

公铁两用运输车连挂冲击下的纵向载荷传递规律研究

董浩^{1,2,3}, 李映辉¹, 祝笈², 陆强², 张显峰², 刘鹏飞⁴

(1. 成都大学高等研究院, 四川 成都 610106; 2. 中车眉山车辆有限公司科创中心, 四川 眉山 620032;
3. 西南交通大学力学与航空航天学院, 四川 成都 611756;
4. 石家庄铁道大学省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室, 河北 石家庄 050043)

摘要: 针对中国拟自主研发设计的公铁两用运输车, 在编组连挂时由车钩经转向架传递至车体的载荷, 其传递路径及规律尚不明确的问题, 进行了试验测试与仿真研究。该车型的转向架在纵向能传递载荷的部件包括牵引板与抗蛇行减振器装置, 需掌握载荷传递路径及其大小以便为后续结构部件的强度考核提供支撑。试验中, 对转向架可能传递纵向载荷的部件进行了布点和载荷测试。仿真研究中, 根据铁道车辆多体动力学理论与建模方法, 建立了 3 车体 4 转向架的编组模型, 模拟碰撞机车为含质量与速度的简化质量块。建立了抗蛇行减振器装置的力学模型, 其力学结构为阻尼与刚度的串联模型; 而构架到车体的纵向连接部件为牵引板-抗蛇行减振器装置的并联结构。运用多体动力学软件 SIMPACK 进行求解。结果表明: 车钩与牵引板所受纵向载荷会随着碰撞体冲击速度的增大而增大, 仿真结果略小于试验结果, 但规律一致, 且牵引板所受冲击载荷小于车钩载荷; 而抗蛇行减振器装置结点几乎不受纵向载荷, 与牵引板受载相比可忽略不计。由试验与仿真结果对比分析, 明确了冲击载荷经车钩传递至车体时, 几乎完全通过转向架上的牵引板传递, 抗蛇行减振器装置作用很小, 相关结果能够用于该车结构的优化设计及为部件强度校核提供载荷谱。

关键词: 车辆系统动力学; 公铁两用运输车; 连挂冲击; 载荷传递路径

中图分类号: U270.1⁺1; U272.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)02-0276-10

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.02.010

引言

2017 年 1 月, 中华人民共和国交通运输部等 18 部门联合印发了《关于进一步鼓励开展多式联运工作的通知》^[1-3], 明确了 5 个方面 18 条举措, 提出了中国多式联运发展的目标, 指明多式联运发展的行动路线, 是中国第一个多式联运纲领性文件, 标志着中国多式联运发展上升为国家战略, 在中国多式联运发展史上具有里程碑意义。

公铁联运为多式联运中的一种, 对应车型为公铁两用运输车。如以中车齐齐哈尔、长江、眉山等货车主机制造公司所研发的公铁两用运输货运车。如今公铁联运运输车技术发展迅速^[4-10], 大致可分为 3 大类:

(1) 集装箱多式联运(箱驮运输, COFC), 即以

一个集装箱为最小运输单元的运输方式。《“十三五”铁路集装箱多式联运发展规划》大力提倡集装箱多式联运, 促进铁路货运增长。

(2) 驮背运输多式联运(TOFC), 即是将货物装载好先经公路运输至始发地火车站, 通过自装或者吊装的方式装载至铁路专用车辆, 再经铁路远距离运输到达目的地火车站, 最后通过自卸或者吊离铁路专用车辆并由公路运输驶往最终目的地的联运方式。

(3) 公铁两用运输车(Rail-compatible), 表现为设计特殊转向架结构, 其原理为: 将公路货车(卸载其牵引车后)通过转换转向架端部的斜面将公路货车顶升装载至铁路转向架上, 作为铁路货车车体。其中美国 RailRunner 公司所研制的公铁两用运输车, 其半挂车采用平台化设计, 极大缩短了装载时间, 提高了装载效率。

公铁两用运输车转向架独特的结构具有编组灵

收稿日期: 2022-05-16; **修订日期:** 2022-08-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11802041, 52072249); 中国博士后科学基金资助项目(2020M683367); 交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室开放课题(KF2021-13); 河北省省级科技计划资助项目(225676162GH)。

活的特点,但其在实际运用中突出的动力学问题需要解决,本文研究其连挂编组过程中车辆纵向冲击的动力学特性。研究者针对列车纵向动力学有着丰富的研究成果。翟婉明^[11]研究了大量重载列车-线路动力学,并提出了新型重载货车的结构设计方法。孙树磊等^[12]分别采用联合与混合模型法对重载列车进行动力学建模,得出混合模型法计算的车钩力与位移响应更贴近实际情形;孙树磊等^[13]还联合运用控制模块 Simulink 与动力学软件 UM 详细建立了车钩缓冲器模型,仿真计算了 K6 转向 C80 货车的纵向动力学响应。王开云等^[14]研究了纵向车钩力对重载机车与轨道结构系统动力学性能的影响。杨敏等^[15]研究了车钩间隙对重载列车纵向冲击动力学的影响,结果表明制动过程中的车钩间隙越小,列车最大车钩力越小。Cole 等^[16]分析了不同类型缓冲装置对列车纵向动力学性能的影响;陈春棉等^[17]仿真研究了密接式车钩冲击连挂过程,得出在 15 km/h 的冲击速度下,运动车辆冲击静止车辆能够顺利连挂成功,且连挂时间为 49 ms。李显洲^[18]分析了齐齐哈尔车辆公司研制的防脱车钩的纵向动力学性能。Shi 等^[19]分析了车钩尾弧面摩擦系数对车钩力及机车动态性能的影响。童小山等^[20]仿真研究了装配 NC390/391 缓冲器的 20E 型机车与装配 SL-76 缓冲器的 70 t 货车连挂冲击过程,结果表明南非 20E 型机车的连挂冲击性能满足《铁路技术管理规程》^[21]。

