

文章编号: 1006-1355(2013)03-0101-05

# 高速列车车体结构振动和车内声学特性分析

刘太祥, 龚兴龙, 宗路航, 宣守虎

(中国科学技术大学 近代力学系 中国科学院材料力学行为与设计重点实验室, 合肥 230027)

**摘要:** 为了研究高速载客列车车体结构振动及车内声学特性, 建立高速列车有限元模型, 对全车体进行模态分析和轨道谱响应分析, 并基于声与结构耦合对车体内腔进行声学模态分析。车体前200阶固有模态频率跨度为0.62~100.27 Hz, 前6阶0.62~1.51 Hz为车身整体相对于转向架的低频振动, 其余各阶为车身结构的弹性振动。当施加我国200 km/h等级提速线路通用轨道谱激励时, 车体振动在0~2.00 Hz的低频有较大响应。车体内腔前200阶声学模态频率跨度为0~126.66 Hz, 在20~100 Hz之间模态比较密集。

**关键词:** 振动与波; 结构振动; 声学特性; 高速列车; 轨道谱分析

中图分类号: U260.16; U260.11\*1

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2013.03.023

## Analysis of Structural Vibration and Internal Acoustical Characteristics of High-speed Passenger Train

LIU Tai-xiang, GONG Xing-long, ZONG Lu-hang, XUAN Shou-hu

(CAS Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Materials, Department of Modern Mechanics, University of Science & Technology of China, Hefei 230027, China)

**Abstract:** The finite element model of a high-speed passenger train was established to investigate its structural vibration and internal acoustic characteristics. Modal analysis and track spectral analysis were carried out for the entire train. The acoustical response property inside the vehicles of the train was analyzed with the acoustic-structure coupling effect considered. The result of structural modal analysis indicates that the first 200 order natural frequencies of the train are ranged in 0.62~100.27 Hz. For the first 6 order, the frequency range is limited in 0.62~1.51 Hz, which is the vibration of the whole body of the train relative to the bogies. The others are the structural elastic vibrations of vehicles. Under the exciting of the domestic general track spectrum of the railways in the level of 200 km/h, the displacement response of the vehicles is larger in the low frequency range of 0~2 Hz. The first 200 order natural frequencies of the vehicle's cavity are ranged from 0 Hz to 126.66 Hz, and the modals are quite concentrated in the frequency range of 20~100 Hz.

**Key word:** vibration and wave; structural vibration; acoustical response; high-speed train; track spectrum analysis

车内噪声是列车综合舒适度的衡量指标之一, 是列车设计和生产过程中必须考虑的重要因素。根据我国国家标准 GB/T12816-2006 铁道客车内部噪声限值及测量方法, 列车运行时乘客室噪声声压 A

声级的上限值为 68 dB。随着列车运行速度的提高, 轮轨激励频率范围更宽、空气动力作用更加明显, 使得车体结构振动的形式更加复杂, 本文借助全车体有限元分析, 基于声与结构耦合对车体内腔进行声学模态分析, 为高速列车乘客室内部声学特性设计提供参考依据。

影响车内噪声响应的因素很多, 国内外已有很多学者对此进行了探索和分析。THOMPSON 基于实验测试和部分计算工作对铁道车辆系统轮轨振动噪声和气动噪声作了系统分析, 并对车辆内部噪声的产生及其影响进行了分析研究<sup>[2]</sup>。潘勇和梁习峰对动车组车内噪声和车外噪声源识别进行了研究分

收稿日期: 2012-06-25; 修改日期: 2012-08-09

基金项目: 中国科学院知识创新工程重要方向项目

“新一代高速列车噪声机理及其降噪技术研究”

(编号: KJCX2-EW-L02)

