特种方舱铁路运输异常调车纵向冲击试验研究

母东，向聪，刘勇，刘绪锡，张云逸

（中国工程物理研究院总体工程研究所，四川 绵阳 621900）

摘要：目的 针对特种方舱铁路运输，明确异常调车纵向冲击试验方法，并掌握异常纵向冲击安全性边界。**方法** 首先开展“一车冲一车”、“一车冲三车”铁路冲击对比试验，获得 2 种工况下的冲击特性数据。然后，基于冲击试验获得的缓冲器性能，建立特种方舱铁路运输调车作业动力学模型，研究冲击模式下不同冲击速度的纵向冲击特性。**结果** 试验工况 1（冲击速度为 8 km/h，“一车冲一车”）下，车钩力不大于 1200 kN，特种方舱内的包装箱固定状态良好。试验工况 2（冲击速度为 15 km/h，“一车冲三车”）下，连挂碰撞界面处的缓冲器完全压缩，铁路车辆前从板出现破坏，特种方舱门端角件发生局部塑性变形，包装箱后限位结构出现变形。基于动力学模型的仿真结果表明，“一车冲一车”工况下，MT-2 缓冲器与车体能承受的极限冲击速度约为 10 km/h。工况 2 受试车（特种方舱的装载车）前端车钩力约为 2132 kN，接近 MT-2 缓冲器的最大作用力。**结论** 开展特种方舱铁路运输调车异常冲击试验，“一车冲一车”模式是更为合适的试验方法。连接车钩是整个特种方舱安全铁路运输系统的最薄弱环节，调车作业安全性边界冲击速度约为 10 km/h。

关键词：纵向冲击；特种方舱；缓冲器；安全性

中图分类号：TJ01 **文献标识码：**A **文章编号：**1672-9242(2021)05-0100-06

DOI：10.7643/ issn.1672-9242.2021.05.015

Experimental Research on the Longitudinal Impact of the Special Container under Shunting Accident

MU Dong, *XIANG Cong*, *LIU Yong*, *LIU Xu-xi*, *ZHANG Yun-yi*

(Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621900, China)

ABSTRACT: To propose the experimental conditions of the shunting impact on the container and obtain the safety boundary under shunting accident. Firstly, two conditions of impact experiments, which were 1 vehicle to 1 vehicle and 1 vehicle to 3 vehicle, were carried out to investigate the longitudinal characteristics of the railway shunting. Then, the vehicle shunting impact model of was built to study the influences of different impact velocities and impact conditions. In the condition of 1 vehicle to 1 vehicle at the impact velocity of 8 km/h, the coupler force was less than 1200 kN. The package inside was fastened tightly after the impact. When the impact velocity equaled to 15 km/h in the condition of 1 vehicle to 3 vehicle, the coupler at the collision interface was compressed to the maximum. After the impact experiment, the coupler of the vehicle was broken. Deformations were appeared at the corner of the container and the back board of the inner package. According to the simulation results, the maximum impact velocity was about 10 km/h, at which the draft gear MT-2 and vehicle structure could keep safe. In the condi-

收稿日期：2021-04-01；**修订日期：**2021-04-15

Received：2021-04-01；**Revised：**2021-04-15

作者简介：母东（1989—），男，硕士，工程师，主要研究方向为包装容器异常安全防护设计。

Biography：MU Dong (1989—), Male, Mater, Engineer, Research focus: mechanical safety design of packages.

引文格式：母东，向聪，刘勇，等. 特种方舱铁路运输异常调车纵向冲击试验研究[J]. 装备环境工程, 2021, 18(5): 100-105.

MU Dong, XIANG Cong, LIU Yong, et al. Experimental research on the longitudinal impact of the special container under shunting accident[J]. Equipment environmental engineering, 2021, 18(5): 100-105.

tion of 1 vehicle to 3 vehicle, the coupler force at the front interface of the vehicle with container was about 2132 kN, which was close to the maximum capacity of the draft gear MT-2. In summary, as for the impact experiment on the container under shunting accident, it is much more appropriate to conduct in the condition of 1 vehicle to 1 vehicle. The coupler remains the weak point in the whole vehicle transportation, while the impact velocity boundary is about 10 km/h.

