

高速列车空气动力制动会车动力学性能

孙文静, 田 春, 周劲松, 吴萌岭

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要: 采用流体力学模拟两列高速列车以 $400 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 速度交会时工况, 计算列车气动载荷, 并结合高速列车动力学模型研究会车工况下制动风翼板开启对列车动力学性能及运行安全性影响。结果表明: 交会时列车横向及垂向位移及振动加速度均增大; 与未采用空气动力制动相比, 制动风翼板开启后车体振动加速度、列车最大脱轨系数、轮重减载率等均发生变化, 但其运行安全性指标均在合格范围内。

关键词: 高速列车交会; 空气动力制动; 气动载荷; 制动风翼; 动力学性能

中图分类号: U237.0⁺1

文献标志码: A

Dynamics Performance of High-speed Train with Aerodynamic Brake Under Crossing

SUN Wenjing, TIAN Chun, ZHOU Jinsong, WU Mengling

(Institute of Railway & Urban Mass Transit Research, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Based on the aerodynamic loads calculated by fluid dynamics and the high-speed dynamic model, the influence of braking panels on vehicle vibrations and running safety were studied on the condition that two trains crossed each other both at the speed of $400 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, which meant the relative velocity was $800 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. The results show that the displacement and vibration acceleration of car bodies increase a lot when the two trains cross each other. In comparison with the model without opening braking panels, the safety coefficients, such as derailment coefficients, wheel load reduction rates, are different. However, all the results satisfy the safety standards.

Key words: high-speed train crossing; aerodynamic brake; aerodynamic load; brake panels; dynamics performance

温, 热应力增大, 黏着系数也因速度的提高而减小, 传统黏着制动方式在 $350 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 及以上高速行驶情况下面临挑战, 因而非黏着制动方式的应用越来越广泛^[1-3], 如室气动力制动方式。空气动力制动方式具有行车速度越高, 制动力越大的特点。日本新干线及超导磁悬浮列车采用空气动力制动方式, 分别在宫崎、山梨磁悬浮试验线以及新干线列车^[3-4]上装车试验了空气动力制动装置, 积累了一定的试验数据和实践经验, 同时还在风洞试验中对空气动力制动装置进行了飞鸟撞击、风翼强度等试验。国内, 苗秀娟等^[5]进行了制动翼板的数值模拟, 田春等^[6-8]对空气动力制动的原理及制动效果进行了探讨。

空气动力制动方式会改变周围空气流场, 同时列车以高速交会时车身在很短时间内也会受到一个很大的会车压力波, 对高速列车运行安全性产生不利影响^[9]。因此, 研究高速列车交会时空气制动方式对列车动力学及运行安全性的影响十分必要。关于高速列车气动载荷研究, 英国 AEA Technology Rail 公司^[10]建造了一套比例为 1:25 的动模型试验装置, 进行了多次会车动模型试验。德国、法国、日本等高速铁路发达国家的研究人员开发了多种简化算法^[11], 如采用计算车头压力波变化幅值的 Steinheuer 经验公式等。

基于此, 本文提出采用空气动力学与车辆动力学相结合的方法, 分析空气制动方式对车辆高速交会工况下车辆动力学及运行安全性的影响。

1 空气动力学仿真计算

1.1 空气动力制动形式及原理

本文研究对象为国内某型八节编组高速列车, 制动风翼板的布置方式如图 1 所示。空气制动的风

随着列车速度提高, 动车组黏着制动盘快速升

收稿日期: 2013-10-20

基金项目: “十一五”国家科技支撑计划(2009BAG12A05-13)

第一作者: 孙文静(1989—), 女, 博士生, 主要研究方向为轨道车辆动力学及控制。E-mail: sunwenjing19@gmail.com

通讯作者: 周劲松(1969—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为轨道车辆动力学及控制。

E-mail: jinsong.zhou@tongji.edu.cn

翼板采用回旋上升式,形状类似“猫耳”,正常运行时,其收拢于车体内,制动时,每节车的风翼板均展开,沿列车中截面对称分布。整列车共安装七对制动风翼板,在布置制动风翼板的安装位置时,为了避免制动风翼板对受电弓的干扰,使之尽量远离受电弓,单块制动风翼板的展开面积为 1.169 m^2 。

