

# 高速列车通过声屏障的流固耦合振动响应分析\*

张亮<sup>†</sup> 张继业 张卫华

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

**摘要** 基于三维、非定常、不可压缩 Navier-Stokes 方程以及  $k-\varepsilon$  两方程湍流模型, 利用计算流体软件 FLUENT, 对列车通过时路堤声屏障气动力特性进行数值仿真, 研究了声屏障上脉动力的变化. 建立了高速列车通过路堤声屏障的数值计算模型, 采用 FLUENT 中的滑移网格技术, 对声屏障时产生的气动力进行数值模拟, 列车速度分别为 200km/h、250km/h、300km/h、350km/h. 通过计算得到不同列车速度下声屏障上气动力的大小和变化情况, 分析了气动力沿声屏障垂向和声屏障纵向的变化规律, 并拟合了声屏障压力波幅值与列车速度的关系式. 在 ANSYS Workbench 软件中建立了声屏障的结构计算模型, 将声屏障上的气动力作为外部荷载加到声屏障上, 对其进行了模态分析和瞬态动力学分析.

**关键词** 高速列车, 声屏障, 气动压力, 动力响应

DOI: 10.6052/1672-6553-2013-078

## 引言

速度是交通运输永恒的追求, 高速铁路作为现代轨道交通的重要标志, 具有快速、安全、舒适环保等优势, 已经成为轨道交通发展的必然趋势<sup>[1-3]</sup>. 随着列车速度的提高, 列车高速运行时产生的轮轨噪声和气动噪声越来越大, 气动噪声将以列车运行速度的 8 次方比例增加<sup>[4][5]</sup>. 我国的高速铁路有很大一部分是客运专线, 列车不可避免的要经过人口稠密的居民区, 列车经过时产生的噪声严重影响周围居民正常的工作和生活. 在铁路沿线修建声屏障是控制列车气动噪声的有效措施<sup>[4]</sup>.

戚振岩等对高速列车通过时声屏障上的气动力进行了仿真计算, 但未对气动力作用下声屏障的动力响应进行分析<sup>[6]</sup>; 龙丽平等做了列车致声屏障结构的空气脉动力研究, 同样没有对脉动力作用下声屏障的结构响应进行分析<sup>[7]</sup>; 邓砾等对高速铁路声屏障的动力学特性进行了研究, 对声屏障做了自振特性分析和在脉动风作用下的时程响应分析, 但未对声屏障上脉动压力的变化规律进行研究<sup>[8]</sup>; 赵丽滨等对声屏障在列车脉动风作用下的动力学性能进行了研究, 阐述了声屏障各组件的振动规律,

但考虑的列车风载荷为拟合的压力曲线, 未考虑脉动压力在声屏障上的分布变化<sup>[9]</sup>. 焦长洲等对插板式声屏障结构在列车风作用下的振动响应进行了数值计算, 分析了列车车型、运行速度、声屏障结构高度和长度对结构动力特性的影响, 同样未考虑脉动压力在声屏障上的分布变化<sup>[10]</sup>. 本文在考虑脉动压力在声屏障上分布变化的基础上, 分析声屏障上脉动压力随列车速度的变化规律和在声屏障上的分布规律, 以及在脉动压力作用下声屏障不同部件的动力响应.

## 1 列车通过声屏障的脉动力计算

### 1.1 计算模型

在路堤上运行的列车在不考虑列车交会的情况下, 列车运行的最大速度为 350km/h, 对应的马赫数小于 0.3, 所以不考虑空气密度变化, 采用不可压流体. 计算中采用的湍流模型为  $k-\varepsilon$  两方程湍流模型. 基于以上考虑, 本文采用有限体积法求解三维瞬态不可压缩的 N-S 方程和  $k-\varepsilon$  两方程湍流模型获得列车通过声屏障时声屏障上的脉动压力.

真实的列车模型相当复杂, 基于计算机硬件条

2013-05-21 收到第 1 稿, 2013-05-31 收到修改稿.

\* “十一五” 国家科技支撑计划 (2009BAG 12A01-C09)、高速铁路基础研究联合基金资助项目 (U1234208)

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

件和计算时间的考虑,对列车模型进行了简化,忽略了转向架、受电弓、门把手等的影响,对列车表面进行了光滑处理.列车中部的截面变化不大,流场在列车中部趋于稳定<sup>[11,12]</sup>,因此计算中采用了头车+中间车+尾车三车编组的列车模型,其长度分别为27.6m、25m、27.6m,列车宽度和高度分别为3.2m、4.27m.

