重载机车与102车钩系统的相互作用关系

金希红^{1,3}, 曾燕军^{1,3}, 周坤^{2*}, 王开云², 吕凯凯², 周义昌²

1. 大功率交流传动电力机车系统集成国家重点实验室, 株洲 412001;

2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031;

3. 中车株洲电力机车有限公司, 株洲 412001

* 联系人, E-mail: zhou17828115036@163.com

2018-12-14 收稿, 2019-01-26 修回, 2019-01-28 接受, 2019-08-22 网络版发表

国家杰出青年科学基金(51825504)和大功率交流传动电力机车系统集成国家重点实验室开放课题(2017ZJKF07)资助

摘要 针对某型重载机车与102型车钩, 对102型车钩在直线与曲线上的稳钩机理及其与重载机车的相互作用关系进行了理论分析, 并运用建立的双机重联动力学模型, 计算分析了重载机车与102车钩系统在直线、曲线上的动态运行性能。结果表明: 在直线上, 当纵向压钩力增加时, 车钩挡肩能够限制车钩偏转, 维持机车-车钩系统的稳定, 使得机车车体与转向架相对位移以及轮轴横向力基本保持不变; 在曲线上, 连挂车钩后端处车体与车钩的相对转角大于前端, 将造成连挂车钩后端挡肩先与前从板发生接触, 而前端仍处在自由角范围内, 且曲线半径越小, 使连挂车钩后端前从板达到临界转动状态的纵向压钩力越大。机车通过400, 800 m半径曲线时, 随着纵向压钩力的增加, 连挂车钩后端处轮轴横向力随之增大, 而前端处轮轴横向力随之减小; 机车通过300 m半径曲线时, 机车车体与前转向架二系止挡发生刚性接触, 随着纵向压钩力的增加, 连挂车钩后端处轮轴横向力明显增大, 而前端处轮轴横向力基本保持不变。

关键词 重载机车, 102车钩, 直线轨道, 曲线轨道, 相互作用关系

随着我国重载货运的快速发展, 钩缓装置的动态运行行为对重载机车的影响愈来愈显著。我国重载机车所采用的车钩主要有两种类型, 摩擦式车钩和挡肩式车钩。摩擦式车钩主要依靠钩尾与前从板之间的摩擦弧面提供稳钩力矩; 挡肩式车钩通过车钩挡肩与前从板凸块相互接触限制车钩转角。不同车钩与重载机车的相互作用关系受到了广泛学者的关注。吴庆等人^[1]介绍了两种典型重载机车车钩的建模方法, 并对模型的正确性进行了验证; 王开云^[2]对某重载机车车钩箱进行现场几何测量, 分析了制动条件下车钩箱横向位置偏差对机车运行性能的影响。根据研究结果来看, 两种重载机车车钩各有其优势, 挡肩式车钩能够降

低轮轴横向力, 可承受更大的纵向压钩力, 并且通过减小车钩最大自由角能有效改善机车运行性能^[3-6]; 摩擦式车钩可减小车钩转角, 通常需匹配较大的圆弧面摩擦系数和二系悬挂横向刚度, 但当车钩初始转角较大时易出现失稳^[7-10]。

综合上述可知, 摩擦式车钩与重载机车相互作用的研究已较为广泛, 而挡肩式车钩与重载机车耦合系统在曲线上运行时的动态相互作用关系研究相对较少。对于长大编组列车而言, 机车-车钩系统需承受的纵向压钩力也更大, 相比于摩擦式车钩, 挡肩式车钩能够在更大的纵向压钩力下维持车钩稳定性及机车安全性。本文以挡肩式102车钩为例, 建立采用102车钩连挂的

引用格式: 金希红, 曾燕军, 周坤, 等. 重载机车与102车钩系统的相互作用关系. 科学通报, 2019, 64: 2617-2624

Jin X H, Zeng Y J, Zhou K, et al. Interactions research between heavy haul locomotive and 102 coupler system (in Chinese). Chin Sci Bull, 2019, 64: 2617-2624, doi: [10.1360/N972018-01243](https://doi.org/10.1360/N972018-01243)