KEY WORDS: longitudinal impact; special container; draft gear; safety

在炸药、火工品、化学物品、放射性材料等危险品的铁路运输中，通常采用特种方舱作为外包装防护容器，利用方舱底部的角件与列车上的锁紧装置（平头锁、手动／全自动转锁、F-TR 锁等）连接，进行刚性固定[1]。列车解体或编组等调车环节是列车运行过程中最严酷的使用工况，方舱及其内装货物将承受较大的纵向冲击，是导致方舱结构与货物损坏的主要原因之一[2-3]。若在调车作业过程中出现异常冲击事故，将可能造成包装容器破坏，甚至导致危险品泄露，严重危害环境以及公共安全。

铁路车辆冲击试验研究方面，对铁路车辆、上装货物的铁路冲击试验方法有所差异。开展铁路车辆冲击试验，可参考的国内标准主要是 TB/T 1335—1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》和 TB/T 2369—2010《铁道车辆冲击试验方法与技术条件》。二者规定的试验方法均模拟驼峰调车场景，目的在于考核铁路车辆的冲击强度，采用“一车冲一车”的调车工况，仅冲击速度量值有所差异，见表 1。在铁路行业中，开展过大量的铁路车辆冲击试验，均按照 TB/T 1335—1996 规定进行。

开展特种方舱铁路冲击试验，可参考的国内标准主要是 GJB 2093A—2012《军用方舱通用试验方法》和 TB/T 1335—1996。GJB 2093A—2012 采用的是“一车冲三车”工况，受试车为第 2 辆静止车，冲击速度为 15 km/h。国内军用方舱行业中，基本通过理论计算与数值仿真校验舱体冲击强度，少见有开展过铁路冲击试验进行验证。为研究特种方舱对铁路运输冲击环境的适应性与安全性，有必要开展铁路冲击试验，对不同的试验工况进行对比，确定合适的冲击试验条件，研究特种方舱铁路运输的纵向冲击特性。

表 1　不同标准中规定的铁路冲击试验条件

Tab.1 Experimental conditions according to different standards

参考标准	冲击模式	冲击速度/(km·h^{-1})	冲击次数
TB/T 1335—1996	“一车冲一车”：一辆运动的冲击车冲击一辆静止的受试车	8	1 次
TB/T 2369—2010	“一车冲一车”：一辆运动的冲击车冲击一辆静止的受试车	12（货车）；7（客车）	达到最大冲击速度即停止
GJB 2093A—2012	“一车冲三车”：一辆运动的冲击车冲击三辆静止、连挂好的受试车，方舱固定在第 2 辆受试车上	15	正、反向各 2 次

仿真模拟研究方面，基于铁路车辆冲击的纵向连接模型，国内外学者通常采用单自由度多质点串联系统来模拟车辆之间的冲击过程，对缓冲器力学特性多采用查表法、线性阻尼带宽法、迟滞回路修正法、线性与非线性刚度叠加法以及多参数刚度阻尼法等进行数学建模分析[4-7]。对车体结构变形的影响，则多在缓冲器模型中进行补偿，如过渡曲线延伸法、并联刚度阶段作用法等[8-9]。通过建立动力学模型，对冲击过程中的车钩力、缓冲器行程、车体速度及加速度等动态参数有较好的预测性。孙锁怀等[10]基于试验方法获得了缓冲器非线性刚度阻尼参数，并建立了动力学模型，分析了不同编组模式下的纵向冲击特性。杨亮亮等[11]提出了一种兼顾缓冲器各摩擦部件之间的几何与力学关系、车体与转向架之间的心盘连接关系以及车体结构变形的纵向连接模型，与实际运行状态吻合较好，可较好预测纵向振动问题与车体纵向变形。Sun 等[12]建立了典型旅客列车的冲击动力学模型，分析了冲击速度和编组形式对各车辆界面碰撞力的影响。严隽耄、Kirkpatrick 等[13-20] 建立了铁路运输冲击的仿真模型，总结了车辆纵向冲击特性的基本规律与影响因素，并提出了减小纵向冲击的有效措施。