真实的声屏障结构比较复杂,在流体计算中对声屏障进行了光滑处理,将其视为一定厚度的平板,忽略立柱、柱头和混凝土基础等结构.简化后的列车模型和声屏障模型分别如图1和图2所示.



图1 列车模型  
Fig.1 Model of train

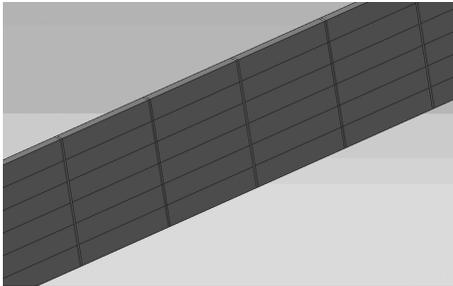


图2 声屏障模型  
Fig.2 Model of sound barrier

计算模型中路堤宽度为14.3m,路堤上线路间距为5m,声屏障距轨道中心线距离为4.65m,声屏障高度为2.95m,厚度0.175m,长度100m.由于离列车近的一侧声屏障受到的脉动压力较大,所以计算中只研究靠近列车一侧的声屏障.声屏障在垂向上由六块构成,下面五块中每块高均为0.50m,最上端一块高为0.45m.

计算区域如图3所示,计算区域的总长度为600m,宽度为140m,高度为65m.计算区域侧面和上面为对称面边界条件,地面和声屏障设置为无滑移壁面边界,列车运行的两个端面设置为压力出口边界.利用FLUENT中的滑移网格技术模拟列车与声屏障的相对运动,列车区域与外部流场区域之间

设置为 interface 边界条件,列车区域的滑移速度为列车运行速度,即四种工况下分别为55.56m/s、69.44m/s、83.33m/s、97.22m/s.为了研究声屏障上脉动压力的分布规律,分别取声屏障入口和出口以及声屏障中间部位的一块板,并对声屏障板上的测点分块编号,声屏障板上的测点编号情况图4所示.

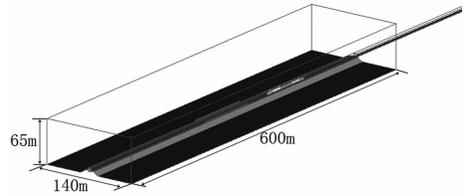


图3 计算区域  
Fig.3 Calculation domain

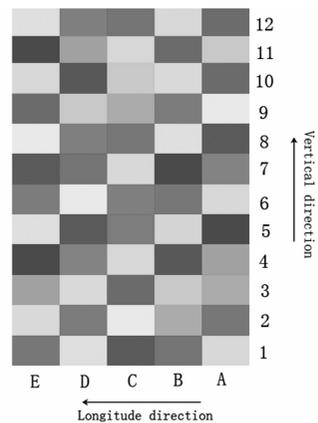


图4 声屏障的测点编号

Fig.4 Measure points numbers of sound barrier

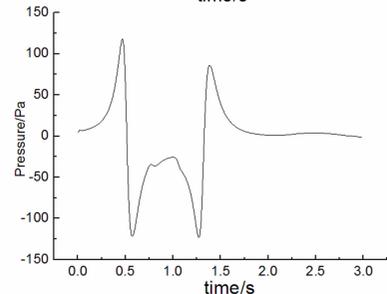
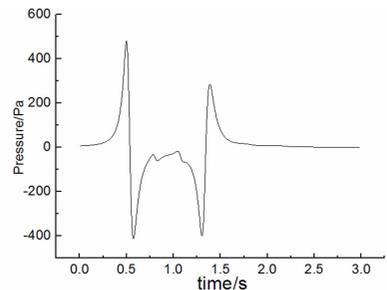


图5 声屏障内外侧压力时程曲线

Fig.5 Dependent-time pressure curves of the inside and outside of sound barrier

## 1.2 声屏障上的压力波基本特性

声屏障板靠近列车的一侧为内侧,另一侧为外侧.图5为列车速度为350km/h时入口声屏障上内、外侧某一测点的压力时程曲线,其他部位测点压力随时间的变化趋势与图5相同.由图5可以看出,声屏障上测点的压力呈现两个脉动波,第一个波出现在头车经过测点时,第二个波出现在尾车经过测点时,头波的正压幅值大于负压幅值,尾波的负压幅值大于正压幅值.