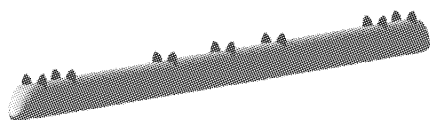


图1 高速列车制动风翼板布置

Fig.1 Geometry model of high-speed train

制动时,所有制动风翼板均开启,其迎风面受正压力作用,背风面由于流体产生分离,导致制动风翼板后的流场为负压,前后形成压差,风翼板受到的阻力用作高速列车的制动力,如图2所示。

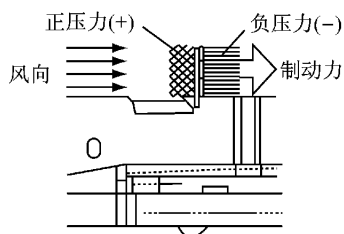


图2 空气制动力产生原理

Fig.2 Generation principle of aerodynamics brake force

1.2 空气动力学仿真计算

利用流体力学数值仿真软件 FLUENT 进行空气动力学仿真计算,计算模型为图1所示,头车+六辆中间车+尾车的八车联挂高速列车,两列车均以 $400 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 运行交会。计算域的选取应在满足计算精度的前提下,以不影响车体附近流体的流动为原则,本文设置的列车交会计算域如图3所示。

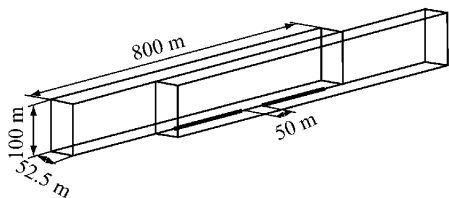


图3 车体计算域

Fig.3 Computation field of car bodies

利用滑移网格方法,对包围两列车的两块区域分别生成相互独立的网格,在两块区域交会面的公共区域上定义信息交互面。两区域在计算过程中随着时间步的推进不断滑移,它们之间通过信息交互

面来传递信息。在空气动力学计算中,忽略了车底转向架的影响,不考虑列车和轮对的相对运动。列车及制动风翼板表面为无滑移壁面;地面设置为滑移壁面;整个计算域的顶部和侧面设置为压力出口条件;与各列车头部靠近的面设置为压力进口边界,与各列车尾部靠近的面设置为压力出口边界。在列车表面及制动风翼板处采用尺寸函数加密其网格单元,车体附近网格如图4所示,单车空间单元体网格数约为 6×10^6 个。

为了尽可能真实地模拟交会工况,时间步长应设置尽量小,但由于列车编组较大,交会过程的计算时间将大大延长。为了平衡两者间的矛盾,设置为非定常时间步长,即在列车交会开始前一段距离设置相对较大的时间步长,在交会开始时及交会过程中设置相对较小的时间步长,这样既缩短了计算时间,同时交会过程中的某些关键时刻点的流场变化情况也能真实地模拟出来。最后确定计算时间步长为 $0.0045 \sim 0.0180 \text{ s}$,一列车长度为 196 m ,交会时间为会车距离除以两列车相对时速,从车头相距大致为 25 m 时开始进行采样记录,至车尾相距也大致为 25 m 时结束采样,整个交会过程中压力波的采样时间为 2.05 s 。

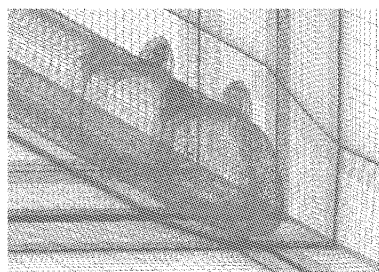


图4 列车及制动风翼板区域网格

Fig.4 Grids of the train and its brake panels

列车在线路上高速运行时,其周围的流场处于完全湍流状态,考虑空气的可压缩性。基于有限体积法,先计算一个定常初始流场,湍流模型采用 Realizable $k-\epsilon$ 两方程模型,并选用 Coupled 压力修正算法^[11],待初始流场稳定后,按非定常方式计算两车交会过程中的流场和受力情况。求解时,对任意一个控制体 V 上变量 φ 的守恒方程积分,如下所示:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho \varphi dV + n \int \rho \varphi (u_t - u_g) dA = \int n \Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} dA + \int S_\varphi dV \quad (1)$$

式中: ρ 为密度, t 为时间, n 为物面法向, φ 为势函数, x_i 为轴向, u_t 和 u_g 分别为流体速度和网格移动速度,

Γ 为扩散系数, A 为控制体边界面积, S_φ 为源项.

