

# 闸瓦制动力不均衡状态下重载货车轮轨 动态特性研究<sup>\*</sup>

张凯龙<sup>1</sup> 刘鹏飞<sup>2†</sup> 曹云强<sup>1</sup> 王天龙<sup>1</sup>

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 石家庄 050043)

(2. 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, 石家庄 050043)

**摘要** 利用仿真软件 UM 建立了重载货车动力学模型, 研究了闸瓦制动力不均衡状态下轮轨动态特性. 以紧急制动工况为例, 分别对一、二位轮对施加左、右轮不一致的闸瓦压力, 得到了车辆直线运行时的轮对运行姿态和轮轨动态接触行为. 研究表明, 随着闸瓦压力的不均衡程度增加, 轮对横移量会显著增大, 并且不均衡闸瓦压力对一位轮对轮轨动态行为的影响要大于二位轮对, 产生上述区别的主要原因是: 蠕滑力引起的转向架总体摇头方向和受力轮对的摇头方向是否一致. 进而考虑轮、瓦摩擦制动力矩的影响, 发现在闸瓦压力较小时, 制动力矩对轮对横移量和摇头角会产生一定影响, 但就整体趋势而言, 不均衡闸瓦压力的影响更为显著.

**关键词** 重载货车, 闸瓦制动, 轮轨接触, 轮对运动, 蠕滑力

DOI: 10.6052/1672-6553-2020-031

## 引言

由于我国当前铁路货运运能不足, 增加货车轴重和提高运营速度成为了未来几年内我国铁路货运发展的必然选择. 列车的制动能力是列车运行安全性的基本保障, 制动性能的异常发挥会影响列车正常运营, 严重时还会对列车安全运行构成潜在威胁.

近年来, 制动系统故障引起的问题频见报道, 时常发生因闸瓦与车轮贴靠引起冒火星的故障<sup>[1]</sup>. 据统计, 在 2017 年, 由基础制动装置问题引起的抱闸故障就占铁路货车总抱闸故障的 27%, 并且呈增加趋势<sup>[2,3]</sup>. 实际运用中还存在轮缘和闸瓦偏磨的问题, 针对大秦线车轮磨耗问题, 文献[4]统计了 2004 年-2010 年三个检修周期内的车轮磨耗数据, 发现车轮踏面磨耗量大、同一轮对两车轮轮径差较大和同一轮对两车轮磨耗不均匀的问题比较突出. 郑州局集团公司<sup>[5]</sup>统计了管辖范围内 2016 年-2017 年货车轮缘厚度超限的情况, 发现了由于制动梁横向移动而导致一端闸瓦靠近轮缘, 另一端闸瓦远离轮缘的现象, 指出这可能是轮缘偏磨的一个主要原因. 曹雪等<sup>[6]</sup>在货车检修中还发现, 由于货

车制动杠杆系统的倾斜排布方式、中拉杆与车辆纵向中心的倾角、固定杠杆支点位置的偏差和闸瓦金属镶嵌等原因, 导致了制动杠杆固定端轮对踏面和轮缘不均匀磨耗的现象.

上述问题都会使制动时闸瓦压力在左右轮上分配不均衡. 而目前关于列车制动问题的研究主要集中在制动工况下的列车纵向冲动问题以及闸瓦与踏面之间的热-机耦合磨耗问题两大方面. 孙树磊<sup>[7]</sup>建立了车辆冲击数学模型和车钩缓冲装置修正模型, 分析了重载列车调车和制动工况下的纵向冲动对车辆动力学的影响. Cole 等<sup>[8]</sup>建立了重载货车的编组模型, 分析了列车进行曲线制动时空、重车车体和转向架的点头运动对车钩力、轮重减载和车辆运行安全性的影响; 刘鹏飞<sup>[9]</sup>编制了 HTTSISIM 仿真分析软件, 分析了列车纵向冲动的产生过程, 计算了牵引和制动工况下列车纵向冲动及车辆和轨道系统动态响应规律, 对列车运行安全性进行了评判. Vineesh 等<sup>[10]</sup>将列车制动时不同轮对踏面之间的温度差异作为制动力不均衡分配的指标, 研究了轮对之间制动力的分配状况, 指出分配阀之间的性能差异可能是导致轮对间制动力不均衡分配的主要原因之一. 陈旭<sup>[11]</sup>利用热-结构顺序耦合方法研究

2019-06-18 收到第 1 稿, 2020-03-14 收到修改稿.

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51605315), 河北省自然科学基金资助项目(E2018210052), 牵引动力国家重点实验室开放课题(TPL1707)

<sup>†</sup> 通讯作者 E-mail: lpfswjtu@163.com

了紧急制动和调速制动工况下闸瓦温度的变化. Walia等<sup>[12]</sup>用三维有限元数值模拟方法,研究了腹板类型、轮辋宽度、轴荷、制动减速度、摩擦系数和车轮材料等对制动时踏面温度的影响,分析了踏面温度的变化与滚动接触疲劳的关系.

