DOI: 10.3901/JME.2019.14.122

调车冲击工况下 MT-2 车辆缓冲器容量 需求数值模拟*

赵旭宝¹ 魏伟² 张军² 马永峰³

- (1. 大连交通大学软件学院 大连 116028;
2. 大连交通大学机车车辆工程学院 大连 116028;
3. 大连交通大学理学院 大连 116028)

摘要: 根据调车冲击车辆受力特点及缓冲器工作机理, 构建车辆冲击动力学模型和详细的摩擦式缓冲器模型, 开发重载列车冲击仿真系统, 分别研究了不同车辆编组连挂数量、不同车钩间隙、不同车辆总重、不同冲击速度及不同车体刚度对缓冲器容量需求的影响。结果表明: 调车冲击时, 冲击车与被冲击车碰撞冲击面处缓冲器容量需求最多, 且在 0 mm 车钩间隙下 3 车冲 3 车时该值达到最大值, 而后缓冲器容量需求不随车辆编组数量增加而增大; 车钩间隙对缓冲器容量需求影响较大, 随车钩间隙增大缓冲器容量需求呈非线性减小; 车辆总重和调车冲击速度是影响缓冲器容量需求的主要因素, 缓冲器容量需求分别与车辆总重和速度平方成正比; 车体刚度对缓冲器容量需求影响较明显, 在考虑车体刚度影响情况下, 缓冲器容量需求比未考虑车体刚度影响平均小 8.8%。表明缓冲器容量的确定应综合考虑各种因素的影响且至少满足 0 mm 间隙下 3 车冲 3 车的容量需求。为重载列车缓冲器容量的确定和新型缓冲器容量的设计提供理论依据。

关键词: 缓冲器; 纵向动力学; 缓冲器容量; 调车冲击; 重载列车

中图分类号: U270

Numerical Simulation on Required Capacity of MT-2 Vehicle Draft Gear under Shunting Impact Condition

ZHAO Xubao¹ WEI Wei² ZHANG Jun² MA Yongfeng³

- (1. Institute of Software Technology, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028;
2. College of Railway Vehicle Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028;
3. School of Science, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028)

Abstract: According to longitudinal load characteristics of vehicle and mechanism of dry frictional draft gear under shunting impact, the dynamic model of shunting impact, the dry frictional draft gear model was built and the impact simulation system of heavy haul trains was developed. The influences of the coupler slack, the numbers of grouped vehicles, the vehicle's weight, the impact speeds and the vehicle's structure stiffness on the required capacity of draft gear are studied. The simulation results show as follows: the most required capacity of draft gear is the draft gear between the impacting and impacted vehicle when the train is shunting. When both the impacting vehicles and impacted vehicles consist of three vehicles respectively, the draft gear reaches the maximum required capacity under the 0 mm coupler slack, and then it is not related to the number of vehicles as the vehicles increasing. The coupler slack has great effect on the required capacity of draft gear, and it decreases nonlinearly with the increase of the coupler slack. The vehicle's weight and the impact speeds of shunting are the main factors affecting the required capacity of draft gear, and it is respectively proportional to the total weight and the square of the impacting velocity of the vehicle. The influence of the vehicle structure stiffness on the required capacity of draft gear is obvious. Considering the influence of the vehicle structure stiffness, the required capacity is 8.8% smaller than when this is not considered. The results show that the influence of various factors should be taken into consideration in the determination of draft gear capacity, and at least meeting the required capacity of draft gear under 0 mm coupler

* 中国铁路总公司科技研究开发计划课题(2015J007-O)和铁道部科技研究开发计划课题(2012J012-F)资助项目。20180719 收到初稿, 20181226 收到修改稿

slack and the impacting vehicles and impacted vehicles consist of three vehicles respectively. This work provides theoretical basis for the determination of the draft gear capacity of heavy haul trains and the design of new draft gear capacity.

Key words: draft gear; longitudinal dynamics; draft gear capacity; shunting impact; heavy haul trains

0 前言

提高列车轴重、增加列车编组数量是重载运输发展方向。但随着轴重和编组数量的增加,车辆间受到的纵向冲击力也逐渐增大。同时编组站为提高列车编组效率也不断提高调车连挂冲击速度。这必然对缓冲器性能提出了更高的要求。缓冲器作为吸收和缓和车辆间纵向冲击动能的核心部件,如果其性能不好,尤其是容量不足,势必会造成车辆刚性冲击,导致车辆过早疲劳或结构损坏,特别是调车冲击作业中更为显著^[1-2]。发展重载运输,必须有与之配套的大容量缓冲器。但缓冲器容量究竟多大为宜,影响其容量大小的因素有哪些,这一直是工程中亟待解决的问题之一。调车冲击工况作为车辆缓冲器容量需求最大的工况,较好地反映了缓冲器的容量特性。因此,深入研究调车冲击工况下缓冲器容量特性,对铁路运输快速化和重载化的发展尤为重要。