本文所研究的公铁两用运输车有自己的结构特点,如悬挂单元在纵向上的非对称反对称性、端部与中间转向架的结构差异、多车编组中中间转向架类似于铰接式转向架等,这些特点与传统重载列车在编组上存在差异。目前中国在无国外技术转移的前提下(全世界仅美国 RailRunner 铁路货车公司有类似车型并成功运用于线路,但也存在技术问题),需自主设计该车转向架结构并掌握其动力学性能,进行试验验证等问题,本文研究车辆连挂编组时的纵向冲击载荷的传递路径,能为结构关键零部件设计提供理论指导,确保该车型顺利投产与安全运营,服务于中国多式联运事业。

1 公铁两用运输车结构

1.1 编组模式

以两车体、三转向架为最小编组单元为例进行说明,编组和装卸示意图分别如图 1 和 2 所示。首先公路半挂车朝公铁两用中间转向架(如图 3 所示)倒车,如图 1 中第 1 步所示;然后在该转向架上通过销接对准完成车体与转向架的约束完成装配,并且由

该架的承载面承受车体垂向载荷,第 2,3 步;接着如图 4,5 步所示公路车头驶离,并进行左端端部转向架的装配(如果是三车及以上的多车,则替换为中间转向架重复第 1~3 步过程);最后如图 6 步所示由提供动力源的铁路机车去冲击连挂左边的端部转向架车钩,冲击过程完成车钩自锁,最终完成机车牵引两辆货车的编组。这样公路货车就作为整个铁路货车的车体,配置于相应转向架上,通过铁路机车提供动力牵引,完成公铁转换。

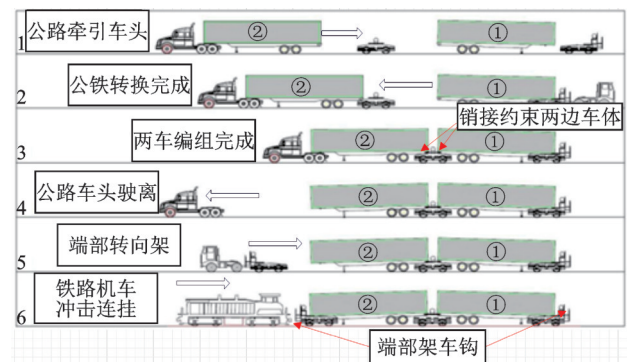


图 1 编组

Fig. 1 Train formation



图 2 装卸示意图

Fig. 2 Loading and unloading schematic diagram

1.2 转向架结构

该公铁两用车编组时其关节(中间)转向架(如图 3 所示)作用原理与铰接式转向架类似,即两车坐落于同一转换转向架上,该转向架除抗蛇行减振器装置为反对称安装于左右两侧外,基本为对称结构;而端部的两架采用转换转向架(如图 4 所示),除一系悬挂外基本呈对称结构,但具备车钩装置造成了重心偏移等非对称性。此外,两种转向架均不设置二系悬挂,而是通过摩擦面来承载车体垂向载荷,起到类二系悬挂作用,且设置有抗蛇行减振器以提高车辆临界速度;一系悬挂采用橡胶簧,设有垂向减振器,以及副构架径向装置。

本文将抗蛇行减振器、连接该减振器的摇动臂(同一臂连接左右两个抗蛇行减振器)、摇动臂上的结点(同一臂上有两个结点,结点作用类似于止档)统称为抗蛇行减振器装置。其中摇动臂与抗蛇行减振器在结构上呈串联型,该臂只拥有绕垂向的摇头自由度;臂上的结点与车体接触(可能存在间隙)。抗蛇行减振器装置如图 5 所示。

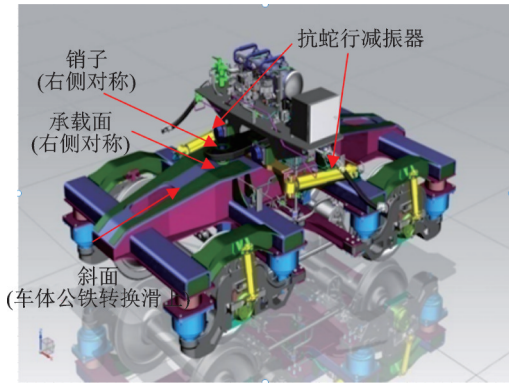


图 3 关节(中间)转向架
Fig. 3 Articulated (middle) bogie

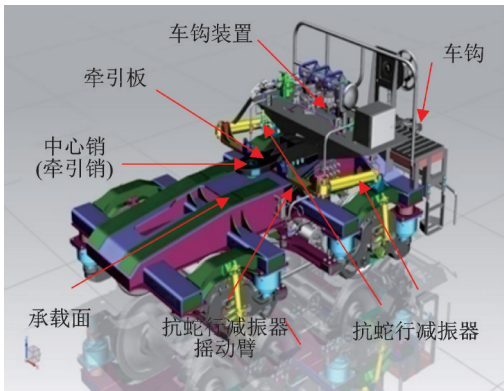


图 4 转换(端部)转向架
Fig. 4 Transition (end) bogie



图 5 抗蛇行减振器装置
Fig. 5 The yaw damper device

1.3 车钩装置

车钩装置安装于转换转向架端部,与牵引机车相连,由于其在转向架端部,使得该转向架重心位置不在中心处,而是偏于端部位置,如图6所示。



图 6 车钩装置
Fig. 6 The coupler device

并且,连挂时一编组车不动,通过机车牵引冲击连挂,进而形成机车牵引多车编组。

2 连挂冲击试验

该公铁两用车型主要为中国多式联运服务,能在公路/铁路上快速切换。因而编组模式可能会多样,但只要进行多节车编组,必然会涉及到机车连挂过程。1.2节中给出了最小货车编组即两辆货车组装模式,当加上车头机车编组时,此处定义为:机车A组冲击连挂货车编组B,其中B组为三车模式,其头尾转向架为转换转向架,中间为关节转向架。

