

建模方式对调车冲击仿真的影响研究^{*}

孙林平¹ 杨忠良^{1,2†} 马卫华¹ 罗世辉¹ 王波¹

(1. 西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 成都 610031)

(2. 中国国家铁路集团有限公司, 机辆部 北京 100844)

摘要 为了研究不同建模方式的仿真模型对调车冲击计算效率和结果的影响, 根据 C80 敞车及 MT-2 缓冲器参数, 建立模拟调车冲击工况的纵向动力学模型 A、三维精细化模型 B 和混合动力学模型 C, 分析了在不同速度、空重车状态及不同编组方式下的调车冲击的响应结果, 并在此基础上讨论了模型的建模方便性、计算效率等问题. 研究表明: (1) 随着冲击速度的增加, 三种模型得到的最大车钩力变化趋势一致, 但是结果差异越来越大, 在 8km/h 时仿真差异可达 15%, 同时空车状态下分析的结果最大差异为 8.9%, 大于重车状态仿真的 2.4%; (2) 不同编组方式得到的车钩力时间历程规律类似, 在不同车钩位置上比较时最大差异为 8% 左右; (3) 建模方便性上各有难点, 但模型 A 的数据库在界面调用更为方便, 且在计算时间上远远小于其他两种模型.

关键词 连挂建模, 调车冲击, 纵向动力学模型, 精细化模型, 混合动力学模型

中图分类号: U272.22

文献标志码: A

Research on the Influence of Modeling Method on the Simulation of Shunting Impact^{*}

Sun Linping¹ Yang Zhongliang^{1,2†} Ma Weihua¹ Luo Shihui¹ Wang Bo¹

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiao Tong University, Chengdu 610031, China)

(2. China State Railway Group Co., Ltd, Locomotive & Car Institute, Beijing 100844, China)

Abstract In order to study the influence of simulation models with different modeling methods on the calculation efficiency and results of shunting impact, longitudinal dynamics, three-dimensional refined and hybrid dynamics were established to simulate the shunting impact condition according to the parameters of C80 convertible and MT-2 buffer, and the response results of shunting impact under different speeds, empty heavy vehicle states and different marshing modes were analyzed. On this basis, the modeling convenience and computational efficiency of the model are discussed. The results indicate that: (1) With the increase of impact velocity, the maximum coupler force obtained by the three models changes in the same trend, but the difference between the results becomes larger and larger. For example, the simulation difference can reach 15% at 8km/h; At the same time, the maximum difference of analysis results under empty condition is 8.9%, which is larger than the simulation results under heavy condition of 2.4%. (2) The time history of coupler force obtained by different grouping methods is similar, and the maximum difference is about 8% in different coupler positions. (3) There are difficulties in the mod-

eling convenience, but the database of model A is more convenient to call on the interface, and the calculation time is much less than that of the other two models.

Key words linked modeling, shunting impact, longitudinal dynamics model, fine model, hybrid dynamic model

引言

随着重载铁路的快速发展,列车编组数量和轴重逐步加大,车辆之间的纵向冲击作用越来越明显^[1],这对货运列车运行安全性产生不利影响,同时对列车调车编组效率也提出了更高的要求.调车冲击是利用编组车辆以一定速度冲击另一编组车辆,从而实现列车的快速编组,是车辆纵向冲击中受力最恶劣工况,易导致车辆结构的破坏^[2],因此研究不同轴重、不同速度、不同编组方式等工况的调车冲击特性工作很有必要,而开展不同建模方式的数值模拟模型则对调车冲击过程的计算效率及冲击特性结果有着重要的意义.