## 1.3 声屏障上压力波幅值沿垂向和纵向的分布

声屏障是在内外侧压力共同作用下的,取列车速度350km/h时入口、中间和出口声屏障上测点的内外侧压差幅值结果进行分析,图6为入口声屏

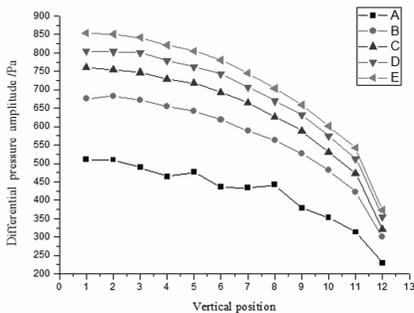


图6 入口声屏障压差幅值变化

Fig. 6 Differential pressure amplitude changes of the entrance sound barrier

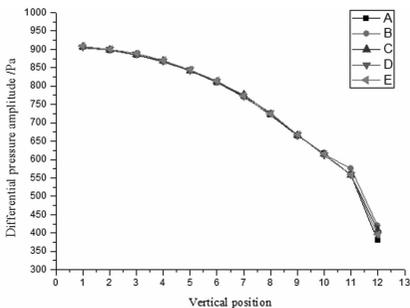


图7 中间声屏障压差幅值变化

Fig. 7 Differential pressure amplitude changes of the middle sound barrier

障内外侧压差幅值的变化,图7为中间声屏障内外侧压差幅值的变化,图8为出口声屏障内外侧压差幅值的变化.由图6~8可知声屏障的内外侧压差幅值沿垂向向上都是减小的趋势,越往上减小的越快;入口声屏障内外侧压差幅值沿纵向为增大的趋势,中间声屏障内外侧压差幅值沿纵向无明显变化,出口声屏障内外侧压差幅值沿纵向为减小的趋势.这是由于声屏障底部相对于顶部的密闭性要

好,气流有向声屏障外部流出的趋势,空气在声屏障底部的有效流通区域要小于声屏障顶部,因此声屏障底部的压差幅值大于顶部;同样入口和出口声屏障靠近声屏障内部的部分相对于靠近出口部分的密闭性要好,所以沿列车运行方向靠近声屏障内部的测点压差幅值较大.

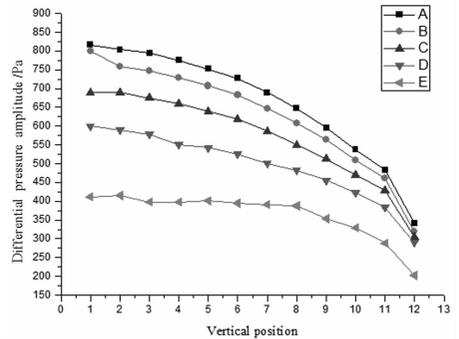


图8 出口声屏障压差幅值变化

Fig. 8 Differential pressure amplitude changes of the export sound barrier

## 1.4 声屏障上压力幅值与列车运行速度的关系

为研究声屏障上的压力波幅值与列车速度的关系,取入口和中间声屏障上的一组计算结果进行分析,其中列车速度 $V$ 分别取200km/h、250km/h、300km/h、350km/h,在声屏障板上取中间位置(编号为C)的一系列测点.压力波幅值与列车运行速度(单位:m/s)的关系曲线如图9和图10所示.

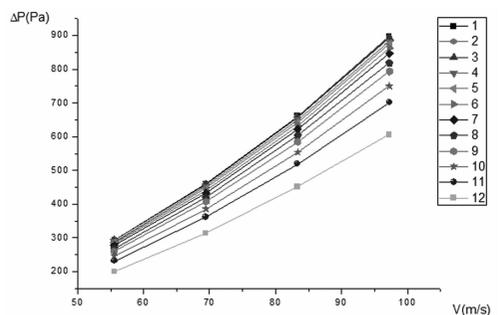


图9 入口声屏障内侧压力幅值与列车速度关系曲线

Fig. 9 Pressure amplitude curves of the inside of entrance sound barrier with train speeds

对声屏障内外侧压力波幅值与速度的关系曲线进行拟合,得到关系式: $\Delta P = a_{p0} V^2$ ,其中 $\Delta P$ 为声屏障上的压力波幅值, $V$ 为列车运行速度(m/s), $a_{p0}$ 为与列车运行速度和测点位置有关的系数,式中 $a_{p0}$ 均为正数.由此可见,列车通过声屏障时声屏障上的测点压力波幅值与列车运行速度的平方成正比.