针对纵向冲击下的缓冲器特性,国内外学者做了大量的研究。李明^[3]根据货车冲击的实测数据,分析了货车纵向冲击与缓冲器特性的关系;孙翔^[4]运用动力学理论和方法分析了列车纵向冲动的产生和特点,论证了车钩、缓冲器和制动装置与列车纵向冲动之间的关系;黄运华等^[5]通过附加阻尼的方法构建摩擦式缓冲器模型,详细地研究了缓冲器的阻抗特性和列车纵向冲击机理;马卫华等^[6]研究了摩擦胶泥型和弹性胶泥型缓冲器静态与动态阻抗特性对万吨重载列车动力学性能的影响;杨俊杰等^[7]分析比较了机车分别装用 DFC-E100 缓冲器、MT-2 缓冲器和 QKX100 型弹性胶泥缓冲器对 2 万 t 重载组合列车纵向动力学性能的影响;孙树磊等^[8]通过建立了货车缓冲器动力学修正模型,分析了不同车体刚度及不同缓冲器阻抗特性对车辆纵向冲击特性的影响;常崇义等^[9-10]利用描述车辆悬挂系统悬挂力的数学方程表达了 MT-2 型钢摩擦缓冲器和 HM-1 复合型缓冲器模型,分析了重载列车的纵向动力学特性;张锁怀等^[11]在考虑缓冲器非线性刚度和阻尼情况下,建立编组列车连挂冲击非线性模型,分析了不同编组形式下地铁列车连挂冲击特性;WU 等^[12-13]通过构建弹性摩擦式、胶泥式和摩擦胶泥式三种类型缓冲器,分析比较了三种缓冲器的纵向冲击特性

和频率响应特性;COLE 等^[14-15]指出缓冲器的动态行为不仅影响列车纵向动力学,也影响车辆疲劳,且在缓冲器小压缩量范围内列车运行中的摩擦缓冲器刚度要远远高于落锤试验所测得的刚度;BIRKIN 等^[16]在现场测试时发现缓冲器特性对重载列车的低频纵向振动有明显的影;PRABHAKARAN 等^[17]在铁路罐车冲击试验中,通过将新、旧及不同类型缓冲器进行组合,分析不同工况下车辆连挂的车钩力和罐体结构应力。

但上述研究主要集中在车辆纵向冲击下缓冲器阻抗特性的动态变化,对缓冲器容量特性关注较少。车辆纵向冲击中,缓冲器容量不足,使缓冲器在刚性段工作,是引发车钩力急剧增大和车辆结构破坏的主要原因。因此,本文通过建立车辆调车连挂冲击的数学模型和详细的摩擦式缓冲器模型,开发了重载列车冲击仿真系统,从缓冲器能量吸收与消耗角度,分析了车辆不同编组连挂数量、不同车钩间隙、不同车总重、不同冲击速度及不同车体刚度对纵向冲击下缓冲器容量需求的影响及其变化规律,为重载列车调车冲击下缓冲器容量的确定和新型缓冲器容量的设计提供理论依据。

1 车辆冲击模型

1.1 调车冲击动力学模型

车辆调车冲击时,一组运动车在坡道上以一定速度冲向静止在平直轨道上的车辆。在运动车与静止车相互接触时,缓冲器开始压缩。运动车与静止车相互接触时的车辆冲击模型可简化为图 1 所示质量-弹性阻尼系统。在图 1 中将运动车与静止车相互接触的车钩处定义为冲击面 1。为了统一表示,将与冲击面 1 相邻的运动车辆和静止车辆车钩处分别定义为冲击面 2 与 2s,以此类推。

图 1 车辆冲击简化模型

车辆冲击过程中,车辆之间除了存在相互作用

的冲击力,还承受着轮轨之间的摩擦力。在仅考虑纵向力的情况下,将每节车视为单自由度刚体,各刚体间通过缓冲器动力学模型连接。整个列车视为多刚体串联的非线性弹性阻尼系统。通过构建该系统的动力学方程,进一步求解出车钩力、位移、速度及加速度等运行特性值。调车冲击过程中车辆的动力学方程如式(1)所示。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -F_{c1} - F_{a1} \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_{c1} - F_{c2} - F_{a2} \\ \vdots \\ m_{n-1} \ddot{x}_{n-1} = F_{cn-2} - F_{cn-1} - F_{an-1} \\ m_n \ddot{x}_n = F_{cn-1} - F_{an} \end{cases} \quad (1)$$

式中, $i \in (1, 2, \dots, n)$ n 为运动车与静止车辆总数; $m_1, m_2, \dots, m_n$ 为每辆车的质量; $x_1, x_2, \dots, x_n$ 为每辆车的绝对位移; $m_i \ddot{x}_i, F_{ci}, F_{ai}$ 分别为第 i 辆车的瞬时惯性力、车钩力、运行阻力。车钩力由缓冲器动力学模型计算求得。运动阻力根据“列车牵引计算规程”中的规定计算^[18]。计算公式为式(2)、(3)。

空车滚动轴承车辆单位基本阻力计算公式

$$\begin{cases} F_{ai} = 3.5 & v_i \leq v_k \\ F_{ai} = 2.23 + 0.0053v_i + 0.000675v_i^2 & v_i > v_k \end{cases} \quad (2)$$

重车滚动轴承车辆单位基本阻力计算公式。

$$\begin{cases} F_{ai} = 3.5 & v_i \leq v_k \\ F_{ai} = 0.92 + 0.0048v_i + 0.000125v_i^2 & v_i > v_k \end{cases} \quad (3)$$

