

文章编号:1005-0523(2013)06-0006-06

轮对安装偏角对高速铁道车辆动力学性能的影响

邹瑞明, 马卫华, 毕 鑫

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要:为了考察轮对初始安装偏角对高速铁道车辆动力学性能的影响,本文先从理论上分析了初始安装偏角下轮对的受力情况以及安装偏角对轮对行进过程所产生的影响,并通过多刚体动力学分析软件SIMPACK建立了我国高速铁道车辆的动力学模型,分别对车辆第一位轮在不同安装偏下的直线和曲线通过情况进行了仿真研究,研究表明:第一位轮对的初始安装偏角将使车辆的第一和第二位轮对的平衡位置偏离轨道中心线,且发生反向偏转,降低行车安全性;小偏角对平稳性影响不大,但偏角超过1 mrad后将对平稳性造成较大影响;安装偏角将对车辆曲线通过性能造成一定的负面影响,且影响随偏角的增大而增大,因此对于高速列车还应尽量减小轮对的初始安装偏角,尽量将其控制在1 mrad以内。

关键词:轮对安装偏角;高速车辆;动力学性能;转向架

中图分类号:U270.1;U271.91

文献标志码:A

由于设计公差和生产误差的存在,制造装配出来的转向架不可能都十分标准。关于转向架装配误差对车辆运行性能的影响,国内外已有若干文献对其进行了研究,其中,文献[1]和[2]的研究结果表明,转向架的装配误差会增大车辆的运行阻力,加剧轮轨间的磨耗;文献[3]分别从频域和时域的角度分析了轮对安装偏角对车辆直线动力学性能的影响,分析过程考虑了轨道不平顺,结果表明,轮对的安装偏角对车辆运行平稳性影响较大,对轮轨作用力有一定的影响,但对运行稳定性却影响较小;文献[4]通过轮轴横向力、脱轨系数和轮重减载率等指标分析了轮对安装误差对行车安全性的影响,结果表明,轮轴的平行度误差对行车安全性有较大影响,对角线误差的影响则较小;文献[5]借助Simulink仿真分析了三大件式转向架四种轮对形位偏差对货车动力学性能的影响,并认为应严格控制高速货车的对角线偏差,而低速货车则可以适当放宽对偏差的限制;文献[6]则主要针对轮对安装形位偏差对车辆系统稳定性影响进行研究,通过分析将影响划分为易稳定区、欠稳定区和亚稳定区,并认为应尽量控制偏差使车辆于易稳定区运行。

广深线试验表明,安装偏角更容易对转臂式轴箱定位转向架的轮对造成偏磨,但转臂式轴箱定位方式在稳定性、平稳性和曲线通过等方面具有无可替代的优越性^[7],因此目前广泛应用于我国铁路车辆,尤其是高速动车组^[8]。但针对轮对偏角对高速车辆动力学性能影响的研究相对较少,针对我国某高速铁道车辆建立了动力学计算模型,分析轮对偏角对高速车辆动力学性能的影响规律,为转向架设计公差的取值和检修项目提供一定的参考。

1 转向架的受力分析

转向架轮对的安装形位偏差主要包括轴距误差、对角线误差以及以上两者的组合误差^[9],其中组合误差较为典型,所以本文便以高速车辆第一位轮对存在一个顺时针安装偏角为例进行分析。车辆在运行过程中,轮对主要受到如下几种力:轮轨间的蠕滑力 T 、一系悬挂系统的悬挂力 F_s 、由重力刚度产生的横向复原力 F_g 和由重力角刚度产生的摇头力矩 M_{gz} ,如图1所示。

收稿日期:2013-07-08

基金项目:国家自然科学基金项目(51005190);教育部新世纪优秀人才支持计划项目(NCET-11-0712)