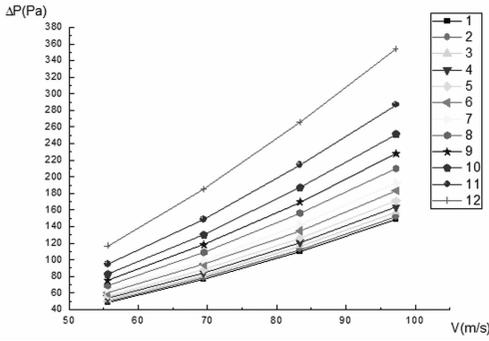


图 10 中间声屏障外侧压力幅值与列车速度关系曲线

Fig. 10 Pressure amplitude curves of the outside of middle sound barrier with train speeds

## 2 声屏障的结构响应计算

### 2.1 声屏障结构计算模型及载荷和边界条件设置

在 ANSYS Workbench 中建立声屏障结构模型如图 11 所示,结构模型的尺寸与流体计算时的声屏障模型一致,只是在声屏障插板的两端加入了 H 型立柱. 声屏障插板采用铝合金材料,立柱采用结构钢材料,材料具体参数见表 1. 划分后的网格模型如图 12 所示,采用的单元类型是 Workbench 中默认的实体 solid186 号单元(20 节点的六面体单元),网格节点数为 112005,单元数为 18821.

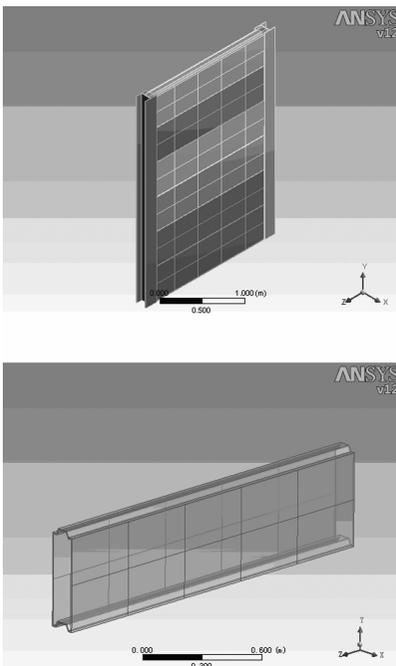


图 11 声屏障模型

Fig. 11 Model of sound barrier

表 1 材料参数

Table 1 Material parameters

	Young modulus (Pa)	Poisson ratio	Density (kg/m <sup>3</sup> )
Aluminum alloy	$7.1 \times 10^{10}$	0.33	$2.77 \times 10^3$
Structural steel	$2 \times 10^{10}$	0.3	$7.85 \times 10^3$

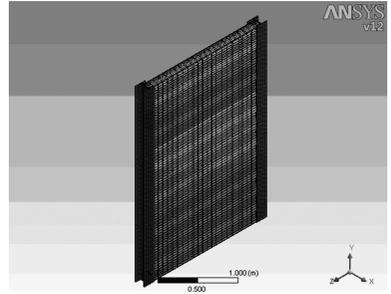


图 12 声屏障的网格模型

Fig. 12 Mesh model of sound barrier

载荷和边界条件的设置:声屏障承受重力和列车风在其表面产生的脉动压力. 对声屏障的外表面按测点布置情况进行分块,将每个测点的压力分别加到对应的面上. 声屏障立柱底部为固定支撑约束;最下边一块声屏障插板与地面接触部分为法向压缩支撑约束,即当该面受压时才会有法向位移约束.