2.1 冲击试验介绍

连挂过程就是由机车牵引的A组以初始速度5 km/h去冲击静止的B组,如图7,8所示。其中A组的车钩与B组的车钩冲击锁闭扣紧实现连挂。



图 7 连挂冲击前
Fig. 7 Before the coupling shock



图 8 连挂冲击完成
Fig. 8 Coupling shock finished

图9,10分别给出了试验中抗蛇行减振器端部装置的结点处力传感器、车钩处力传感器的布置,以便测试整个试验过程中的载荷变化。

2.2 冲击试验的必要性解释

由图9,10可见,该冲击试验在整个冲击过程中,当编组A车钩接触到编组B车钩时,首先会给B组车钩带来冲击力。由于车钩通过转向架构架相

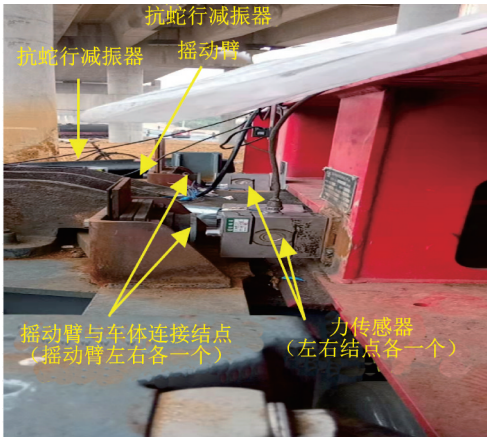


图 9 抗蛇行减振器结点处力传感器布点

Fig. 9 Distribution of force sensors on the yaw damper node



图 10 车钩处力传感器布点

Fig. 10 Distribution of force sensors on the coupler

连,纵向载荷最终会传递给 B 组车体。又因为转向架与车体纵向连接部件包含牵引板与抗蛇行减振器装置,研究该冲击过程中载荷传递至车体的路径。

确定并掌握载荷的传递路径及规律,能为后续相关受载部件的结构设计与强度校核提供相关载荷谱等依据。

3 车辆冲击动力学建模与仿真

首先在冲击接触的瞬间,虽然可以运用理论力学中的动量定理进行求解,但由于铁道车辆动力学中轮轨、悬挂等部件存在摩擦和阻尼消耗,动量定理仅能解决将编组 B 视为整体的情况,难以对编组 B 内部悬挂件载荷进行求解,因而必须运用多体动力学方法,建立编组 B 的全车动力学模型。

3.1 整车动力学模型

为了更真实地模拟第 2 节所述的编组 A 冲击三车编组 B 的连挂冲击试验,该部分建立了 3 车 4 架,类似于铰接转向架的列车模型,其动力学方程如下式所示:

$$\begin{cases} M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F(t) \\ G(X) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 M, C 和 K 分别为车辆系统的质量、阻尼和刚度矩阵。方程的自由度根据表 1 求得共 66 个, $F(t)$ 可视为冲击载荷, $G(X)$ 为约束代数方程,对应车辆模型里的牵引销,销子起到限制车体相对于转向架的运动,使得车体在销子处相对于转向架仅能摇头运动。由于研究纵向连挂,不考虑轨道不平顺性。

车辆系统模型自由度如表 1 所示。车辆仿真模型如图 11 所示,为一多体耦合动力学模型^[22]。

表 1 车辆系统模型自由度

Tab. 1 The DOFs of the vehicle system model

刚体名称	纵向	横移	浮沉	侧滚	点头	摇头
车体	$X_{C1\sim3}$	$Y_{C1\sim3}$	$Z_{C1\sim3}$	$\Phi_{C1\sim3}$	$\theta_{C1\sim3}$	$\psi_{C1\sim3}$
构架	$X_{B1\sim4}$	$Y_{B1\sim4}$	$Z_{B1\sim4}$	$\Phi_{B1\sim4}$	$\theta_{B1\sim4}$	$\psi_{B1\sim4}$
轮对	$X_{W1\sim8}$	$Y_{W1\sim8}$	$Z_{W1\sim8}$	$\Phi_{W1\sim8}$	$\theta_{W1\sim8}$	$\psi_{W1\sim8}$
轴箱	—	—	—	—	$\theta_{Z1\sim16}$	—
抗蛇行减振器摇动臂	—	—	—	—	—	$\psi_{W1\sim6}$

注:车辆系统总自由度个数为:112-46(非独立自由度与约束)=66个。

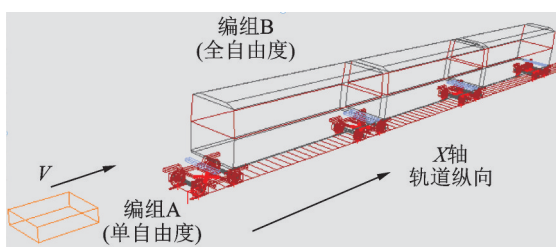


图 11 车辆动力学仿真模型

Fig. 11 Vehicle dynamics simulation model

图 11 中,编组 A 简化为带质量的质量块并且只有纵向自由度,实际中为包含机车的编组,此处,编组 A 模拟为带有初始 5 km/h 左右的匀速质量块,去冲击编组 B 的车钩,之后通过自动车钩实现编组 A 与 B 的连挂。

3.2 碰撞过程动力学模型

许自强^[23]提到车钩刚度与阻尼具有时滞性,运

用查表法建立了具有时滞非线性的重载货车车钩力模型,用以研究重载货车在运行中的牵引制动工况下的车钩力的受力特性。本文研究机车编组 A 与货车编组 B 的连挂冲击特性,为能更直观地描述车钩刚度、阻尼特性,将各自的车钩建立为刚度、阻尼并联式模型,由于车钩碰撞时间极短,本文将车钩刚度设置为厂家提供的常数值。整个纵向碰撞过程的动力学模型如图 12 所示,图中, V_{A0} 为编组 A 的冲击速度; X_{A0} 为编组 A 与 B 车钩刚接触时编组 A 运行的距离; M_A 与 M_B 分别表示编组 A 与 B 的总质量; K_A 与 C_A 分别表示编组 A 车钩的刚度与阻尼; K_B 与 C_B 分别表示编组 B 车钩的刚度与阻尼。