式中, v_i 为第 i 辆车的运行速度,单位: km/h; v_k 为区分起动阻力与运行阻力设定的速度阈值。

仿真系统中采用数值计算法求解微分方程组。 Δt 为动力学仿真计算时间步长。在每个时间步内,分别计算求出每辆车的车钩力、运动阻力、加速度、速度和绝对位移等值。第 i 车计算过程简化如下。

$$\ddot{x}_{i,t+\Delta t} = (F_{ci-1,t+\Delta t} - F_{ci,t+\Delta t} - F_{ai,t+\Delta t}) / m_i \quad (4)$$

$$dv_{i,t+\Delta t} = \ddot{x}_{i,t+\Delta t} \Delta t \quad (5)$$

$$v_{i,t+\Delta t} = v_{i,t} + dv_{i,t+\Delta t} \quad (6)$$

$$x_{i,t+\Delta t} = x_{i,t} + (v_{i,t+\Delta t} + v_{i,t}) \Delta t / 2 \quad (7)$$

式中, $x_{i,t+\Delta t}$ 与 $v_{i,t+\Delta t}$ 为第 i 车在 $t + \Delta t$ 时刻的绝对位移和运行速度;

然后根据求得的每车绝对位移,计算出相邻两车间的相对位移,再根据车钩间隙状态,求出一对缓冲器的压缩量。实际中车钩初始可能处于拉伸、压缩状态或处于任意状态。本文假定车钩初始处于中间状态,缓冲器压缩量计算公式如(8)所示。

压缩/拉伸情况下

$$\Delta x_{i,t+\Delta t} = (x_{i,t+\Delta t} - x_{i+1,t+\Delta t} \pm d_r / 2) / 2 \quad (8)$$

式中, $i \in (1, 2, \dots, n)$ 为车辆序号; $\Delta x_{i,t+\Delta t}$ 为第 i 车前缓冲器在 $t + \Delta t$ 时刻的压缩量; d_r 为车钩间隙。

在加载过程中,缓冲器吸收与消耗能量之和的最大值定义为 ΔA 。该值在数值上等价于缓冲器所受阻力在其行程上做的功,计算公式如(9)所示。本文把 ΔA 简称为缓冲器做功值,其在特性曲线上表现为加载曲线与 x 轴所围的面积。当缓冲器压缩达到最大行程时,该值为缓冲器容量。因此,根据该值的变化可进一步分析缓冲器容量的需求

$$\Delta A_i = \left| \int_0^{x_{mi}} F_{ci,t+\Delta t} d\Delta x_{i,t+\Delta t} \right| \quad (9)$$

式中, ΔA_i 为第 i 车前缓冲器做功值; $F_{ci,t+\Delta t}$ 为第 i 车在 $t + \Delta t$ 时刻的车钩力; x_{mi} 为第 i 车缓冲器此次加载达到的最大压缩量;

1.2 缓冲器动力学模型

在车辆调车冲击中,缓冲器作为车辆连接的重要部件,能吸收和消耗车辆间的冲击动能,降低列车纵向力,保护车辆结构。缓冲器动力学模型正确与否将直接影响仿真计算结果。本文以大秦线重载货车常用的 MT-2 缓冲器为例,构建缓冲器模型。MT-2 缓冲器是一种钢弹簧干摩擦缓冲器。由于缓冲器内部存在摩擦机构,使得该类缓冲器表现了非常复杂的动态特性。图 2 给出了在某车辆厂冲击试验线上进行的各种速度下单车撞单车试验结果。由图 2 可知,缓冲器特性曲线表现了如下特性:预压力、加载曲线、卸载曲线、加载末端的尖峰效应、加载到卸载的过渡以及卸载开始部分的“锁定卸载”现象。因此,缓冲器模型应充分体现这些特性。

图2 冲击试验下缓冲器阻抗特性曲线

由图 2 可以看出,在不同冲击速度下,由于缓冲器内部经历了复杂的摩擦碰撞过程,缓冲器加载和卸载曲线均表现为一条极不规则曲线,但其变化趋势基本相同。因此,模型中采用分段线性函数加以描述。即在缓冲器行程内将加载曲线离散化为 n

段, 每段用一个线性函数描述。\$n\$ 值越大, 模型越接近冲击试验曲线。加载过程缓冲器阻抗力 \$F_u\$ 的计算公式为

$$F_u = F_0 + \sum_{j=1}^{i-1} k_j (s_{j+1} - s_j) + k_i (\Delta x - s_i) \quad (10)$$

$$s_i < \Delta x \leq s_{i+1} \text{ 且 } \Delta \dot{x} > v_e$$

式中, \$\Delta x\$ 为单缓冲器真实压缩量; \$s_i\$ 为缓冲器加载曲线上的分段点横坐标 \$i \in (1, 2, \dots, n+1)\$; \$k_1, 2, \dots, k_i\$ 为各分段的线性刚度; \$F_0\$ 为缓冲器预压力。