关于车辆调车冲击碰撞的相关研究中,张锁怀^[3]建立了地铁编组列车连挂冲击的非线性模型,分析了不同编组工况下车辆冲击特性,表明冲击面上的缓冲器冲击力和压缩行程都为最大.Sun^[4]则建立了澳大利亚典型的旅客列车冲击模型,分析了不同编组方式及冲击速度等工况下的碰撞力.孙树磊^[5]编制了MT-2缓冲器的修正模型,建立了三维车辆冲击模型,分析了不同速度及其空重车状态下的车辆冲击动态特性及其对摇枕横向载荷的影响,并通过试验对结果进行了验证.吴启凡^[6]建立了参数化列车碰撞平台,将其与有限元仿真结果在速度、加速度及其轮对抬升量等方面进行对比,误差能控制在10%以内.梁朝纬^[7]基于一维纵向碰撞平台,分析了不同编组长度的碰撞响应,表明主动车长度大于被动车长度时,吸收能量减小导致危险程度增加.Olshevskiy^[8]建立了摩擦式缓冲器的动态模型,分析了不同编组冲击工况下缓冲器扰度变化及车钩力时间历程.Prabhakaran等^[9]采用6种不同类型的缓冲器组合进行了铁路罐车冲击试验分析,得到了不同试验环境下的车辆冲击性能,表明缓冲器在减小车辆冲击力方面是有效的.Cole^[10]建立了不同类型的摩擦缓冲器数学模型,得到了车辆纵向冲击动态响应及讨论了缓冲器的疲劳损伤问题.Lei^[11]和刘嘉^[12]等列举了缓冲器的

查表法和斜楔弹簧模型法两种建模方式,分析了在调车冲击、落锤实验及其台架实验等冲击工况下的不同缓冲器建模方式对车辆冲击结果的影响.Zhou等^[13]进行了缓冲器力学模型中过渡曲线的不同过渡策略的分析,建议采用中间斜率法和平滑近似方法可解决缓冲器建模时的不连续问题.

上述研究中侧重于车辆的冲击速度、质量、编组方式及缓冲器相关参数变化时的车辆纵向冲击特性,虽然文献[14]和文献[15]涉及车辆冲击不同模型之间的车钩力比较,但未对建模方式差异对冲击结果影响展开详细的定量分析.本文以重载货车调车作业为研究对象,通过建立不同的调车冲击模型,对比不同速度、空重车状态、不同编组方式等工况下调车冲击的结果,从计算时间成本、建模方便性和结果大小差异等方面进行分析,可在调车冲击仿真过程中的模型建模方面起到一定的指导作用.

1 调车冲击动力学模型

1.1 纵向动力学模型(model A)

在调车冲击过程中,将单个车辆考虑为纵向振动的质量块,车辆之间通过两个缓冲器进行串联而成,则调车冲击过程的非线性弹簧阻尼系统如图1所示,得到纵向冲击微分方程组:

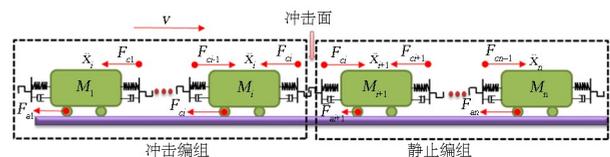


图1 调车冲击模型

Fig.1 Shunting impact model

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -F_{c1} - F_{a1} \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_{c1} - F_{c2} - F_{a2} \\ \vdots \\ m_i \ddot{x}_i = F_{c_{i-1}} - F_{c_i} - F_{a_i} \\ \vdots \\ m_n \ddot{x}_n = F_{c_{n-1}} - F_{a_n} \end{cases} \quad (1)$$

式中: n —车辆总数;

m_i — 第 i 辆的质量;

x_i — 第 i 辆车的位移;

\ddot{x}_i — 第 i 辆车的加速度;

F_{ci} — 第 i 辆车缓冲器传递的车钩力;

F_{ai} — 第 i 辆车运行的阻力.

式(1)中的货车重车运行阻力 F_{ai} [16]:

货运空车阻力:

$$F_{ai} = \begin{cases} 3.5m_i g \times 10^{-3} & (v \leq 1\text{km/h}) \\ m_i g (2.23 + 0.0053v + 0.000675v^2) \times 10^{-3} & (v > 1\text{km/h}) \end{cases} \quad (2)$$

货运重车阻力:

$$F_{ai} = \begin{cases} 3.5m_i g \times 10^{-3} & (v \leq 1\text{km/h}) \\ m_i g (0.92 + 0.0048v + 0.000125v^2) \times 10^{-3} & (v > 1\text{km/h}) \end{cases} \quad (3)$$