从目前的情况来看,在实际运用中发现有很多制动机构故障造成的踏面、轮缘和闸瓦不均匀磨耗现象,这将导致同一轮对两侧车轮闸瓦压力不均衡的问题,严重影响列车的行车安全.而目前针对此故障状态下的轮轨接触关系和车辆运行安全性的研究较少,尚需深入探讨.为此,本文针对四轴重载货车建立三维动力学仿真模型,考虑轮轨动态接触行为,研究左、右车轮闸瓦压力不均衡状态下的轮对运行姿态和轮轨动态相互作用等问题,以期揭示不均匀制动力对轮对和车辆造成异常运动的变化规律及原因,为基础制动系统的改进和维护提供理论支持.

## 1 仿真模型的建立及验证

本文以单节货车为研究对象,利用UM软件建立其三维仿真动力学分析模型,车辆主要参数在表1中给出.考虑车体、轮对、摇枕和侧架均为六自由度,为了处理斜楔复杂的受力状态,建立了斜楔子系统模型.斜楔减振属于典型的干摩擦减振系统,具有变摩擦力特性,摩擦力的准确描述对于刻画机械系统的非线性动态行为极为重要<sup>[13,14]</sup>.对于货车的斜楔、心盘和旁承中的非线性摩擦力的特性,使用Points-Plane点面接触力元模拟.该力元模型的计算原理如图1所示,将两个物体A与B之间的摩擦力简化成物体A上的点和物体B上的一个面之间的接触.当点和面之间的距离 $\Delta > 0$ 时,此时摩擦力为0;当 $\Delta < 0$ 时将产生和接触面相垂直的线性粘弹性正压力 $N$ ,满足关系式:

$$N = -c\Delta - d\dot{\Delta} \quad (1)$$

式中, $c, d$ 分别为点面之间的接触刚度和接触阻尼.

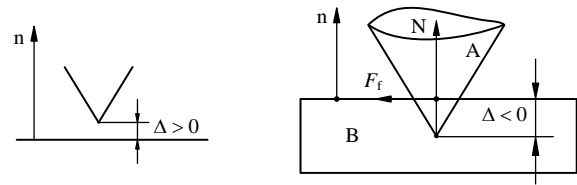


图1 Points-Plane力元示意

Fig.1 Points-Plane contact model

根据库伦摩擦定律,物体A、B之间的滑动摩擦力为:

$$F_f = -fNv_s / \|v_s\| \quad (2)$$

其中, $v_s$ 为滑动速度, $f$ 为动态摩擦系数.

根据动力学建模基本原理及车辆有关参数,最终建成138个自由度的单节货车模型,如图2所示.轨道模型采用无质量连续弹性支撑模型,钢轨为CHN75轨,车轮型面采用LM磨耗型踏面.

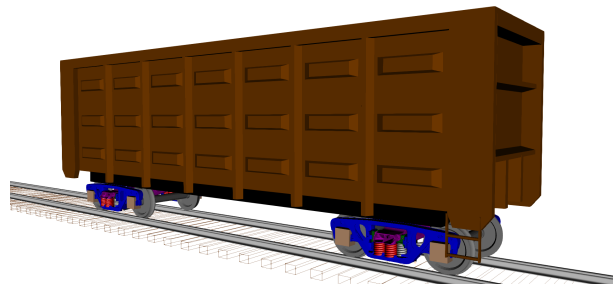


图2 车辆动力学模型

Fig.2 Dynamic model of heavy-haul wagon

针对轮轨动态接触问题,本文采用Hertz理论及Kalker的简化理论分别计算轮轨法向力和切向力,以研究不均衡制动力对轮轨接触行为的影响.在列车制动过程中,车辆会受到前、后部车辆的惯性力作用,列车速度有一个缓慢的降低过程,短时间内可近似认为是匀速的.本文在仿真计算时,给车轮上施加闸瓦压力,同时设置车体的速度为匀速,采取此简化考虑的方法,模拟其余车辆的惯性影响.

表1 重载货车主要参数

Table 1 Main parameters of heavy-haul freight wagon

Parameter	Unit	Value	Parameter	Unit	Value(SI)
Mass of wheelset	kg	1.2E3	Secondary lateral stiffness	N/m	3.1E6
Mass of side frame	kg	4.9E2	Secondary vertical stiffness	N/m	4.2E6
Mass of car body	kg	8.3E4	Secondary longitudinal stiffness	N/m	3.1E6
Mass of bolster	kg	7.4E2	Vertical stiffness of wedge spring	N/m	0.3E6
Primary lateral stiffness	N/m	1.3E7	Car body rotational inertia about X axis	kg·m <sup>2</sup>	1.2E5
Primary vertical stiffness	N/m	1.6E8	Car body rotational inertia about Y axis	kg·m <sup>2</sup>	1.4E6
Primary longitudinal stiffness	N/m	1.1E7	Car body rotational inertia about Z axis	kg·m <sup>2</sup>	1.4E6