作者简介: 刘太祥(1987-), 男, 贵州遵义人, 硕士, 从事智能材料和振动控制研究。

通讯作者: 龚兴龙, 男, 教授。

E-mail: gongxl@ustc.edu.cn

析<sup>[2]</sup>。针对某型高速列车车内噪声特性,范蓉平等<sup>[3]</sup>基于试验研究,指出该型列车车内噪声偏高,低频噪声突出,噪声随空间分布不均匀,50~250 Hz 低频段噪声突出等现象。王丽红和高伟分析了CRH2动车组的主要噪声源,研究了轮轨噪声、气动噪声和其他主要噪声的降噪控制方法<sup>[4]</sup>。杨新文等<sup>[5]</sup>研究了高速列车运行产生的轮轨噪声。在车内噪声品质客观评价方面,张伟等<sup>[6]</sup>和叶贵鑫等<sup>[7]</sup>,对列车运行时车内不同位置的各种心理学参量进行了分析。在模拟仿真方面,李凌轩等<sup>[8]</sup>,应用大型有限元软件ANSYS,对客运列车车厢进行了0~100 Hz的谐响应分析,并结合人体各部位固有频率,分析了客运列车固有振动特性对人体的影响。杨晓宇等人<sup>[9]</sup>,对高速列车气动噪声进行了Lighthill声类比的有限元分析。

由于目前将列车全车体结构作为一个整体进行振动特性分析,并以此开展车内声学特性分析的研究工作还不够。本文结合“新一代高速列车噪声机理及其降噪技术研究”基金项目课题研究,应用有限元分析软件ANSYS建立了高速列车全车体结构模型,计算车体结构的振动特性,然后基于声—结构耦合对车体内腔的声学特性进行了分析。

## 1 声—结构耦合有限元分析基础

声—结构耦合的主要问题在于声学流体与固体结构界面载荷传递的双向性问题。下面参考ANSYS理论手册,对声—结构耦合方程作简要概括。

如图1所示,假设耦合界面处由于流体压强的存在及变化引起结构所加载荷的传递矩阵为 $\mathbf{R}$ ,可以建立结构控制方程

$$[M_s] \cdot \{\ddot{U}\} + [K_s] \cdot \{U\} = \{F_s\} + [R] \cdot \{P\} \quad (1)$$

流体控制方程

$$[M_f] \cdot \{\ddot{P}\} + [K_f] \cdot \{P\} = \{F_f\} - \rho_0 \cdot [R]^T \cdot \{\ddot{U}\} \quad (2)$$

由(1)和(2)得到界面的耦合控制方程

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \rho_0 \cdot R^T & M_f \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{P} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -R \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U \\ P \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_f \end{Bmatrix} \quad (3)$$

其中 $M_s$ 、 $K_s$ 、 $F_s$ 和 $U$ 分别为固体结构的质量矩阵、刚度矩阵、施加于结构上的载荷向量和位移自由度, $M_f$ 、 $K_f$ 、 $F_f$ 、 $P$ 和 $\rho_0$ 分别为流体的质量矩阵、等

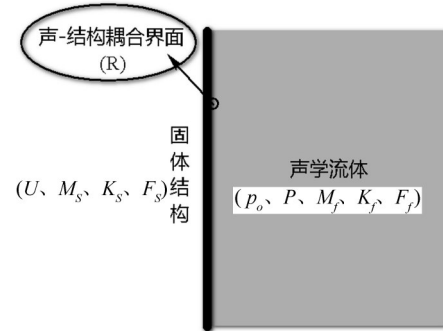


图1 声—结构耦合示意图

Fig. 1 The scheme for the Fluid-Structure interaction

效压缩刚度矩阵、流场载荷向量、压强和密度。

## 2 全车体有限元建模

车体建模以CRH2动车组载客车厢为参考,为方便有限元计算分析,作了适当的简化,模型如图2所示。车体结构简化为以底架、蒙皮和转向架为主,同时对蒙皮结构的车顶和侧墙采用三层板结构,外蒙皮和内蒙皮之间用折叠板连接。各结构建模所使用的单元类型如表1所示。由内蒙皮、底架地板和端墙包络形成一个封闭的腔体形成车内空气建模。有限单元的大小控制在0.05~0.2 m,其中声学流体单元大小控制在0.10 m,计算前选择相应的节点与单元,指定声学流体与结构相互作用界面 (Fluid-Structure Interaction, FSI)。