双机重联重载机车模型,分析车钩自由摆角为 6° 时,机车-车钩系统在直线、曲线上的运行稳定性能,以期为重载机车车钩选型及悬挂参数匹配提供参考。

1 重载机车与102车钩相互作用关系分析

1.1 挡肩式102车钩结构

挡肩式102车钩如图1所示,102车钩的钩尾销与钩尾销孔为圆柱形配合,对车钩摆角的约束作用可以忽略,当车钩摆角较大时,车钩钩尾处的挡肩结构与前从板凸块发生接触,限制车钩摆角的进一步增大。

1.2 直线上运行时的相互作用关系分析

重载机车在直线上实施电制动时,机车车体与车钩将发生偏转,如图2所示。当纵向压钩力较小时,机车主要通过一、二系悬挂系统约束车体偏转,以此来限制车钩偏转,机车所具有的这种稳钩能力称为机车自稳钩能力;当纵向压钩力较大时,机车自稳钩能力不足以限制车钩的偏转,车钩将偏转至挡肩与前从板凸块发生接触的位置,由于缓冲器抗力的作用,车钩挡肩可提供很大的纵向力以限制车钩转动。

若忽略车体中心较小的横向位移,车体转角 θ 以及车钩与车体相对转角 α (以下简称车钩转角)将满足公式(1)。从图2可看出,在制动工况下,连挂车钩两端钩尾销纵向分力 F_X 将产生偏转力矩,钩尾销横向分力 F_Y 与挡肩力 F_{CX} 则产生稳钩力矩,由力矩平衡原理可知, F_X 与 F_Y , F_{CX} 之间有如下关系:

$$\theta = \frac{l}{l+l_t} \alpha, \quad (1)$$

$$F_X \times h_X = F_Y \times h_Y + F_{CX} \times h_{CX}, \quad (2)$$

图1 挡肩式102车钩结构图

Figure 1 Structure diagram of 102 coupler with restoring bump stop

其中, l 为车钩长; l_t 车体两端钩尾销纵向距离之半; h_X , h_Y , h_{CX} 分别为连挂车钩两端钩尾销纵向分力、钩尾销横向分力以及挡肩力的力偶臂。

由公式(1)和(2)分析可知,当车钩挡肩与前从板复原块接触后,车钩转角、车体转角、车体与转向架二系横向位移保持稳定,因而车体与转向架二系横向力、车钩钩尾销处的横向分力以及传递到轮对处的横向分力近似恒定。随着纵向压钩力的增加,车钩偏转力矩增大,车钩挡肩力也随之增大以维持车钩稳定。然而,当车钩挡肩力过大时,前从板将发生偏转,车钩转角将进一步增大甚至失稳。

1.3 曲线上运行时的相互作用关系分析

重载机车在制动条件下通过曲线时,机车车体与车钩在纵向压钩力的作用下发生偏转,偏转过程如图3所示。

(1) 当机车未发生制动时,各机车占据曲线切向位置,如图3中的位置1,此时前后机车车体与车钩之间存在相对偏角 β 。

图2 (网络版彩色)直线制动时车钩与车体偏转状态图

Figure 2 (Color online) Coupler and car body rotation diagram under brake condition on straight line

图3 曲线上车体与车钩几何关系分析
Figure 3 Geometrical relationship analysis between car body and coupler on curve

(2) 当机车施加制动时,在纵向压钩力作用下,连挂车钩与前后机车车体发生偏转,如图3中的位置2,此时前后机车车体转角 θ 近似相等,连挂车钩后端车钩转角为 α_1 ,前端车钩转角为 α_2 ,且 $\alpha_1 > \alpha_2$,位置1与2处的车钩之间也形成夹角 α 。

(3) 由于连挂车钩两端钩尾销处横向分力并不相等(后端大,前端小,下文将对此进行说明),车体与车钩并不能稳定在位置2处,前后车体及连挂车钩中心将向上横移,最终到达位置3。在由位置2横移至位置3的过程中,车体与车钩的各相对转角仍保持不变,由于前车、后车车体中心的横移,后车车体与前转向架处的相对位移增大,前车车体与后转向架处的相对位移减小。

