

102型车钩与重载机车二系悬挂参数匹配研究

马群¹, 沈龙江², 姚远¹, 王善硕¹, 钟文生¹

(1. 西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 中车株洲电力机车有限公司 重载快捷大功率电力机车全国重点实验室, 湖南 株洲 412001)

摘要: 机车二系悬挂参数对重载车钩受压稳定性影响显著, 为了探究102型车钩与重载机车二系悬挂参数的合理匹配, 文章利用 SIMPACK 软件建立了详细的102车钩与HXD1型八轴重载机车组成的双机重联动力学模型, 分析了不同计算工况下车钩力学特性与重载机车的安全性能; 对比了不同车钩自由角及纵向力作用下, 二系悬挂参数对机车安全性的影响。结果表明: 当纵向压力较小时车钩转角稳定在自由角, 机车轮轴横向力随车钩自由角及机车二系悬挂横向刚度增大而增大, 与车钩纵向力无关。当纵向车钩压力增大到车钩需克服复原块预压缩载荷发生偏转时, 车钩转角进一步增大, 此时适当增加机车二系横向刚度有利于车钩稳定且影响较小。为保障制动工况下列车的运行安全, 建议控制车钩自由角在6°以内, 转向架单侧二系横向刚度范围在0.45~0.60 kN/mm; 二系横向止挡间隙选择35 mm自由间隙及5 mm弹性间隙。

关键词: 重载机车; 102车钩; 压钩稳定性; 参数优化; 车钩自由角; 止挡间隙

中图分类号: U260.34

文献标识码: A

Research on matching of 102-type coupler with secondary suspension parameters of heavy-haul locomotives

MA Qun¹, SHENG Longjiang², YAO Yuan¹, WANG Shanshuo¹, ZHONG Wensheng¹

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;

2. State Key Laboratory of Heavy-duty and Express High-power Electric Locomotive, CRRC Zhuzhou Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: The secondary suspension parameters of locomotives have a significant influence on the stability of heavy-haul couplers under compression. This paper aimed to explore the reasonable matching between 102-type couplers and the secondary suspension parameters of heavy-haul locomotives. A detailed two-locomotive dynamics model was established by using SIMPACK software, incorporating a 102-type coupler and HXD1 eight-axle heavy-haul locomotives. The mechanical characteristics of the coupler and the safety performance of the heavy-haul locomotives were analyzed under different calculation conditions. Moreover, the influence of secondary suspension parameters on locomotive safety was compared at different coupler free angles and under varying longitudinal forces. The results indicate that at low longitudinal pressure, the coupler angle stabilizes at a free angle, and the lateral force on the locomotive's wheel axles increases with an increasing free angle of the coupler and a higher lateral stiffness of the secondary suspension. This relationship was independent of the longitudinal force of the coupler. As the longitudinal coupler pressure increases, resulting in deflection to overcome the pre-compression load of the restoration block, the coupler angle further increases. At this stage, an appropriate increase in the lateral stiff-

基金项目: 国家自然科学基金项目(U2268211); 四川省自然科学基金项目(2022NSFSC0034, 2022NSFSC1901); 轨道交通运载系统全国重点实验室自主研究课题(2022TPL-T02)

通信作者: 姚远 (1983—), 男, 博士, 研究员, 博士生导师, 主要从事机车车辆设计理论和车辆系统动力学方面的研究;
E-mail: yyuan8848@163.com

引用格式: 马群, 沈龙江, 姚远, 等. 102型车钩与重载机车二系悬挂参数匹配研究[J]. 机车电传动, 2023(6): 63-70.

Citation: MA Qun, SHENG Longjiang, YAO Yuan, et al. Research on matching of 102-type coupler with secondary suspension parameters of heavy-haul locomotives[J]. Electric drive for locomotives, 2023(6): 63-70.

ness of the secondary suspension helped to maintain coupler stability along with just a minimal impact. In order to secure safe train operation in braking conditions, it is recommended to control coupler free angles within 6° , and set the lateral stiffness of the secondary system on a single side of bogies within the range of 0.45-0.60 kN/mm. Additionally, the recommended secondary lateral stop clearance includes a 35 mm free clearance plus a 5 mm elastic clearance.

Keywords: heavy-haul locomotive; 102-type coupler; stability of coupler under compression; parameter optimization; coupler free angle; stop clearance

0 引言

重载铁路以其运量大、成本低、能耗少等优点得到了世界范围内的认可。大力发展重载运输，提高铁路货物运输能力，是铁路发展的一条重要途径，增加列车轴重和编组是重载运输的发展方向。但随着轴重和编组的增加及主从机车制动不同步等原因，导致列车在制动时将产生强烈的纵向冲击问题。在较大的纵向冲击下，车钩水平偏转角度会进一步增加，将纵向冲击转化成较大的横向分力，经机车悬挂系统传递到轮对时，导致轮轴横向力在短时间内急剧增加并超过安全标准范围，极易造成钢轨挤翻及轨距扩大等问题，从而引发脱轨事故^[1]。因此，开展重载机车及其钩缓装置动力学性能的研究具有十分重要的现实意义。