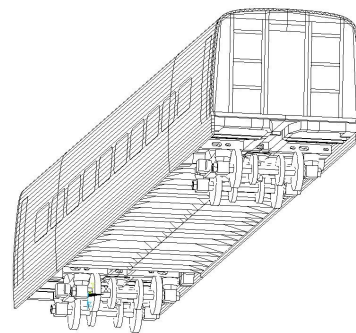


图2 全车体模型

Fig. 2 Model of high-speed passenger train

车身主要材料为中空型材铝合金,转向架轮组结构材料主要为特殊钢材,均设定为各向同性材料。窗体部分玻璃材料密度设定为2 500 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量设定为72 GPa,并视为各向同性线性材料,不考虑玻璃的硬脆性。弹簧为线性弹簧,垂向刚度

表1 车体建模单元及其配置

Tab. 1 The Finite Element types for modeling the train

单元类型	SHELL 181	SOLID 285	COMBIN 14	FLUID 30
部件	底架、地板、蒙皮、端墙和门窗等	转向架、联接螺钉等	联接弹簧	内腔空气
材料	铝合金型材、玻璃	特殊钢材	无	室温空气

为 204 kN/m,纵向和横向刚度均为 174 kN/m。车内声腔空气设定为室温 20 °C 常压条件下,其密度约为 1.205 kg/m<sup>3</sup>,声速约为 343.4 m/s,边界吸声系数为 0.2。

### 3 车体结构振动特性分析

包括车体结构固有模态分析和高速运行时轨道不平顺引起的车体结构线性系统谱响应分析。两种分析均只约束车轮与轨道接触处,谱分析时在该处施加激励。

#### 3.1 车体结构模态分析

计算了前 200 阶车体固有模态,固有频率跨度为 0.62~100.27 Hz,表 2 中列出了部分模态。

表 2 车体固有振动举例

Tab. 2 Examples of natural frequency of the train

阶数	固有频率/Hz	振型说明
1	0.62	车身侧滚
2	1.16	车身纵向振动
3	1.27	车身沉浮
4	1.38	车身摇头
5	1.46	车身横动
6	1.51	车身点头
7	14.48	车身侧扭
20	31.56	车身波浪形振动
50	50.48	车身波浪形振动

前 6 阶固有振动主要为车身相对于转向架的低频刚体振动,从第 7 阶之后为车身结构弹性振动,图 3—图 5 为若干振型示意图。

整体来看,车体振动模态随阶数的增加而变得更加复杂,且模态变得更密集。但当模态频率靠近某子结构的固有频率时,整车体振动主要表现为该子结构的振动模态,从整车来看振动形式却变得相对简单了。

#### 3.2 轨道谱激励响应

为了考察列车在高速运行时由于轨道不平顺引起的车体结构响应,参考陈宪麦、王澜和陶夏新等人<sup>[10]</sup>总结并提出的我国干线铁路通用轨道谱,取图 6 轨道谱为激励,设定列车运行速度为 200 km/h,对车体进行谱响应分析。

图 7 给出了车体的位移(包括刚体位移和弹性变形)响应云图,该图表示了车体结构各个部分最大概率的值。从响应云图来看,位移响应范围为 0.004~0.026 m,转向架振动在 0.004 m 左右,而车身结构振动幅值在 0.026 m 左右。