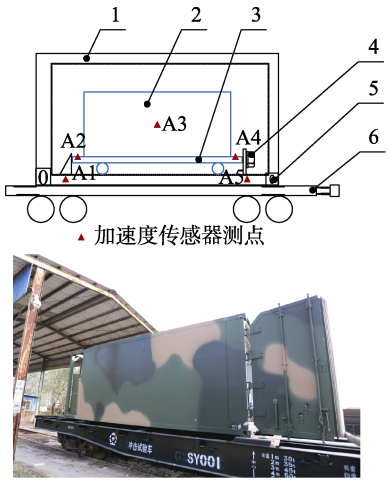
文中首先开展了铁路冲击对比试验，研究了 GJB 2093A—2012 与 TB/T 1335—1996 规定的 2 种试验工况下的冲击环境。然后，基于试验结果，建立了特种方舱铁路运输调车工况下的系统动力学模型，对车体与特种方舱的纵向冲击特性进行了分析，为特种方舱铁路异常调车纵向冲击安全性边界分析提供了理论参考。

1　特种方舱铁路冲击对比试验研究

1.1　特种方舱铁路运输连接状态

铁路运输过程中，危险品包装箱通过螺栓连接固定在平板小车上，平板小车通过前后限位结构固定压紧。特种方舱通过底部的 4 个角件与铁路货车上的 4

个 F-TR 转锁连接固定，不采用其他刚性或柔性加固，如图 1 所示。某危险品包装箱与平板小车的总质量约为 5 t，特种方舱外形尺寸（长×宽×高）为 6058 mm×2438 mm×2438 m，满载质量约为 15 t。



1-特种方舱；2-危险品包装箱；3-平板小车；4-限位结构；5-角件与 F-TR 转锁；6-铁路平板车

图 1 危险品特种方舱铁路运输连接状态

Fig.1 Apparatus of the impact experiments

1.2 铁路冲击试验条件

参考 GJB 2093A—2012 中规定的铁路运输撞击试验，以及 TB/T 1335—1996 中规定的铁路车辆冲击试验方法，确定特种方舱铁路冲击对比试验件，见表 2。为对比分析“一车冲一车”（工况 1）、“一车冲三车”（工况 2）2 种冲击模式（如图 2 所示）下冲击特性的差异，除冲击速度与受试车位置不同外，其余试验条件均一致。其中，冲击车为 C80 型货车，总质量为 75 t；装载方舱的受试车为 NX70 型平车，空载质量为 23 t，装载特种方舱后的总质量为 38 t；连挂车为 N17AK 型平车，空载质量为 20 t；阻挡车为 C80 型货车，总质量约为 80 t。以上车辆均配装有 17 型车钩、MT-2 型缓冲器。考虑到试验实施的分散性，同一工况冲击 2 轮，不区分正反冲击方向。

表 2 特种方舱铁路冲击对比试验条件

Tab.2 Comparison between the experimental conditions

试验工况	参考标准	冲击模式	冲击车质量/t	受试车质量/t	连挂车质量/t	阻挡车质量/t	冲击速度/(km·h^{-1})	冲击轮数
工况 1	TB/T 1335—1996	“一车冲一车”	75	23	—	80	8	2
工况 2	GJB 2093A—2012	“一车冲三车”	75	23	20	80	15	2