缓冲器是消耗列车纵向冲击能量的关键性部件,能减小车辆之间的纵向冲击作用. MT-2 摩擦式缓冲器是我国重载列车应用较广泛的缓冲器,具有结构简单、生产成本低、可靠性强等优点. MT-2 摩擦式缓冲器的阻抗特性曲线如图 2 所示,可根据落锤实验或者调车冲击试验得到,多段线缓冲器的阻抗力计算可表示为 [17]:

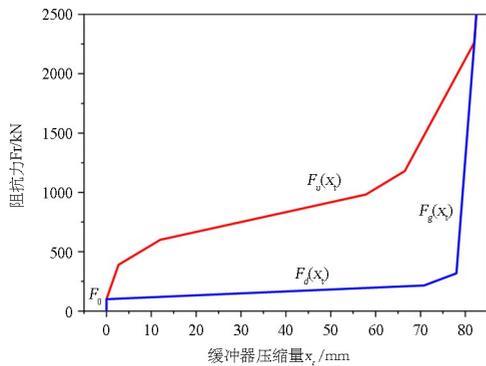


图 2 MT-2 缓冲器多段线性模型

Fig. 2 Multi-segment linear model of MT-2 buffer

$$F_r = \begin{cases} F_0 & (x_t \leq x_0) \\ F_0 + \sum_{j=1}^{i-1} k_j \cdot (s_{j+1} - s_j) + k_i \cdot (x_t - s_j) & \\ & (x_t \cdot v_t \geq 0) \\ F_g(x_t) = F_g(x_{t-\Delta t}) + k_g(x_t - x_{t-\Delta t}) & \\ & (|F_d(x_t)| \leq |F_g(x_t)| \leq |F_u(x_t)|) \\ F_1 + k'_1 \cdot x_t & (x_t \cdot v_t \leq 0) \end{cases} \quad (4)$$

式中: F_r — 缓冲器阻抗力;

F_0 — 缓冲器加载初压力(当间隙小于初始车钩间隙 x_0);

x_t — 缓冲器压缩量;

v_t — 缓冲器当前变形速度;

s_j — 缓冲器分段点横坐标;

k_i — 加载分段函数刚度;

F_1 — 缓冲器卸载初压力;

k'_1 — 卸载刚度;

$x_{t-\Delta t}$ — 缓冲器前一步压缩量;

$v_{t-\Delta t}$ — 缓冲器前一步变形速度;

k_g — 过渡特性刚度.

式(1)中车钩力 F_{ci} 与式(4)缓冲器的阻抗力有所不同,其中车钩力有正负,与车辆相对位移有关,且在两节车厢之间为 2 个缓冲器的串联,定义车钩力压缩为负值,缓冲器行程压缩为负值,则车钩力与缓冲器位移之间的关系可描述为:

$$F_{ci}(x_t) = \begin{cases} -\text{sgn}(x_t) \cdot F_r\left(\frac{x_t}{2}\right) & (|x_t| \geq x_j) \\ 0 & (|x_t| < x_j) \end{cases} \quad (5)$$

式中: x_j — 车钩间隙.

根据上述纵向冲击模型及缓冲器模型,西南交通大学牵引动力国家实验室自主研发了列车纵向动力学及能量仿真分析软件(TDEAS) [18],软件部分界面如图 3 所示,界面需设置编组方式、车辆参数、缓冲器参数、线路参数、操控方式及后处理参数,可实现无限长度编组的列车纵向动力学与能耗仿真. TDEAS 软件的模型及算法通过试验线路进行了论证,同时参与了国际测评 [19],与国际平台的纵向动力学软件进行对比分析,得到了国际基准测试列车纵向动力学仿真器的认证.