西南交通大学列车与线路研究所曾针对重载列车与轨道动力学特性在朔黄铁路进行现场测试. 结合现场测试条件<sup>[15]</sup>, 选取朔黄重载铁路某曲线段为研究对象, 并设置相应线路条件进行仿真分析, 将用测力轮对法测量出的试验列车通过该曲线时的实测轮轨力数据与仿真结果进行对比, 验证仿真模型及方案是否准确可行, 对比结果如图3所示. 由于未获得实际线路不平顺, 因此轮轨激励条件有所不同, 试验与分析结果还存在差异. 但从轮轨力的整体变化趋势上看, 仿真结果与实测数据基本一致, 并且与参考文献[16]和[17]中相关结果差距不大, 模型能较准确地反应车辆实际的运行状态.

## 2 不平衡闸瓦压力下的轮轨接触状态

以C80货车为对象, 研究制动力不平衡状态下的轮轨接触特性. 转K6转向架采用单侧踏面空气制动, 基础制动装置主要包括1个120控制阀、2个“305mm×254mm”旋压密封式制动缸、闸瓦间隙自动调节装置、空重车自动调整装置和高摩擦系数合成闸瓦等, 闸瓦安装位置如图4所示,  $K_{L(R)i}$ 表示闸瓦压力, 各位移方向的正向亦在图中标出.

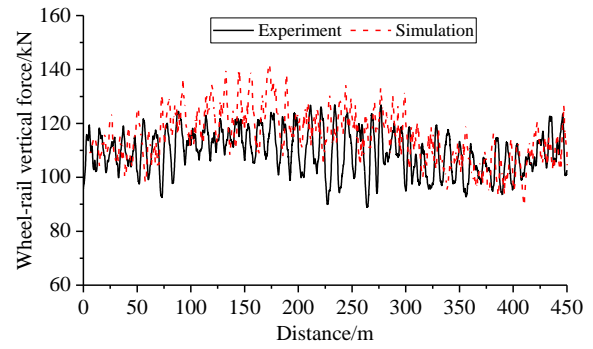
当轮对受到的闸瓦制动力不平衡时, 轮对将发生摇头运动, 若图4中闸瓦压力 $K_{L1}$ 大于 $K_{R1}$ , 则轮对会受到顺时针力矩 $M_w$ 的作用, 轮对偏离对中状态, 轮对摇头角沿顺时针方向(负向)增大. 根据轮轨蠕滑理论, 横向蠕滑力和纵向蠕滑力与轮对摇头角和轮对横移量的关系满足公式(3)和公式(4). 由公式(3)可知, 摇头角增大将使轮对横向蠕滑力增加, 从而加大轮对横移; 由公式(4)可知, 由于轮对横移和滚动圆半径及踏面锥度的变化, 左右轮纵向蠕滑力将发生变化, 其合成蠕滑力矩与不平衡制动力矩 $M_w$ 的方向相反, 最终会使轮对达到新的平衡状态.

$$F_{yL} = F_{yR} = -f \frac{\dot{y}_w}{V} + f\varphi_w \quad (3)$$

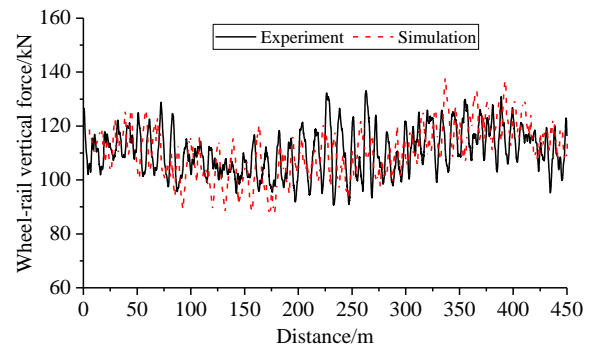
$$F_{xL} = -F_{xR} = -f \frac{\lambda y_w}{r_0} - f \frac{b\dot{\varphi}_w}{V} \quad (4)$$

式中:  $F_{yL}$ 和 $F_{yR}$ 为左、右轮横向蠕滑力,  $F_{xL}$ 和 $F_{xR}$ 为左、右轮纵向蠕滑力,  $f$ 为蠕滑系数,  $y_w$ 为轮对横移量,  $V$ 为轮对前进速度,  $\varphi_w$ 为轮对摇头角,  $\lambda$ 为踏面锥度,  $r_0$ 为车轮名义滚动半径,  $b$ 为两滚动圆横向距离之半.

