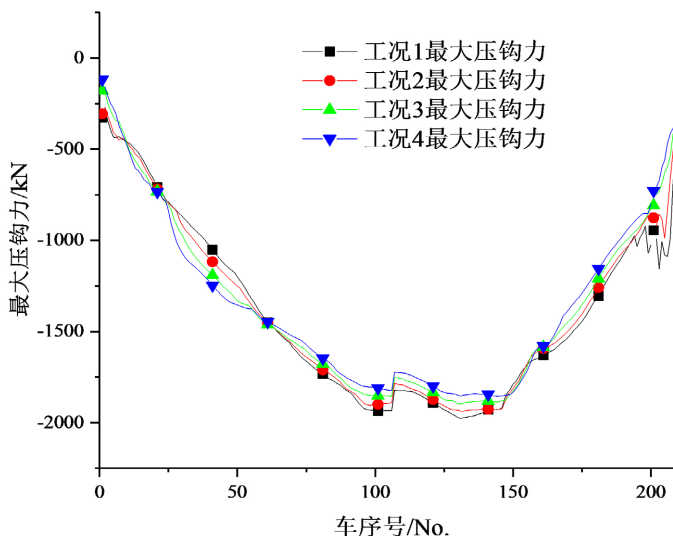


Figure 10. Maximum compression coupler force distribution under four working conditions during emergency braking

图 10. 紧急制动四种工况下最大压钩力分布

5. 结论

使用列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统, 分析了不同制动缸活塞行程下列车制动能力和纵向冲动水平的差异, 结论如下:

1) 在空气制动减压量相同的条件下, 制动缸活塞行程越大, 列车制动能力越弱。减压 50 kPa 制动时, 制动缸活塞行程为 160 mm、175 mm、190 mm 的列车相较行程为 145 mm 的列车制动距离分别增大 13.2%、29.2%、48.3%。

2) 随着空气制动减压量的增大, 制动缸活塞行程对列车制动能力的影响减小。减压 50 kPa 制动时, 列车制动距离最大相差 48.3%; 减压 100 kPa 制动时, 制动距离最大相差 13.6%; 常用全制动时, 制动距离最大相差 8.2%; 而紧急制动时, 制动距离最大相差仅 4.9%。

3) 在空气制动减压量相同的条件下, 制动缸活塞行程越大, 制动时列车所产生的最大压钩力越小。减压 50 kPa 制动时, 制动缸活塞行程为 160 mm、175 mm、190 mm 的列车相较行程为 145 mm 的列车最大压钩力分别减小 17.3%、22%、34.8%。

4) 随着空气制动减压量的增大, 制动缸活塞行程对列车最大压钩力的影响减小。减压 50 kPa 制动时, 列车最大压钩力最大相差 34.8%; 减压 100 kPa 制动时, 最大压钩力最大相差 16.6%; 而常用全制动与紧急制动时, 最大压钩力最大相差分别仅 4.3%、6.1%。

参考文献

- [1] Ansari, M., Esmailzadeh, E. and Younesian, D. (2009) Longitudinal Dynamics of Freight Trains. *International Journal*

-
- of Heavy Vehicle Systems, **16**, 102-131. <https://doi.org/10.1504/IJHVS.2009.023857>
- [2] Aboubakr, A.K, Volpi, M., Shabana, A.A., Cheli, F. and Melzi, S. (2016) Implementation of Electronically Controlled Pneumatic Brake Formulation in Longitudinal Train Dynamics Algorithms. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, **230**, 505-526. <https://doi.org/10.1177/1464419316628764>
- [3] Cole, C., Spiriyagin, M., Wu, Q. and Sun, Y.Q. (2017) Modelling, Simulation and Applications of Longitudinal Train Dynamics. *Vehicle System Dynamics*, **55**, 1498-1571. <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1330484>
- [4] Uyulan, C. and Arslan, E. (2020) Simulation and Time-Frequency Analysis of the Longitudinal Train Dynamics Coupled with a Nonlinear Friction Draft Gear. *Nonlinear Engineering*, **9**, 124-144. <https://doi.org/10.1515/nleng-2020-0003>
- [5] Nicola, B., Matteo, M. and Nicolò, Z. (2021) Development and Validation of a New Code for Longitudinal Train Dynamics Simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* **235**, 286-299. <https://doi.org/10.1177/0954409720923497>
- [6] 魏伟, 胡杨. 列尾装置对重载列车纵向力的影响[J]. 交通运输工程学报, 2012, 12(5): 43-49, 63.
- [7] 魏伟, 胡杨, 赵旭宝, 等. 列车管定压对列车制动性能影响仿真研究[J]. 铁道机车车辆, 2017, 37(2): 17-23.
- [8] 魏伟, 赵连刚. 两万吨列车纵向动力学性能预测[J]. 大连交通大学学报, 2009, 30(2): 39-43.
- [9] 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.
- [10] 魏伟. 列车空气制动系统仿真的有效性[J]. 中国铁道科学, 2006, 27(5): 104-109.
- [11] 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.