(a) 软件首页



西南交通大学
牵引动力国家重点实验室
机车车辆研究所





图 3 TDEAS 软件
Fig.3 Software of TDEAS

1.2 三维精细化模型 (model B)

将钩缓装置模型简化如图 4 所示,主要参数如表 1 所示,动力学模型共有前、后半车钩两个物体组成(总长为车钩名义长度),车钩相对车体可以伸缩(x 方向平移)和绕铅垂(z)、横向水平(y)向转动,在前后半车钩之间考虑了缓冲器的间隙,同时在前、后半车钩与车体之间考虑了图 2 中 MT-2 缓冲器的加载与卸载动态非线性特性。

同时采用 SIMPACK 软件建立货车完整多体动力学模型,包含了车体、心盘、摇枕、侧架、轮对以及轴箱装置^[20,21],货车动力学参数如表 1 所示,将单节货车完整动力学模型(图 4)与简化的钩缓模型通过子模型结构进行编组,形成如图 5 所示的三维精细化模型^[15]。

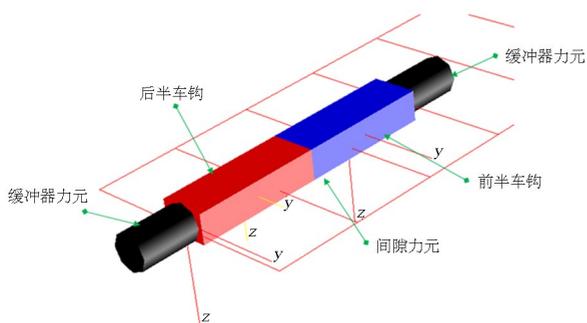


图 4 简化钩缓模型
Fig.4 Simplified hook buffer model

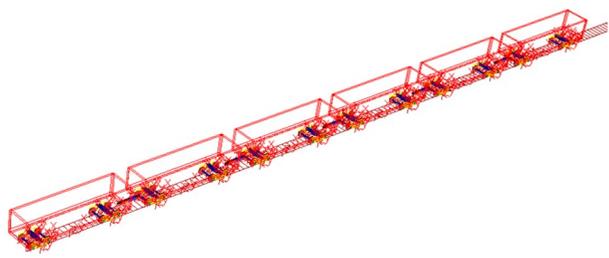


图 5 三维精细化动力学模型
Fig.5 3D refined dynamics model

表 1 货车动力学模型主要参数

Table 1 Main parameters of truck dynamics model

| 序号 | 参数名称 | 数值 | 单位 |
|----|------------|--------|------|
| 1 | 轴式 | B0-B0 | — |
| 2 | 轨距 | 1435 | mm |
| 3 | 车体质量(空车) | 10297 | kg |
| 4 | 车体质量(重车) | 90297 | kg |
| 5 | 重车重心位置 | 2.232 | m |
| 6 | 空车重心位置 | 1.471 | m |
| 7 | 轮对质量 | 1171 | kg |
| 8 | 侧架质量 | 497 | kg |
| 9 | 侧架重心位置 | 0.509 | m |
| 10 | 摇枕质量 | 745 | kg |
| 11 | 摇枕重心位置 | 0.55 | m |
| 12 | 车辆定距 | 8.2 | m |
| 13 | 转向架轴距 | 1.83 | m |
| 14 | 交叉拉杆轴向刚度 | 14.8 | MN/m |
| 15 | 旁承预压力 | 19.8 | kN |
| 16 | 旁承间距 | 1.52 | m |
| 17 | 一系纵向刚度(单侧) | 13 | MN/m |
| 18 | 一系横向刚度(单侧) | 11 | MN/m |
| 19 | 一系垂向刚度(单侧) | 160 | MN/m |
| 20 | 二系纵向刚度 | 1.0645 | MN/m |
| 21 | 二系横向刚度 | 1.0645 | MN/m |
| 22 | 二系垂向刚度 | 2.445 | MN/m |

1.3 混合动力学模型 (model C)

混合动力学模型是指将一维模型和三维精细化模型混合建模的一种方式,如图 6 所示,其中一维模型是指去除精细化模型(图 5)中部分车辆的悬挂及其轮轨系统,将其考虑为单个质量块,从而形成混合动力学模型^[22]。为了尽可能地简化系统自由度考虑,此次模型分析中只保留在冲击面后的一个三维精细化车辆模型,其余车辆全部均考虑为单个质量块。