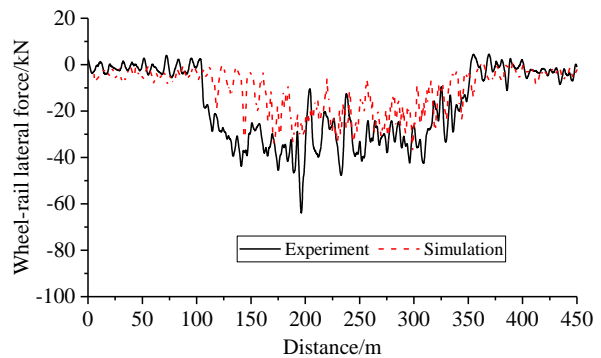
根据《列车牵引计算规程》<sup>[18]</sup>规定, 每块闸瓦的实算闸瓦压力 $K$ , 按下式计算:



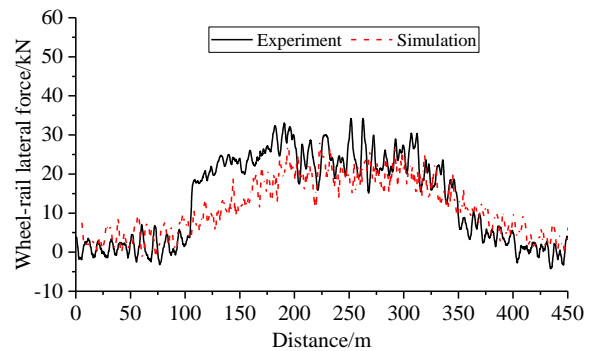
(a) 左轮轮轨垂向力  
(a) Wheel-rail vertical force of left wheel



(b) 右轮轮轨垂向力  
(b) Wheel-rail vertical force of right wheel



(c) 左轮轮轨横向力  
(c) Wheel-rail lateral force of left wheel



(d) 右轮轮轨横向力  
(d) Wheel-rail lateral force of right wheel

图3 模型验证

Fig.3 Model verification

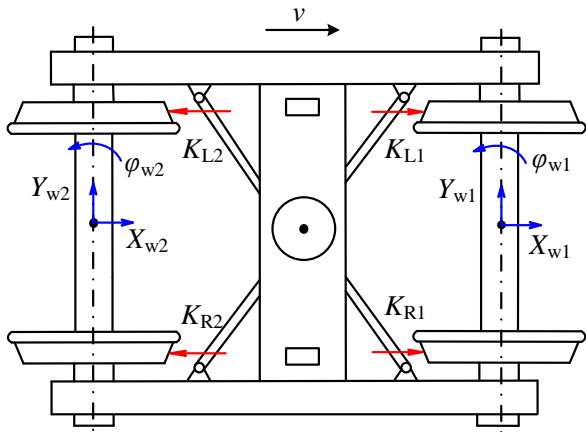


图4 二轴转向架闸瓦压力示意

Fig.4 Schematic diagram of brake shoe forces in two-axle bogie

$$k = \frac{\pi}{4} \cdot d_z^2 \cdot P_z \cdot \eta_z \cdot \gamma_z \cdot n_z / n_k \cdot 10^{-6} \quad (5)$$

高磨合成闸瓦的实算摩擦系数,按下式计算:

$$\varphi_k = 0.41 \frac{K + 200}{4K + 200} \cdot \frac{v + 150}{2v + 150} \quad (6)$$

式中: \$d\_z\$ 为制动缸直径, mm, \$P\_z\$ 为制动缸空气压力, kPa, \$\eta\_z\$ 为基础制动装置传动效率, \$\gamma\_z\$ 为制动倍率, \$n\_z\$ 为制动缸数, \$n\_k\$ 为闸瓦数, \$v\$ 为车辆运行速度, km/h.

单侧闸瓦制动的力学模型如图5所示,其中摩擦制动力矩为:

$$M_y = K \cdot \varphi_k \quad (7)$$

根据《牵规》计算得到速度为70km/h的C80货车在紧急制动工况下,每块闸瓦作用在轮对上的压力为39.73kN,制动力矩为3.5kN·m.