当编组 A 的车钩到达 X_{A0} 处时,两车钩发生接触,进行自动锁闭,闭合为一体,两车钩为串联形式,如图 13 所示(实际中锁闭完成的车钩之间具有一定间隙)。

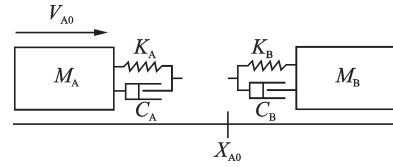


图 12 编组 A 冲击编组 B 力学模型

Fig. 12 Mechanical model of train formation A impact train formation B

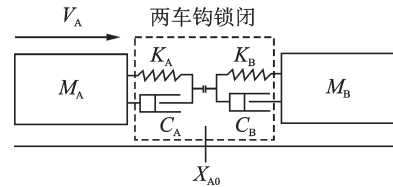


图 13 车钩锁闭

Fig. 13 Coupler locked

碰撞过程纵向动力学方程为:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{M}_A & 0 \\ 0 & \ddot{M}_{BA} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_A \\ \ddot{X}_B \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} C_A + C_B & -C_A - C_B \\ -C_A - C_B & C_A + C_B \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}_A \\ \dot{X}_B \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} K_A + K_B & -K_A - K_B \\ -K_A - K_B & K_A + K_B \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} X_A \\ X_B \end{Bmatrix} = 0 \quad (2)$$

式中 X_A 和 X_B 分别为编组 A 和 B 的纵向位移。

编组 A 的冲击方程为:

$$\dot{X}_{A+} = -e\dot{X}_{A-}, (X_A = X_{A0}) \quad (3)$$

式中 e 为恢复系数,若考虑两编组的车钩相同,其仅在接触后起作用,则刚度、阻尼为分段函数:

$$\begin{cases} K_A = K_B = 0, C_A = C_B = 0, & X_A < X_{A0} \\ K_A = K_B = 2 \text{ MN/m}, C_A = C_B = 40, & X_A \geq X_{A0} \end{cases} \quad (4)$$

3.3 转向架纵向传递结构件建模

转向架与车体的纵向连接传递结构件包含牵引板、抗蛇行减振器装置两大部件,该两部件均可能受纵向冲击载荷。整个抗蛇行减振器装置的力学模型如图 14 所示。由图 9 和 14 可知,整个抗蛇行减振器装置还包含了摇动臂、摇动臂上与车体连接的结点、结点与车体接触的间隙。其中摇动臂分别通过左右抗蛇行减振器连接摇动臂的两端,带动摇动臂的摇头运动;摇动臂通过结点与车体连接,该结点与摇动臂间考虑到机械制造时不可避免地存在制造公差、以及整个装车时的对准误差,这会造成结点与摇动臂存在间隙。



图 14 抗蛇行减振器装置力学模型

Fig. 14 Mechanical model of the yaw damper device

图 14 中,间隙与结点刚度可以用含间隙的非线性弹簧进行模拟,仿真中认为间隙为 5 mm。从构架

到车体的抗蛇行减振器连接装置为结点间隙、结点刚度、摇动臂、抗蛇行减振器阻尼串联的悬挂单元。

与此同时,构架与车体间还含有牵引板传递纵向载荷,在构架结构上呈现为与抗蛇行减振器装置并联的结构。

因此,通过车钩力传递至转向架的载荷(制动工况同理),再通过牵引板或抗蛇行减振器装置或二者共同作用,最后传递至车体的部件纵向受力力学模型如图 15 所示。

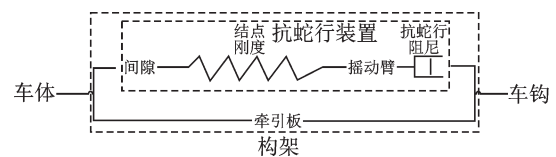


图 15 车钩-构架-车体部件纵向受力力学模型

Fig. 15 Mechanical model of the longitudinal force transfer components of coupler-bogie-carbody

另外,构架还有一系悬挂与轮对相连,其包含了轴箱弹簧、副构架径向装置等,由于本文研究构架到车体的载荷传递路径,此处不再展开一系悬挂的建模。

3.4 碰撞恢复系数的说明

恢复系数 e 的定义公式:

$$e = \frac{V_A - V_B}{V_{A0} - V_{B0}} \quad (5)$$

式中 V_A 为碰撞物碰撞后瞬时速度; V_B 为被碰撞物碰撞后瞬时速度; V_{A0} 为碰撞物碰撞前瞬时速度;

V_{B0} 为被碰物碰撞前时瞬时速度。分母表示碰撞前的速度差,分子表示碰撞后的速度差。由于连挂碰撞意味着编组 A 与编组 B 在碰撞完成后为同一速度运动,因此理论上分子为 0,即 $e=0$,对应完全非弹性碰撞。

实际两车钩的连挂要考虑车钩的材料,其材料本身具有一定的弹性。由于该车的车钩采用 C 级钢,而钢材的恢复系数区间为 0.63~0.93,更偏向于

1。但是实际中编组 A 与编组 B 在冲击连挂后是形成一整体运行的,更偏向于完全非弹性碰撞(刚性碰撞),因此 e 应取较小值,由于车钩本身具有阻尼特性,综合考虑钢材恢复系数与车钩锁闭后的完全非弹性碰撞,取 $e=0.1$ 。

3.5 部分仿真参数

仿真参数如表 2 所示。

表 2 仿真参数

Tab. 2 Simulation parameters

参数	数值	备注
编组 A 质量	7 t	编组 A 整体
编组 A 冲击速度	3~8 km/h	仿真冲击速度工况,步长:1 km/h
编组 B 总质量	44.5 t	编组 B 整体(全空车)
牵引板刚度	无穷大	或建立约束模型
抗蛇行减振器阻尼	200 kN·s/m	—
抗蛇行减振器摇动臂上结点刚度	8 MN/m	单个结点
抗蛇行减振器装置结点间隙	0~4 mm	优化参数
转向架轴距	2.3 m	指编组 B
车辆定距	12.617 m	指编组 B