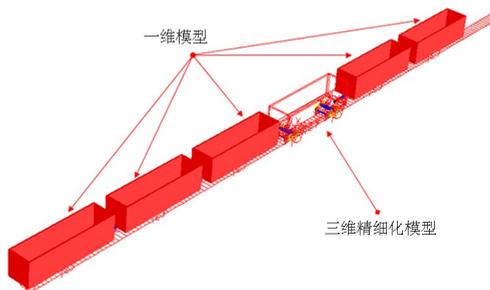


图 6 混合动力学模型
Fig.6 Hybrid dynamics model

2 仿真结果对比分析

为了分析上述模型在不同工况下计算结果的差异,以已经得到国际基准认证的 TDEAS 软件(model A)的结果为基准,对比多体动力学软件中建立的三维精细化模型(model B)和混合动力学模型(model C)与纵向动力学模型(model A)在不同速度、空重车状态、不同编组方式下计算结果的差异。

2.1 不同速度对比

以 1 辆重车冲击 1 辆重车(记为:1V1,后文编组方式类似标记)为例进行分析不同速度冲击时的最大车钩力如图 7 所示,几种模型的最大车钩力随着速度增加而增加,同一速度下模型 A 的车钩力最大,模型 B 与模型 C 接近;在速度小于 6.5 km/h 时几种模型的差值较小,大于 6.5 km/h 之后,模型 A 和模型 B 之间最大车钩力随着速度的增加,差值也越来越大,在冲击速度 8 km/h 时差距达到了 15% 左右,略小于文献[14]中分析的 21.7%。

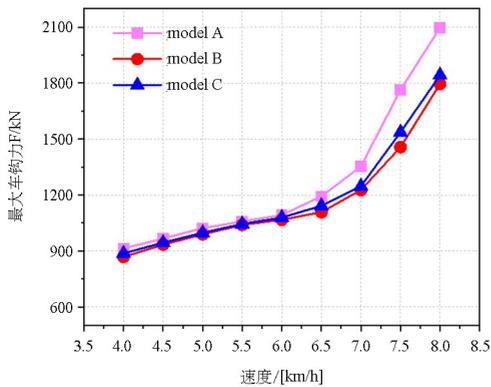


图 7 不同速度时的最大车钩力

Fig. 7 Maximum coupler force at different speeds

2.2 空重车状态对比

1V1 在速度 6 km/h 冲击时空重车状态下最大车钩力如图 8 所示,可知重车冲击相比空车冲击的最大车钩力偏大,这是因为质量的增加,相对惯性越大导致的;同时重车之间冲击时模型 B 与模型 A 之间的车钩力差异为 2.4%,模型 C 与模型 A 的差异为 1.2%,空车相互冲击时模型 B 与模型 A 之间的车钩力差异为 8.9%,模型 C 与模型 A 的差异为 7.4%,空车之间冲击结果比重车冲击结果差异稍偏大。

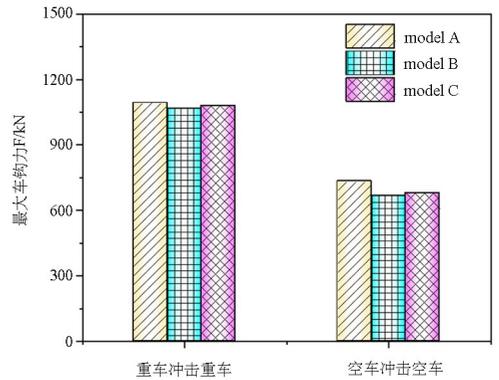


图 8 空/重车状态下最大车钩力

Fig. 8 Maximum coupler force under empty/heavy vehicle condition

2.3 不同编组方式对比

以不同编组方式(2V2, 3V3)4 km/h 冲击时的冲击面车钩力历程如图 9 所示,对比冲击面车钩力时间历程可知三种模型变化趋势相同,在冲击面上的车钩力均在初始时刻存在多个波峰,这是因为在初始撞击之后,后续车辆的相互作用力导致冲击面缓冲器的再次压缩形成的,其后的车钩力的衰减震荡是因为车辆之间经历多次相互作用及其缓冲器的耗能导致的,且都在初次碰撞瞬时达到最大,其后缓慢衰减。