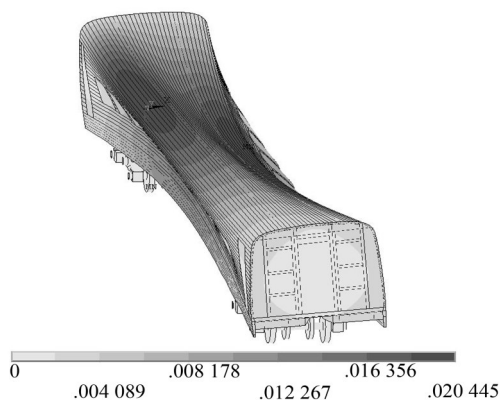


图 3 第 7 阶振动模态

Fig. 3 The 7th order mode

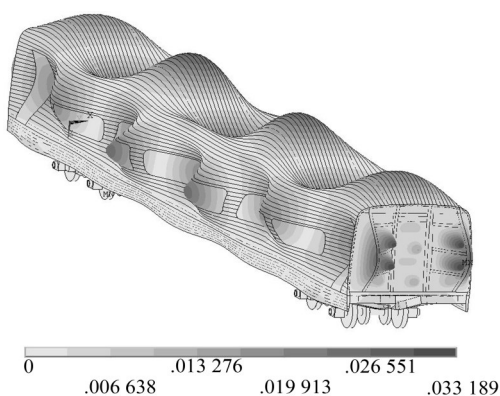


图 4 第 50 阶振动模态

Fig. 4 The 50th order mode

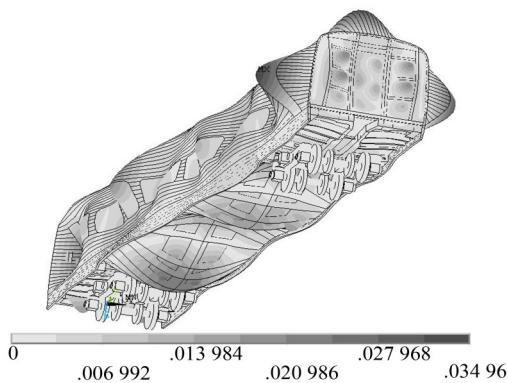


图 5 第 70 阶振动模态

Fig. 5 The 70th order mode

为了解车体各处节点响应,如图 8—图 9 所示,代表性选取端墙门板上节点 28 695 和车身中部节点 121 009 举例如下。

左侧和右侧分别为横向位移响应 PSD 和垂向位移响应 PSD,节点位移响应 PSD 在大于 2 Hz 后值几乎处于 10<sup>-6</sup>~10<sup>-10</sup> 量级。虽然量级跨度大,但值相对于前面已经非常小了,故后面的曲线未给出。整体来看车体结构在低频时,其位移响应较大值集中在 0.6、1.3 和 1.5 Hz。