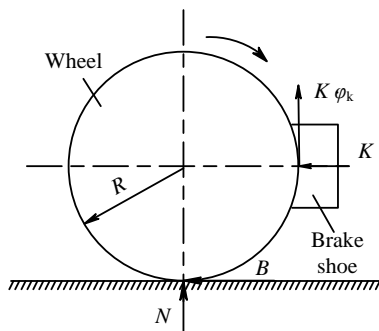


图5 闸瓦制动力学模型

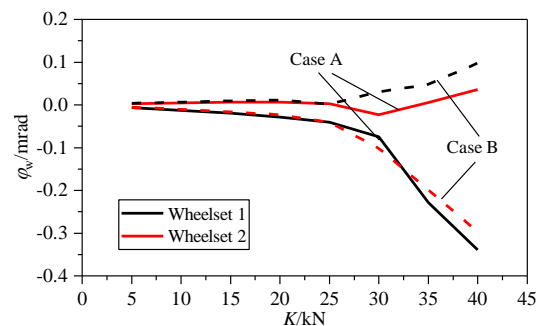
Fig.5 Mechanical model of block brake

首先只对车轮施加不平衡闸瓦压力 \$K\$, 不考虑闸瓦和车轮之间由摩擦产生的制动力矩 \$M\_y\$, 其中闸瓦压力的取值为0~40kN, 根据有关试验数据, 设置加载时间为10秒. 为研究不平衡闸瓦制动力对不同轮对的影响情况, 设置两种工况. 工况A为: 只在一位轮对左侧车轮施加闸瓦压力, 即 \$K\_{L1} \neq 0, K\_{R1} = 0\$,

使一位轮对产生顺时针方向的摇头运动. 工况B为: 只在二位轮对右侧车轮施加闸瓦压力, 即 \$K\_{L2} = 0, K\_{R2} \neq 0\$, 使二位轮对也产生顺时针方向摇头运动.

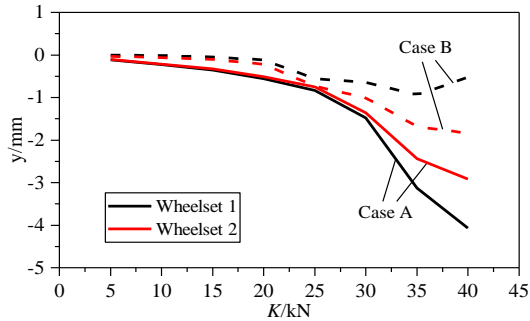
图6为只施加不平衡闸瓦压力时A、B两种工况下主要研究指标的变化情况, 从图6(a)、(b)两图可以看出, 随着闸瓦压力的增加, 轮对摇头角和轮对横移量发生了明显的增加. 当不平衡闸瓦压力出现在一位轮对时, 轮对横移量的变化要大, 而当二位轮对产生不平衡闸瓦压力时, 一位轮对的横移量相比之前减小了约67%, 二位轮对横移量减小了约29%. 对于上述现象产生的原因, 通过进一步分析不平衡闸瓦压力对轮对摇头角和轮对横向蠕滑力的影响可得到解释.

如图6(a)所示, 当在一位轮对左侧车轮施加闸瓦压力时(工况A), 一位轮对产生顺时针的负向摇头运动, 根据公式(3)及图6(c)的结果, 一位轮对受到的横向蠕滑力合力向右(为负值), 而二位轮对受到的横向蠕滑力合力相比一位轮对要小很多, 这意味着转向架整体会受到向右的力, 从而使轮对向右横移; 图6(d)为前、后轮对横向蠕滑力合力对转向架的合合力矩, 可以看到, 工况A下, 转向架受到顺时针方向的(为负值)合合力矩, 该力矩方向与一位轮对摇头方向相同, 最终在横向蠕滑力合合力矩及向右合力的共同作用下, 转向架向右运动, 从而使轮对横移量呈增大的趋势. 当在二位轮对右侧车轮施加闸瓦压力时(工况B), 二位轮对产生顺时针方向摇头且受到向右的横向蠕滑力合力, 但此时一位轮对受到的横向蠕滑力合力较大且方向向左, 从而使转向架整体受到的横向力较小; 作用在一、二位轮对上的横向蠕滑力合力会产生逆时针方向(为正值)的合合力矩, 方向与二位轮对的摇头方向相反, 转向架受到该力矩及较小的横向力作用, 从而使轮对横移量呈减小趋势.

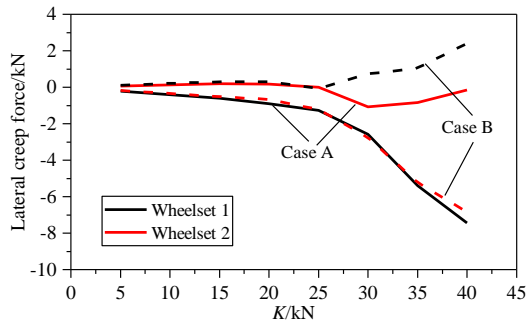


(a) 轮对摇头角

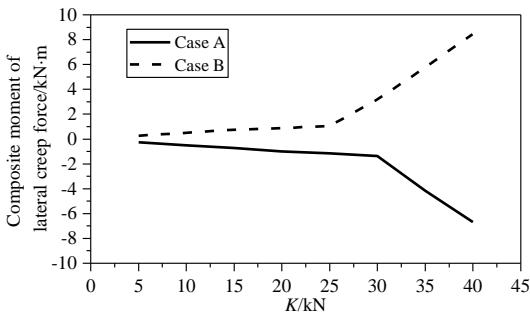
(a) Wheelset yaw angle



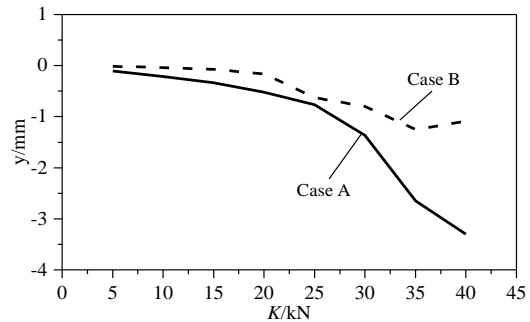
(b) 轮对横移量  
(b) Wheelset lateral displacement