作者简介:邹瑞明(1991—),男,硕士研究生,研究方向为机车车辆动力学。

当第一位轮对存在正的安装偏角 φ_w 时(本文偏角以顺时针为正,逆时针为负,下同),由公式(1)(式中角标 y 代表横向方向, x 代表纵向方向, $i=1$ 为左轮, $i=2$ 为右轮, f_{22} 为横向蠕滑系数,下式相同):

$$T_{yi} = f_{22} \varphi_w \quad (1)$$

可知轮对的左轮和右轮将同时产生正的横向蠕滑力,如式(2)所示:

$$T_{yi} + F_{syi} + F_g = 0 \quad (2)$$

为了使轮对的横向受力达到平衡状态,横向悬挂力 F_{sy} 和横向复原力 F_g 的合力必须为负,由于初始状态轮对相对于构架的横向位移为0,所以横向悬挂力也为0。因此横向复原力必须为负,才能满足轮对横向受力的平衡状态,结合式(4),可知在初始状态下,轮对将偏离平衡位置而向横向正方向移动,横向悬挂力 F_{sy} 和横向复原力 F_g 计算公式分别如式(3)和式(4)所示(其中 K_{sy} 和 K_{gy} 分别为一系悬挂横向刚度和重力刚度, Δy_w 为轮对相对构架的横移量):

$$F_{syi} = -K_{sy} \Delta y_w \quad (3)$$

$$F_g = -K_{gy} y_w \quad (4)$$

另外,第一位轮对存在一个顺时针偏角的同时,将使作用在左右车轮上的轨道横向力形成一个正的摇头力矩,该力矩的计算公式为(其中 $K_{g\varphi}$ 为重力角刚度):

$$M_{gz} = K_{g\varphi} \varphi_w \quad (5)$$

此摇头力矩将促使轮对偏角继续增大。但由于初始状态下轮对相对构架已经存在一个正的偏转角,左轮和右轮将产生反方向的纵向悬挂力,从而形成负方向的悬挂力矩,计算公式如式(6)所示(式中 $K_{s\varphi}$ 为一系悬挂系统的摇头角刚度, $\Delta \varphi_w$ 为轮对相对构架的摇头角):

$$M_{sz} = -K_{s\varphi} \Delta \varphi_w \quad (6)$$

该悬挂力矩将起到抑制轮对偏转的作用。当轮对产生正方向的横向位移后,将造成左右滚动圆半径差的出现,当轮对横移量为 y_w 时,滚动圆半径分别为(其中 r_0 为名义滚动圆半径, λ 为踏面等效锥度):

$$\begin{cases} r_1 = r_0 - \lambda y_w \\ r_2 = r_0 + \lambda y_w \end{cases} \quad (7)$$

如此右轮的滚动线速度比左轮的滚动线速度要大,右轮将拖动左轮向前滑动,左轮将拉着右轮向后滑动,从而在轮轨间产生纵向蠕滑力,轮对的纵向蠕滑力计算公式为(其中 f_{11} 为纵向蠕滑系数):

$$T_{x1} = -f_{11} \lambda y_w / r_0 \quad (8)$$

$$T_{x2} = f_{11} \lambda y_w / r_0 \quad (9)$$

由此可知,左轮所产生的纵向蠕滑力为负,右轮所产生的纵向蠕滑力为正,这将产生一个负的蠕滑力矩为

$$M_{Tz} = -2bf_{11} \lambda y_w / r_0 \quad (10)$$

其中 b 为左右轮轨接触点横向跨距的一半,该蠕滑力矩和悬挂力矩将共同作用于轮对的受力平衡,使轮对受力满足力矩的平衡方程:

$$M_{Tz} + M_{sz} + M_{gz} = 0 \quad (11)$$

并且蠕滑力矩和悬挂力矩所组成的合力矩为负,促使轮对摇头角的减小。

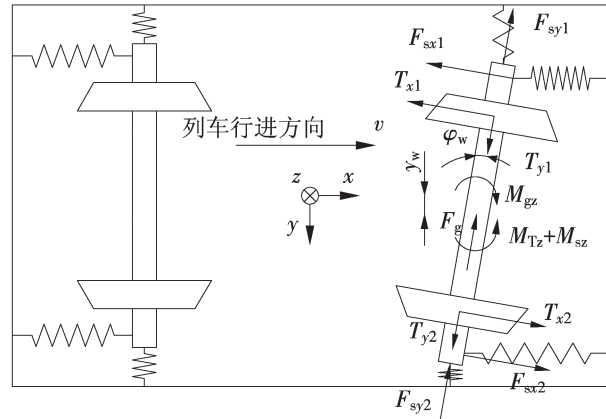


图1 轮对受力示意图

Fig.1 Mechanical analysis of wheelset

由此可以证明,当第一位轮对存在顺时针的初始安装偏角时,将偏离轨道中心线位置而产生正的横向位移,并且轮轴所产生的横向位移量随初始安装偏角的增大而增大,进而导致轮轨间的接触关系发生变化^[10],即左右轮对关于平衡位置处于非对称接触状态,影响车辆的各项动力学性能^[11]。