1.3 空气动力学仿真结果分析

1.3.1 仿真与试验结果对比

为了验证高速列车空气动力学数值计算结果, 采用以往实测试验数据进行对比. 但由于实测车辆速度较低约 $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 而数值模拟的车速高达 $400 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 且在线路状况、测量条件等方面试验与数值模拟存在差异, 因而比较两者结果主要是为了验证数值仿真与测试结果整体趋势的吻合性. 图5所示为第4个车窗中点处会车压力波实测数据和采用上述模型得到的数值模拟计算数据. 比较图5a, b可知, 测点的压力在交会开始和结束时出现波动, 形成压力脉冲, 且交会开始时脉冲剧烈, 交会压力波明显. 数值仿真与实车试验结果趋势完全吻合, 因而验证了本文所计算的空气动力学载荷结果.

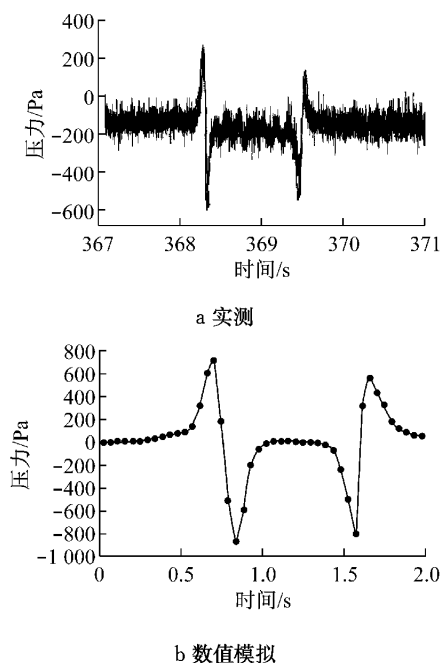


图5 实测与数值模拟压力波结果对比

Fig.5 Comparison between the test and the computation results

1.3.2 气动载荷仿真结果及分析

使用流体力学计算气动载荷时, 首先得到的是车辆表面每个节点上的分布气动载荷, 为了便于对空气动力学六分力结果进行分析及下一步的列车动力学计算, 将分布载荷等效为关于每节车体中心的集中力与力矩, 等效过程即为分布载荷在整个列车表面进行积分的过程. 图6为列车上所有制动风翼板均打开及均闭合两种工况下, 列车交会过程中, 分别作用在头车、中间车及尾车上的阻力及侧向力随

时间变化的结果. 在 FLUENT 软件中已将均布载荷换算成作用在每节车体中心处的集中载荷, 从而便于分析及下一步的车辆动力学计算.