(c) 横向蠕滑力合力  
(c) Lateral creep resultant force



(d) 横向蠕滑力合力力距  
(d) Composite moment of lateral creep forces



(e) 车体心盘处横移量  
(e) Lateral displacement of center plate in car body

图 6 施加不平衡闸瓦压力时动力学指标

Fig.6 Dynamic indicators for different unbalanced brake shoe forces

由上述分析可知,不平衡闸瓦压力作用在不同的轮对上,对轮对及转向架的运动状态影响不同,

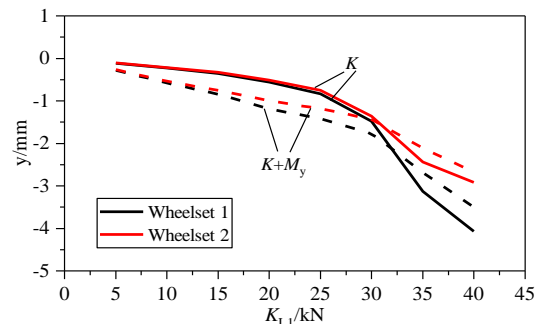
由图 6(e)中车体心盘处横移量的变化也可以看出,一位轮对上产生不平衡闸瓦压力时,车辆横向响应明显,比二位轮对上产生不平衡闸瓦压力时的横移量增加了约 1 倍。

### 3 摩擦制动力矩对轮轨动态行为的影响

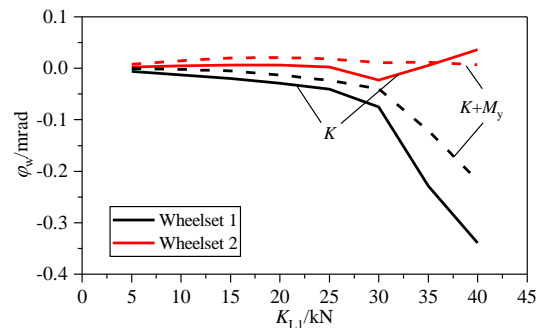
为进一步研究实际制动时闸瓦与车轮之间的摩擦力对车辆运行稳定性的影响,在车轮上同时施加不平衡闸瓦压力和摩擦制动力矩( $K+M_y$ )。采用与之前相同的其他条件进行仿真计算,并与前述只施加闸瓦压力时的计算结果进行对比。

以一位轮对工况 A 为例,图 7 给出了只在一位轮对左侧车轮施加闸瓦制动力时,轮对横移量和轮对摇头角的变化情况对比,图中实线为只施加闸瓦压力  $K$  时的变化曲线,虚线为同时施加闸瓦压力和制动力矩( $K+M_y$ )时的变化曲线。由图 7 可知,考虑摩擦制动力矩后轮对横移量和摇头角的变化都比较小,不平衡闸瓦压力对轮轨接触关系的影响要大于摩擦制动力矩的影响。对于工况 B,服从同样的规律,这里不再赘述。

对于摩擦制动力矩对轮对横移量和摇头角的影响



(a) 轮对横移量  
(a) Wheelset lateral displacement



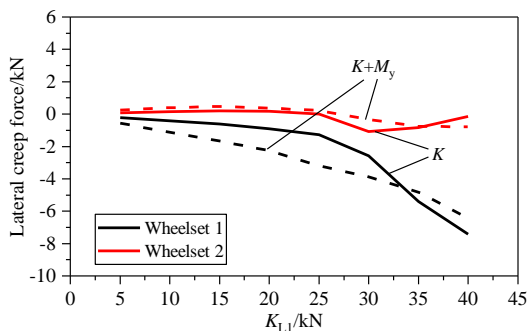
(b) 轮对摇头角的影响  
(b) Wheelset yaw angle

图 7 摩擦制动力矩对轮对运动的影响

Fig.7 The effect of frictional braking torque on wheelset motion

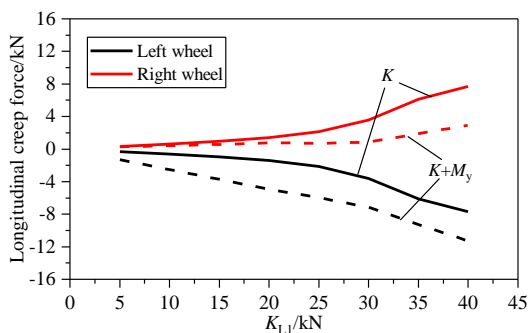
较小影响,通过分析纵向和横向蠕滑力的变化可以得到解释.从图8(a)中可知,当在一位轮对左侧车轮上施加闸瓦压力小于33kN时,考虑摩擦力矩之后,一位轮对受到的横向蠕滑力合力有所增加,而二位轮对所受合力基本不变,从而使转向架横向受力增加,带动轮对横移量的增加,产生如图7(a)所示结果.