由图3及上述分析可知,连挂车钩与车体的各相对转角满足如下关系式:

$$\beta = \gamma_1 + \gamma_2, \quad (3)$$

$$\alpha_1 - \alpha_2 = 2\beta, \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{l_t \times (\alpha_1 - \beta)}{l + l_t}, \quad (5)$$

$$\theta = \alpha_1 - \alpha - \beta, \quad (6)$$

其中, l_t 为车体两端钩尾销纵向距离之半, l 为车钩长。

正是由于机车在曲线上制动时连挂车钩两端车钩转角不一致,当机车自稳钩能力不足时,连挂车钩两端不能同时发生挡肩接触,即后端挡肩先与前从板发生接触;当纵向压钩力较大时,仅靠连挂车钩后端挡肩不足以限制车钩偏转,该端前从板将发生转动;由于缓冲器在前从板偏转后可提供一定的回转力矩,连挂车钩两端车钩转角将随着纵向压钩力的增加而逐步增大,直至连挂车钩前端发生挡肩接触,机车-车钩系统再次达到稳定状态。

当连挂车钩两端挡肩均与前从板发生接触后,受力情况如图4所示,且受力情况满足如下关系,由公式7可看出,车钩两端钩尾销处的横向分力并不相等,即车钩后端钩尾销处横向分力大于前端,且纵向压钩力或连挂车钩两端车钩转角差值越大,连挂车钩两端钩尾销处横向分力相差也越大。

$$F_{1Y} \times \cos(\alpha_1 - \alpha_2) - (F_{1CX} + F_{1X}) \times \sin(\alpha_1 - \alpha_2) = F_{2Y}, \quad (7)$$

$$(F_{1CX} + F_{1X}) \times \cos(\alpha_1 - \alpha_2) + F_{1Y} \times \sin(\alpha_1 - \alpha_2) = F_{2CX} + F_{2X}, \quad (8)$$

$$(F_{1CX} + F_{1X}) \times \sin \alpha_1 \times l - F_{1Y} \times \cos \alpha_1 - F_{1CX} \times l_c = F_{2CX} \times l_c, \quad (9)$$

$$F_{1Y} + F_{2Y} \approx 2 \times K \times \sin \theta \times \frac{l_b^2}{l_t}, \quad (10)$$

其中, K 为转向架一系、二系横向串联刚度; l_b 为车辆定距。

连挂车钩两端钩尾销处横向分力的差异,会造成两端沿车体方向的纵向力之和 $T_1(F_{1CX} + F_{1X})$ 与 $T_2(F_{2CX} + F_{2X})$ 之间存在差值 ΔT , ΔT 值可由下式表示:

$$T_2 - T_1 = \Delta T = \frac{(F_{1Y} + F_{2Y}) \times (F_{1Y} - F_{2Y})}{T_1 \times T_2} \approx \frac{(F_{1Y} + F_{2Y}) \times \sin(\alpha_1 - \alpha_2)}{2}. \quad (11)$$

结合公式(8)与(11),可得到连挂车钩后端钩尾销横向分力 F_{1Y} 表达式如下。

$$F_{1Y} = T_2 \times \frac{(1 - \cos 2\beta)}{\sin 2\beta} + \frac{(F_{1Y} + F_{2Y})}{2}. \quad (12)$$

由公式(12)可知,当后车车体与前转向架二系止挡未发生刚性接触时,连挂车钩两端车体与转向架二系

图4 曲线制动车钩受力图

Figure 4 Force diagram of coupler under brake condition

横向刚度相同,当纵向压钩力增大时,连挂车钩两端钩尾销横向分力之和($F_{1Y}+F_{2Y}$)近似不变,后端钩尾销处横向分力增加量仅受公式(12)中第一项的影响。

当后车车体与前转向架二系止挡弹性间隙用尽而发生刚性接触时(一般出现在小半径曲线),连挂车钩两端车体与转向架二系横向刚度不再相等,两端钩尾销横向分力之和增加,连挂车钩后端处钩尾销横向分力及轮轴横向力的增加更为明显。

2 重载机车-102车钩系统仿真模型

某型单台重载机车由两节独立的机车组成,中间通过102车钩连挂。利用simpack动力学软件,建立单节机车仿真模型。该机车模型共46个自由度,其中车体、构架、轮对各6个自由度,牵引电机1个点头自由度。一系、二系悬挂装置通过相应力元模拟。

在102车钩仿真模型中,前从板相对于车体有 x 方向移动和绕 z 轴转动两个自由度,钩尾框相对车体仅有一个沿 x 轴移动自由度,车钩相对于钩尾框有绕 y 轴和绕 z 轴转动两个自由度,考虑到连挂车钩钩头处相对转角较小,故将连挂车钩考虑为一根直杆。另外,车钩与前从板之间建立挡肩力元,前从板与车体之间通过非