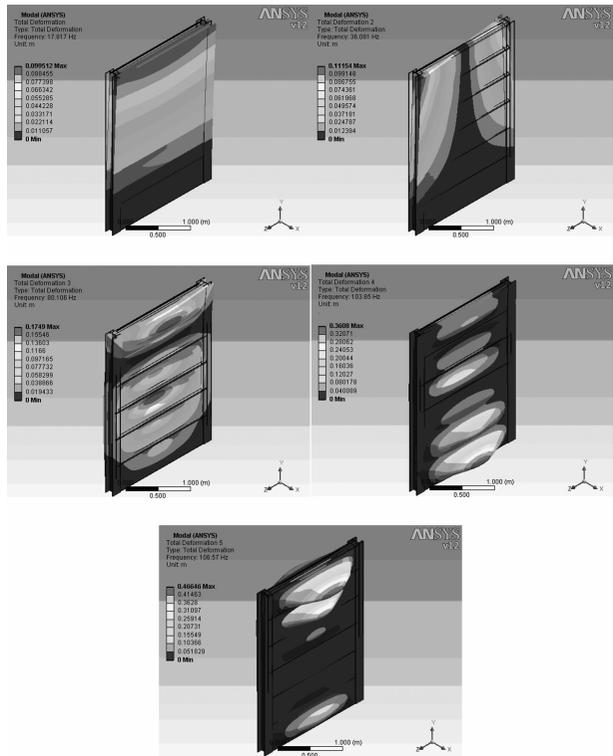


图 13 声屏障的前五阶振型

Fig. 13 Former five ranks mode shape of sound barrier

### 2.2 声屏障结构的模态分析

对声屏障模型进行自振特性研究, 得到声屏障结构的前五阶自振频率, 如表 2 所示. 由表 2 可看出声屏障的自振频率均在 10Hz 以上, 远高于高速列车脉动空气压力激励的频率(约为 2~4Hz)<sup>[8]</sup>. 因此, 声屏障结构基本不会产生共振. 图 13 为声屏障结构的前五阶频率对应的振型.

表 2 声屏障自振频率

Table 2 Natural frequency of sound barrier

Step	Frequency (Hz)
1	17.817
2	36.081
3	80.106
4	103.85
5	106.57

### 2.3 声屏障结构的瞬态动力学分析

由 1.4 节可知列车运行速度越高引起的空气脉动压力越大. 因此选取列车 350km/h 速度通过时产生的脉动压力进行计算. 将各测点对应的时程压力分别加到对应的面上, 对声屏障结构模型进行瞬态动力学分析. 图 14 为入口、中间和出口声屏障

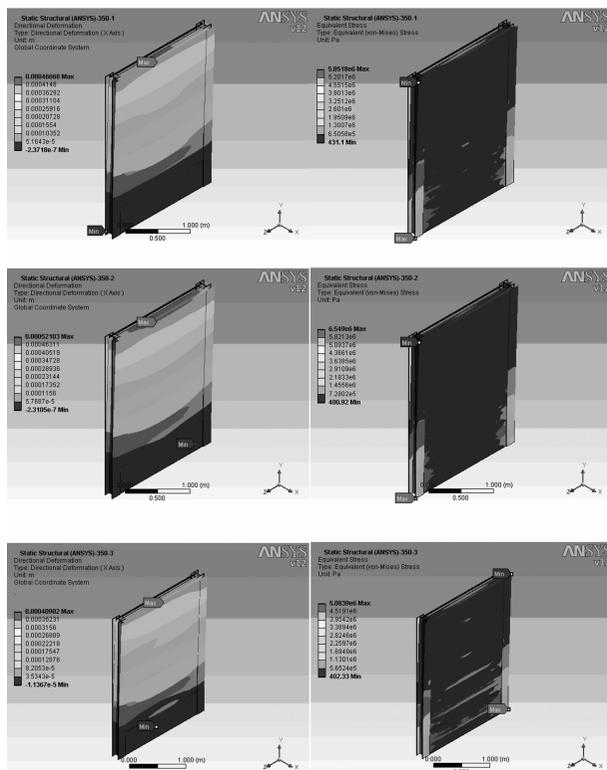


图 14 声屏障的位移云图和应力云图

Fig. 14 displacement contour and stress contour of sound barrier

位移云图和应力云图. 由图 14 可知: 声屏障的最大位移出现在最上边一块插板的顶部, 最大应力出现在立柱与地面接触的地方.