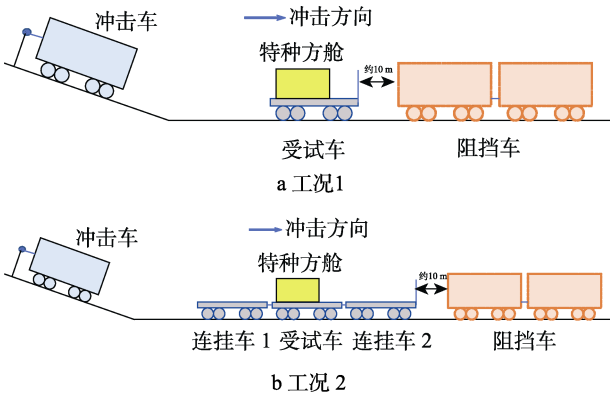


图 2 特种方舱铁路冲击试验条件

Fig. 2 Conditions of the impact experiments: a) case 1; b) case 2

试验在中车长江车辆有限公司试验研究中心的冲击试验线上开展。通过高速摄影机，测量冲击速度；通过在连挂碰撞界面处安装测力车钩，测量车钩冲击力；通过在连挂碰撞界面处的缓冲器前从板和钩托板之间安装位移计，测量冲击时的缓冲器位移；通过在特种方舱内部安装加速度传感器，测量关键位置的加速度响应。

1.3 试验结果及分析

试验过程中，工况 1 的 2 轮冲击速度分别为 8.2、8.15 km/h，冲击车与受试车正常连挂，特种方舱结构外观正常，无变化。工况 2 的 2 轮冲击速度分别为 15、15.13 km/h，试验后连挂车 1 的前从板出现破坏，有破片飞出；特种方舱的门端角件发生局部塑性屈服变形（如图 3 所示）。最大车钩力与缓冲器测试结果见表 3。工况 1 条件下，缓冲器位移约为 78 mm，车钩力不大于 1200 kN，未超过其最大行程（83 mm）；工况 2 条件下，缓冲器被完全压缩，车钩力超出缓冲器的最大作用力（2300 kN）。根据我国现行《铁路技术管理规定》，铁路车辆调车连挂速度不大于 5 km/h，铁路运输车辆的车体强度均按 8 km/h 的冲击速度进行设计校核。工况 2 的冲击速度约为正常连挂速度的 3 倍，铁路平板车车钩发生变形破坏，无法正常调车连挂。

图 3 特种方舱门端角件局部塑性变形

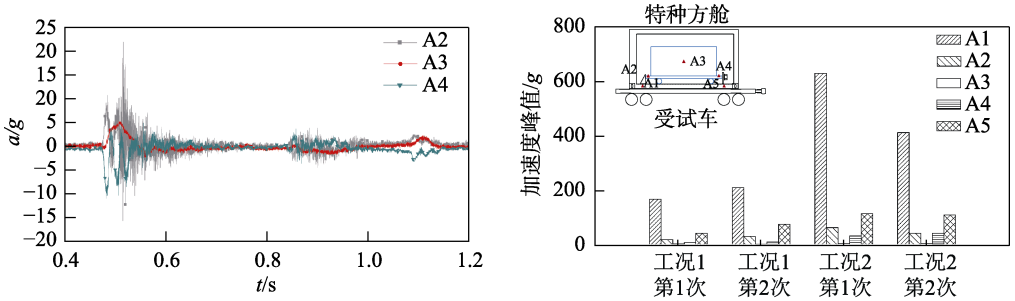
Fig. 3 Deformation at one corner fitting of the container

表 3　铁路运输冲击试验最大车钩力与缓冲器位移结果
Tab.3 Coupler force and draft gear stoke of the impact experiments

试验工况	工况 1		工况 2	
	第 1 次	第 2 次	第 1 次	第 2 次
实测冲击速度/(km·h^{-1})	8.2	8.15	15	15.13
最大车钩力/kN	1174	1008	—	—
缓冲器位移/mm	77.74	78.66	83	83