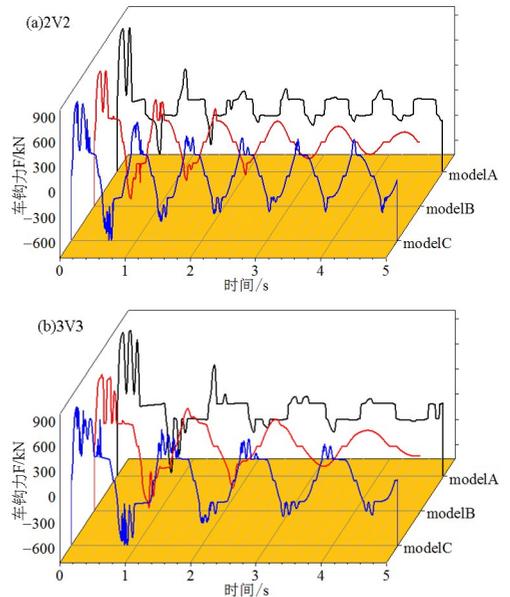


图 9 不同编组的车钩力时间历程

Fig. 9 Time history of coupler force in different groups

不同车钩位的最大车钩力分布如图 10 所示,最大车钩力分布规律也较为类似,即在冲击面上的车钩力最大,沿着冲击面前后递减,不同车钩位置之间的最大差异如表 2 所示,可知冲击面最大差异为 3V3 时模型 C 与模型 A 的 8.8%。

表 2 不同车钩位置的差异 (%)

Table 2 Differences between different coupler positions (%)

| 编组方式 | 模型 | 1号 | 2号 | 3号 | 4号 | 5号 |
|------|---------|------|-----|-----|-----|-----|
| 2V2 | model B | 8.0 | 7.2 | 3.5 | — | — |
| | model C | 0.45 | 7.1 | 2.9 | — | — |
| 3V3 | model B | 5.6 | 4.7 | 7.9 | 4.5 | 2.4 |
| | model C | 6.8 | 2.7 | 8.8 | 3.6 | 5.6 |

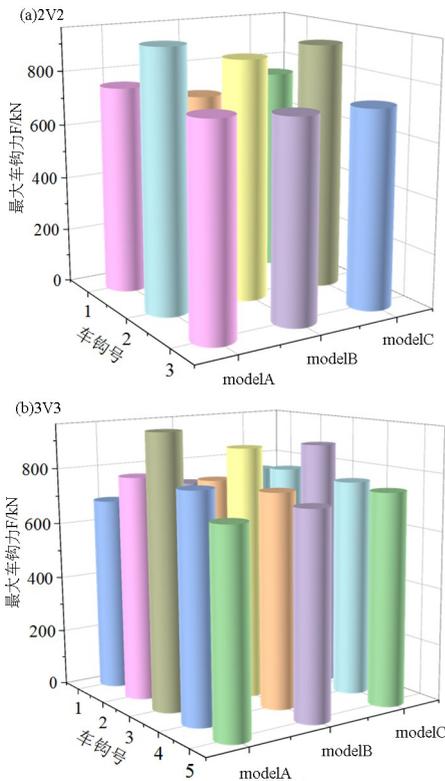


图 10 不同编组的最大车钩力分布

Fig. 10 Maximum coupler force distribution of different groups

2.4 建模方便性及计算时间分析

从计算结果对比分析:几种模型的计算结果从不同速度、空重车状态、不同编组分析的结果整体变化规律较为类似,其数值上有一定的差距,在实际允许的最大调车速度 5km/h^[23]时的差异范围都在 10%以内,几种模型计算结果相似程度可达 90%以上。

从建模方便性、适用性上对比分析:模型 A 中不需考虑转向架,可以很快实现任意车型的建模,且在 TDEAS 软件中可以实现任意车辆编组长度,但重难点在于数据库的建立,而一旦建成数据库,便可以在后续分析中无限次调用,只需在图 3 的软件界面中输入车辆数量即可;模型 B 针对具体转向架需要重新建模,通用性较差,编组车辆建模时可采用子模型技术实现,但系统自由度较多,建模较为复杂;模型 C 可以一定程度上缩减模型 B 的自