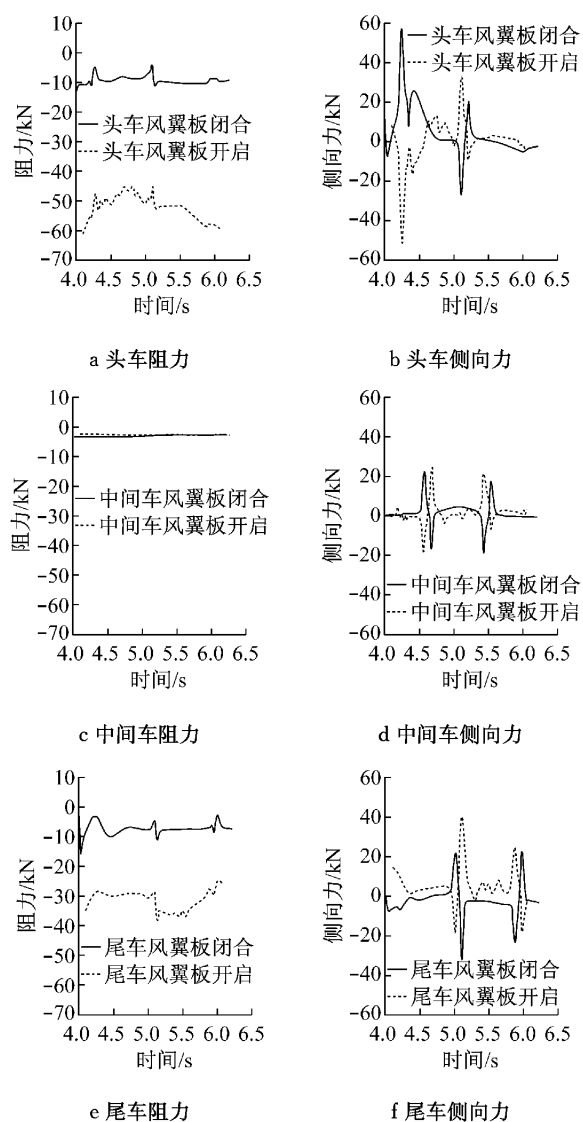


图6 高速列车所受气动力

Fig.6 Aerodynamics forces on high-speed train

由图6可见, 在开启空气动力制动时, 列车上所有制动风翼板迎风面积增大, 板前后产生压力差, 列车头车与尾车所受阻力显著增加, 具有良好的制动效果, 而中间车因在头车与尾车之间, 主要压差作用在了头车与尾车的风翼板上, 其所受的阻力并无较大变化. 列车的三节车体受到的侧向力在风翼板打开前后方向相反, 其中头车及尾车所受侧向力较大, 中间车最小且其在两种工况下所受气动力相差最小, 这与列车在交会时, 其头部与尾部的气压变化较大, 而中间车气压变化较小有关. 其他方向的气动力、力矩有与之相类似特性.

2 列车动力学模型

建立包含头车、中间车、尾车的三节编组高速列车模型,将车辆各部分视为刚体,不考虑其弹性变形,每节车由一个车体、两个构架、八个轴箱和四个轮对组成,三节车之间以车钩连接,每个车体、构架及轮对为六个自由度,轴箱仅考虑绕轮对的旋转自由度,整列车共33个刚体,包含150个自由度.模型中考虑了以下非线性因素:二系悬挂横向弹性止挡递增刚度特性、轮轨接触非线性几何特性、非线性蠕滑力和蠕滑力矩、液压减振器、车钩缓冲器非线性特性.轨道不平顺输入为高速低干扰轨道谱^[12],列车动力学模型如图7所示.

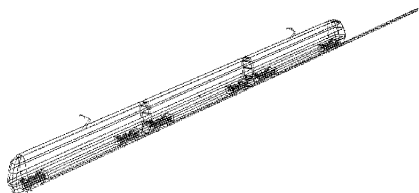


图7 列车动力学模型

Fig.7 Dynamic model of the high-speed train

该车辆系统的自由度向量

$$\mathbf{X}^T = (\mathbf{X}_c^T, \mathbf{X}_{f1}^T, \mathbf{X}_{f2}^T, \mathbf{X}_{w(1\sim4)}^T, \mathbf{X}_{a(1\sim8)}^T) \quad (2)$$

式中: $\mathbf{X}_c^T, \mathbf{X}_{f1}^T, \mathbf{X}_{f2}^T, \mathbf{X}_{w(1\sim4)}^T, \mathbf{X}_{a(1\sim8)}^T$ 分别为车体、构架1和2、轮对及轴箱的位移向量.通过拉格朗日法可建立车辆动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F}_a + \mathbf{F}_e \quad (3)$$

式中: $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ 分别是质量、阻尼及刚度矩阵; $\mathbf{F}_a, \mathbf{F}_e$ 分别为列车交会时的气动载荷及由轨道不平顺引起的激励力,系统受到这两种载荷同时作用.