注：工况 1 的车钩力超出测力车钩行程，不小于 3000 kN

两种工况下，冲击响应沿“平板车→FT-R 转锁→特种方舱→平板小车→包装箱”传递，且衰减较快（如图 4 所示）。包装箱上的轴向冲击响应均呈半正弦波波形，峰值约为 5g~7.3g，底宽约为 50~80 ms，符合铁路冲击响应的理论预期。相比于工况 1，工况 2 中包装箱上的响应偏大，超出约 40%。工况 2 冲击试验后，平板小车后限位结构出现明显弯曲变形。试验结果表明，GJB 2093A—2012 规定的铁路冲击试验工况比 TB/T 1335—1996 中的规定更为严酷。但是，尚不足以给出危险品特种方舱铁路运输冲击的安全边界，可通过建立铁路运输纵向冲击动力学模型进一步对比分析。



a 工况1第1次冲击中的加速度响应　　b 各测点位置的加速度峰值

图 4　铁路运输冲击试验中的加速度响应

Fig.4 Acceleration responses during the impact experiments: a) acceleration response in the first impact of condition 1; b) peak acceleration of each measuring point

2　铁路运输纵向冲击特性分析

2.1　铁路运输冲击动力学模型

铁路冲击试验中，无论是“一车冲一车”，还是“一车冲三车”模式，均可将铁路车辆冲击模型简化为 1 辆运动车冲击 n 辆静止车的质量-弹簧阻尼系统，如图 5 所示。当运动车与静止车接触时，缓冲器开始压缩，车辆之间存在相互冲击力，车辆与轨道之间存在着摩擦力。仅考虑车辆纵向伸缩的自由度，忽略车辆横向、垂向的运动。

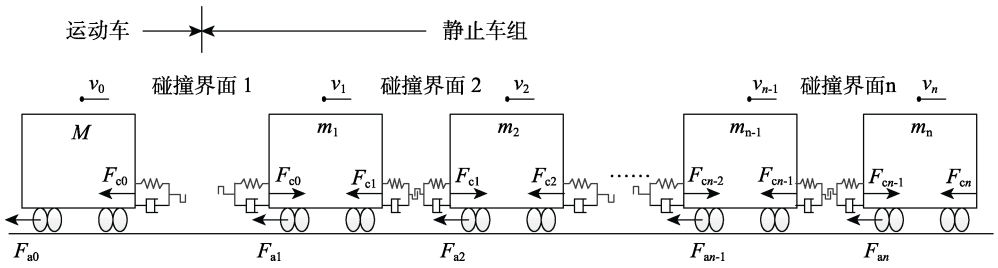


图 5　“1 车冲 n 车”铁路车辆冲击模型

Fig.5 Locomotive dynamic model with one vehicle to n vehicle

铁路运输冲击动力学方程可表达为式（1）：

$$\begin{cases} Mv = -F_{a0} - F_{c0} \\ m_1 v_1 = F_{c0} - F_{a1} - F_{c1} \\ m_2 v_2 = F_{c1} - F_{a2} - F_{c2} \\ \cdots \\ m_{n-1} v_{n-1} = F_{cn-2} - F_{an-1} - F_{cn-1} \\ m_n v_n = F_{cn-1} - F_{an} \end{cases} \tag{1}$$

式中：M 为运动车的质量；m_i 为第 i 辆静止车的质量，i=1, 2,…, n；x_i 为第 i 辆静止车的绝对位移；v_0 为运动车的速度；F_{ci}、F_{ai} 为第 i 辆车的车钩力、与轨道间的摩擦力；F_{c0}、F_{a0} 为运动车的车钩力、与轨道间的摩擦力。