由于蠕滑力矩和由重力所产生的横向复原力也都随横向位移的增大而增大,所以当轮对的横向位移达到一定的大小后,在产生的蠕滑力矩和横向复原力的共同作用下,轮对的横向位移和摇头角将开始减小,并回复到新的平衡位置。但由于初始安装偏角的存在,轮对横向力的平衡位置不一定就是力矩的平衡位置,所以轮对将会以新的平衡位置为中心发生周期性的往复运动。

同时,在第一位轮对发生偏移后,进而通过一系悬挂带动构架一起发生横向位移和摇头运动,再通过一系悬挂传递到第二位轮对上,迫使第二位轮对也产生横向位移和摇头角,但第二位轮对不存在安装偏角,由于自身的对中性,将很快做出反应,但受第一位轮对运动状态的影响,第二位轮对也无法回复到轨道中心线位置,最终也将于一个新的位置取得平衡。因此,由于第一位轮对偏角的存在将通过构架和悬挂系统影响到第二位轮对的运动状态,第二位轮对通过自身的调整再反作用于第一位轮对,如此往复,从而产生相互作用。

2 仿真分析

为了考察轮对偏角对高速车辆动力学性能的影响,本节借助动力学仿真软件SIMPACK,以我国某高速铁道车辆为对象,建立了动力学计算模型^[12-13]。车体通过枕梁安装于二系悬挂上,二系悬挂坐落于构架上,二系悬挂装置由空气弹簧、抗侧滚扭杆、抗蛇行减振器、横向弹性止挡、垂向和横向减振器组成。构架再通过一系悬挂装置与轮对相连,一系悬挂包括轴箱弹簧和垂向减振器,轴箱定位方式为转臂式轴箱定位,其中轴箱与转臂为一体进行单独建模。驱动机构的悬挂方式为弹性架悬式,牵引电机安装于电机吊架上,吊架通过四根弹性钢板吊挂到构架上。模型根据实际情况充分考虑了轮轨蠕滑关系和接触几何关系的非线性,减振器的非线性阻尼特性和横向止挡的非线性特性等。动力学方程采用数值积分的方法求解。

2.1 直线通过情况分析

车辆以 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的速度通过一段理想平直轨道,为了更好了解轮对初始安装偏角分别对第一、二位轮对运动状态的影响,这里给出第一位轮对在 1 mrad 安装偏角下,第一、二位轮对横向位移和轮对摇头角的变化情况,如图2所示。