国内外学者对重载机车钩缓装置及重载列车的动力学性能影响进行了卓有成效的研究^[2-3]。近十年来，国内对 100 型尾端圆弧接触型车钩与重载列车中部机车受压脱轨安全性问题的研究较为充分。文献[4-6]针对大秦线重载列车中部机车的受压脱轨首次提出了重载车钩受压稳定性问题，并提出了两种重载车钩建模方法与稳钩机理。文献[7-9]针对 100 型车钩与缓冲器前从板不等半径圆弧面间线接触特点，根据摩擦圆理论提出了基于传力线的车钩受力分析与稳钩机理，该模型后续得到了进一步的发展与验证。文献[10]针对 2 种车钩不同的结构特点与稳钩原理，提出了机车二系悬挂系统参数匹配原则和一种新型重载车钩。文献[11-14]开展了 100 型重载车钩及二系横向止挡间隙对重载机车动力学性能影响的仿真与现场试验研究，提出了采用较小二系横向止挡间隙提升 100 型车钩稳定性的方案。

当前对于 100 型车钩的研究已较为广泛，但对于不同结构特点及稳钩原理的 102 型车钩研究则较少。近年来，由于业内认识到 100 型车钩给 2 万吨重载列车中部机车带来的安全运行风险，新型重载机车基本采用了 102 型重载车钩。102 型车钩具有机械止挡特性，能在更大的纵向压钩力下限制车钩转角及保障机车的运行安全。因此，开展 102 型车钩与重载机车二系悬挂参数匹配研究具有十分重要的现实意义。

1 102 车钩及缓冲器结构说明

102 车钩如图 1 所示，主要由前从板、后从板、钩

尾框、钩尾销、橡胶片和复原块等组成。当车钩受拉时，车钩带动钩尾销从而带动钩尾框运动，推动后从板，压缩缓冲器提供刚度和阻尼；当车钩受压时，车钩通过钩尾销带动钩尾框压缩前从板，压缩缓冲器传递纵向压缩力。该车钩主要特征在于当车钩偏转角度超过自由角间隙后，左右两侧的复原块与车钩尾端侧肩接触，限制车钩偏转角进一步增大，起到稳定车钩的作用^[11]。本文使用车钩尺寸见表 1。

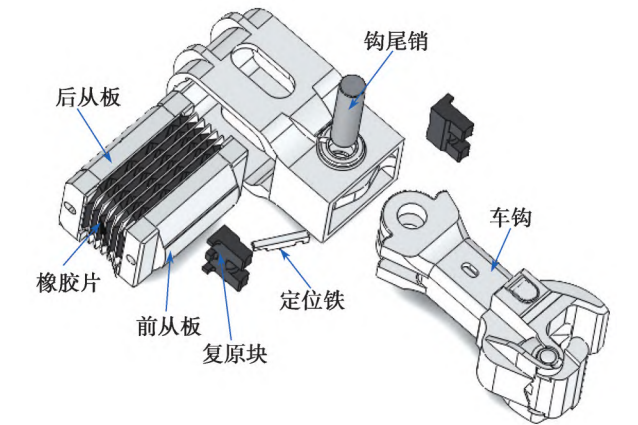


图 1 102 车钩结构图
Fig. 1 Structure diagram of 102 coupler

表 1 102 车钩主要几何尺寸参数
Table 1 Main geometric dimension parameters of 102 coupler

主要参数名称	参数符号	参数值/m
车钩的长度	l	0.712
复原块到钩尾销的横向距离	b	0.125
前从板接触面宽度一半	c	0.095
缓冲器宽度的一半	d	0.225

2 车钩的几何与受力分析

102 型车钩几何与受力状态可分为如下 3 种情况^[15]：
①车钩偏转角 α 小于车钩自由角 δ ，复原块与车钩侧肩未接触，此时前从板转角 $\lambda=0^\circ$ ，车钩受力分析如图 2，可将车钩看作是二力杆结构。车钩在纵向压力下旋转，机车通过悬挂系统进行平衡，车钩横向力 F_y 与车钩纵向压力 F_{cx} 的关系如下：

$$F_y = F_{cx} \tan \alpha \tag{1}$$

此时机车横向悬挂产生的横向力将大于车钩横向力，车钩处于稳定状态， F_{cx} 满足如下关系：

$$F_y = F_{cx} \tan \alpha < k_{cy} l \sin \alpha \tag{2}$$

即

$$\left. \begin{aligned} F_{cx} &< k_{cy} l \cos \alpha \\ k_{cy} &= (l_b / l_c)^2 k_s \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: k_{cy} 为车钩安装座等效横向刚度; k_s 为单转向架一系和二系的横向串联刚度; l_b 为机车定距的一半; l_c 为机车前后缓冲器安装座纵向距离的一半。