在动力学计算时,需将空气动力学计算坐标与轨道车辆动力学坐标进行转换,如图8所示.列车在交会工况下所受气动载荷有阻力 F_x 、侧向力 F_y 、垂向力 F_z 、侧滚力矩 M_x 、俯仰力矩 M_y 及偏转力矩 M_z .将这些载荷以时间激励方式引入,在车体上建

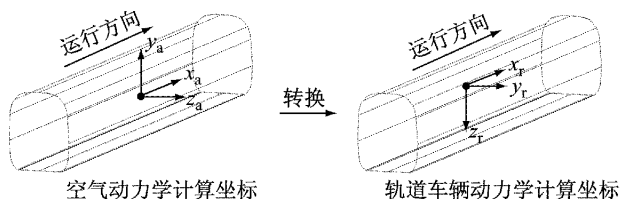


图8 空气动力学与车辆动力学坐标转换

Fig.8 Coordinate transformation conversion of aerodynamics and vehicle dynamics

立移动标记点,加载至车体中心.设置轨道长为10 000 m,以保证计算时列车在足够长的轨道上运行,假设列车在轨道上以 $400 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 正常运行4 s稳定后交会,气动力加载时间共2.05 s.

3 列车动力学仿真结果分析

3.1 车体中心位移

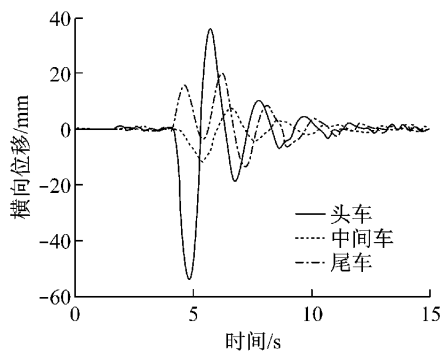
制动风翼板开启前后,随时间变化的车体中心横向与垂向振动位移响应分别如图9和10所示.可以看出,列车在高速交会工况下,由于周围气体流场急剧变化,气动力加大,无论风翼板开启与闭合,三节车的车体中心处均产生较大位移.由于头车受到的气动力最大,其振动最为剧烈,横向位移最大处超过50 mm.比较图9和10可知,对于头车,在风翼板开启时,车体中心横向位移波动较为频繁剧烈,但小于风翼板闭合时横向位移最大值;而车体中心垂向位移在风翼板开启时与闭合时相比,波动趋势一致,但最大垂向位移值有所增加.在整个交会过程中中间车与尾车的振动均较小,该结果与各车体所受的气动载荷值大小不同有关,制动风翼板的开启对于头车振动有些许不利影响.

3.2 车体振动加速度

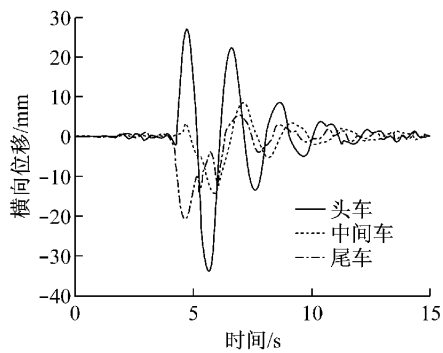
图11~13所示为风翼板开启与闭合时,车体中心的振动加速度结果.由图可知,在列车交会的4~6.05 s时间内,制动风翼板开启时车体的横向及垂向加速度略有增加,其中中间车与尾车的横向、垂向振动加速度值与头车相比变化较小.对比开启制动风翼板前后,头车车体中心的横向加速度方向相反,但数值大小无较大差别,其垂向振动加速度,制动风翼板开启时在整个时间历程里普遍稍大;中间车车体中心的横向、垂向加速度值差别不大;尾车的横向加速度值在交会时方向相反,垂向加速度值在制动风翼板闭合时稍大.由图11~13可见,由于交会时压力的变化,振动加速度增加较大,但制动风翼板的闭合作用相对来说,对振动加速度幅值变化影响均很小,与高速交会这个因素相比,风翼板的使用对动力学性能影响有限.该结果与上节中得到的气动侧向力特性有关,在风翼板开启前后,气动侧向力仅是方向改变,而大小基本不变.