线性迟滞力元模拟缓冲器装置。

利用上述单节机车和102车钩子模型,建立了如图5所示的列车模型。该列车模型由四节机车(两台)和一节单自由度货车组成,其中货车模型采用了恒速铰。为了更好地分析重载机车与102车钩的相互作用关系,选取第二节机车四位轮对、第三节机车一位轮对以及中间位置车钩为研究对象,通过在第一节机车各个轮对上施加与运行方向相反的力,模拟中间车钩所需承受的纵向压钩力,当所需分析的纵向压钩力超过机车制动力最大值时,将超过部分的力施加到第一节机车前车钩位置。在仿真计算中,车钩自由摆角为 6° ,列车运行速度为70 km/h,轨道不平顺采用美国五级谱。

3 重载机车-102车钩系统动态运行性能仿真分析

3.1 不同线路车钩转角动态行为分析

重载机车在不同压钩力作用下分别通过直线、400 m半径曲线时,连挂车钩两端的的车钩转角动态变化过程如图6所示。由公式(4)可知,当曲线半径为400 m时,连挂车钩两端车钩转角差值为 2.75° 。从图中可看

图5 双机重联列车分析模型

Figure 5 Train analysis model with double locomotives

图6 (网络版彩色)直线车钩转角时程图(a)和R400曲线车钩转角时程图(b)
Figure 6 (Color online) Time-domain diagram of coupler angle on straight line (a) and time-domain diagram of coupler angle on 400 m radius curve (b)

出,重载机车在直线线路上承受600 kN纵向压钩力时,连挂车钩两端的车钩转角均等于6°自由摆角;重载机车在300 kN纵向压钩力下通过半径为400 m的曲线时,连挂车钩后端发生挡肩接触,前端则在自由摆角范围内,两端车钩转角差值为2.85°;当纵向压钩力增加至600 kN时,连挂车钩前后端均发生挡肩接触,两端车钩转角差值为2.76°。

3.2 不同曲线半径临界压钩力的分析

重载机车在曲线上运行时,使连挂车钩后端前从板处于临界转动状态的纵向压钩力称为曲线临界压钩力。当纵向压钩力超过曲线临界压钩力后,连挂车钩后端前从板不能有效地发挥稳钩作用,车钩转角将随着纵向压钩力的增大而逐步增大,直至连挂车钩前端挡肩与前从板接触。当车钩挡肩力与钩尾销处的纵向力相等($F_{ICX}=F_{IX}$)时,前从板处于临界转动状态^[11],结合公式(7)~(10),可确定400, 800, 1000 m半径曲线上连挂

车钩后端前从板发生转动时的曲线临界压钩力分别为486, 437, 433 kN。图7为重载机车在400, 800, 1000 m半径曲线上,受到不同纵向压钩力时,连挂车钩后端车钩转角的时域图。从图中可看出,重载机车在400, 800, 1000 m半径曲线分别承受350 kN纵向压钩力时,车钩转角均能维持在自由摆角大小;当纵向压钩力增加至450 kN后,800与1000 m曲线上前从板发生转动,车钩转角增大,而400 m曲线上的车钩转角仍保持不变;当纵向压钩力增加至500 kN后,400 m曲线上的车钩缓冲器前从板也发生转动,车钩转角超过自由摆角。由此可看出,机车-车钩系统在小曲线半径上,使连挂车钩后端前从板转动的曲线临界压钩力更大一些。

3.3 不同纵向压钩力对重载机车运行性能的影响

图8为重载机车在不同线路上运行时轮轴横向力、连挂车钩两端车体与转向架相对位移、连挂车钩后端挡肩力的平均值随纵向压钩力的变化图。从图中

图7 (网络版彩色)350(a), 450(b), 500 kN(c)纵向压钩力下车钩转角时程图
Figure 7 (Color online) Time-domain diagram of coupler angle under 350 (a), 450 (b), 500 kN (c) longitudinal compressive force

图8 (网络版彩色)不同纵向压钩力下机车运行性能对比图。(a) 连挂车钩后端处轮轴横向力; (b) 连挂车钩前端处轮轴横向力; (c) 第三节车车体与前转向架系相对位移; (d) 第二节车车体与后转向架系相对位移; (e) 连挂车钩后端挡肩力