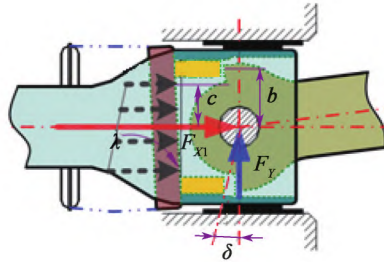


图2 车钩偏转角小于自由角时车钩的受力分析

Fig. 2 Force analysis of coupler at a deflection angle less than its free angle

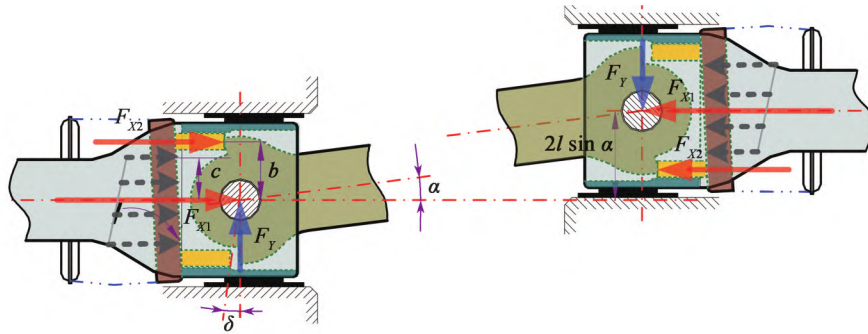


图3 车钩自由角和偏转角相等时车钩的受力分析^[15]

Fig. 3 Force analysis of coupler at a free angle equal to its deflection angle^[15]

图4为前从板临界弯曲状态的受力分析。由图4可知, 前从板临界弯曲状态 F_{x2} 和 F_{cx} 满足下式:

$$F_{x2} = \frac{4}{3b/c + 7} F_{cx} \approx 0.36 F_{cx} \quad (4)$$

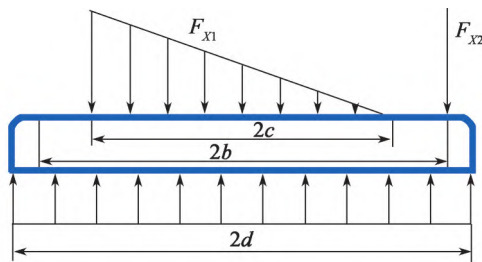


图4 前从板临界弯曲状态受力分析图

Fig. 4 Force analysis diagram of front plate in critical bending state

车钩受压时, 车钩通过钩尾销带动钩尾框压缩前从板, 前从板受到钩尾框施加的纵向力。当前从板的预压缩力为0.36倍车钩纵向力时, 复原块纵向压力 F_{x2} 需超过该值, 前从板才发生转角。

当 F_{x2} 不满足大于 $0.36 F_{cx}$, 车钩为非二力杆结构。车钩横向力 F_y 与 $\sin \alpha$ 及 k_{cy} 成正比, 而与车钩纵向力 F_{cx} 无关, 计算公式如下:

$$F_y = k_{cy} l \sin \alpha \quad (5)$$

当车钩横向力被机车横向悬挂系统产生的横向力平衡时, 车钩转角不会增大。对于该车的计算参数, 车钩纵向力 F_{cx} 需要小于270 kN, 满足 $\alpha < \delta$ 的条件。

②当 $\alpha = \delta$ 时, 车钩受力状态如图3, 复原块与车钩侧肩接触, 此时前从板转角 $\lambda = 0^\circ$, 车钩端部受到钩尾销和复原块提供的纵向力 F_{x1} 、 F_{x2} 和钩尾横向力 F_y 。

车钩力平衡方程为:

$$F_{x1} + F_{x2} = F_{cx} \quad (6)$$

$$F_{x1} \times 2l \sin \alpha + F_{x2}(2l \sin \alpha - 2b) - F_y \times 2l \cos \alpha = 0 \quad (7)$$

机车横向刚度为非线性刚度, 考虑机车二系横向止挡的自由间隙, 计算得到不同车钩自由角下复原块纵向力 F_{x2} , 如图5所示。车钩自由角4~6°对应的前从板开始发生偏转的最大纵向压钩力分别为2 600 kN、950 kN和750 kN。

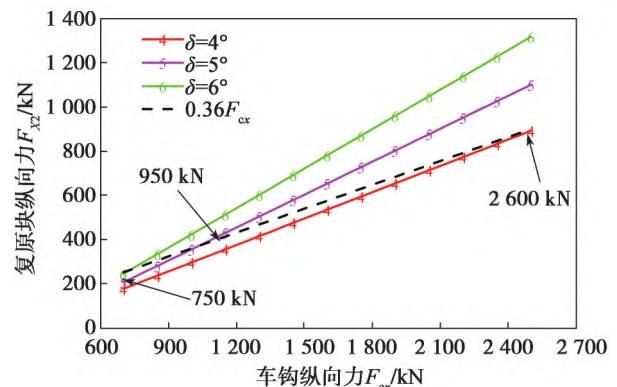


图5 不同车钩自由角对应的 F_{x2} 与 F_{cx} 的关系

Fig. 5 Relationship between F_{x2} and F_{cx} corresponding to different coupler free angles