3.3 列车运行安全性

脱轨系数^[13]是衡量车辆运行安全性的基本指标,为轮轨横向力与轮轨垂向力的比值.本文列车采用三节编组,共24个车轮,考虑每节车车轮的最大



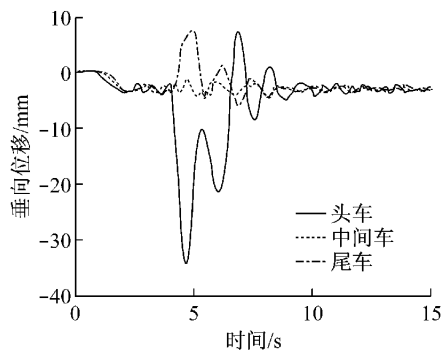
a 风翼板闭合



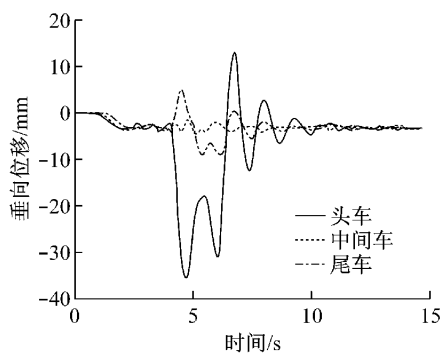
b 风翼板开启

图9 车体中心横向位移

Fig.9 Lateral displacement of car body center



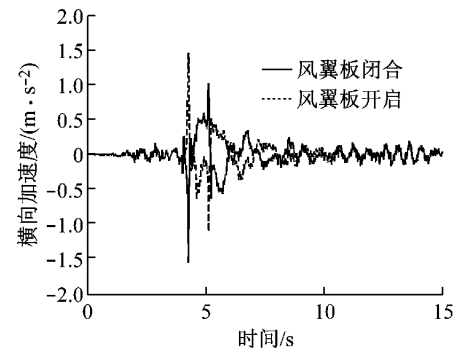
a 风翼板闭合



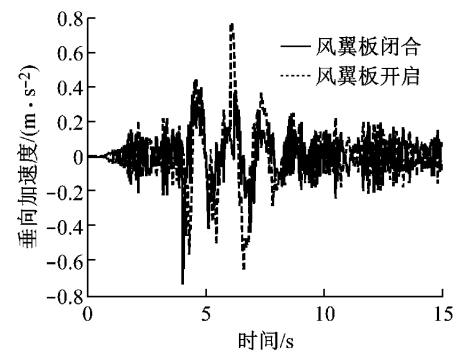
b 风翼板开启

图10 车体中心垂向位移

Fig.10 Vertical displacement of car body center



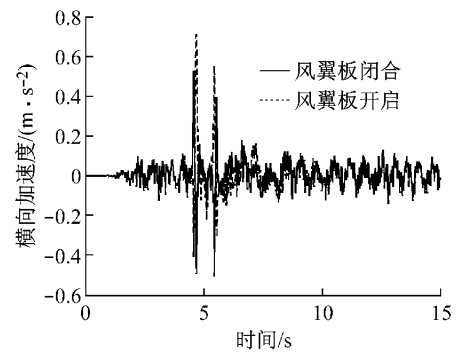
a 横向



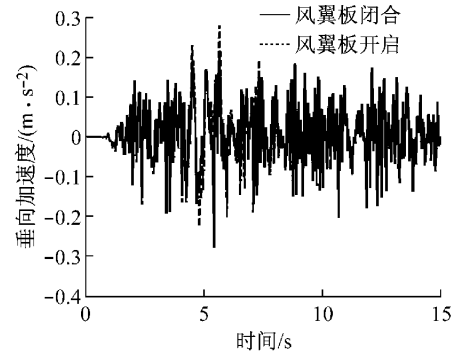
b 垂向

图11 头车车体中心加速度

Fig.11 Lateral and vertical acceleration of the front car body center



a 横向



b 垂向

图12 中间车车体中心加速度

Fig.12 Lateral and vertical acceleration of the middle car body center

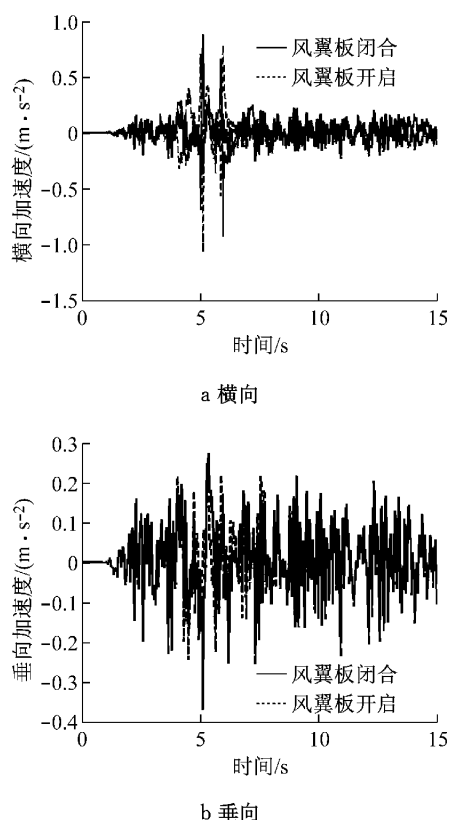


图13 尾车车体中心加速度

Fig.13 Lateral and vertical acceleration of the rear car body center

脱轨系数值。

在制动风翼板开启与闭合两种工况下,最大脱轨系数如表1所示。由表1可见,列车高速交会时,车辆脱轨系数较大,空气动力制动风翼板的开启对车辆的脱轨系数影响不尽相同。风翼板开启与闭合相比,头车的最大脱轨系数增加了0.097,而中间车与尾车分别降低了0.046,0.047。列车所有脱轨系数均在1.0以内,符合车辆运行安全性指标^[13],但列车以400 km·h⁻¹速度交会时,制动风翼板开启,头车的脱轨系数为0.735已较接近列车运行的安全限值。

表1 各车体最大脱轨系数

Tab.1 The largest derailment coefficients of three car bodies

位置	风翼板闭合	风翼板开启
头车	0.638	0.735
中间车	0.351	0.305
尾车	0.411	0.364

轮重减载率^[13]是反映列车因轮重减载过量而发生脱轨的可能性,是衡量列车发生脱轨的另一重要指标。表2为各车体最大轮重减载率值,可见头车的轮重减载率在风翼板开启与闭合时均为三车中最大,尾车次之,中间车最小。最大轮重减载率并未因