摩擦力的大小和方向与车辆承受的外部载荷、运动速度方向有关。根据车辆车型和空重状态的不同，车辆与轨道间的摩擦力可选择不同的经验公式计算。

空车滚动轴承车与轨道间的摩擦力为：

$$F_{ai} = m_i g(2.23 + 0.0053 v_i + 0.000675 v_i^2) \tag{2}$$

式中：v_i 为第 i 辆静止车的速度。

重车滚动轴承车与轨道间的摩擦力为：

$$F_{ai} = m_i g(0.92 + 0.00483 v_i + 0.000125 v_i^2) \tag{3}$$

为简化计算，采用缓冲器的阻抗特性来描述调车冲击所产生的车钩力。对于 MT-2 型钢弹簧干摩擦缓冲器，通过“一车冲一车”冲击试验获得的阻抗特性曲线如图 6 所示。

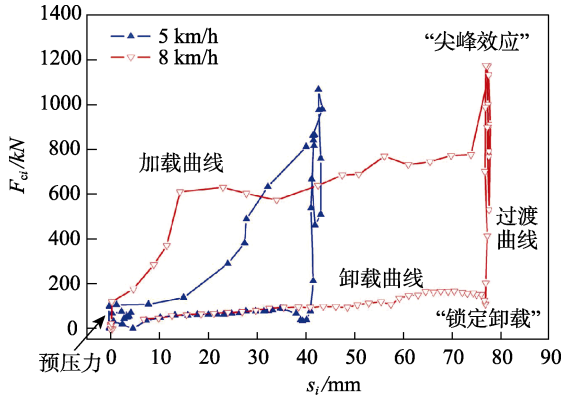


图 6　MT-2 型缓冲器阻抗特性曲线

Fig.6 Loading responses of the MT-2 draft gear

缓冲器特性曲线表现了如下特性：预压力、加载曲线、加载末端的“尖峰效应”现象、过渡曲线、开始卸载的“锁定卸载”现象、卸载曲线。建立较为接近实际的缓冲器动力学模型，需要尽量模拟缓冲各段的动态特性。采用附加摩擦因素来表示缓冲器摩擦副运动状态的改变，引入附加摩擦力 F_{cif} 来表示摩擦副锁定后的阻抗力增加值。车钩力和附加摩擦因素分别为：

$$F_{ci} = F_{ci0} + F_{cis}(\Delta s, \Delta \dot{s}) + F_{cif}(\Delta s, \Delta \dot{s}) \tag{4}$$

$$\mu_{cf} = \begin{cases} \mu_s - \mu_k, \Delta \dot{s} = 0 \\ \mu_s - \mu_k - \dfrac{\mu_s - \mu_k}{v_{cf}} \Delta \dot{s}, 0 < \Delta \dot{s} < v_{cf} \\ 0, \Delta \dot{s} \geqslant v_{cf} \end{cases} \tag{5}$$

式中：μ_{cf} 为附加摩擦因素；μ_s 为等效静态摩擦因素；μ_k 为等效动态摩擦因素；Δs 为相对纵向位移，$\Delta \dot{s}$ 为相对纵向速度；v_{cf} 为动态摩擦的速度阈值；F_{ci0} 为缓冲器初始压力；F_{cis} 为缓冲器内部的弹簧力和滑动摩擦力的合力。

根据建立的铁路运输冲击动力学模型，针对“一车冲一车”工况进行仿真分析，5 km/h 冲击速度下的最大车钩力约为 1032 kN，8 km/h 冲击速度下的最大车钩力约为 1274 kN。与试验结果（见图 6）对比，仿真结果与冲击试验结果吻合较好。

2.2　特种方舱纵向冲击特性分析

工况 1 与工况 2 冲击条件下的调车冲击仿真结果如图 7 所示。从图 7 中可以看出，最大车钩力出现在运动车与静止车的碰撞界面处，离该界面处越远，车钩力越小。2 种工况下，受试车（特种方舱的装载车）前端车钩力分别为 1274、2132 kN，对应的 MT-2 缓冲器位移分别约为 77.5、82.3 mm。对于工况 2，碰撞界面 1 处的缓冲器处于全压缩状态，超出 MT-2 缓冲器的性能极限；碰撞界面 2 处的缓冲器已接近全压缩状态。从车钩力来看，对于特种方舱的铁路运输冲击考核，工况 2 比工况 1 更为严酷。若冲击速度相同，“一车冲一车”模式比“一车冲三车”模式更为严酷。