由度,但仍然不能避免建模复杂的问题。

几种模型在电脑配置相同的条件进行不同编组调车冲击所需分析时间如表 3 所示,从表中可知模型 A 分析的时间远远小于其他两种模型,同时模型 C 的计算时间比模型 B 也节约了不少,平均时间节约了近 43%,完全精细化模型 B 在车辆 3V3 时的分析时间已经超过 5000s,如果再继续增加车辆数量,相应的仿真计算时间将会大幅增加。

表 3 不同模型计算时间

Table 3 Calculation time of different models

| 模型 | 工况 | 步长(s) | 总时长(s) | 计算时间(s) | 平均时间(s) |
|---------|-----|-------|--------|---------|---------|
| model A | 1V1 | 0.05 | 5 | 0.03 | |
| | 2V2 | 0.05 | 5 | 0.05 | 0.053 |
| | 3V3 | 0.05 | 5 | 0.08 | |
| model B | 1V1 | 0.05 | 5 | 669.2 | |
| | 2V2 | 0.05 | 5 | 2558.81 | 2781.95 |
| | 3V3 | 0.05 | 5 | 5117.84 | |
| model C | 1V1 | 0.05 | 5 | 615.56 | |
| | 2V2 | 0.05 | 5 | 1801.82 | 1574.11 |
| | 3V3 | 0.05 | 5 | 2304.94 | |

3 结论

本文针对调车非稳态冲击过程建立了三种仿真模型,在不同速度、空重车状态及不同编组方式等工况进行了仿真模型之间的计算效率和结果对比,得出以下结论:

(1)纵向动力学模型、三维精细化模型及其混合动力学模型等在实际允许的调车速度内分析的车钩力计算结果误差在 10%以内。

(2)三种仿真模型在建模方式上都有较为复杂性,但纵向动力学模型中建立的车辆信息数据库在软件界面调用时更为方便,且计算时间最快。

参考文献

[1] 田葆栓. 世界铁路机车车辆纵向载荷设计试验运用与标准评定研究综述[J]. 铁道车辆, 2022, 60(3): 9-19.
TIAN B S. Research review on application of longitudinal load design test and standard evaluation of the world railway locomotive and rolling stock [J]. Rolling Stock, 2022, 60(3): 9-19. (in Chinese)

[2] 王春山, 金星, 刘宏友, 等. 铁路货车纵向冲击特性 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2016.