风翼板状态而有明显变化。在列车以400 km·h⁻¹的速度交会时,头车最大轮重减载率分别为0.566和0.571,非常接近我国高速列车运行安全性评定标准中限定值0.600。

表2 各车体最大轮重减载率

Tab.2 The largest wheel load reduction coefficients of three car bodies

位置	风翼板闭合	风翼板开启
头车	0.571	0.566
中间车	0.121	0.121
尾车	0.183	0.195

4 结论

(1) 列车高速交会时,各个方向均产生较大的气动载荷,头车与尾车由于交会时周围流场的迅速变化所受气动载荷较大,而中间车压力波变化已较小。这些气动力与力矩导致列车横向、垂向振动加剧,列车运行的安全性下降。

(2) 两列车均以400 km·h⁻¹的速度运行时交会,制动风翼板开启与闭合时各车体中心的横向、垂向位移及振动加速度方向相反,但数值相差不大,该制动方式对于高速列车运行安全性影响较小。

(3) 采用空气动力制动时,头车脱轨系数增大,而中间车、尾车脱轨系数略有减小;头车与中间车轮重减载率基本相同,尾车轮重减载率略有增加。综合制动风翼板开启与闭合两种工况结果,得到头车最大脱轨系数为0.735,最大轮重减载率为0.571,较接近列车运行安全限值。

综上所述,针对本文研究的高速列车,以400 km·h⁻¹的速度交会时瞬间气动载荷波动对车辆的振动、运行安全性会产生不良影响。但制动风翼板的使用对列车的影响在较小范围内,即使列车以400 km·h⁻¹的速度交会,该新型制动方式也可满足运行安全性指标要求。

参考文献:

- [1] Briginshaw D. The new generation of high speed train AGV in France[J]. International Railway Journal, 2000, 40 (5): 15.
- [2] Masafumi Y. Characteristics of the aerodynamic brake of the vehicle on the Yamanashi maglev test line [J]. Quarterly Report of Railway Technical Research Institute, 2000, 41(2): 74.
- [3] Kazumasa O, Masafumi Y. Development of aerodynamic brake of maglev vehicle for emergency use [J]. Quarterly Report of Railway Technical Research Institute, 1989, 37(2): 60.