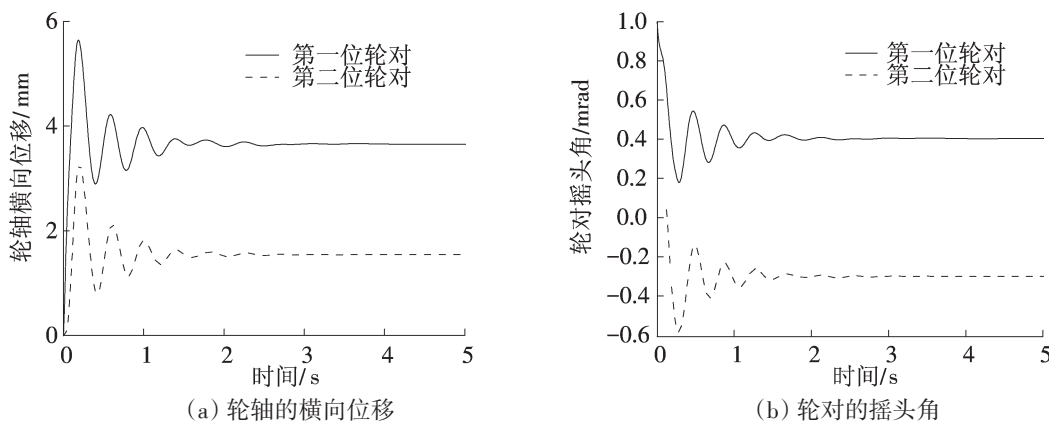


图2 1 mrad 安装偏角下一、二位轮对的运动状况

Fig.2 Movement status of the 1st and 2nd wheelset with 1 mrad deflection angle

由图2的(a)图可以看出,第一位轮对在 1 mrad 顺时针安装偏角的条件下,将产生正的横向位移,并通过一系悬挂和构架带动第二位轮对也产生正的横向位移,二者在往复运动一段时间后最终分别收敛于一个新的平衡点,且二者的新平衡点都位于横向正方向。从(b)图中可以看出,由于受到蠕滑力矩和悬挂力

矩的作用,第一位轮对1 mrad的初始安装偏角将迅速减小,通过一段时间的往复摇头运动后,最终在一个新的平衡点处收敛。而第二位轮对由于受到第一位轮对的影响,初始也将产生一个顺时针的摇头角,但很快在对中平衡的作用下,摇头角迅速减小并偏向逆时针方向,最终于逆时针方向取得收敛。总而言之,当车辆第一位轮对具有一个顺时针的安装偏角时,运行稳定后,第一位和第二位轮对都将平衡于横向正方向,并且发生反向偏转,根据文献[4]的分析结果,轮对的反向偏转将对车辆的运行安全性造成较大的负面影响。

表1列出了不同初始安装偏角下轮对的平衡状态。从中可以看出,轮对平衡后的横向位移、摇头角和轮轴横向力都随着初始安装偏角的增大而增大,不同的是平衡后的轮轴横移量和轮轴横向力随着初始安装偏角的增大其增长趋势有所减缓,而平衡后的摇头角大小则是呈现加快增长的趋势。这是由于高速列车为了实现高速稳定性,其踏面滚动圆附近的等效锥度 λ 一般都取的较小^[13-14],所以轮对的重力刚度和重力角刚度较小,但随着初始安装偏角的增大,导致轮轴的横向位移增大,踏面的等效锥度也迅速增大,从而造成重力角刚度相应增大,使摇头力矩的增量大于蠕滑力矩和悬挂力矩的增量,促进了轮对的摇头运动。另外,等效锥度的增大也相应增大了重力刚度,使得横向复原力和横向悬挂力的增量要大于横向蠕滑力的增量,从而抑制轮轴横移量和横向力的增长。若轮对的横移量过大,则可能造成轮缘贴靠钢轨侧面进行滑动,造成轮轨偏磨,并且恶化行车安全性和舒适性。同时,过大的轮对横移量和摇头角会加大轮轨间接触点的超前量,从而对车轮爬轨产生较大的负面影响。

表1 不同初始安装偏角下的轮对平衡状态

Tab.1 Balance state of wheelset with different defection angles

参数	轮对初始安装偏角/mrad						
	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3
平衡后的轮轴横向位移/mm	0	1.97	3.66	5.64	7.24	7.96	8.37
平衡后的轮对摇头角/mrad	0	0.18	0.4	0.68	1	1.43	1.92
平衡后的轮轴横向力/kN	0	3.14	5.92	8.58	10.6	11.34	11.56

由上面的分析可知,由于轮对初始安装偏角的存在将改变轮对的运动形态,由轮对横向运动与摇头运动耦合起来的蛇行运动将带动构架和车体一起运动,从而改变车辆的横向运动状态。

为了考察轮对初始安装偏角对乘坐舒适度的影响,下面给出第一位轮对具有不同初始安装偏角的车辆在 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 速度下的横向平稳性指标,如表2所示,其中线路不平顺条件采用我国武广线实测轨道谱。

从中可以看出,车辆的横向平稳性指标随着轮对偏角的增大而增大,但在小偏角条件下,初始安装偏角对平稳性的影响相对较小,当偏角超过1 mrad后,平稳性便开始随着安装偏角的增大迅速恶化。但在0~3 mrad的仿真范围内,车辆的平稳性指标都处于优秀的评定等级。