摩擦制动力矩对纵向蠕滑力也有较小影响,从图8(b)中可以看出,在一位轮对左侧车轮施加闸瓦压力时,考虑摩擦制动力矩后,一位轮对的纵向蠕滑力变化较大,并且左侧车轮纵向蠕滑力负向增大,右侧车轮纵向蠕滑力正向减小,从而形成逆时针力矩,与图7(b)中不平衡闸瓦压力引起的一位轮对上的摇头方向相反,使一位轮对摇头角减小.



(a) 横向蠕滑力合力

(a) Lateral creep resultant force



(b) 一位轮对纵向蠕滑力

(b) Longitudinal creep force of wheelset 1

图8 制动力矩对横向和纵向蠕滑力的影响

Fig.8 Effect of braking torque on lateral and longitudinal creep forces

## 4 结论

本文以C80货车为研究对象,建立了相应的动力学分析模型,研究了闸瓦压力不平衡状态下轮轨动力学行为的变化,根据以上分析得到以下结论:

(1)当左右车轮受到的闸瓦压力不平衡时,轮

轨接触状态和车辆运行稳定性将受到较大影响,并且随着闸瓦压力的不平衡程度增加,轮轨接触点位置、横移量和摇头角呈非线性增加趋势.当不平衡程度小于30kN时,增加较缓慢,不平衡程度超过30kN时,增长较快,但对于产生这种非线性现象的原因,有待进一步研究.

(2)一位轮对上产生不平衡闸瓦压力时,轮轨接触状态改变较大,而不平衡闸瓦压力作用在二位轮对时,轮轨接触状态改变较小,一、二位轮对横移量相对减少67%和29%.轮轨横向蠕滑力产生的合成摇头力矩方向与受闸瓦压力的轮对摇头方向一致是造成轮对横移量较大的根本原因,反之则轮对横移量较小.

(3)同时考虑不平衡闸瓦压力和摩擦制动力矩时,前后轮对的纵向和横向蠕滑力将发生不同程度的变化,但整体而言,轮轨接触状态的改变受不平衡闸瓦压力的影响较大,而摩擦制动力矩对轮轨接触状态的影响不明显.

## 参 考 文 献

- 冯中立. C64K型货车基础制动装置传动规律研究[硕士学位论文].北京:北京交通大学,2016(Feng Z L. Study on transmission law of the foundation brake device of C64K cargo train[Master Thesis]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2016(in Chinese))
- 刘云祥. 铁路货车基础制动装置故障引起抱闸的原因分析及检修控制建议.铁道车辆,2018,56(8):41~43,54(Liu Y X. Analysis of causes to brake seizure due to failure of foundation brake device on railway freight cars as well as the suggestions on inspection and repair control. *Rolling Stock*, 2018, 56(8):41~43,54(in Chinese))
- 白天宇. 铁路货车车辆制动系统运用及故障分析研究[硕士学位论文].北京:中国铁道科学研究院,2018(Bai T Y. Study on the application and failure analysis of railway wagon brake system[Master Thesis]. Beijing: China Academy of Railway Sciences Corporation Limited, 2018(in Chinese))
- 李培. C80型敞车轮对车轮磨耗调查及建议.哈尔滨铁道科技,2014,4:26~27,33(Li P. Investigation and suggestion on wear of type C80 open wagon's wheelset. *Harbin Railway Technology*, 2014, 4:26~27,33(in Chinese))
- 白正方. 货车轮缘异常磨耗原因分析及建议.铁路技术创新,2019,2:92~97(Bai Z F. Analysis and suggestion on the abnormal wear of the wheel flange of freight. *Railway Technical Innovation*, 2019, 2:92~97(in Chinese))