③当 $\alpha > \delta$ 时, 受力分析如图6, 车钩转角 α 与 δ 的关系满足

$$\alpha \approx \delta + 2\lambda \quad (8)$$

式中: λ 为前从板转角, 与缓冲器纵向刚度及 F_{x2} 有关。

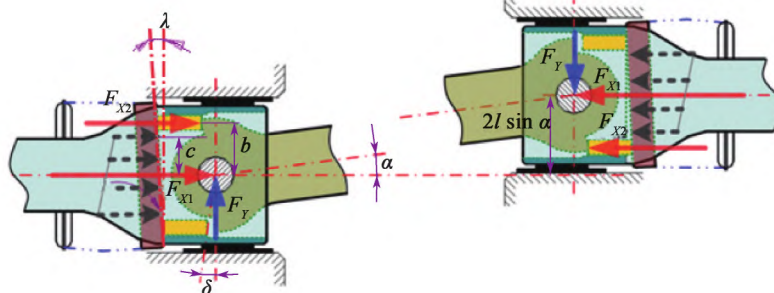


图6 车钩偏转角大于自由角时车钩受力分析

Fig. 6 Force analysis of coupler at a deflection angle greater its free angle

由图6可知, 此时车钩可等效为两端关节具有回转刚度的单杆模型, 其力平衡方程如下:

$$F_{cx} \times 2l \sin \alpha - 0.36F_{cx} \times 2b - k_{brot}(\alpha - \delta) - F_y \times 2l \cos \alpha = 0 \quad (9)$$

$$F_y = k_{cy} l \sin \alpha \quad (10)$$

$$k_{brot} = [2k_{bx}(2d)^2]/3 = (8c^2 k_{bx})/3 \quad (11)$$

式中: k_{brot} 为缓冲器的弯曲刚度, $2d$ 为缓冲器宽度, k_{bx} 为缓冲器的纵向刚度。

式(9)中第1、2项分别为车钩的倾覆力矩和复原块预紧力产生的回复力矩, 第3、4项分别为缓冲器和机车二系横向悬挂系统引起的回复力矩。

为使车钩的倾覆力矩和复原块预紧力产生的回复力矩之和为0, 即:

$$F_{cx} \times 2l \sin \alpha - 0.36 \times F_{cx} \times 2b = 0 \quad (12)$$

此时车钩偏转角需满足下式:

$$\alpha \leq \sin^{-1} \left(\frac{0.36 \times 2b}{2l} \right) \approx 3.6^\circ \quad (13)$$

即当车钩的偏转角小于等于 3.6° , 满足自锁条件, 无论车钩力有多大, 车钩都是稳定的。理论上增大车钩侧肩宽度 b 和减小车钩长 l 有利于增加该角度。

3 重载机车及102车钩仿真模型

根据102车钩的实际结构和尺寸, 建立了包含7个刚体和30个力元的车钩仿真模型, 如图7所示。前从板具有摇头和纵向运动的自由度, 钩尾框具有纵向运

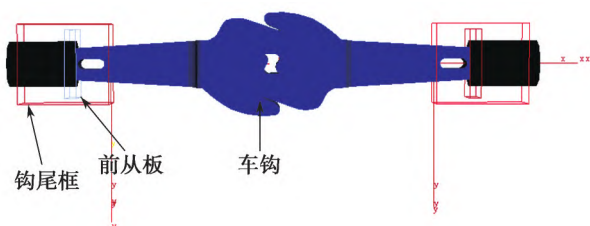


图7 车钩动力学模型

Fig. 7 Dynamics model of coupler

车钩纵向力越大, α 和 F_y 越大。前从板需克服复原块纵向力 $0.36F_{cx}$ 及缓冲器提供的弯曲刚度才能偏转, 这样有利于车钩转角回复, 能起到较好的稳定车钩作用。

动的自由度, 车钩具有纵向、垂向和摇头运动的自由度。在横向上离散布置9个弹簧力元模拟缓冲器的弯曲刚度, 并采用带间隙的非线性单边接触力元对止挡及前从板和钩尾框的接触进行建模。

HXD1型八轴重载机车由2节独立的机车组成, 中间通过102车钩连挂, 其主要悬挂参数如表2。利用SIMPACK动力学软件建立了如图8所示的重载列车模型, 该列车模型由2台机车(4节)和3个102车钩组成。

表2 重载机车主要悬挂参数

Table 2 Main suspension parameters of heavy-haul locomotives

主要参数名称	参数值
前后车钩中心距/m	19.198
轴距/m	2.9
车钩高度/m	0.88
单个二系弹簧横向刚度/(kN·mm ⁻¹)	0.232
二系横向止挡弹性刚度/(kN·mm ⁻¹)	14
二系横向止挡间隙自由间隙/mm	35
二系横向止挡间隙弹性间隙/mm	5
轴重/t	25

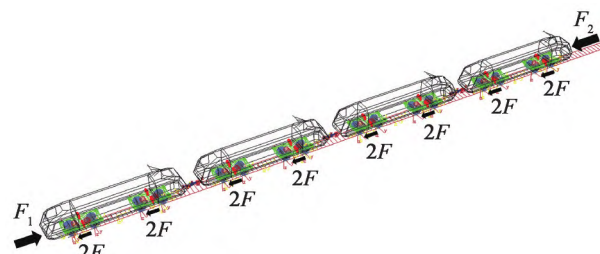


图8 重载列车仿真分析模型

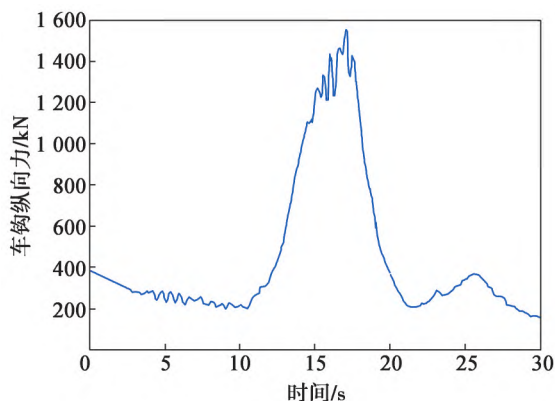
Fig. 8 Simulation analysis model for heavy-haul train