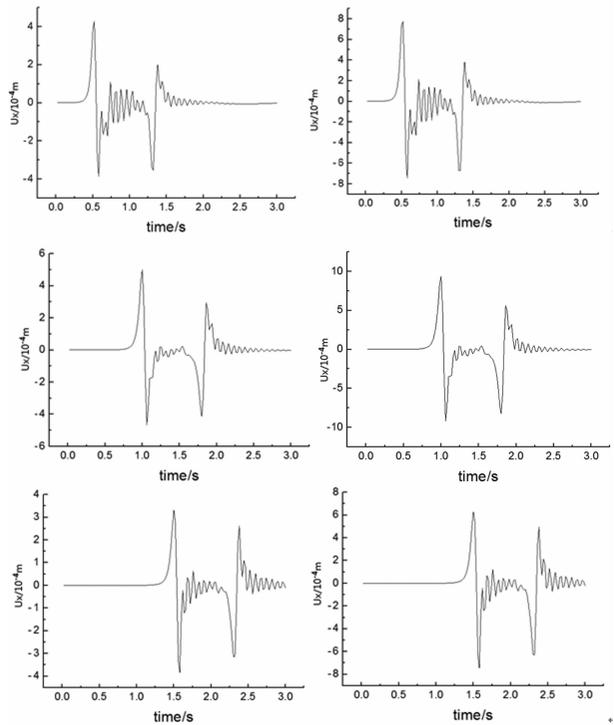


图 15 声屏障立柱和插板的位移响应曲线

Fig. 15 Displacement response curve of the column and inserting plate of sound barrier

提取声屏障入口、中间和出口声屏障监测板立柱和插板位移最大部位的位移响应曲线如图 15 所示, 入口、中间和出口声屏障应力 (mise 应力) 最大部位的应力响应曲线如图 16 所示.

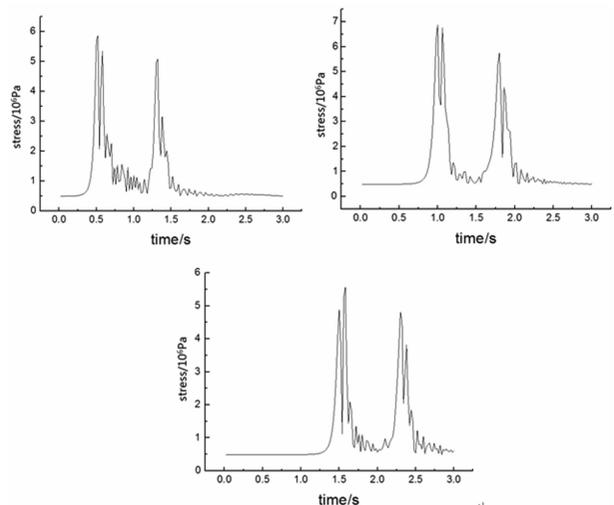


图 16 声屏障的应力响应曲线

Fig. 16 Stress response curve of sound barrier

由图 15 可知: 声屏障的位移变化规律与声屏

障所受的脉动压力变化规律一致,最大位移出现在列车车头经过时,中间声屏障最大位移比入口和出口声屏障大,声屏障插板的最大位移比立柱的最大位移大.由图16可知:车头和车尾经过时,声屏障的应力较大,且车头经过时声屏障的应力比车尾经过时的应力大;中间声屏障的最大应力比入口和出口声屏障的最大应力大.

### 3 结论

通过对高速列车通过声屏障时的声屏障上的脉动力计算和在脉动力作用下声屏障的结构响应进行计算,主要得到以下结论:

(1)声屏障内外侧压差幅值沿垂向为减小的趋势,入口声屏障内外侧压差幅值沿列车运行方向为增大趋势,中间声屏障内外侧压差幅值沿列车运行方向变化不大,出口声屏障内外侧压差幅值沿列车运行方向为减小趋势.

(2)声屏障内外侧的压力波幅值与列车运行速度的平方成正比.

(3)声屏障的最大位移出现在声屏障最上边一块插板顶部中间,最大应力出现在立柱与地面的连接处.

(4)声屏障的最大位移和最大应力都出现在车头经过时,中间声屏障的最大位移和最大应力比入口和出口声屏障的大.