表2 车辆的横向平稳性指标

Tab.2 Lateral stability of vehicle

参数	轮对初始安装偏角/mrad						
	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3
横向平稳性指标	1.62	1.63	1.66	1.74	1.83	1.91	1.98

2.2 曲线通过情况分析

由于第一位轮对的偏转方向对车辆通过不同方向的曲线计算结果具有很大的影响,因此,为了充分考查轮对偏角对车辆曲线通过的影响,这里根据高速铁路设置一段理想的S形曲线,同时包括了左曲线和右曲线。其中曲线半径为6 000 m,长度为500 m,曲线超高为150 mm,缓和曲线长为500 m,两段曲线中的夹直线长为500 m,车辆的通过速度为 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,未平衡离心加速度为 $0.18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。相关仿真结果如图3所示。

从图3(a)和(b)中可以看出,车辆在进入右曲线后由于蠕滑力导向的原因都将产生一定的横移量和摇

头角,不过标准轮对产生负的横向位移和顺时针的摇头偏角,而安装偏角为 0.5 mrad 的轮对横向位移接近于 0 ,摇头角较标准轮对有所增大, 1 mrad 的轮对则向横向正方向偏移,摇头角相对更大。这与通过普通线路的结果不同^[16],因为 $6\,000\text{ m}$ 的曲线半径使轨道趋近于一条直线,即便是 0.5 mrad 的初始安装偏角也会大于轮对作纯滚动时的偏角,为使轮对达到作纯滚动的要求,就会通过蠕滑力矩来迫使轮对摇头角减小,这就要求轮对向横向正方向偏移,以产生足够的蠕滑力矩来使轮对处于有利于纯滚动的方向。这就很好的解释了具有初始安装偏角的轮对在通过右曲线时摇头角相对标准轮对有所增大,并且向横向正方向偏移的现象。同理,在通过左曲线时,需要产生足够大的蠕滑力矩来尽量促使轮对向逆时针方向偏转,就会进一步促使轮轴向正方向横移,从而导致轮轴的横移量随着安装偏角的增大而增大,并且 1 mrad 偏角的轮对在通过圆缓点后的缓和曲线段时已接近轮缘接触。通过左曲线时的摇头角相对直线段而言还是有一定的减小。从(c)图~(e)图可以看出,随着初始安装偏角的增大,脱轨系数和轮轴横向力也有所增大,且通过左曲线时的脱轨系数要大于通过右曲线时的脱轨系数,而通过左曲线时的轮轴横向力却要小于通过右曲线时的轮轴横向力。综上所述,轮对安装偏角的存在将会恶化车辆的曲线通过性能,并且随偏角的增大,影响也相应增大。