4 仿真计算分析

4.1 仿真条件

机车制动初速度为70 km/h, 线路为直线工况, 采

用美国五级谱来模拟线路不平顺。每节机车各轮对施加制动扭矩来模拟机车制动, 机车在运行10 s后开始制动, 制动扭矩在10~15 s逐渐增大到40 kN·m, 在15~30 s内始终保持为40 kN·m。同时对端部机车施加纵向力 F_1 、 F_2 , 模拟列车制动时的机车受到的纵向车钩压力, 其数值取中部机车车钩力实测数据, 如图9所示, 车钩力最大值约为1 550 kN。将该实测数据乘以不同的车钩压力系数 N , 即得到不同大小的车钩纵向压力。

图9 实测车钩力时程曲线^[11]Fig. 9 Time-history curve of measured coupler force^[11]

4.2 车钩自由转角的影响

选取中间2节机车及中间位置的车钩作为研究对象。图10为2节机车轮轴横向力最大值随纵向压钩力的变化曲线图, 其车钩压力系数 N 数值越大代表纵向压钩力越大。可以看出车钩自由角 δ 较小时, 机车最大轮轴横向力几乎不受纵向压钩力的影响。在相同的纵向压钩力下, 机车最大轮轴横向力随自由角的增大而增大。根据GB/T 5599—2019《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》可知该机车轮轴横向力的限值为96.8 kN。当车钩自由角为6°和 $N=1.3$, 即纵向压钩力为2 000 kN时, 机车最大轮轴横向力为96.68 kN, 小于标准限值。当自由角为7°及 $N=1$ 时, 机车轮轴横向力

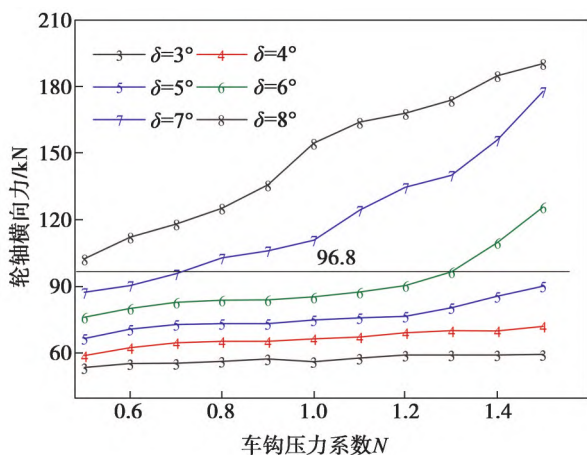


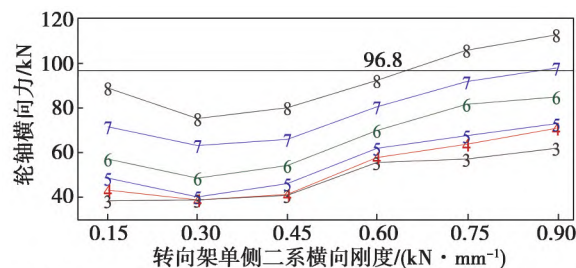
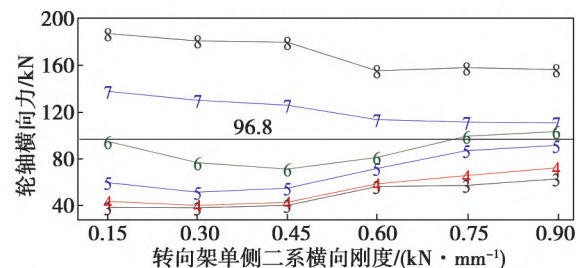
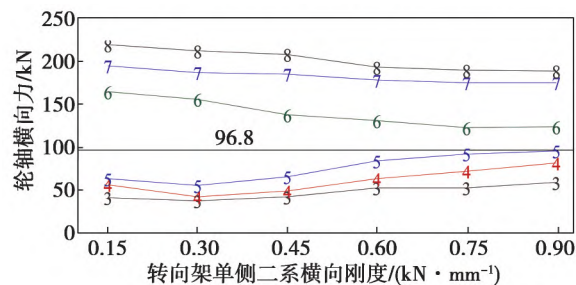
图10 机车轮轴横向力最大值随纵向压钩力变化曲线

Fig. 10 Variation curve of maximum lateral force of locomotive axle with longitudinal compression on coupler

最大值为110.94 kN, 已经超过安全限值, 不能满足机车安全运行要求。车钩自由角越大, 纵向压钩力对机车轮轴横向力影响越明显。建议车钩自由角不大于6°, 即控制车钩止挡与侧肩纵向间隙为13 mm。