### 参 考 文 献

- 李雪冰,侯传伦,张曙光,等.高速列车交会时的风致振动研究.振动与冲击,2009,28(7):81~86(Li X B, Hou C L, Zhang S G. etc. Flow-induced vibration of high-speed trains in passing events. *Journal of Vibration and Shock*, 2009,28(7):81~86(in Chinese))
- 李田,张继业,张卫华.横风下高速列车系统动力学的平衡状态方法.动力学与控制学报,2013,11(3):264~269(Li T, Zhang J Y, Zhang W H. An equilibrium state method of high-speed train system dynamics in crosswind. *Journal of Dynamic and Control*, 2013,11(3):264~296(in Chinese))
- Li T, Zhang J Y, Zhang W H. A numerical approach to the interaction between airflow and a high-speed train subjected to crosswind. *Journal of Zhejiang University - Science A(Applied Physics & Engineering)*, 2013,14(7):482~493
- Jean P. The effect of structural elasticity on the efficiency of noise barriers. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 237(1), 1~21
- 刘加利,张继业,张卫华.高速列车车头的气动噪声数值分析.铁道学报,2011,33(9):19~26(Liu J L, Zhang J Y, Zhang W H. Numerical analysis on aerodynamic noise of the high-speed train head. *Journal of the China Railway Society*, 2011,33(9):19~26(in Chinese))
- 戚振宏,李人宪.高速列车声屏障气动特性仿真分析.路基工程,2011,29(4):9~12(Qi Z T, Li R X. Simulation analysis on aerodynamic characteristics of sound barrier for high-speed railway. *Subgrade Engineering*, 2011, 29(4):9~12(in Chinese))
- 龙丽平,赵丽滨,刘立东.列车致声屏障结构的空气脉动力研究.工程力学,2010,27(3):246~250(Long L P, Zhao L B, Liu L D. Research on the air turbulent force loaded on noise barrier caused by train. *Engineering Mechanics*, 2010,27(3):246~250(in Chinese))
- 邓踈,施洲,刘兆丰.高速铁路声屏障动力特性研究.铁道建筑,2009,49(11):101~104(Deng L, Shi Z, Deng Z F. Research on dynamic characteristic of high-speed train sound barrier. *Railway Engineering*, 2009,49(11):101~104(in Chinese))
- 赵丽滨,龙丽平,蔡庆云.列车风致脉动力下声屏障的动力学性能.北京航空航天大学学报,2009,35(4):505~508(Zhao L B, Long L P, Cai Q Y. Dynamic properties of noise barrier structure subjected to train-induced impulsive wind pressure. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2009,35(4):505~508(in Chinese))
- 焦长洲,高波,王广地.声屏障结构的列车脉动风致振动分析.西南交通大学学报,2007,42(5):531~536(Jiao C Z, Gao B, Wang G D. Vibration analysis of noise barrier structures subjected to train-induced impulsive wind pressure. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2007, 42(5):531~536(in Chinese))
- Khier W, Breu Er M, Durst F. Flow structure around trains under side wind condition: a numerical study. *Computers and Fluids*, 2000,29(2):179~195
- 李雪冰,张继业,张卫华.高速列车交会时气流诱发振动的仿真研究.铁道车辆,2009,47(12):9~12(Li X B, Zhang J Y, Zhang W H. Simulation research on vibration caused by airflow while high speed trains passing each other. *Rolling Stock*, 2009,47(12):9~12(in Chinese))

# ANALYSIS ON FLUID-STRUCTURE INTERACTION VIBRATION OF HIGH-SPEED TRAIN PASSING BY SOUND BARRIER \*

Zhang Liang<sup>†</sup> Zhang Jiye Zhang Weihua

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

**Abstract** Based on the three-dimensional unsteady incompressible Navier-Stokes equation and the turbulent model of k-two equations, and by using the CFD software FLUENT, this paper simulated numerically the aerodynamic characteristics of sound barriers on embankment when the train passes, and studied the changes of pressure fluctuation on sound barrier. The numerical calculation model of a high-speed train passing by the sound barrier on embankment was established, and the aerodynamic pressures on sound barrier were simulated by using the sliding mesh technology in FLUENT, considering the speeds of train 200km/h, 250km/h, 300km/h and 350km/h, respectively. The magnitude and variation of aerodynamic forces on sound barrier were obtained, and the characteristics of aerodynamic pressure along the vertical and longitude directions of the sound barrier were analyzed. The relationship between the amplitude of the sound barrier pressure and train's speed was fitted. The structural analysis model of sound barrier was established by ANSYS Workbench, and then the aerodynamic pressure was loaded to the sound barrier and the modal analysis and transient dynamic response were researched.

**Key words** high-speed train, sound barrier, aerodynamic pressure, dynamic response

Received 21 May 2013, revised 31 May 2013.

\* The project was supported by the National Key Technology R & D Program of China (2009BAG12A01-C09) and the High-Speed Railway Basic Research Fund Key Project (U1234208)

<sup>†</sup> Corresponding author E-mail: swjtu\_zl@163.com