由于预压力的存在, 加载曲线开始部分阻抗力出现了跳跃, 仿真计算常常发生车钩力的振荡, 甚至出现无法计算的现象。因此, 本文通过构造一条过渡曲线来替代缓冲器预压力。即在压缩量较小范围内, 使阻抗力沿这条曲线逐渐增大到预压力, 保持加载曲线的连续性。为使该曲线能更好的模拟初压力特性, 曲线应设计为一条关于压缩量变化的上凸曲线。考虑到指数函数具有与自变量呈非线性变化的特点, 因此在不考虑车钩间隙情况下, 根据过渡曲线变化规律, 将过渡曲线构造为关于压缩量的指数函数。过渡函数为式(11)

$$F_0 = \omega(1 - \exp(-\tau \Delta x)) \quad (11)$$

$$\Delta x * \Delta \dot{x} > 0 \quad 0 < \Delta x \leq x_0$$

式中, \$\omega\$ 为控制预压力大小的系数; \$\tau\$ 为控制阻抗力变化快慢的系数; \$x_0\$ 为过渡曲线使用范围; \$\Delta \dot{x}\$ 为缓冲器压缩速度。

加载曲线的末端, 阻抗力表现出急剧增大的尖峰效应。这是由与速度相关的摩擦引发的效应。当缓冲器压缩速度很小时, 缓冲器内部摩擦机构进入动摩擦到静摩擦的转换状态, 使缓冲器阻抗力迅速增大, 特性曲线刚度也越来越大。当加载结束后, 缓冲器摩擦机构处于静止锁定状态。为模拟这种尖峰效应, 本文引入与速度相关的指数型补偿函数。当缓冲器压缩速度进入某个较小范围时, 使用补偿函数产生附加阻抗力 \$F_e\$, 且速度越小, 附加阻抗力值应越大。此时缓冲器的阻抗力为加载曲线上的阻抗力和附加阻抗力之和。采用指数型补偿函数的原因是该类型函数能很好的模拟出干摩擦缓冲器的这种与速度相关的摩擦效应。同时, 这种方法也是目前普遍使用的方法^[9-10]。补偿函数为

$$F_e = \frac{\lambda \exp(-\Delta \dot{x} / v_e)}{1 + \exp(-\Delta \dot{x} / v_e)} \quad (12)$$

$$\Delta x * \Delta \dot{x} > 0 \quad \Delta \dot{x} < v_e$$

式中, \$\lambda\$ 为补偿系数, 用来控制阻抗力的大小; \$\Delta x\$ 为缓冲器压缩量; \$\Delta \dot{x}\$ 为缓冲器压缩速度; \$v_e\$ 为临界

速度, 作为控制缓冲器进入动静转换的阈值。通过调整临界速度可以改变阻抗特性曲线尾端陡坡的大小。本文取 \$v_e = 0.5\$ m/s。

加载结束后, 由于摩擦力方向的变化, 加载开始转向卸载。加载曲线与卸载曲线的不连续性, 表明了缓冲器具有典型的非线性迟滞特性。当缓冲器卸载开始时, 由于摩擦机构还处于静止锁定状态, 且相邻车辆的相对速度较低, 导致缓冲器摩擦机构不能立即解锁运动, 使得缓冲器直接卸载掉所有的力, 造成了车钩力明显小于卸载其他阶段的车钩力, 称为“锁定卸载”。这种现象已被文献[15]所证实。由于卸载速度快, 也造成了位移出现了明显的滞后, 使得特性曲线沿垂直 \$x\$ 轴线直接回落。对于这种加载到卸载转换过程中的位移滞后以及“锁定卸载”现象, 模型中采用位移补偿及附加迟滞阻抗力的方式处理。其过渡部分阻抗力 \$F_g\$ 的计算式为

$$F_g = F_m + k'(\Delta x_t - \Delta x_m) + F'_g \quad (13)$$

$$\Delta x * \Delta \dot{x} < 0 \quad F_g > F_d$$

$$F'_g = \mu(\Delta x_t - \Delta x_{t-\Delta t}) \quad (14)$$

式中, \$F'_g\$ 为位移补偿时产生的附加迟滞阻抗力; \$\mu\$ 为补偿系数; \$\Delta x_t\$ 为当前时刻缓冲器压缩量; \$k'\$ 为常数, 表示该过渡段刚度, 一般 \$k'\$ 为接近车体的刚度。\$F_m\$ 为此次加载的最大车钩力; \$\Delta x_m\$ 为此次加载达到最大车钩力时的压缩量; \$F_d\$ 为卸载阻抗力, 该值由式(15)计算求得; 仿真计算时通过改变参数 \$k'\$ 和 \$\mu\$ 值, 可以控制加载到卸载转换过程的快慢。

加载向卸载过渡结束后, 缓冲器开始进入卸载过程。卸载过程相对简单, 直接将其拟合为线性函数关系。卸载过程缓冲器阻抗力的计算公式为

$$F_d = k_{dw} \Delta x \quad \Delta x * \Delta \dot{x} < 0 \quad (15)$$

式中, \$F_d\$ 为卸载阻抗力; \$k_{dw}\$ 为卸载过程刚度; 其余变量含义同上。

综上所述, 缓冲器阻抗力计算公式为

$$F = \begin{cases} F_u & \Delta x * \Delta \dot{x} > 0 & \Delta \dot{x} \geq v_e \\ F_u + F_e & \Delta x * \Delta \dot{x} > 0 & \Delta \dot{x} < v_e \\ F_g & \Delta x * \Delta \dot{x} < 0 & F_g > F_d \\ F_d & \Delta x * \Delta \dot{x} < 0 & F_g \leq F_d \end{cases} \quad (16)$$