4.3 二系悬挂横向刚度的影响

为研究机车二系悬挂横向刚度对车体与车钩相互作用性能的影响, 选取转向架单侧二系横向刚度为0.15~0.90 kN/mm, 并间隔0.15 kN/mm取值。图11为不同纵向压钩力及车钩自由角度下, 二系悬挂横向刚度对应的轮轴横向力。当车钩自由角 δ 处于3~5°内, 且车钩纵向力系数 N 不大于1.5时, 机车轮轴横向力的最大值随着二系悬挂横向刚度的增加而增大。然而, 当车钩自由角 δ 增至6°, 上述规律仅在 N 不大于1.0的工况下成立; 而当 δ 进一步增至7~8°时, 仅在 N 等于0.5的工况下观察到该规律。当匹配的二系横向刚度较低时, 也会观察到较大的轮轴横向力。例如, 当 δ 为8°且 N 为0.5时, 转向架单侧二系横向刚度为0.15 kN/mm和0.30 kN/mm对应的轮轴横向力分别达到89.03 kN和75.32 kN, 后者相对于前者降低了15.40%。此外, 当车钩自由角和车钩纵向力均

(a) $N=0.5$ (b) $N=1.0$ (c) $N=1.5$

—3— $\delta=3^\circ$; —4— $\delta=4^\circ$; —5— $\delta=5^\circ$;
—6— $\delta=6^\circ$; —7— $\delta=7^\circ$; —8— $\delta=8^\circ$ 。

图11 不同二系横向刚度对应的轮轴横向力

Fig. 11 Lateral force of axle corresponding to different secondary lateral stiffness

较大时, 增加二系横向刚度可以有效降低机车的轮轴横向力。以 δ 为 8° 且 N 为1.0的工况为例, 当转向架单侧二系横向刚度分别为0.30 kN/mm和0.60 kN/mm时, 得到的机车轮轴横向力分别为180.80 kN和155.34 kN, 后者相较于前者降低了14.08%。

图12为 $N=1.0$ 时不同车钩自由角对应的车钩转角变化曲线。由图12可知, δ 为 3° 和 4° 对应的车钩转角最终稳定在自由角, 结合图11(a)和图11(b)可知, 在 $N \leq 1.0$ 范围内, 车钩自由角 3° 和 4° 对应的轮轴横向力与纵向力基本无关, 与二系横向刚度有关, 且随着其增加而增大, 验证了前文的理论分析。 δ 为 5° 和 6° 对应的稳定车钩转角大于其自由角, 即前从板已经发生偏转, 且 δ 为 6° 的前从板偏转角度较 δ 为 5° 的大; 由于前从板偏转较小且车钩转角最终稳定, 所以仍遵循上述二系横向刚度对机车轮轴横向力的影响规律。 δ 为 7° 和 8° 对应的车钩转角远大于其自由角, 车钩前从板偏转角度较大, 车钩缓冲器提供的车钩回复刚度所占比例增大, 机车悬挂引起的回复力矩占比减小, 此时匹配较大的二系横向刚度有利于降低机车轮轴横向力。

综上, 在车钩自由角较小时, 匹配较小机车二系横向刚度有利于减小机车轮轴横向力; 在车钩自由角大于 6° 时, 较大机车二系横向刚度更有利于减小机车轮轴横向力。综合考虑, 建议机车转向架单侧二系横向刚度为0.45~0.60 kN/mm。

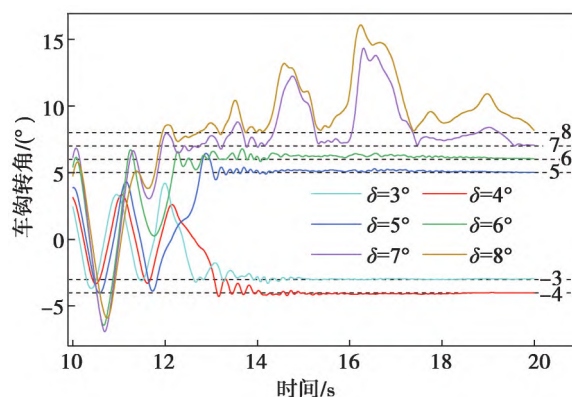


图12 车钩转角随时间变化曲线

Fig. 12 Variation curve of coupler rotation angle with time

4.4 二系横向止挡间隙的影响

图13为不同二系横向止挡间隙对应的机车最大轮轴横向力。直方图上方的数字表示机车二系横向止挡的自由间隙和弹性间隙的组合, 如25+10表示的是二系横向止挡自由间隙为25mm, 弹性间隙为10 mm。由图13(a)和(b)可知, 较小的二系横向止挡间隙对应的轮轴横向力较大, 这是由于过小的二系横向止挡间隙增大了车钩安装座横向等效刚度, 进而增加了车钩横向力。通过减小二系悬挂横向刚度可在一定程度上降低由止挡间隙过小引起的轮轴横向力过大问题。车钩自由角为 5° 时, 25 mm+15 mm组合的二系横向止挡间隙在3