4 仿真与试验结果

4.1 试验结果

对第 2 节所布置的力传感器,进行了对编组 A 在不同冲击速度下的碰撞连挂试验,试验结果如图 16,17 所示。

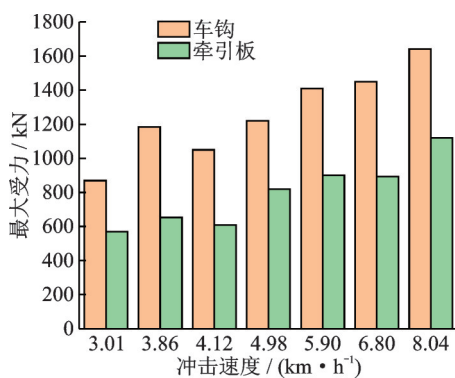


图 16 车钩与牵引板最大冲击载荷试验结果

Fig. 16 Test results of the maximum impact load of the coupler and towing plate

由图 16,17 可见,随着编组 A 的冲击速度由 3 km/h 提高至 8 km/h,车钩、牵引板、左右结点的最大冲击载荷均增大。由于对称性,左右结点的受力几乎一致,但结点受力(最大 3.5 N)远小于牵引板受力(最小 600 kN)。

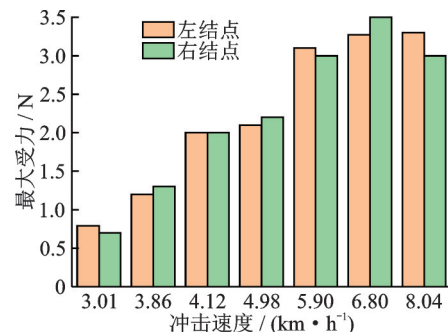


图 17 抗蛇行减振器装置左右结点最大冲击载荷试验结果

Fig. 17 Test results of the maximum impact load of the left and right nodes on the yaw damper device

此试验状态下,为了便于图 9 所示安装力传感器,抗蛇行减振器装置结点与车体间隙大于 5 mm。

4.2 仿真与试验对比

仿真工况根据实际测试工况对编组 A 的冲击速度进行改变,同样模拟了冲击速度从 3 km/h 提高至 8 km/h 的情形。其中,车钩力、牵引板力、抗蛇行减振器摇动臂上左右结点受力分别如图 18~20 所示。

由图 18~20 可见,仿真结果中在最大冲击速度 8 km/h 下,车钩力最大值为 1351 kN,随着编组 A 冲击速度的减小,车钩力最大值逐渐减小;牵引板力最大值为 893 kN,随着编组 A 冲击速度的减小,牵引板力最大值也逐渐减小;而抗蛇行减振器摇动臂上

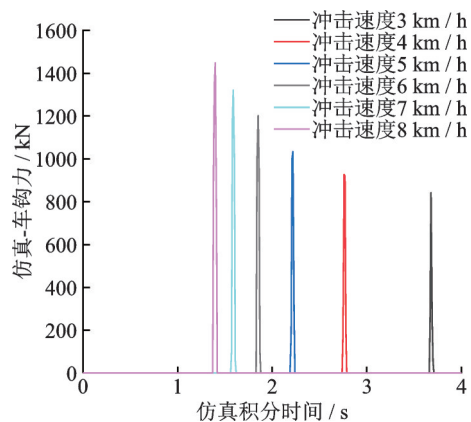


图18 车钩动力学响应仿真结果

Fig. 18 Dynamical response simulation results of the coupler

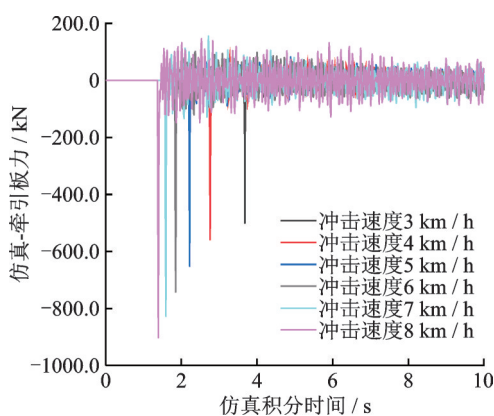


图19 牵引板动力学响应仿真结果

Fig. 19 Dynamical response simulation results of the towing plate

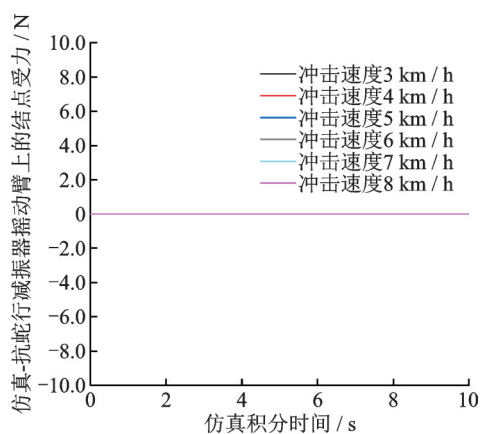


图20 左右结点动力学响应仿真结果

Fig. 20 Dynamical response simulation results of the left and right nodes

的左右结点均完全不受力,说明冲击载荷的传递由牵引板传递至车体,抗蛇行减振器装置在冲击连挂时不起作用;由于牵引板载荷小于车钩载荷,说明有一部分力通过一系悬挂传递至轮轨。