在仿真系统中, 车辆间使用两个缓冲器模型串联连接。由于缓冲器始终处于压缩状态, 而车钩力会表现为拉力或压力。因此车钩力和缓冲器阻抗力之间转换公式如下

$$F_c = \begin{cases} |F| & \Delta x \geq 0 \\ -|F| & \Delta x < 0 \end{cases} \quad (17)$$

式中, F_c 为车钩力; F 是缓冲器阻抗力; Δx 为缓冲器压缩量。

2 模型验证

根据建立的车辆冲击动力学模型, 开发了重载列车冲击仿真系统, 并验证其正确性。系统设定与冲击试验相同的试验条件, 车总重均为 100 t, 且均装用 MT-2 型缓冲器, 被冲击车处于平直线路且处于非制动状态。仿真结果如图 3 所示。

图 3 仿真计算输出缓冲器阻抗特性曲线

图 3 为不同冲击速度下单车撞击单车仿真输出缓冲器阻抗特性曲线。由图 3 可以看出该缓冲器模型较好的反映缓冲器预压力、尖峰效应、锁定卸载等现象, 且在加载向卸载转换过程中车钩力沿着某一过渡曲线进行回落, 保证了缓冲器阻抗特性曲线的连续性。同时, 由于缓冲器模型在过渡过程采用了位移补偿及附加迟滞阻抗力, 使该模型能有效地模拟了多车冲击多车时其过渡过程由往复震荡引发的能量消耗现象, 更接近缓冲器的实际工作状态。图 4 给出了 4 车冲 4 车冲击面 1 处单个缓冲器阻抗特性曲线。由图 4 可以看出缓冲器在过渡过程出现

图 4 4 车冲 4 车冲击面 1 处单个缓冲器阻抗特性曲线

了明显的往复震荡及能量消耗现象。说明本缓冲器模型能有效地反映缓冲器的工作特性。

图 5 给出了不同冲击速度下, 单车撞击单车在仿真和冲击试验条件下单个缓冲器做功值和车钩力最大值的对比。通过对比可知, 仿真结果与冲击试验结果吻合较好, 具有较好的一致性。

图 5 仿真与冲击试验结果对比

3 缓冲器容量需求影响因素分析

以运煤专用货车 C80 为例, 车总质为 100 t, 且均装用 MT-2 型缓冲器, 车钩间隙均为 0 mm。进行冲击试验时, 被冲击车处于平直线路且处于非制动状态。

3.1 连挂车辆数目对缓冲器容量需求的影响

在实际调车冲击作业中, 经常会出现 1 车冲 1 车, 1 车冲多车, 多车冲多车的情况。不同连挂形式冲击对缓冲器容量需求不尽相同。针对不同连挂车辆数冲击的仿真计算结果如图 6~9 所示。图 6 给出了冲击速度为 8 km/h, 6 车冲击 6 车时各冲击面处单个缓冲器做功值的分布。图 6 可知, 在冲击车与被冲击车相互接触的冲击面 1 处缓冲器做功值最大, 离冲击面 1 越远缓冲器做功值越小, 且均与

图 6 各冲击面单个缓冲器做功值分布图

冲击面1呈对称分布。表明在调车冲击中,冲击面1处缓冲器容量的需求最大。

图7给出了冲击速度为8 km/h,不同连挂车辆数目下冲击面1处单个缓冲器做功值仿真结果。由图7可以看出,在不同连挂车辆数冲击形式下,单个缓冲器做功值以1车冲1车时最小为61.7 kJ,且随着冲击车与被冲击车数的增加,其值会略有增大。但在冲击车或被冲击车数均不小于3时,缓冲器做功值保持不变。该值为75.5 kJ比1车冲1车增长了22.3%。由此表明在多车冲多车时,当冲击车与被冲击车增大一定数量后,缓冲器容量需求保持不变,而后不再随着冲击车与被冲击车数的增多而增大。如在当前条件下,3车冲3车时,缓冲器容量需求达到最大值。其原因是在多车冲多车时,由于车辆间的惯性作用,冲击面1会受到相邻车辆的影响,使得更多相邻车辆参与冲击,合力的作用导致了冲击面1处车钩力不断增大,产生了比1车冲1车更大的车钩力。尤其在0 mm车钩间隙下,这种现象更为明显,如图9所示。同时,由于缓冲器的吸能和车钩间隙的作用,使得离冲击面1较远车辆对其影响较小,甚至无影响。最终冲击面1处的车钩力在相邻车辆影响下3车冲3车达到了最大值,缓冲器做功值也达到了最大。