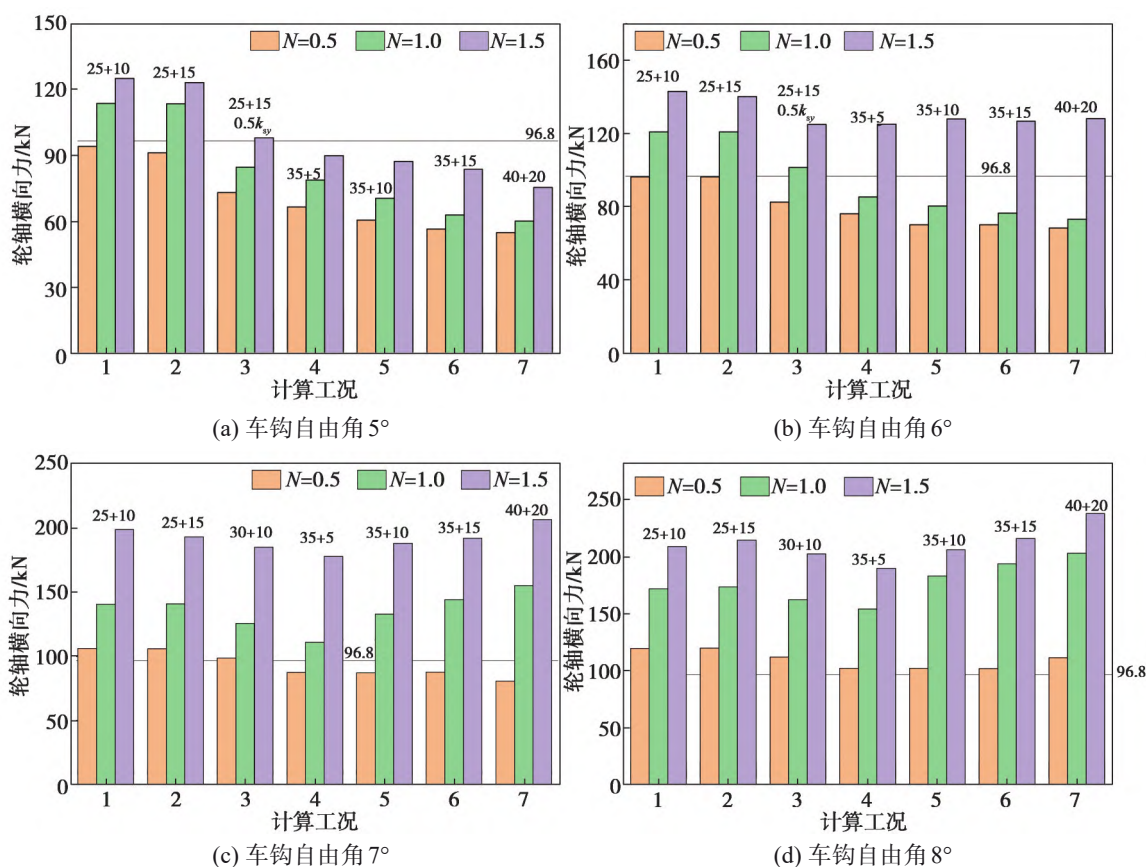


图13 不同二系横向止挡间隙对应的轮轴横向力

Fig. 13 Lateral force of axle corresponding to different secondary lateral stop clearances

种车钩纵向力下对应的轮轴横向力分别为91.41 kN、113.76 kN和123.31 kN, 将二系悬挂横向刚度降低为原来一半对应的轮轴横向力为73.26 kN、84.9 kN和98.23 kN; 与前者相比同比降低了19.86%、25.37%和20.34%。当二系横向止挡自由间隙和弹性间隙之和一定时, 自由间隙越大, 轮轴横向力越小。

车钩自由角为 5° 和 6° 时, 机车轮轴横向力随着止挡间隙的增大而减小; 较小的车钩自由角使得钩缓系统相对稳定, 在相同的自由间隙下, 选择较大的弹性间隙有利于降低机车轮轴横向力。止挡间隙最优组合为35 mm自由间隙及15 mm弹性间隙。然而, 当车钩自由角提升到 7° 及 8° 时, 上述规律不再适用, 由于较大的车钩自由角使得钩缓系统在机车制动过程中容易出现不稳定状态, 匹配较大的止挡间隙反而会成为增大其不稳定的因素, 从而产生较大轮轴横向力, 影响列车运行安全。以车钩自由角 8° 为例, 自由间隙35 mm、弹性间隙5 mm和15 mm对应的轮轴横向力分别为190.2 kN和216.3 kN, 前者与后者对比降低了12.1%。即在相同的自由间隙下, 选择较小的弹性间隙有利于降低机车轮轴横向力。车钩自由角为 7° 和 8° 时, 止挡间隙最优组合为35 mm自由间隙及5 mm弹性间隙。

5 结论

本文针对102钩缓装置和2台HXD1型八轴重载机车组成的双机重联动力学模型, 分析了不同车钩自由转角及纵向压钩力作用下车钩转角与机车轮轴横向力性能。结果表明:

①车钩自由角对机车的运行安全性有很大影响。车钩自由角越大, 机车在制动时产生的轮轴横向力越大, 因此, 在满足现场车钩能正常连挂前提下, 合理减小车钩自由角有利于机车运行安全, 建议控制车钩自由角在 6° 以内。

②由于复原块的作用, 车钩受压纵向力较小时车钩转角稳定在自由角, 机车轮轴横向力随车钩自由角及机车二系悬挂横向刚度增大而增大, 而与车钩纵向力无关。车钩自由角为 4° 、 5° 和 6° , 纵向车钩压力分别大于2 600 kN、950 kN和750 kN时, 车钩克服复原块预压缩载荷发生偏转, 车钩转角将进一步增大, 此时车钩回复刚度由复原块、缓冲器前从板与机车二系横向悬挂系统共同承担, 前两者所占比例大于80%, 适当增加机车二系横向刚度有利于车钩稳定且影响较小。建议转向架单侧二系横向刚度范围为0.45~0.60 kN/mm。