Figure 8 (Color online) Comparison diagrams of locomotive running performance under different longitudinal compressive force. (a) Lateral wheelset force at the rear end of coupling coupler; (b) lateral wheelset force at the front end of coupling coupler; (c) relative displacement between car body of third locomotive and front bogie; (d) relative displacement between car body of second locomotive and rear bogie; (e) coupler shoulder force at the end of coupling coupler

可看出,在直线上纵向压钩力由700 kN增加至1500 kN的过程中,车钩挡肩力由195 kN增大至607 kN,稳钩作用不断加强,而连挂车钩两端车体与转向架相对位移及轮轴横向力基本保持恒定。重载机车在1000 kN纵向压钩力作用下分别通过300, 400, 800 m半径曲线时,连挂车钩后端处与前端处轮轴横向力之差分别为60, 32, 5 kN;当曲线半径为400, 800 m时,随着纵向压钩力的

增加,连挂车钩后端处车体与前转向架相对位移以及轮轴横向力呈增大趋势,前端处车体与后转向架相对位移以及轮轴横向力呈减小趋势;当曲线半径为300 m时,连挂车钩后端车体与前转向架二系止挡出现刚性接触,随着纵向压钩力的增加,后端处轮轴横向力增大趋势更明显,而连挂车钩两端处车体与转向架相对位移以及前端处轮轴横向力均基本保持不变。

4 结论

本文研究了重载机车与102车钩系统在直线线路与曲线线路上的相互作用机制,建立了由重载列车动力学分析模型,分析了直线、不同半径曲线、不同纵向压钩力等对重载机车与102车钩系统动态运行行为及稳定性能的影响。

(1) 重载机车在制动条件下通过曲线时,连挂车钩两端车钩转角不一致,其差值大致为曲线初始车钩偏角的两倍;连挂车钩后端钩尾销横向分力大于前端,且在小半径曲线上两端钩尾销横向分力差异更显著,导致车钩后端处轮轨相互作用更为恶劣。

(2) 连挂车钩两端车钩转角差值会造成车钩后端挡肩先与前从板发生接触,而车钩前端仍处于自由角

范围内,当纵向压钩力较大时,车钩后端前从板将发生转动,且曲线半径越小,使前从板发生临界转动的纵向压钩力越大。

(3) 在直线上,随着纵向压钩力的增加,车钩挡肩力随之增大,稳钩作用不断加强,而车体与转向架相对位移以及轮轴横向力基本保持不变。

(4) 当曲线半径为400, 800 m时,随着纵向压钩力的增加,连挂车钩后端处车体与前转向架相对位移以及轮轴横向力呈增大趋势,而连挂车钩前端处车体与后转向架相对位移以及轮轴横向力呈减小趋势;当曲线半径为300 m时,连挂车钩后端车体与前转向架二系止挡出现刚性接触,随着纵向压钩力的增加,连挂车钩后端处轮轴横向力增加更趋明显,而车体与转向架相对位移以及车钩前端处轮轴横向力均基本保持不变。