图7 连挂车辆数对冲击面1单个缓冲器做功值的影响

图8给出了6车冲击6车各冲击面处车钩力时域曲线图。图8也说明了冲击面1受到了相邻车辆的影响。冲击面1车钩力在0.12 s达到最大值,而此前冲击面2、3与2 s、3 s的车钩力均已经开始迅速增大,说明其已经对冲击面1产生力的作用,合力的作用导致了冲击面1产生了更大的车钩力。但此时其他冲击面车钩力均很小,表明离冲击面1较远车辆对其影响较小。冲击面1处车钩力在0.26 s出现了第二次波峰也表明了其车钩力是多力叠加作用的结果。同时,车钩力在衰减过程中多个峰值的

出现也意味着车辆间发生了反复的冲击与震荡。

图8 6车冲6车各冲击面车钩力时域曲线图

图9进一步给出了冲击速度8 km/h,不同连挂车辆数形式下冲击面1处单个缓冲器做功值随车钩间隙变化仿真结果。由图9可知,1车冲1车时,车钩间隙对缓冲器做功值无影响。在其他连挂车辆数形式下,0 mm车钩间隙下缓冲器做功值最大(3车冲3车时达到最大),且缓冲器做功值随车钩间隙的增大呈非线性减小。由此表明,在研究缓冲器容量需求时,应重点考察0 mm车钩间隙下缓冲器容量的需求。

图9 车钩间隙对缓冲器做功值的影响

3.2 车辆总重对缓冲器容量需求的影响

我国铁路重载货车的发展,大致经历了从轴质量21 t(车总质量84 t)、25 t(车总质量92 t)、25 t(车总质量100 t)到27 t(车总质量108 t)、30 t(车总质量120 t)逐步发展的过程。因此,随着车辆轴重的增加,在调车冲击过程中缓冲器容量的需求也逐步增大。图10给出了总重不同的车辆,在不同连挂车辆数冲击形式下,冲击速度8 km/h,冲击面1处单个缓冲器做功值仿真计算结果。

图10可知,在车总重一定时,缓冲器做功值以1车冲1车时最小,3车冲3车时最大,而后随着冲击车与被冲击车数量继续增加,缓冲器做功值不再

图10 总重不同车辆对缓冲器做功值的影响

变化。但在相同的连挂车辆数形式下,缓冲器做功值随车总重的增加不断增大。式(18)给出了3车冲3车条件下,缓冲器做功值随车总重变化的拟合函数。

$$\Delta A_3 = \alpha m + b \quad (18)$$

式中, ΔA_3 为冲击面1处单个缓冲器做功值; m 为车辆总质量 $m \geq 84$, 单位 t; $\alpha = 0.7$, $b = 5.2$;

由式(18)可知,缓冲器做功值与车总重成正比,车总重是影响缓冲器容量需求的主要因素之一。图11给出了冲击速度为8 km/h空重车混合模式的冲击计算结果。

图11 空重车连挂形式对缓冲器做功值的影响

由图11可知,在各种混合模式下,重车冲击重车时缓冲器做功值大于重车冲击空车模式。说明在确定缓冲器容量需求时应以重车冲击重车模式为准。由上述分析可知,随着大轴重车的投入使用,需要设计相应更大容量的缓冲器,缓冲器容量随车总重成正比增长。

3.3 冲击速度对缓冲器容量需求的影响

目前,我国车辆调车连挂冲击速度一般限制在5 km/h以内。随着重载货车快速化的发展,为了提

高列车编组效率,连挂速度可能进一步提高到8 km/h或9 km/h。图12为不同冲击速度下冲击面1处单个缓冲器做功值的仿真计算结果。

图12 冲击速度对缓冲器做功值的影响

图12表明在当前的试验条件下,无论何种速度冲击,缓冲器做功值均是在3车冲3车时达到最大值。另外,在相同的连挂车辆数形式下,缓冲器做功值随冲击速度的增大呈非线性增大,且在冲击速度较低时,缓冲器做功值随速度增长较慢,在高速冲击时,缓冲器做功值随速度增长较快。为了得到缓冲器做功值与冲击速度的关系,对不同速度下3车冲3车冲击面1处单个缓冲器做功值的仿真结果进行函数拟合,得到拟合函数式(19)

$$\Delta A_3 = \beta (v / 3.6)^2 \quad (19)$$

式中, ΔA_3 为冲击面1处单个缓冲器做功值; v 为冲击速度,单位: km/h; $\beta = 15.1925$ 。

不同速度下3车冲3车冲击面1处单个缓冲器做功值仿真结果与拟合函数值对比,如图13所示。

图13 缓冲器做功值仿真结果与拟合函数对比

由图13可知拟合函数值与原始数据吻合度较高。式(19)表明调车冲击中缓冲器做功值与冲击速度的平方成正比。因此,冲击速度是影响缓冲器容量的另一个主要因素,提高调车连挂冲击速度必须