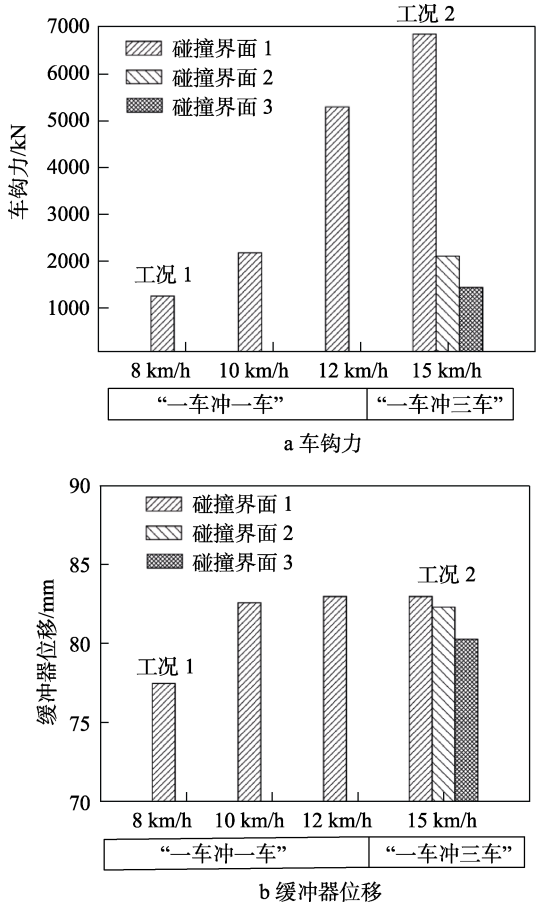


图 7　各碰撞界面的车钩力与缓冲器位移

Fig.7 (a) Coupler force and (b) draft gear stoke at the collision interface

由图 7 可以看出，在不同冲击速度的“一车冲一车”工况下，冲击速度越大，车钩力越大。当冲击速度约为 10 km/h 时，碰撞界面处的缓冲器刚好处于全压缩状态，车钩力约为 2204 kN。当冲击速度提升至 12 km/h 时，车钩力增大至 5870 kN，已明显超出 MT-2 缓冲器的性能极限。因此，TB/T 2369—2010 中规定的冲击速度为 12 km/h 的“一车冲一车”工况，现有车体强度、缓冲器性能预计已不能满足冲击安全性需求，可能造成陪试车的损坏。

对比铁路运输冲击试验与仿真计算结果，分析认为：基于我国现有铁路车辆能力现状，特种方舱铁路运输异常调车冲击下，连接车钩是整个系统的最薄弱的环节。相对于“一车冲三车”模式，TB/T 1335—1996、TB/T 2369—2010 规定的“一车冲一车”模式可操作性更强，对特种方舱的安全性考核更为直接，是更为合适的铁路运输异常调车纵向冲击试验方法。

3　结论

1）在 TB/T 1335—1996、TB/T 2369—2010、GJB 2093A—2012 等 3 个标准中，参照 TB/T 1335—1996 规定的“一车冲一车”模式，开展特种方舱铁路运输调车异常冲击试验，可操作性更强，更符合我国危险品铁路运输的实际情况。

2）对于特种方舱铁路运输异常调车冲击，连接车钩是整个系统的最薄弱的环节，调车作业安全性边界冲击速度约为 10 km/h。

3）调车作业过程中，连挂碰撞界面处的车钩力最大，离该界面越远，车钩力越小。危险品特种方舱铁路运输中，应严格按铁路技术管理规定控制调车作业连挂速度（不大于 5 km/h），并尽量保持危险品特种方舱远离冲击碰撞端。

参考文献：

[1] 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 Chun-shan, CHEN Lei. Technology of railway heavy-load and speed-up freight cars[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2010.