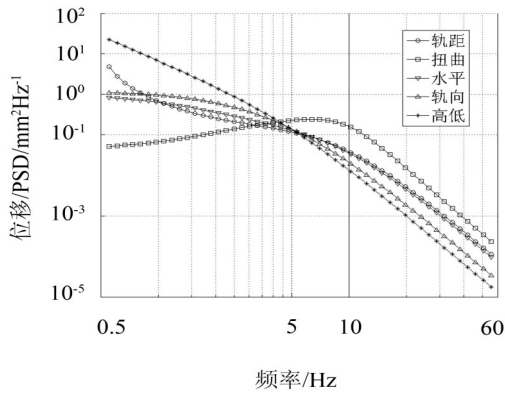


图6 我国200 km/h等级提速线路的轨道谱  
Fig. 6 PSD of track irregularities

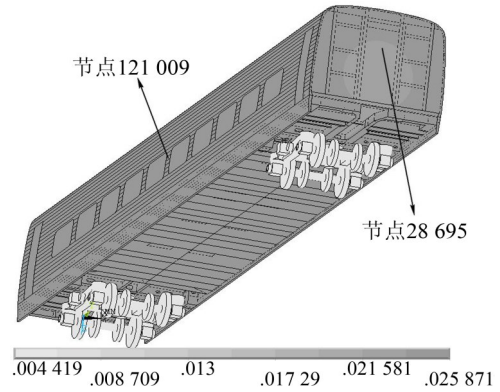


图7 轨道谱激励计算结果  
Fig. 7 The response of track spectrum excitation

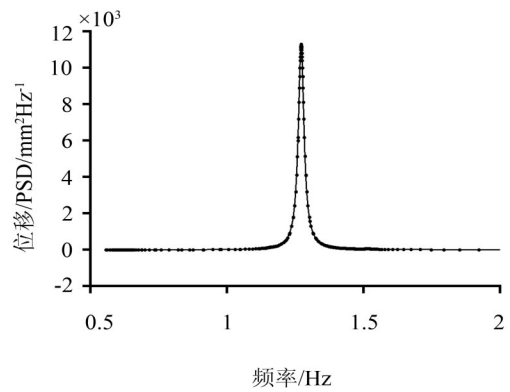
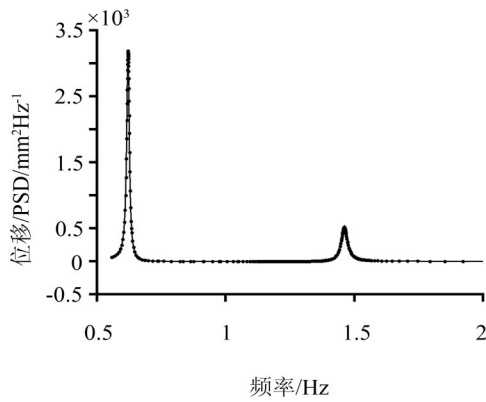


图8 节点28 695横向和垂向位移响应PSD  
Fig. 8 The displacement response PSD of node 28 695

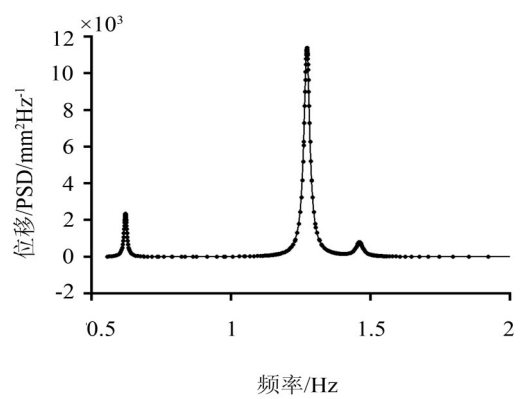
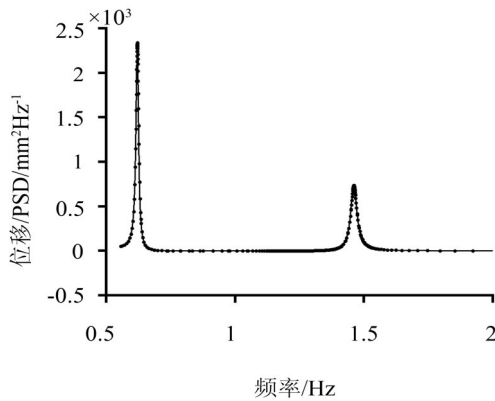


图9 节点121 009横向和垂向位移响应PSD  
Fig. 9 The displacement response PSD of node 121 009

### 4 车内声学特性分析

基于整体有限元模型,计算了前200阶声—结构耦合固有模态,频率跨度为0~126.66 Hz,其中0 Hz代表内腔的静压模态频率。

图10给出了车体内腔各阶声学模态频率。可以看到,在小于20 Hz低频阶段,模态频率随阶数快速上升。之后频率增加变得缓慢,且固有频率随阶数增加变得更加密集。但固有频率在100~120 Hz之间随模态阶数有较快的增大。

图11—图13给出了声—结构稳定耦合模态分析计算结果的示例,声模态和结构模态具有相同的模态频率。计算时声学流体和结构在界面通过赋予FSI(Fluid-Structure Interaction)属性进行载荷传递和耦合。内腔声学流体本身为车体结构所包围,整个模型为一体的,但为了方便结果分析,将车身与内腔分列给出。其中左侧图为各阶模态下车身结构位移云图,右侧为对应模态阶数下内腔声压云图。