提高缓冲器的容量。

3.4 车体刚度对缓冲器容量需求的影响

在车辆的调车冲击中,除了缓冲器外,车体、轨道、货物都会吸收一部分能量,其中以车体做功吸能最多。本文以我国运煤专线上常用敞车为例,进行调车冲击计算,分析具有不同刚度的车体做功吸能对缓冲器容量需求的影响。仿真系统中将车体在纵向上进行等分划分,各部分间视为弹簧串联,求取车体的等效刚度,并将车体等效刚度和缓冲器模型进行串联构成冲击面上的等效吸能模型。利用这种模型计算了3车冲3车且冲击速度为8 km/h,假定车体刚度在100~800 MN/m范围内的车体和缓冲器做功值,计算结果如图14所示。由图14可知,随着车体刚度的增大车体做功吸能逐渐减少,而缓冲器做功值逐渐增大。尤其是车体刚度小于400 MN/m时,车体做功吸能更为显著。这是因为较小的车体刚度值更接近缓冲器在加载过程的工作刚度,其参与吸收纵向冲击动能相对较多;而车体刚度较大时,情况正好相反。

图14 缓冲器做功值与车体做功值结果对比

图15给出了3车冲3车时,不同车体刚度与缓冲器加载曲线平均刚度比(δ)下,车体做功吸能占冲击面1处做功总量的百分比。其中 δ 按式(20)、(21)计算。

$$\bar{k} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_i \quad (20)$$

$$\delta = k_c / \bar{k} \quad (21)$$

式中, $\bar{k}$ 为缓冲器加载曲线的平均刚度值; k_i 为缓冲器加载曲线上第*i*段的线性刚度值; k_c 为车体结构刚度值;

由图15可知,随 δ 值的增大,车体做功吸能占冲击面1做功总能量的百分比逐渐减小。当 δ 较大时,车体做功值可视为零。在当前的试验条件下,车体做功吸能占冲击面1做功总能量百分比的平均

值为8.8%。表明对于车体刚度较低的车辆,在调车冲击时车体做功吸能对缓冲器容量需求的影响是不可忽略的。在考虑车体刚度影响情况下,缓冲器容量的需求通常比未考虑车体刚度影响平均小8.8%。

图15 不同车体刚度下车体做功值占百分比

4 缓冲器容量需求的确定

根据第3.1节的分析可知,在调车冲击时,首先要保证冲击面1处缓冲器在0 mm车钩间隙且3车冲3车时的容量需求。又由第3.2、3.3节描述可知,缓冲器容量的需求与车总重和速度平方均成正比。图16给出了0 mm间隙3车冲3车时缓冲器做功值随车总重、冲击速度的三维变化图。

图16 车总重和速度对缓冲器做功值的影响

根据图16给出的缓冲器做功值与各参变量之间的关系,同时考虑车体做功吸能对缓冲器容量需求的影响(参考第3.4节),多车冲击时冲击面1处单个缓冲器容量需求计算公式可表示为式(22)

$$E = (1 - \varphi)rm(v/3.6)^2 \quad (22)$$

式中, E 缓冲器容量需求值,单位 kJ; φ 为考虑车体刚度影响的缓冲器容量需求修正系数, φ 值为车体做功值与冲击面1处做功总量比。当车体刚度与

缓冲器加载曲线平均刚度比 δ 较大时, φ 值为零。取值范围参看图15所示; r 为与车总质量相关的缓冲器容量需求修正系数,取值范围如图17所示; m 为冲击面1处冲击车质量,单位t; v 为冲击速度 $v \in (3, 4, \dots, 9)$,单位:km/h。

图17 修正系数 r 随车总重变化曲线

5 结论

本文通过构建车辆冲击和干摩擦缓冲器动力学模型,开发了仿真系统,分析了车辆冲击工况下影响缓冲器容量需求的相关因素,得出如下结论:

(1) 在车辆调车冲击过程中,缓冲器容量的需求与编组连挂车辆数目、车钩间隙、车辆总重、冲击速度等因素有关。因此,在确定缓冲器容量时要综合考虑各种因素的影响。

(2) 在多车冲多车情况下,冲击车与被冲击车接触的冲击面1处缓冲器做功最多,且在0 mm车钩间隙下3车冲3车时达到最大值,而后该值不再随冲击车与被冲击车数增大而增大。表明调车冲击时,从保护车辆角度,缓冲器容量至少应保证在0 mm车钩间隙下3车冲3车时容量的需求。

(3) 车钩间隙对缓冲器做功值影响较大。多车冲击时缓冲器做功值随车钩间隙增大呈非线性减小。因此,在考察缓冲器容量需求时,应限定在0 mm车钩间隙下进行冲击试验。

(4) 车辆总重和冲击速度是影响缓冲器容量需求的主要因素。车辆总重越大,冲击速度越高,则缓冲器做功值也越大。缓冲器容量需求与车辆总重和速度平方成正比。因此对于大轴重车辆且高速冲击时,缓冲器容量也要随之增大。

(5) 调车冲击时,随着车体刚度的减小车体吸能逐渐增多。尤其在车体刚度小于400 MN/m时车体做功吸能更为显著。表明在确定缓冲器容量时车

体做功吸能的影响不可忽略。在考虑车体刚度影响情况下,缓冲器容量需求通常比未考虑车体刚度影响平均小8.8%。

(6) 根据本文所构建的缓冲器模型,在0 mm车钩间隙下,冲击面1处单个缓冲器容量需求计算公式可概括为 $E = (1 - \varphi)rm(v/3.6)^2$ 。该公式适合所有与MT-2类似的干摩擦缓冲器容量需求的计算。