[3] 张锁怀, 孟旭. 地铁车辆连挂冲击非线性动力学模

- 型[J]. 机械工程学报, 2012, 48(9): 111—116.
- ZHANG S H, MENG X. Nonlinear impacting dynamic model of a metro vehicle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(9): 111—116. (in Chinese)
- [4] SUN Y Q, COLE C, DHANASEKAR M, et al. Modelling and analysis of the crush zone of a typical Australian passenger train [J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(7): 1137—1155.
- [5] 孙树磊, 王广超, 彭忆强, 等. 重载货车冲击动态特性及其对摇枕横向载荷的影响[J]. 交通运输工程学报, 2018, 18(3): 94—104.
- SUN S L, WANG G C, PENG Y Q, et al. Impact dynamic characteristic of heavy wagon and its effect on lateral load of bolster [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2018, 18(3): 94—104. (in Chinese)
- [6] 吴启凡, 肖守讷, 杨超, 等. 参数化列车碰撞平台的动力学建模与仿真[J]. 动力学与控制学报, 2021, 19(4): 39—47.
- WU Q F, XIAO S, YANG C, et al. Dynamic modeling and simulation of a parametric vehicle collision platform [J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(4): 39—47. (in Chinese)
- [7] 梁朝纬, 许彦强, 朱涛, 等. 基于列车碰撞平台的不同编组长度碰撞分析[J]. 动力学与控制学报, 2022, 20(2): 88—96.
- LIANG C W, XU Y Q, ZHU T, et al. Collision analysis of different train setting based on train collision platform [J]. Journal of Dynamics and Control, 2022, 20(2): 88—96. (in Chinese)
- [8] OLSHEVSKIY A, OLSHEVSKIY A, INSHAKOVA S, et al. Freight cars shunting impacts analysis using an improved dynamic model of friction draft gear [J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(10): 1492—1507.
- [9] PRABHAKARAN A, TRENT R, SHARMA V. Impact performance of draft gears in 263,000 pound gross rail load and 286,000 pound gross rail load tank car service [R]. United States Department of Transportation. Federal Railroad Administration, 2006; DOT/FRA/ORD—06/16.
- [10] COLE C, SUN Y Q. Simulated comparisons of wagon coupler systems in heavy haul trains [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2006, 220(3): 247—256.
- [11] LEI C, LIU J, DONG L S, et al. Influence of draft gear modeling on dynamics simulation for heavy-haul train [J]. Shock and Vibration, 2019, 2019: 2547318.
- [12] 刘嘉. 缓冲器建模对列车纵向动力学仿真的影响研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2019.
- LIU J. Influence of draft gear modeling on longitudinal train dynamics simulation [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019. (in Chinese)
- [13] ZHOU Y C, SHI Z Y, HECHT M. Comparison of friction draft gear models for simulation in longitudinal train dynamics [J]. Vehicle System Dynamics, 2022, 60(7): 2436—2450.
- [14] 孙树磊, 李芾, 黄运华, 等. 车辆冲击数值模拟研究[J]. 西南交通大学学报, 2013, 48(3): 507—512.
- SUN S L, LI F, HUANG Y H, et al. Numerical simulation of railway vehicle impacts [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2013, 48(3): 507—512. (in Chinese)
- [15] 缪炳荣, 罗仁, 王哲, 等. SIMPACK 动力学分析高级教程—轨道车辆[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2010.
- MIAO B R, LUO R, WANG Z, et al. SIMPACK dynamic analysis advanced course [M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2010. (in Chinese)
- [16] 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 X B, WEI W, ZHANG J, 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. (in Chinese)
- [17] GARG V. Dynamics of railway vehicle systems [M]. New York, USA: Elsevier, 2012.
- [18] WU Q, LUO S H, COLE C. Longitudinal dynamics and energy analysis for heavy haul trains [J]. Journal of Modern Transportation, 2014, 22(3): 127—136.
- [19] WU Q, SPIRYAGIN M, COLE C, et al. International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: results [J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(3): 343—365.
- [20] 张凯龙, 刘鹏飞, 曹云强, 等. 闸瓦制动力不均衡状态下重载货车轮轨动态特性研究[J]. 动力学与

- 控制学报, 2020, 18(3): 71—78.
- ZHANG K L, LIU P F, CAO Y Q, et al. Wheel-rail dynamic characteristics of heavy-haul wagon under unbalanced brake shoe forces [J]. Journal of Dynamics and Control, 2020, 18(3): 71—78. (in Chinese)
- [21] 石怀龙, 罗仁, 王勇, 等. 变轨距货车转向架的动力学分析[J]. 动力学与控制学报, 2020, 18(3): 79—85.
- SHI H L, LUO R, WANG Y, et al. Dynamics analysis of a gauge-changeable railway freight vehicle bogie [J]. Journal of Dynamics and Control, 2020, 18(3): 79—85. (in Chinese)
- [22] ZENG Y, XU Y D, YI S R, et al. Effects of curve parameters on wheel-rail dynamic characteristics of heavy haul railway [C]//Proceedings of the Fifth International Conference on Transportation Engineering. Reston, USA: ASCE, 2015: 93—98.
- [23] 丁勇, 曲金娟, 田光荣, 等. 重载铁路货车结构强度考核标准中纵向力取值的研究[J]. 中国铁道科学, 2015, 36(5): 94—103.
- DING Y, QU J J, TIAN G R, et al. Proposed value for longitudinal force in assessment standard for structure strength of heavy haul railway freight car [J]. China Railway Science, 2015, 36(5): 94—103. (in Chinese)