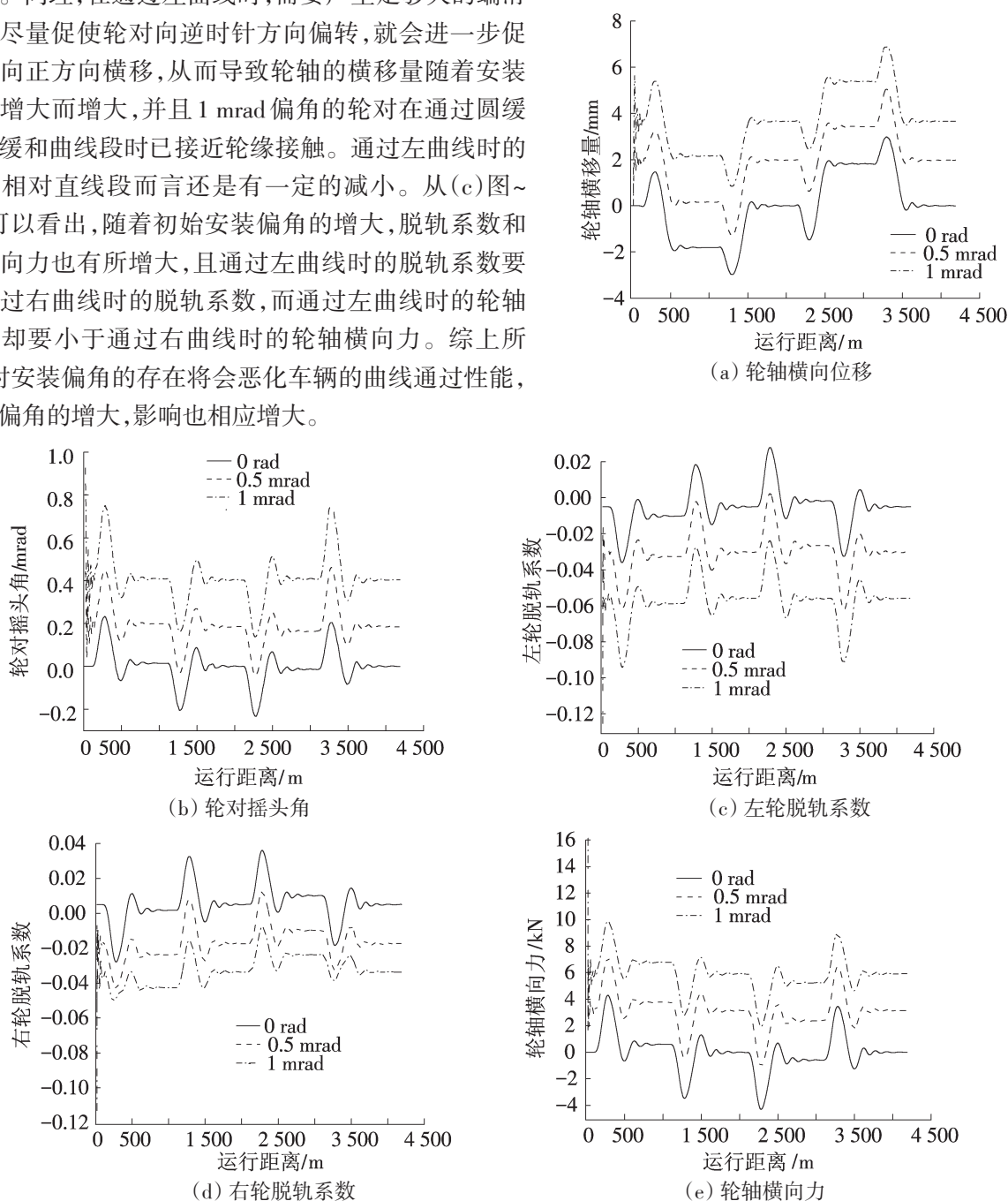


图3 车辆通过S形曲线时的各项指标

Fig.3 Indicators of vehicle through S-shaped curve

3 结论

为了考察轮对初始安装偏角对高速铁道车辆动力学性能所造成的影响,分别通过理论计算和仿真计算分析了不同偏角下车辆的运行状态,得到如下结论:

1) 当车辆的第一位轮对存在顺时针安装偏角时,在行进过程中轮对将偏离轨道中心线而产生正的横向位移,横移量随初始安装偏角的增大而增大,从而导致左右车轮关于平衡位置处于非对称接触状态,影响列车的动力学性能;

2) 从仿真计算结果来看,第一位轮对的顺时针安装偏角将影响到第二位轮对的平衡状态,运行稳定后,第一位和第二位轮对都将平衡于横向正方向,并且发生反向偏转,降低行车安全性;

3) 当初始安装偏角较小时,对车辆横向平稳性影响较小,但当偏角大于 1 mrad 后,横向平稳性将随着偏角的增大而迅速恶化;

4) 车辆不论是通过左曲线还是右曲线,安装偏角都将对车辆曲线通过性能造成一定的负面影响,且影响随偏角的增大而增大。

基于以上分析,为了保证车辆在高速下良好的动力学性能,应尽量减少轮对的初始安装偏角,最好将其控制在 1 mrad 以内。

参考文献:

- [1] LEARY J F, WILSON N G. Effects of axle misalignments on rolling resistance and wheel wear[C]//ASME Winter Annual Meeting, Miami, FL, USA, 1985:1-8.
- [2] 丁军君,李芾. 基于轮对安装偏角和轮径差的高速列车车轮磨耗研究[J]. 铁道学报,2011,33(2):20-24.
- [3] 王卫东,李金森. 转向架轴距误差对车辆直线动力学性能影响的分析[J]. 中国铁道科学,1995,16(4):103-110.
- [4] 池茂儒,张卫华,金学松,等. 轮对安装误差对铁道车辆行车安全性的影响[J]. 西南交通大学学报,2010,45(1):12-16.
- [5] 沈钢,曹志礼,赵惠祥. 交叉支撑式转向架形位偏差的动力学性能影响[J]. 同济大学学报,2002,30(12):1503-1507.
- [6] 池茂儒,张卫华,金学松,等. 轮对安装形位偏差对车辆系统稳定性的影响[J]. 西南交通大学学报,2008,43(5):621-625.
- [7] 任尊松. 车辆系统动力学[M]. 北京:中国铁道出版社,2007:81-89.
- [8] 张卫华. 动车组总体与转向架[M]. 北京:中国铁道出版社,2011:138-248.
- [9] 池茂儒,张卫华,曾京,等. 轮径差对车辆系统稳定性的影响[J]. 中国铁道科学,2008,29(6):65-69.
- [10] CLAYTON P. Tribological aspects of wheel-rail contact: a review of experiment research[J]. Wear, 1996, 191(1/2): 170-183.
- [11] 马卫华,高定刚,宋荣荣,等. 轮轨非对称接触及其对车辆动力学性能的影响[J]. 电力机车与城轨车辆,2009,32(5):1-4.
- [12] ZHAI WANMING, WANG KAIYUN, CAI CHENGBIAO. Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(11):1349-1376.
- [13] 毛利军,雷晓燕. 车辆-轨道耦合系统随机振动分析[J]. 华东交通大学学报,2001,18(2):6-12.
- [14] 李艳,张卫华,池茂儒,等. 车轮踏面外形及轮径差对车辆动力学性能的影响[J]. 铁道学报,2010,32(1):104-107.
- [15] 周新建,王琦,王成国,等. 不同车轮踏面对高速轮轨关系的影响研究[J]. 华东交通大学学报,2011,28(2):14-18.
- [16] 王卫东,李金森. 转向架装配误差对车辆动力学性能影响的分析[J]. 铁道机车车辆,1996(1):11-16.

(下转第24页)

Influence of Angle on Bridge in Vehicle-Pier Collision Based on LS-DYNA Simulation

Cheng Haigen, Zou Jiangna

(School of Civil Engineering and Architecture, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: The standard formula in crash barrier shows that collision angle and impact force are in a quadratic function relation. This paper discusses the feasibility of the standard formula in the vehicle-pier collision based on LS-DYNA vehicle-pier collision simulation. The results indicate that impact force has cubic function relationship with the collision angle and the displacement of the bridge has primary linear relationship with the collision angle: the greater the angle is, the smaller the horizontal displacement is, and the bigger the longitudinal displacement is.

Key words: vehicle -pier collision; standard formula; collision angle; impact force; displacement

(上接第 11 页)

Influences of Wheelset Defection Angle on Dynamic Performance of High-speed Railway Vehicle

Zou Ruiming, Ma Weihua, Bi Xin

(Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: In order to investigate the influences of wheelset defection angle on dynamic performance of high-speed train, this paper analyzed the stress distribution of wheelset with defection angle and the effects of motion tracing as it progresses in theory at first. A dynamic model was built up by SIMPACK based on high-speed railway vehicle in our country. It analyzed the influences of wheelset defection angle on dynamic performance in straight track and curve passing separately. And it draws a conclusion that the 1st and 2nd wheelset will deviate from the rail central line in reversed defection with the defection angle of 1st wheelset, reducing the operation safety. The ride stability has less been affected by small wheelset defection angle, but largely impacted on stability when the angle is greater than 1mrad; Defection angle will cause certain negative effects on curve passing, and the effects increase with the angle. So the defection angle should be minimized for high-speed train as far as possible to control it within 1mrad.

Key words: wheelset defection angle; high-speed railway vehicle; dynamic performance; bogie