参考文献

- [1] 严隽毫,傅茂海. 车辆工程[M]. 北京:中国铁道出版社,2011.
YAN Junman, FU Maohai. Vehicle engineering[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2011.
- [2] 王春山,陈雷. 铁路重载提速货车技术[M]. 北京:中国铁道出版社,2010.
WANG Chunshan, CHEN Lei. Technology of railway heavy-load and speed-up freight cars[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2010.
- [3] 李明. 货车冲击与缓冲器[J]. 铁道学报, 1981, 3(3): 9-18.
LI Ming. Freight car impact and draft gear[J]. Journal of the China Railway Society, 1981, 3(3): 9-18.
- [4] 孙翔. 车钩、缓冲器和制动装置与重载列车的纵向冲动[J]. 铁道车辆, 1988(10): 1-8.
SUN Xiang. Coupler, draft gear and brake devices with the longitudinal impulse of the heavy haul train[J]. Rolling Stock, 1988(10): 1-8.
- [5] 黄运华,李芾,傅茂海. 车辆缓冲器特性研究[J]. 中国铁道科学, 2005, 26(1): 95-99.
HUANG Yunhua, LI Fu, FU Maohai. Research on the characteristics of vehicle buffers[J]. China Railway Science, 2005, 26(1): 95-99.
- [6] 马卫华,宋荣荣,揭长安,等. 缓冲器阻抗特性对重载列车动力学性能的影响[J]. 交通运输工程学报, 2011, 11(2): 59-64.
MA Weihua, SONG Rongrong, JIE Changan, et al. Influences of buffer impedance characteristics on dynamics performances for heavy haul train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2011, 11(2): 59-64.
- [7] 杨俊杰,常崇义,封全保,等. 重载组合列车机车缓冲器关键技术参数研究[J]. 中国铁道科学, 2010, 31(3): 76-81.
YANG Junjie, CHANG Chongyi, FENG Quanbao, et al. Study on the key technical parameter of the locomotive draft gear in a heavy haul combined train[J]. China Railway Science, 2010, 31(3): 76-81.
- [8] 孙树磊,李芾,黄运华,等. 车辆调车纵向冲击特性研

- 究[J]. 铁道学报, 2014, 36(1): 22-27.
- SUN Shulei, LI Fu, HUANG Yunhua, et al. Research on longitudinal characteristics of vehicle shunting impact[J]. Journal of the China Railway Society, 2014, 36(1): 22-27.
- [9] 常崇义, 王成国, 马大炜, 等. 2 万 t 组合列车纵向力计算研究[J]. 铁道学报, 2006, 28(2): 89-94.
- CHANG Chongyi, WANG Chengguo, MA Dawei, et al. Study on numerical analysis of longitudinal forces of the T20000 heavy haul[J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(2): 89-94.
- [10] 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.
- [11] 张锁怀, 孟旭. 地铁车辆连挂冲击非线性动力学模[J]. 机械工程学报, 2012, 48(9): 111-116.
- ZHANG Suohuai, MENG Xu. Nonlinear impacting dynamic model of a metro vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(9): 111-116.
- [12] WU Q, LUO S, QU T, et al. Comparisons of draft gear damping mechanisms[J]. Vehicle System Dynamic, 2017, 54(4): 501-516.
- [13] WU Q, YANG X, COLE C, et al. Modelling polymer draft gears[J]. Vehicle System Dynamic, 2016, 54(9): 1208-1225.
- [14] COLE C, SUN Y Q. Simulated comparisons of wagon coupler systems in heavy haul trains[J]. Proc. Inst. Mech. F. J. Rail Rapid Transit., 2006, 220(3): 247-256.
- [15] COLE C. Improvements to wagon connection modelling for longitudinal train simulation[C]// Conference on railway engineering proceedings: engineering innovation for a competitive edge, Rockhampton; Australia: Central Queensland University. 1998: 187-194.
- [16] BIRKIN D, COLE C, BOSOMWORTH C, et al. Elimination of low frequency linear vibrations in long heavy haul consists[C]// 2014 Conference on Railway Excellence (CORE); Adelaide, Australia. 2014: 5-7.
- [17] PRABHAKARAN A, TRENT R, SHARMA V. Impact performance of draft gears in 263000 pound gross rail load and 286000 pound gross rail load tank car service[R]. Washington D C: Federal Railroad Administration, 2006.
- [18] 中华人民共和国铁道部. TB/T 1407-1998 列车牵引计算规程[S]. 北京: 中国铁道出版社, 1999.
- Ministry of Railways of the People's Republic of China. TB/T 1407-1998 Train traction calculation procedure[S]. Beijing: China Railway Publishing House, 1999.
-
- 作者简介: 赵旭宝(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士研究生。主要研究方向为列车纵向动力学。
E-mail: zhaoxubao7005@163.com
- 魏伟, 男, 1963 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为列车纵向动力学、空气制动系统仿真。
E-mail: weiwei43@163.com
- 张军, 男, 1979 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为列车纵向动力学。
E-mail: armyzhang@sina.com
- 马永峰, 男, 1977 年出生, 博士, 讲师。主要研究方向为微分方程分支理论。
E-mail: mayongfeng@djtu.edu.cn