为便于将仿真与试验结果进行比较,车钩、牵引板、抗蛇行减振器摇动臂上结点的最大冲击载荷对比如图21~23所示。

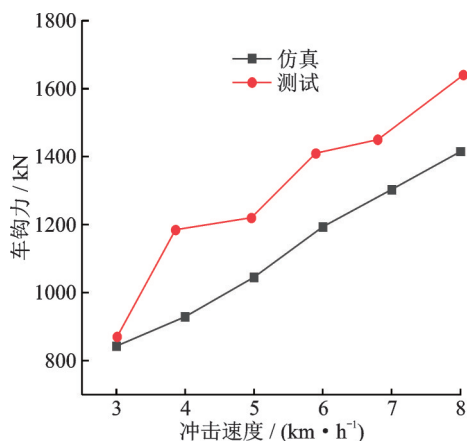


图21 车钩最大冲击载荷试验仿真对比

Fig. 21 Comparison of the test and simulation results of the maximum impact load of the coupler

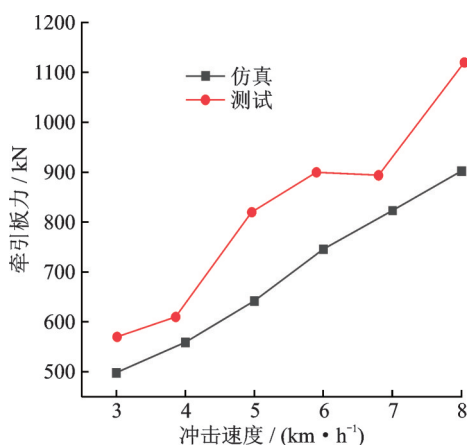


图22 牵引板最大冲击载荷试验仿真对比

Fig. 22 Comparison of the test and simulation results of the maximum impact load of the towing plate

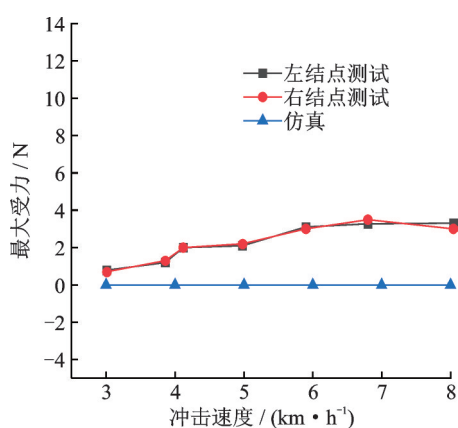


图23 摇动臂上结点最大冲击载荷试验仿真对比

Fig. 23 Comparison of the test and simulation results of the maximum impact load of the nodes on the swing arms

由图21~23可见,试验与仿真结果规律一致,即随着冲击速度的增大,车钩、牵引板、抗蛇行减振器摇动臂上的结点所受最大冲击载荷均增大,且仿真结果要小于试验结果。而且可知车钩力经图14

所示的串联结构,纵向载荷主要由牵引板传递至车体,结点所受力几乎可以忽略不计,说明在该试验工况(图 9 所示间隙大小 5 mm)下,整个抗蛇行减振器装置在连挂冲击中不会传递纵向载荷。

4.3 工况优化

基于 4.2 节的仿真与试验对比结果,其趋势图能基本反映仿真的正确性。由于实际车型设计参数中,其抗蛇行减振器摇动臂上结点与车体连接不可避免地存在间隙,测试时该间隙大于 5 mm 以便于对力传感器进行布点(如图 9 所示)。而整车装配于转向架时,需首要保证车体对准牵引销进行销接,约束车体相对于转向架运动,所以根据参数设计好的结构结点间隙会很小或者结点与车体完全接触,实际中可能出现的制造公差也会造成间隙不一致。由于整个试验的复杂度涉及多方,试验过程难以精确设置间隙大小,且力传感器要占用一定空间,所以试验中未考虑间隙对冲击的影响。为了反映间隙对载荷传递的影响,仿真研究了该结点间隙的变化对传递载荷大小的影响,如图 24~26 所示。

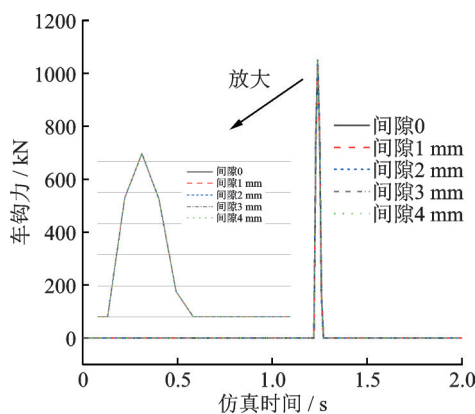


图 24 仿真结点间隙变化对车钩冲击载荷的影响

Fig. 24 Influence of the simulation node gap on the impact load of the coupler

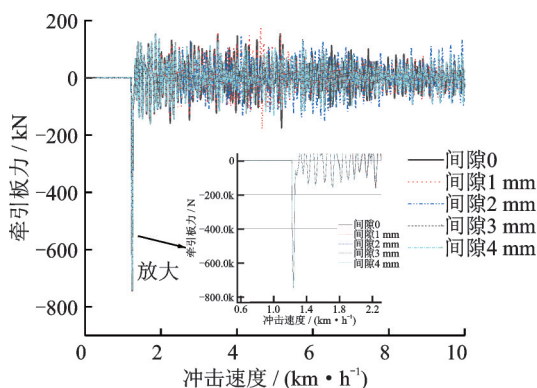


图 25 仿真结点间隙变化对牵引板冲击载荷的影响

Fig. 25 Influence of the simulation node gap on the impact load of the towing plate

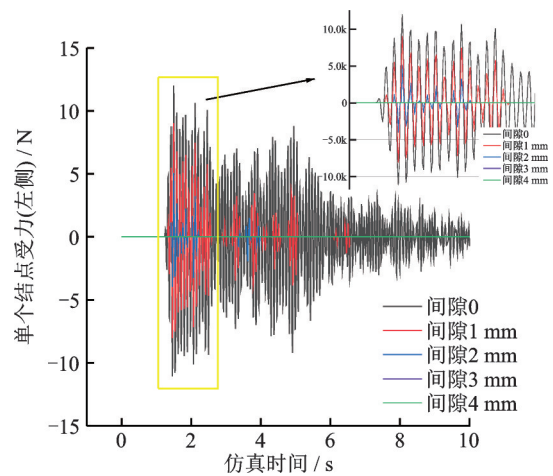


图 26 仿真结点间隙变化对左结点受力载荷的影响

Fig. 26 Influence of the simulation node gap on the impact load of the right and left nodes