- [4] 吉村正文. 宫崎试验线车辆空气动力制动装置的开发[J]. 国外铁道车辆, 1996(5): 43.
Masafumi Y. Development of aerodynamic brake of Miyazaki maglev test line vehicle [J]. Foreign Rolling Stock, 1996, 5: 43.
- [5] 苗秀娟, 梁习锋. 高速列车空气制动板的研究[C]//工业空气动力学会议. 北京: 中国空气动力学学会, 2004: 137-141.
MIAO Xiujuan, LIANG Xifeng. Research on air brake board of high-speed train[C]//4th Industrial Aerodynamics Conference. Beijing: Chinese Aerodynamics Research Society, 2004: 137-141.
- [6] 田春, 吴萌岭, 任利惠. 空气动力制动研究初探[J]. 铁道车辆, 2009, 47(3): 10.
TIAN Chun, WU Mengling, REN Lihui. Initial discussion of research in aerodynamic brake [J]. Railway Vehicle, 2009, 47(3): 10.
- [7] 费巍巍, 田春, 吴萌岭. 基于空气动力学的高速列车制动方式研究[C]//全国工业空气动力学学术会议. 长沙: 中南大学出版社, 2009: 238-244.
FEI Weiwei, TIAN Chun, WU Mengling. Research on braking mode of high-speed trains on aerodynamics [C]//Industrial Aerodynamics Conference. Changsha: Central South University Press, 2009: 238-244.
- [8] 田春, 吴萌岭, 费巍巍, 等. 空气动力制动风翼纵向位置制动力规律[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2011, 39(5): 705.
TIAN Chun, WU Mengling, FEI Weiwei, *et al.* Rule of aerodynamics braking force in longitudinal different position of high speed train [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2011, 39(5): 705.
- [9] 刘堂红, 田红旗, 鲁寨军. 列车交会压力波对高速磁浮列车横向动态响应的影响分析[J]. 中国铁道科学, 2004, 25(6): 9.
LIU Tanghong, TIAN Hongqi, LU Zhaijun. Analysis of the influence of train passing pressure pulse on the maglev train's transverse dynamic response [J]. China Railway Science, 2004, 25(6): 9.
- [10] Raghunathan R, Kim H, Setoguchi T. Aerodynamics of high-speed railway train [J]. Progress in Aerospace Sciences, 2002, 38(6): 469.
- [11] Steinhilber J. Calculation of unsteady pressure during passing and tunnel entrance of trains [C] // The Symposium on Aerodynamics of Transportation. Niagara Falls: ASME, 1979: 177-191.
- [12] 王福天, 周劲松, 任利惠. 用于高速车辆动态仿真的轨道谱分析[J]. 铁道学报, 2002, 24(5): 21.
WANG Futian, ZHOU Jinsong, REN Lihui. Analysis on track spectrum density for dynamic simulations of high speed vehicles [J]. Journal of the China Railway Society. 2002, 24(5): 21.
- [13] 中国国家标准局. GB 5599—85 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范[S]. 北京: 国家标准出版社, 1985.
Standardization Administration of the People's Republic of China. Railway vehicles specification for evaluation of the dynamic performance and accreditation test [S]. Beijing: China Standard Press, 1985.

~~~~~

(上接第 1351 页)

- [13] 陈青. 基于 GPS 浮动车的城市道路交通状态判别技术研究[D]. 西安: 长安大学, 2009.  
CHEN Qing. Study on the technology of traffic state identification for urban road based on GPS equipped floating car [D]. Xi'an: Chang'an University, 2009.
- [14] Miwa T, Kiuchi D, Yamamoto T, *et al.* Development of map matching algorithm for low frequency probe data [J]. Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 2012, 22: 132.
- [15] 曹鹏. 大规模探测车数据的地图匹配算法研究[D]. 北京: 清华大学, 2011.  
CAO Peng. Research on map matching algorithm for large scale probe vehicle data [D]. Beijing: Tsinghua University, 2011.
- [16] Kerner B S, Demir C, Herrtwich R G, *et al.* Traffic state detection with floating car data in road networks [C]// Intelligent Transportation Systems, 2005. Vienna: IEEE, 2005: 44-49.
- [17] 孙剑, 杨晓光, 刘好德. 微观交通仿真系统参数校正研究[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(1): 48.  
SUN Jian, YANG Xiangang, LIU Haode. Study on microscopic traffic simulation model systematic parameter calibration [J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(1): 48.