参考文献

- 1 Wu Q, Luo S H, Ma W H, et al. Modelling of coupler system for heavy-duty electric locomotive (in Chinese). *Railw Locomot Car*, 2012, 32: 15–19 [吴庆, 罗世辉, 马卫华, 等. 重载电力机车钩缓系统建模研究. *铁道机车车辆*, 2012, 32: 15–19]
- 2 Wang K Y, Zhai W M, Feng Q B, et al. Effect of the coupler free angle on wheel/rail dynamic safety performance of heavy haul locomotive (in Chinese). *China Railw Sci*, 2009, 30: 72–76 [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. *中国铁道科学*, 2009, 30: 72–76]
- 3 Ma W, Luo S, Song R. Coupler dynamic performance analysis of heavy haul locomotives. *Vehicle Syst Dyn*, 2012, 50: 1435–1452
- 4 Ma W H, Yang J J, Luo S H, et al. Coupler stability comparison of different couplers for heavy haul locomotive (in Chinese). *Railw Locomot Mot Car*, 2010, (5): 5–9 [马卫华, 杨俊杰, 罗世辉, 等. 重载机车采用不同车钩时的稳钩能力比较. *内燃机车*, 2010, (5): 5–9]
- 5 Wu Q, Luo S, Xu Z, et al. Coupler jackknifing and derailments of locomotives on tangent track. *Vehicle Syst Dyn*, 2013, 51: 1784–1800
- 6 Xu Z Q, Ma W H, Wu Q, et al. Coupler rotation behaviour and its effect on heavy haul trains. *Vehicle Syst Dyn*, 2013, 51: 1818–1838
- 7 Guo L, Wang K, Chen Z, et al. Analysis of the car body stability performance after coupler jack-knifing during braking. *Vehicle Syst Dyn*, 2018, 56: 900–922
- 8 Shi Z, Wang K, Guo L, et al. Effect of arc surfaces friction coefficient on coupler stability in heavy haul locomotives: Simulation and experiment. *Vehicle Syst Dyn*, 2017, 55: 1368–1383
- 9 Lv K, Wang K, Chen Z, et al. The effect of the secondary lateral stopper on the compressed stability of the couplers and running safety of the locomotives. *Proc Inst Mech Engineers Part F-J Rail Rapid Transit*, 2018, 232: 851–862
- 10 Yao Y, Zhang X, Zhang H, et al. The stability mechanism and its application to heavy-haul couplers with arc surface contact. *Vehicle Syst Dyn*, 2013, 51: 1324–1341
- 11 Yao Y, Liu X, Zhang H, et al. The stability and mechanical characteristics of heavy haul couplers with restoring bumpstop. *Vehicle Syst Dyn*, 2014, 52: 26–44

Summary for “重载机车与102车钩系统的相互作用关系”

Interactions research between heavy haul locomotive and 102 coupler system

Xihong Jin^{1,3}, Yanjun Zeng^{1,3}, Kun Zhou^{2*}, Kaiyun Wang², Kaikai Lü² & Yichang Zhou²

¹ State Key Laboratory of Heavy Duty AC Drive Electric Locomotive Systems Integration, Zhuzhou 412001, China;

² State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

³ CRRC Zhuzhou Locomotive CO., LTD., Zhuzhou 412001, China

* Corresponding author, E-mail: zhou17828115036@163.com

As the formation and axle load of heavy haul train increase, interactions between locomotive and coupler draft gears further aggravate, especially under brake condition, the running safety of heavy haul train is threatened seriously due to the excessive lateral wheelset force caused by the instability of coupler. Therefore, how the 102 coupler exerts its stabilizing effect under huge longitudinal compressive force is essential to be studied thoroughly.

Aimed at a certain type of heavy haul train and 102 coupler, the stability mechanism of 102 coupler on straight and curve line was analyzed theoretically in this paper, as well as the interactions between the coupler and the locomotive. Then, the dynamic operation performance of the heavy haul locomotive-coupler system on straight and curve line was calculated using the established double-unit locomotive dynamics model. The results show that coupler shoulder could limit the rotation of coupler effectively and maintain the stability of the heavy haul locomotive-coupler system, therefore the relative displacement of car body and bogie and the lateral wheelset force could remain unchanged basically when the coupler longitudinal compressive force increases on straight line. On curve line, the relative rotation angle between car body and coupler located on the rear end of coupling coupler is larger than the front end, which would cause that the shoulders of both end of the coupling coupler would not come into contact with the front follower simultaneously, that is, the shoulder located on the rear end of coupling coupler will be contacted with the front follower firstly, while the front end of coupling coupler is still in the range of free angle, moreover, the smaller radius of curve is, the larger longitudinal compressive force will be when the front follower of the rear end of coupling coupler reaches the critical rotation status, which is because that the secondary stop would withstand larger lateral force to maintain the heavy haul locomotive-coupler system stable.

When the locomotives negotiate through 400 and 800 m radius curve, the secondary stop of the bogies work in elastic state, the lateral wheelset force at the rear end of coupling coupler increases with the increasing of coupler longitudinal compressive force, while the lateral wheelset force at the front-end decreases. When the locomotives negotiate through 300 m radius curve, the car body of the locomotive is in rigid contact with the secondary stop of the front bogie, the motion of the locomotive relative to the front bogie would be constrained, in this case, the increases of the coupler longitudinal compressive force would cause that the lateral wheelset force at the rear end of coupling coupler increases significantly, however, the lateral wheelset force at the front end remains the same basically.

heavy haul locomotive, 102 coupler, tangent track, curved track, interactions

doi: [10.1360/N972018-01243](https://doi.org/10.1360/N972018-01243)