结点间隙 0 表示整车装车时,车体与抗蛇行减振器装置摇动臂上的结点是接触的。

由图 25,26 可见,随着间隙的增大,车钩与牵引板最大冲击载荷均保持不变。说明间隙对二者的受力并无影响;但图 26 表明:结点间隙大于 3 mm 时,抗蛇行减振器结点在整个冲击过程中不受力,即结点不会与车体接触,但结点间隙小于 3 mm 时,间隙越小,受冲击载荷越大,但是与牵引板相比,在数值上可以忽略不计。这说明整个连挂冲击时,牵引板几乎是所有纵向载荷传递至车体的位移路径。至于结点间隙的数值设计问题,需结合车辆运动稳定性即临界速度综合考虑,针对结点间隙对整车非线性临界速度的影响,根据铁道车辆分岔理论以及评定标准^[24-26],计算出临界速度随间隙的变化如图 27 所示。

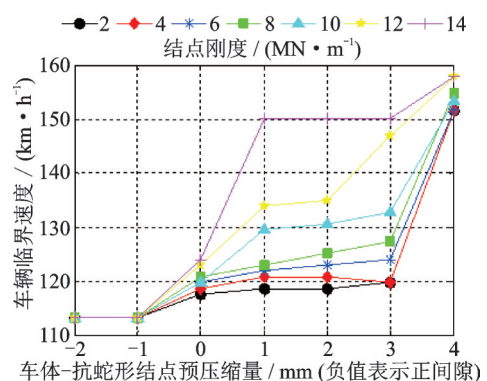


图 27 结点间隙与刚度对临界速度的影响

Fig. 27 Influence of the node gap and stiffness on the critical speed

由图 27 可见,为了使抗蛇行减振器装置的阻尼特性更好地起到抑制车辆摇头作用,按惯例是让车体与结点接触(不存在间隙),但在实际装车过程中由于结点存在刚度,因此也可能存在预压缩量。图

27 表明:预压缩量越大,临界速度越高;而间隙越大,临界速度越低,甚至不能保证该车 120 km/h 的设计速度。所以结点间隙并非越大越好,因为间隙越大,抗蛇行减振器阻尼特性的作用越小,可能使整车蛇行失稳临界速度降低。

5 结 论

本文通过试验与仿真手段,研究了我国自主研发的公铁两用运输车在连挂受冲击载荷时的纵向载荷传递规律,即是通过何种路径传递至车体上。

通过以上研究,车钩与牵引板受力会随着碰撞体冲击速度的增大而增大,仿真结果略小于试验结果,但规律一致。

考虑到制造公差以及安装误差等因素,摇动臂上结点存在间隙,对该间隙大小进行了优化,结果表明:结点几乎不受力,与牵引板受力相比可忽略不计。

通过试验与仿真结果的对比分析,明确了冲击载荷经车钩传递至车体时几乎全部通过转向架上的牵引板传递,抗蛇行减振器装置作用很小,此结果能为后续结构部件强度设计及考核提供支撑。

抗蛇行减振器装置与车体连接的间隙越大,越能减小最大冲击载荷,然而综合考虑整车的蛇行失稳临界速度,由于间隙越大,其阻尼特性的作用越小,不能保证车辆的设计速度,因此建议该间隙控制在 1 mm 以内。

通过以上研究,能为后续车辆受载部件的强度、疲劳设计等提供依据。

参考文献:

- [1] 中华人民共和国交通运输部、外交部、国家发展改革委、科技部、工业和信息化部、公安部、财政部、国土资源部、住房城乡建设部、商务部、人民银行、海关总署、税务总局、工商总局、质检总局、国家统计局、保监会、铁路总公司. 关于进一步鼓励开展多式联运工作的通知[Z]. 2016-12-28.
- [2] 中华人民共和国国务院办公厅. 国务院办公厅关于保障城市轨道交通安全的运行意见[Z]. 2018-03-07.
- [3] 国家铁路局发布《铁路标准化“十三五”发展规划》[J]. 铁道技术监督, 2017, 45(3): 5.
- [4] 张茂松, 李芾, 杨阳. 公铁两用车的发展与运用前景[J]. 国外铁道车辆, 2017, 54(1): 1-6.
Zhang Maosong, Li Fu, Yang Yang. Development and application prospect of road-rail vehicles[J]. Foreign Rolling Stock, 2017, 54(1): 1-6.
- [5] Cempírek Václav, Rathouský Bedřich, Jirsák Petr. The intermodal transportation of semitrailers[J]. Perner's Contacts, 2020, 15(2): 1-18.
- [6] 陆强, 王爱民, 李冬, 等. 国内外多式联运技术发展展望[C]. 中国铁路货运市场发展和多样化运输装备技术研讨会论文集. 北京: 中国铁道学会, 2019: 1-8.
- [7] 赵重年, 徐楠, 李昊天. 公铁两用车国内外发展情况及趋势分析[J]. 专用汽车, 2018(7): 33-37.
Zhao Chongnian, Xu Nan, Li Haotian. Domestic and international development situation and tendency analysis of the road-rail vehicles[J]. Special Purpose Vehicle, 2018(7): 33-37.
- [8] 李志刚. 出口巴西两轴公铁两用专用运输车研制[J]. 铁道车辆, 2013, 51(2): 24-26.
Li Zhigang. Development of the 2-axled road-rail specialized transport car exported to Brazil[J]. Rolling Stock, 2013, 51(2): 24-26.
- [9] 刘映安, 李貌, 张超德, 等. 半挂车公铁两用运输技术的发展历程与对比分析[J]. 国外铁道车辆, 2019, 56(4): 1-5.
Liu Yingan, Li Mao, Zhang Chaode, et al. Development process and comparative analysis of road-rail transport technologies for semitrailers[J]. Foreign Rolling Stock, 2019, 56(4): 1-5.
- [10] 姜浩, 吴荣坤, 阎锋, 等. 欧洲铁路驮背运输装备综述[J]. 国外铁道车辆, 2020, 57(6): 1-6.
Jiang Hao, Wu Rongkun, Yan Feng, et al. Review of European piggyback rail transportation equipment[J]. Foreign Rolling Stock, 2020, 57(6): 1-6.
- [11] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1996: 163-169.
- [12] 孙树磊, 李芾, 黄运华, 等. 重载列车动力学数值模拟[J]. 振动与冲击, 2013, 32(10): 69-73.
Sun Shulei, Li Fu, Huang Yunhua, et al. Numerical simulation of impact effect on heavy haul train[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(10): 69-73.
- [13] 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 Shulei, Li Fu, Huang Yunhua, et al. Numerical simulation of railway vehicle impacts[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2013, 48(3): 507-512.
- [14] 王开云, 翟婉明. 纵向压力作用下重载机车与轨道的动态相互作用[J]. 西南交通大学学报, 2009, 44(1): 7-12.
Wang Kaiyun, Zhai Wanming. Dynamic interaction between heavy locomotive and track under longitudinal force of coupler[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2009, 44(1): 7-12.
- [15] 杨敏, 王开云, 纪天成. 车钩间隙对重载列车纵向冲击动力学的影响[J]. 交通运输工程与信息学报, 2018, 16(2): 80-85.
Yang Min, Wang Kaiyun, Ji Tiancheng. Effects of coupler slack on the longitudinal impulse of heavy haul train[J]. Journal of Transportation Engineering and Information, 2018, 16(2): 80-85.
- [16] 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: 247-256.
- [17] 陈春棉, 刘国伟. 密接式车钩冲击连挂过程仿真研究[J]. 计算机与数字工程, 2021, 49(2): 408-411.
Chen Chunmian, Liu Guowei. Simulation analysis of the impact coupling process of the tight-lock coupler[J]. Computer & Digital Engineering, 2021, 49(2): 408-411.
- [18] 李显洲. 列车纵向动力学模型研究及小间隙车钩动力学性能分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2002.
Li Xianzhou. Train longitudinal dynamics model research and performance analysis of small slack coupler[D]. Dalian: Dalian Railway Institute, 2002.
- [19] Shi Zhiyong, Wang Kaiyun, GUO Lirong, et al. Effect of arc surfaces friction coefficient on coupler stability in heavy haul locomotives: simulation and experiment[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(9): 1368-1383.
- [20] 童小山, 刘丰芹. 南非20E型机车连挂冲击性能研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2015, 38(3): 44-47.
Tong Xiaoshan, Liu Fengqin. Research on shunting impact performance of type 20E locomotive for South Africa[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2015, 38(3): 44-47.
- [21] 中国铁路总公司. 铁路技术管理规程(普速铁路部分)[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2014: 70-73.
- [22] 于琳琳. 公铁两用车转向架方案设计及其动力学性能研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2016.
Yu Linlin. Dynamic simulation and analysis of the bogie for the road-rail vehicle of two drives[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2016.
- [23] 许自强. 33 t轴重机车钩缓装置适应性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
Xu Ziqiang. Research on adaptability of coupler systems on 33 t axle load heavy haul locomotive[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013.
- [24] 罗仁, 石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2018: 193-200.
Lu Ren, Shi Huailong. Dynamics of Railway Vehicle Systems and Application[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018: 193-200.
- [25] 国家标准局. 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范: GB/T 5599—1985[S]. 北京: 中国标准出版社, 1985.
National Bureau of Standards. Railway vehicle-specification for evaluation the dynamic performance and accreditation test: GB/T 5599—1985 [S]. Beijing: China Standards Press, 1985.
- [26] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.
State Administration for Market Regulation, National Standardization Administration. Specification for dynamic performance assessment and testing verification of rolling stock: GB/T 5599—2019 [S]. Beijing: China Standards Press, 2019.

On the longitudinal load transfer law under the coupling shock condition of one roadrailer

DONG Hao^{1,2,3}, LI Ying-hui¹, ZHU Ji², LU Qiang², ZHANG Xian-feng², LIU Peng-fei⁴

(1. Institute for Advanced Study, Chengdu University, Chengdu 610106, China; 2. Science Innovation Center, CRRC Meishan Co., Ltd., Meishan 620032, China; 3. School of Mechanics and Aerospace Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 611756, China; 4. State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: It focused on the test and simulation study on the longitudinal load transfer law under the coupling shock condition of a roadrailer. The bogie of this type of the vehicle contains the towing plate and the yaw damper device, which are oriented in the longitudinal direction. Therefore the load transmission path and its value need to be investigated for further strength evaluation of the structural component. In the test, force sensors were installed on the key components. In the simulation, a comprehensive whole vehicle dynamic model, which contains 3 carbodies and 4 bogies, was established based on the theory and method of the rail vehicle and multibody dynamics. Meanwhile the collider is simplified to a mass considering its mass and speed to simulate the locomotive. Besides, it gave the modeling details of the yaw damper device and the towing plate. By the SIMPACK solver, the results demonstrate that the forces on the hook and the yaw damper device both increase with the impact speed increasing. Furthermore, the simulation results were slightly smaller than the test results, but the law is nearly the same. Under these conditions, the yaw damper had no effect. Therefore, the transmission path is only through the towing plate, which is useful for further strength evaluation.

Key words: vehicle system dynamics; roadrailer; coupling shock; load transmission path

作者简介: 董浩(1985—),男,博士后,副研究员。E-mail: fusiji@my.swjtu.edu.cn。

通讯作者: 刘鹏飞(1986—),男,博士,副教授。E-mail: lpfswjtu@163.com。