车体内腔声学模态随着阶数的增加,其复杂程

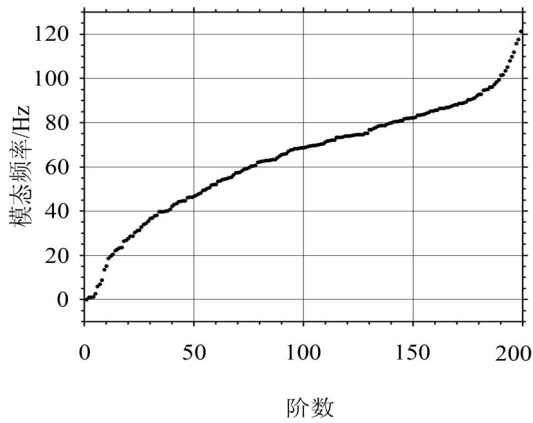


图 10 车体内腔各阶声学模态频率  
Fig. 10 The acoustical natural frequency of inner cavity

度有所增加。对于低频的声学频率,振荡模式多以对称振荡为主,且振荡模式简单而优美。当振荡频率提高后,非对称振荡越来越突出。对比车身结构的位移模态和内腔声学模态,声学模态与结构模态形式对应且紧密相关。

### 5 结语

本文建立了高速列车车体结构整体的有限元简化建模,并基于所建立的模型,对全车体结构的振动与车内声学特性进行了分析。

对车体结构的模态分析,提取了前200阶固有模态,固有频率跨度为0.62~100.27 Hz。其中的前6阶主要为车身相对于转向架的刚体运动模态,从第

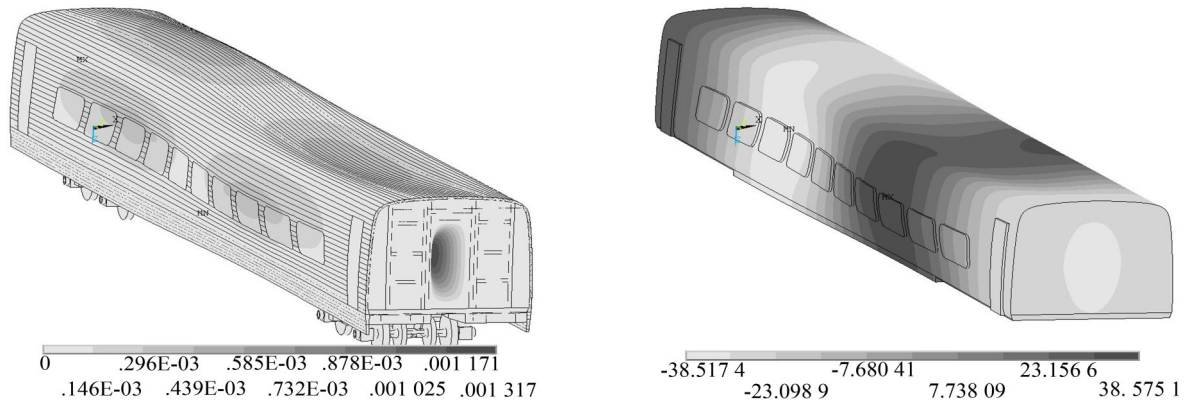


图 11 第13阶20.60 Hz耦合模态  
Fig. 11 The 13 th order coupled mode with a natural frequency of 20.60 Hz