- 6 曹雪,高峻,关涛,等.铁路通用货车车轮偏磨原因分析.铁道车辆,2016,54(10):41~43,5(Cao X, Gao J, Guan T, et al. Analysis of causes to eccentric wear of wheels for general purpose railway freight cars. *Rolling Stock*, 2016, 54(10):41~43, 5(in Chinese))
- 7 孙树磊.重载列车纵向冲动动力学研究[博士学位论文].成都:西南交通大学,2014(Sun S L. Research on heavyhaul train longitudinal impulse dynamics[Ph.D Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2014 (in Chinese))
- 8 Cole C, Spiriyagin M, Sun Y Q. Assessing wagon stability in complex train systems. *International Journal of Rail Transportation*, 2013, 1(4):193~217
- 9 Liu P F, Zhai W M, Wang K Y. Establishment and verification of three dimensional dynamic model for heavy haul train track coupled system. *Vehicle System Dynamics*, 2016, 54(11):1511~1537
- 10 Vineesh K P, Vakkalagadda M R K, Tripathi A K, et al. Non-uniformity in braking in coaching and freight stock in Indian Railways and associated causes. *Engineering Failure Analysis*, 2016, 59: 493~508
- 11 陈旭,肖维雄.重载货车高摩擦因数制动闸瓦热负荷研究.润滑与密封,2014,39(4):49~54(Chen X, Xiao F X. Research on heat load of the brake shoe with high friction coefficient of heavy-load wagon. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(4):49~54(in Chinese))
- 12 Walia M S, Esmaeili A, Vernersson T, et al. Thermomechanical capacity of wheel treads at stop braking: A parametric study. *International Journal of Fatigue*, 2018, 113: 407~415
- 13 朱琳,王琪,张润森.含摩擦阻尼器非光滑振动系统的建模与数值仿真.动力学与控制学报,2017,15(2): 172~177 (Zhu L, Wang Q, Zhang R S. Modelling and simulation of the non-smooth vibration systems with friction dampers. *Journal of Dynamics and Control*, 2017, 15(2): 172~177 (in Chinese))
- 14 邢航,郑旭东,王琪.基于LuGre模型非光滑柱铰链平面多体系统动力学的建模和数值方法.动力学与控制学报,2019,17(5):413~418(Xing H, Zheng X D, Wang Q. Modeling and simulation of planar multibody systems with frictional revolute joints based on LuGre friction model. *Journal of Dynamics and Control*, 2019, 17(5): 413~418(in Chinese))
- 15 列车与线路研究所.朔黄铁路轮轨关系及型面合理匹配研究.成都:西南交通大学,2008:11~13(Train & Track Research Institute. Research of wheel-rail relation and profile matching for Shuohuang railway. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008: 11~13 (in Chinese))
- 16 刘鹏飞.纵向冲动作用下重载列车与轨道动态相互作用研究[博士学位论文].成都:西南交通大学,2015(Liu P F. Research on dynamic interaction between heavy-haul train and track under longitudinal impact[Ph. D Thesis]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015 (in Chinese))
- 17 薛继连.朔黄重载铁路轮轨关系.北京:中国铁道出版社,2013:225~256(Xue J L. Wheel-rail interaction in Shuohuang heavy-haul railway. Beijing: China Railway Publishing House, 2013:225~256(in Chinese))
- 18 TB/T 1407-1998 列车牵引计算规程.北京:中国铁道出版社,1998(TB/T 1407-1998 Railway train traction calculation. Beijing: China Railway Publishing House, 1998 (in Chinese))

## WHEEL-RAIL DYNAMIC CHARACTERISTICS OF HEAVY-HAUL WAGON UNDER UNBALANCED BRAKE SHOE FORCES \*

Zhang Kailong<sup>1</sup> Liu Pengfei<sup>2†</sup> Cao Yunqiang<sup>1</sup> Wang Tianlong<sup>1</sup>

(1.School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

(2.State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

**Abstract** The dynamic model of a heavy-haul freight wagon was established by the simulation software UM, and the wheel-rail contact characteristics under unbalanced brake shoe forces were investigated. Taking the emergency braking as example, the unequal brake shoe forces acting on the left and right wheels were applied to wheelset 1 and 2, respectively. The motion attitude of the wheelset and the wheel-rail dynamic contact behavior were obtained as the vehicle runs in straight line. The results indicated that the lateral displacement of the wheelset increases significantly with the unbalanced brake shoe forces increasing. Comparing with wheelset 2, the unbalanced force has a larger effect on the wheel-rail dynamic behavior of wheelset 1. The main reason for this difference is that the yawing direction of the bogie induced by the lateral creep forces is not in accordance with the yawing direction of the wheelset subjected to unbalanced forces. And then, the influence of frictional braking torque between the wheel and brake shoes was analyzed. It was found that the braking torque has a certain influence on both the lateral displacement and the yaw angle of the wheelset when the brake shoe force is small. However, the unbalanced brake shoe force generally has more significant influence than the braking torque.

**Key words** heavy-haul wagon, block brake, wheel-rail contact, wheelset motion, creep force

---

Received 18 June 2019, Revised 14 March 2020.

\* The project supported by the National Natural Science Foundation of China(51605315), the Natural Science Foundation of Hebei Province(E2018210052) and the Open Project of State Key Laboratory of Traction Power(TPL1707)

† Corresponding author E-mail: lpfswjtu@163.com