[2] 杨亮亮, 罗世辉, 傅茂海, 等. 基于调车工况的车辆纵向冲击数值模拟研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(4): 132-138.
YANG Liang-liang, LUO Shi-hui, FU Mao-hai, et al. Numerical simulation study on longitudinal impact of vehicle under shunting condition [J]. Journal of mechanical engineering, 2016, 52(4): 132-138.

[3] 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(1): 22-27.
SUN Shu-lei, LI Fu, HUANG Yun-hua, et al. Research on longitudinal characteristics of vehicle shunting impact[J]. Journal of the China railway society, 2014(1): 22-27.

[4] 王福天. 车辆系统动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1994.
WANG Fu-tian. Vehicle system dynamics[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 1994.

[5] XU Z Q, MA W H, WU Q, et al. Analysis of coupler rotation angle in heavy haul locomotives[J]. Journal of railway and rapid transit, 2014, 228(8): 835-844.

[6] 金星, 罗运康. 摩擦型缓冲器特性的数学描述[J]. 铁道车辆, 2011, 49(6): 1-4.
JIN Xing, LUO Yun-kang. The mathematic description of features of the friction type draft gears[J]. Rolling stock, 2011, 49(6): 1-4.

[7] WARD E D, LEONARD R G. Automatic parameter identification applied to a railroad car dynamic draft gear model[J]. Journal of dynamic systems, measurement, and control, 1974, 96(4): 460-465.

[8] 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 Yun-hua, LI Fu, FU Mao-hai. Research on the characteristics of vehicle buffers[J]. China railway science, 2005, 26(1): 95-99.

[9] ANSARI M, ESMAILZADEH E, YOUNESIAN D. Longitudinal dynamics of freight trains[J]. International journal of heavy vehicle systems, 2009, 16(1/2): 102-131.

[10] 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 Suo-huai, MENG Xu. Nonlinear impacting dynamic model of a metro vehicle[J]. Journal of mechanical engineering, 2012, 48(9): 111-116.

[11] 杨亮亮, 罗世辉, 傅茂海, 等. 一种用于模拟车辆冲击试验的铁路货车纵向连接模型[J]. 中国铁道科学, 2017, 38(1): 123-13.
YANG Liang-liang, LUO Shi-hui, FU Mao-hai, et al. A longitudinal connection model of railway wagon for simulating vehicle impact test[J]. China railway science, 2017, 38(1): 123-131.

[12] 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.

[13] 严隽耄, 翟婉明, 陈清, 等. 重载列车系统动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2003.
YAN Jun-mao, ZHAI Wan-ming, CHEN Qing, et al. Heavy haul train system dynamics[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2003.

[14] KIRKPATRICK S W, SCHROEDER M, SIMONS J W. Evaluation of passenger rail vehicle crashworthiness[J]. International journal of crashworthiness, 2001, 6(1): 5-106.

[15] MILHO J F, AMBROSIO J A C, PEREIRA M F O S. Validated multibody model for train crash analysis[J]. International journal of crashworthiness, 2003, 8(4): 339-352.

[16] GAO G J, TIAN H Q. Train's crashworthiness design and collision analysis[J]. International journal of crashworthiness, 2007, 12(1): 21-28.

[17] ANGHILERI M, CASTELLETTI L M L, PIROLA M, et al. C IV class tram crashworthiness assessment[J]. International journal of crashworthiness, 2008, 13(4): 425-435.

[18] MARTINEZ E, TYRELL D, RANCATORE R, et al. A crush zone design for an existing passenger rail cab car[C]// Proceedings of ASME international mechanical engineering congress & exposition. Orlando: IMECE, 2005.

[19] PRIANTE M, TYRELL D, PERLMAN B. The influence of train type, car weight, and train length on passenger train crashworthiness[C]// Proceedings of joint rail conference. Pueblo: JRC, 2005.

[20] DIAS J P, PEREIRA M S. Optimization methods for crashworthiness design using multibody models[J]. Computers & structures, 2004, 82: 1371-1380.