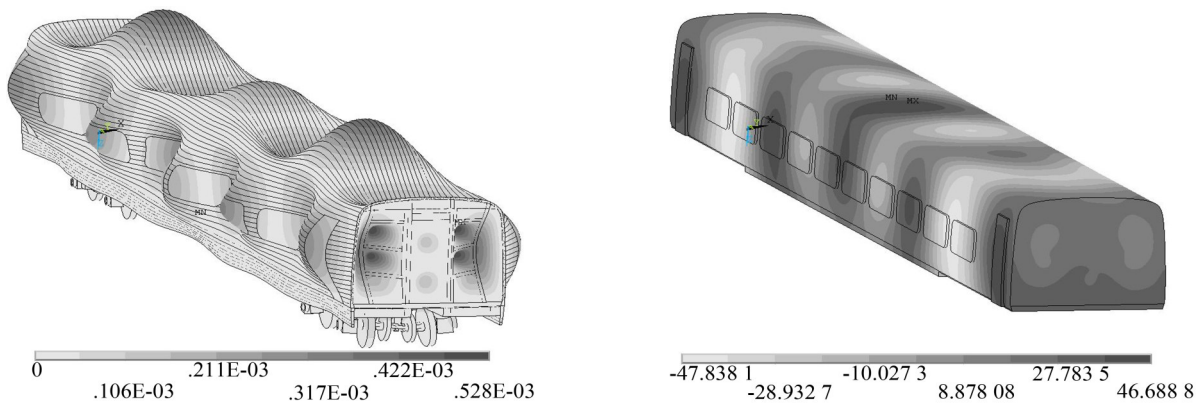


图 12 第56阶50.36 Hz耦合模态  
Fig. 12 The 56 th order coupled mode with a natural frequency of 50.36 Hz

7阶之后为车身结构弹性振动模态。整体来看随着模态阶数的增加,车体振动越加复杂,且模态频率越加密集。对车体在我国200 km/h等级提速线路轨道谱激励下的响应考察表明,车身的最大概率响应幅度约为2.6 cm,且主要在0.60~2.00 Hz的低频处有较大响应。

对车体内腔声学特性的计算考察,提取了车体结构和内腔空气整体前200阶耦合模态,频率跨度为0~126.66 Hz。以直观的模态阶数为参考,内腔声学模态对应频率,在0~20阶和180~200阶出现了小区域快速增大。而且,随着模态阶数增加,内腔声学模态更加复杂,振动更加趋于不对称。

(下转第141页)

分析。首先方向盘3 200 r/min附近振动过大,据响应频率可判断激励源为发动机,其次通过方向盘模态测试判断方向盘本身未产生共振,可判定须从路径寻找原因,最终通过频谱分析及模态测试确定传动轴共振是引起方向盘振动过大原因;

(2) 橡胶阻尼参数不易控制,吸振器往往不像理论仅对单一频率衰减,对比增加吸振器后传动轴模态,发现吸振器对105 Hz附近较宽频均起到吸振效果,100 Hz、102 Hz、105 Hz及116 Hz消失,124 Hz出现;

(3) 实车路试工况,发动机转速3 200 r/min附近方向盘振动过大是由于传动轴105 Hz共振通过转向拉杆传递到方向盘,解决方案是安装传动轴动力吸振器。功案例为此类问题解决提供参考;

(4) 以上问题解决中,试验模态辨识起到重要作用。主要表现在确定共振位置,评价吸振器效果,并为系统及各零部件正向开发提供参考依据。

#### 参考文献:

[1] 庞剑,湛刚,何华.汽车噪音与振动—理论与应用[M].北京:北京理工大学出版社,2008.