③机车二系横向止挡间隙对机车轮轴横向力影响较大, 较大的自由间隙有利于减小列车常规制动工况压钩力较小时机车轮轴横向力, 而较小的弹性间隙增大了车钩的横向回复刚度, 限制了紧急制动工况下车

钩的偏转角度, 从而保障了列车运行安全, 建议二系横向止挡间隙选择35 mm自由间隙及5 mm弹性间隙。

参考文献:

- [1] 李谷, 祖宏林, 储高峰, 等. 重载机车受压稳定性及轮轨作用的试验与研究[J]. 铁道机车车辆, 2013, 33(增刊2): 16-25.
LI Gu, ZU Honglin, CHU Gaofeng, et al. Experimental research on stability of heavy-load locomotive under longitudinal compressive force and wheel-rail interaction[J]. Railway locomotive & car, 2013, 33(Suppl 2): 16-25.
- [2] SIMSON S A, COLE C. Simulation of traction curving for active yaw-force steered bogies in locomotives[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part F: Journal of rail and rapid transit, 2009, 223(1): 75-84.
- [3] COLE C, MCCLANACHAN M, SPIRYAGIN M, et al. Wagon instability in long trains[J]. Vehicle system dynamics, 2012, 50(Suppl 1): 303-317.
- [4] 罗世辉, 封全保, 杨俊杰. 承受纵向压力时HXD2型重载机车动力学问题研究[J]. 铁道机车车辆, 2008, 28(增刊1): 145-148.
LUO Shihui, FENG Quanbao, YANG Junjie. Research on dynamics of the HXD2 heavy-load locomotive bearing longitudinal compressive strength[J]. Railway locomotive & car, 2008, 28(Suppl 1): 145-148.
- [5] MA Weihua, LUO Shihui, SONG Rongrong. Coupler dynamic performance analysis of heavy haul locomotives[J]. Vehicle system dynamics, 2012, 50(9): 1435-1452.
- [6] 吴庆, 罗世辉, 马卫华, 等. 重载电力机车钩缓系统建模研究[J]. 铁道机车车辆, 2012, 32(4): 15-19.
WU Qing, LUO Shihui, MA Weihua, et al. Modelling of coupler system for heavy-duty electric locomotive[J]. Railway locomotive & car, 2012, 32(4): 15-19.
- [7] WU Guosong, WANG Huang, YAO Yuan. Improvements for the stability of heavy-haul couplers with arc surface contact[J]. Vehicle system dynamics, 2018, 56(3): 428-442.
- [8] YAO Yuan, LIU Xu, ZHANG Hongjun, et al. The stability and mechanical characteristics of heavy haul couplers with restoring bumpstop[J]. Vehicle system dynamics, 2014, 52(1): 26-44.
- [9] YAO Yuan, ZHANG Xiaoxia, ZHANG Hongjun, et al. The stability mechanism and its application to heavy-haul couplers with arc surface contact[J]. Vehicle system dynamics, 2013, 51(9): 1324-1341.
- [10] YAO Yuan, ZHANG Xiaoxia, ZHANG Hongjun. Dynamic performances of an innovative coupler used in heavy haul trains[J]. Vehicle system dynamics, 2014, 52(10): 1288-1303.
- [11] ZHANG Zhichao, LI Gu, CHU Gaofeng, et al. Compressed stability analysis of the coupler and buffer system of heavy-haul locomotives[J]. Vehicle system dynamics, 2015, 53(6):

- 833-855.
- [12] 王开云, 翟婉明, 封全保, 等. 重载机车车钩自由角对轮轨动态安全性能的影响[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(6): 72-76.
- WANG Kaiyun, ZHAI Wanming, FENG Quanbao, et al. Effect of the coupler free angle on wheel/rail dynamic safety performance of heavy haul locomotive[J]. China railway science, 2009, 30(6): 72-76.
- [13] 纪天成, 王开云, 杨敏. 重载机车二系横向止挡参数对车钩稳定性的影响[J]. 交通运输工程与信息学报, 2019, 17(1): 110-116.
- JI Tiancheng, WANG Kaiyun, YANG Min. Effect of secondary lateral stopper on the coupler stability of heavy haul locomotives[J]. Journal of transportation engineering and information, 2019, 17(1): 110-116.
- [14] 何永强, 陈章, 周坤, 等. 挡肩式车钩自由摆角对重载机车制动安全性能的影响[J]. 机械, 2020, 47(12): 22-27.
- HE Yongqiang, CHEN Zhang, ZHOU Kun, et al. Influence of free angle of coupler with restoring bump stop on the braking safety of heavy haul locomotive[J]. Machinery, 2020, 47(12): 22-27.
- [15] 张江田, 姚远, 齐红瑞. 102型机车车钩缓冲装置受压力学行为分析[J]. 铁道机车与动车, 2018(11): 24-28.
- ZHANG Jiangtian, YAO Yuan, QI Hongrui. Analysis of compressive mechanical behavior for 102 coupler buffer device of locomotive[J]. Railway locomotive and motor car, 2018(11): 24-28.
-
- 收稿日期: 2023-07-14
修回日期: 2023-10-26