- [2] 沈伟,易斌,陆伟领.动力吸振器在降低车内噪声中的应用[J].汽车工程,2010,32(8):90-92.
- [3] 杨亮,吴行让,张硕,谭万军.汽车怠速方向盘振动控制研究[J].噪声与振动控制,2011,31(5):80-85.
- [4] 谢明睿,黄炯,程教育.基于LMS TEST LAB的怠速方向盘振动优化[A].杭州:2009年LMS中国用户大会论文集[C].2009.
- [5] 张永利.怠速方向盘抖动的研究[A].合肥:第二十一届全国振动与噪声高技术及应用学术会议论文集[C].2008.
- [6] LMS Test. Lab 10 B Manual.
- [7] Guillaume P, P. Verboven, S. Vanlanduit, H. Vander Auweraer, B. peeters. A poly-reference implementation of least-squares complex frequency-domain estimator[A].Kissimmee: In Proceedings of IMAC 21, the International Modal Analysis Conference[C].2003.
- [8] Pintelon R, J. Schoukens. System Identification: a frequency domain approach[A]. New York: IEEE Press [C].2001.
- [9] 慕乐,周铤.基于传递路径分析的怠速工况下转向盘振动路径识别及改进[J].汽车技术,2011(4):16-19.
- [10] 赵玫,周海亭,陈光治.机械振动与噪声学[M].北京:科学技术出版社,2005.

(上接第105页)

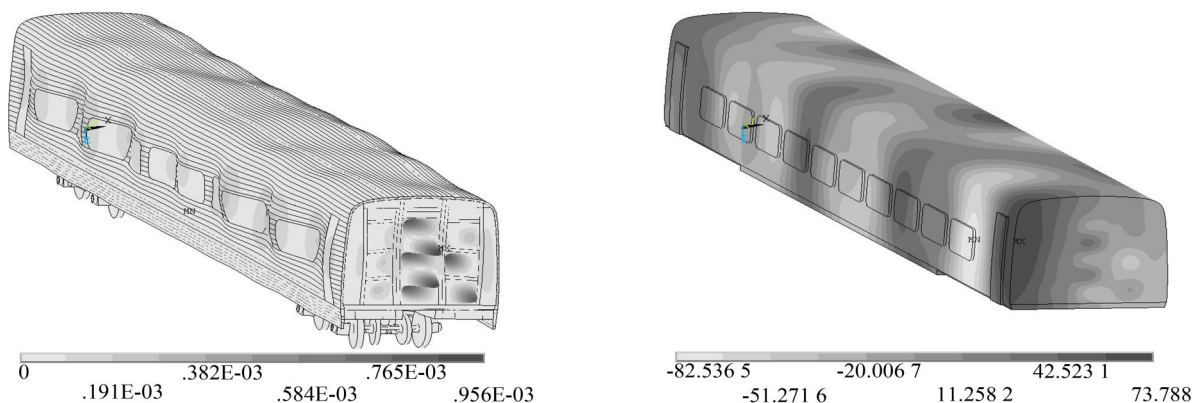


图13 第106阶70.02 Hz耦合模态

Fig. 13 The 106 th order coupled mode with a natural frequency of 70.02 Hz

- [2] 潘勇.动车组车内噪声和车外噪声源识别研究[D].长沙:中南大学,2009.
- [3] 范蓉平,孙旭,孟光,等.高速列车车内噪声特性研究[J].振动工程学报,2004,17(z2):1097-1100.
- [4] 王丽红,高伟.CRH2型动车组噪声控制及改进建议[J].铁道运营技术,2010,16(4):51-53.
- [5] 杨新文,翟婉明,和振兴.高速列车运行产生的轮轨噪声预测[J].噪声与振动控制,2011,31(3):89-94.
- [6] 张伟,陈光雄,肖新标,等.高速列车车内噪声声品质客观评价分析[J].铁道学报,2011,33(2):13-19.

- [7] 叶贵鑫,刘岩,杨冰,等.高速动车组噪声测试及其声品质客观参量分析[J].噪声与振动控制,2011,6(3):85-88.
- [8] 李凌轩,宋桂秋,马源源,等.基于ANSYS分析客运列车固有振动特性对人体的影响[J].振动与冲击,2011,30(1):121-123,161.
- [9] 杨晓宇,高阳,程亚军,等.高速列车气动噪声Lighthill声类比的有限元分析[J].噪声与振动控制,2011,31(4):80-84,127.
- [10] 陈宪麦,王澜,陶夏新,等.我国干线铁路通用轨道谱的研究[J].中国铁道科学,2008,29(3):73-77.